

空気膜構造による新しいパネル構造の機械特性  
とその応用に関する研究

片山 範将

博士（工学）

総合研究大学院大学  
物理科学研究科  
宇宙科学専攻

平成26（2014）年度

空気膜構造による新しいパネル構造の  
機械特性とその応用に関する研究  
Study of Novel High-specific Stiffness Panel Structure Based on  
Pneumatic Structural Concept

片山 範将

博士（工学）

総合研究大学院大学  
物理科学研究科  
宇宙科学専攻

平成 27 年度  
（ 2 0 1 5 ）

# 目次

要旨.....	v
ABSTRACT OF DISSERTATION.....	viii
第1章 序論.....	1
1.1. 宇宙機における面構造.....	1
1.1.1. 面構造の利用用途について.....	2
1.1.2. 面構造の構造様式について.....	11
1.2. 研究目的と研究の構成.....	24
1.2.1. 本研究の着想.....	24
1.2.2. 本研究の目的.....	26
1.2.3. 論文の構成.....	27
第2章 新しいパネル構造の概念.....	29
2.1. 空気膜構造とは.....	29
2.1.1. マルチセル空気膜構造.....	32
2.2. 空気膜構造によるパネル構造の提案.....	33
2.2.1. マルチセル空気膜構造をコア材としたサンドイッチパネル.....	36
2.3. 本章のまとめ.....	40
第3章 機械特性の検証.....	41

## 目次

3.1.	はじめに.....	41
3.2.	一般的なサンドイッチパネルとしての曲げ変形 .....	42
3.2.1.	サンドイッチパネルとしての等価曲げ剛性の算出方法.....	45
3.2.2.	サンドイッチパネルとしての等価せん断剛性の算出方法 .....	46
3.3.	せん断試験 .....	47
3.3.1.	試験目的.....	47
3.3.2.	試験パネル諸元.....	47
3.3.3.	試験コンフィギュレーション .....	50
3.3.4.	試験結果.....	51
3.3.5.	理論式との比較及び考察.....	55
3.4.	曲げ試験.....	60
3.4.1.	試験目的.....	60
3.4.2.	試験パネル諸元.....	60
3.4.3.	試験コンフィギュレーション .....	63
3.5.	曲げ試験結果 .....	66
3.6.	曲げ試験結果に対する考察.....	72
3.6.1.	考察① [表面板のローカルな曲げ変形] .....	72
3.6.2.	補正後の曲げ剛性の算出.....	76
3.7.	パラメータを変更した実験結果.....	80
3.7.1.	内圧.....	80
3.7.2.	コア高さ .....	84
3.7.3.	表面板厚さ .....	87
3.8.	まとめ .....	91

## 目次

第4章 詳細数学モデル(FEM)による数値解析 .....	92
4.1. はじめに.....	92
4.2. 剪断試験解析 .....	92
4.2.1. 剪断試験片モデル .....	92
4.2.2. 解析結果.....	94
4.3. 曲げ試験解析 .....	96
4.3.1. 曲げ試験片モデル .....	96
4.3.2. 変形形状比較.....	100
4.3.3. パラメータ感度解析結果.....	105
4.3.4. コアの高さ, 表面板厚さと面外変形との関係に関する考察.....	111
4.3.5. 軌道上の応用例とミッション成立性の検討.....	114
4.4. 本章のまとめ .....	116
第5章 新しい形状解析とその検証 .....	118
5.1. はじめに.....	118
5.1.1. 新しいパネルの形状制御方法の提案.....	118
5.2. 解析.....	120
5.2.1. 解析モデル .....	120
5.2.2. 複数セルから構成される単一セルにおける断面モデルの構成方程式 ...	121
5.2.3. 中央膜面におけるベンディング・アクチュエータ .....	122
5.2.4. 無次元方程式.....	123
5.3. 数値解析による検証.....	124
5.4. 試験による検証.....	131
5.4.1. 試験手順と試験装置について .....	131

## 目次

5.4.2. 試験結果・考察 .....	133
5.5. 本章のまとめ .....	136
第6章 結論 .....	137
6.1. 本研究の結論 .....	137
参考文献 .....	141
研究業績 .....	148

## 要旨

近年、宇宙構造物は大型化している。その原因の一つに衛星の消費電力の増加がある。電子デバイスの高機能化に伴って衛星のミッションが多機能化し、多くの電力が必要となった。要求される電力を太陽発電によって補うために大型のソーラーアレイが必要になった。また、多様なミッションを実現するためにアンテナや光学観測機器などの物理的な大きさを必要とする通信衛星や科学衛星が増加している。さらに、再生可能エネルギーとして、注目される太陽発電衛星は、一辺が数十 m～数 km の大面積を持つ超大型宇宙構造物であり、今後、大型宇宙構造物、特に、パドルやアンテナを形成する大型面構造の需要が高まると言える。一方で、大型面構造の輸送を考えると、効率よく、経済的に宇宙空間に運搬することが求められる。そこで、今後の大型宇宙構造物は小さく畳んで大きく使う高収納性と衛星重量の軽量化が要求される。さらに、軌道上で、太陽輻射圧と重力傾斜などの外的荷重に対して、目的の形状を維持するため、ある程度の剛性も求められる。

従来の面構造を構成する主な構造様式は、リジッドパネル型とフレキシブル・ブランケット型があるが、しかし、さらなる大型化を考えたとき、両構造様式とも、信頼性、軽量性、収納性について、限界に近付いており、新しい構造様式が求められている。

また、大型化により構造の固有振動数が低下することで構造振動と姿勢制御系とが干渉する問題がある。そのため、今後の大型構造物を構成する面構造においては、これらの振動や変形を抑えることができる機能を持つことが期待される。

そこで、本研究では、打上げ時及び軌道上の各フェーズでの強度・剛性設計における余剰分に着目し、パネルそのものを打上げ時と軌道上時で形態変化させ、軽量性、収納性を向上させることに着想した。その形態変化の鍵となるものが、気体を内包した複数のセル状空気膜からなるマルチセル空気膜構造である。本研究では、このマルチセル空気膜構造を活用して、新しいサンドイッチパネルと形状制御方法をそれぞれ提案する。

新しく提案するサンドイッチパネルはマルチセル空気膜構造をコアに適用しており、そのセル内圧を変動させることにより、パネルの厚み方向の収納・展開が可能であり、軽量化、収納性、信頼性の向上が見込まれる。また、サンドイッチパネルにしたことにより、

## 第1章 序論

空気膜構造を単体で使用したよりも、より高い剛性が確保される。更に、マルチセルであることにより、単一セルが破壊しても全体の形状は維持されるというロバスト性も有する。本研究では、荷重試験と数値解析により、本パネルの機械特性、特に、面外変形の特性について論じる。もう一つの新しい提案は、空気膜構造の特徴を活かし、セル内圧を用いたパネル構造全体の形状制御システムである。本形状制御システムは、空気膜構造と圧電フィルム等で構成された薄肉のベンディング・アクチュエータを組み合わせたシステムであるため、軽量で、摺動部のない信頼性の高い形状制御を実現することが可能である。本研究では、実験と解析でその有効性を実証する。

初めに、空気膜構造をコア材に用いたサンドイッチパネル構造の機械特性について論じる。本研究では、実際にガスバリア性に優れた膜材を選定して本パネル構造を製作し、荷重試験を行った。まず、剪断試験によって、本パネル構造の等価剪断剛性を取得すると共に、荷重-変位曲線より膜材の等価的なヤング率を理論的に導出した。次に、面外変形の特性を取得するために四点曲げ試験を行った。本パネル構造は、セル内圧を利用しているため、宇宙空間と同じ真空環境下で試験を行う必要があった。よって、真空装置内で駆動可能な曲げ試験機を開発した。本試験機を用いて、セル内圧、コア高さ、表面板厚さをパラメータとした種々の試験片の荷重-変位曲線を取得した。試験結果から、一般的なサンドイッチパネルとは異なり、曲げモーメントによる面外変形は小さく、大部分は剪断力による面外変形であることが明らかになった。また、コア高さおよび表面板厚さの増加に対して面外変形の剛性は増加することが分かった。さらに、その剛性増加については一般的なサンドイッチパネルの理論とは異なる結果が得られた。

上記の試験結果を受けて、各種パラメータの剛性への影響を定量的に予測、評価するには、より詳細な解析が必要であると判断し、それぞれの試験を模擬する有限要素モデルを構築し、接触問題を有する非線形有限要素法解析を行った。試験結果と本解析結果の変形形状や荷重-変位曲線を定量的に比較・検討した結果、解析モデルが本パネルの変形を評価するために必要な精度を有していることを確認した。更に、四点曲げ試験での面外変形は、空気膜構造のセルの剪断剛性が低いため、その剪断変形が支配していることと、圧子によるパネル厚さ方向の撓みは圧子周辺に限定されることも示した。セル内圧、コア高さ、表面板厚さに対する面外変形の感度解析を行い、セル内圧の増加はセル膜面の剪断座屈による面外変形の剛性低下が始まる変形量を大きくすること、コア高さおよび表面板厚さについてはサンドイッチパネルの一般的な理論と異なる感度となった実験結果の傾向を本数学モデルはほぼ表せていることを示した。更に、本数学モデルを用いて軌道上での荷重条件下での本パネルの面外変形を算出し、軽量且つある程度有用性のある剛性を確保していること

## 第1章 序論

を示した.

最後に、新しく提案した本パネルの形状制御機構について説明する. 本手法は、隣り合うセルの隔壁に設置されたベンディング・アクチュエータを配置することで、体積変化をおこし、セルの圧力のつり合い点を移動させることで、全体としてパネルに曲げ変形を発生させるというものである. この機構のメリットとしては、摺動部を必要しないフィルム状のベンディング・アクチュエータを用いるため、信頼性が高く、空気膜構造の軽量性を維持できるということである. 本研究では、基本概念を理論的に表すだけでなく、数学モデルを構築して解析を行い、本機構の実現可能性を確かめると共に、電圧に対する回転角の線形性を明らかにした. 更に、6つパラメータについて、制御性能に対する感度解析を行い、最も感度の大きいパラメータは、セルのアスペクト比であることを示した. 検証実験においても、本手法の妥当性と印可電圧に対する回転角の線形性を示した.

以上のように本論文では、マルチセル空気膜構造を用いて、将来の大型構造物に適用可能な見通しのある新しいサンドイッチパネルと形状制御方法を提案し、その特性を解析と実験によって検証した.

2015年01月27日

片山 範将

## ABSTRACT OF DISSERTATION

In recent year, space structures are showing a tendency to become large. One of these reasons is that their power consumptions by lots of advanced electrical device on board for multi-functional missions are increasing. In order to compensate for the heavy power requirement, large solar arrays are needed. Likewise, to achieve multi-functionality, more and more communication satellites and scientific satellites require physically larger antennas and optical components. Solar power satellites, anticipated as reusable energy sources, come in large size spanning up from several tens meter to several kilometers. In the future, large surfaced space structures such as solar paddles and antennas will most likely be in high demand. However, difficulty remains with the method to carry these structures efficiently to space. To achieve such efficiency, future large surfaced space structures needs high package efficiency to fold itself small and expand itself to its large size in space as well as being ultra-light weight. Also, some rigidity is needed to keep its shape under the solar pressure and gravity gradient on orbit.

Previous surfaced structures are made either by the rigid panel method or the flexible blanket method. The rigid panel method consists of rigid panels and simple mechanism to expand the panels. It is reliable and enough stiff to keep its shape on orbit, but is not so lightweight and compact in launch configuration. On the other hand, the flexible blanket method is lightweight and compact. However, it needs another structure with a complex mechanism to expand the flexible blanket and keeps its shape, then its reliability is not so high. Therefore, in order to construct much larger surfaced structures, both methods are insufficient in terms of reliability, ultra-lightness, and package efficiency. A new method to construct large surfaced structure is hoped for.

The large surfaced space structures may be very flexible and, consequently, its natural frequencies go down to yielding interaction between structural vibration and attitude control system. Moreover, slight external loads such as the solar pressure and the gravity gradient may yield bending deflection on its flexible structure. Therefore, the vibration suppression and the shape control are very important problems for the large surfaced structures.

In order to realize a reliable, lightweight and high package-efficient large surfaced space structures, I focused on the gap of the strength and the stiffness design criteria between during launch and on orbit. Normally, the criteria during launch are much severer than those on orbit. Structures are designed to satisfy the severer criteria during launch so that they have unnecessary large structural margin on orbit. This fact let me hit on the idea to change a structure morphologically between two phases so as to optimize structural margin in each phase. In order to realize such kind of structure, I am interested in Multi Cellular Inflatable (MCI) structure because it can change morphologically by varying the internal pressure of cells. In this dissertation, two novel proposals, a sandwich panel and a shape control methods, using MCI structure are presented and their validities are investigated by numerical analyses and experiments

The proposed new sandwich panel applies MCI structure to its core. This panel, called MCI sandwich panel, can shrink and expand its thickness by the variation of the internal pressure of the cells. It means that this panel is able to be stored more compact due to the volume reduction in launch configuration than traditional sandwich panels. This compactness can bring it larger tolerance against the severe mechanical environment during launch. The effects of the internal gas can be described as follows:

- i ) Geometrical stiffness caused by pre-stress.
- ii ) Prevention of membrane slackness.
- iii ) Stiffness derived from the change in gas volume during large deformation.

Additionally, it is lightweight compared to general sandwich panels with metal core. It has larger stiffness than the panels that only consists of MCI structure. It has robustness of its shape because, even if some cells become damaged, the entire structure can maintain its shape and stiffness via internal gas pressure due to the presence of other normal cells.

The other proposal is novel shape control system using MCI structure for large space structures. This system takes advantage of pneumatics diaphragm mechanism of MCI structure. It works using thin piezo bending actuators attached to a membrane between two cells. The actuator is a bimorph actuator composed of two Macro Fiber Composites. It is ultra-light and reliable because the system has no mechanically sliding part.

The specific research objectives of this dissertation are as follows:

1. To propose Multi-Cellular Inflatable (MCI) sandwich-panel for large space structures which has low area density and high storability.
2. To perform four-point bending load tests to MCI sandwich panel in a vacuum in order to

determine the sensitivity of manufacturing parameters such as geometry and internal pressure to its bending property and find the most sensitive factor.

3. To develop and validate finite element models of MCI sandwich-panel for mechanical characteristics.
4. To propose a novel shape control system using the MCI panel without any sliding component.
5. To develop and validate analytical models of a novel diaphragm mechanism for the shape control system to investigate its feasibility and the fundamental characteristics.

Firstly, I tried to make the mechanical property, especially bending property, of the MCI sandwich panel clear by means of the load tests. This panel utilizes the internal pressure of the cells, the tests has to be execute in the vacuum as on orbit. The bending test device that enables to carry out the tests in the vacuum was developed. Simultaneously, an airtight material for the membrane of the MCI core was found and manufacture of the MCI sandwich panel with this material succeeded. Lots of test specimens that changed design parameters, that were size of the panel, thickness of the core and the skins were made to clarify the sensitivity of these parameters to the bending property of the panel. The four point bending tests were performed under several pressures in the vacuum chamber. The bending and shear rigidities were tried to calculate from the load-displacement curves obtained by test results. However, I encountered a phenomenon that the displacement at the load point became larger than the displacement at the center of the specimens. By detail inspection of the data, it was considered that the local deflection in the direction of the core thickness caused the phenomenon. Analytical investigation for this local deflection was executed to compensate the test results, and then, the rigidities were calculated. The results show that the thickness increment of the core and the skins increase the rigidities. However, the sensitivities of these parameters to the rigidities were small compared to the prediction based on the general theory for sandwich panels.

In order to clarify the difference between the test results and the general theory, the precise three-dimensional finite element model was developed so as to present the bending test. Nonlinear finite element analysis with contact problem was executed. It was found that the load-displacement curves obtained by this analysis approximately agreed with the curves obtained by the test. Then, it was concluded that the finite element model was enough accurate to estimate the mechanical property of the MCI sandwich panel. After this estimation, the FEM analysis was executed to clarify the correlation between the mechanical characteristics and the design parameters on the specimen. The results of tests and FEM analyses clarified four factors to effect on the mechanical

characteristics of the MCI sandwich panel.

(1) Due to low compressive stiffness and low shear rigidity of the MCI core, the increment of bending rigidity of this panel due to the increment of the thickness of the core and the skins is less than the increment derived from the general sandwich panel theory.

(2) The local deformation of the panel at the load point in the direction of its thickness causes the decrease of its bending rigidity. However, it can be improved by the increase of skin thickness.

(3) The sensitivities of the core thickness and the skin thickness to the bending rigidity of the panel were estimated. The increase rate of the bending rigidity by the increments of these parameters decreases when their thicknesses exceed some threshold level.

(4) The shear rigidity and compressive stiffness of the core may be improved by fiber reinforced membrane or brace fibers connecting both skins. This improvement results in the increase of the bending rigidity of the panel.

Next, a novel shape control method using the MCI structure is proposed and its feasibility and characteristics are investigated by experiments and numerical analyses. This shape control method for a simple MCI panel is achieved via a novel diaphragm mechanism. Let us consider the simplest MCI panel model that consists of only two cells. A set of Macro Fiber Composites is attached to the opposite side of the common center membrane each other. It works as a bending actuator for the common membrane by the applied voltage. When it bends the membrane, the volume difference between the cells is yielded, and it causes the equilibrium shift of internal pressures. This shift brings an angle between both sides of the cells. The shape of whole structure is controlled by the locally and discretely yielded angles by the plural diaphragm mechanisms. The equilibrium equations are theoretically derived and indicate the validity of the method. It is also shown from them that the applied voltage to the bending actuator yields the proportional curvature of the panel. This shape control method is reliable because no mechanical sliding component is included. In addition, the proposed mechanism has higher rigidity than that of a bending actuator used alone and is ultra-light weight with membrane bending actuators.

Numerical simulations based on the equations were executed and showed the validity of this method. From the non-dimensional equilibrium equations that represent the bending deformation, six parameters that affect the control efficiency are obtained. Then, the sensitivity of the six parameters to the control efficiency was investigated according to the numerical results. It shows that the control efficiency is highly sensitive to an aspect ratio of the cells, because this diaphragm mechanism strongly depends on their volume change. The relationship between the applied voltage

## 第 1 章 序論

to the bending actuator and the generated curvature of the panel shows approximate linearity as is derived by the theoretical equations.

A basic experiment was executed to confirm the feasibility of the method. The diaphragm mechanism that consists of two cells with the bending actuator attached to the common membrane at the center of the cells was made. The aspect ratio of the cells was decided according to the sensitivity analysis. The relation of the applied voltage to the bending actuator and the yielded angle between both sides of the cells was obtained. It is confirmed from the obtained data that this shape control method works adequately as expected. It is also shown that the relation between the applied voltage and the yielded angle is approximately linear and its ratio is within the range that is derived from the equations.

This research contributes to the acquirement of the fundamental knowledge for the novel ultra-light and morphing Multi Cellular Inflatable structures for space applications. It proposes a sandwich panel and a shape control method with the MCI structures and demonstrates their potentials for use in large space surfaced structures such as solar array, radiator, and sun/star-shield by analyses and experiments.

2015/01/27

Norimasa Katayama

# 第1章 序論

## 1.1. 宇宙機における面構造

人工衛星の構造は、図 1-1 に示すように、主構造である一次構造、アンテナ・太陽発電パドル・観測装置の二次構造、そして、サーマルブランケットなどの三次構造から構成されている。二次構造は、ミッションにより、図 1-2 に示すように、ワイヤーやマストなどの一次元部材やアンテナ・太陽発電パドルの二次元部材など様々な形態を持つ。

本論文では、二次元部材の中で、ある程度の面積を有することを求められる平面構造に注目する。本論文では、以降これを「面構造」と呼ぶ。主なアプリケーションとして、太陽発電パネル、サンシールド、ラジエータ、アンテナが挙げられる。面構造で代表的な使用用途別に、次節で、詳しく傾向と要求についてまとめる。

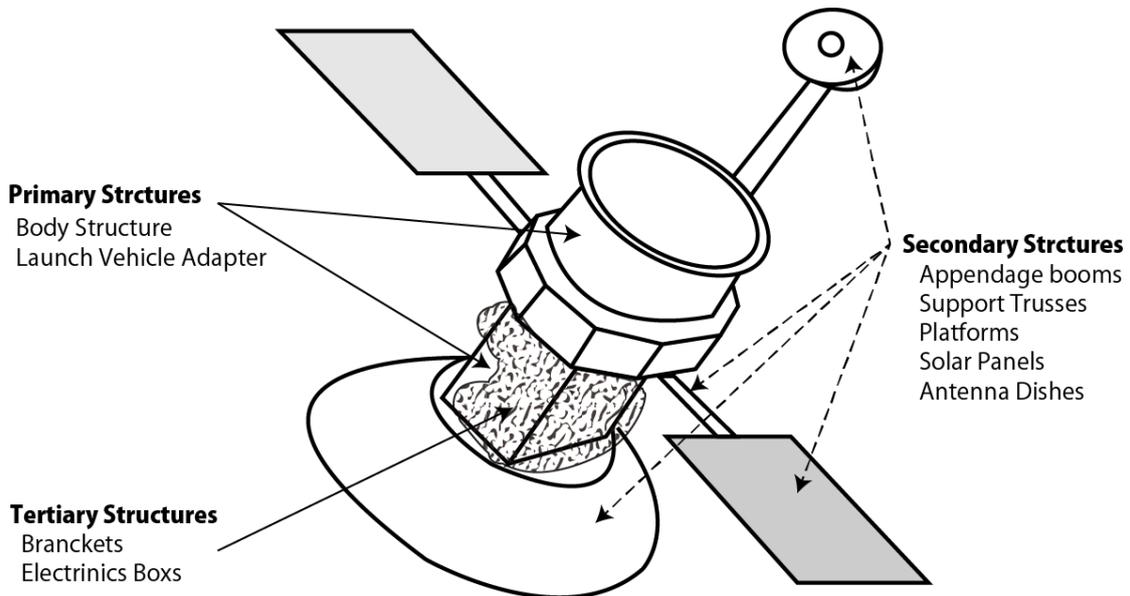
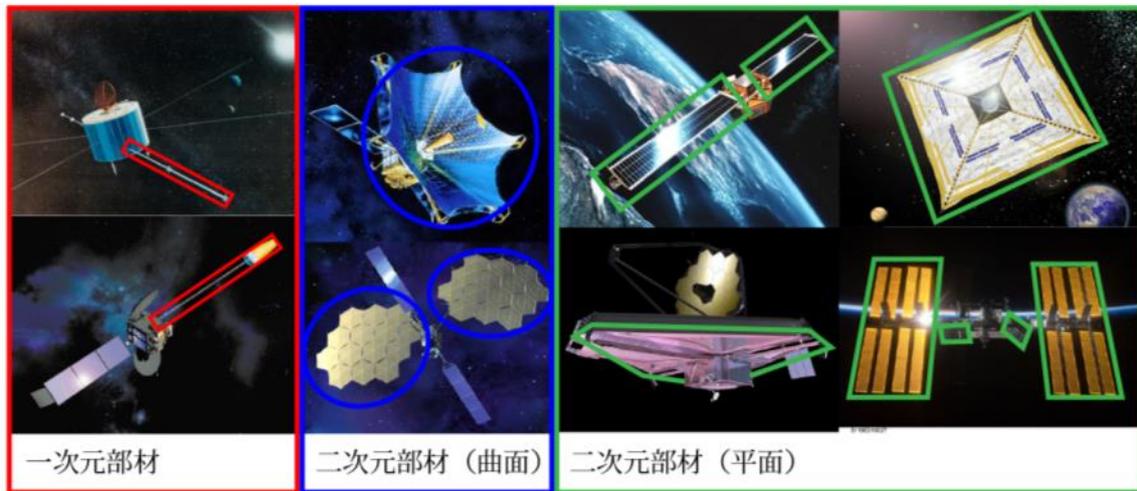


図 1-1 人工衛星の構成 [1]



©NASA/JAXA

図 1-2 宇宙機における二次構造の形態例

### 1.1.1. 面構造の利用用途について

#### (1) 太陽光発電パネル

太陽電池を備えた初期の人工衛星は、衛星の主構体に太陽電池を張り付けるマウント型から始まった。図 1-3 に示すように、衛星のミッションの高機能化に伴い、消費電力が増加し、更なる大電力化を実現するため、多くの人工衛星が、大型の展開型太陽電池パネルを備えるようになった[2]。図 1-4 に、その代表例である商業通信衛星のインテルサット衛星の太陽電池搭載構造の推移を示す[3][4]。また、最大発電量能力を持つ宇宙構造物は、国際宇宙ステーションである。その太陽電池搭載構造は、 $35\text{m} \times 12\text{m}$  ( $420\text{m}^2$ )の大きさの太陽電池パドル 8 機からなり、出力  $264\text{kW}$  を有する。将来計画として、図 1-5 に示す数 kW 級の電気推進[5]–[7]を持つ  $25\text{kW}$  級静止衛星バスや図 1-6 に  $1\text{GW}$  級宇宙太陽光システムのミッション[8]–[12]が挙げられており、さらなる発電電力要求の増加が見込まれる。

発電量を増加する方法として、セルの発電効率の向上と太陽電池パドルの大型化の 2 つが挙げられる。しかし、図 1-3 に示す通り衛星の消費電力は指数関数的に増加しているため、図 1-7 に示す太陽電池セルの発電効率の向上だけでは、対応することができないと見込まれる。そのため、太陽電池パドルの更なるの大型化が今後予想される。

第1章 序論

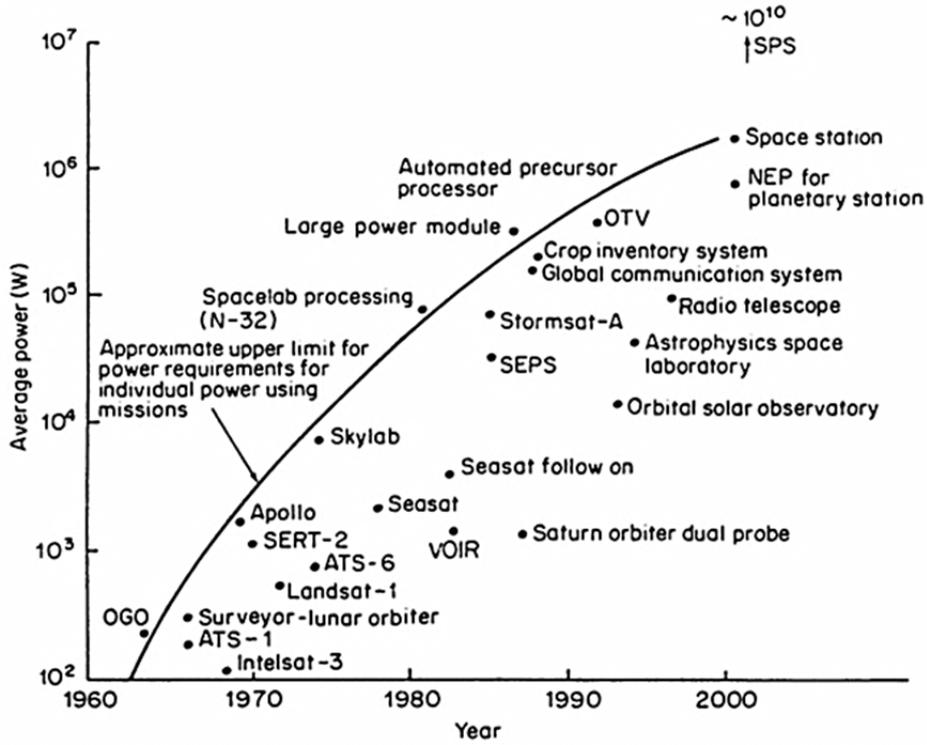
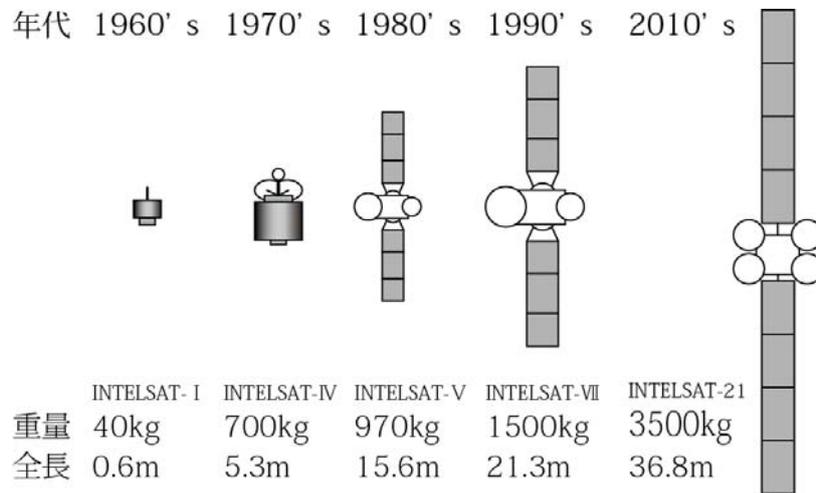


図 1-3 歴代衛星の消費電力の推移[4]



[スケール統一]

図 1-4 太陽発電パネルの大型化[3]

## 第 1 章 序論

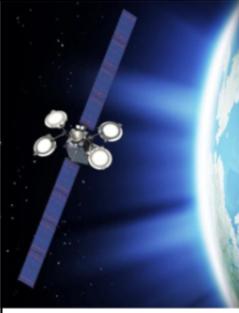
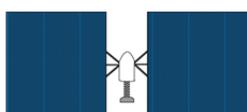
スケジュール (TBD)		2016年～2018年	2018年～2020年	2028年 2023年：技術獲得
ミッション		全電化静止衛星バス	月やEL1,2に、国際宇宙ステーションの一部などを輸送	Asteroid-nextミッションの一翼を担う軌道間輸送システム
システム リファレンス	イメージ	 ©Boeing 702SP		
	スラスター 特性	総消費電力： 5 kW Isp: 1900秒 総発生推力： 0.25N	総消費電力： 50 kW Isp: 1900秒 総発生推力： 2.5N	総消費電力 7 kW Isp: 1902秒 総発生推力： 0.27N
	質量配分	打上げ時重量 2トン	打上げ時重量 9トン	打上げ時重量 18トン
	ミッション時間	5000h	6400 h	9000 h

図 1-5 大出力電気推進を持つ宇宙機プロジェクト[5], [6], [13]

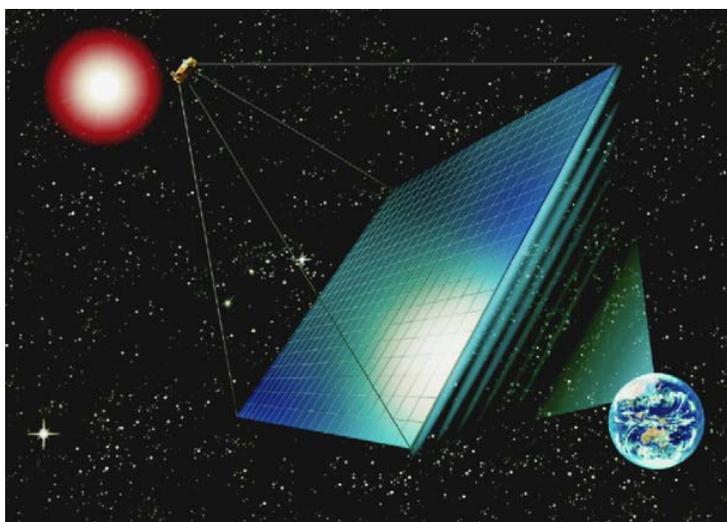


図 1-6 宇宙太陽光発電システム-基本案[14]

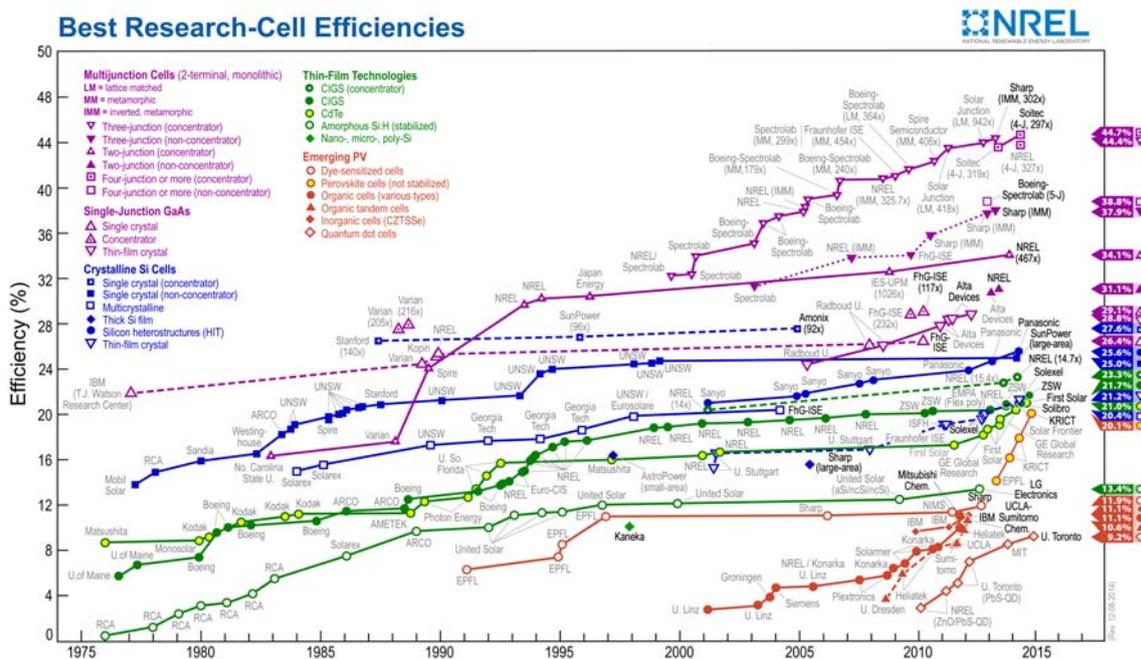


図 1-7 太陽電池セルの変換効率の推移 [15]

## (2) ラジエータ

前述のような人工衛星の消費電力の増加は、衛星搭載機器類からの総排熱量も増加することにつながる。そのため、外気のない宇宙空間において、人工衛星外表面から余分な熱量を輻射により宇宙に排熱する必要があり、その排熱をするラジエータが必要となる。

ラジエータとは、図 1-8 に示すように液体の相変化に伴う潜熱の授受を利用した熱伝導素子である。図 1-9 に実衛星での搭載例を示すように内部の発熱機器から衛星構体に取り付けられた放熱面から宇宙空間に向けて放熱している。しかし、単位面積当たりの放熱量には、物理的な限界があり、ラジエータとして使用できる人工衛星の主構造の表面積もロケットフェアリングの衛星包絡域内に衛星を収納するという制約があるため、衛星内には上限がある。そこで、太陽発電パネルのように、打上げ時には放熱面を収納し、軌道上で展開する機構を有した展開型ラジエータの開発が、現在、日欧米を中心として、盛んに行われている[16]–[18]。宇宙航空研究開発機構(JAXA)は、消費電力 15kW 級衛星バスにおける高排熱輸送技術の確立を目指し、図 1-10 に示す展開型ラジエータを搭載した技術試験衛星Ⅷ型(ETS-VIII)の展開型ラジエータ(DePloyable Radiator:DPR)の軌道上試験を行った[15]。また、最も大型なラジエータを搭載しているのが、国際宇宙ステーションである。図 1-11 に示すように 4m×12m (48m<sup>2</sup>) の展開型のラジエータが 6 基搭載されている[19]。

## 第1章 序論

さらに、計画中の宇宙太陽光発電システムにおいても、集光や送電による機器からの排熱量も大きくなることが想定されており、発電面積と同等規模（ $10^4 \text{ m}^2$  程度）の大面积のラジエータが必要となることが想定されている。

以上より、発生熱の増加に伴い、人工衛星の放熱面積を飛躍的に増大させるために、衛星の外部に展開かつ拡張可能なラジエータとして、収納性と軽量性を兼ね備えた大型な面構造が求められている。

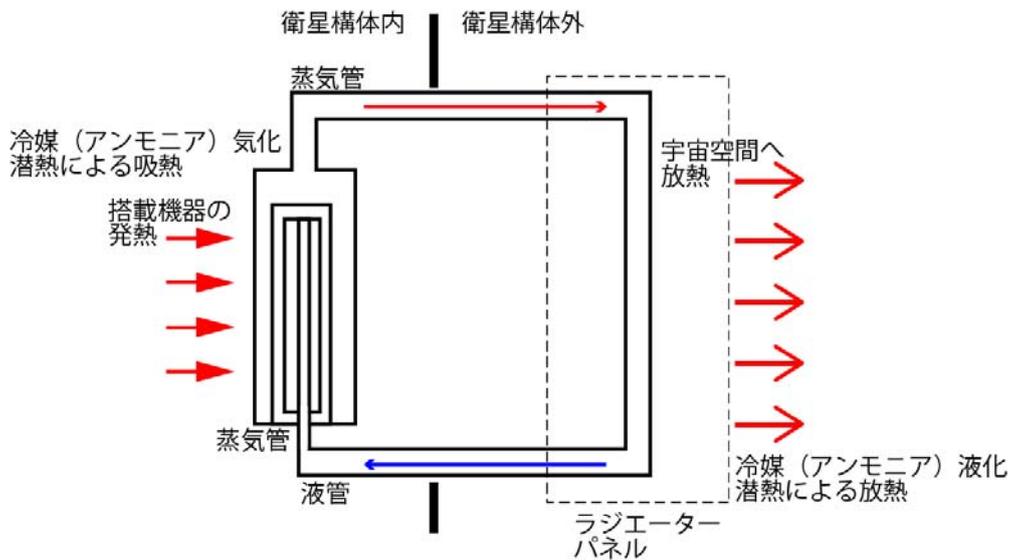


図 1-8 ラジエータ (RELHP) の原理[18]

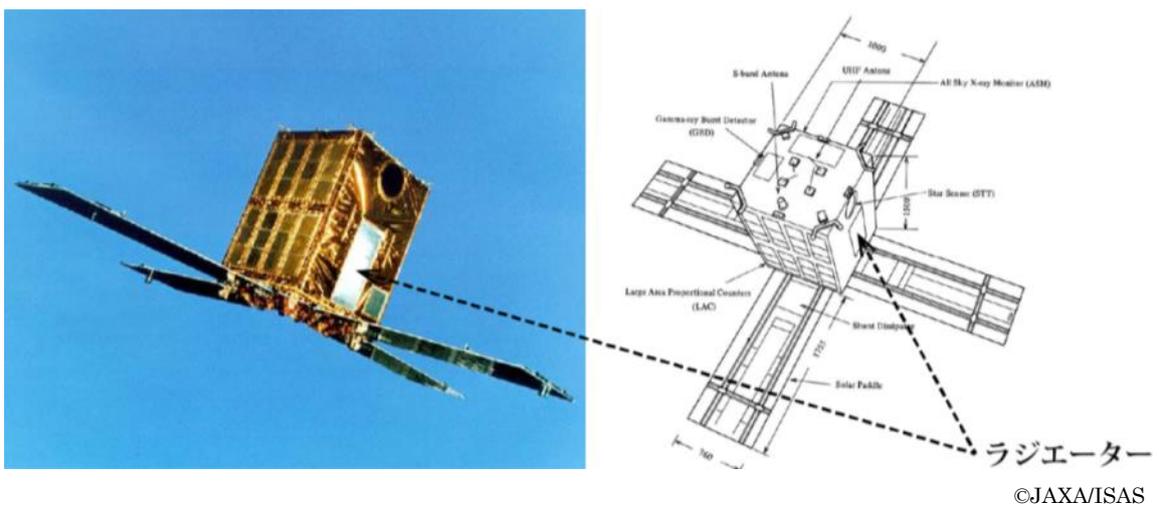
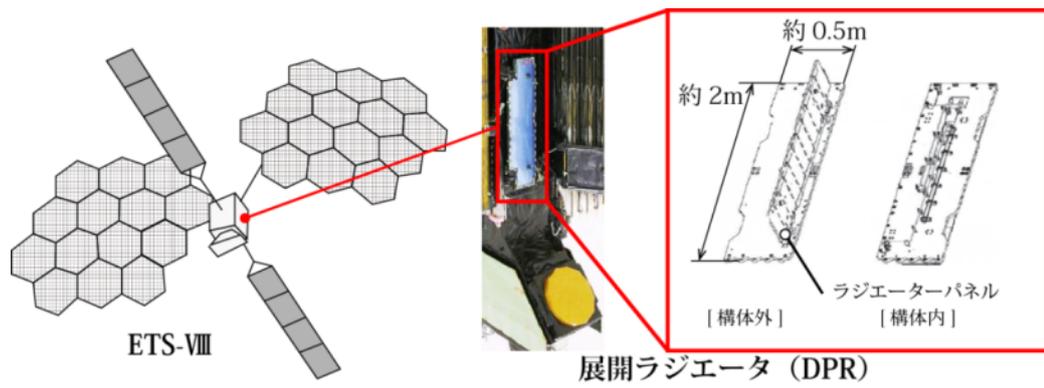
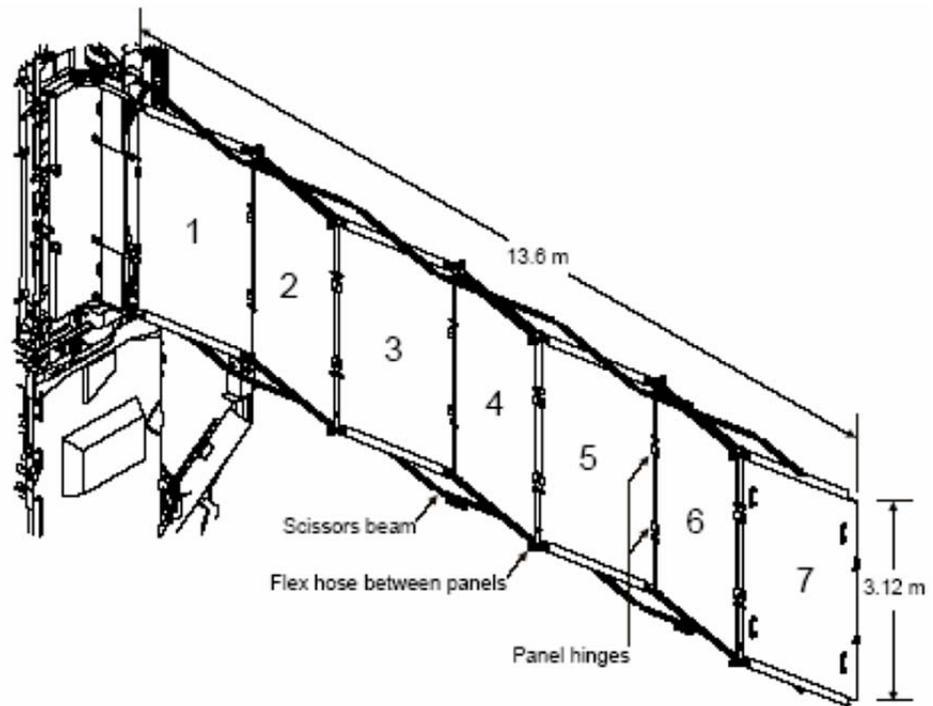
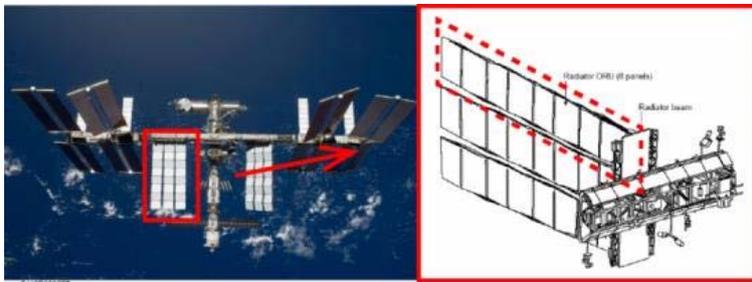


図 1-9 衛星主構体に取り付けられたラジエータ（ぎんが）[20]



©JAXA

図 1-10 技術実証衛星 ETS-VIIIにおける展開型ラジエータ[18][17]



©NASA/BOEING

図 1-11 国際宇宙ステーションに搭載された展開型ラジエータ[19]

(3) サンシールド

サンシールドとは、宇宙天文衛星や地球観測衛星などの観測の妨げとなる外部から光源や熱を遮るための日よけである。従来のサンシールドは、比較的小さい観測装置用であり、固定型の薄肉筒等が用いられてきた。しかし、宇宙天文衛星では、図 1-12 に示すように、望遠鏡の主鏡は次第に大型化しつつあり、また、観測方法も多様化している。そのため、一方向からの入射光から大型の鏡を守るための平面サンシールドが開発されている。

例えば、ジェイムズ・ウェッブ宇宙望遠鏡[21]では、鏡の直径が 6.5m にもなる。この鏡に光、熱などの入射を防ぐためには、図 1-13 に示すように、19.8m×14.4m と大型のサンシールドが必要となる[22][23]。打上げ時には、折り畳み収納し、軌道上で複数枚の膜面を機械式展開マストで展開する計画となっている。さらに、将来ミッションとして、図 1-14 に示すように、望遠鏡と観測対象ではない明るい恒星を結ぶ直線上に Star-shade と呼ばれる面構造を配置し、対象としない光を遮る観測手法により、現在観測できない 36 光年先の地球型惑星を直接観測する手法が検討されている[24]–[27]。この Star-shade の直径は数十 m になると想定されている。

以上の通り、飛翔体天文学や地球観測のより多様なミッション要求を実現するために、10～50m 程度の大型の面構造が求められている。

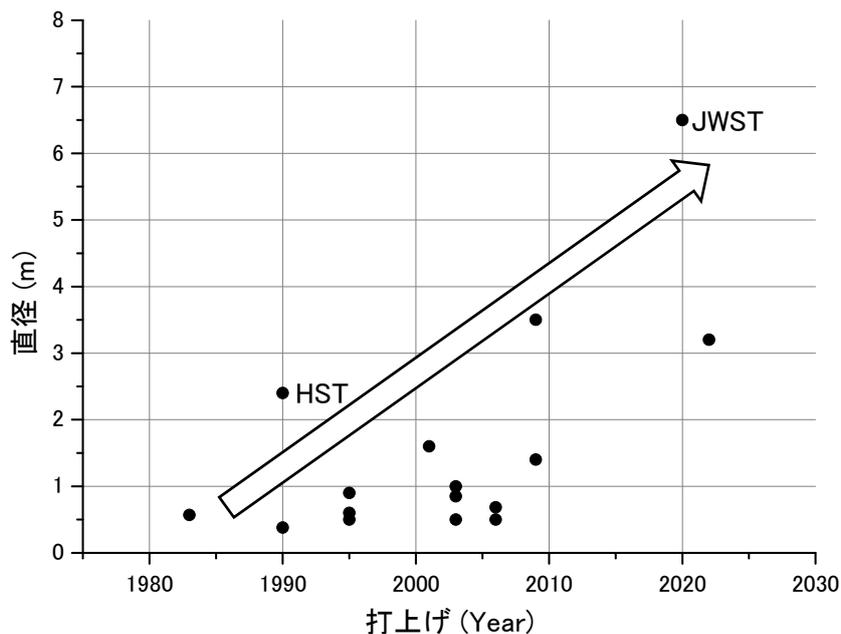
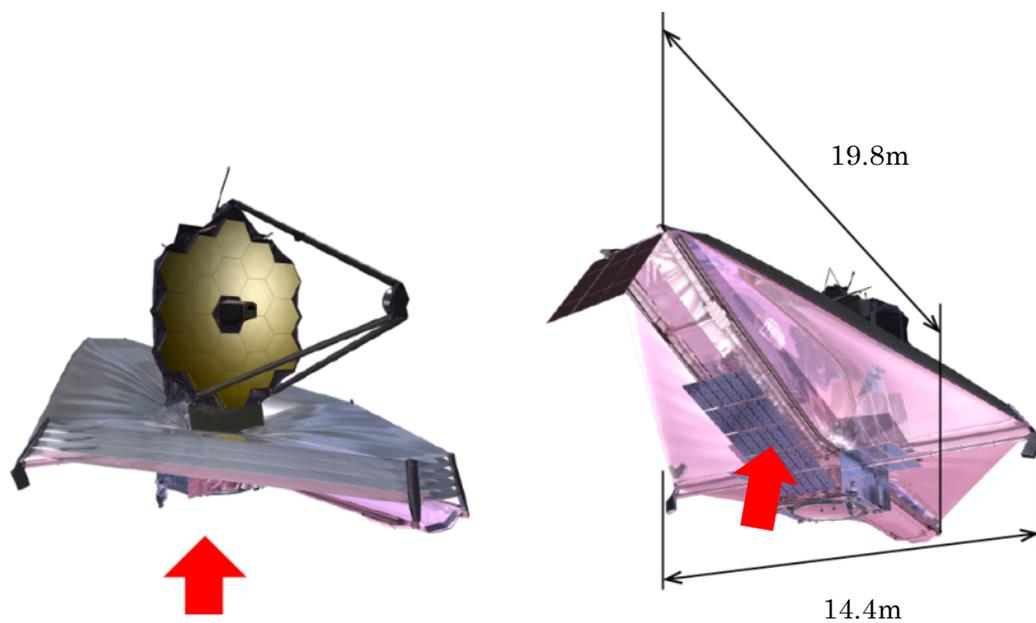


図 1-12 宇宙天文衛星の主鏡直径の推移

第1章 序論



©NASA

[↑ : 太陽方向]



©NASA

図 1-13 ジェイムズ・ウェッブ宇宙望遠鏡のサンシールド



図 1-14 Star-shade の概念図[24]

#### (4) まとめ

本節では、面構造のアプリケーションの現状と展望について、代表的な3つのアプリケーションについてまとめた。太陽発電パネルは、消費電力の急速な増加に対応するため、発電面積を確保するための大面積の太陽発電パネルが要求されている。また、急速な消費電力の増加に伴い、衛星搭載機器類からの総排熱量も増加しており、排熱面積を確保するために大型のラジエータが求められている。また、天文ミッションの多様化により、大口径の望遠鏡のための大型なサンシールドや Star-shade が求められており、発電量、排熱量、観測性能など各アプリケーションの性能向上のためには、物理的な制約や他の要素における機能限界に対して、面構造の大型化によって解決することができる。現状、100m<sup>2</sup>級の大型面構造が実用化されている。今後は、概念検討段階であるが、先に示した Star-shade では直数十m程度を、JAXA が提案している発送電一体型の宇宙太陽光システムでは 2.5km × 3.5 km (8.75 × 10<sup>6</sup> m<sup>2</sup>) [14], [28]の面構造の設計を計画しており、今後、1000m<sup>2</sup>程度の面構造の需要が見込まれている。

### 1.1.2. 面構造の構造様式について

面構造に求められる特徴と構成する構造様式についてまとめる。面構造は、構造として形状を維持するために、剛性及び強度条件を満たす必要がある。そして、大面積を必要とする面構造は、より効率よく軌道上へ運搬することが求められるため、軽量性、収納性が求められている。また、打上げ時に収納された面構造を軌道上で、確実に展開することのできる信頼性が求められる。従って、面構造を構成する構造様式は、剛性、強度を満たし、軽量性、収納性、信頼性が求められる。

剛性及び強度は、付加重量にも依存するため個々の対象によって異なるが、主に、打ち上げ時と軌道上の二つの異なる条件を満たす必要がある。そのため、標定となる一方の条件のもとで設計される。次に、軽量性、収納性については、ロケットからの打ち上げ能力や収納許容体積が定められた中で、より大きな面積を確保するため、軽量性及び高い収納性が求められる。また、信頼性については、多くの面構造は衛星の電源や通信など重要な機能を果たしており、確実に、面を展開し、目的の機能が果たす信頼性が求められる。その一方で、面構造を構成する展開構造物は過去の衛星において少なからず不具合を起こしており、また、これらの不具合により多く衛星のミッション遂行に多大な影響を与えている[29]–[31]。

以下に、面構造を構成する構造様式について、代表的なリジッドパネル方式とフレキシブル・ブランケット方式の特徴をまとめ、さらなる大型化における課題についてまとめる。また、研究段階にある構造様式についても、特徴と課題をまとめる。

#### (1) リジッドパネル方式

リジッドパネル方式とは、図 1-15 に示すように、比較的剛なパネルとヒンジを組み合わせた構造様式である。一般的に、サンドッチパネルが用いられており、図 1-16 に示すように、ヒンジによって折り畳んで収納される。本方式は、保持機構で保持された収納状態で打ち上げられ、軌道上で、火工品等により保持が解かれ、展開される。ヒンジには、一般に、ばねとラッチ機構があり、ばね力により展開し、展開後にラッチで固定する。本方式は、パネル上に太陽電池セルなどが張り付けられおり、後に述べるフレキシブル・ブランケット方式よりも、構造上シンプルである。利用面積は、数 $m^2$ から数百 $m^2$ までと幅広く、多くの衛星で利用されている。

## 第1章 序論

収納性については、図 1-16 に示す通り、パネルが打上げ時の荷重に耐えなくてはならないため、厚く重くなっているため、フレキシブル・ブランケット方式に比べて収納性が劣る。収納及び展開例として、表 1-1 にパネルの展開後の面積と収納時の体積、及び、体積を展開面積で除した形で収納効率を表した指標をまとめる。この指標においては、値が小さいほど収納効率が高いことになる。

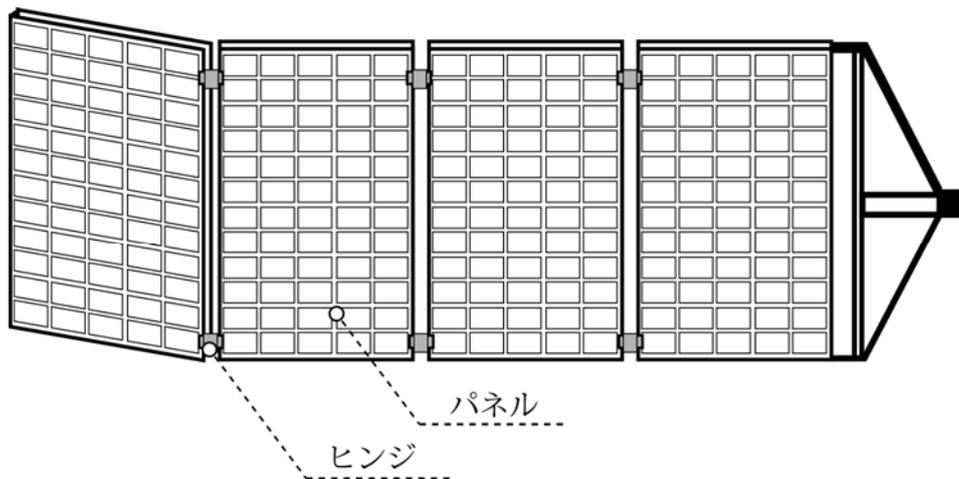


図 1-15 リジッドパネル方式の構成図

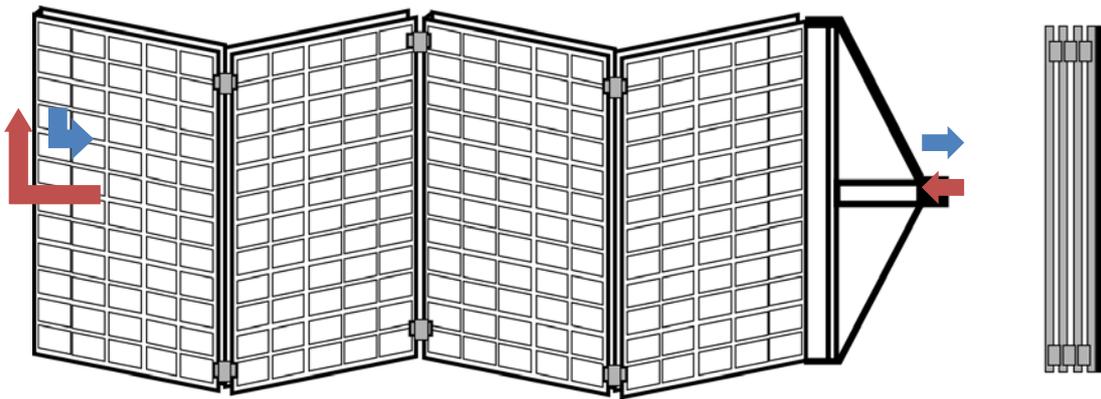


図 1-16 リジッドパネル方式の収納/展開図

表 1-1 リジッドパネル方式の収納体積及び展開面積

衛星名	収納時				展開時			体積 比 面積 [m]
	長さ [m]	幅 [m]	厚み [m]	体積 [m <sup>3</sup> ]	長さ [m]	幅 [m]	面積 [m <sup>2</sup> ]	
ERS-1[32]	1.1	3.4	0.2	0.75	7.9	3.4	26.9	$2.8 \times 10^{-2}$
三菱電機 SAW[33]	1.5	1.8	0.3	0.81	8.7	1.8	15.7	$5.2 \times 10^{-2}$

\*SAW: Solar Array Wing

### (1-1) サンドッチパネル

サンドッチパネルは、図 1-17 のように、軽量なコア材(芯材)を表面板と呼ばれる 2 枚の構造部材で挟み込んだ構造様式のことである。表面板は、面内・曲げ荷重を受ける。コア材は、せん断荷重を受け、表面板を中立面からの一定の距離で保持することで、高い曲げ剛性を発生させる[34]。

表面板は、曲げ荷重を分担するため、引張りや圧縮特性に優れた材料が選択される。また、使用環境に応じて、耐熱性などの耐環境性に優れた材料を用いる。宇宙機の場合、主に、CFRP やアルミ合金が多く用いられる。表面板の厚みは、受け持つ荷重や製造限界によって決められるが、一般に 0.1~0.2 mm 程度のパネルが用いられる[35], [36]

コア材は、パネル全体への曲げ荷重に対しては、その圧縮剛性で抵抗し、表面板の間隔を維持し、両表面板の接近を妨げている。また、せん断荷重に対しては、主に、コア材が抵抗し、せん断荷重による変形を阻止している。宇宙機の場合、コア材として、アルミハニカムコアが多く用いられている。一般に、セルサイズが 1/4 インチのハニカム(密度 69kg/m<sup>3</sup>) が用いられてきた[37], [38]。大型の面構造に適用するため、近年、軽量なハニカムコアの開発が行われている。宇宙太陽光発電システム用に開発が行われているハニカムコアでは、コアサイズ、1 インチ。コア箔が 0.002 インチで構成される面密度が 0.9kg/m<sup>2</sup> の非常に軽量なパネルも開発されている。また、さらなる軽量化を目指し、ポリミドフィルムを熱成型して作成した面密度が 0.57kg/m<sup>2</sup> のポリミドコアもある[39]。

ハニカムサンドイッチパネルの軽量化の基本的な手段として、以下の 4 つが挙げられる。

- コアサイズを大きくする。
- コアの部材を薄くする。
- 表面板を薄くする。
- コア高さを小さくする。

## 第1章 序論

しかし、各要素を薄肉、低密度にすることにより、不都合な問題が発生する。まず、表面板の薄肉化に伴い、パネル面内圧縮荷重に対して弾性が不安定になり、セル間座屈やリンクリングが生ずる。また、表面板にディンプルが生じるおそれが高くなり、それによって、サンドイッチパネルの全体的大幅な剛性の低下をまねくことになる。一方、コアの薄肉化により、圧縮剛性が低下することで、図 1-20 に示すように、圧縮荷重だけでなく、曲げ荷重を受けることで、コア材が座屈し、パネル全体として剛性を維持することができなくなるという問題が発生する。そのため、現在の構成によるサンドイッチパネルのさらなる軽量化は大きな壁がある。[34], [35], [40]–[42]

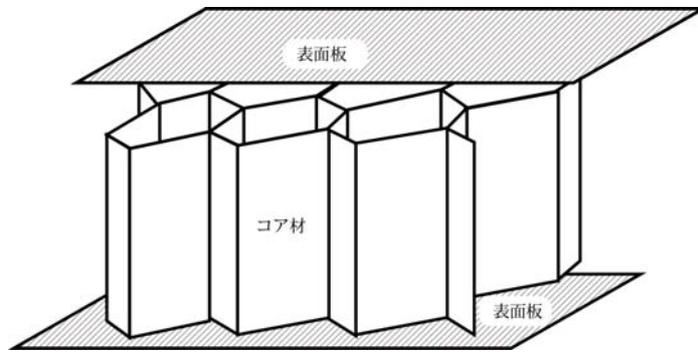


図 1-17 サンドイッチパネルの構成

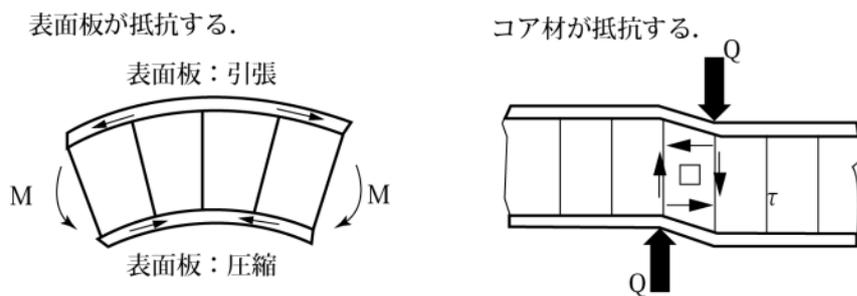


図 1-18 荷重をうけるサンドイッチパネル[34]

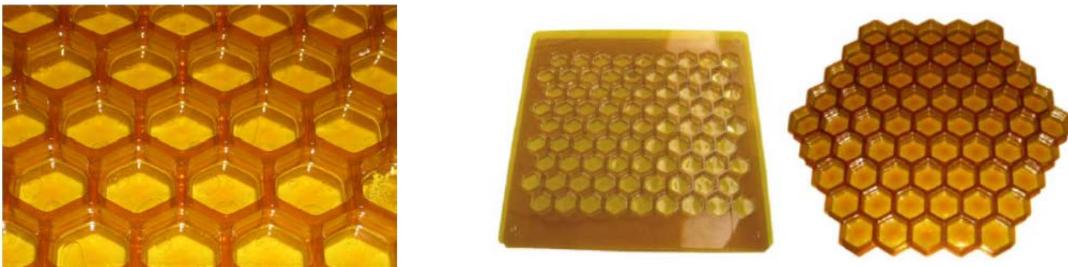


図 1-19 ポリミドハニカムサンドイッチパネル[39]

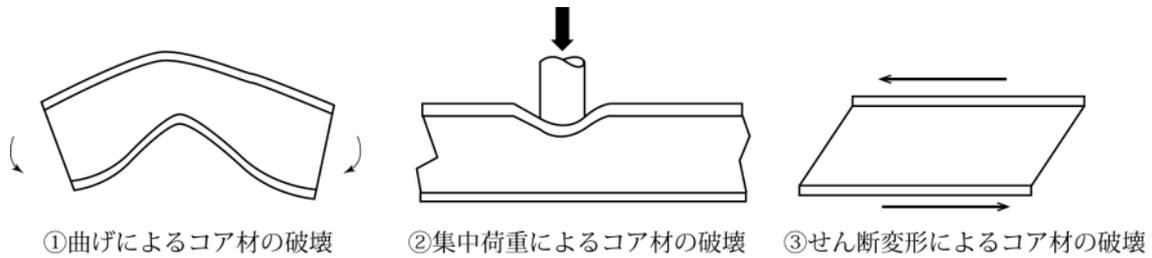


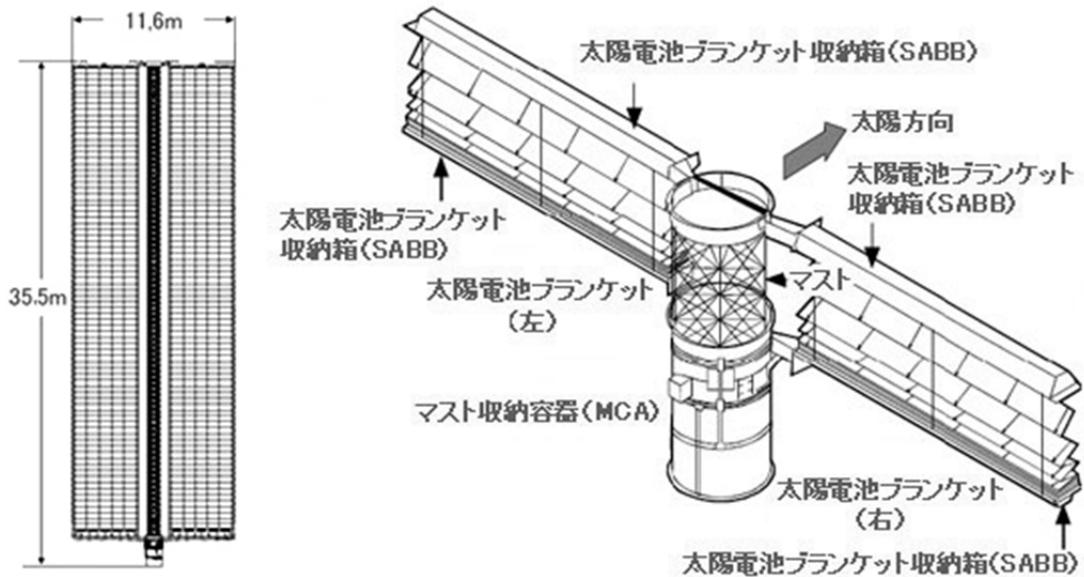
図 1-20 軽量化に伴うコア材の破壊[34]

## (2) フレキシブル・ブランケット方式

フレキシブル・ブランケット方式は、図 1-21 に示すように、剛性の高い伸展マストと、太陽セルやアンテナ素子などが貼られた薄膜（ブランケット）で構成されており、支持部材と面を構成する部材が分かれている。太陽電池パネルとしての代表的な使用例として、ハッブル宇宙望遠鏡や国際宇宙ステーションがあり、国内では、SFU, ADEOS, ADEOS-IIなどが挙げられる（図 1-21～図 1-24）。リジッドパネル方式と比較して、膜面で面を構成しているため、軽量で、収納効率が低い構造様式である。表 1-1 に示したフレキシブル・ブランケット方式の代表例を比較すると、 $20\text{m}^2$ 程度の展開面積では、「収納体積/展開面積」で表された収納効率は、リジッドパネル方式もフレキシブル・ブランケット方式も同程度であるが、展開面積が大きくなるとフレキシブル・ブランケット方式の収納効率が高くなることからわかる[2], [43]。これは、伸展マストなどの機構部品とブラケットの重量比から、数十 $\text{m}^2$ 以上の大面積になると軽量性のメリットが現れてくるからである。

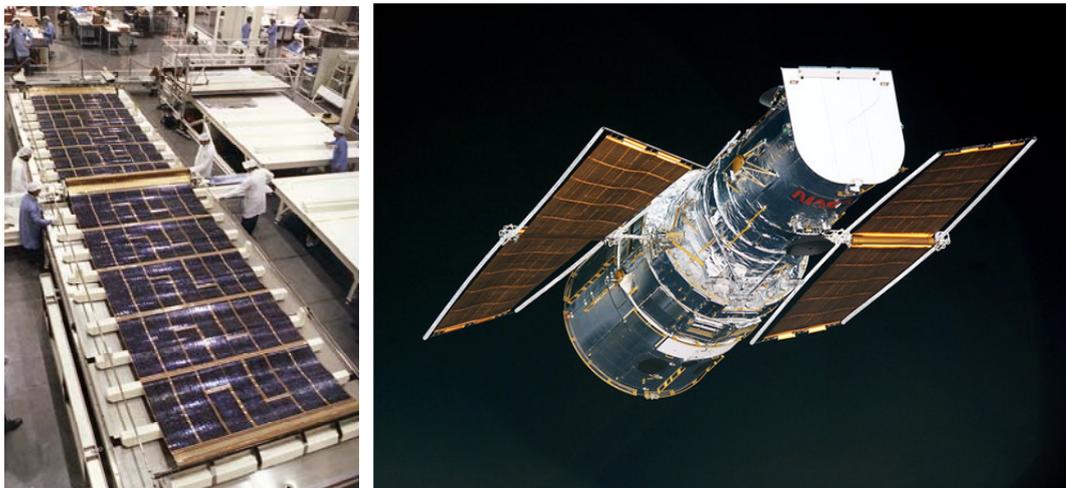
構成部材の詳細について、SFU を例として説明する。主な構成部品は、図 1-25 に示すように、ブランケットと伸展マストに加えて、駆動部、ブランケットコントローラー、及び、コンテナで構成される。ブランケットは、ポリミドフィルムをベースとしたものと、メッシュをベースとしたものがあり、ブランケットの上面に、セルやアンテナの素子を貼りつけて使用する。伸展マストと駆動部については、図 1-26 に示すコイラブルマストや Articulated Mast があり、それぞれモーターによって駆動伸展される。ブランケットコントローラーは、剛性のないブランケットに張力を与える張力調整装置であり、ブランケットの熱変形などの変形に対して、一定の張力を与えることで、形状を維持するものである。図 1-26 に示すコンテナは、打上げ時にブランケットを折りたたみ収納する箱であり、強度の低いブランケットを打上げ時の荷重に耐えられるように保持するものである。収納形態については、図 1-28 に示すように、主に 3 種類ある。蛇腹で折りたたむ方式と、ロールア

ップ方式,そして,回転展開方式がある.軽量性及び収納性に優れているフレキシブル・ブランケット方式であるが,構造の複雑さから信頼性という面では,リジッドパネル方式に劣る.不具合事象として,ハッブル宇宙望遠鏡[44]や国際宇宙ステーション, ADEOS[45], [46], ADEOS-2[47], [48]などがあげられ,また,伸展マストなどのメカニカルな機構部品は,ガリレオ[31]等で不具合事象が報告されている.故障調査[29]から,過去の不具合事象をまとめると,最も不具合事象の発生したシステムは,太陽発電パネルであり,その要因として,機械部品の不具合が最も多いとされる.



©JAXA/NASA

図 1-21 国際宇宙ステーションの太陽発電アレイ (SAW)



©NASA/ESA

図 1-22 ハッブル宇宙望遠鏡

第1章 序論

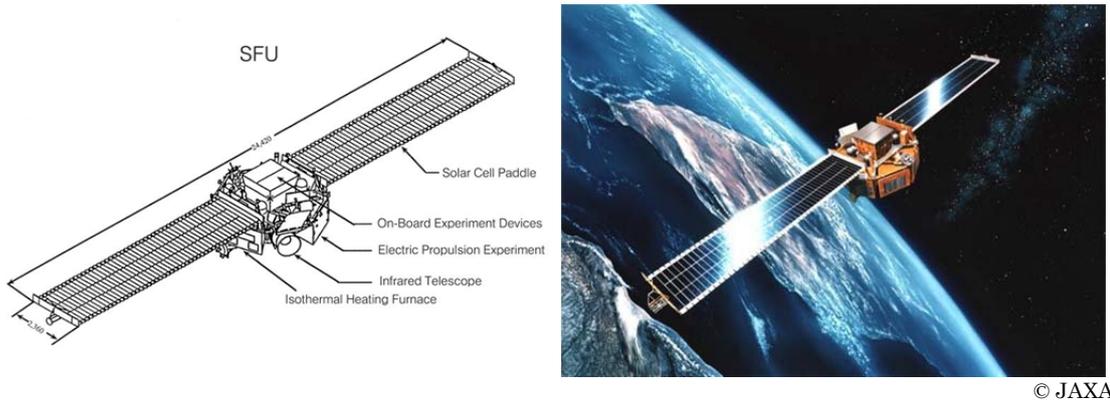


図 1-23 SFU の衛星及びフレキシブル・ブランケット方式太陽発電アレイ



(a) ADEOS

(b) ADEOS-II

© JAXA

図 1-24 ADEOS / ADEOS-II の衛星及びフレキシブル・ブランケット方式太陽

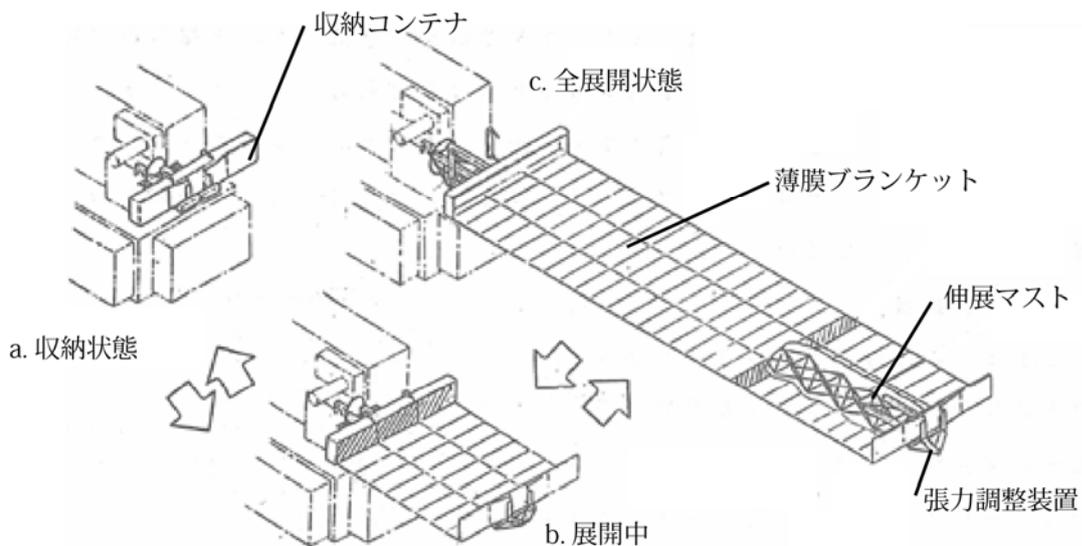


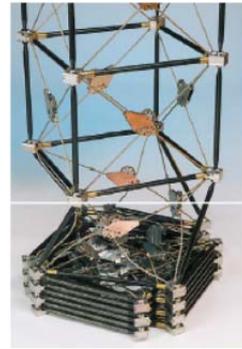
図 1-25 フレキシブル・ブランケット方式の展開収納[49]

第1章 序論



(©northropgrumman)

AstroMast



(©ATK)

Articulated Mast

図 1-26 伸展マスト

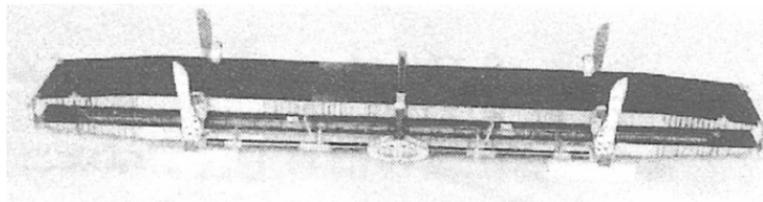
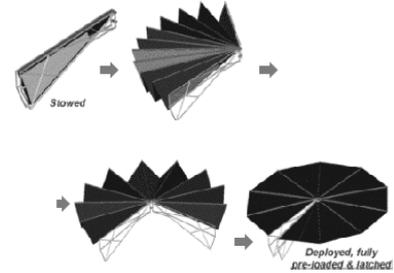
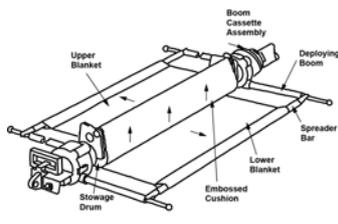
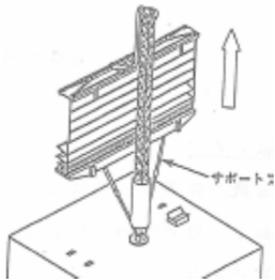


図 1-27 フレキシブルマスト 収納コンテナ[50]

(a) フラットバック方式

(b) ドラム格納式

(c) 回転展開方式



特徴

- ・ 収納時面でも各面は平面を維持できる。
- ・ 再収納のコントロール機構必要
- ・ 折曲げ可能なブランケット、ジョイントが必要
- ・ 展開途中ではブランケットに張力がかからない。

特徴

- ・ 再収納は回転の逆により可能
- ・ 展開途中でもブランケットに張力がかかる。
- ・ 収納時ブランケットに曲げが掛かり、大型化困難

特徴

- ・ 収納時面でも各面は平面を維持することができる。
- ・ 屏風のように折畳まれシンプルな機構で展開する。
- ・ 折り曲げ可能なブランケット、ジョイントが必要
- ・ 展開途中ではブランケットに張力がかからない。
- ・ 大型化においては、新たな機構が必要となる。

図 1-28 収納・展開方式 [43], [51], [52]

表 1-2 フレキシブル・ブランケット方式の収納体積及び展開面積[47], [50]

衛星名	収納時	展開時		体積 面積比 [m]
	体積 [m <sup>3</sup> ]	幅 [m]	面積 [m <sup>2</sup> ]	
ADEOS-II	0.52	2.7	62.9	$8.3 \times 10^{-3}$
SFU	0.48	2.4	23.3	$2.0 \times 10^{-2}$

\*収納体積は、写真より推定。

### (3) さらなる大型化への課題と先行研究

1.1.1 に示したように、電気推進や宇宙太陽光システムに代表されるような数千m<sup>2</sup>級の面構造が、将来的に求められており、従来の構造様式よりも、さらなる軽量性、収納性及び、信頼性の向上が求められる。加えて、数十 m 以上の大型の面構造の変形が衛星の各系に影響を与えることがある。一例として、大型化により構造の固有振動数が低下することで構造振動と姿勢制御系と干渉する問題がある[53]。また、面構造全体における熱変形により十分な指向性を維持することができなくなる[54]。今後の大型構造物を構成する面構造においては、これらの振動や変形を抑えることができる機能を持つことが期待される。ここで、大型化に伴う課題として、軽量化・収納性向上と形状制御・振動制御の2点について課題と先行研究を以下にまとめる。

#### (3-1) 軽量化・収納性向上

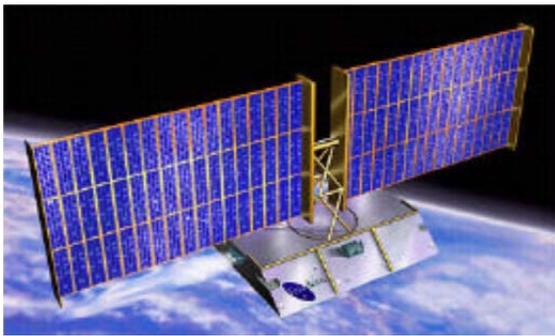
数千m<sup>2</sup>級の大型面構造における主な二つの構造様式の課題をまとめる。リジッドパネル方式は、さらなる軽量化と収納性の向上が求められる。軽量化については、前節で示したように現在使用している材料と構造様式の組み合わせでのさらなる軽量化は、限界を迎えつつある。そのため、収納性については、形状記憶合金やポリマーを用いたコア厚み方向の収納展開を行うパネルの研究も進められている[55][56]。しかし、形状記憶材料は展開時に各コアを加熱することが必要である。これはつまり外部から多くのエネルギーを投入することが求められ、システム全体を複雑にし、重量を増加することが想定される。

フレキシブル・ブランケット方式においては、さらなる信頼性の向上と収納性の向上が求められる。数百m<sup>2</sup>レベルにおいては、伸展マストは長手方向に収納することができた。しかし、面積が拡大することで、長手方向が伸び、伸展マストがフェアリング内に収納で

## 第1章 序論

きなくなることが予想される。そのため、従来通り、一次元型マストの収納効率を向上する取り組み[9], [57]と、図 1-30 に示すように二次元展開を行うマストを用いることで収納効率を向上する取り組みが行われている[58], [59]。一方で、大型化によって新たに、部品点数は増え、構造システム全体が複雑化して、重量の増加及び信頼性が低下すると考えられる。また、図 1-29 に示すような軽量、収納効性に優れたインフレータブルマストを用いた構造様式もあるが、インフレータブル構造が展開挙動や展開後の剛性に関する課題を抱えているため、実用化に課題が残る。

その他の新しい構造様式として、シェル構造による展開構造がある。すなわち、図 1-31 に示すように、弾性変形による展開やインフレータブルによる展開により、シェル断面を広げることで幾何剛性を向上する構造である。機構部品の削減により軽量化、信頼性及び収納性を向上することが可能であるが、大面積必要とする構造システムにおいては、収納・展開の制御の問題から困難が見込まれる[60], [61]

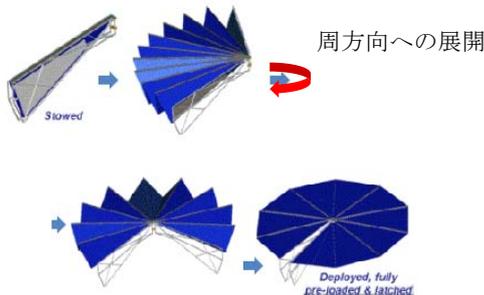


(a) Teledesic Satellite

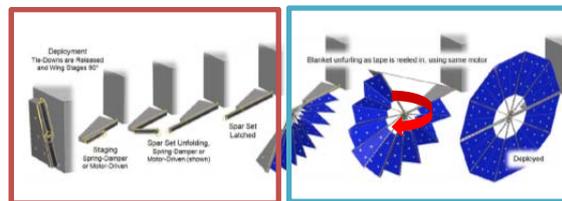


(b) Teledesic Inflatable Solar Array

図 1-29 Inflatable Solar Array[62]



(a) Ultra Flex [63]

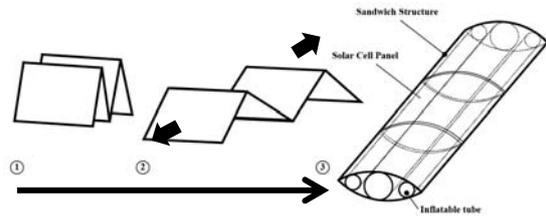


(b) Mega Flex [59]

図 1-30 二次元展開型の展開パネル構造



(a) 弾性変形を利用した展開パネル構造[60]



(b) インフレータブルを利用した展開パネル構造[61]

図 1-31 シェル構造を用いた新しい展開パネル構造

### (3-2) 大型構造における形状・振動制御

先に示した通り、今後の大型構造物を構成する面構造においては、これらの振動や変形を抑えることができる機能を持つことが期待される。また、同様に、信頼性、重量の観点から、シンプルな機構で形状制御することが求められる。さらに、大型構造物であるために、地上における宇宙環境を考慮したフルモデルの試験は難しく、軌道上における形状の調整が求められている。

大型宇宙構造物の制御に関する研究は、現在まで多くの研究が行われており、主に、モデリング、同定/推定、制御系の設計/解析に分けられる[64], [65]。しかし、現在まで開発された宇宙機は、多くがパッシブな制御が多く、全面的な能動的な制御が用いられた衛星は少ない。そのため、形状制御や振動制御用のアクチュエータの開発は、研究段階であり、検討されている振動や形状制御のためのアクチュエータの代表例として、以下の5つが挙げられる[66]。

- ①油圧・空気圧アクチュエータ
- ②回転モーター
- ③電磁アクチュエータ
- ④SMA.SMP を用いた一アクチュエータ
- ⑤圧電アクチュエータ

各特性については、表 1-3 にまとめる。①～③については、宇宙機において、少数設置においては、有効なアクチュエータであるが、大型構造物においての制御を考えると、多数の配置が予想されるため、重量増加、摺動部を伴う構造であるため、信頼性の観点か

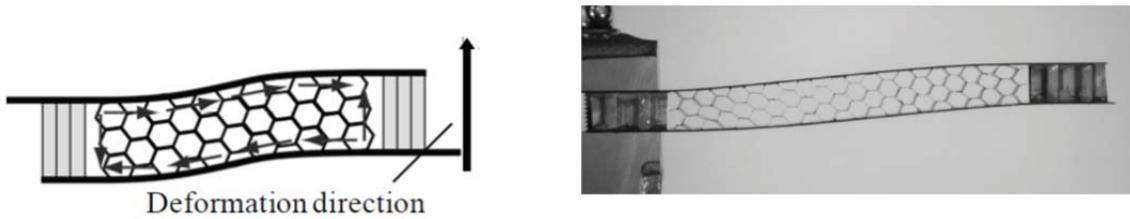
## 第1章 序論

ら適当ではない。次に、応答性においては、④は、変形が温度に依存するため、振動性制御には不向きであるが、ストロークを大きくとることができるため、形状制御や展開機構への利用が期待される。重量面では、④、⑤については、薄膜状のものが有り軽量である。具体的な形状制御システムとしては、[67]-[69]が検討されている。⑤については、応答が早いため、広範囲の周波数応答に対して対応できる。一方で、変形レンジが小さいため、大きな変位を必要とする場合、変形を拡大する仕組みが必要なる。加えて、アクチュエータの変位を拡大する機構についても同様に、信頼性及び軽量性が求められる。

以上より、軌道上で形状・振動制御するアクチュエータは、研究段階であるものの、幅広い応答速度と軽量性のある圧電アクチュエータの軌道上での利用が期待される。一方で、変位量を確保するための機構が必要であり、軽量で信頼性のある変位拡大のメカニズムが求められている。

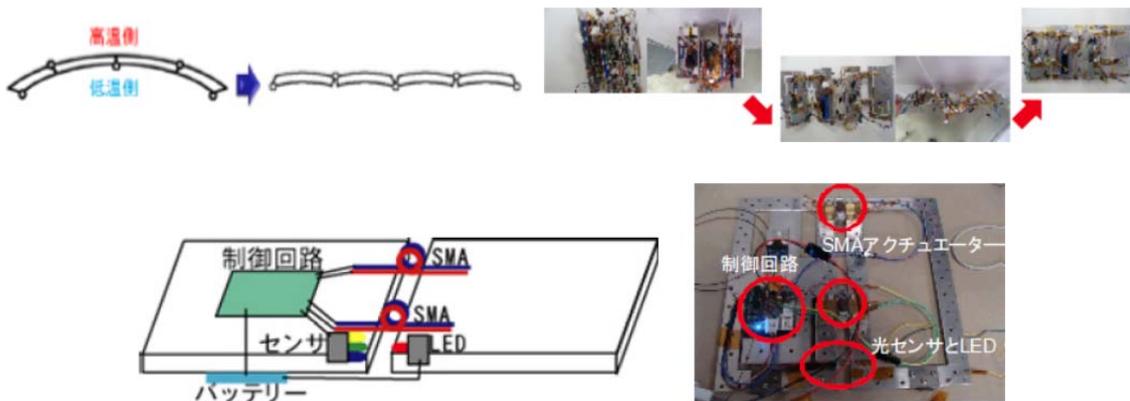
表 1-3 従来アクチュエータの制御性[66]

	名称	種類 (駆動元)	変形レンジ	変位精度	発生力	応答速度
①	空気圧・油圧式	モーター	回転	1度	50Nm	10s
		シリンダ			10-1 N/mm <sup>2</sup>	10s
②	回転モーター	AC/DC	回転	1分	30-200 Nm	10-100 ms
		ステッピング	1000 mm	10μm	300 N	100 ms
③	電磁アクチュエータ		1mm	0.1	300 N	1 ms
④	形状記憶材料 アクチュエータ	(熱)	-	-	10 <sup>8</sup> m <sup>2</sup>	数~数十 s
⑤	圧電アクチュエータ	(電界)	100um	0.01μm	30 N/mm <sup>2</sup>	0.1ms



SMA を用いたハニカムサンドイッチパネルの形状制御[67]

図 1-32 大型構造物の形状制御の研究例①



SMA を用いたパネルの形状制御[68], [69]

図 1-33 大型構造物の形状制御の研究例②

## 1.2. 研究目的と研究の構成

### 1.2.1. 本研究の着想

先に示した通り、面構造を構成する主な構造用様式は、リジッドパネル方式とフレキシブル・ブランケット方式がある。信頼性、軽量性、収納性について比較した表 1-3 に示す通り、リジッドパネル方式は、軽量性や収納性は劣るものの、部品点数が少ないことで、信頼性が高いため、図 1-34 に示すように、多くの衛星で用いられている。フレキシブル・ブランケット方式は、複雑な機構で構成されるため、信頼性が劣るものの、軽量性、収納性は高い。そのため、国際宇宙ステーションなどの大面積の面構造では、フレキシブル・ブランケット方式が採用されているという現状である。しかし、さらなる大型化を考えたとき、両構造様式とも、信頼性、軽量性、収納性について、限界に近付いており、新しい構造様式が求められている。

そこで、本論文では、リジッドパネル方式の軽量性・収納性を向上することを検討する。まず、面構造は、収納時と軌道上での異なる二つの強度・剛性条件を満たす必要がある。打上時は加速度条件が厳しく、ロケットや衛星から要求により数十 Hz 程度の比較的高い固有振動数を有することが必要である。一方、軌道上においては、展開時のラッチ衝撃を除けば加速度条件は小さく、要求される固有振動数も数 Hz 以下と高くない。しかしながら、展開状態であるため、大面積になるとこの固有振動数に対する要求を満たすことも困難になる。このように強度・剛性条件がフェーズによって複数あるため、標定となる一方の条件下での最適な設計は、もう一方の条件下では過大な設計となる。一般的に、従来のリジッドパネル方式は、打上げ時の強度・剛性条件を標定として設計しているため、収納性、軽量性に劣っており、軌道上では、強度・剛性条件に対して、過大な設計となっている場合がある。そこで、強度・剛性設計における余剰分に着目し、パネルそのものを打上げ時と軌道上時で形態変化させることで、軽量性、収納性を向上することができる構造様式を提案する。

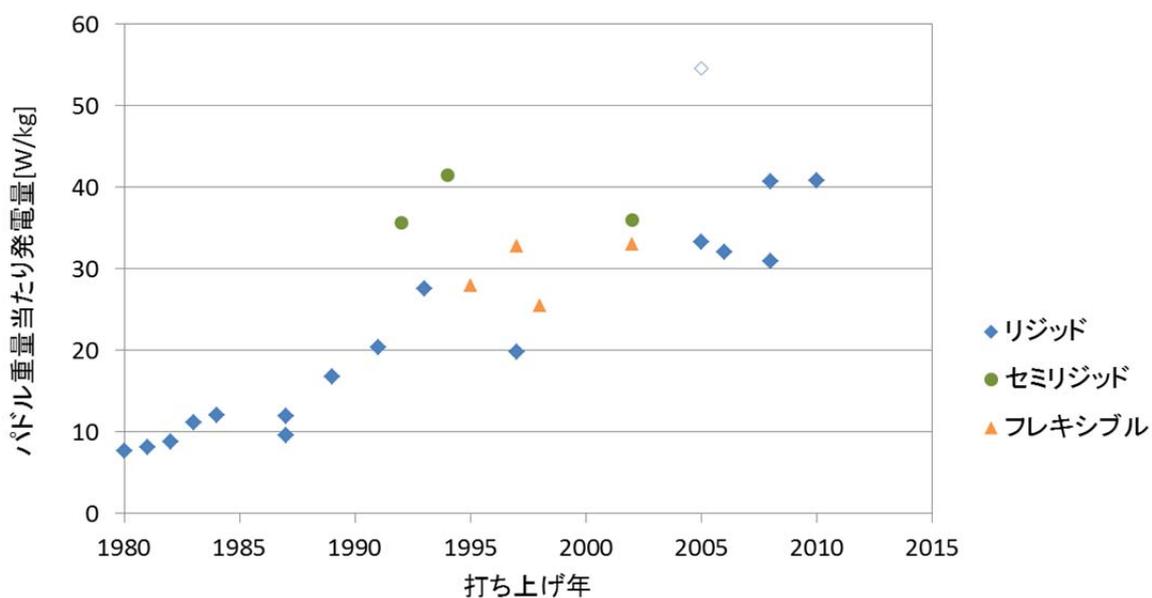


図 1-34 太陽発電パネルの構造様式の利用状況[40]

表 1-4 面構造の構造様式の特徴の比較

構造様式	信頼性	軽量性	収納性
リジッドパネル方式	○	×	×
フレキシブル・ブランケット方式	×	○	○

### 1.2.2. 本研究の目的

次第に大型化しつつある面構造のために、軽量性、収納性を向上させる新しいパネル構造を提案する。本パネル構造は、空気膜構造を利用しており、その空気膜構造の内圧変動により、体積変化つまり、厚みの変化が可能になっている。本論文では、宇宙機における最も代表的なパネル構造であるサンドイッチパネルのコア材に空気膜構造を適用し、その機械特性を解析と実験によって明らかにすることを目的としている。また、大型の面構造の課題の一つに形状維持があるが、本論文では、空気膜構造を利用したパネル構造の新しい形状制御方法を提案し、実験と解析でその有効性を実証する。

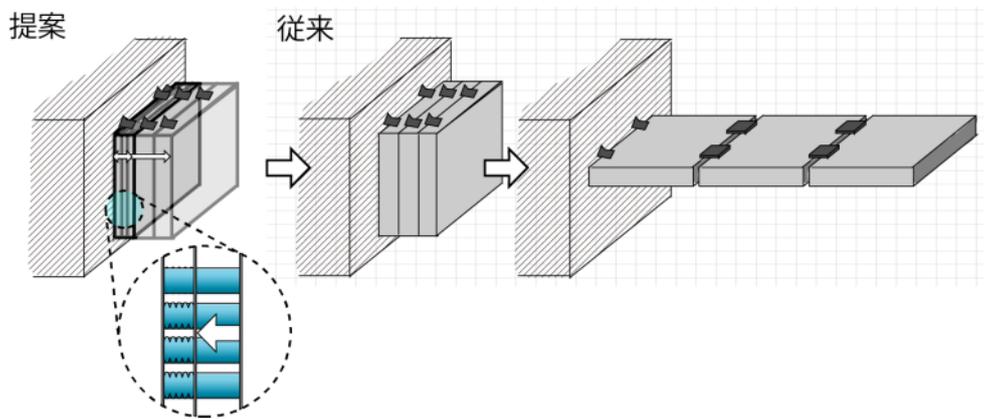


図 1-35 厚み方向の収納展開図

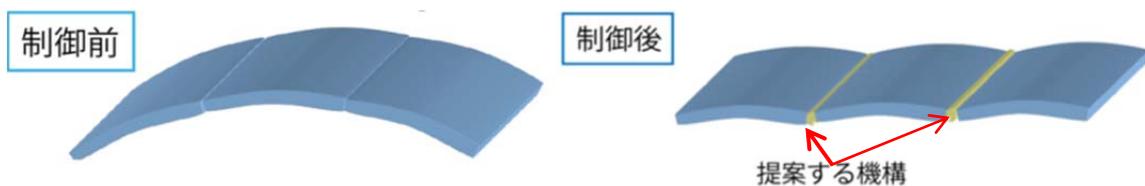


図 1-36 パネルの形状制御システムの想定図

### 1.2.3. 論文の構成

本論文の構成を図 1-37 に示す。1 章では、本研究の背景を示し、面構造のアプリケーションと傾向と課題についてまとめた。2 章では、軽量性、収納性、及び信頼性の向上に向けた空気膜構造を用いた新しいパネル構造及び内圧を利用した新しい形状制御機構について提案する。3 章～5 章では、2 章で提案したコンセプトの中で、代表的なパネル構造である「空気膜構造をコア材に用いたサンドイッチパネル」の機械特性について、実験及び解析によって、明らかにする。6 章では、空気膜構造を利用したパネル構造の新しい形状制御方法を提案し、実験と解析によって、その有効性を実証する。7 章では、本研究をまとめる。

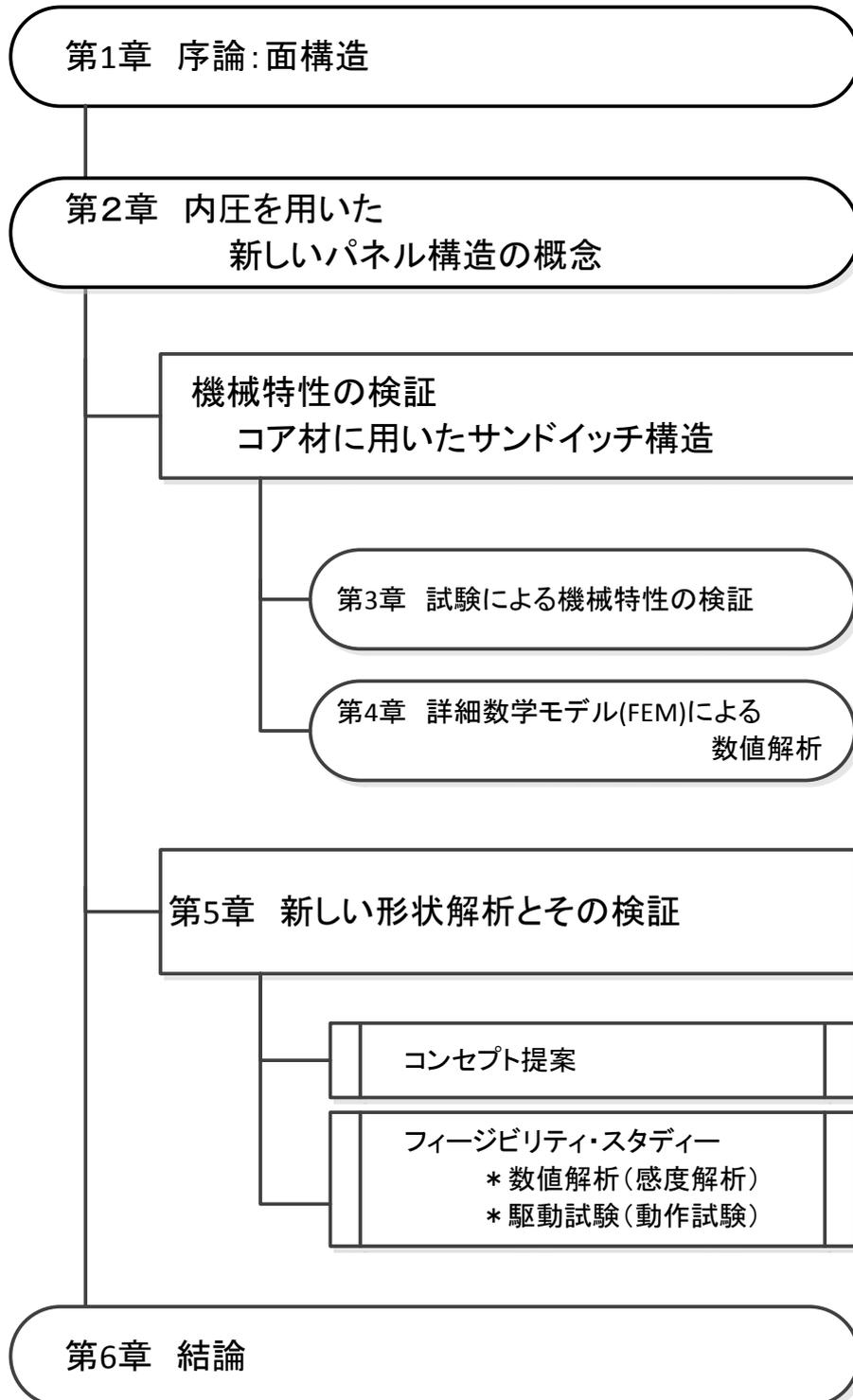


図 1-37 本論文の構成

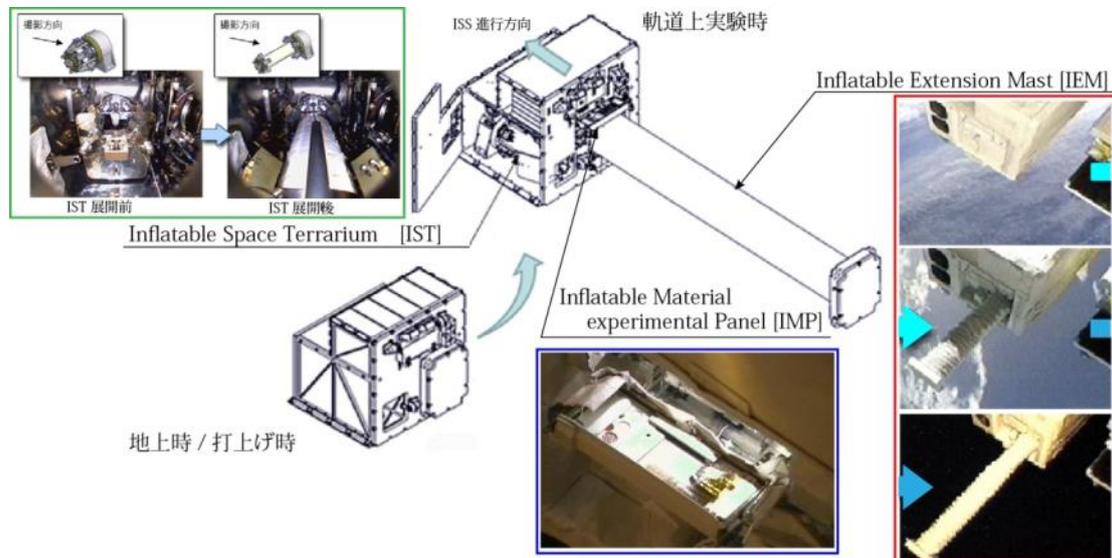
## 第2章 新しいパネル構造の概念

### 2.1. 空気膜構造とは

軽量かつ高収納性を兼ね備えた次世代の宇宙構造様式として注目されているのが、空気膜構造(インフレーターブル構造)である。空気膜構造は袋状の膜面に気体を流入し内圧を上昇させ、膨張展開をさせる膜面構造物である。ガスの注入のみで展開ができ、機構点数の削減や信頼性の向上が期待されている。

宇宙空気膜構造の歴史は 1950 年代から研究が始まった。1960 年代初頭、米国で直径 30m 級通信用球形リフレクタを空気膜構造で作成した ECHO 衛星が初めての宇宙利用である。その後、欧米を中心に研究が行われ、ソーラーレイ、アンテナリフレクタ、サンシールドなどへの応用が検討され、基礎研究が進められた。1996 年に NASA の STS-77 ミッションにおける Spartan207 衛星にて、インフレーターブルアンテナ展開実験が行なわれ、2004 年には、NASA の火星探査機 Opportunity と Spirit では、火星着陸時の衝撃緩和材として、インフレーターブル構造の一つであるエアバッグを用いて着陸に成功した。2006 年に、軽量かつ大型の居住空間を必要とする宇宙ホテルの技術実証機として、米国 Bigelow 社のインフレーターブル居住区モジュール GENESIS-I と GENESIS-II が打ち上げられている [70]。また、空気膜構造の技術実証のために、2012 年には、国際宇宙ステーションの JEM ポート共有実験装置ユニット (MCE) で、宇宙インフレーターブル構造の宇宙実証プロジェクト「SIMPLE」が開始された [71]–[74]

## 第2章 新しいパネル構造の概念



© JAXA

図 2-1 JEM/MCE 宇宙インフレータブル構造の宇宙実証「SIMPLE」 [71]

このように、様々なプロジェクトで空気膜構造の利用が検討されているものの、ミッションでの実用化が見送られているのが実状である。これは空気膜構造の有効性は認められているものの、その技術が実用化段階に達していないと判断されているためだと考えられる。現在、空気膜構造の主な技術問題として、

- ① 膜面の材料（耐宇宙環境性、硬化材料）の不確立
- ② 製造方法（膜材の接着など）の不確立
- ③ 膜面の折りたたみ方法と確実な展開方法
- ④ 展開方法及び展開挙動の把握
- ⑤ 有効な地上試験方法
- ⑥ デブリ衝突等による破損に対する対策

が挙げられる。上記の①～⑥の課題について、研究が行われている。具体的には、軌道上試験においては、1996年のスパルタンの展開試験や、2008年に、STS-123において、スペースシャトル内のペイロードベイにて、展開及び硬化技術試験を実施した。国内では、国際宇宙ステーションにおける日本実験モジュール（JEM）で横断的な実証試験を通して、

## 第2章 新しいパネル構造の概念

実用段階に向けた研究が行われている。しかしながら、上記、第⑥項のデブリ衝突等による破損に対する対策は、未だ有効な解決方法が提示されていない。図 2-2 に示すように空気膜構造は内圧によって展開及び形状維持を行うため、デブリ等の衝突による膜面破損は、ミッションの成功の可否に直結する重要な問題である。

現在検討されている主な対策として、主に膜面を硬化する膜面硬化法[75]と多層膜面を用いたデブリシールド[76]がある。膜面硬化法は、ガス圧で展開した後に、樹脂を化学反応より硬化させる方法である。また、多層膜面を用いたデブリシールドは、多くの膜を積層することでデブリが貫通を防ぎ、内圧を維持する方法ある。しかし、前者の膜面硬化法は、大面積を構成する面構造においては、展開時における衝突も想定されるため、展開過程においては内圧を用いる展開時の破損には対応することができない。また、後者の多層膜によるデブリシールドでは、膜面の破損を防ぐために様々な膜を重ね合わせることで、空気膜構造の特徴である軽量性を十分に生かすことが出来ない。そのため、現在検討されている主な2つの方法は、対策手法として不十分であると考えられる。

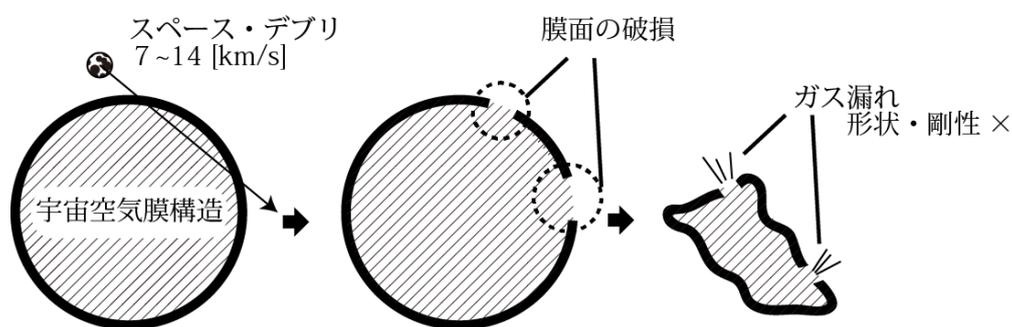


図 2-2 空気膜構造の膜面破損

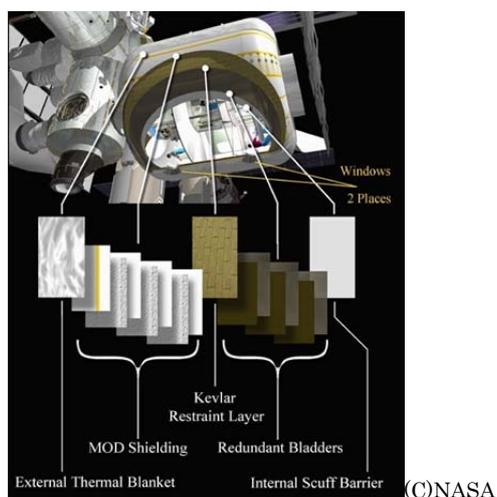


図 2-3 Cutaway of the Transhab Module shell showing the various layers

### 2.1.1. マルチセル空気膜構造

そこで、空気膜構造の膜面の破損に対する解決策として構造を冗長化する方法が挙げられる。すなわち、図 2-4 に示すような 1990 年代に名取、坂本らによって提案されたマルチセル空気膜構造である[77]。

マルチセル空気膜構造は、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、空気膜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。現在まで、太陽発電システムの部材として用いるアプリケーションの提案やデブリ破損と面圧縮に関する特性の研究、また、円筒形におけるマルチセル構造の展開制御に関する研究が行われてきた。これらの既存の研究によって、デブリ対策等のマルチセル空気膜構造のコンセプトの有効性が示されている。その一方で、空気膜構造の機械特性については十分な検証が行われおらず、実用段階に向けて、機械的特性の検証が求められる。

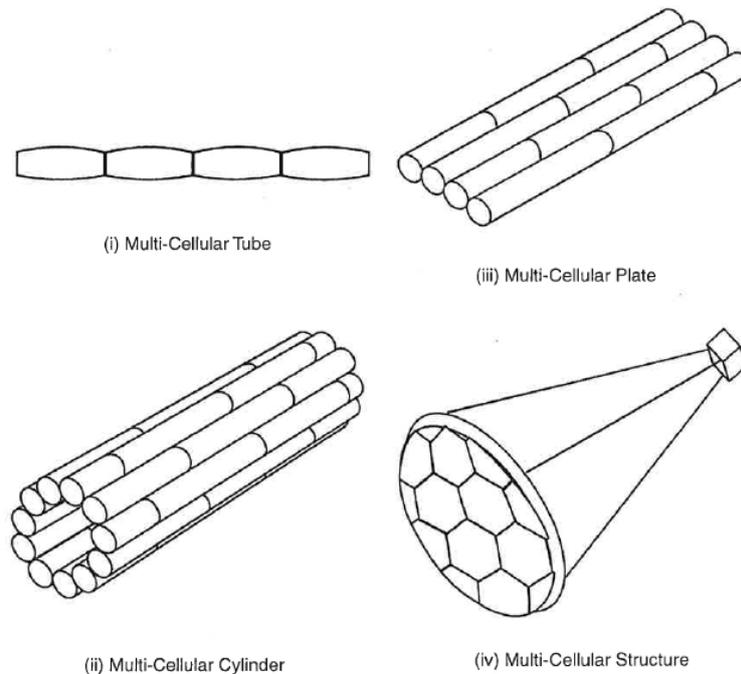


図 2-4 マルチセル空気膜構造の例[77]

## 2.2. 空気膜構造によるパネル構造の提案

空気膜構造をパネル構造へ導入することで、収納性、軽量性を向上することができる。ここでは、空気膜構造をパネル構造に導入することで期待される特長をまとめる。

### (1) 収納性と軽量性

収納性については、空気膜構造の内圧を下げることにより厚み方向への収納が可能になり、パネル構造の収納体積を小さくすることができる(図 2-5)。また、軽量性についても、膜面と空気により構成され、且つ、空気圧が形状維持に活用できるため、軽量の構造部材として使用することができる。

### (2) 膜面の破損に対するロバスト性

前節に示したデブリ等による膜面の破損については、マルチセル空気膜構造を導入することで、形状・剛性を維持することが可能である。図 2-6 に示すように、コアの配置は、従来のコアの配置である一様な1次元的なセルの配置に加えて、2次元および3次元配置を提案する。このように場所により配置形態を変えることで、膜面の破損に対してのロバスト性の向上だけでなく、機械特性の最適化が可能である。

次に、これらの空気膜構造をパネル構造に導入することによって考察すべき事項を以下にまとめる。

### (3) 機械特性(曲げ剛性)

剛性要求は、付加重量にも依存し、個々の対象によって異なるが、大型化に伴い、固有振動数の低下が想定されるため、軽量性と剛性の両立が求められる。すなわち、高い比剛性が求められる。一方で、図 2-4 (iii)に示す膜面構造のみによるパネル構造は、比較的柔軟である。そこで、本研究では、新たに、空気膜構造をコアとして用いたサンドイッチパネルを提案する。本パネルの詳細については、次節にて説明をする。

### (4) 展開システム

展開について、(1)に示したマルチセル空気膜構造を導入したことで、複数の独立した小さい空間(セル)で構成されており、個々のセルにガスを入れることで、セルの内圧を上げ展開を行う。その方法としては、前入れ型と後入れ型がある。

前入れ型は、図 2-8 に示すように、各セルに打上げ前に、昇華剤を入れ、軌道上で、減圧に伴い、昇華することによりガスを発生させる。この方法は、ECHO-1, ECHO-

## 第2章 新しいパネル構造の概念

2 (図 2-7) で行われた方法で, シンプルな方法である[78][79]. 具体的な昇華剤として, 安息香酸やアントラキノンが想定されている. また, 事前に低圧力の状態で, ガスを打上げ前に, 封入し, 地上と軌道上との圧力差により展開する方法もある.

後入れ型は, 図 2-9 に示すように個々のセルに配管を設置し, 打上げ後に, ガスを送ることで展開する方法である. 配管を膜面内に一体成型が可能であり, 軽量で, シンプルな配管システムを製造することが可能である. 図 2-10 に一例を示す. これは, セル下部の膜面内に細管を成型するものである[80][81].

### (5) 形状制御システム

今後の数十 m 以上の大型構造物を構成する面構造においては, これらの振動や変形を抑えることができる機能を持つことを期待される[54][82]. また, 信頼性, 重量の観点から, シンプルな機構で形状制御することが求められる. そこで, 本論文では, 空気膜構造による内圧を用いた, パネル構造全体の形状制御システムを提案する. 具体的な利用例として, 図 2-11 に示すように (3) に示した空気膜構造をコアとして用いたサンドイッチパネルの関節部分に提案する形状制御機構を組み合わせることで, パネル全体の振動, 形状を制御する.

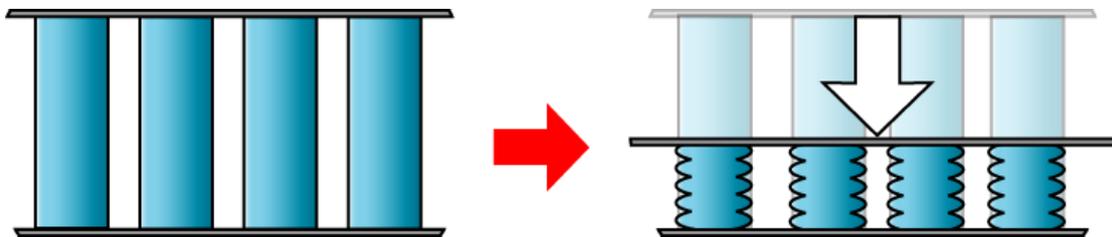


図 2-5 厚み方向の収納

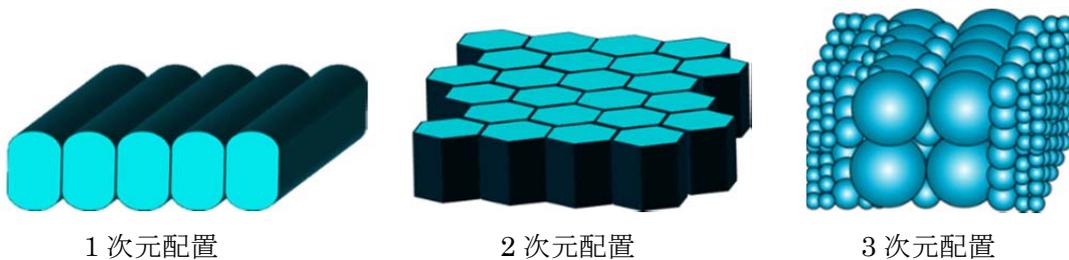


図 2-6 セルの配置



図 2-7 ECHO Balloon Satellite/NASA LaRC [75]

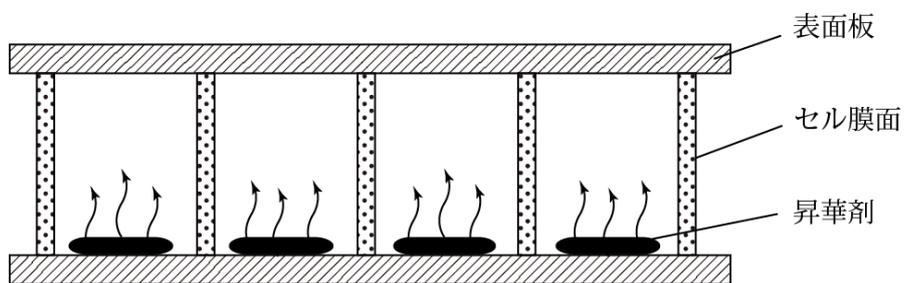


図 2-8 前入れ型展開

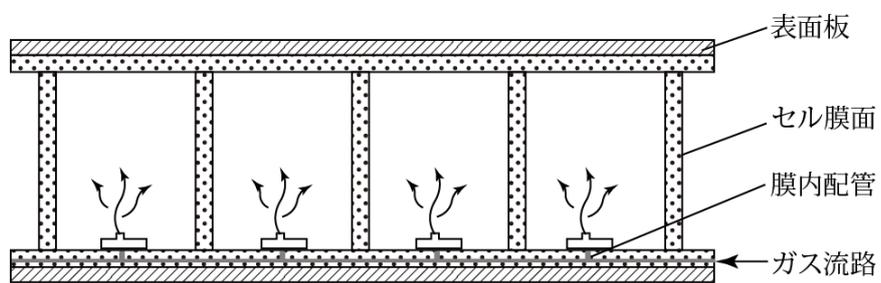


図 2-9 後入れ型展開

## 第2章 新しいパネル構造の概念

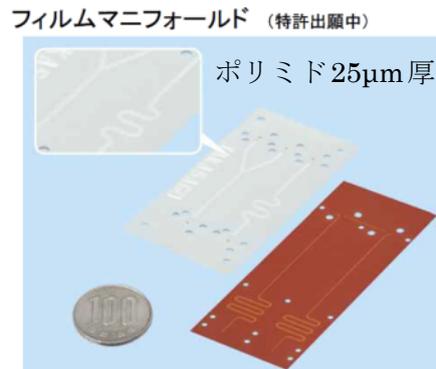


図 2-10 フィルムマニフォールド[80]

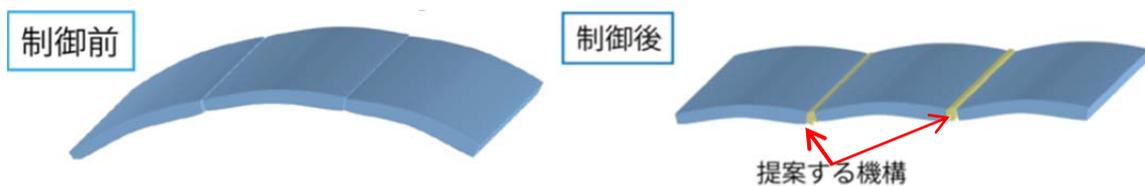


図 2-11 パネルの形状制御システムの想定図

### 2.2.1. マルチセル空気膜構造をコア材としたサンドイッチパネル

マルチセル空気膜構造を単体で使用したよりも、より剛性の高いパネル構造を実現するため、図 2-12 に示す「空気膜構造をコアに用いたサンドイッチパネル」を提案する。コア材としては、図 2-6 に示すマルチセル空気膜構造を使用する。各セルは、気密性を有した膜面で形成されており、軌道上でも、空気を維持してその内圧によって形状維持する。以下に、本パネルの個々の特徴についてまとめる。

#### (1) 収納・展開

収納性の向上について、図 2-13, 図 2-14 に示すように、コア高さ方向に収縮可能であり、従来のパネルでは不可能であった体積変化による収納効率の向上が可能になる。

#### (2) 剛性・強度のロバスト性

構造の剛性と強度のロバスト性については、図 2-15 に示すように、デブリ等の衝突による膜面の破損について、複数のセルから構成されており、一部が破損しても、他のセルによって、形状・剛性を維持することが可能である。一方、曲げ荷重等によるコアの破壊についても、図 2-16 に示すように、金属コアの場合は、いったん、セル壁面が塑性

## 第2章 新しいパネル構造の概念

座屈すると元の形状や剛性に復元することはできないが、提案したパネルの場合は、膜面は、弾性座屈するものの、内圧によって元の形状や剛性に復元することが可能である。よって、壁面座屈のロバスト性から、金属コアよりも薄肉コア箔を使用することができ、より軽量化することが可能である。

### (3) 剛性と面密度の最適設計

剛性と面密度の最適設計について、従来のセル形状、セル配置だけでなく、セル内圧をパラメータとすることが可能である。具体的には、従来のサンドイッチパネルのコア材として使用していたアルミを、ポリエチレンのコアに変更した場合、(コア形状を同様とする)アルミニウムの密度が  $2.7 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$  であり、ポリエチレンの密度が  $0.9 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$  であるので、コアの重量は、同じ形状であるならば、1/3 に削減することができる。一方、剛性はポリエチレンよりアルミニウムの方が高いが、一般的なサンドイッチ構造は打上げ荷重を標定として設計されているため、今回打上げ時と軌道上時で形態を変えて、軌道上の条件を想定し、現在軌道上で、過剰となっている剛性について低く抑え、軽量化することが可能である。そこで、ポリエチレン膜面で保持した空気の内圧によって補う。これにより、提案したパネルは剛性と面密度に対する設計自由度が大きくなる。

### (4) 製造性

その他の特長として、製造し易さとコストについてまとめる。本パネルは、ロール式によって単層のセル構造を製造し、その後工程で積層することができ、既存の空気緩衝材の製造技術を取り入れることで、大量生産することが可能である。また、材料の選定により、接着材を用いず、融着により接着することができる。そのため、製造し易さとコストについては、従来のハニカムサンドイッチパネルと同等もしくは、それ以上の可能性がある。

第2章 新しいパネル構造の概念

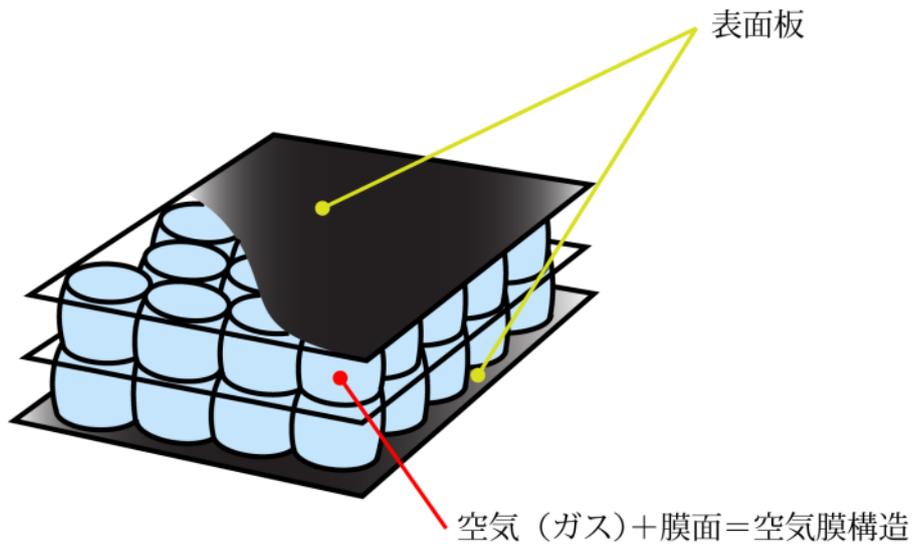


図 2-12 空気膜構造をコアに用いたサンドイッチパネル

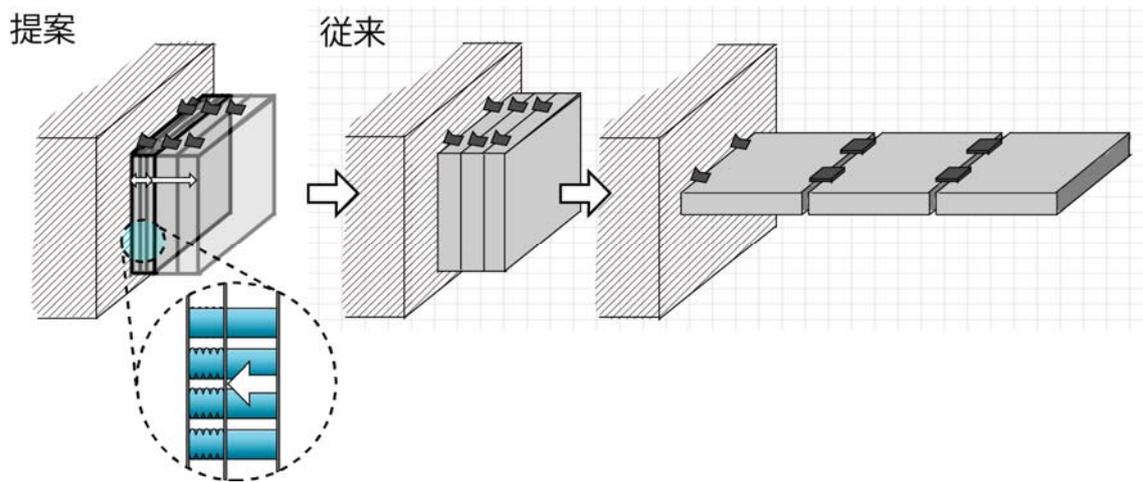


図 2-13 厚み収納型パネル概念図

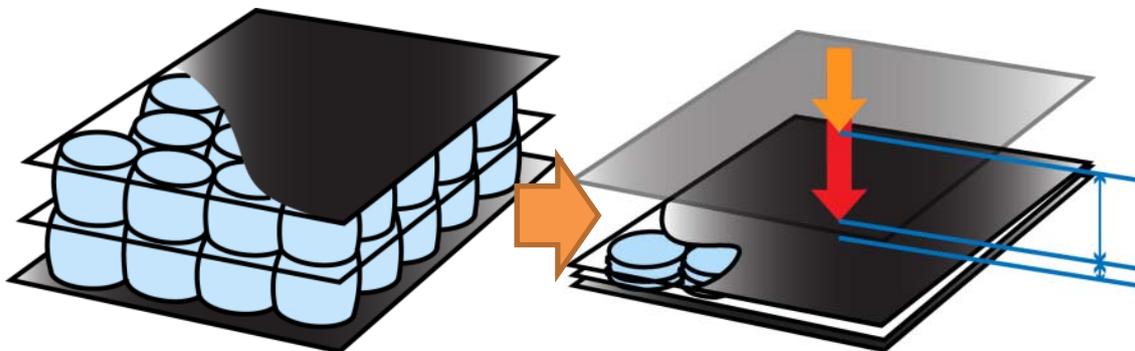


図 2-14 厚み方向への収納

第2章 新しいパネル構造の概念

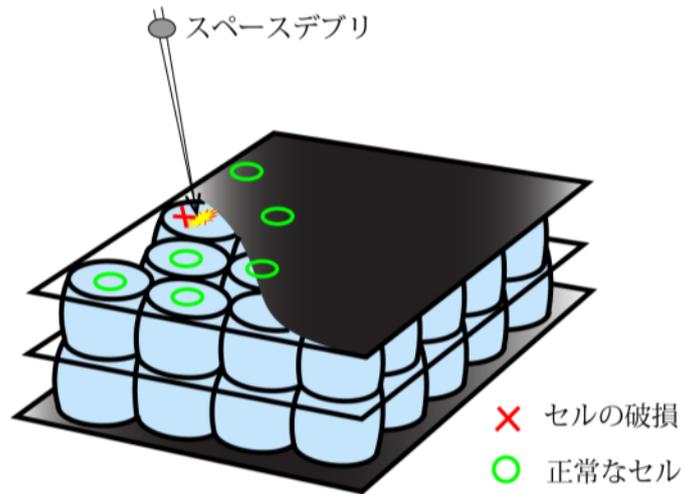


図 2-15 破損に対するロバスト性

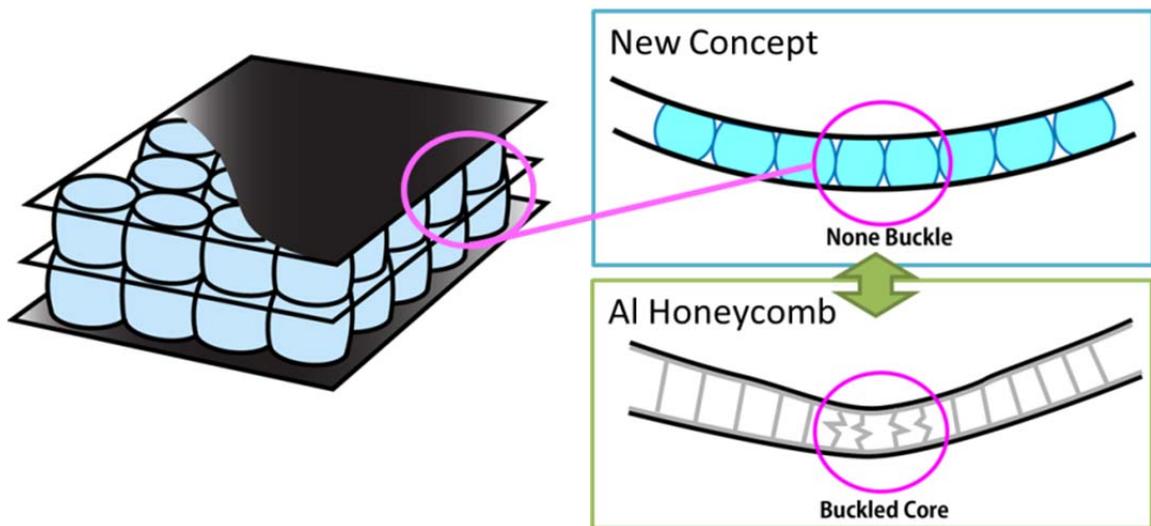


図 2-16 壁面の復元性に関する対比

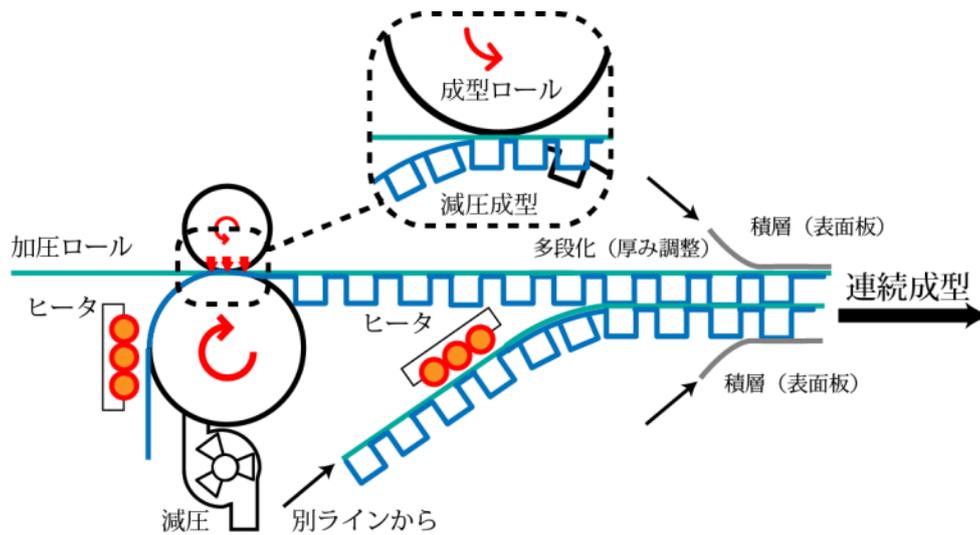


図 2-17 製造法に関する検討

### 2.3. 本章のまとめ

大型化の傾向にある軌道上の面構造のために、マルチセル空気膜構造の内圧を利用して、軽量性、収納性、信頼性を向上させることを目指した新しいサンドイッチパネル構造と、信頼性が高い新しい形状制御方法を提案した。

次章以降においては、新しいサンドイッチパネル構造の曲げ剛性を、解析と実験によって明らかにすると共に、新しい形状制御方法を同じく解析と実験によって実証する。

## 第3章 機械特性の検証

### 3.1. はじめに

ハニカムサンドイッチパネルは、軽量で且つ高い曲げ剛性をもつという特徴から、多くの工業製品に応用されている。そのハニカムサンドイッチパネルは、大型化する宇宙機に対応するため、更なる軽量化と収納性の向上が求められる。そこで、2章では、空気膜構造をコア材に用いた新しいサンドイッチパネルを提案した。

宇宙機で用いられているハニカムサンドイッチパネルは、1.1.2 (1)に示した通り、アルミニウムなどの、圧縮剛性やせん断剛性に優れた材料をコア材として用いてきた。しかし、提案したコア材料は空気膜構造であるため、軽量化と収納性が向上する一方で、膜材料の柔軟性や内圧の影響により、従来のハニカムサンドイッチパネルと異なる機械特性を示すことが考えられる。そのため、本章では、従来のハニカム構造と比較して、今回提案した空気膜構造をコア材に用いた新しいサンドイッチパネルの機械特性を取得するため、せん断試験と曲げ試験を行う。

まず、4点曲げにおける曲げ剛性の導出を行い、求める曲げ剛性の式より、試験パラメータを設定する。また、変位-荷重の関係から曲げ剛性を算出する式を導出する。最後に、せん断試験と曲げ試験の試験結果及び考察を示す。

### 3.2. 一般的なサンドイッチパネルとしての曲げ変形

4点曲げにおける曲げ変形とせん断変形を導出し、サンドイッチパネルの曲げ剛性を求める。そして、剛性に寄与するパラメータを同定する。また、試験結果から曲げ剛性を算出するために、荷重-変位の関係から曲げ剛性を算出するための式を示す。

#### (1) サンドイッチパネルとしての4点曲げにおける変形

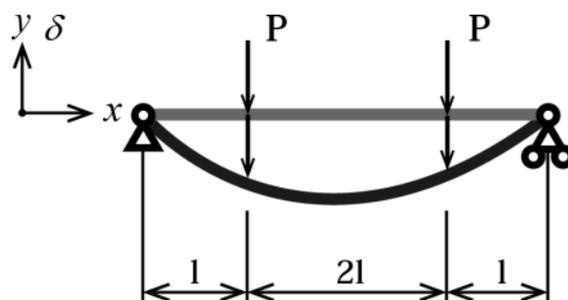


図 3-1 4点曲げにおける梁の曲げ変形

図 3-1 に示す 4 点曲げにおいて、各バーに加わる荷重を  $P$  とすると、 $x$  の位置に働くモーメント  $M(x)$  と剪断力  $F(x)$  は、

$$M(x) = \begin{cases} Px & (0 \leq x \leq l) \\ Pl & (l \leq x \leq 2l) \end{cases} \quad (3.1)$$

$$F(x) = \begin{cases} -P & (0 \leq x \leq l) \\ 0 & (l \leq x \leq 2l) \end{cases} \quad (3.2)$$

である。

### 第3章 機械特性の検証

曲げによる変位を $\delta_b(x)$ ，サンドイッチパネルの等価曲げ剛性を $EI_{eq}$ とすると，曲げによる変位とモーメントの関係式は，

$$\frac{d^2\delta_b(x)}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (3.3)$$

である．せん断による変位を $\delta_s(x)$ ，サンドイッチパネルの等価せん断剛性を $GA_{eq}$ とし，せん断係数を $\alpha$ として，剪断による変位とモーメントの関係式は，

$$\frac{d\delta_s(x)}{dx} = \alpha \frac{F(x)}{GA_{eq}} \quad (3.4)$$

となる．また， $x = 0, 2l$  でのこれらの変位の境界条件は，

$$\begin{aligned} \text{曲げ変形の境界条件：} \quad & \delta_b(0) = 0 \\ & d\delta_b(2l)/dx = 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$\text{せん断変形の境界条件：} \quad \delta_s(0) = 0 \quad (3.6)$$

であり， $x = l$ における連続性を合わせて解くと，曲げによる変位 $\delta_b(x)$ とせん断による変位 $\delta_s(x)$ は，それぞれ，

$$\text{曲げによる変位：} \quad \delta_b(x) = \begin{cases} \frac{P}{6EI_{eq}} x(x+3l)(x-3l) & 0 \leq x \leq l \\ \frac{Pl}{6EI_{eq}} (3x^2 - 12lx + l^2) & l \leq x \leq 2l \end{cases} \quad (3.7)$$

$$\text{せん断による変位：} \quad \delta_s(x) = \begin{cases} -\frac{\alpha Px}{GA_{eq}} & 0 \leq x \leq l \\ -\frac{\alpha Pl}{GA_{eq}} & l \leq x \leq 2l \end{cases} \quad (3.8)$$

となり、荷重点( $x = l$ )と、中央点( $x = 2l$ )での値はそれぞれ、

$$\begin{aligned} \text{荷重点}(x = l)\text{において,} \\ \delta_b(l) &= -\frac{3Pl^3}{4EI_{eq}} \\ \delta_s(l) &= -\frac{\alpha Pl}{GA_{eq}} \end{aligned} \tag{3.9}$$

$$\begin{aligned} \text{中央点}(x = 2l)\text{において,} \\ \delta_b(2l) &= -\frac{11Pl^3}{6EI_{eq}} \\ \delta_s(2l) &= -\frac{\alpha Pl}{GA_{eq}} \end{aligned} \tag{3.10}$$

と表せる.

## (2) サンドイッチパネルとしての等価曲げ剛性と感度パラメータの選定

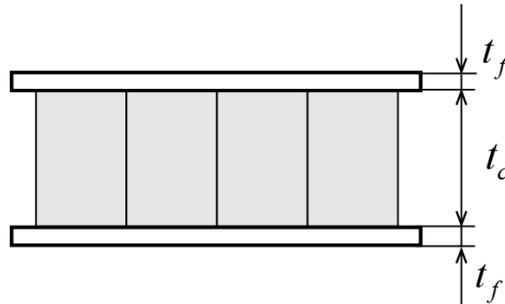


図 3-2 サンドイッチパネル

図 3-2 に示すサンドイッチパネルの等価曲げ剛性 $EI_{eq}$ は、式(3.11)に示すように表面板単体の曲げ剛性①、コア単体の曲げ剛性②、サンドイッチパネルとしたときの表面板による曲げ剛性③の 3 つから構成される。最後の項が、他の 2 項に比べて桁で大きいため、サンドイッチパネルの等価曲げ剛性 $EI_{eq}$ は、表面板厚さ $t_f$ について比例し、表面板+コア高さ $(t_f + t_c)$ の 2 乗で比例することがわかる。ここで、提案する空気膜構造をコアに用いたパネル構造についても、同様な傾向があると推測されるため、機械特性取得試験のパラメータとして、表面板厚さ $t_f$ 、コア高さ $t_c$ について選定する。

$$EI_{eq} = \underbrace{\frac{b}{6} E_f t_f^3}_{\text{①}} + \underbrace{\frac{b}{12} E_c t_c^3}_{\text{②}} + \underbrace{\frac{b}{2} E_f t_f (t_f + t_c)^2}_{\text{③}} \quad (3.11)$$

ここで、

$E_f$  : 表面板の弾性率

$E_c$  : コアの弾性率

### 3.2.1. サンドイッチパネルとしての等価曲げ剛性の算出方法

求めた荷重点、中央点の変位と荷重の関係式(3.9), (3.10)から、等価曲げ剛性  $EI_{eq}$  は、四点曲げ試験での「荷重点」と「中央点」の変位の差と荷重の比から求めることができる。

そこで、図 3-3 に示す通り、中央点と荷重点の変位をそれぞれ、 $\delta_{mid}$ 、 $\delta_{load}$  とすると、求める等価曲げ剛性は、

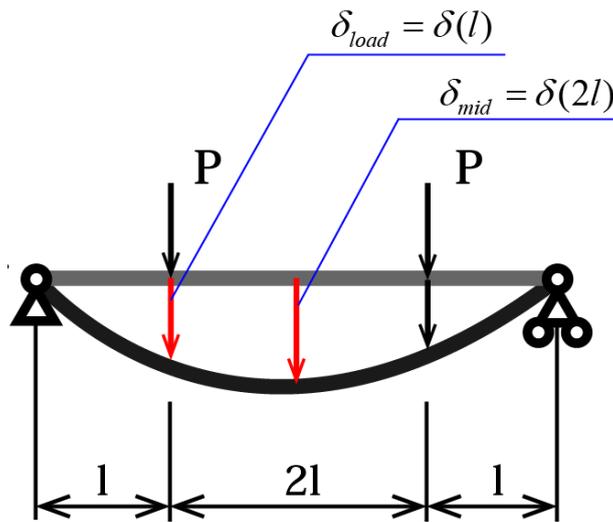


図 3-3 サンドイッチパネルの曲げ変形における変位

$$EI_{eq} = \frac{13}{12} l^3 \left( \frac{P}{\delta_{mid} - \delta_{load}} \right) \quad (3.12)$$

と表せる。

### 3.2.2. サンドイッチパネルとしての等価せん断剛性の算出方法

提案するマルチセルパネルは、せん断剛性は空気（内圧）と膜の寄与により発生すると推定されるため、金属箔を用いたサンドイッチパネルより、せん断剛性が低くなる。ここでは、コア材の等価せん断剛性の算出方法を式(3.13)、及び図 3-4 にまとめる[83].

偏心荷重により発生する望ましくない変形を除去するために、図 3-4 に示すように試験片をコア 4 つの対称に配置している。ここで、求めるせん断弾性率  $G_C$  は、それぞれ、変位  $\delta$  と荷重  $P$  の比、及び、コア厚  $t_c$ 、試験片長さ  $L_c$ 、試験片幅  $b_c$  より、

$$G_C = \frac{t_c}{L_c b_c} \frac{P}{2\delta}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P/\delta = \text{傾き} \\ P = \text{せん断荷重} \\ \delta = \text{せん断変位} \\ t_c = \text{コア厚} \\ L_c = \text{試験片長さ} \\ b_c = \text{試験片幅} \end{array} \right. \quad (3.13)$$

と表せる。

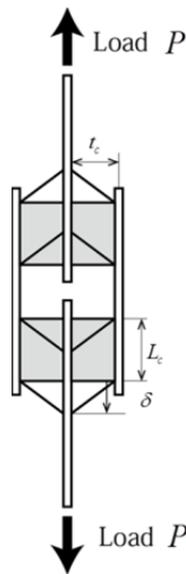


図 3-4 せん断試験モデル

### 3.3. せん断試験

#### 3.3.1. 試験目的

本パネル構造の等価剪断剛性を求めるために、ダブルラップシア試験片による剪断試験を行う。更に、本試験結果を用いてセルの膜材のヤング率を同定することも行う。膜材は低密度ポリエチレン（LDPE）を主材料とした積層フィルムを原材料としており、図 3-5 に示すように、その膜材を真空成形でセル構造に成形するため、セル構造各々にはばらつきが生じている。成型後のフィルム厚はおおよそ  $30\mu\text{m}$  であり、このフィルム厚を基に膜面のヤング率の代表値を理論式と 4 章の有限要素法解析の各々で同定する。

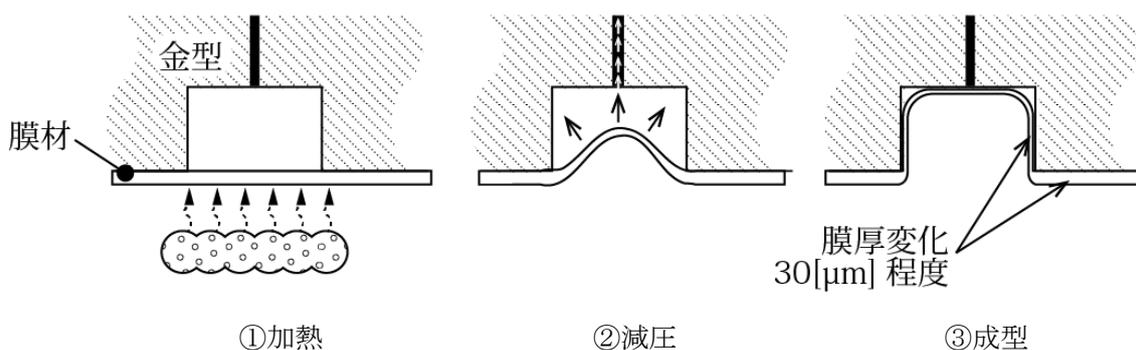


図 3-5 セル構造の成型法

#### 3.3.2. 試験パネル諸元

試験片は、コア材として空気膜構造であるセル部、表面板から構成される。セルは、図 3-6 に示す気密性の高い膜材で構成され、1つのセルが、高さ  $3.6\text{mm} \times \phi 10\text{mm}$  の円筒形である。セルの配置と積層構造は図 3-6 に示す通りで、図 3-6 (c) に示すように一般生活で用いられる空気緩衝材を積層した構造となっている。積層数によりコア高さが決定する。また、セル層の積層間を接着するために、中間フィルムにより接着を行う。各フィルム間の接着は、融着法により接着される。図 3-6 (a) に示すように表面板とセル部の接着は、同様に、融着により接着を行う。内圧は、成型時に封印された大気圧とする。また、ガスバリア性の高いフィルムを使用した。試験片サイズは、図 3-7 に示すように、 $40 \times 30\text{mm}$  の長方形で、コア高さが約  $7.2\text{mm}$  であり、内圧を維持できるセルは 8セルである。

第3章 機械特性の検証

表 3-1 試験片諸元

	コア材料
セル側材料	PE系フィルム
フィルム厚 (凸)	60[ $\mu\text{m}$ ]
平滑側材料	PE系フィルム
フィルム厚 (平)	30[ $\mu\text{m}$ ]
メルトシート 接着層	ポリエステル系 フィルム
	100[ $\mu\text{m}$ ]

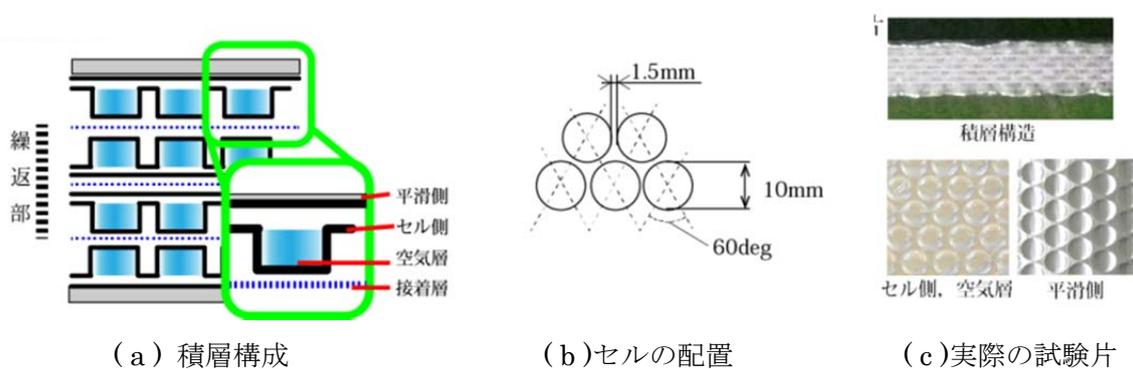
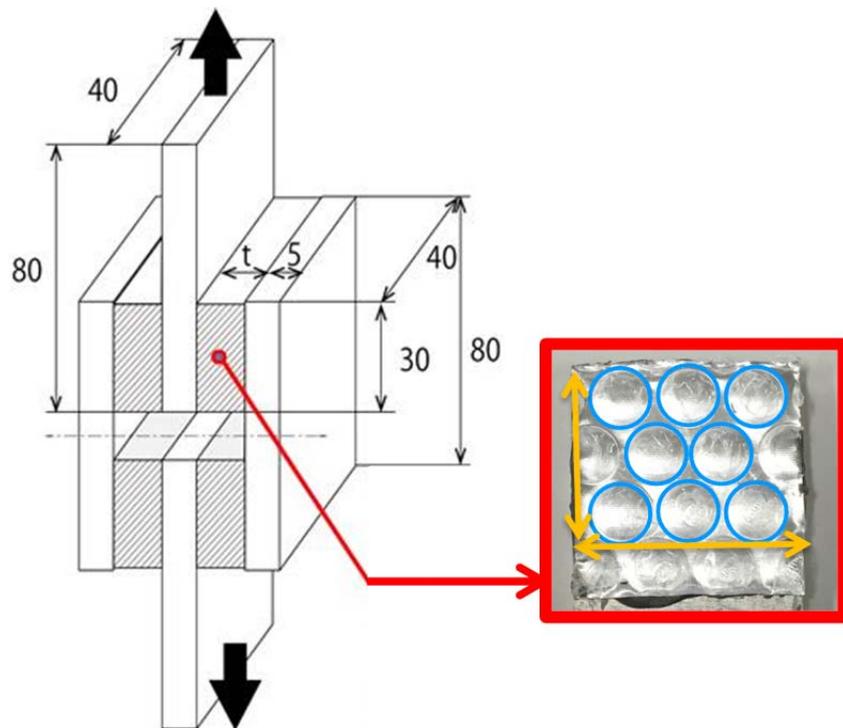


図 3-6 試験片の構成図

\*LDPE：低密度ポリエチレン / AD：接着性樹脂 / PA：ナイロン



○が内圧を保てる健全なセル  
積層数は2層を使用した.

図 3-7 せん断試験における試験片

### 3.3.3. 試験コンフィギュレーション

引張試験機に図 3-8 に示すせん断試験片を固定して，試験を実施した．荷重はロードセルで計測し，変位は非接触伸び計で画像にてマーカを計測する手法で計測した．

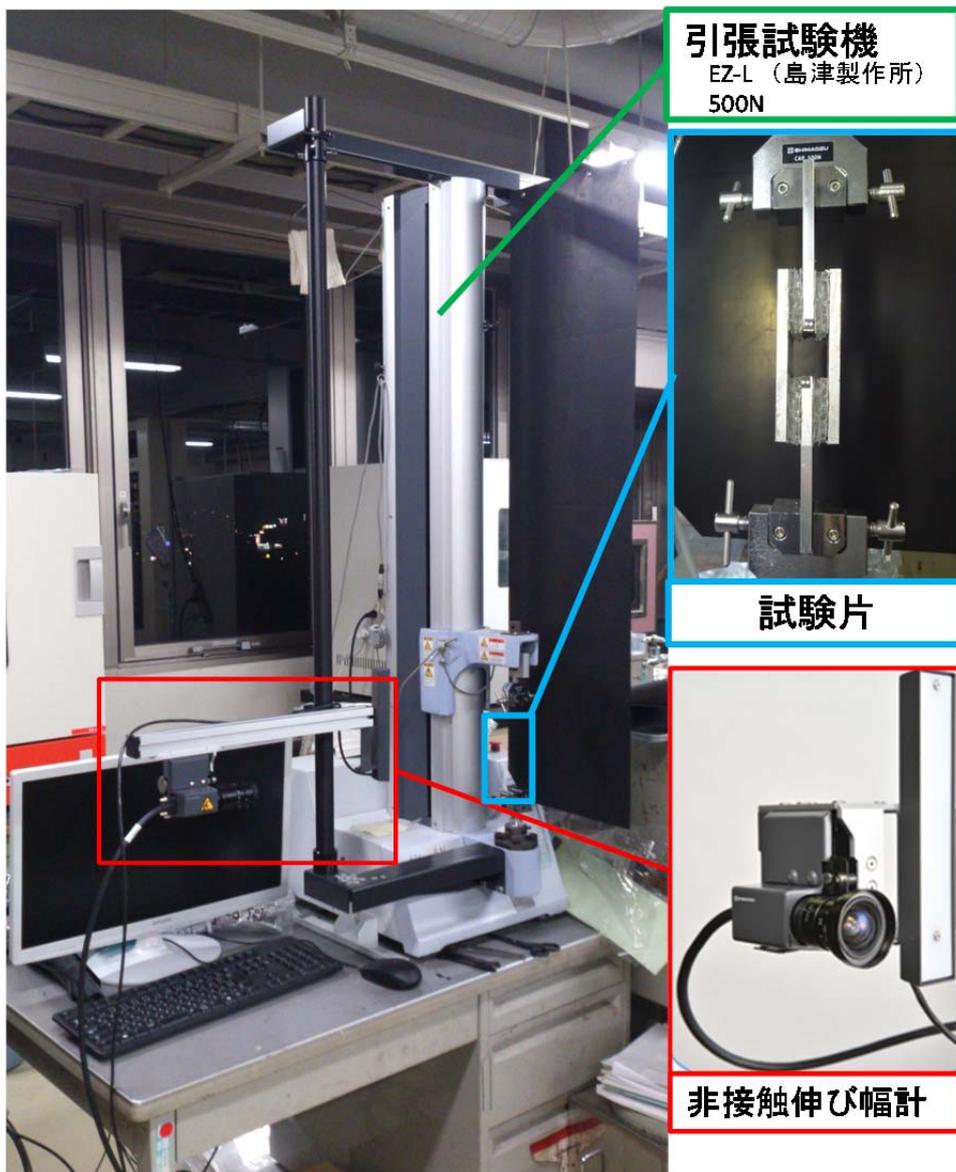


図 3-8 試験コンフィギュレーション

### 3.3.4. 試験結果

2つの試験片を大気圧下、つまり、セルの内外差圧が無い状態で各々2回、剪断試験を行った荷重-変位線図を図 3-9 に示す。その傾きは、変位が 0.02mm 以下の場合と 0.03mm 以上の場合とで異なっている。これは、円筒形のセル膜面が剪断変位によって剪断座屈して張力場に移行したことが原因であると推測される。本試験結果より、図 3-10 (a)に示すように、まだ膜面が剪断座屈していない 15~25 $\mu\text{m}$  の領域(図 3-10(b)), と座屈していると思われる 250~350 $\mu\text{m}$  の領域(図 3-10(c))の荷重-変位線図の傾きから、等価剪断剛性を算出した。表 3-2 に荷重-変位線図の傾きとそこから算出されるコアのせん断係数  $G_c$  を表 3-3 に示す。

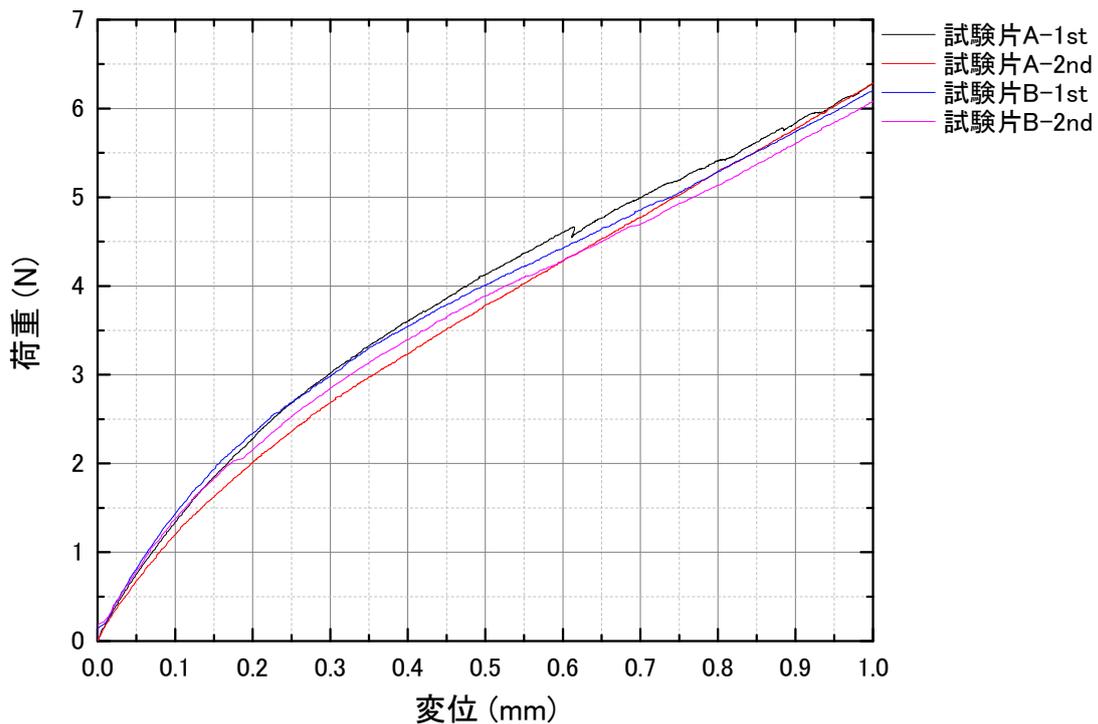
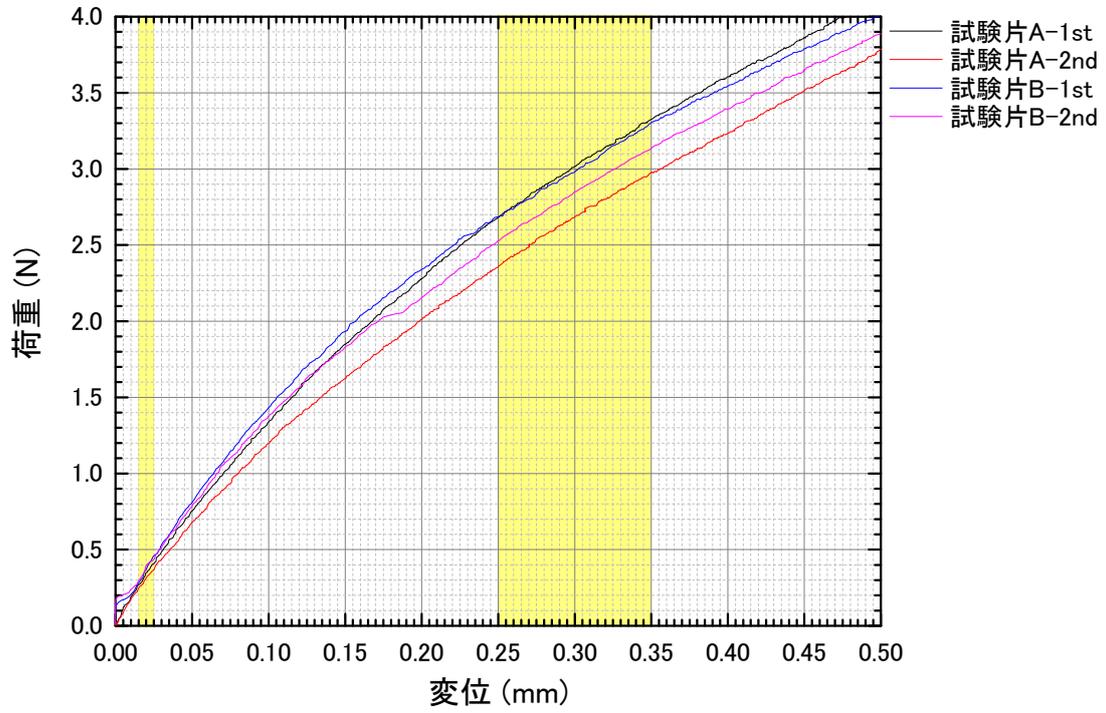
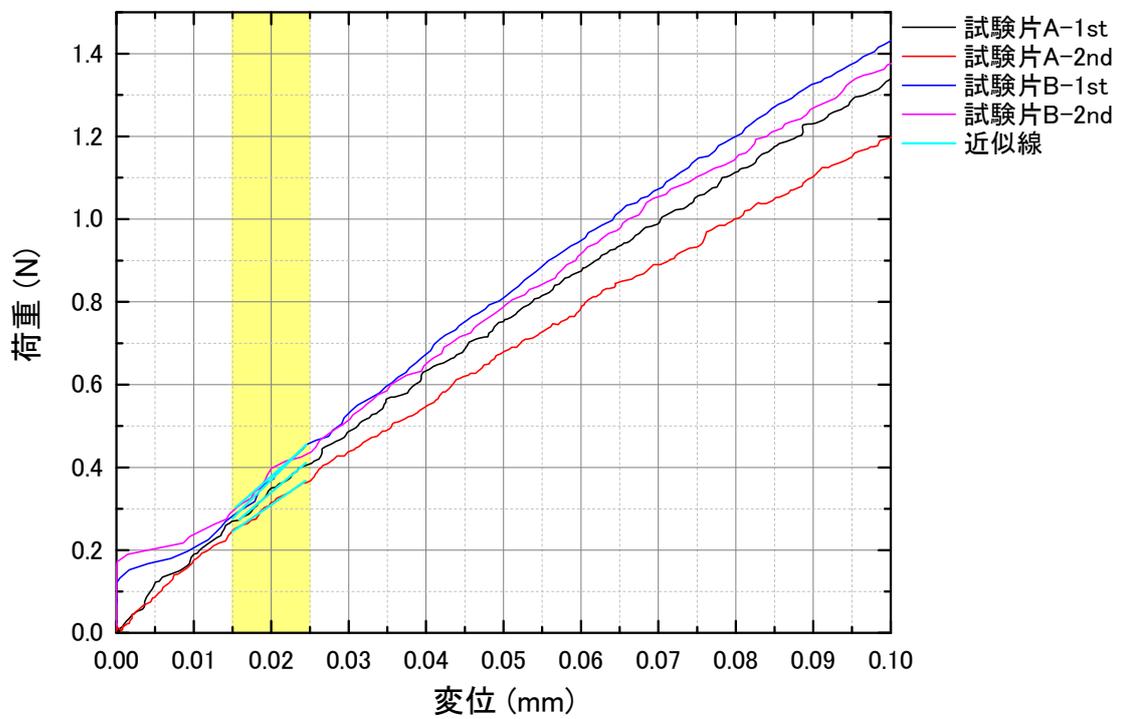


図 3-9 せん断試験結果:荷重変位線図

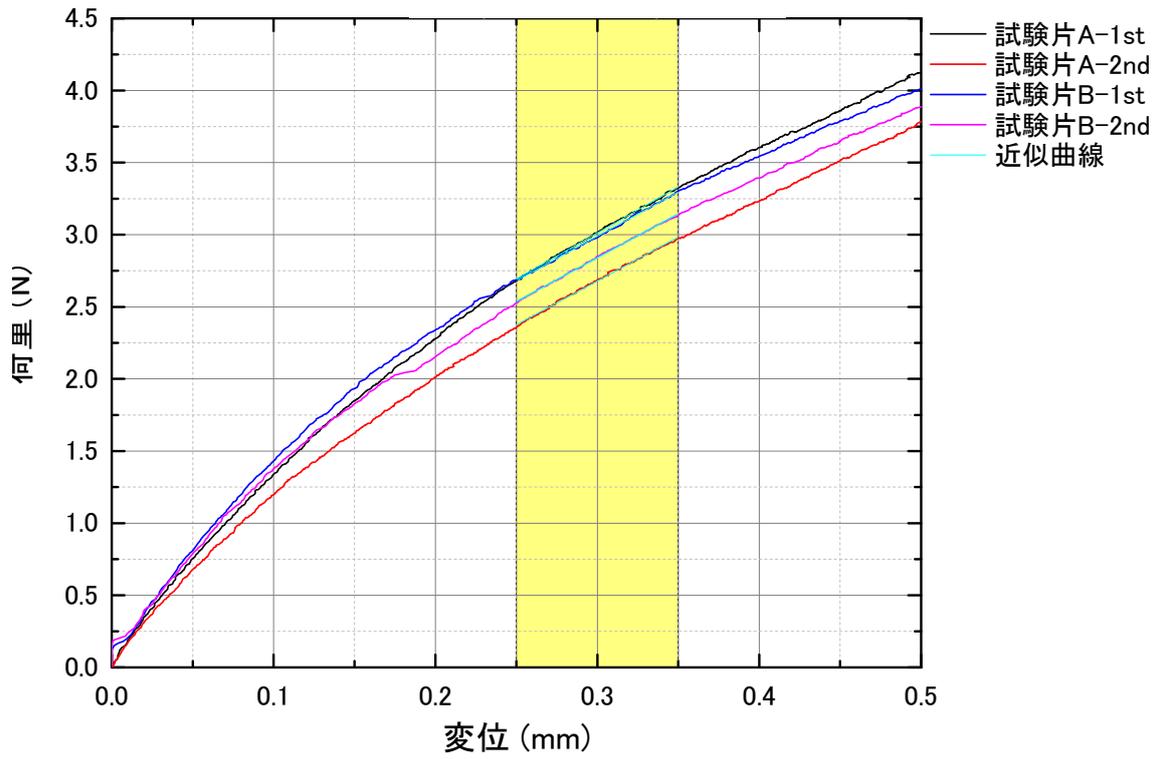
第3章 機械特性の検証



(a) 全体および各区間



(b) 区間 15-25 $\mu$ m



(c) 区間 250-350 $\mu$ m

図 3-10 せん断試験結果:荷重変位線図及び線形近似曲線

### 第3章 機械特性の検証

表 3-2 せん断試験：各変形区間における荷重変位比

試験片		区間 15-25 $\mu$ m	区間 250-350 $\mu$ m
試験片 A	1 回目	15.913	6.3798
	2 回目	13.044	6.0800
試験片 B	1 回目	18.734	6.1448
	2 回目	16.416	6.0761
平均		16.027	6.1702
比率 0.386 倍			

#### ● せん断弾性率

式で示した荷重変位比からせん断弾性率を算出する。

表 3-3 せん断弾性率  $G_c$  [区間 15-25 $\mu$ m]

試験片		荷重-変位 比 [N/mm]	せん断弾性率 $G_c$ [kPa]
試験片 A	1 回目	15.913	95.476
	2 回目	13.044	78.266
試験片 B	1 回目	18.734	112.407
	2 回目	16.416	98.497
平均		16.027	96.162

表 3-4 せん断弾性率  $G_c$  [区間 250-350 $\mu$ m]

試験片		荷重-変位 比 [N/mm]	せん断弾性率 $G_c$ [kPa]
試験片 A	1 回目	6.380	38.279
	2 回目	6.080	36.480
試験片 B	1 回目	6.145	36.869
	2 回目	6.076	36.457
平均		6.170	37.021

### 3.3.5. 理論式との比較及び考察

セルを円筒殻としてモデル化し、その上下面に相対的な剪断変位を与えたときの荷重-変位関係より、膜面のヤング率及び剪断座屈前後の荷重-変位線図の傾きの変化について検討する。

#### 3.3.5.1. 理論式の導出

求める傾きを導出する。図 3-11 及び図 3-12 に示すように円筒殻のセルをせん断方向に変形させたときの反力を求める。

まず、セル表面の中央点から回転角  $\theta$  にある点の変形後の位置は、

$$\begin{aligned} \mathbf{x} &= z\mathbf{e}_z + \frac{u}{h}z\mathbf{e}_x + \frac{d}{2}\mathbf{e}_r \\ &= z \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + \frac{u}{h}z \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\sin\theta \\ \cos\theta \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.14)$$

となる。ここで、

$$\theta = \frac{2}{d}y \quad (3.15)$$

となる。よって、せん断ひずみ  $\gamma$  は、

$$\begin{aligned} \gamma &= \mathbf{g}_z \cdot \mathbf{g}_y = \mathbf{e}_\theta \cdot \left( \mathbf{e}_z + \frac{u}{h}\mathbf{e}_x \right) \\ &= \frac{u}{h} \sin\theta = \frac{u}{h} \left( -\sin \frac{2}{d}y \right) = -\frac{u}{h} \sin\theta \end{aligned}$$

ここで、

$$\begin{aligned} \mathbf{g}_z &= \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial z} = \mathbf{e}_z + \frac{u}{h}\mathbf{e}_x = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ u/h \\ 0 \end{bmatrix} \\ \mathbf{g}_y &= \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial y} = \mathbf{e}_\theta = \begin{bmatrix} \cos\theta \\ -\sin\theta \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\Leftrightarrow \gamma = \frac{u}{h} \left( -\sin \frac{2}{d} y \right) \quad (3.17)$$

となる.

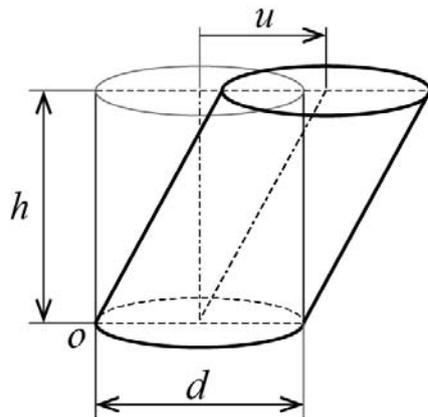


図 3-11 セルのモデル化

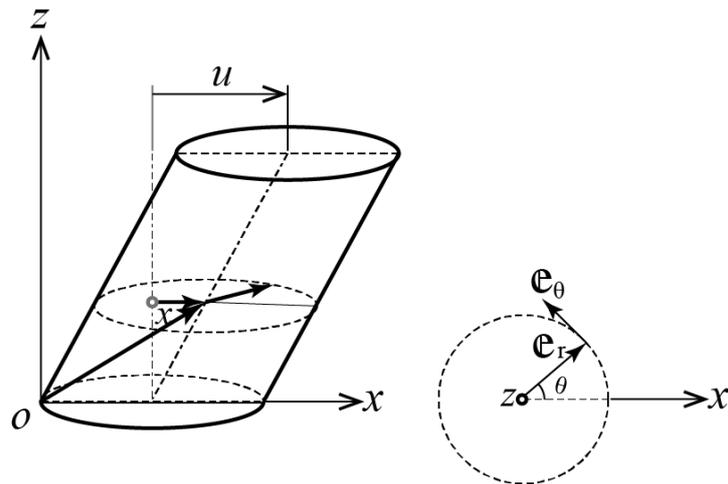


図 3-12 セルの変形形状および理論モデル

これより、主ひずみ、主応力は、それぞれ

・主ひずみ：

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{1}{2}\gamma \\ \varepsilon_2 &= -\frac{1}{2}\gamma\end{aligned}\tag{3.18}$$

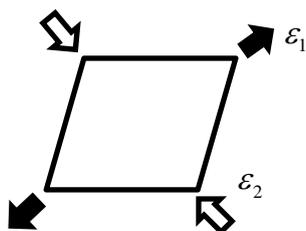


図 3-13 主ひずみの方向

・主応力：

膜面の圧縮を考慮する場合  
(圧縮剛性あり)

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_1 - \nu\varepsilon_2) \\ \sigma_2 &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_2 - \nu\varepsilon_1)\end{aligned}\tag{3.19}$$

膜面の圧縮を考慮しない場合  
(圧縮剛性なし)

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= E\varepsilon_1 \\ \sigma_2 &= 0\end{aligned}\tag{3.20}$$

ここで、

$$\begin{cases} \varepsilon_2 = 0 \\ \nu = 0 \end{cases}$$

となる。

よって、単位体積当たりエネルギー  $\Pi$  は、

膜面の圧縮を考慮する場合  
(圧縮剛性あり)

$$\Pi = \frac{1}{2}(\sigma_1\varepsilon_1 + \sigma_2\varepsilon_2)\tag{3.21}$$

膜面の圧縮を考慮しない場合  
(圧縮剛性なし)

$$\Pi = \frac{1}{2}(\sigma_1\varepsilon_1)\tag{3.22}$$

となる。単位面積当たりのエネルギーからせん断試験片全体のひずみエネルギーは、式 (3.21)、(3.22)を試験片全体で積分すると、

$$\Pi_{All} = \frac{Nt}{2} \int_0^h dz \int_0^{\pi d} \Pi dy \quad (3.23)$$

で求められる。また、荷重は、

$$F = \frac{d\Pi_{All}}{du} \quad (3.24)$$

と表せる。

以上より、試験結果との比較として、荷重と変位の傾きは、

$$\begin{array}{l} \text{膜面の圧縮を考慮する場合} \\ \text{(圧縮剛性あり)} \end{array} \quad \frac{F}{2u} = \frac{N\pi dEt}{16(1+\nu)h} \quad (3.25)$$

$$\begin{array}{l} \text{膜面の圧縮を考慮しない場合} \\ \text{(圧縮剛性なし)} \end{array} \quad \frac{F}{2u} = \frac{N\pi dEt}{32h} \quad (3.26)$$

となる。

### 3.3.5.2. 理論式との比較及び考察

ここで、変位は各パネルで2倍となるので、試験片全体の变形は2倍となる。次に、式(3.25)を整理すると、実験値から求められた傾きから膜面のヤング率を求めることができる。各パラメータは、次の通りである。

$$\left\{ \begin{array}{l} \nu = 0.458 \quad [-] \\ h = 7.2 \quad [mm] \\ d = 10 \quad [mm] \\ t = 30 \quad [\mu m] \\ N = 4 \times 8 \quad [\text{個}] \\ \frac{F}{2u} = 16.027 \quad [N/mm] \text{ Average} \end{array} \right. \quad (3.27)$$

これより、求められる膜面のヤング率は、

$$\begin{array}{l} \text{膜面が圧縮を考慮する場合} \\ \text{(圧縮剛性あり)} \end{array} \quad E = \frac{16(1+0.458)(7.2 \times 10^{-3})}{8 \times 4 \times \pi (10 \times 10^{-3})(30 \times 10^{-6})} \times 16.027 \quad (3.28)$$

$$= 89.26 [\text{MPa}]$$

となった。

### 第3章 機械特性の検証

以上の結果より、圧縮剛性ありのケースは膜面が剪断座屈していない状態に、圧縮剛性なしのケースが剪断座屈後の状態に対応していると考えられる。実験結果との比較において、座屈する以前の  $15\sim 25\mu\text{m}$  の変位における荷重-変位線図の傾きと座屈後の  $0.25\sim 0.35\text{mm}$  の変位における荷重-変位線図の傾きの比は 2.59 倍である、上記の理論から導かれる傾きの比 1.37 倍よりもかなり大きくなっている。その原因としては、試験片に剪断方向に変位を与えると厚さが減ることが確認されており、そのため、実験では理論で考えられている剪断変位よりも大きくなるためと推定される。

## 3.4. 曲げ試験

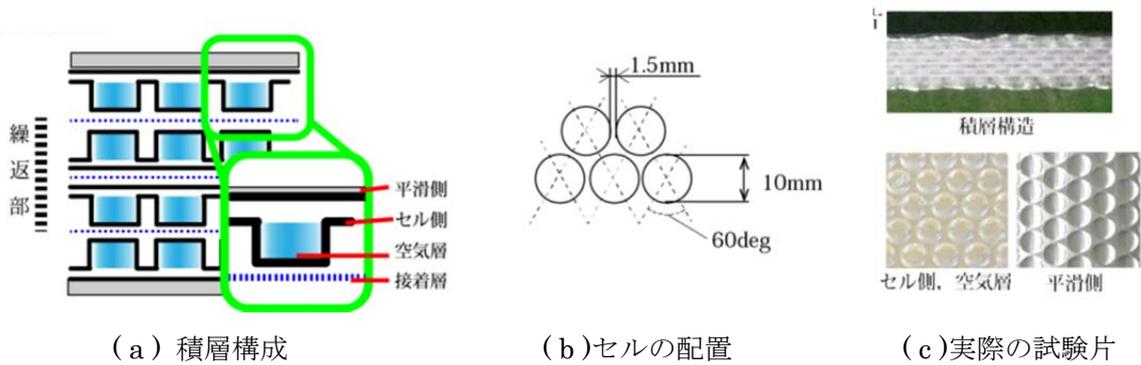
### 3.4.1. 試験目的

本パネルの曲げ変形を評価するために、4点曲げ試験を実施する。曲げ変形に影響を与えるパラメータとしては、式(3.11)より、セル内圧、コア高さ、表面板厚さを選定して、それらが異なる試験片を用意して、荷重と変形との関係を取得し、それらの差異を検討して、本パネルの曲げ変形の特性を評価する。

### 3.4.2. 試験パネル緒元

試験片は、コア材として空気膜構造であるセル部、表面板から構成される。セルは、図 3-6 に示す気密性の高い膜材で構成され、1つのセルサイズは、高さ 3.6mm×φ10mm の円筒形である。コア材は、せん断試験で用いた同様の仕様のコアを用いている。セルの配置と積層構造は、図 3-14 に示すように、一般生活で用いられる空気緩衝材を複数積層した構造となっている。この積層構造にすることによりコア高さを自由に決めることができる。セル積層間を接着するために、中間フィルムにメルトシートを配置し、融着法により接着する。図 3-14 (a)に示すように表面板とセル部の接着は、同様に、融着により接着を行う。各フィルム間の接着は、融着法により接着される。

表面板厚さとコア高さ、試験片サイズを試験片の変数とする。表面板は、アルミニウム合金を用い、厚さは、3種類の 50[μm]、100[μm]、600[μm]を用いる。図 3-14 (a)に示すように表面板とセル部の接着は、同様に、融着法により接着を行う。内圧は、成型時に封印された大気圧とする。パネルサイズは、標準試験と大型試験片の 2 種類ある。標準試験片は、250×120mm の長方形である。大型試験片は、600×250 mm の長方形である。試験片の設定パラメータは、図 3-15 および表 3-5 に示す。



\*LDPE: 低密度ポリエチレン / AD: 接着性樹脂 / PA: ナイロン

図 3-14 試験片の構成図

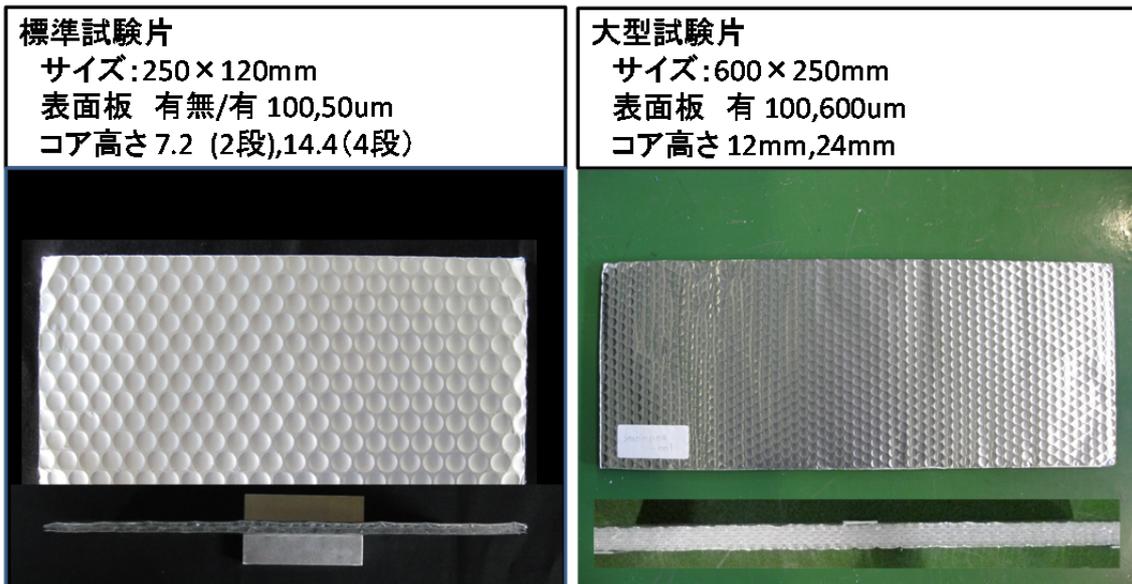


図 3-15 試験片の外観 (図上: 正面, 図下: 断面)

### 第3章 機械特性の検証

表 3-5 試験片諸元

	試験片名称	表面板なし	表面板あり
コア材 (セル部) インフレーション層	セル側材質	PE系フィルム	
	フィルム厚 (凸)	60[ $\mu\text{m}$ ]	60[ $\mu\text{m}$ ]
表面板 アルミシート	平滑側材質	PE系	PE系/AL
	フィルム厚 (平)	30[ $\mu\text{m}$ ]	25[ $\mu\text{m}$ ]/ Al 50[ $\mu\text{m}$ ] or 100[ $\mu\text{m}$ ]
メルトシート 接着層	素材	ポリエステル系 樹脂フィルム	
	平均厚	100[ $\mu\text{m}$ ]	

\*各フィルム厚は、成型前のフィルム材料仕様とする。

### 3.4.3. 試験コンフィギュレーション

#### (1) 曲げ試験機

曲げ試験に用いる装置を説明する。曲げ試験は、真空槽内に設置した4点曲げ試験装置を用いて、荷重と変位を計測し、変位/荷重比 [m/N] を求める。セルの内圧は、外気圧を減圧し、セル内部は大気圧を保つことで、内外差圧との差によって発生させることとする。そのため、それぞれの試験片のサイズに合わせた真空槽内で開発した曲げ試験装置で試験を実施した。各試験装置の詳細仕様を以下に示す。

##### ①曲げ試験機【標準試験片】

標準試験片における試験では、図 3-16 に示す  $\phi 300\text{mm} \times 500\text{mm}$  のアクリル製真空槽を用いた。また、計測系を含めた試験装置構成を図 3-17 に示す。荷重部は、図 3-18 の概略図に示す寸法で曲げ荷重を加える。

##### ②曲げ試験機【大型試験片】

大型試験片においては、図 3-19 に示す JAXA/宇宙科学研究所所有の  $1.2 \times 1.5 \times 1.5\text{m}$  の大型減圧恒温槽を用いる。曲げ試験装置の詳細は、図 3-20 に示す。

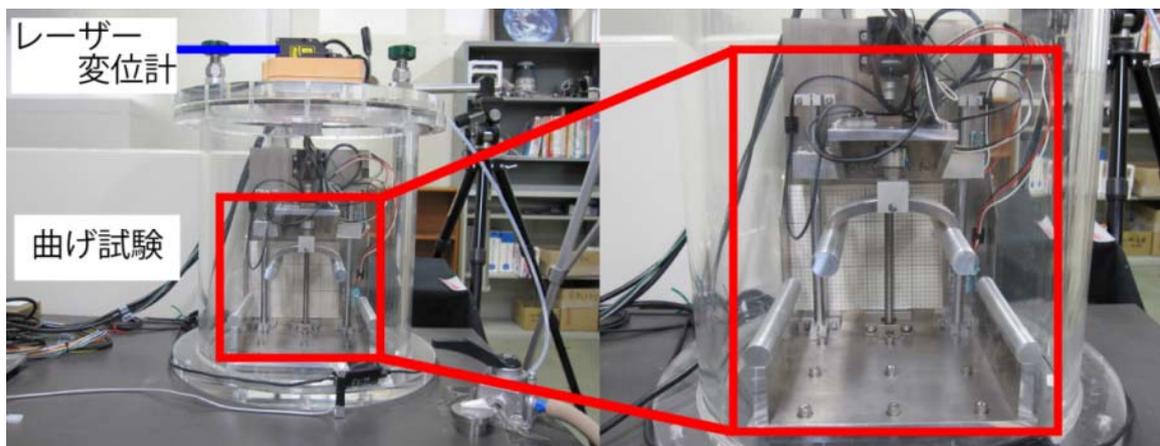


図 3-16 標準試験片における真空曲げ試験機

### 第3章 機械特性の検証

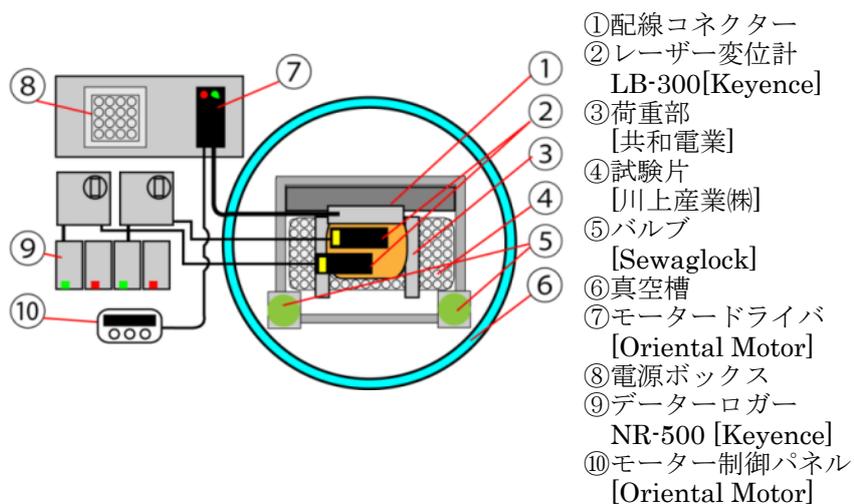


図 3-17 標準試験片用周辺機器概略図（上面側）

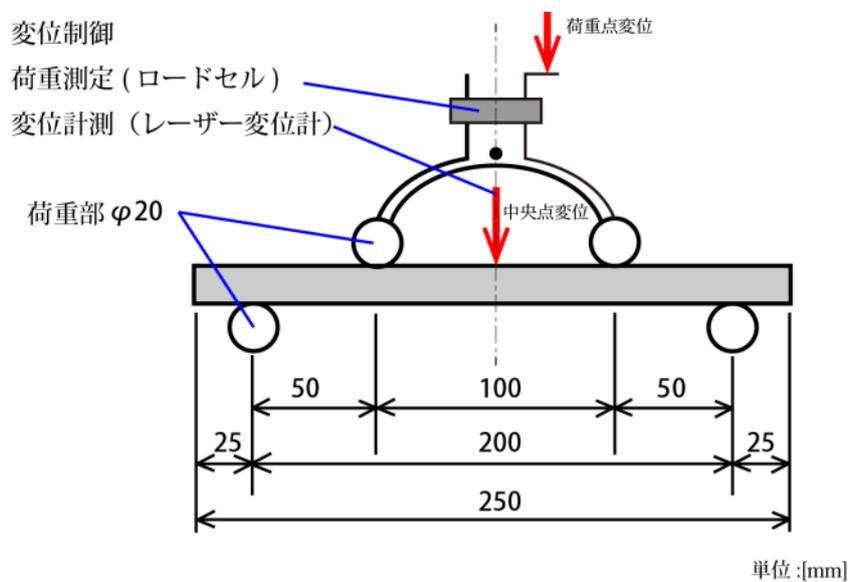


図 3-18 標準試験片における荷重部概略図

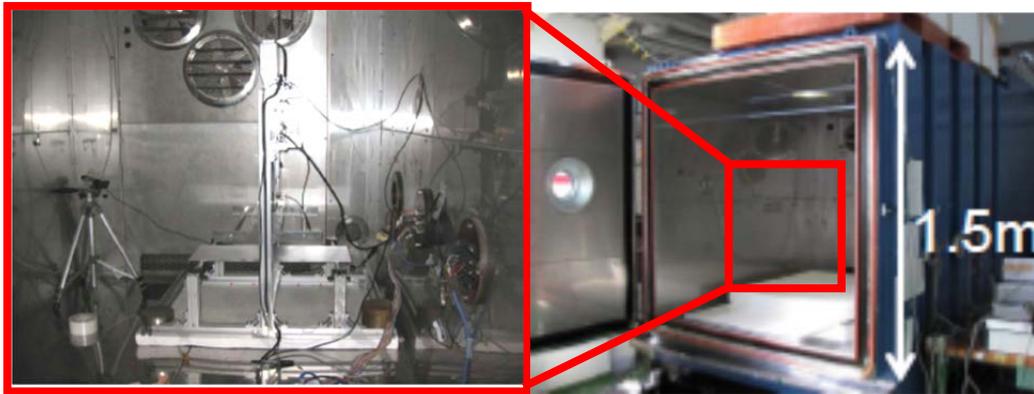


図 3-19 大型試験片における真空曲げ試験機

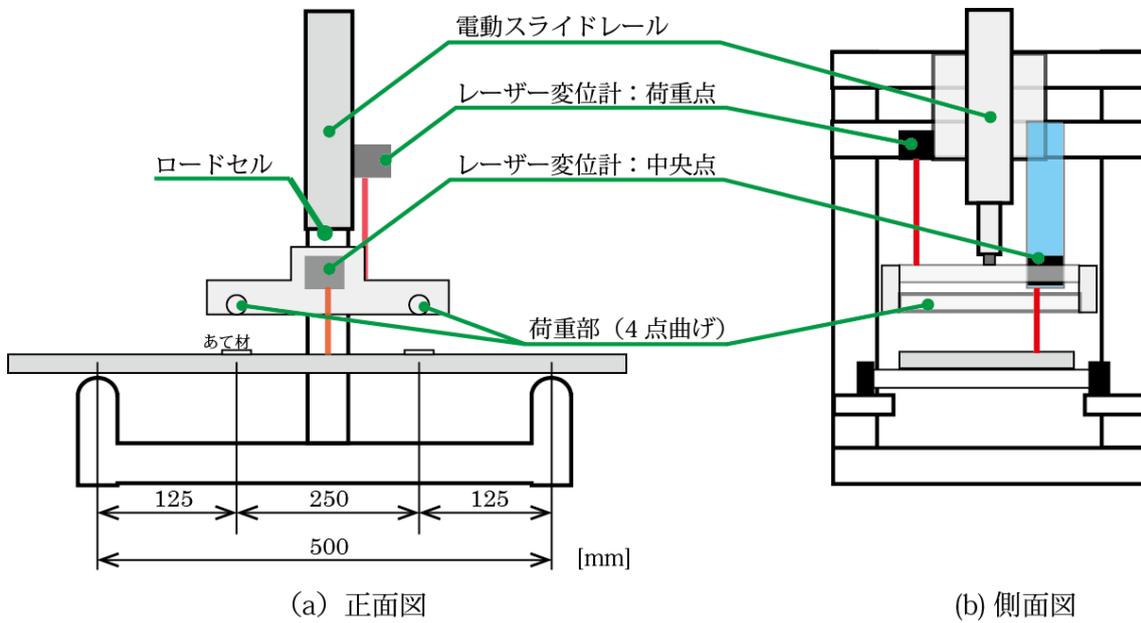


図 3-20 大型試験片における荷重点部概略図及び配置図

## (2) 曲げ試験手順

試験片の中央点及び荷重点の変位はレーザー変位計を用いて測定する。各試験片に対する計測位置について、図 3-18 及び図 3-20 に示す。荷重は、荷重部の上部に搭載されたロードセルで測定する。計測した荷重と、レーザー変位計によって計測した荷重部の変位  $\delta_{load}$  及び、中央部の変位  $\delta_{mid}$  を測定する。

曲げ試験は、標準試験片・大型試験片ともに、各曲げ試験機に試験片を設置後、真空ポンプにより減圧することで、セルと外気圧の内外差圧力を 100[kPa] を保つ。真空装置で目標圧力を与えたのち、荷重部を一定速度 5[mm/min] で駆動する。そして、試験片の中央  $\delta_{mid}$  及び荷重点の変位  $\delta_{load}$  をレーザー変位計によって測定する。荷重  $P$  は、荷重部の上部に搭載された荷重計で測定する。

## 3.5. 曲げ試験結果

マルチセルインフレータブルサンドイッチパネルの面外変形と設計パラメータとの関係に関する評価するため、以下に示す3つのパラメータにおいて

- ① 内圧に関する試験 (表面板の有/無)
- ② コア高さの影響に関する試験 (4種類のコア高さ)
- ③ 表面板厚さの影響に関する試験

を実施した。それぞれのパラメータに対して、複数回程度試験を実施し、荷重-変位を測定した。荷重-変位線図の代表例を図 3-22～図 3-25 に示す。また、曲げ負荷時の試験片の変形形状を図 3-21 に示す。また、算出式(3.12)から曲げ剛性を算出するために、荷重点と中央点の変位の差と荷重線図を求め、このとき、試験結果のノイズがあるため、隣接平均化法によって、ノイズの除去を行った。次に、荷重点と中央点の変位の差と荷重線図の線形領域から、傾きを求める。荷重点と中央点の変位の差と荷重線図の結果は、各試験の代表例を図 3-26～図 3-29 に載せる。

第3章 機械特性の検証

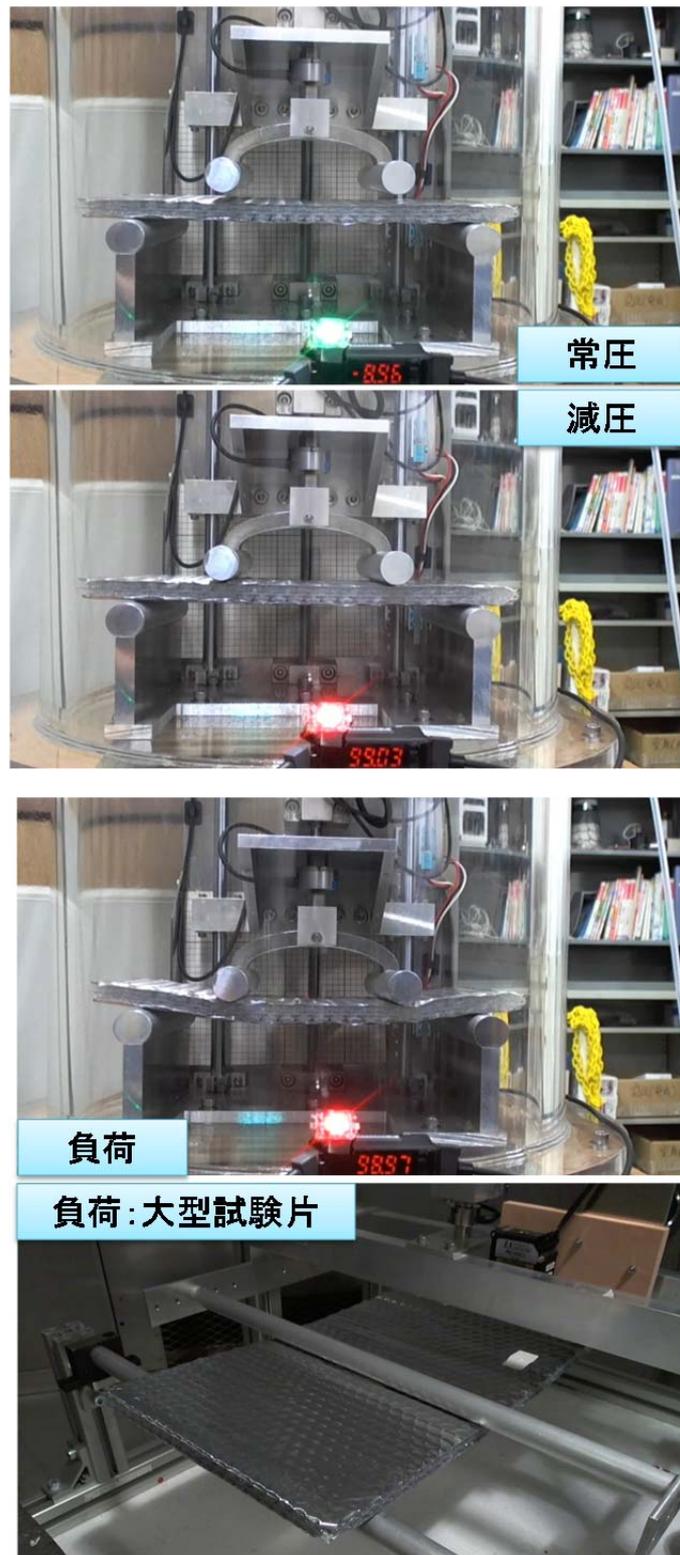


図 3-21 曲げ試験手順

(1) 表面板厚さ

- ・標準試験片：表面板厚さ 50 $\mu\text{m}$

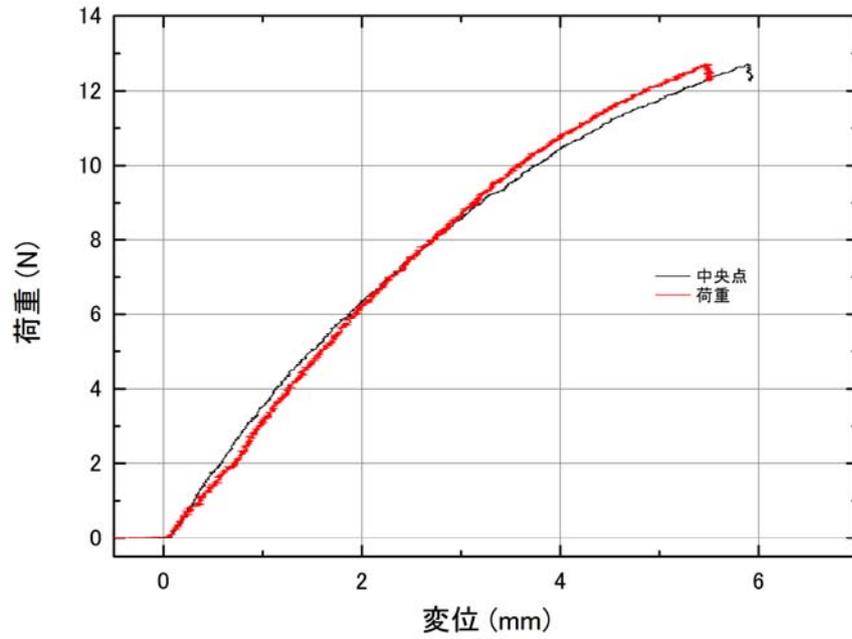


図 3-22 荷重-変位線図 (標準試験片：表面板厚さ 50 $\mu\text{m}$ )

- ・標準試験片：表面板厚さ 100 $\mu\text{m}$

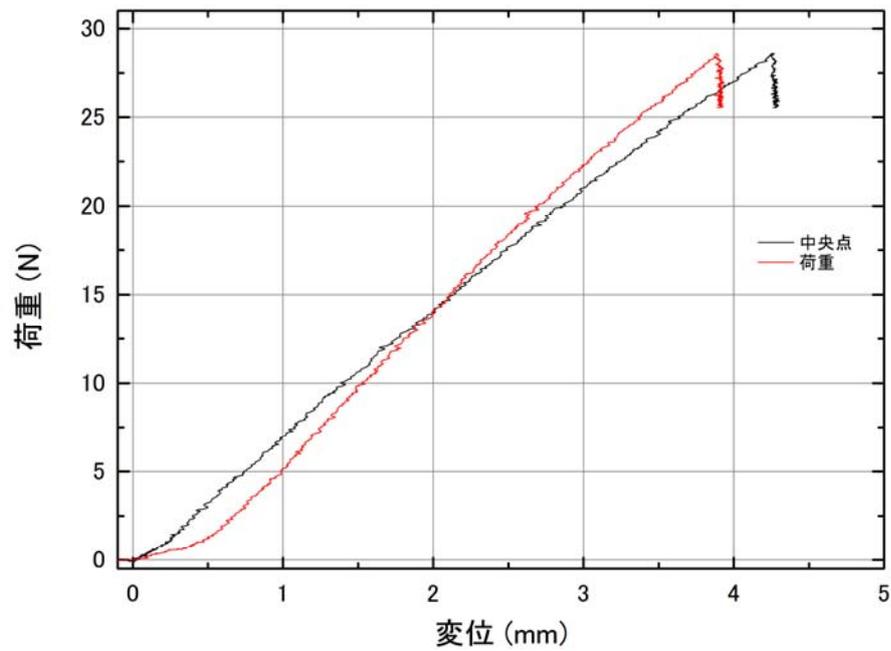


図 3-23 荷重-変位線図 (標準試験片：表面板厚さ 100 $\mu\text{m}$ )

(2) コア高さ

- ・大型試験片：コア高さ 12mm

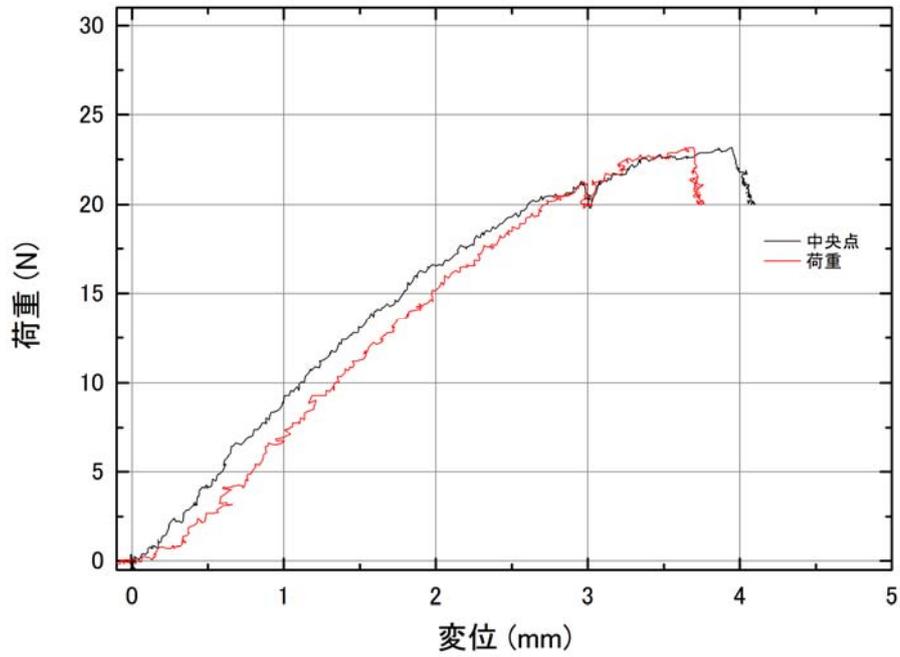


図 3-24 荷重-変位線図 (大型試験片：コア高さ 12mm)

- ・大型試験片：コア高さ 24mm

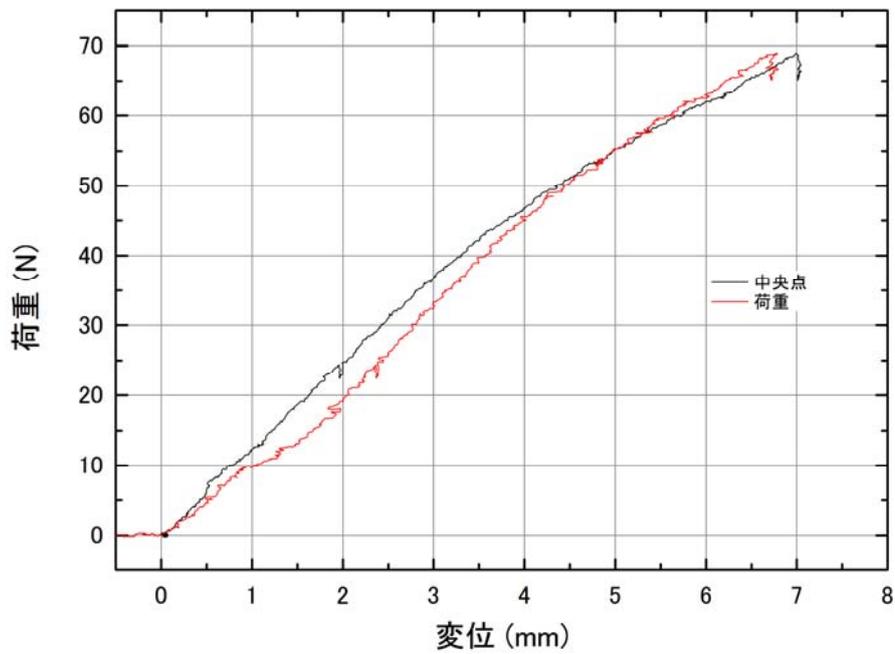


図 3-25 荷重-変位線図 (大型試験片：コア高さ 24mm)

(1) 表面板厚さについて

- ・標準試験片：表面板厚さ 50 $\mu\text{m}$

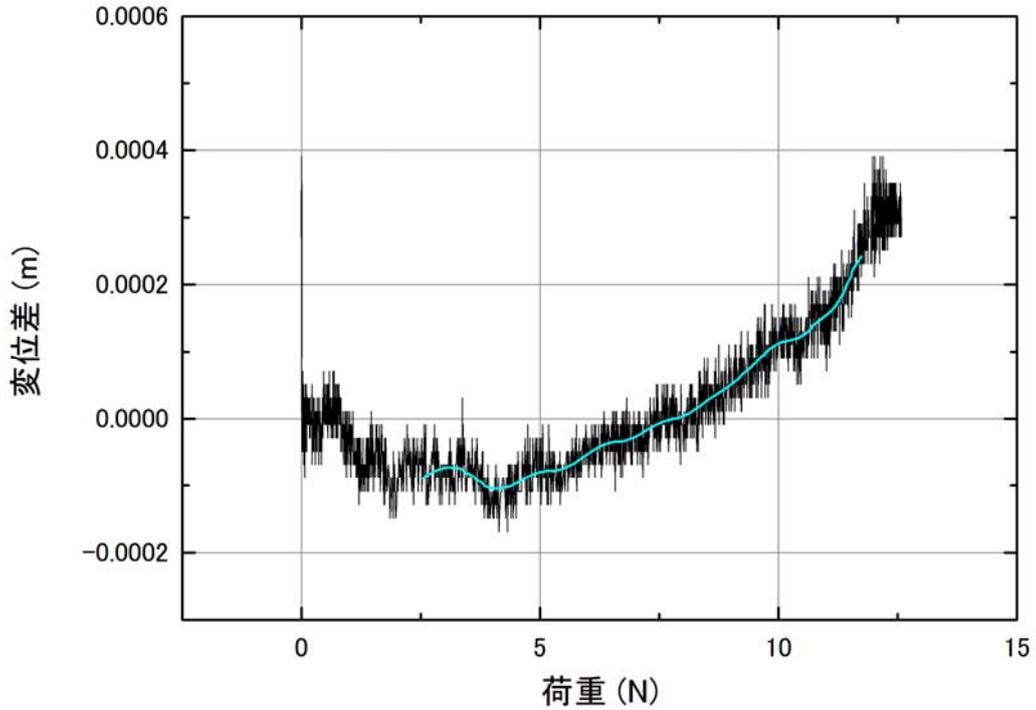


図 3-26 変位差-荷重線図 (標準試験片：表面板厚さ 50 $\mu\text{m}$ )  
 \*変位差とは、「荷重点」と「中央点」の変位の差

- ・標準試験片：表面板厚さ 100 $\mu\text{m}$

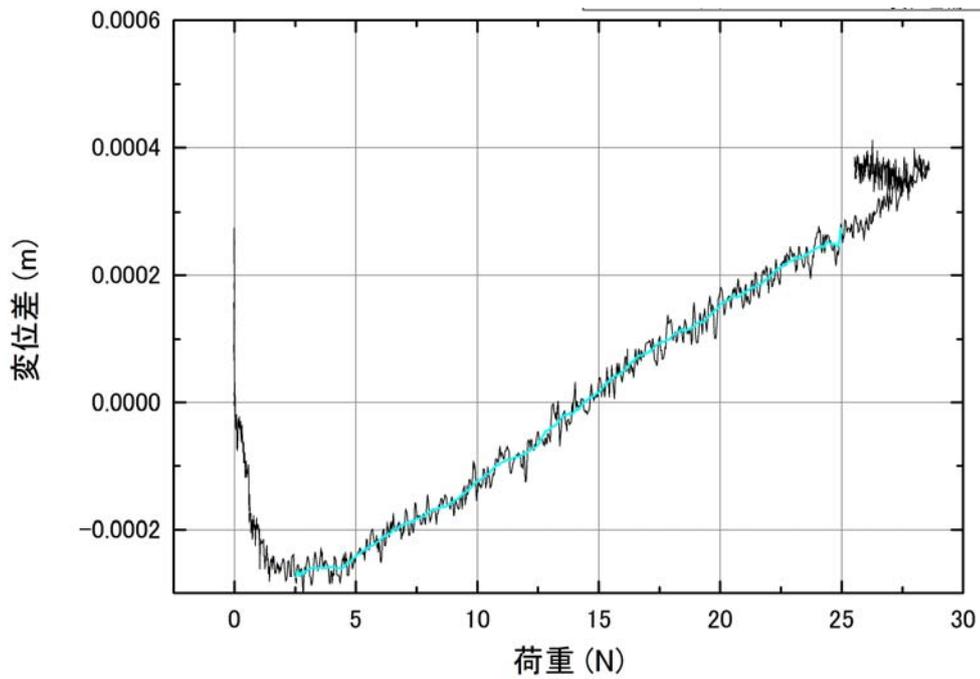


図 3-27 変位差-荷重線図 (標準試験片：表面板厚さ 100 $\mu\text{m}$ )

(2) コア高さについて

- ・大型試験片：コア高さ 12mm

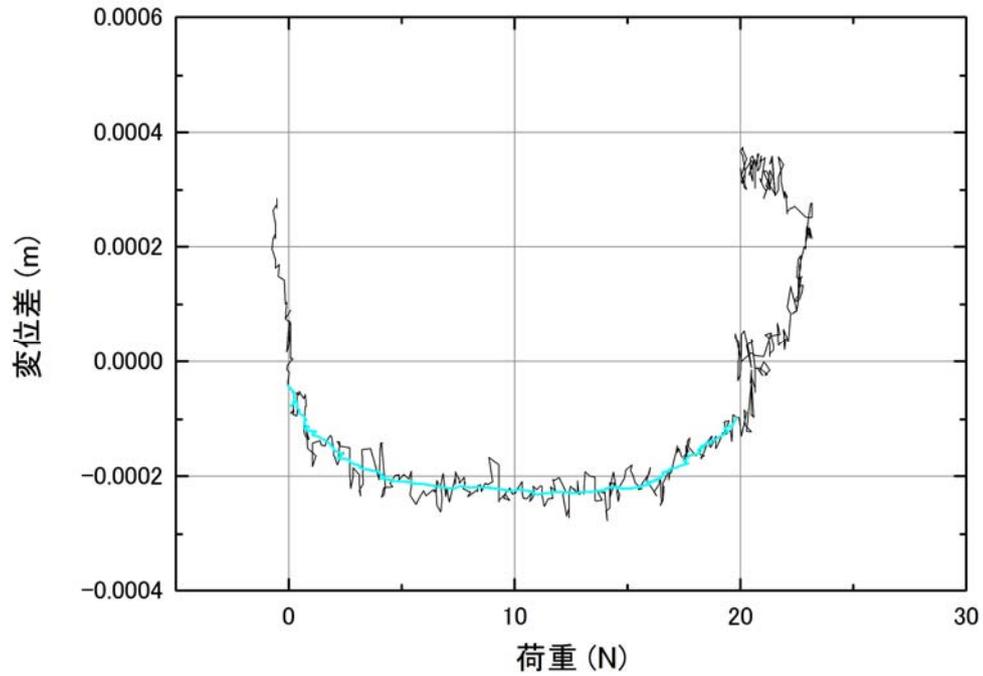


図 3-28 変位の差-荷重線図 (大型試験片：コア高さ 12mm)

\*変位差とは、「荷重点」と「中央点」の変位の差

- ・大型試験片：コア高さ 24mm

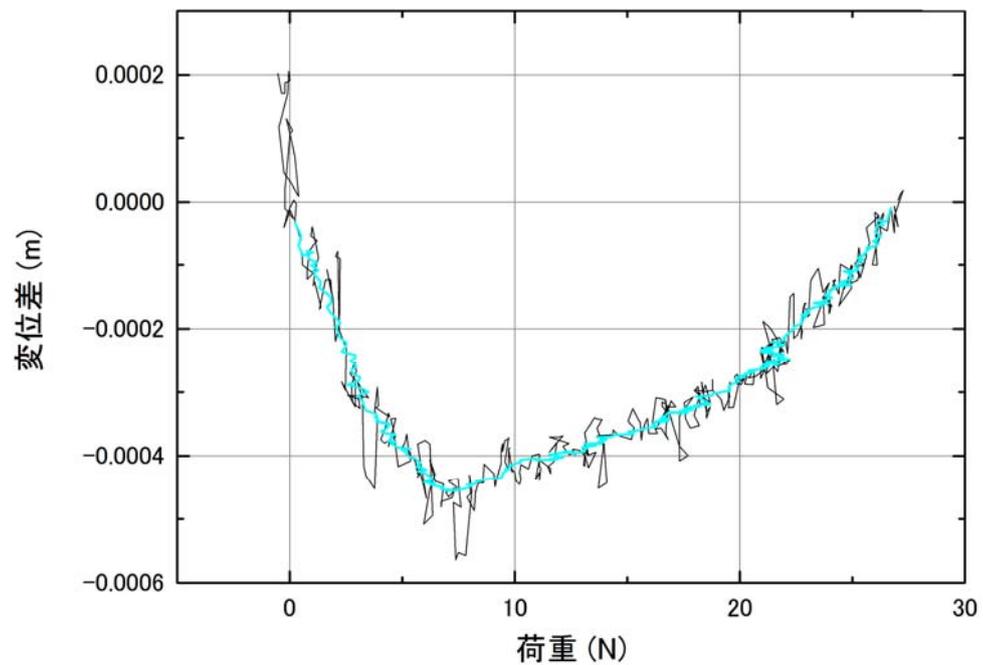


図 3-29 変位の差-荷重線図 (大型試験片：コア高さ 24mm)

### 3.6. 曲げ試験結果に対する考察

荷重変位線図について、初期荷重から、中央点より荷重点の変位が大きいことがわかる。特に、初期の荷重は、変位の増加に対して小さい。そのため、変位差 - 荷重において、初期荷重の傾きが、負になっている。その原因を以下のように推定した。

推定 1) ジグによる荷重点で試験片が厚さ方向に凹状に変形すること。

推定 2) 試験片表面にディンプルがあり、ディンプルに荷重を付加するジグが押しつぶしていく荷重負荷初期の段階において、荷重点での変位に対する荷重増加量が小さい領域が生じたこと。

したがって、推定原因 1) に対しては、その凹の変位量を解析的に導き出して、荷重点での変位から、その変形量を差し引く補正を行う。次に、推定原因 2) に対しては、荷重-変位差曲線の原点近傍の値が、信頼性が低いため、曲げ剛性を荷重-変位差曲線の傾きが正で且つ、一定になるところの傾きの値で評価した。

#### 3.6.1. 考察① [表面板のローカルな曲げ変形]

コアを均質な弾性体として仮定し、表面板に単一の集中荷重が加わった場合の表面板のローカルな曲げ変形を考える。

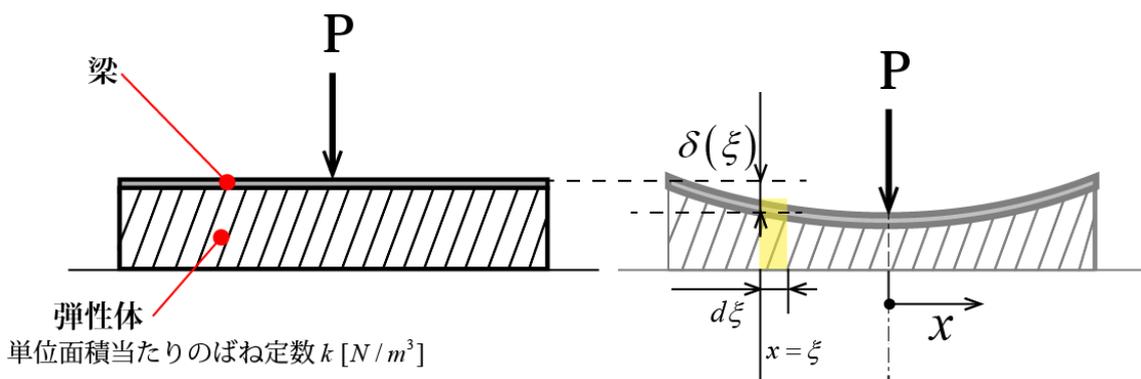


図 3-30 表面板に単一の集中荷重が加わった表面板のモデル

図 3-30 に示す連続的な弾性体によって支持された表面板の、 $x=\xi$ の位置における微小要素  $d\xi$  が  $\delta(\xi)$  の変形をしたときに発生する反力  $dF(\xi)$  は、

$$dF(\xi) = kbd\xi\delta(\xi) \quad (3.29)$$

となる。ただし、ここで、 $k$  は単位面積あたりの厚み方向のばね定数とし、梁の奥行きを  $b$  とする。単位面積あたりの厚み方向のばね定数  $k$  は、次のとおり、導出する。

図 3-31 に示す一つのセルについて考える。セルは、半径  $r$  で、高さ  $h$  の円形で、膜厚が  $t$  とするとき、荷重  $F$  が円筒にかけたときの圧縮方向の変位  $\delta$  と荷重  $F$  の関係は、

$$\begin{aligned} F &= 2\pi r t \times \frac{\delta}{h} \times E \\ \Leftrightarrow \frac{F}{\delta} &= \frac{2\pi r t}{h} E \end{aligned} \quad (3.30)$$

と表せる。次に、図 3-32 に連続するセルの一部分を切出すとき、面積  $A$  は

$$\begin{aligned} A &= (4r + 2d_1)(4r + 2d_2) \\ &= 4(2r + d_1)(2r + d_2) \end{aligned} \quad (3.31)$$

となる。面積  $A$  におけるセル個数は、4個分となる。よって、このときの荷重  $F$  と変位  $\delta$  の関係(3.30)から、求める単位面積当たりの圧縮剛性  $k$  は

$$\begin{aligned} k = \frac{F}{\delta} &= 4 \times \frac{2\pi r t}{h} E / 4(2r + d_1)(2r + d_2) \\ &= \frac{2\pi r t E}{h(2r + d_1)(2r + d_2)} \end{aligned} \quad (3.32)$$

となる。

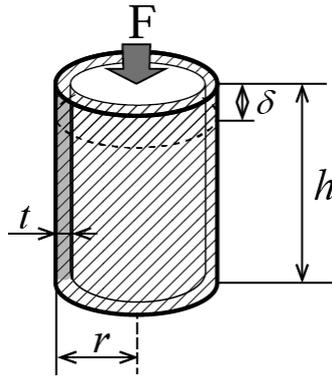


図 3-31 1セルあたりの圧縮変形

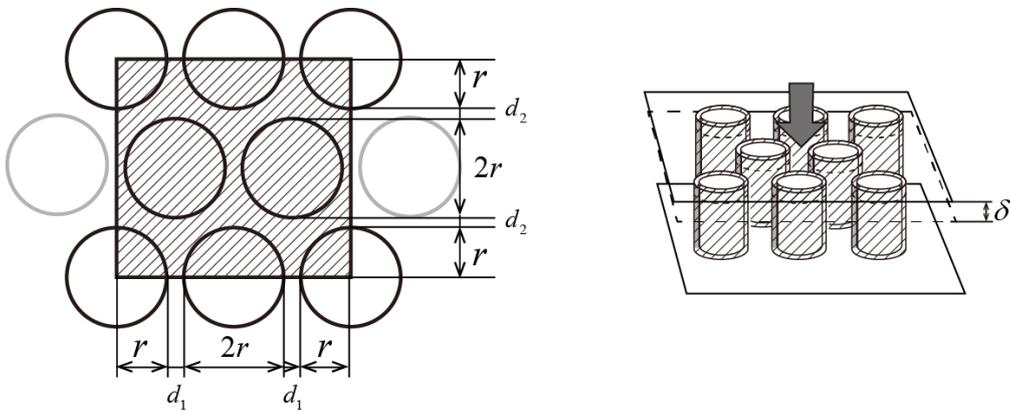


図 3-32 連続する領域における圧縮変形

このとき、上述の反力が  $x = x'$  の位置に及ぼす曲げモーメントを  $dM(x')$  とすると、

$$dM(x') = (x' - \xi) dF(\xi) \quad (3.33)$$

である。左右の対称性から、片側のみ  $x \leq 0$  を考えて、

$$M(x') = \int_{-\infty}^{x'} dM = \int_{-\infty}^{x'} kb(x' - \xi) \delta(\xi) d\xi \quad (3.34)$$

である。

モーメントと変形量の関係は,

$$-EI \frac{d^2 \delta(x)}{dx^2} = M(x) \quad (3.35)$$

であり, この一般解は,

$$\delta(x) = \exp\left(-\frac{ax}{\sqrt{2}}\right) \left\{ A \cos\left(\frac{ax}{\sqrt{2}}\right) + B \sin\left(\frac{ax}{\sqrt{2}}\right) \right\} + \exp\left(\frac{ax}{\sqrt{2}}\right) \left\{ C \cos\left(\frac{ax}{\sqrt{2}}\right) + D \sin\left(\frac{ax}{\sqrt{2}}\right) \right\} \quad (3.36)$$

と求められる. ただし,  $A, B, C, D$  は積分定数で,  $a = \sqrt[4]{\frac{kb}{EI}}$  はである. 単位面積当たりの  $k$  の算

出方法は, 付録 I にまとめる.

$x = -\infty$  での変形量が 0, 原点での傾きが 0 であることから,  $A, B, C, D$  の間には,

$$\begin{cases} A = B = 0 \\ C + D = 0 \end{cases} \quad (3.37)$$

の関係がある. 次に,  $-\infty < x \leq 0$  の区間で反力  $dF(\xi)$  を積分すると, 集中荷重  $P$  の半分になることと, 上記の関係から,  $A, B, C, D$  が求められる. これらの式を用いて,  $x = 0, -l, -2l$  での変形を導出すると,

$$\delta(x) = \frac{Pa}{2\sqrt{2bk}} e^{\frac{ax}{\sqrt{2}}} \left\{ \cos\left(\frac{ax}{\sqrt{2}}\right) - \sin\left(\frac{ax}{\sqrt{2}}\right) \right\} \quad (3.38)$$

$$x = 0 \text{ のとき, } \delta(0) = \frac{aP}{2\sqrt{2bk}} \quad (3.39)$$

$$x = -l \text{ のとき, } \delta(-l) = \frac{aP}{2\sqrt{2bk}} \left\{ \cos\left(\frac{al}{\sqrt{2}}\right) + \sin\left(\frac{al}{\sqrt{2}}\right) \right\} e^{-\frac{al}{\sqrt{2}}} \quad (3.40)$$

$$x = -2l \text{ のとき, } \delta(-2l) = \frac{aP}{2\sqrt{2bk}} \left\{ \cos(\sqrt{2}al) + \sin(\sqrt{2}al) \right\} e^{-\sqrt{2}al} \quad (3.41)$$

となる.

上記の式をみると、荷重点から位置が離れると指数関数的に変位が小さくなることがわかる。実際、本論文で用いているパラメータの範囲内では、荷重点の集中荷重によって生じる表面板の変形が、中央点においては十分小さいため、以下では荷重点でのみ、この影響を考慮する。

### 3.6.2. 補正後の曲げ剛性の算出

本節では、3.3.において考察に示した、荷重点と中央点の逆転現象について、圧縮荷重による変形量を3.4.節で導出した荷重点における圧縮変形量 $\delta(0)$ を差し引き、補正することで、曲げ剛性を算出し、その結果を考察する。まず、式を剛性の形に整理すると、

$$EI_{eq} = \frac{13}{12} l^3 \left( \frac{P}{\delta_{mid} - \delta_{load} + \delta(0)} \right) \quad (3.42)$$

となる。

次に、この荷重点の補正分を、求めた中央点と荷重点の差を導入すると、図 3-33 及び図 3-34 のようになる。また、図 3-33 及び図 3-34 の線形区間から中央点と補正後の荷重点の差と荷重の傾きから求めた曲げ剛性と式(3.11)で求めた理論値を図 3-35、図 3-36 にまとめた。

(1) 表面板厚さ

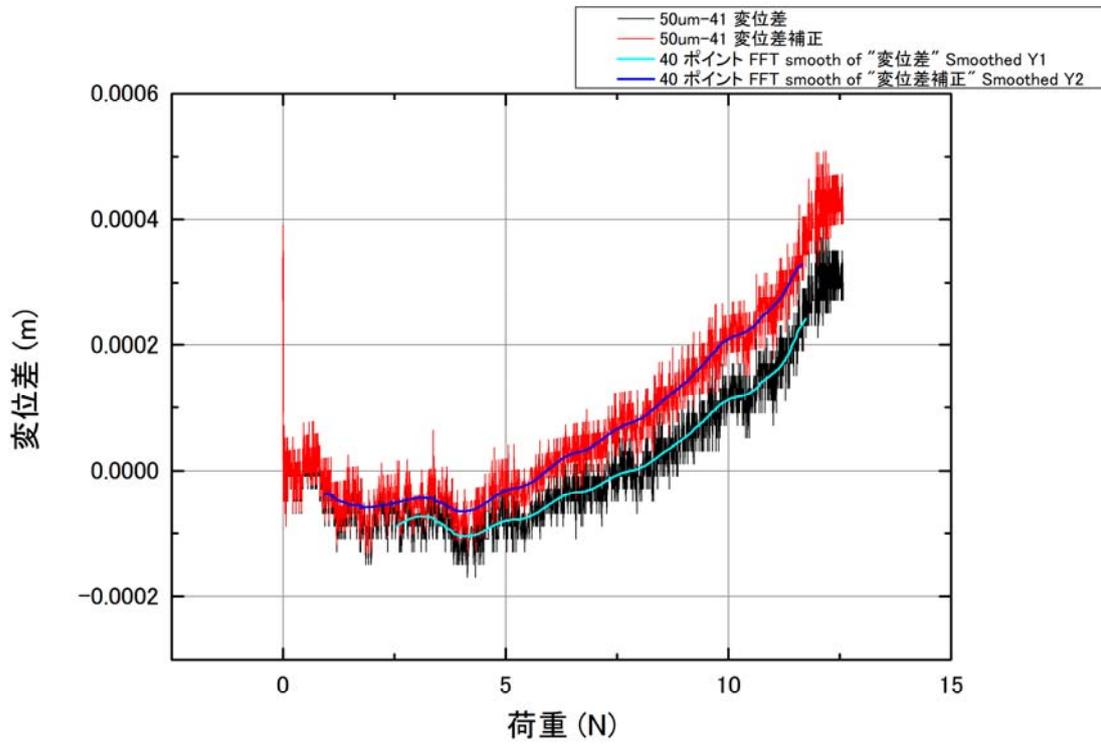


図 3-33 変位の差-荷重線図 (標準試験片：表面板厚さ 50 $\mu$ m)

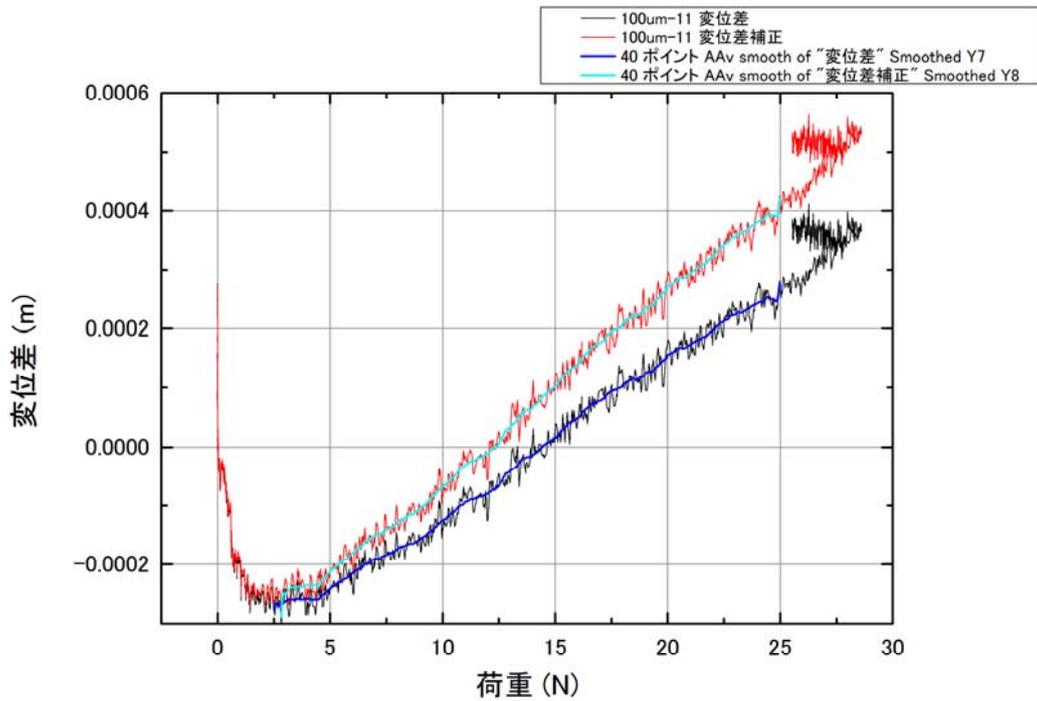


図 3-34 変位の差-荷重線図 (標準試験片：表面板厚さ 100 $\mu$ m)

### 第3章 機械特性の検証

(1) 表面板厚さ (解析結果が出次第変更)

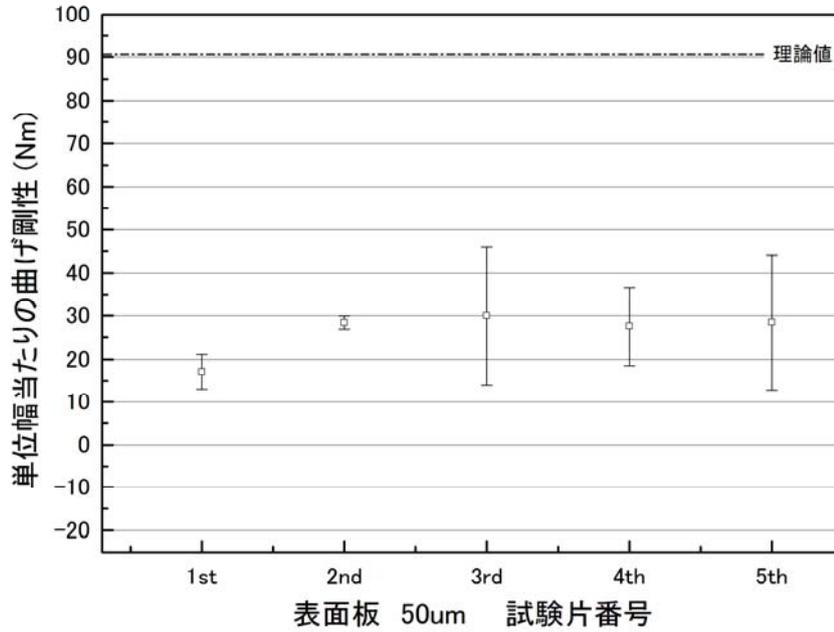


図 3-35 曲げ剛性 (試験結果と理論値) (標準試験片：表面板厚さ 50 $\mu$ m)

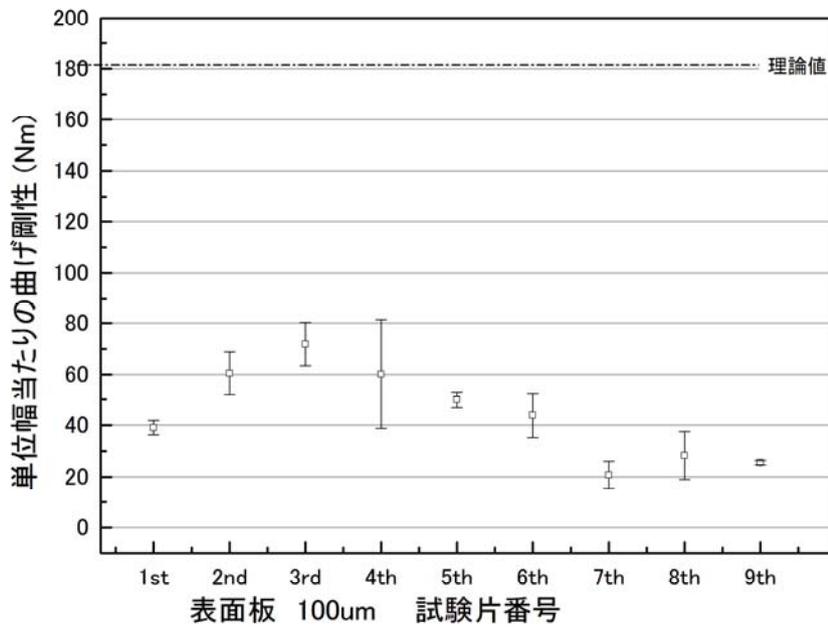


図 3-36 曲げ剛性 (試験結果と理論値) (標準試験片：表面板厚さ 100 $\mu$ m)

### 第3章 機械特性の検証

曲げ剛性を図 3-35, 図 3-36 に示す通り算出した. 求められた値は, 理論値からはかなり低くなった. 原因としては, 以下のことが考慮不足と思われる

- ・ 試験片の厚さ方向の剛性 (荷重点での凹変形も含む)
- ・ 空気膜構造の剪断剛性の評価

このような補正を行っても, 変位の差分が初期で負になることを解消できず, 更に, その差が非常に小さいため, 求められた曲げ剛性値も試験片間のばらつきが非常に大きい. 試験片の変形形状を観察すると, 大部分の垂直変位は荷重を加える圧子と固定側の圧子の間で生じており, この変位はコアの剪断剛性が低いため, 剪断変形で生じているものと推定される. したがって, 本パネルの機械特性を論じるために変位差を用いるのではなく, 単純に, 比較的良質なデータが取得される試験片中央での荷重-変位関係を次節から用いる.

## 3.7. パラメータを変更した実験結果

本節では、本パネルの曲げ変形の特性に影響を与えると思われるセル内圧、コア高さ、表面板厚さを変えた試験片での実験結果を示す。

### 3.7.1. 内圧

セル内圧が曲げ変形に与える影響を調べるため、まず、図 3-38 のようにアルミニウム合金の表面板を接着していないコア単体の試験片に対して4点曲げ試験を行って、荷重-変位曲線（荷重点変位）の傾きを取得した。試験片を真空槽に入れてセルの外圧を下げることにより、大気圧が封じられたセル内圧との差圧を生じさせて試験を実施した。図 3-37 に結果を示す。

3個の試験片について行ったが、差圧が大きくなるにつれて、変位荷重比が次第に高くなるが、その増加が頭打ちになることが分かる。これは、差圧が大きくなるにつれて、各セルが膨張することによってセル個々の剛性が高くなっていることが原因と推定される。しかしながら、セル間には内圧の影響を受けないLDPEの膜面があり、一定以上の差圧では、曲げ変形はこの部分の低い剛性に支配されるため、変位荷重比が頭打ちになると判断される。尚、試験片の間でばらつきが大きい理由は、2層のセルを融着しているが、上下のセルの相対的な位置関係が試験片でまちまちであるためである。

アルミニウム合金の表面板有りの試験片での大気圧下と外圧を100kPaにした場合の試験結果を図 3-39、図 3-40 に示す。大気圧下で行った試験ではセルの膜面が直ぐに座屈するため、100kPaの試験片に比べて変位/荷重比が小さくなっている。アルミニウム合金の表面板を融着するとセルが融着面で膨張することができなくなり、内圧の変化が変位/荷重比に与える影響は見られなくなることが推定されるが、詳細は4章に示す。

(1) 試験結果 コア材のみ

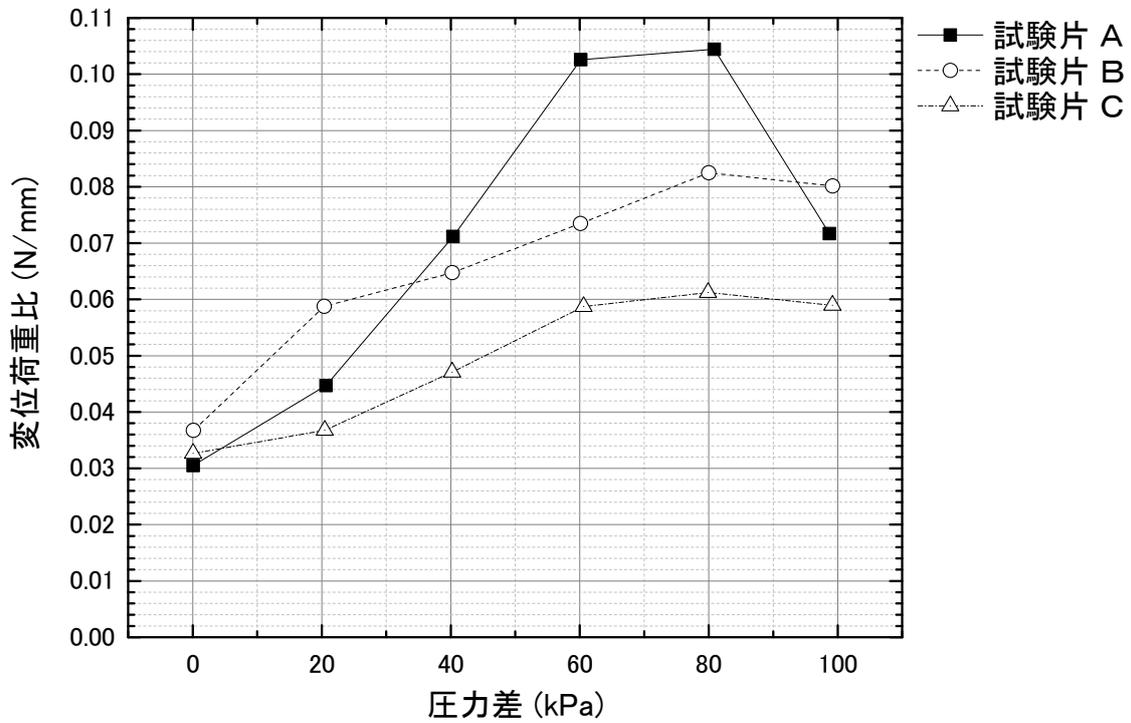


図 3-37 変位・荷重線図 (コア材のみ) (荷重点変位)

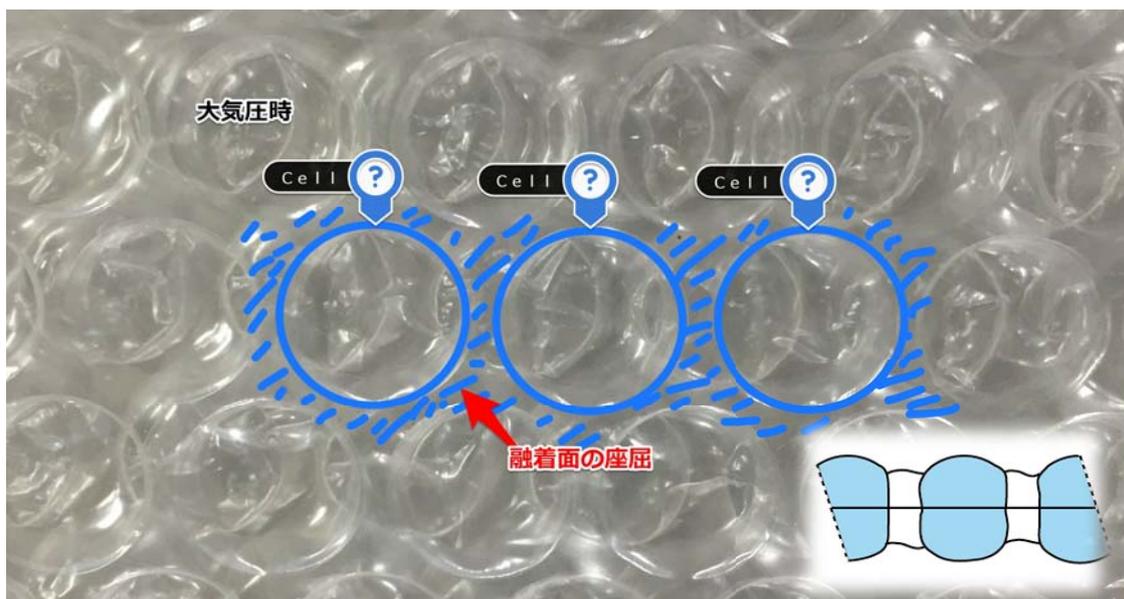


図 3-38 コア材 表面図

(2)試験結果 スキン有り

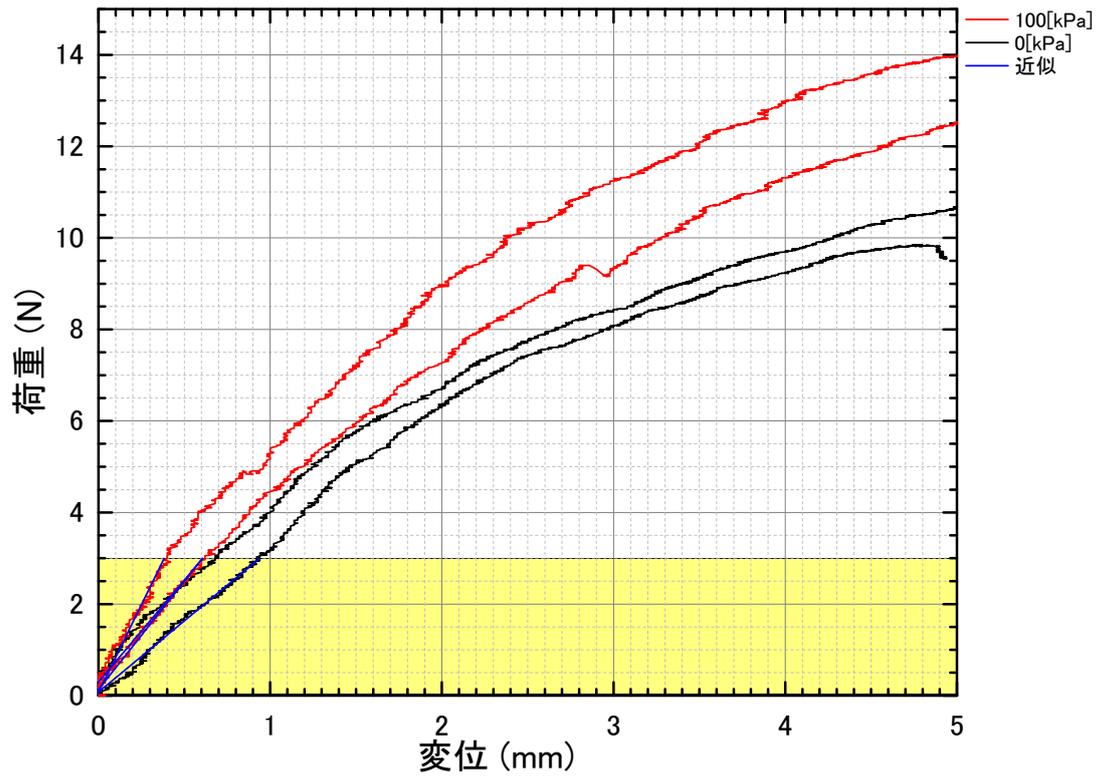


図 3-39 荷重-変位線図（中央点）（試験片 表面板 50mm）

表 3-6 内圧における変位/荷重比①

標準試験片	変位/荷重比 [N/mm] (平均)	比率
大気圧[0kPa]	3.662142568	1.602 倍
真空[100kPa]	5.853018158	

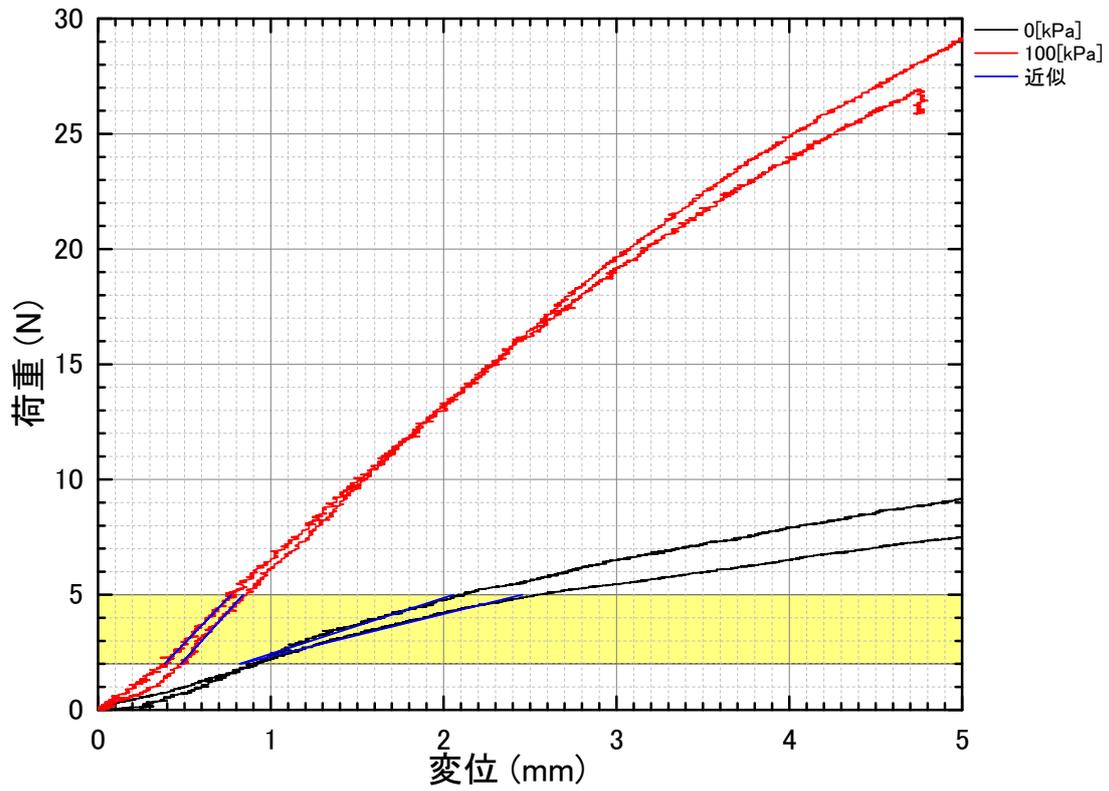


図 3-40 荷重-変位線図 (中央点) (試験片 表面板 100mm)

表 3-7 内圧における変位/荷重比②

標準試験片	変位/荷重比 [N/mm] (平均)	比率
大気圧[0kPa]	2.09365	3.84 倍
真空[100kPa]	8.04657	

### 3.7.2. コア高さ

コア高さが異なる試験片として、厚さ 0.1mm のアルミニウム合金の表面板を有する小型試験片と大型試験片の 2 種類を作成した。小型試験片は、セルが 2 段でコア高さ 7.2mm のものと 4 段でコア高さ 14.4mm を用意した。大型試験片はコア高さ 12mm のものと 24mm のものを用意した。それぞれの試験結果を図 3-41 及び図 3-42 に示す。変位/荷重比を算出した領域をそれぞれ黄色で示す。それぞれセルの座屈が生じていない荷重を加え始めた初期の領域をとっている。ただし、本試験では、荷重負荷直後の変位に不安定な挙動を見せる試験片があったため、荷重が同じ領域で変位/荷重比を求めている。コア高さが 2 倍になったときの変位/荷重比の比率は両試験片ともほぼ同じ結果が得られている。

一般的にサンドイッチパネルの 4 点曲げでの変位を表した式(3.10)において、全体の変位は曲げ変位と剪断変位を加えたものであると仮定して試験片の諸元を代入すると、曲げ変位は剪断変位の数%程度で有り、大部分が剪断変形で占められていることになる。(3.10)式の剪断変形においてコア高さを 2 倍にすると  $A_{eq}$  が 2 倍になるため、変形は 0.5 倍になる。したがって、変位/荷重比の比率は 2 倍になるが、試験結果はそれよりも低い値になっている。その原因については、4 章で有限要素法解析結果とともに考察する。

### 第3章 機械特性の検証

(1)試験結果 コア高さ 標準試験片 (2段 7.2mm 及び4段の比較)

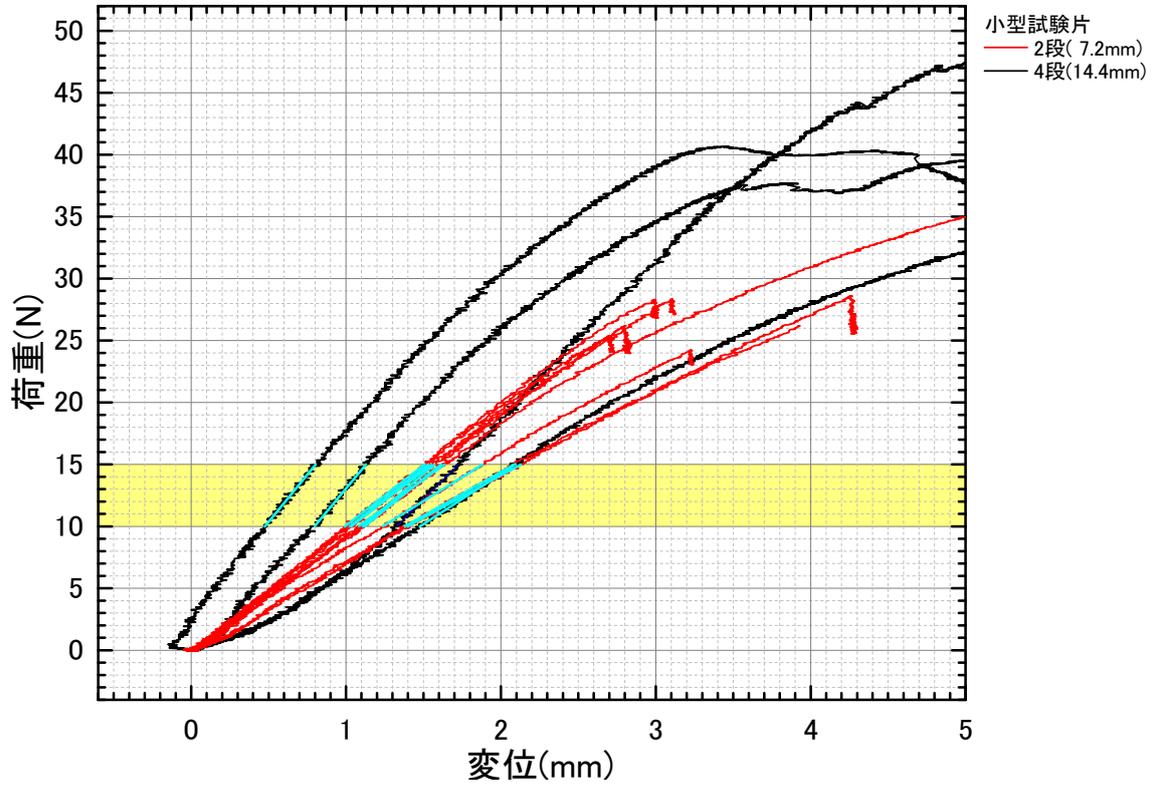


図 3-41 荷重-変位線図 (中央点) (標準試験片 : コア高さ 7.2/14.4mm)

表 3-8 コア高さにおける変位/荷重比①

標準試験片	変位/荷重比 [N/mm] (平均)	比率
2段(平均)	8.7506	1.37倍
4段(平均)	11.952	

### 第3章 機械特性の検証

#### (2)試験結果 コア高さ 大型試験片 (12mm - 24mm の比較)

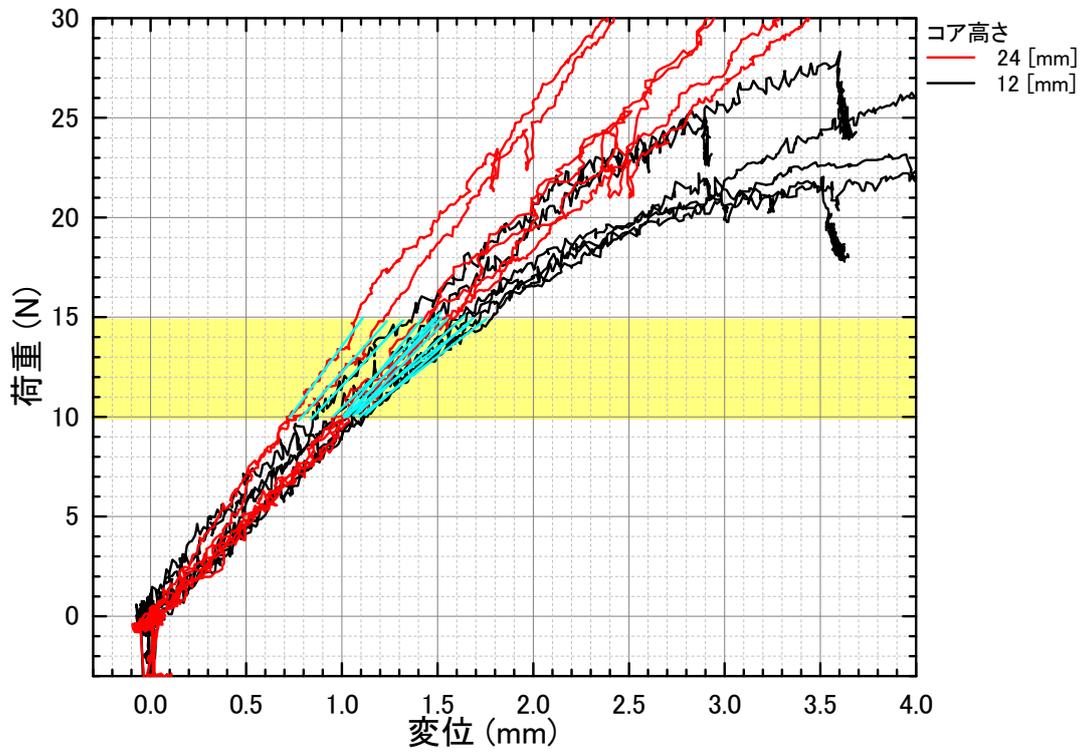


図 3-42 荷重-変位線図 (中央点) (大型試験片 : コア高さ 12/24mm)

表 3-9 コア高さにおける変位/荷重比②

大型試験片	変位/荷重比 [N/mm] (平均)	比率
高さ 12mm	8.4515	1.29 倍
高さ 24mm	10.876	

### 3.7.3. 表面板厚さ

表面板厚さが異なる試験片として、小型試験片と大型試験片の2種類を作成した。小型試験片はコア高さ7.2mmで、表面板厚さを0.05mmと0.1mmのものを用意した。大型試験片はコア高さ12mm、24mmでそれぞれについて表面板厚さ0.1mmと0.6mmのものを用意した。それぞれの試験結果を図3-43及び図3-44に示す。変位/荷重比を算出した領域をそれぞれ黄色で示す。それぞれセルの座屈が生じていない荷重を加え始めた初期の領域をとっている。ただし、小型試験片での試験では、荷重負荷直後の変位に不安定な挙動を見せる試験片があったため、荷重が同じ領域で変位/荷重比を求めている。

一般的にサンドイッチパネルの4点曲げでの変位を表した式(3.10)において、曲げ変形の式に示されている等価曲げ剛性は(3.11)式で表され、支配的な第3項は表面板厚さが2倍になると、剛性も2倍になる。しかしながら、全体の変位に対する曲げ変形は数%程度であるため、本理論に基づけば、この曲げ変形が半分になっても全体の変位にはそれほど影響を与えないことになる。しかしながら、小型試験片では表面板厚は全体の変形に大きな影響を与えていることは試験結果より明らかである。その原因については、4章で有限要素法解析結果とともに考察する。

(1) 試験結果 表面厚さ

標準試験片 (表面板厚さ 50 [μm] / 100 [μm] の比較)

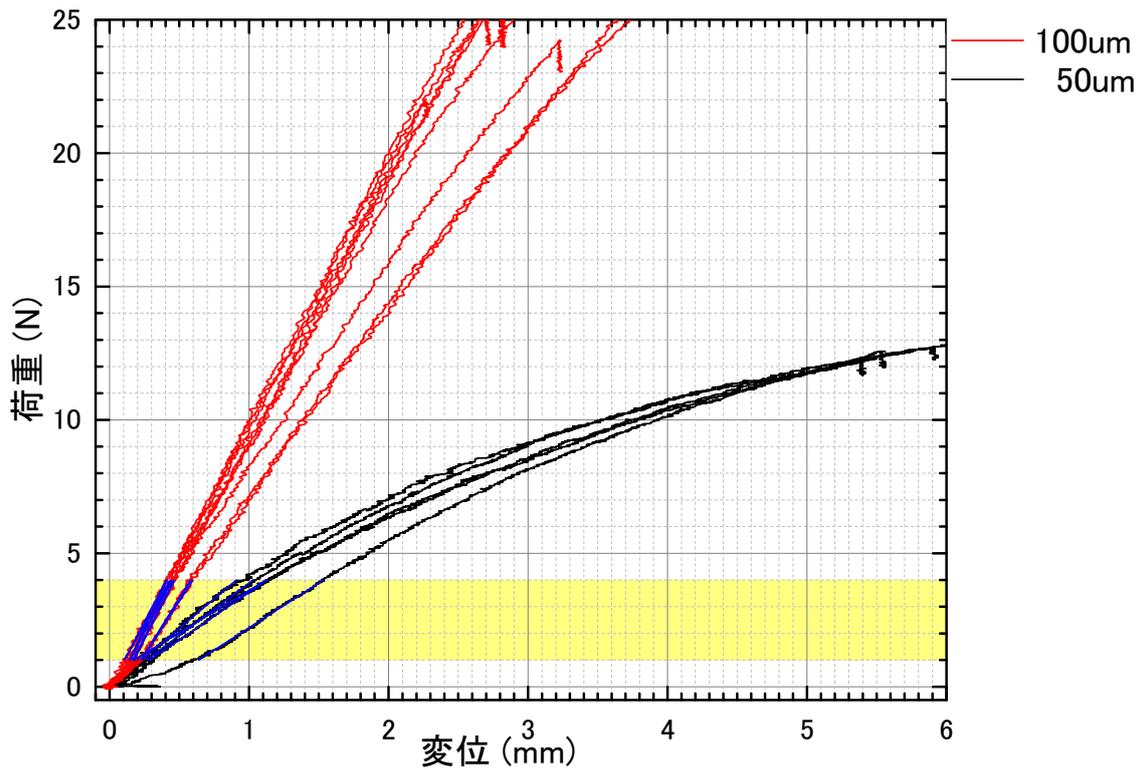


図 3-43 荷重-変位線図 (中央点) (標準試験片 : コア高さ 12mm)

表 3-10 表面板における変位/荷重比①

標準試験片	変位/荷重比 [N/mm] (平均)	比率
表面板 50um	3.6352	2.63 倍
表面板 100um	9.5728	

(2) 試験結果 表面板厚さ

大型試験片コア高さ:12 [mm]

表面板厚さ 100 [μm] vs 600 [μm]

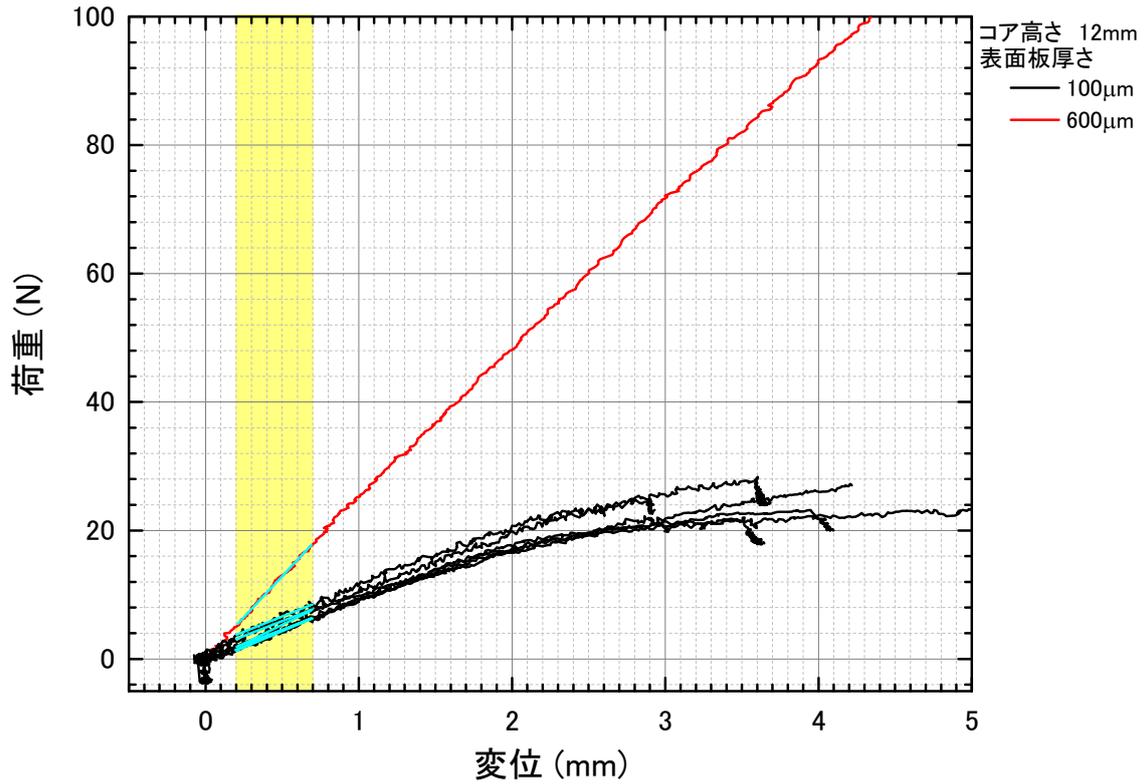


図 3-44 荷重-変位線図 (中央点) (大型試験片:コア高さ 12mm)

表 3-11 表面板における変位/荷重比②

大型試験片		変位/荷重比 [N/mm] (平均)	比率
高さ 12mm	表面板 600um	25.558	2.57 倍
	表面板 100um	9.9213	

(3) 試験結果 表面板厚さ

大型試験片コア高さ: 24 [mm]

表面板厚さ 100 [μm] vs 600 [μm]

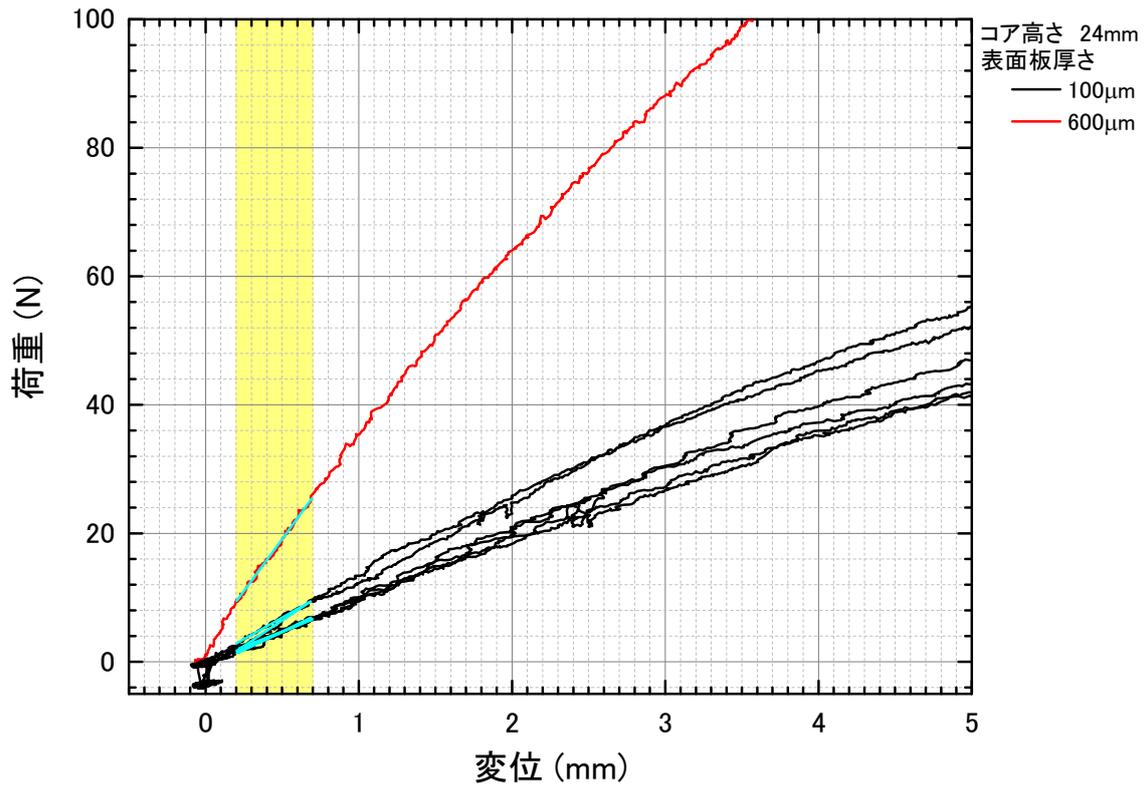


図 3-45 荷重-変位線図 (中央点) (大型試験片: コア高さ 24mm)

表 3-12 表面板における変位/荷重比③

大型試験片		変位/荷重比 [N/mm] (平均)	比率
高さ 24mm	表面板 600um	32.495	2.74 倍
	表面板 100um	11.856	

## 3.8. まとめ

提案した空気膜構造のセルをコア材料としてサンドイッチパネルの機械特性を取得するために、本パネルに剪断試験と4点曲げ試験を行って、変形の特性を取得した。試験片のパラメータとしては、セル内圧、コア高さ、表面板厚さを選択し、それぞれを変えた試験片を用意した。

当初、一般的なサンドイッチパネルと同様に4点曲げ試験の一般的な手順に従って曲げ剛性を算出することを試みたが、荷重点変位よりも中央点変位が小さくなる現象に遭遇したため、各種の補正を試みたが、誤差が大きく、中央点の荷重-変位関係に着目することにした。

試験結果として、本パネルは空気膜構造のセルを用いたコアの剪断剛性が低く、大部分の変形が、固定側圧子と荷重負荷する稼働側圧子との間の剪断変形で生じていることが明らかになった。コア内圧をパラメータとした試験ではコア単体では内圧に従って変形が小さくなる傾向が見られたが、アルミ合金製表面板付きの試験片では内圧の影響を明らかにできなかった。コア高さについては、コア高さを変えた小型試験片と大型試験片それぞれの荷重/変位比の比率がほぼ同じ値を示したが、一般的なサンドイッチパネルの理論から想定される比率よりも小さくなった。表面板厚さを変えた試験においては、一般的なサンドイッチパネルの理論では大部分が剪断変形で占められることになり、曲げ変形の影響は小さいため、表面板厚さの変化による曲げ変形の変化の影響はたいへん小さいことになるが、実際の試験においては、それを十分上回る影響を荷重/変位関係の比率に現れた。

このように、本パネルは一般的なサンドイッチパネルの理論では説明できない特性を有することを本実験結果より得られたため、次章において詳細な数学モデルを構築し、その解析結果に基づいて、その特性について論じる。

## 第4章 詳細数学モデル(FEM)による数値解析

### 4.1. はじめに

前章において、曲げ試験結果が近似的な理論値と異なっていたため、本章では、詳細数値モデルを構築して、機械特性の評価を行う。

まず、剪断試験の試験片数学モデルを作成し、試験結果と数学モデルによる解析結果との比較により、セル材で低密度ポリエチレンのヤング率を同定する。次に、曲げ試験の試験片数学モデルを作成し、試験結果との比較を行い、数学モデルの確からしさを確認する。

本パネルのセル内圧、コア高さ、表面板厚さをパラメータとした曲げ試験結果と解析結果との比較を行い、本パネルの機械特性を論じる。

### 4.2. 剪断試験解析

前章においてコアの剪断特性を取得するために、剪断試験を実施した。本試験においては、コアの等価剪断剛性を取得するだけでなく、膜面のヤング率を同定することも目的としていた。本節において、剪断試験片の詳細数学モデルを作成し、試験結果との比較を行うことにより、その同定を実施する。

#### 4.2.1. 剪断試験片モデル

モデルの構成は、試験片と同様、8つのセルからなる4つのパネル（供試体）と引張試験機に固定するための治具部分からなる。サイズ、配置は、試験片と一致している。モデル詳細は、図 4-1 に示す通り、2つのパートから構成されており、供試体分、治具部から構成される。供試体部が、コア材を模擬した部分であり、膜要素で、内部から一定のガス圧を模擬するため、内圧一定で負荷している。治具は、試験材料と同様にアルミの材料特性を設定し、片面を固定し、他方に変位を付加するようにしている。セルと治具部はそれぞれ近接ノードと固定している。汎用 FEM 解析ソフトは ABAQUS 6.13-4 を用いた「」。

第4章 詳細数学モデル(FEM)による数値解析

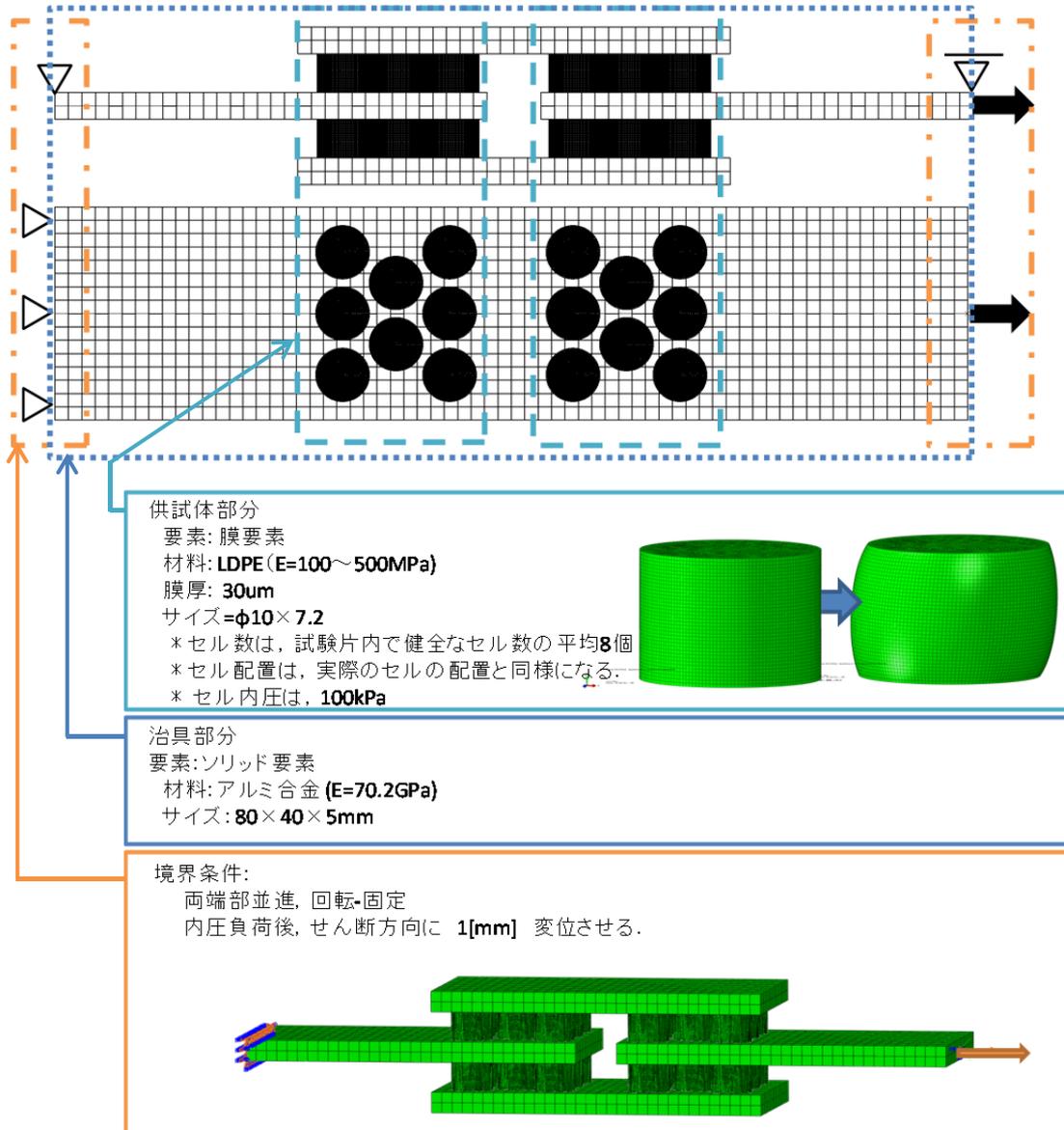


図 4-1 FEM-せん断モデル

### 4.2.2. 解析結果

図 4-2 に第 3 章で示した剪断試験の結果と数学モデルによる有限要素法解析結果を重ね書きしたものを示す。実線が試験結果であり，点線が膜面のヤング率をパラメータとして解析した荷重-変位線図となる。比較対象とする領域は，図中の黄色で示されたセル膜面が座屈していない比較の変位の小さい 0~0.05mm の間であり，線形近似を行った。図 4-3 及び表 4-1 に示すように，試験結果の荷重/変位比の平均値を解析結果の荷重/変位比と比較した結果，セル膜面のヤング率は，95.4[MPa]と同定した。この結果は，3.3.5 節で理論的に求められたセル膜面のヤング率 89.3MPa とほぼ一致しており，以降の曲げ変形の解析に資する精度を有すると判断される。

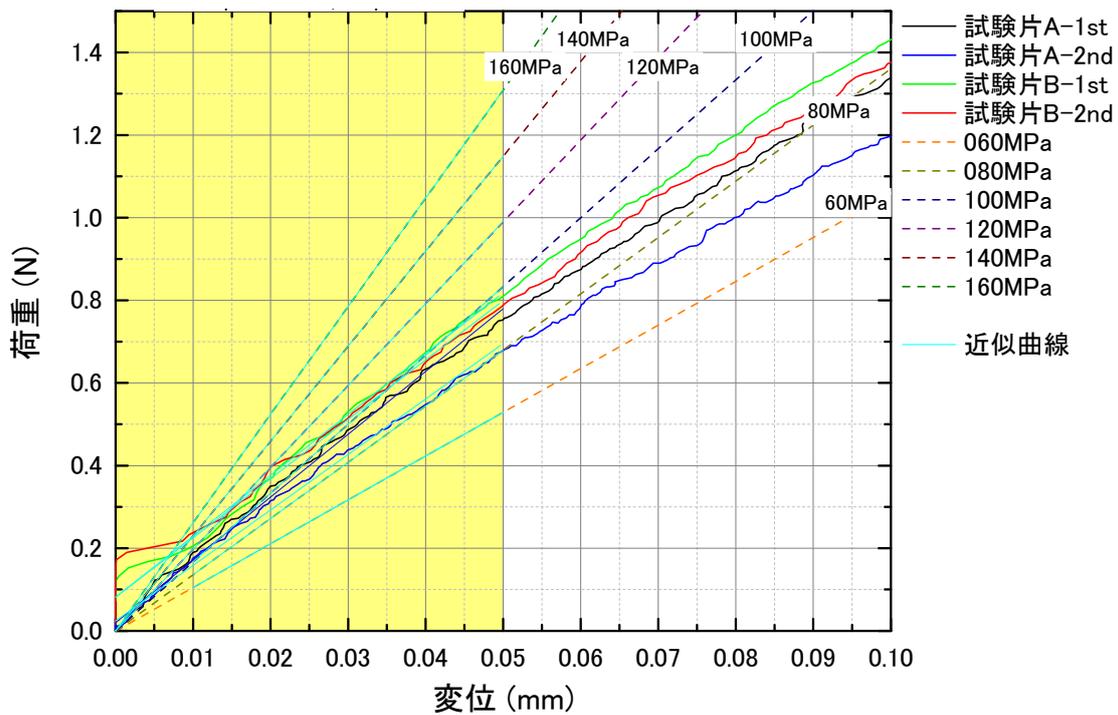


図 4-2 荷重変位線図 (せん断試験 VS FEM 結果)

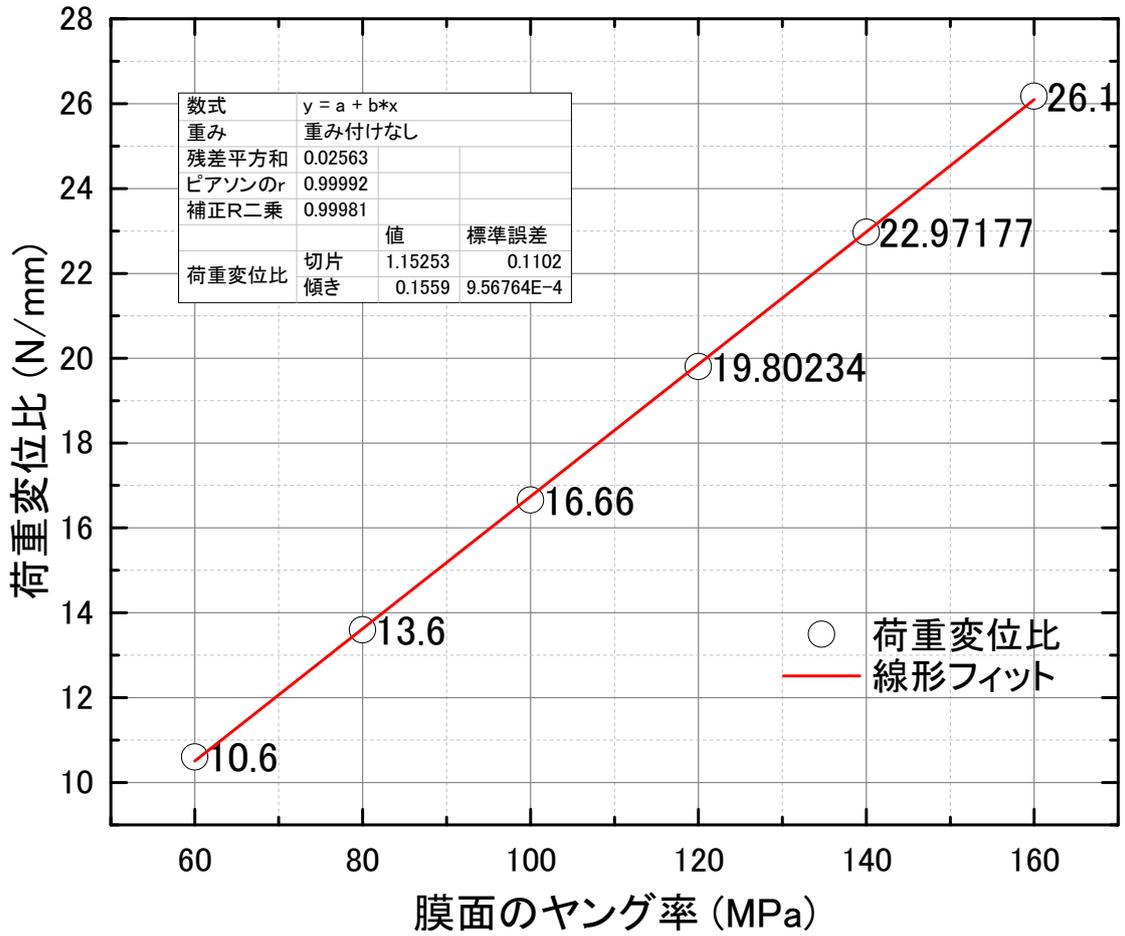


図 4-3 FEM解析結果から算出した膜面のヤング率と荷重変位比の関係

表 4-1 FEM解析結果から算出した膜面のヤング率

試験片	荷重変位比[N/mm] 区間 150-250μm	膜面のヤング率 [MPa]
標準試験片	1回目	15.913
	2回目	13.044
大型試験片	1回目	18.734
	2回目	16.416
<b>平均</b>	<b>16.03</b>	<b>95.4</b>
最大	18.7	112.8
最小	13.0	76.3

### 4.3. 曲げ試験解析

本節においては、前章における4点曲げ試験片の詳細数学モデルを作成し、試験結果との比較によって、本モデルの確からしさを検討するとともに本パネルの機械特性に関する考察を行う。解析は、4点曲げ試験と同じコンフィギュレーションで、セル内圧、コア高さ、表面板厚さをパラメータとして実施した。

#### 4.3.1. 曲げ試験片モデル

解析モデルは、図4-4に示すように、試験片の奥行き方向に連続するセル列の一行を切出したモデルとした。また、中央面(XY面)を対象とするモデルとした。各寸法は、図4-5～図4-6に示す通り、曲げ試験と同様に設定した。構成するパートは、3パートで構成させる。構成部は、セル、表面板、荷重部からなる。セル部は、せん断変形で用いた供試体部と同じモデルを使用しており、10個のセルから構成される。セルの特性は、前節で求めた膜面のヤング率を用い、表4-2に示す通り設定した。また、セル内部に、内圧Pを付与した。

次に、表面板は、セルの上下面を覆うように2枚配置され、シェル要素で構成される。それぞれの材料特性は、表4-3にまとめる。感度解析における各パラメータ範囲については、4.3.3パラメータ感度解析結果の節で説明する。

最後に、荷重部は、解析的剛体を用いた。荷重部と表面板との接触は、非線形接触であり、接触面に対して、垂直方向に対して剛な接触を行い、水平面に関しては、摩擦はないとする。汎用FEM解析ソフトはABAQUS 6.13-4を用いた[84]。

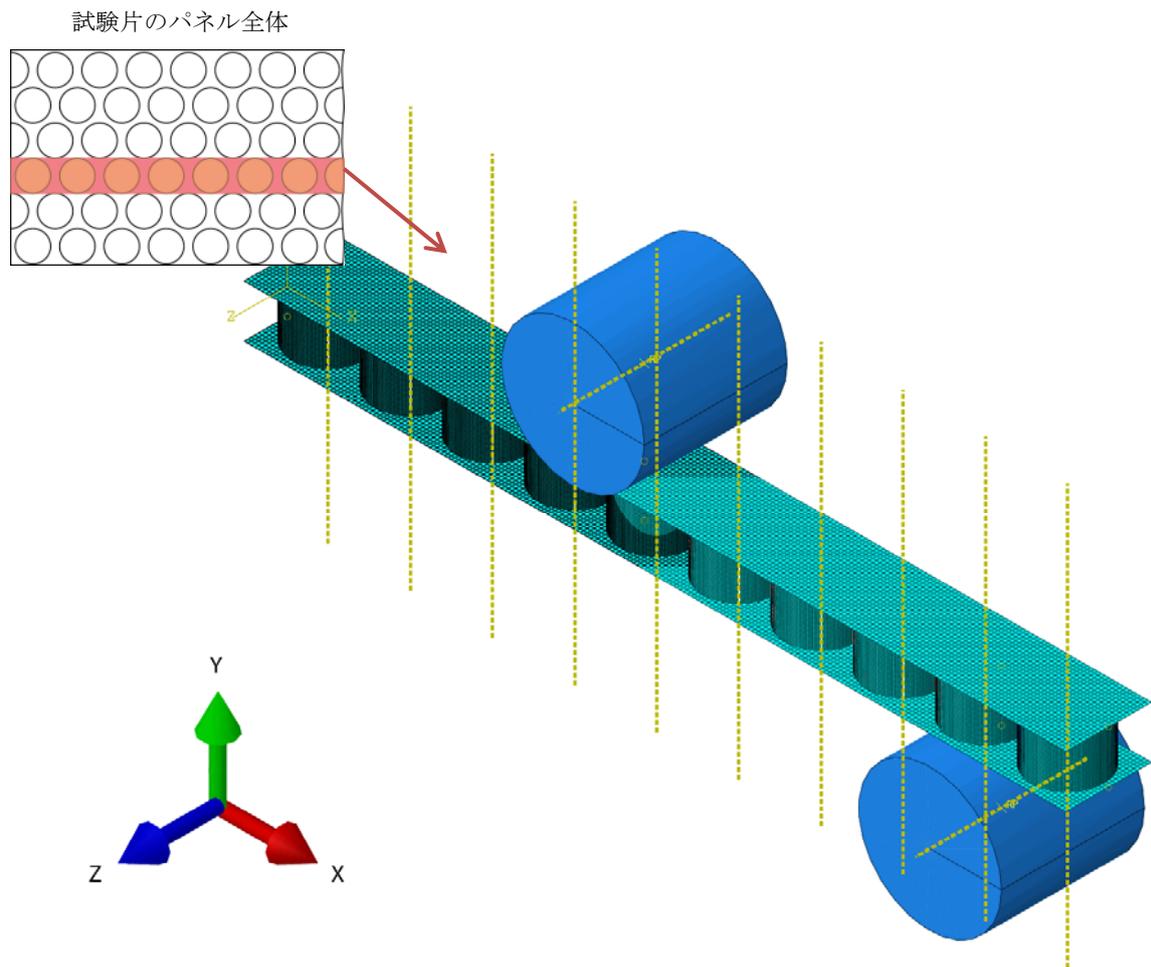


図 4-4 解析モデル

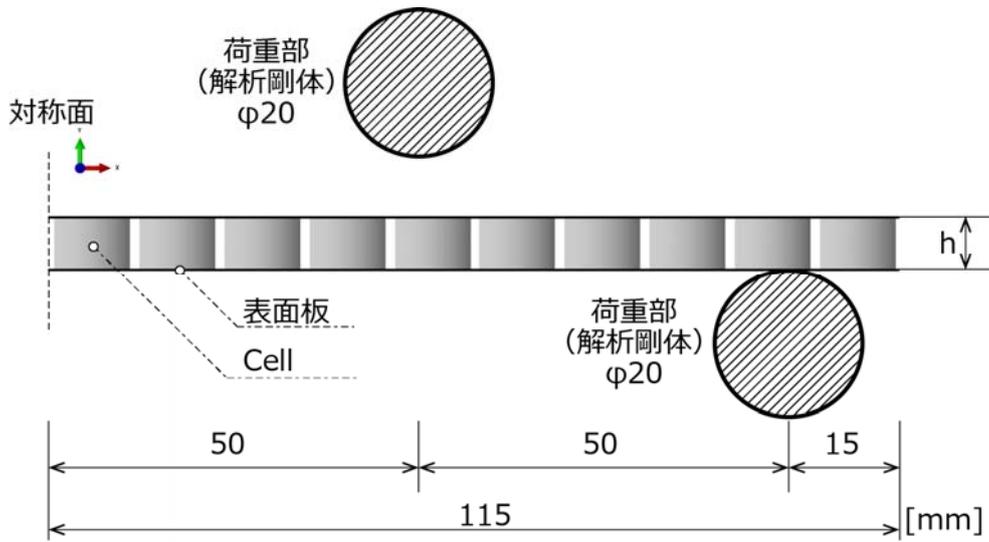


図 4-5. 解析モデル (x-y 面)

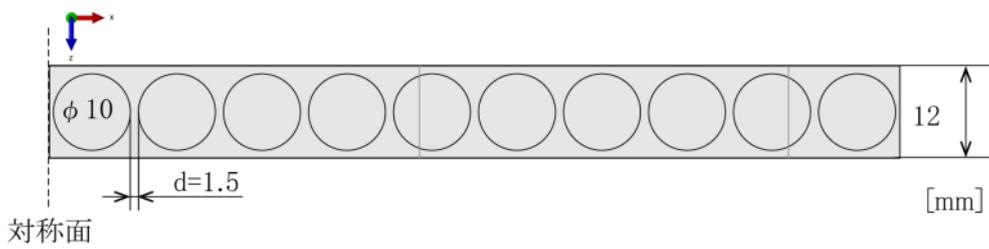


図 4-6. 解析モデル (x-z 面)

第4章 詳細数学モデル(FEM)による数値解析

表 4-2 パラメータ表 - Cell

Cell [形状：円筒]		
材質	低密度ポリエチレン	LDPE
ヤング率	100×10 <sup>6</sup> *せん断試験結果より決定	[Pa]
ポアソン比:	0.458	[-]
要素	膜要素	[圧縮なし]
膜厚	0.3	[mm]
コア高さ	7.2~240	[mm]
差圧「内圧」	100	[kPa]

表 4-3 パラメータ表 - 表面板

表面板		
材質	アルミ	[Al]
ヤング率	70.2×10 <sup>9</sup>	[Pa]
ポアソン比:	0.33	[-]
要素	シェル要素	
表面板厚さ	50~150	[μm]

### 4.3.2. 変形形状比較

図 4-7～図 4-9 に詳細数学モデルによる解析より得られた 4 点曲げでの変形図を示す。図中央の可動側圧子と図右側との固定側圧子との間のセルが大きく剪断変形しており、可動側圧子から左側の中央面に至るまでは、ほとんど変形が生じていないことが分かる。この可動側圧子から左側の部分は一定の曲げモーメントが生じている区間で有り、本来はこの部分の曲げ変形を期待して本パネルの曲げ剛性を同定する予定であったが、4 点曲げ試験ではこの可動側圧子と中央面との相対変位がほとんど生じていなかったため同定できなかったことは 3 章で述べた通りである。本解析においても、可動側圧子と中央面との間で相対変位はほとんど生じず、試験結果と整合する結果を得られている。また、図 4-9 より両圧子の位置でのセルは圧子による圧縮力により、セルが厚さ方向につぶれている。そのため、可動側圧子の変位より中央面の変位が小さくなっており、4 点曲げ試験で生じた同じ事象の原因がセルのつぶれのためであることが分かる。以上より、4 点曲げでは本パネルの変位は空気膜構造のセルを用いたコア材の剪断剛性が低いため、大きな剪断力が加わる圧子間の剪断変形で占められており、可動側圧子と中央面との曲げ変形は、この低い剪断剛性でも両表面板が結合されていることによる曲げ剛性ではほとんど生じていないということが理解できる。

図 4-10～図 4-12 には、コア高さ 7.2mm、表面板厚さを 0.1mm と 0.05mm の 2 種類の試験片の 4 点曲げにおける中央面と可動側圧子の荷重点との荷重-変位線図について、試験結果と解析結果とを重ね書きしたものを示す。表面板厚 0.05mm では中央点及び荷重点の両方において試験結果と解析結果が良く一致しているが、表面板厚 0.1mm では試験結果より解析結果が柔軟な傾向を示している。しかしながら、どちらにおいても中央点と荷重点の変位がほぼ一致しており、試験における変形と整合した結果が得られている。これより、詳細数学モデルは実際の試験片の変形挙動を論じるに必要な精度を有していると判断される。

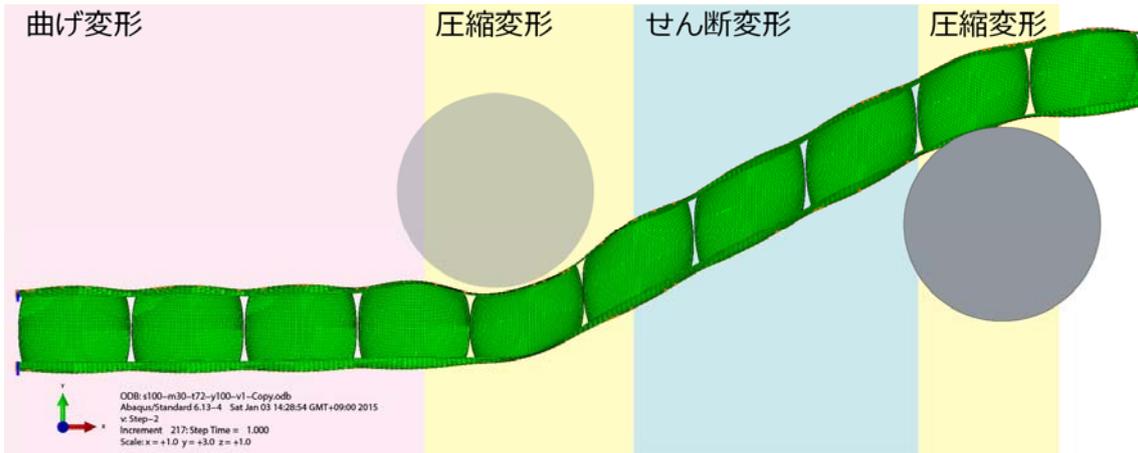


図 4-7 パネル変形図 (表面板厚さ  $100 \mu\text{m}$ , コア高さ  $7.2\text{mm}$  荷重 Y 方向スケール 3 倍)

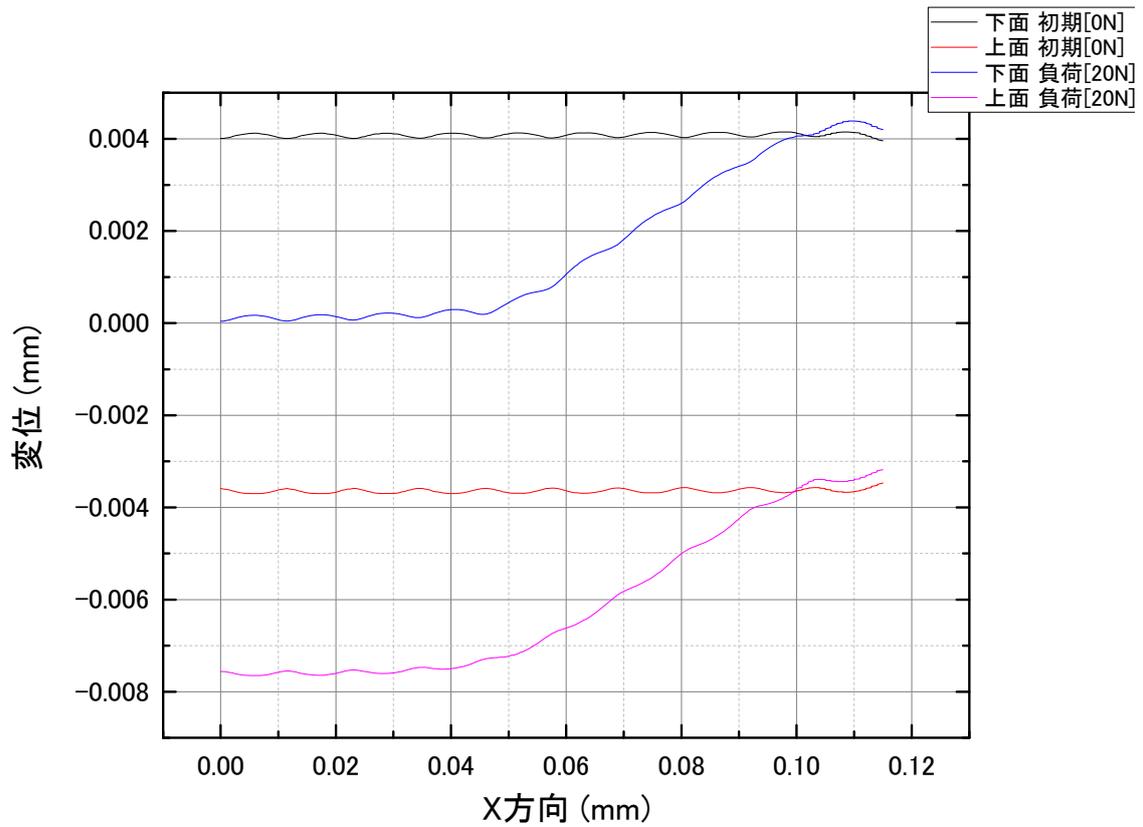


図 4-8 パネル変形図 (表面板厚さ  $100 \mu\text{m}$  0/20N)

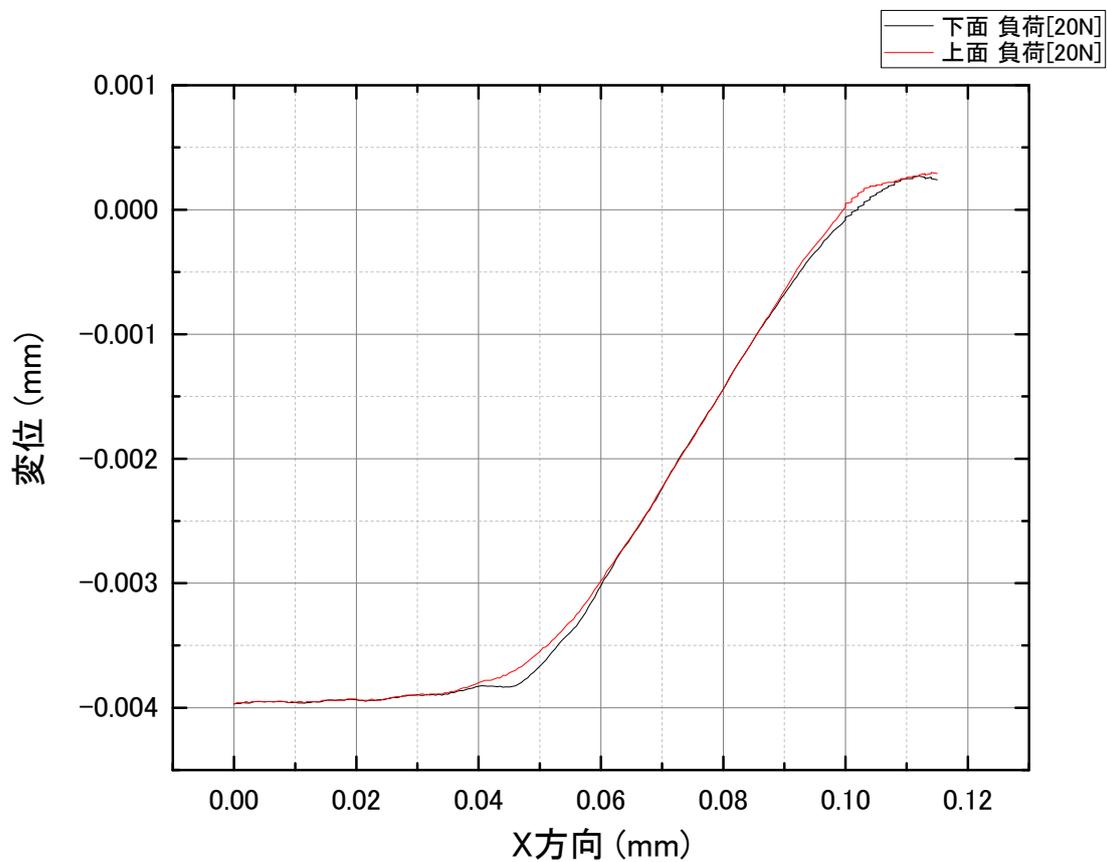


図 4-9 パネル変形図・差分 (表面板厚さ 100  $\mu$ m 20N)

第4章 詳細数学モデル(FEM)による数値解析

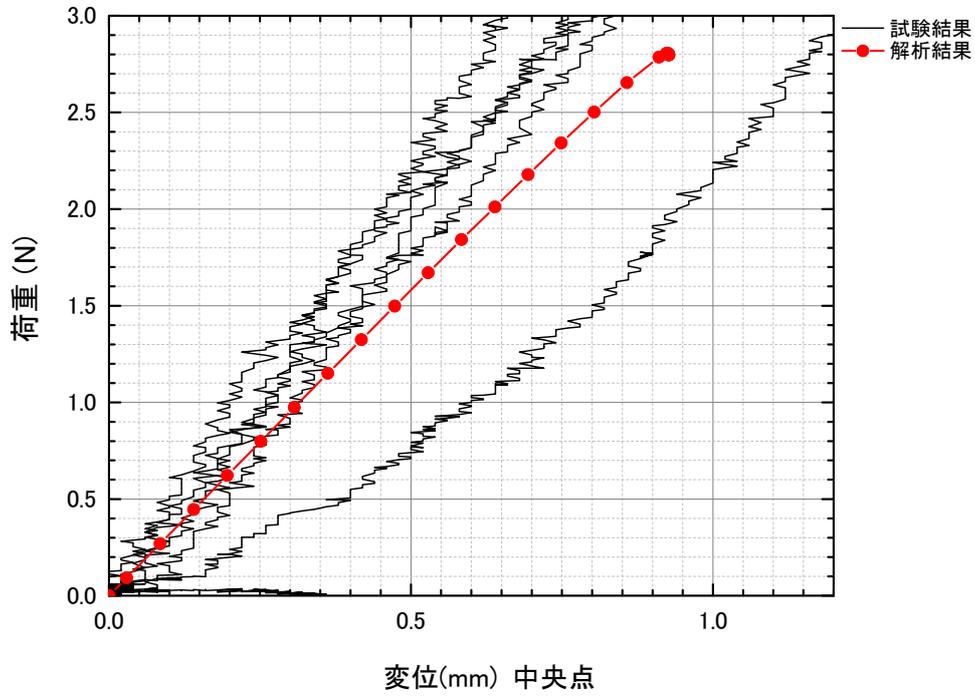


図 4-10 荷重変位線図 試験と解析比較 (表面板厚さ  $50\mu\text{m}$ , コア高さ  $7.2\text{mm}$  中央変位)

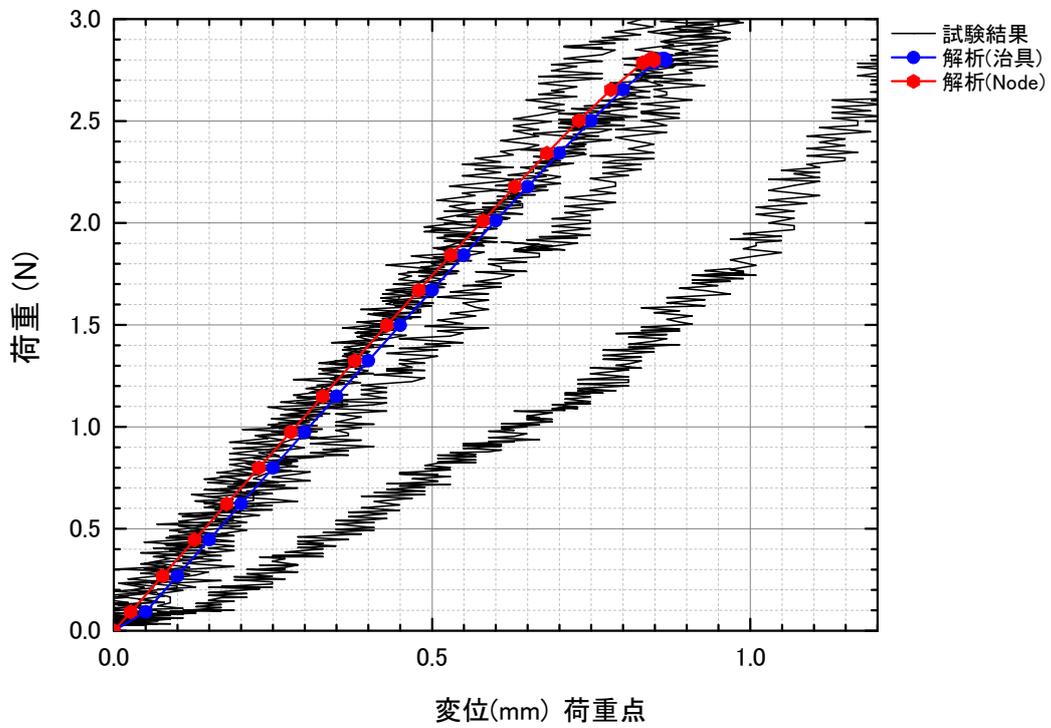


図 4-11 荷重変位線図 試験と解析比較 (表面板厚さ  $50\mu\text{m}$ , コア高さ  $7.2\text{mm}$  荷重変位)

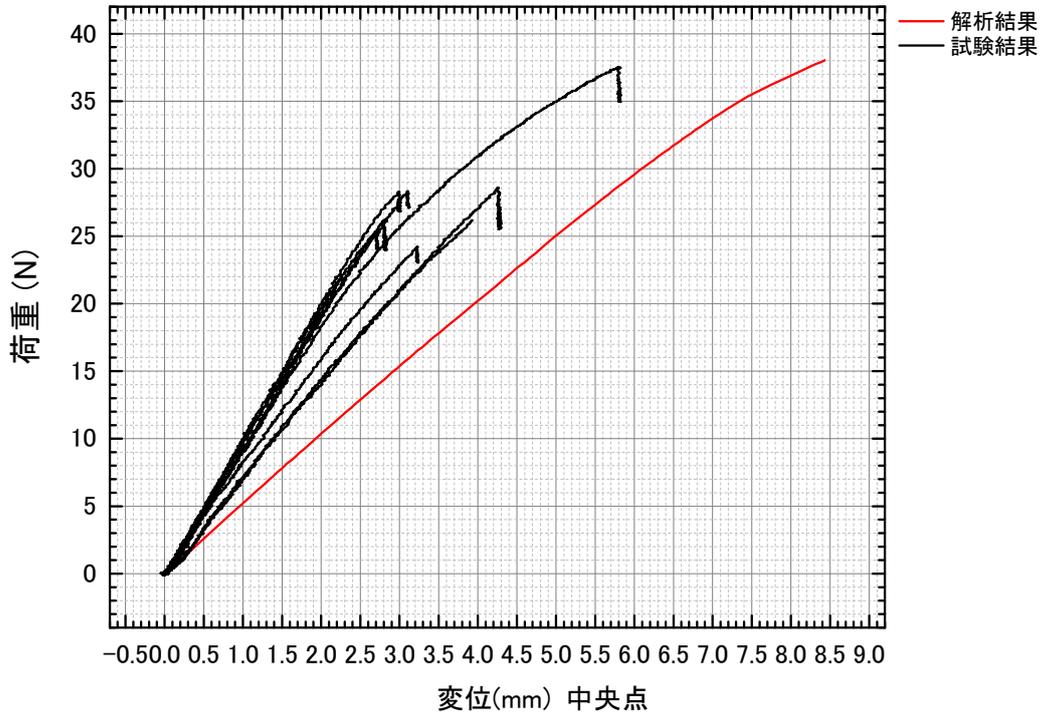


図 4-12 荷重変位線図 試験と解析比較 (表面板厚さ  $100\ \mu\text{m}$ , コア高さ  $7.2\text{mm}$  中央変位)

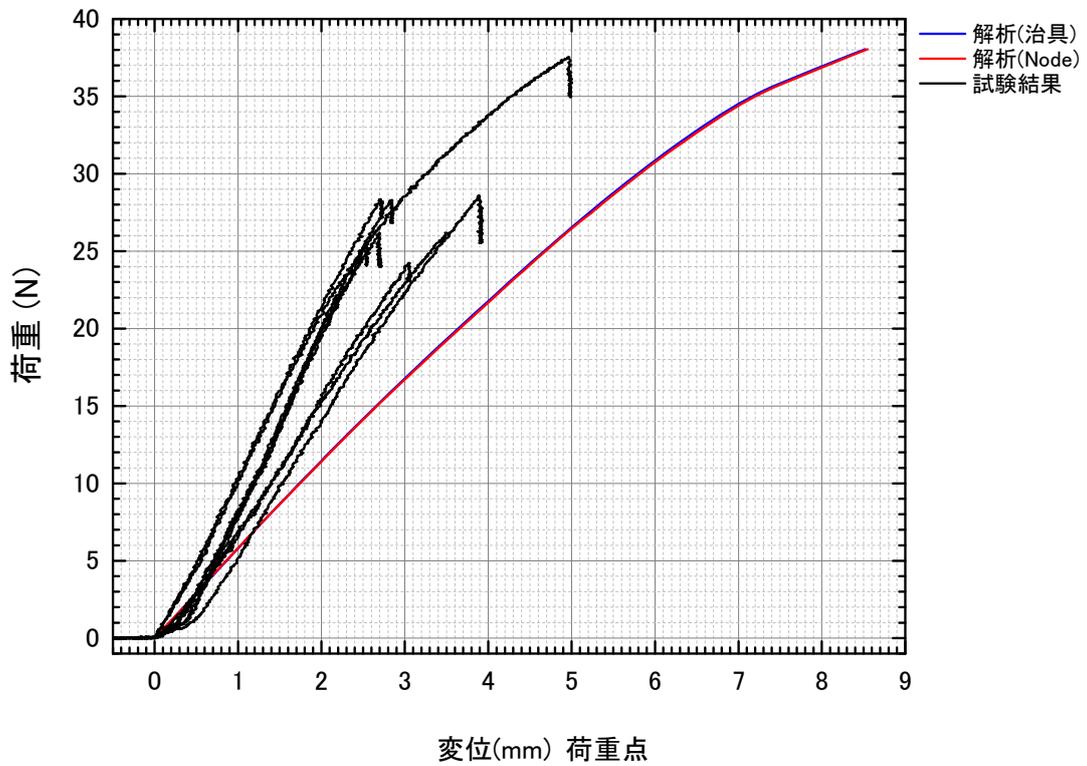


図 4-13 荷重変位線図 試験と解析比較 (表面板厚さ  $100\ \mu\text{m}$ , コア高さ  $7.2\text{mm}$  荷重点変位)

### 4.3.3. パラメータ感度解析結果

本パネルの機械特性を支配するセル内圧，コア高さ，及び，表面板厚さをパラメータとして変動させ，試験片中央の荷重と変位の関係の変化について前章の試験結果との比較と併せて示し，検討を行う．

#### 4.3.3.1. セル内圧

セル単体での曲げ変形は，4 点曲げ試験の結果より，セル内圧が上昇するにつれて荷重-変位線図の傾きが大きくなる．つまり，剛性が上がる傾向を示すことは第 3 章で示したとおりである．図 4-14 には，剪断試験の詳細数学モデルを用いて，内圧を変えた場合の荷重-変位線図を示している．低い内圧の荷重-変位線図ほど低い荷重で途切れているが，これはセルの膜面が座屈したため解析が止まったからである．図 4-14 から分かることは，内圧を変化させても，剪断剛性には変化が見られないが，座屈する荷重が上昇することである．したがって，本パネルの曲げ変形は，内圧を変化させても剪断剛性が一定であるため，セル膜面が座屈するまではほぼ同じ荷重-変位関係になると推定される．ただし，内圧を高くすることは，座屈が生じる荷重が高くなることを意味しており，より大きな変形に対しても剛性の高い状態が維持できるという効果が期待される．

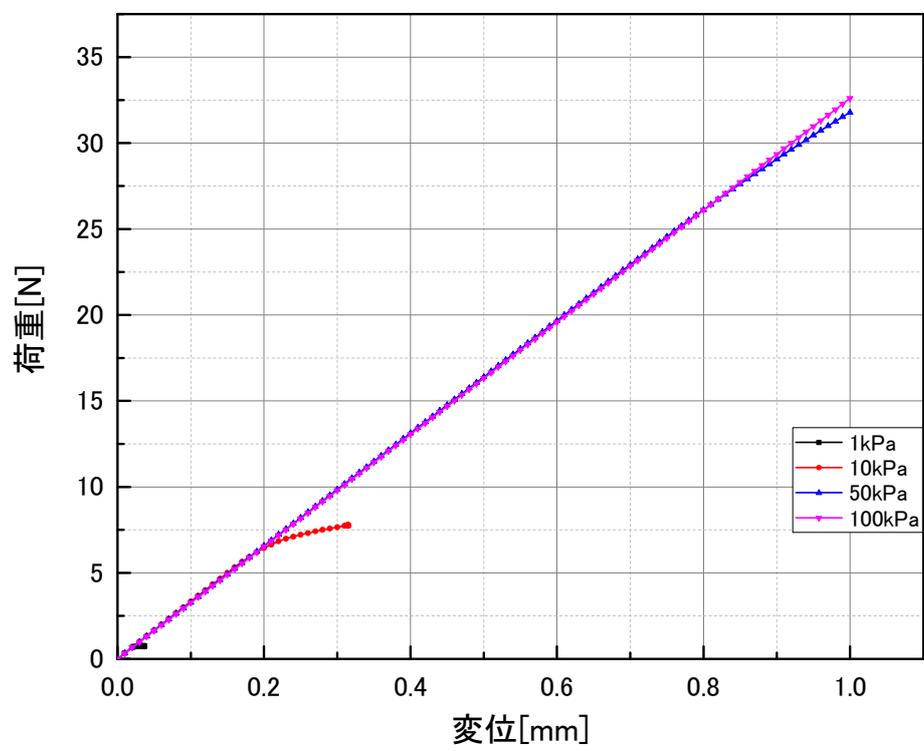


図 4-14 荷重変位線図 解析結果 (表面板厚さ 100  $\mu$ m, コア高さ 7.2mm)

4.3.3.2. コア高さ

図 4-15 に、曲げ試験の詳細数学モデルで、表面板厚が 0.1mm であるがコア高さが 7.2mm と 14.4mm の 2 種類のモデルについて解析した荷重-変位線図を示す。表 4-4 解析結果及び試験結果比較 [コア高さ]には、この解析結果と第 3 章でのコア高さを変えた大型試験片と小型試験片のそれぞれの試験結果について、荷重-変位線図の傾きとその比を示している。一般的なサンドイッチパネルの理論に基づけば、剪断変形が支配する本試験片の場合には、コア高さを 2 倍にするとこの比率も 2 倍になるが、試験結果はおよそ 1.3 倍であり、異なった結果となっている。一方、詳細数学モデルによる解析の比率は 1.32 倍で有り、試験結果とよく一致している。

表 4-4 解析結果及び試験結果比較 [コア高さ]

FEM	変位/荷重比	比率
高さ 12mm	6.9464	1.32 倍
高さ 24mm	9.1366	

大型試験片	変位/荷重比	比率
高さ 12mm	8.4515	1.29 倍
高さ 24mm	10.876	

標準試験片	変位/荷重比	比率
2 段	8.7506	1.37 倍
4 段	11.952	

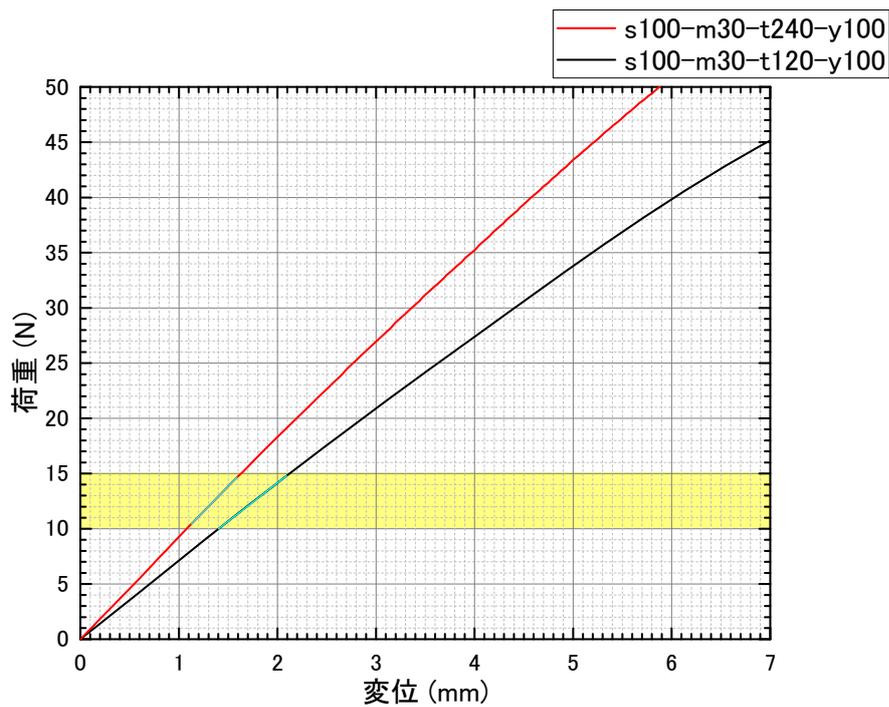


図 4-15 荷重変位線図 (中央点) 解析結果 (表面板厚さ  $100\mu\text{m}$ , コア高さ  $7.2\text{mm}$ )

4.3.3.3. 表面板厚さ

図 4-16 に、曲げ試験の詳細数学モデルで、コア高さは 7.2mm であるが、表面板厚さが 0.1mm と 0.05mm の 2 種類のモデルについて解析した荷重-変位線図を示す。表 4-5 には、この解析結果と第 3 章での表面板厚さを変えた試験片の試験結果について、荷重-変位線図の傾きとその比を示している。一般的なサンドイッチパネルの理論に基づけば、剪断変形が支配する本試験片の場合には、表面板厚さを 2 倍にしても、曲げ変形が 0.5 倍になるのみであるため、この比率はほとんど変化しないと想定される。これに対して、試験結果は 2.63 倍であり、異なった結果となっている。詳細数学モデルによる解析の比率は 1.63 倍で有り、試験結果より小さくなっているが、一般的な理論では表面板厚さを変えても影響を受けないとされる剪断変形が影響を受けることを解析では示すことができている。試験結果が大きくなっている理由の一つとしては、製造上の問題で 0.05mm の試験片の表面板よりも 0.1mm の試験片の表面板がセルに対応する位置でセル形状に膨らんだ波板状になっており、その曲げ剛性が単なる平板として取り扱っている解析よりも高くなっているためであると推定している。

表 4-5 解析結果及び試験結果比較 [表面板]

FEM	荷重/変位比	比率
表面板 50um	3.1674	1.63 倍
表面板 100um	5.1549	

標準試験片	変位/荷重比	比率
表面板 50um	3.6352	2.63 倍
表面板 100um	9.5728	

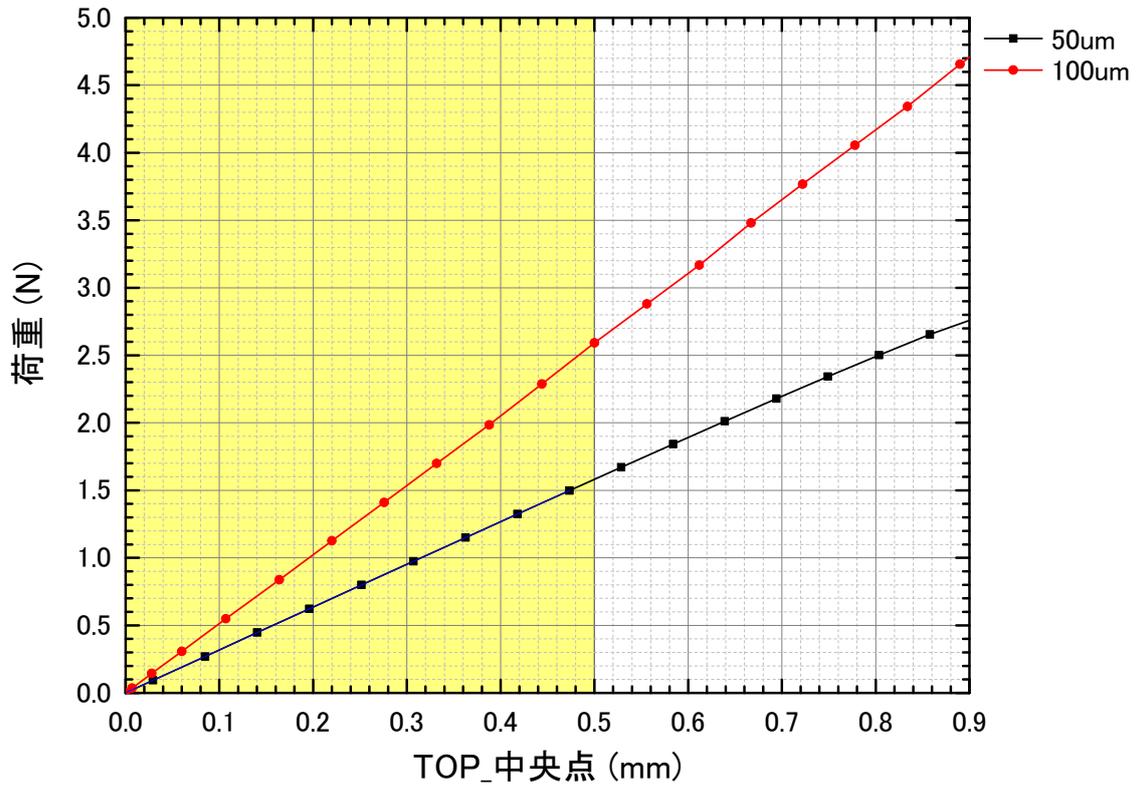


図 4-16 荷重変位線図 解析結果 (表面板厚さ 50/100  $\mu$ m, コア高さ 7.2mm)

#### 4.3.4. コアの高さ、表面板厚さと面外変形との関係に関する考察

以上に示したコアの高さ、表面板厚さと面外変形との関係に感度結果と一般的なハニカムの変形の結果を比較する。

一般的なサンドイッチパネルの理論（単位幅）より、変形量を求めると、

全体変形＝曲げ変形量＋せん断変形量

$$= \frac{11Pl^3}{6EI_B} + \frac{Pl}{G_c t_c} \quad (3.43)$$

$$EI_B = 2E_f I_f + E_f I_h \quad (3.44)$$

$$I_f = \frac{1}{12} t_f^3, I_h = \frac{1}{2} t_f (t_f + t_c)^2$$

となる。ここで、本試験片のパラメータを以下に示す通り、代入すると、

$$t_f = 0.1mm$$

$$t_c = 7.2mm$$

$$E_f = 7000kgf / mm^2$$

$$G_c = 9.80 \times 10^{-3} kgf / mm^2$$

$$l = 50mm$$

$$2E_f I_f = \frac{1}{6} \times 7000 \times 0.1^3 = 1.17 kgf \cdot mm^2$$

$$E_f I_h = \frac{1}{2} \times 7000 \times 0.1 \times (7.2 + 0.1)^2 = 1.87 \times 10^4 mm^2$$

ある荷重における各変形量は、

曲げ変形：

$$\frac{11Pl^3}{6EI_B} = 12.3 \times P [mm] \quad (3.45)$$

せん断変形：

$$\frac{Pl}{G_c t_c} = 708.6 \times P [mm] \quad (3.46)$$

となる。これより、曲げと全体変形量との比率は

$$\frac{Pl}{G_c t_c} = \frac{12.3}{12.3 + 708.6} = 1.71 \times 10^{-2} = 1.71 [%] \quad (3.47)$$

となり、曲げ変形は、全体の変形に対して、無視できる。

ここで、コアの高さ、表面板厚さと面外変形との関係を示す。

1) コア高さが2倍にしたとき

$$\text{面外変形は, } \frac{Pl}{G_c t_c} \text{ が } \frac{1}{2} \text{ 倍になる.}$$

⇒荷重変位曲線の傾きは、2倍となる。

2) 表面板厚さにしたとき

$$\text{面外変形は, } \frac{11Pl^3}{6EI_B} \text{ が } \frac{1}{4} \text{ 倍になる.}$$

⇒曲げ変形が小さいため、荷重変位曲線の傾きに影響を与えない。

となる。この結果は、試験結果の傾向と一致しないことがわかる。これより、このようなせん断変形に対して弱いパネル構造は、式(3.43)に示す一般的なサンドイッチパネルの理論では、変形を表現することができないことがわかる。

そこで、前提となるモデルの仮定条件を改めて考え、せん断変形の弱いパネルであることより、コアのせん断変形を考慮することとする。ここで、軽構造の理論と応用より、サンドイッチパネルの面外変形  $w$  と表面板の面内変位  $u$  をとるとき、コアのせん断変形を考慮した方程式は、

$$-2E_f I_f \frac{d^2 u}{dx^2} + \frac{2G_c t_c}{t_c + t_f} \left( \frac{2u}{t_c + t_f} - \frac{dw}{dx} \right) = 0 \quad (3.48)$$

$$2E_f I_f \frac{d^4 u}{dx^4} + G_c t_c \left( \frac{2}{t_c + t_f} \frac{du}{dx} - \frac{d^2 w}{dx^2} \right) = 0 \quad (3.49)$$

となる。

ここで、境界条件として、長さ  $l$  の片持ち梁の端に荷重  $W$  を負荷したときのたわみ  $w$  は、

$$w = \frac{1}{3} \frac{Wl^3}{E_f I_B} + \left( 1 - \frac{\tanh(pl)}{pl} \right) \cdot \frac{E_f I_h}{E_f I_f} \cdot \frac{Wl}{G_c t_c} \quad (3.50)$$

ここで,

$$p^2 = \frac{G_c t_c}{(EI^*)}$$

$$(EI^*) = \frac{(E_f I_h)(2E_f I_f)}{E_f I_h + 2E_f I_f} \cong 2E_f I_f$$

上式に基づき,  $pl$  をパラメータとして, コアの高さ, 表面板厚さを2倍にしたときの変形量の倍率の逆数を剛性比率として, 解析結果を図4-17示す.

本試験片における  $pl$  値を求めると

$$\begin{cases} p = \sqrt{\frac{G_c t_c}{(EI^*)}} = 0.246 \\ l = 100 \end{cases} \Rightarrow pl = 24.6 \quad (3.51)$$

となる.

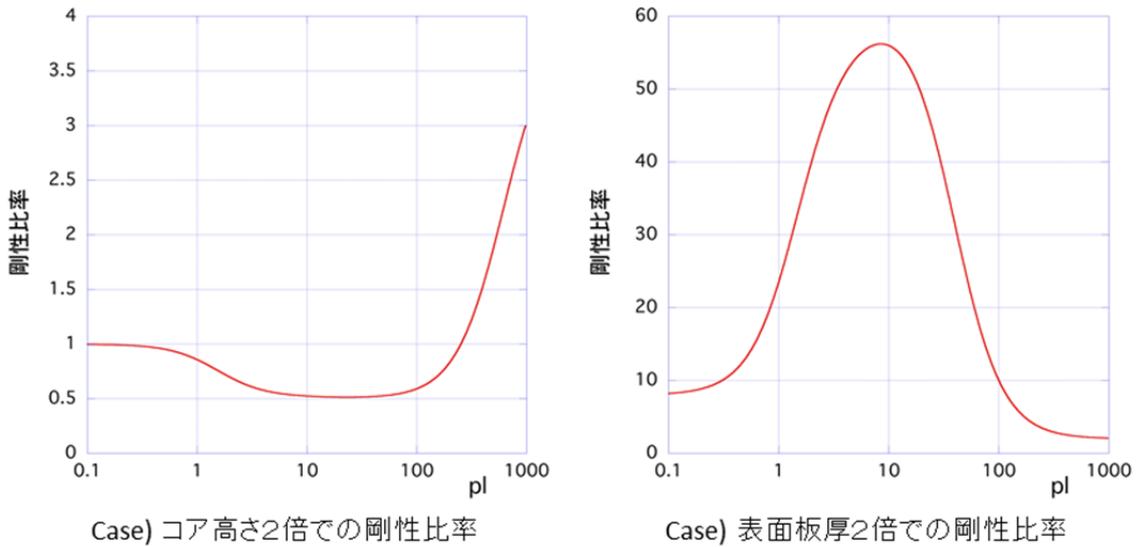


図4-17 各パラメータ変化に伴う, 剛性比と  $pl$  の関係

図4-17に示す解析結果より, 試験結果と解析結果は, 剛性比のレベルでは一致しないが, 本試験片では, 表面板の曲げ剛性とコアのせん断剛性が連成し, 面外変形に影響を及ぼす領域にあることがわかった. また, 図4-17の線に示す通り, 本試験片が変曲点近傍における特性にある領域であることがわかる.

#### 4.3.5. 軌道上の応用例とミッション成立性の検討

本パネル構造が、軌道上想定される環境で受ける荷重でのパネルの平面度について検討を行い、ミッションの成立性について検討する。

軌道上でパネル構造が受ける荷重は、重力傾斜や太陽輻射圧など分布荷重を受けることになる。これらの荷重に対して、ある太陽方向に向けて姿勢を維持するため、スラスターやジャイロなどの姿勢制御装置を用いて、姿勢を維持することになる。そこで、本検討では、これらの条件を二次元の単純二点支持の分布荷重としてモデル化し、そのパネル構造は、前節で開発した解析モデルを用いて、等価曲げ剛性を算出し、軌道上での変形量を求める。

解析条件は、

対象試験片：表面板厚さ 0.1mm，コア高さ 7.2mm （標準試験片相当）

荷重条件：両端単純支持，均等分布荷重

とする。解析結果を以下に示す。

検討結果より、中央面あたりの面外変形と同様な変形するアルミ合金梁の板厚は、0.88mm, 本試験片面密度: $2.38 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^2$  となり、同剛性を持つアルミ板(板厚 0.88mm のアルミ合金)の重量の 1/3 であり、比剛性は、3 倍となる。

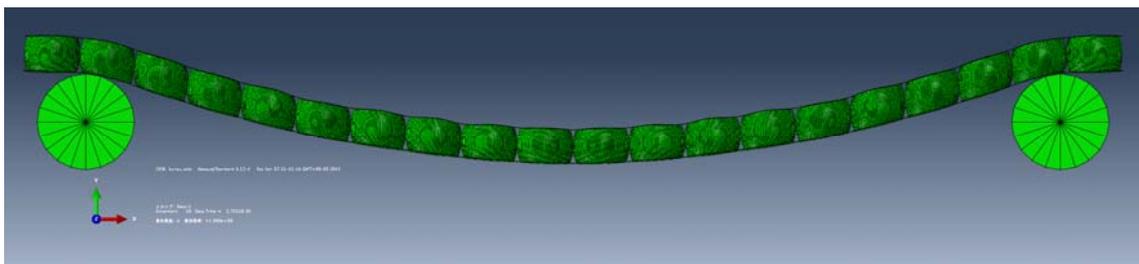


図 4-18 分布荷重における単純支持における変形形状

また、図に示すとおり、上記曲げ剛性での軌道上での変形を求める。軌道高度 400km の周回軌道における太陽光パネルを想定し（重力勾配による変形）、発電効率の維持を考慮して、パネルの端部傾斜が 1deg となるパネル最大長さは、82m となり、軌道上で運用されているパドルと比較し、倍以上のサイズがあり、実運用に対応できるサイズを確保すること

ができることがわかる。以上のことより、簡易的な検討であるが、実運用に耐えうる剛性を持ち合わせていることを示すことができた。

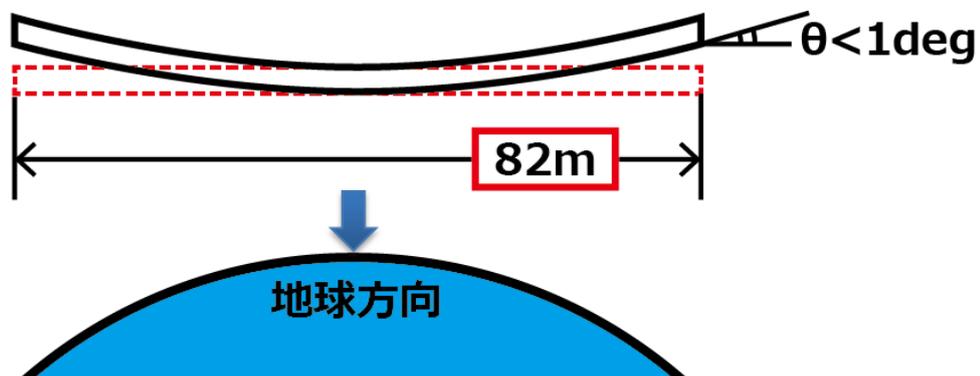


図 4-19 軌道上における変形

#### 4.4. 本章のまとめ

本章では、詳細数学モデルによる解析を実施し、第3章の試験結果と比較して、本パネルの曲げ挙動について検討を行った。

まず、真空成形によって製作されたセルはそれぞれ膜圧等の形状にばらつきが生じるため、それらのセルの平均的な特性を全てのセルが同一とした理想的な数学モデルに反映するために、膜圧を実測による平均値  $30\mu\text{m}$  とした上で、剪断試験の詳細数学モデルでは、セル膜面のヤング率をパラメータとして解析を行い、求められた荷重-変位線図と試験結果でのそれとを比較し、線形近似により等価的な膜材のヤング率を同定した。

次に、得られたヤング率等を用いて4点曲げの詳細数学モデルを作成し、解析結果と4点曲げ試験結果との比較を行った。その結果、4点曲げ試験において、本パネルの変位は空気膜構造のセルを用いたコア材の剪断剛性が低いため、大きな剪断力が加わる圧子間の剪断変形で占められており、可動側圧子と中央面との曲げ変形はこの低い剪断剛性でも両表面板が結合されていることによる曲げ剛性でほとんど生じていないということ、圧子位置での面外圧縮力によるコア材の高さ方向のつぶれによって、中央面での変位よりも圧子位置での変位が大きくなることがあることが理解された。

次に、セル内圧、コア高さ、表面板厚さをパラメータとして、本パネルの4点曲げでの変形挙動について解析を行い、試験結果との比較を行った。その結果、

- 1) コア高さ、表面板厚さをパラメータとして、4点曲げ試験を行うと共に、その詳細数学モデルによる解析を実施し、面外変形の挙動についておおよその一致を得た。
- 2) コアの等価剪断剛性が低いため、本パネルの面外変形はコアの剪断変形に支配される。
- 3) 面外変形が大きくなると膜面が座屈するが、内圧によりセルがつぶれないため、その後も面外変形に対してある程度の剛性を有するとともに、表面板が塑性変形を生じない範囲であれば、元の形状に復元できる。
- 4) セル内圧は本パネルの等価剪断剛性に対して感度が見られないが、内圧の上昇はセル膜面の剪断座屈荷重の増加につながり、面外変形に対して高い剛性を維持する最大外荷重を増加させる。
- 5) コア高さ、表面板厚さに対する面外変形の感度は、面外変形量を曲げ変形と剪断変形の和とした一般的なサンドイッチパネルと異なる傾向を見せた。これは、コ

#### 第4章 詳細数学モデル(FEM)による数値解析

アの剪断剛性のみならず，表面板による曲げ剛性がコアの剪断変形に影響を与える領域に本試験片があったためと推定される。

- 6) 軌道上を模擬した分布荷重環境において，実用上，必要な剛性を有することを解析により示した。

## 第5章 新しい形状解析とその検証

### 5.1. はじめに

本章では、軌道上での大型建造物の形状制御，振動制御のために，第2章において提案した空気膜構造とベンディング・アクチュエータを組み合わせた形状制御機構の実現可能性について，数値解析及び，実験により明らかにする．また，数値解析では，パラメータを明確にし，感度解析を実施する．

#### 5.1.1. 新しいパネルの形状制御方法の提案

1.1.2-(3-2)及び 2.2.-(5)で示した通り今後の大型建造物を構成する面構造においては，構造の振動や変形を抑えることができる機能を持つことを期待される．また，信頼性，重量の観点から，シンプルな機構で形状制御することが求められる[85]．

そこで，本研究では，複雑な機構を必要としない，パネルの内圧を使った構造の特徴を生かしたパネルの新しい形状制御法を提案する．形状制御法の構成要素は，空気構造とベンディング・アクチュエータである．空気膜構造については，前節に示したサンドイッチコアと形態が異なり，チューブマットのように長手方向に連続する膜構造で厚み方向に仕切られたセルで構成される．また，セル厚さ方向を仕切る中央部の膜面には，圧電フィルム等で構成された薄厚のベンディング・アクチュエータを配置する．これらにより，軽量で，摺動部のない信頼性の高い形状制御を実現することが可能である．

提案する形状制御機構は，図 5-1 に示すようなパネルの関節となる部分に設置する．本機構をサンドイッチパネルの関節部分に組み合わせることでパネル全体の形状制御，振動制御を行うものである．

制御方法の特徴及びメカニズムについて説明する．図 5-2(a)に示すように連続するパートの一つのセルである図 5-2(b)-(1)に着目する．セルの中央部に配置されたベンディング・アクチュエータに電圧をかけることで，ベンディング・アクチュエータ自体が，曲げを発生し，図 5-2(b)-(2)のように，変形することができる．それに伴い，セルの上下面で体積変

化が発生する。セルは、 $\text{圧力} \times \text{体積} = \text{一定}$ であるので、圧力が変化し、上下の圧力のつり合い状態が変化することで、セル全体としてモーメントが発生し、隣り合う壁面が相対的に回転し、図 5-2 (a)-(2)のように、パネル全体で曲げ変形を起こす。

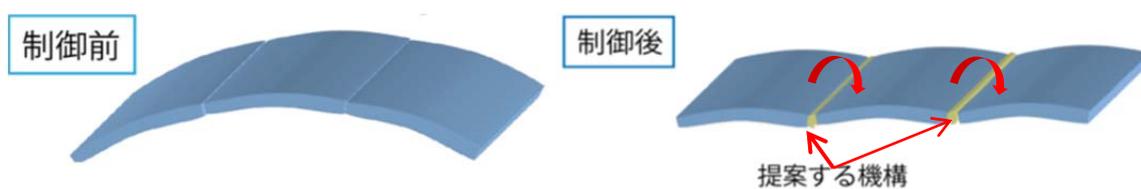


図 5-1 パネルの形状制御システムの配置

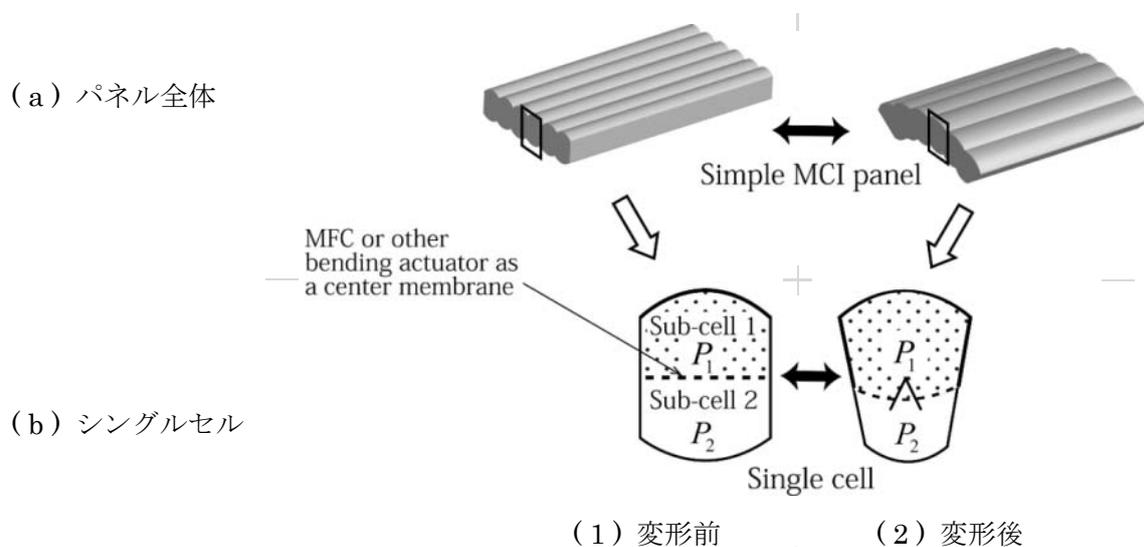


図 5-2 ダイアフラム・メカニズムの概要図

## 5.2. 解析

本節では、提案したパネル構造の形状制御法の実現可能性を数値計算で示し、感度パラメータを明らかにする。まず、断面の力学モデルを作成し、構成方程式を導出し、ベンディング・アクチュエータの印可電圧に対する曲げ変形によって発生するパネルの回転角の関係を示す。次に、各パラメータに対する曲げ変形の感度を示し、本制御に対して変形に最も影響のあるパラメータを明らかにする。

### 5.2.1. 解析モデル

ダイヤフラム・メカニズムをもつ空気膜構造によるパネルの解析モデルにおいて、問題の単純化のために下記の仮定をする。

- i) 左右方向一様で、無限平板を仮定する。
- ii) 無限平板は奥行き方向に一様な変形をする。(図 5-3)
- iii) 純曲げを仮定する。

ii)の仮定より、2次元の断面モデルとする。また、一般化のため、 $n$ 個のサブセルから構成する。(図 5-3)。

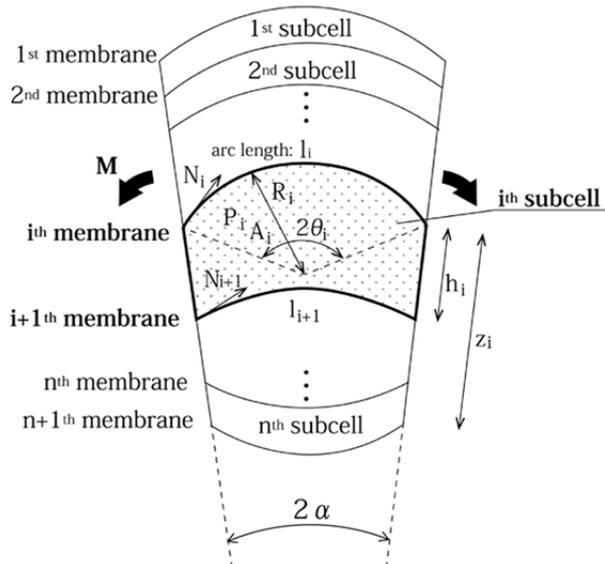


図 5-3  $n$ 層のサブセルからなるシングルセルの断面図

### 5.2.2. 複数セルから構成される単一セルにおける断面モデルの構成方程式

ここでは、前述（図 5-3）に示した断面モデルの構成方程式を導出する。図 5-3 の  $n$  個のサブセルから構成する図の灰色で示された、 $i$  番目と  $i+1$  番目のサブセルの曲げ変形について定式化する。幾何学条件から曲率  $R_i$  と膜面の円弧超  $l_i$  との関係と膜面間の高さ  $h_i$  と  $R_i$  について導出する。

$$2R_i\theta_i = l_i \quad (i=1, \dots, n+1) \quad (4.1)$$

$$2h_i \sin \alpha = R_i \sin \theta_i - R_{i+1} \sin \theta_{i+1} \quad (i=1, \dots, n) \quad (4.2)$$

次に、サブセルの  $i$  番目の膜面の張力  $T_i$  とセルの圧力差  $P_i$  の関係式は、

$$N_i = R_i(P_i - P_{i-1}) \quad (i=1, \dots, n) \quad (4.3)$$

となる。また、等温状態を仮定し、 $i$  番目のサブセルの膜面における圧力差  $P_i$  と体積  $A_i$  の関係は、

$$P_i A_i = P_{i_0} A_{i_0} (\equiv B_i) \quad (i=1, \dots, n) \quad (4.4)$$

(ボイルの法則)

となる。ここで、添え字の 0 は、モーメントがかかっている初期の状態を示している。

次に、 $i$  番目のサブセルサブセルの体積は、

$$A_i = (R_i \sin \theta_i + R_{i+1} \sin \theta_{i+1}) h_i \cos \alpha + \frac{1}{2} R_i^2 (\theta_i - \cos \theta_i \sin \theta_i) - \frac{1}{2} R_{i+1}^2 (\theta_{i+1} - \cos \theta_{i+1} \sin \theta_{i+1}) \quad (4.5)$$

$(i=1, \dots, n)$

となる。 $i$  番目のサブセルサブセルの張力と膜面の伸びの関係より、

$$N_i = E_i t_i (l_i - l_{i_0}) / l_{i_0} \quad (i=1, \dots, n+1) \quad (4.6)$$

と表せる.  $i$  番目の膜面における平衡方程式と構成方程式は,

$$\sum_{i=1}^n P_i [h_i \cos \alpha + R_i (1 - \cos \theta_i) - R_{i+1} (1 - \cos \theta_{i+1})] = \sum_{i=1}^{n+1} N_i \quad (4.7)$$

$$M = \sum_{i=1}^{n+1} (z_i - z_a) \cos(\theta_i - \alpha) N_i \quad (4.8)$$

となる.

### 5.2.3. 中央膜面におけるベンディング・アクチュエータ

図 5-4 に示す 2 つのサブセルからなる断面モデルで, ダイヤフラム・メカニズムによる形状制御を考える. まず, 中央面の膜面として, ベンディング・アクチュエータを配置する. ベンディング・アクチュエータは, 自身の曲げ変形により, 図 5-5 に示す斜線分の体積  $V$  が変化する. また, この体積  $V$  は, 式(4.9)に示すように,  $M_{ex}$  及び  $F_{ex}$  の関数として表せ, それぞれの関数は, 境界条件及び, サブセル間の圧力差である分布圧力  $\Delta P$  と印可電圧によって決まる. また,  $C$  及び  $k_i$  は, 曲げ剛性と曲げアクチュエータの圧電係数[86]によって定義される定数である.

$$V = C_0 l + \frac{1}{2} C_1 l^2 + \frac{1}{3} C_2 l^3 + \frac{l}{\gamma_1} C_3 (\cosh \gamma_1 - 1) + \frac{l}{\gamma_1} C_4 \sinh \gamma_1 \quad (4.9)$$

ここで,

$$\begin{aligned} (\gamma_1 / l)^2 &= F_{ex} / C, \\ \gamma_2 &= -\Delta P / C, \\ \gamma_3 &= \left( M_{ex} + \sum_{i=1}^n k_i U_i \right) / C \end{aligned}$$

$$C_0 = -C_4 = \gamma_2 (l / \gamma_1)^4 + \gamma_3 (l / \gamma_1)^2$$

$$C_1 = -C_2 l$$

$$C_2 = \frac{\gamma_2}{2} (l / \gamma_1)^2$$

$$C_3 = C_4 (1 - \cosh(\gamma_1)) / \sinh(\gamma_1)$$

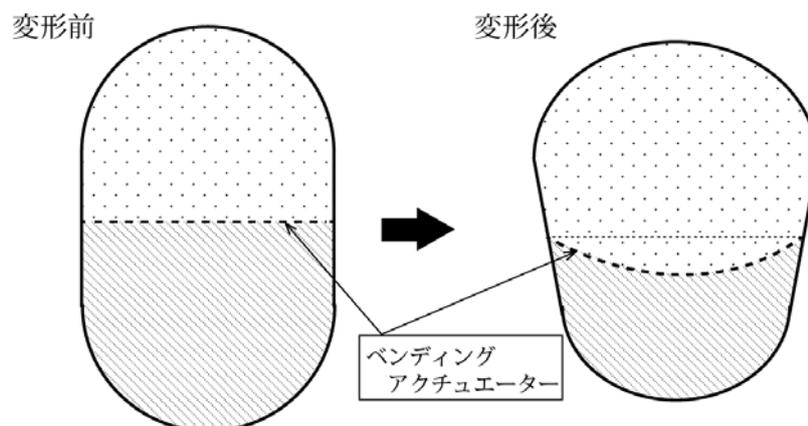


図 5-4 2層のサブセルからなるシングルセルの断面図

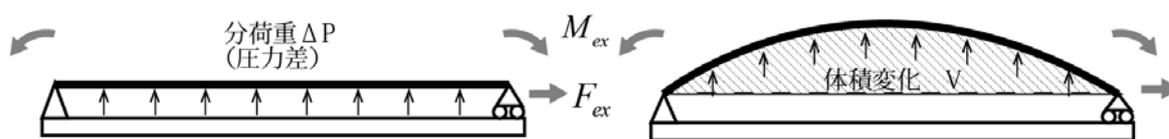


図 5-5 中央面にベンディング・アクチュエータを配置した概略図

#### 5.2.4. 無次元方程式

以上の式(4.1)から(4.8)と式(4.9)について、連立方程式によって導出し、ニュートン・ラプソン法によって数値解を算出する。さらに、これらの方程式を無次元量で整理する。無次元方程式では、式(4.10)に示す6つのパラメータを設定し、方程式の特性を明らかにする。

$$\hat{h} = h/l_0, \quad \hat{d} = \frac{P_0 l_0}{Et}, \quad \hat{B}_i = \frac{B_i}{P_0 l_0 h}, \quad \hat{M}_{ex} = \frac{2M_{ex}}{Eth}, \quad \hat{U} = \frac{\sum k_i U_i}{Eth}, \quad \hat{C} = \frac{C}{P_0 h^3} \quad (4.10)$$

$\hat{h}$  : アスペクト比  
 $\hat{d}$  : 無次元化膜面伸び  
 $\hat{B}$  : 無次元化体積×圧力  
 $\hat{M}_{ex}$  : モーメントに関する関数  
 $\hat{U}$  : 印可電圧に関する関数  
 $\hat{C}$  : アクチュエータの無次元化曲げ剛性

### 5.3. 数値解析による検証

提案するダイヤフラム・メカニズムのベンディング・アクチュエータとして、2 枚の MFC(Macro Fiber Composite)[87]から構成されるバイモルフ・アクチュエータを仮定する。また、6 つの無次元化した変数に対して、提案したダイヤフラム・メカニズムの形状制御に対する特性を評価する。

まず、印可電圧と変形についての関係を示すため、表 5-1 に示すパラメータにおいて、解析を行った。解析結果より、シングルセルにおける変形を図 5-6 示し、パネル全体として、5 セルの変形を図 5-7 に示す。また、印可電圧に対する回転角  $\alpha$  の関係を図 5-8 に示す。図 5-8 より、強い非線形性はないことが確認できた。

次に、パラメータに関する感度解析を行った。各ケースにおいて、選択したパラメータのみを変化させ、その他のパラメータは固定する。各固定パラメータは、表 5-2. に示す。無次元パラメータにおける感度解析の結果を図 5-9～図 5-12 までに示す。

図 5-9 に示す  $\hat{h}$  は、 $\hat{h}$  のみ変化させて、0.2 を超えると回転角  $\alpha$  が大きく増加することがわかる。この原因は、このダイヤフラム・メカニズムが、サブセルの体積変化に依存するため、アスペクト比に大きく感度があることが考えられる。

その他のパラメータ  $\hat{d}, \hat{C}, \hat{B}$  については、 $\hat{h}$  を比較して、大きな感度を持っていないことが分かった。以上より、6 つの無次元パラメータにおいて、本制御法における性能特性（回転角  $\alpha$ ）に対して、最も寄与する係数は、アスペクト比であることが確認された。

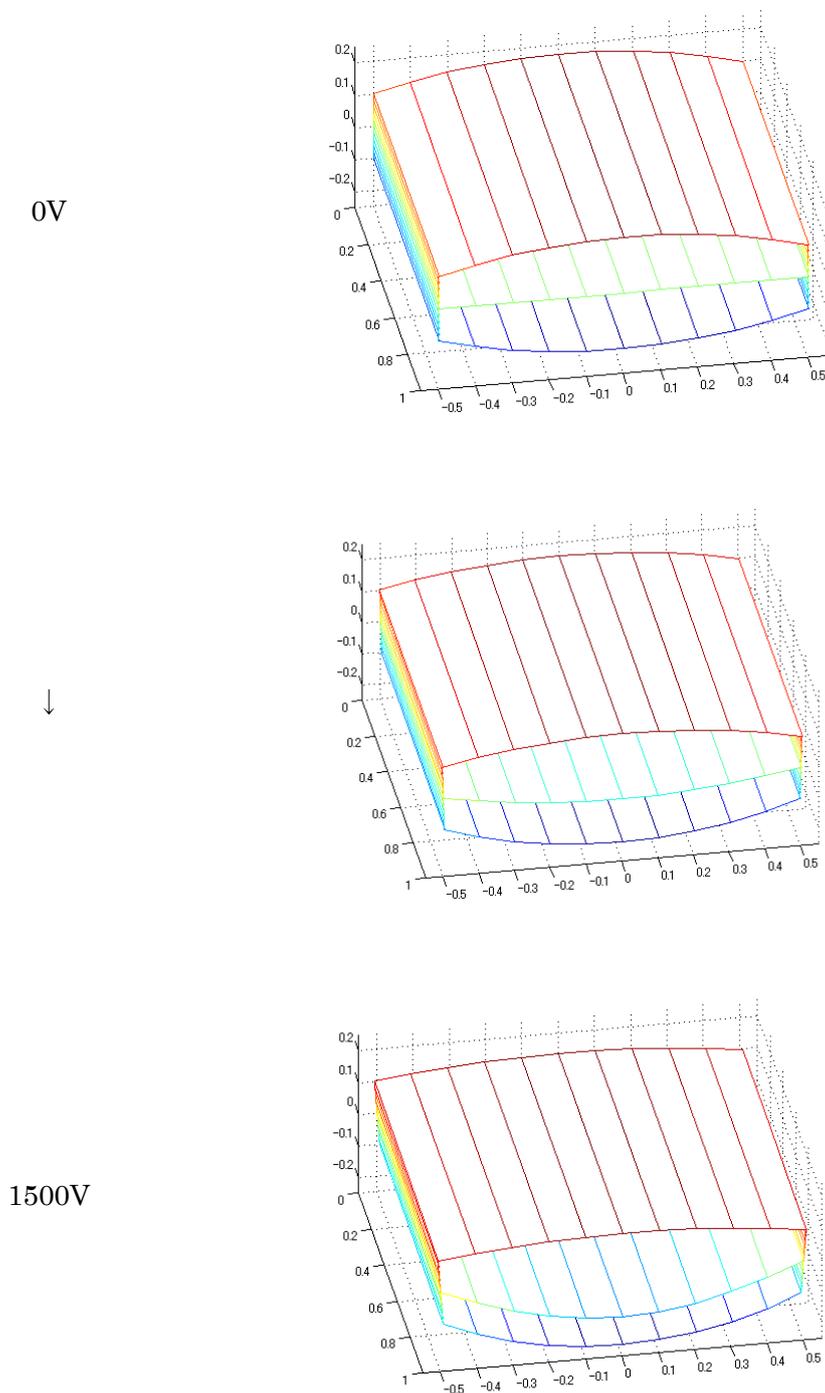


図 5-6 ダイアフラム・メカニズムを持つ空気膜構パネルの変形 - 1セル

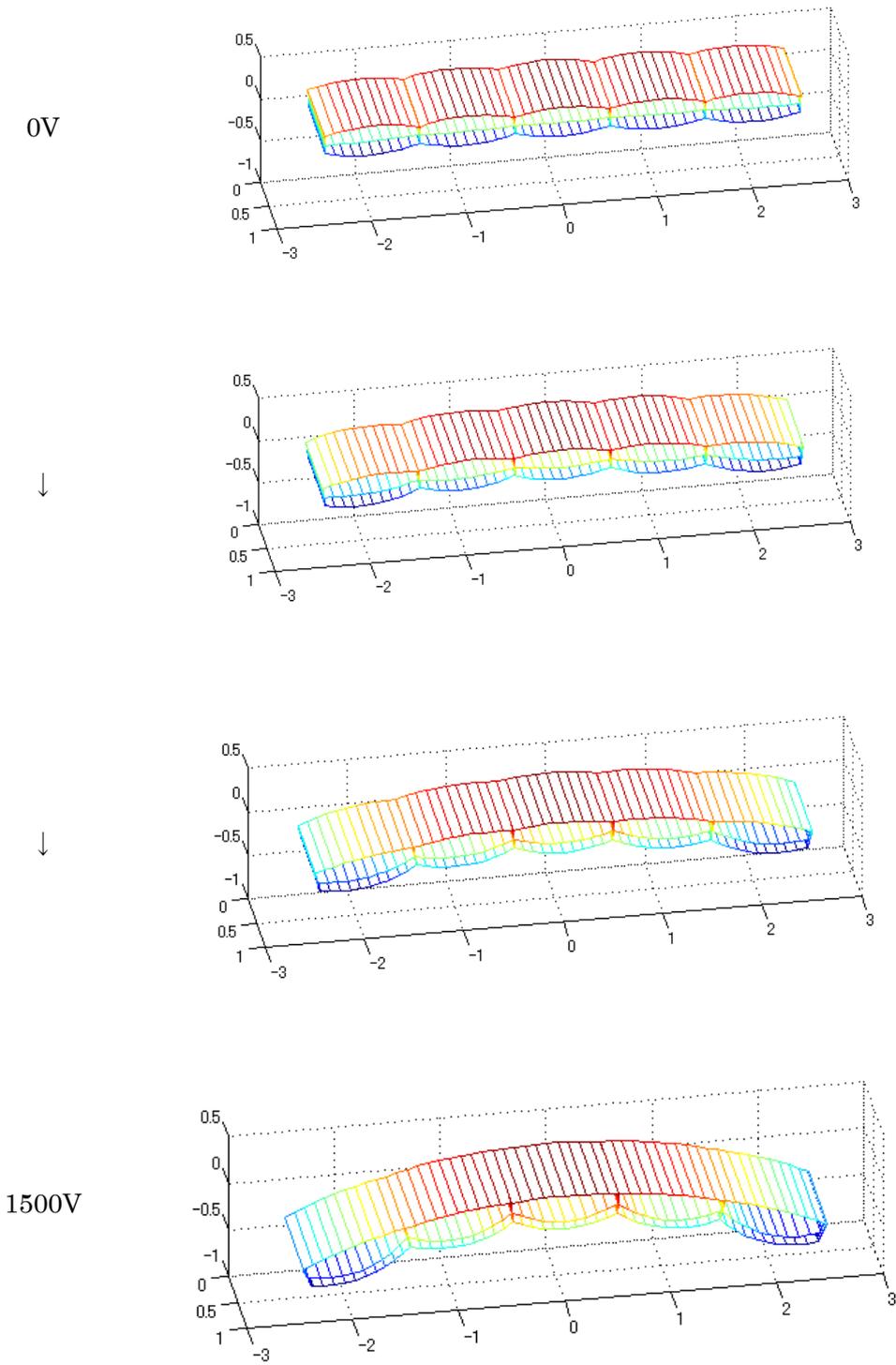


図 5-7 ダイアフラム・メカニズムを持つ空気膜構パネルの変形 - 5セル (パネル全体)

第 5 章 新しい形状解析とその検証

表 5-1 解析例における設定値

アクチュエータ		サブセル	
d	460 [pC/N]	$P_{i_0}$	1 [kPa]
$\delta$	0.5 [mm]	$h_i$	1 [m]
1/s <sub>11</sub>	30 [GPa]	$l_{i_0}$	1 [m]
thickness	300 [ $\mu\text{m}$ ]	$t_i$	10 [ $\mu\text{m}$ ]
		$E_i$	1 [GPa]
		Mex	0

表 5-2 固定パラメータ

無次元パラメータ			
$\hat{h}$	0.2	$\hat{M}_{ex}$	0
$\hat{d}$	0.01	$\hat{U}$	-0.0373
$\hat{B}$	0.5	$\hat{C}$	135

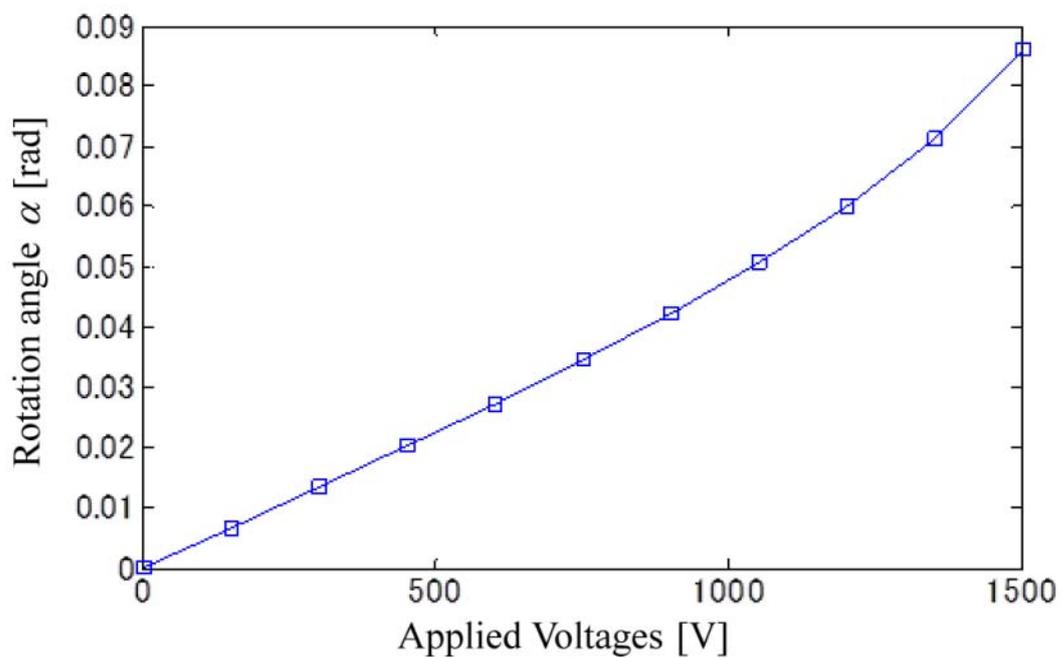


図 5-8 印可電圧と回転角  $\alpha$  の関係

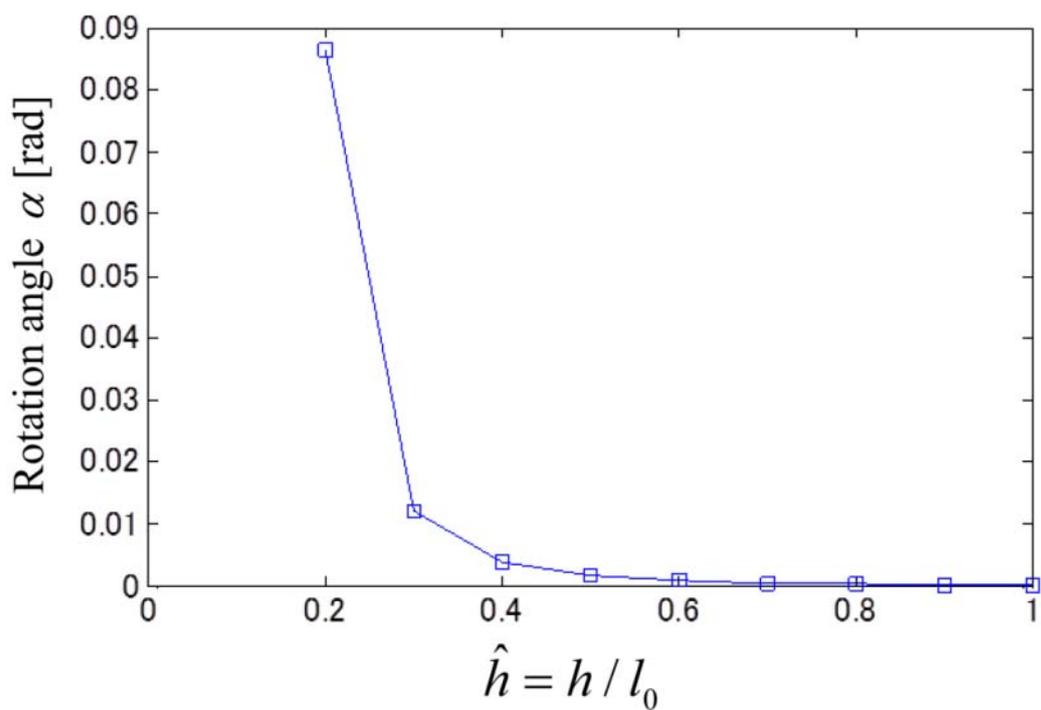


図 5-9 アスペクト比:  $\hat{h}$  と回転角  $\alpha$  の関係

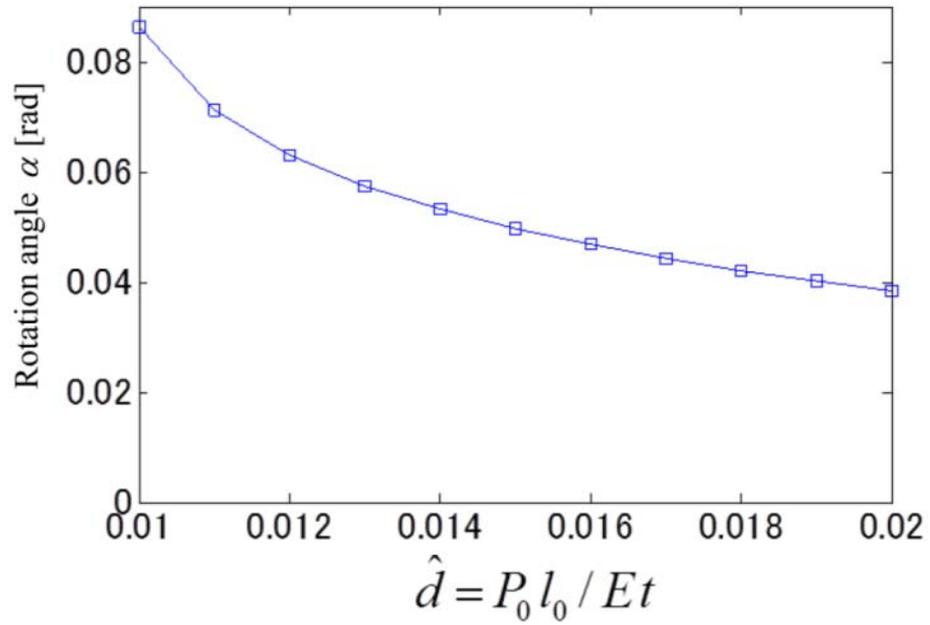


図 5-10  $\hat{d}$  と回転角  $\alpha$  の関係

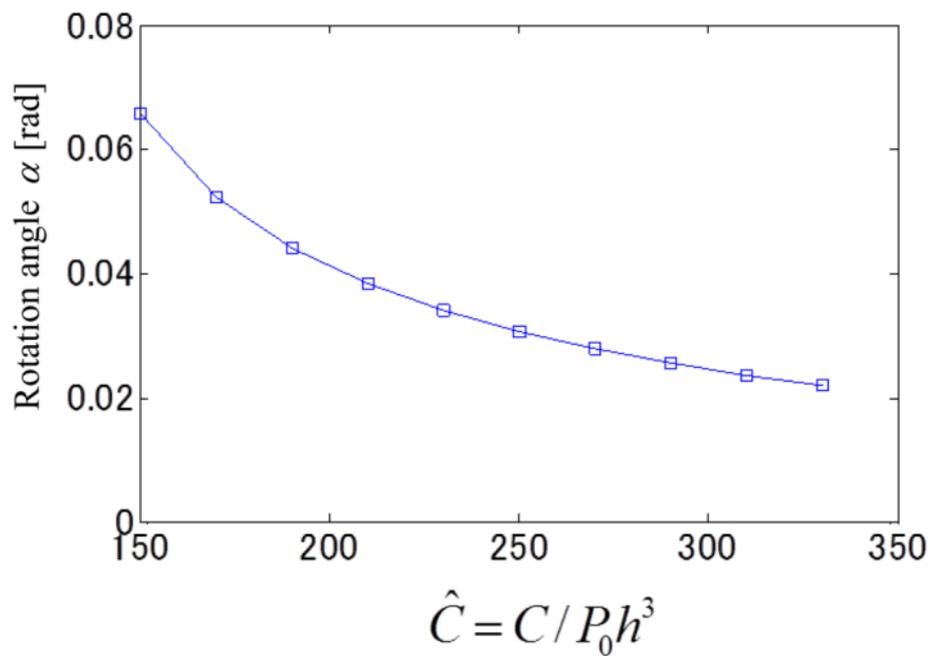


図 5-11  $\hat{C}$  と回転角  $\alpha$  の関係

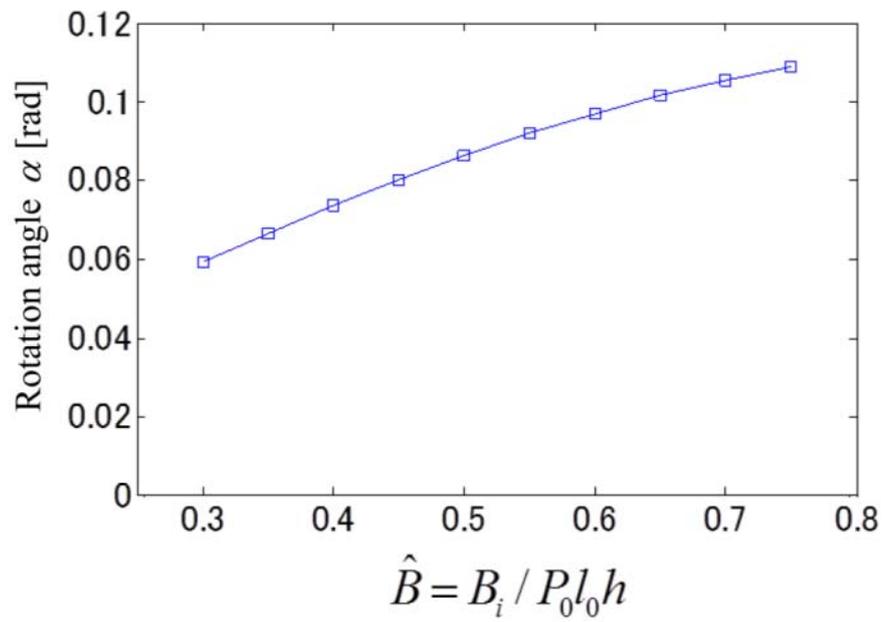


図 5-12  $\hat{B}$  と回転角  $\alpha$  の関係

## 5.4. 試験による検証

提案するダイヤフラム・メカニズムの実現可能性を示すため、実証試験を行った。主に、電圧に対して、回転角の応答を評価する。試験装置の構成と試験結果を示し、最後に考察と結果をまとめる。

### 5.4.1. 試験手順と試験装置について

試験モデルは、左右方向のセルが一樣であることを仮定して、図 5-13 に示す 1 組の制御システムを持つ。構成要素は、バイモルフ・ベンディング・アクチュエータと上下に配置した 2 つのサブセルから構成する。バイモルフ・ベンディング・アクチュエータは、2 枚の Macro fiber composite (以下、MFC と省略) から構成させる。MFC は、M-8557-S1 を用い、2 枚の MFC をエポキシ系接着剤で貼り付けた。MFC の印可電圧は、上面層に、0 [V] から 1200 [V] を与える。また、下面層には、負電圧の -400 [V] から 0 [V] まで与える。各試験ステップにおける電圧の設定値は、表 5-3 に示す通りである。各サブセルのフィルムは、PE フィルムで作成した。また、セルの側面は、変形しないという仮定より、剛なアクリルで作成した。境界条件として、片方を回転自由、もう一方を、回転・並進自由とした。

試験装置の配置は、図 5-14 試験装置全体の配置 に示すように、試験モデル系と計測系に分かれる。試験モデル系は、ベンディング・アクチュエータに印可する高圧電源装置（松定プレシジョン製 高圧電圧電源装置）と試験モデルで構成される。次に、計測系は、ベンディング中央に配置された試験モデルに対して、回転角  $\alpha$  を算出するため、4 つのレーザー変位計(Keyence 製 LKG-5000)を配置し、四点の変位から回転角を求めた。

表 5-3 ベンディング・アクチュエータの印可電圧

試験ステップ	1st	2nd	3rd	4th	5th
印可電圧 (Top layer) [V]	0	300	600	900	1200
印可電圧 (Bottom layer) [V]	0	- 100	- 200	- 300	- 400

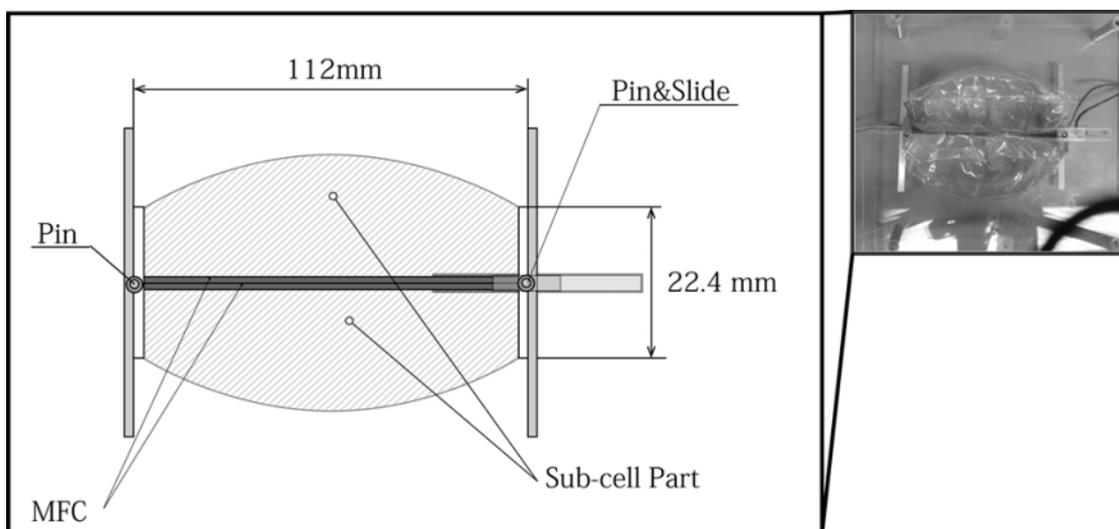


図 5-13 試験モデル

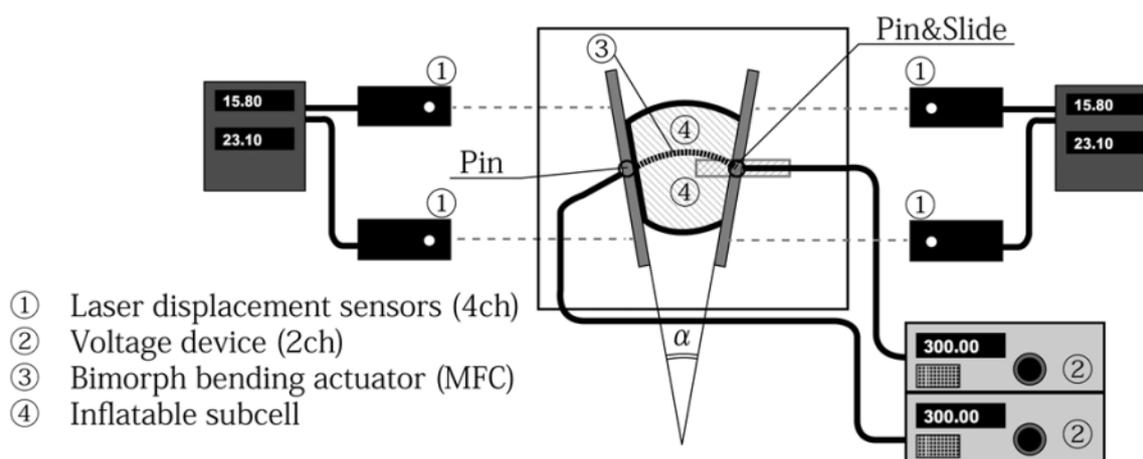


図 5-14 試験装置全体の配置図

### 5.4.2. 試験結果・考察

試験は計3回行った。印可電圧と回転角の関係を図5-15に示す。図5-15より印可電圧に対して、回転角は増加し、最大回転角は3.7 [deg]となった。また、図5-8に示した解析結果と同様に、試験において、回転角 $\alpha$ が印可電圧に対して線形性に増加することを示した。

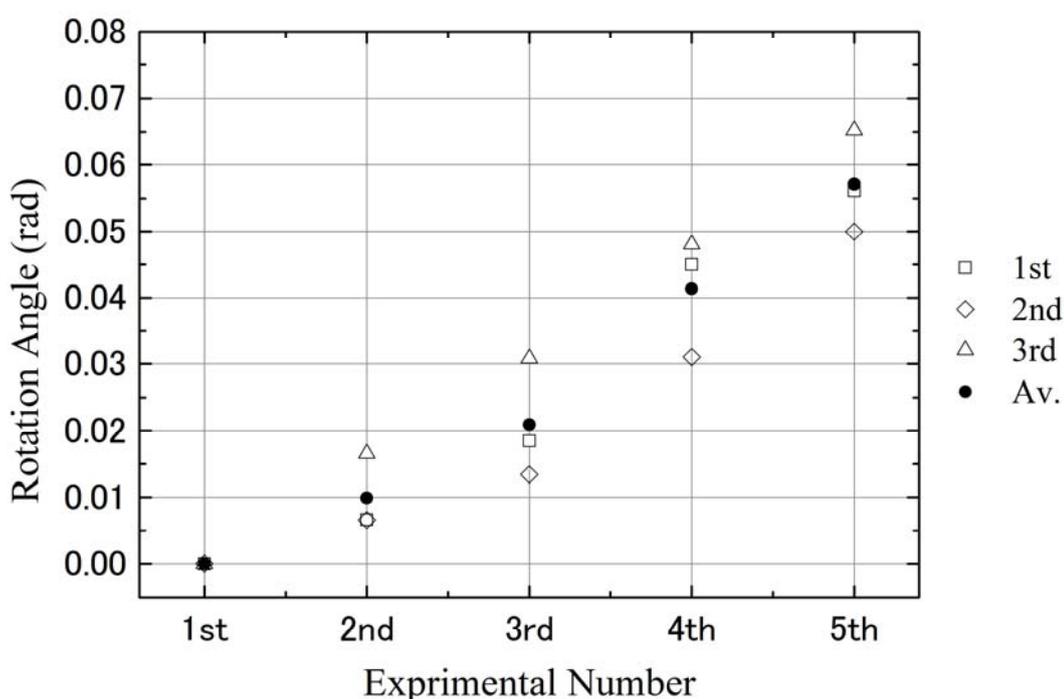


図5-15 試験結果：印可電圧[V]と回転角 [deg.]の関係

次に、解析結果と実験結果の比較を行う。解析パラメータは、表5-4に示すように設定し、試験モデルと同じになるように設定した。設定内圧は実測値ではなく、内圧はガス加圧される想定範囲とした。

解析結果は図5-16に示す。各圧力の範囲に良好に一致していることがわかる。一方で、900V以上の高電圧域において、解析解の回転角増加率に対して、実験値の回転角の増加率が鈍化していることがわかる。この原因として、ベンディング・アクチュエータの変形が大きくなることで、セルの内圧の差が生じて回転する過程において、サブセルの体積変化が図に示すように、面外や壁面側にセルが広がることで体積が大きくなり、結果的に、解

第5章 新しい形状解析とその検証

析で想定する内圧上昇と比較して低下することで、解析解の回転角より得られる回転角が低い値になっていることが考えられる。

表 5-4 解析値における各設定値

アクチュエータ		サブセル	
d	460 [pC/N]	$P_{i_0}$	1~0.1[kPa]
$\delta$	0.5 [mm]	$h_i$	22.4[mm]
1/s <sub>11</sub>	30 [GPa]	$l_{i_0}$	112 [mm]
thickness	300[ $\mu$ m]	$t_i$	30[ $\mu$ m]
		$E_i$	200 [MPa]
		Mex	0

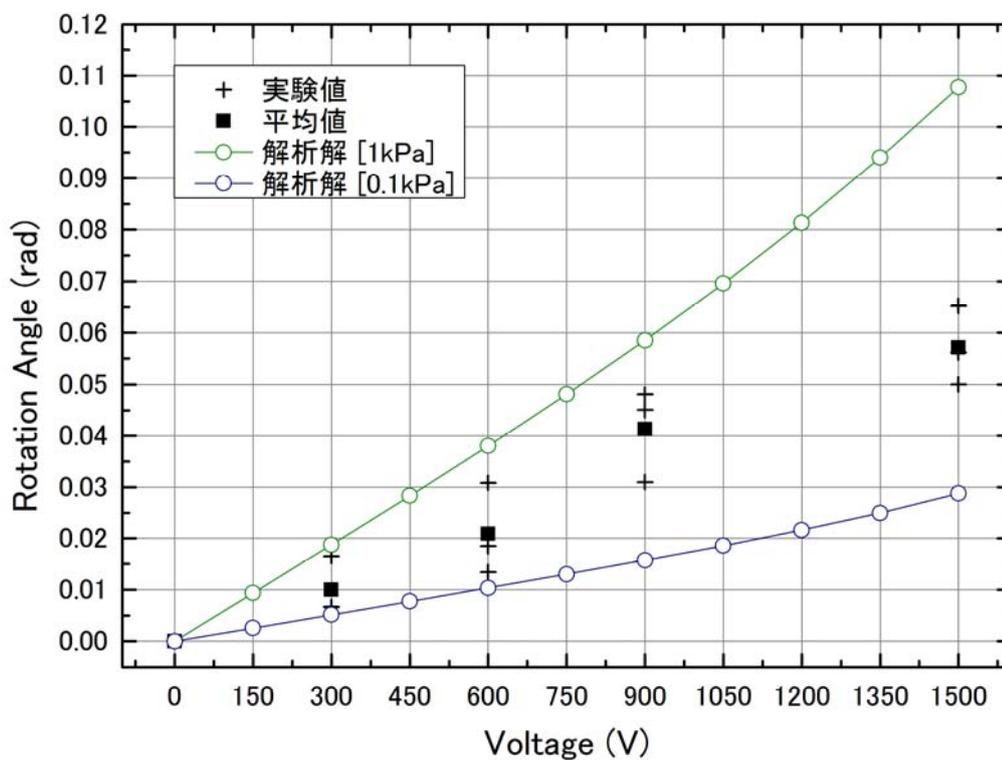


図 5-16 試験及び解析結果比較：印可電圧[V] と 回転角 [deg.]の関係

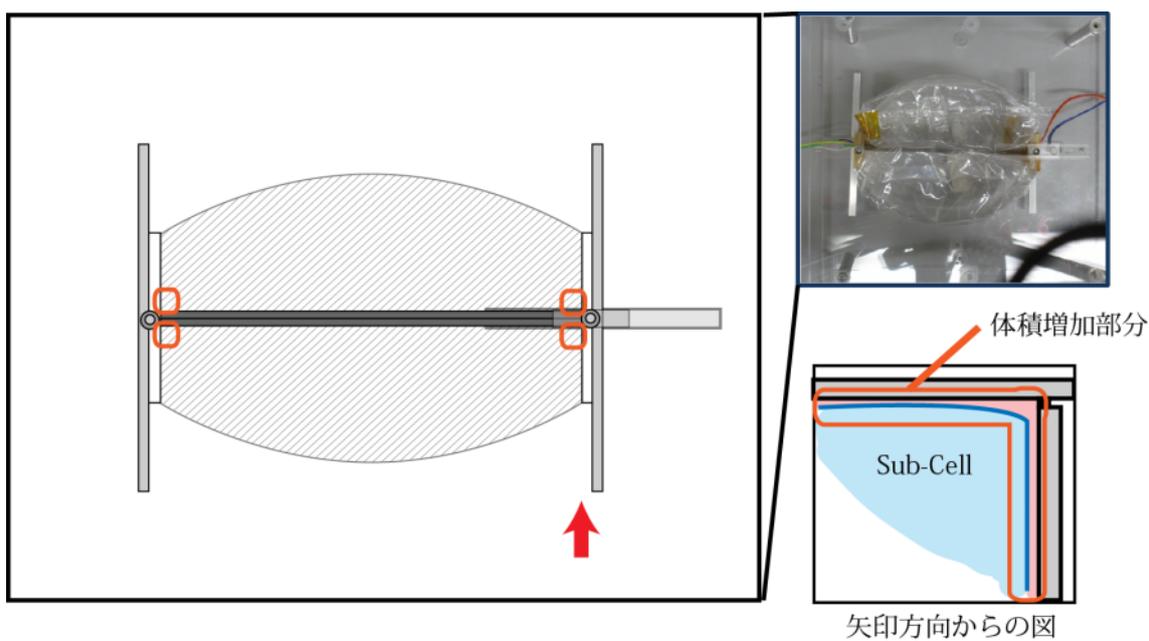


図 5-17 想定される体積増加範囲

## 5.5. 本章のまとめ

ベンディング・アクチュエータと提案する内圧を利用したパネルを組み合わせた形状制御法を提案した。本制御法の特徴は、薄膜のベンディング・アクチュエータから発生する体積変形からのパネル全体の変形を発生するため、摺動部がなく、軽量であることが特長である。

次に、提案した形状制御法の実現可能性と特性評価を行うため、数値解析と試験を行った。解析では、6つの無次元化量に対する感度解析を行った。その結果、ダイアフラグによる形状制御において、アスペクトが最も感度の高いパラメータであったことを示した。

最後に、試験では、制御システムの実現可能性を明らかにするため、印可電圧と回転角の関係を示した。1200Vに、 $3.4^\circ$ の回転角を確認できた。また、回転角 $\alpha$ が、印可電圧に対して、線形性に増加することを示した。加えて、解析モデルと試験結果の妥当性を評価するために、試験モデルと寸法、内圧、アクチュエータ等が同等な設定となるモデルで解析を行った。解析結果と試験結果より、電圧増加に対して回転角が比例することを示し、解析モデルの妥当性を示した。

以上より、制御法の提案と、試験・解析により、制御法の実現可能性を示した。

## 第6章 結論

### 6.1. 本研究の結論

宇宙空間において、次第に大型化しつつある面構造のために、軽量性、収納性、信頼性を向上させる新しいパネル構造を提案し、その変形挙動について試験及び解析の両面から検討を行った。また、大型化により構造の固有振動数が低下することで構造振動と姿勢制御系とが干渉する問題があり、その振動や変形を抑えることができる新しい形状制御方法を提案した。

この新しいパネル構造は以下の考え方に基づいて考案されている。

- ・ 打上げ時と軌道上での強度・剛性設計における差分に着目し、パネルそのものを打上げ時と軌道上時で形態変化させることで、軽量性、収納性を向上させること。
- ・ そのために、空気膜構造を利用して、その内圧の変動により厚み方向を変化させるだけでなく、空気膜をマルチセルにすることでセル破損に対する構造全体の信頼性も向上させること。
- ・ 空気膜構造をコアに用いたサンドイッチパネルとすることで、空気膜構造を単体で使用したよりも、より剛性の高いパネル構造を実現すること。
- ・ これにより、本パネルは内圧を有する柔軟なマルチセル空気膜構造をコア材としてサンドイッチパネルという構成になっている。

## 1) 提案したパネルの機械特性の評価

2 章で創製されたマルチセル空気膜パネル構造の中から最も実用性の高い空気膜構造をコアに用いたサンドイッチパネルの機械特性の中で変形挙動について試験と解析を用いて検討を行った。以下にその要旨を示す。

### 【試験】

- ・ 既存の製造技術を基に、空気膜構造をコアに用いたサンドイッチパネルを実際に制作した。
- ・ 剪断剛性試験を実施し、等価剪断剛性の同定と膜面のヤング率の同定に資するためのデータを取得した。
- ・ コア高さ、表面板厚さの設計パラメータを変えた試験片に対して 4 点曲げ試験を実施し、その結果より各パラメータに対する荷重-変位線図の感度を評価した。

### 【解析】

- ・ 実施した剪断試験と 4 点曲げ試験の試験片を模した詳細数学モデルを構築し、非線形接触を有する有限要素法解析を実施した。
- ・ 試験結果との比較により、詳細数学モデルが本パネルの変形挙動を論じるに必要な精度を有することを確認した。
- ・ セル内圧、コア高さ、表面板厚さをパラメータとした解析を行い、パラメータ変化に対する荷重-変位線図の感度を取得した。

## 第6章 結論

上記の試験及び解析結果より，本パネルの変形挙動について，以下の結論を得た．

- 本パネルの変位は空気膜構造のセルを用いたコア材の剪断剛性が低いため，剪断変形が，全体の変形に影響を与える．
- しかしながら，両表面板が独立なパネルとして挙動する傾向はなく，また，一般的なサンドイッチパネルの変形理論にある曲げ変形と剪断変形の和が全体変形となることもない．
- セル内圧については，内圧を高くすることが変形を抑えることには働かないが，セル内圧がパネル面外変形の剛性維持と形状復元に寄与する．
- また，セルが座屈することによる剪断剛性の低下で変形が大きくなり始める臨界荷重を大きくすることに寄与する．
- コアの低剛性等により，一般的なサンドイッチパネルの理論から剪断変形量が差異を生じる．特に，コア高さ及び表面板厚さに対する変形の感度より，衛星等に用いられている一般的なハニカムサンドイッチパネルと比較して，本パネルの変形挙動をコアの剪断剛性と表面板の曲げ剛性が連成して支配していると判断される．
- 軌道上を模擬した分布荷重環境において，実用上，必要な剛性を有することを解析により示した．

## 2) 空気膜構造の内圧を利用したパネル構造の新しい形状制御方法の提案と 基本特性評価

本パネルの応用の一つとして、空気膜構造と圧電フィルムで構成された薄厚のベンディング・アクチュエータを組み合わせた、軽量で、摺動部のない信頼性の高い形状制御方法を提案し、その制御システムの基本特性を明らかにした。以下にその要旨を示す。

- ・ 簡易的な数学モデルによる解析において、電圧に対する回転角の線形性を明らかにし、6つパラメータについて感度解析を行い、最も感度の大きいパラメータが縦横比（アスペクト比）であることを示した。
- ・ 空気膜構造と圧電フィルムで構成された薄厚のベンディング・アクチュエータを組み合わせた1セルの試験モデルを構築し、試験を実施した。試験結果より、解析結果と同様に、印可電圧に対して、パネルの回転角  $\alpha$  が線形性に増加することを示した。
- ・ 試験結果と解析結果の比較においては、モデルの妥当性と評価した。

以上の様に、本論文では、将来の宇宙構造物に適用可能と思われる新しい構造要素の提案を行い、その機械特性を示すと共に、応用の一つとして新しい形状制御方法の提案と概念の実証を行った。

## 参考文献

- [1] T. P. Sarafin and W. J. Larson, *Spacecraft Structures and Mechanisms: From Concept to Launch (Space Technology Library)*. Springer.
- [2] P. A. A. Jones and B. R. R. Spence, “Spacecraft solar array technology trends,” in *1998 IEEE Aerospace Conference*, 1998, vol. 1, no. 8, pp. 141–152.
- [3] JAXA 第一衛星利用ミッション本部, “さく 8 号 (ETS-VIII) ,” *JAXA 第一衛星利用ミッション本部*. [Online]. Available: <http://www.satnavi.jaxa.jp/project/ets8/goal.html#004>. [Accessed: 21-Jan-2015].
- [4] P. Fortescue and J. Stark, *Spacecraft Systems Engineering*. Wiley, 1995.
- [5] 齊藤靖博, 杵淵紀世志, 沖田耕一, and 國中均, “軌道間輸送システムのミッション&技術ロードマップ,” in *第 56 回宇宙科学技術連合講演会*, 2012.
- [6] NASA HQ Washington, “The Global Exploration Roadmap 2011,” *NP-2011-09-766-HQ*. 2011.
- [7] J. Brophy, R. Gershman, N. Strange, D. Landau, R. Merrill, and T. Kerslake, “300-kW Solar Electric Propulsion System Configuration for Human Exploration of Near-Earth Asteroids,” in *47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, 2011.
- [8] J. D. Rouge, “Space - Based Solar Power As an Opportunity for Strategic Security.” 2007.
- [9] J. C. Mankins, J. T. Howell, and D. A. O’Neil, “New Concepts and Technologies from NASA’s Space Solar Power Exploratory Research and Technology Program.” .
- [10] 上土井大助 藤田辰人 佐々木進(JAXA), “宇宙太陽光利用システム (SSPS) における大型構造物組立技術の検討状況,” in *第 54 回構造強度に関する講演会*, 2012.
- [11] 篠原真毅, “宇宙太陽発電,” 電子情報通信学会『知識の森』, 2011. .
- [12] 石村康生, 樋口健, and 佐々木進, “重力傾斜安定型 SPS におけるシステムダイナミクスの検討,” in *第 8 回宇宙太陽発電システムシンポジウム*, 2005.
- [13] S. & S. Boeing Defense, “702SP Spacecraft Backgrounder,” 2014. [Online]. Available:

## 参考文献

- [http://www.boeing.com/assets/pdf/defense-space/space/bss/factsheets/702/bkgd\\_702sp.pdf](http://www.boeing.com/assets/pdf/defense-space/space/bss/factsheets/702/bkgd_702sp.pdf).
- [14] S. Sasaki, K. Tanaka, K. Higuchi, N. Okuizumi, S. Kawasaki, N. Shinohara, K. Senda, and K. Ishimura, “A new concept of solar power satellite: Tethered-SPS,” *Acta Astronaut.*, vol. 60, no. 3, pp. 153–165, Feb. 2007.
- [15] The National Renewable Energy Laboratory, “Best Research Cell Efficiencies Chart,” *The National Renewable Energy Laboratory*, 2014. [Online]. Available: [http://www.nrel.gov/ncpv/images/efficiency\\_chart.jpg](http://www.nrel.gov/ncpv/images/efficiency_chart.jpg). [Accessed: 21-Jan-2015].
- [16] 大串哲朗, “展開型ラジエータ用リザーバ内蔵ループ型ヒートパイプ (RELHP) の開発,” in *熱工学コンファレンス 2007*, 2007.
- [17] 斎藤康之 川崎春夫 野田浩幸 矢部高宏 石川博章 野村武秀, “ETS-VIII搭載展開型ラジエータの軌道上熱特性,” in *第51回宇宙科学技術連合講演会*, 2007, p. 2J13.
- [18] 矢部高宏, “技術試験衛星 VIII 型 (ETS-VIII) 搭載展開ラジエータ (DPR) の開発,” *日本機械学会誌*, vol. 109, no. 1046, 2006.
- [19] BOEING, “Active Thermal Control System (ATCS) Overview.”
- [20] “解説「科学衛星の熱設計の歩みと熱物性研究について」,” 2012. [Online]. Available: <http://www.netsubusei.jp/group/onishi.pdf>. [Accessed: 21-Jan-2015].
- [21] J. P. Gardner, J. C. Mather, M. Clampin, R. Doyon, M. A. Greenhouse, H. B. Hammel, J. B. Hutchings, P. Jakobsen, S. J. Lilly, K. S. Long, J. I. Lunine, M. J. Mccaughrean, M. Mountain, J. Nella, G. H. Rieke, M. J. Rieke, H.-W. Rix, E. P. Smith, G. Sonneborn, M. Stiavelli, H. S. Stockman, R. A. Windhorst, and G. S. Wright, “The James Webb Space Telescope,” *Space Sci. Rev.*, vol. 123, no. 4, pp. 485–606, Nov. 2006.
- [22] J. Back, B. Schuettpeitz, A. Ewing, and G. Laue, “James Webb Space Telescope Sunshield Membrane Assembly,” in *50th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, 2009.
- [23] M. Greenhouse, “The James Webb Space Telescope: Mission Overview and Status,” in *AIAA SPACE 2012 Conference and Exposition*, 2012.
- [24] Science and Technology Definition Team and C. (MIT) M. Sara Seager, “Exo-S $\square$ : Starshade Probe-Class Exoplanet Direct Imaging Mission Concept Exo-S $\square$ : Starshade Probe-Class,” 2014.
- [25] R. J. Vanderbei, E. Cady, and N. J. Kasdin, “Optimal Occulter Design for Finding Extrasolar Planets,” *Astrophys. J.*, vol. 665, no. 1, pp. 794–798, Aug. 2007.

参考文献

- [26] W. Cash, "Detection of Earth-like planets around nearby stars using a petal-shaped occulter," *Nature*, vol. 442, no. 7098, pp. 51–3, Jul. 2006.
- [27] N. J. Kasdin, E. J. Cady, P. J. Dumont, P. D. Lisman, S. B. Shaklan, R. Soummer, D. N. Spergel, and R. J. Vanderbei, "Occulter Design for THEIA," in *Techniques and Instrumentation for Detection of Exoplanets IV*, 2009, pp. 744005–744005–8.
- [28] 田中孝治, 山口哲史, 藤田辰人, 上土井大助, and 佐々木進, "太陽発電衛星の建設方法に関する検討," in *第11回宇宙科学シンポジウム 講演集*, 2011.
- [29] M. Tafazoli, "A study of on-orbit spacecraft failures," *Acta Astronaut.*, vol. 64, pp. 195–205, 2009.
- [30] 宇宙開発事業団, 宇宙開発データブック, vol. 2000年. 東京: 日本宇宙フォーラム, 1995.
- [31] M. T. Freeman, "Spacecraft on-orbit deployment anomalies: What can be done?," *IEEE Aerosp. Electron. Syst. Mag.*, vol. 8, no. 4, pp. 3–15, Apr. 1993.
- [32] 武井満, 増田芳夫, 富田雅行, 大川義幸, 大久保充平林和宏, "ERS-1 搭載太陽電池パドルの開発," in *第32回宇宙科学技術連合講演会*, 1988, pp. 344–345.
- [33] M. E. CORPORATION, "Solar Array Wing," *MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION*, 2012. [Online]. Available: [http://www.mitsubishielectric.co.jp/society/space/products/component/pdf/SAP\\_Wing\\_1.pdf](http://www.mitsubishielectric.co.jp/society/space/products/component/pdf/SAP_Wing_1.pdf). [Accessed: 01-Jan-2013].
- [34] 宮入裕夫, サンドイッチ構造の基礎. 日刊工業新聞社, 1999.
- [35] 佐藤孝, ハニカム構造材料の応用. シーエムシー出版, 2002.
- [36] 小野田淳次郎, 雛田元紀, 箭内英雄, 町田恒雄, 浜一守, 梅里真弘, and 柿坪吉明, "科学衛星の太陽電池パドル構造," in *第28回宇宙科学技術連合講演会*, 1984, pp. pp.418–419,.
- [37] 川島矩郎, 藤森義典, 杉浦儔, 山本有恒, and 本田登志雄, "大型太陽電池パドル (展開型)の開発," in *第26回宇宙科学技術連合講演会*, 1982, pp. pp.174–175,.
- [38] 入門寛, 高橋純子, 芝山有三名取通弘, "EXOS-D 太陽電池パドル構造について," in *第30回宇宙科学技術連合講演会*, 1986, pp. pp.82–83,.
- [39] J. T. Black, "New ultra-Lightweight Stiff Panels for Space Apertures," 2006.
- [40] 宮下直樹, "ハニカムサンドイッチ板のCFRP表皮におけるディンプル発生に関する研究," 2012.
- [41] 小松敬治, 梶川隆史, 宮下直樹, 神谷友裕, 宇都宮真 (JAXA), "サンドイッチ板のディンプルによる剛性低下について," p. 2014, 2014.

## 参考文献

- [42] 間引栄一, 井村信義, 富田雅行, 那須彰一, “太陽電池パネルの性能指標に関する一考察,” in 第32回宇宙科学技術連合講演会, 1988, pp. 354–355.
- [43] 芝山有三, 入間寛, 奥平俊暁, and 浜一守, “フレキシブル太陽電池パドルの開発概念,” in 第32回宇宙科学技術連合講演会, 1988.
- [44] K. L. Bedingfield, R. D. Leach, and M. B. Alexander, *Spacecraft System Failures and Anomalies Attributed to the Natural Space Environment*. 1996.
- [45] 宇宙開発研究機構, “調査7-2-2地球観測プラットフォーム技術衛星 (ADEOS) 「みどり」軌道上事故の環境観測技術衛星 (ADEOS-II) 「みどり II」への反映について.” 2003.
- [46] R. Kuramasu, K. Inoue, I. Kanazawa, A. Tanaka, T. Kawamura, and K. Matsumura, “Development of Mechanism to Extend the Solar Array Paddle for the Advanced Earth Observing Satellite (ADEOS).” .
- [47] JAXA, “調査2-2-2環境観測技術衛星 (ADEOS-II) 「みどり II」の電源系の概要,” 2003.
- [48] “調査8-1-2添付資料 環境観測技術衛星 (ADEOS-II) 「みどり II」運用異常に関する機械的挙動の検討状況について (その2) 図表集.” 2003.
- [49] 岩上雅一, 松村健三, 河合嘉治大迫俊樹, “大電力用フレキシブル太陽電池パドルの検討,” in 第32回宇宙科学技術連合講演会, 1988, pp. 324–325.
- [50] 入間寛, 芝山有三, 松井捷明, 荒井英俊, 名取通弘, 後川昭雄, 高橋慶治, 若杉登, and 鈴木昭男, “SFU太陽電池パドルの開発,” in 第32回宇宙科学技術連合講演会, 1988.
- [51] C. L. Foster, M. L. Tinker, G. S. Nurre, and W. a. Till, “The solar array-induced disturbance of the Hubble Space Telescope pointing system,” vol. 32, no. 4, 1995.
- [52] 間引栄一, 井村信義, 富田雅行, 大川義幸, and 後藤正芳, “フレキシブル太陽電池パドルの構造方式検討,” in 第32回宇宙科学技術連合講演会, 1988.
- [53] J. M. Hedgepeth, “Critical Requirements for the Design of Large Space Structures.” 1981.
- [54] 名取通弘, “宇宙構造物工学の概要,” 土木学会論文集, vol. 410, no. I-12, 1989.
- [55] 奥泉信克, “厚さ方向に展開するハニカムコアの折り畳み法,” in 第27回宇宙構造・材料シンポジウム, 2011.
- [56] 荻芳郎 and 仙場淳彦, “形状記憶ポリマを用いた自己厚み増大型パネルの基礎検討,” in 第19回スペース・エンジニアリング・コンファレンス, 2010.
- [57] R. Stribling, “Boeing high power thin film solar array,” *Proc. 4th Int. energy Convers.* ..., no. June, pp. 26–29, 2006.
- [58] 島崎一紀(JAXA), “薄膜セル応用軽量太陽電池パネル,” in 第55回宇宙科学技術連合講演

## 参考文献

- 会, 2011, p. JSASS-2011-4482.
- [59] D. Murphy, “MegaFlex - The Scaling Potential of UltraFlex Technology,” in *53rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference*, 2012.
- [60] O. Soykasap, A. M. Watt, and S. Pellegrino, “New Deployable Reflector Concept,” in *45th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference*, 2004.
- [61] I. Yaguchi and A. Meguro, “A new design concept of light-weight and deployable membrane structures for space applications,” in *第 53 回宇宙科学技術連合講演会*, 2009, pp. 768–773.
- [62] M. S. Grahne and D. P. Cadogan, “Inflatable Solar Arrays□:Revolutionary Technology□?,” *Society*, pp. 1–8, 1999.
- [63] B. Spence, S. White, N. Wilder, T. Gregory, M. Douglas, R. Takeda, N. Mardesich, T. Peterson, B. Hillard, P. Sharps, and N. Fatemi, “Next Generation Ultraflex Solar Array for NASA’s New Millennium Program Space Technology 8,” in *2005 IEEE Aerospace Conference*, 2005, pp. 824–836.
- [64] 峯杉賢治, “軸剛性可変型能動部材による柔軟構造物の振動制御に関する研究,” 東京大学, 1991.
- [65] 槇原幹十朗, 小野田淳次郎, and 峯杉賢治, “準能動的制振におけるセルフセンシング手法に関する研究,” in *日本機械学会 第 9 回「運動と振動と制御」シンポジウム*, 2005.
- [66] J. R. Giniewicz, *マイクロメカトロニクス: 圧電アクチュエータを中心に*. 森北出版, 2007.
- [67] 岡部 洋二, “SMA を用いた複合材料構造の損傷制御と形状制御,” *強化プラスチック*, vol. 55(7), pp. 254–260, 2009.
- [68] S. S. Daichi Matsumoto, Yoshiki Yamagiwa Satoshi, Satoshi Yamaguchi, Osamu Odawara Kenichiro Maki Koji Tanaka, “Basic Experiment on Flatness Control of Large deployable Antenna Panels for Solar Power Satellite,” *31st ISAS Sp. Energy Symp.*
- [69] 小田原修山口哲史 田中孝治 佐々木進, “1S06 太陽発電衛星における大規模平面構造物の建築と形状維持に関する研究,” in *第 54 回宇宙科学技術連合講演会講演集*, 2010, p. JSASS-2010-4006.
- [70] Bigelow Aerospace, “Bigelow Aerospace,” *Bigelow Aerospace*. [Online]. Available:

## 参考文献

- <http://bigelowerospace.com/>. [Accessed: 22-Feb-2015].
- [71] “「宇宙インフレータブル構造の宇宙実証 (SIMPLE)」におけるインフレータブル伸展マスト (IEM) 伸展実験およびインフレータブル・スペース・テラリウム (IST) 展開実験の成功について:「きぼう」での実験・宇宙ステーション・きぼう広報・情報センター - JAXA,” *JAXA*. [Online]. Available: [http://iss.jaxa.jp/kiboexp/news/120821\\_simple.html](http://iss.jaxa.jp/kiboexp/news/120821_simple.html). [Accessed: 22-Feb-2015].
- [72] 石澤淳一郎, 酒井良次, 木本雄吾, 宮崎栄治, “きぼう暴露部利用インフレータブル構造材料の宇宙実証実験,” *第52回宇宙科学技術連合講演会講演集*, no. 3E11, 2008.
- [73] 青木隆平 石村康生 岸本直子 宮崎康行 渡辺和樹 (SIMPLE 提案チーム), “インフレータブルテラリウムの宇宙実証に向けた基礎検討,” in *第52回宇宙科学技術連合講演会講演集*, 2008, vol. 3E10.
- [74] 樋口健 渡邊秋人 泉田啓 角田博明 古谷寛 (SIMPLE 提案チーム), “インフレータブル方式一次元伸展構造物の宇宙実証用試作,” in *第52回宇宙科学技術連合講演会講演集*, 2008, p. 3E09.
- [75] D. P. Cadogan and S. E. Scarborough, “Rigidizable Materials for use in Gossamer Space Inflatable Structures,” in *42nd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference and Exhibit*, 2001.
- [76] G. D. Badhwar, H. Huff, R. Wilkins, and S. Thibeault, “Comparison of graphite, aluminum, and TransHab shielding material characteristics in a high-energy neutron field,” *Radiat. Meas.*, vol. 35, no. 6, pp. 545–549, 2002.
- [77] H. Sakamoto, M. C. Natori, and Y. Miyazaki, “Deflection of Multi-Cellular Inflatable Tubes for Redundant Space Structures,” in *Journal of Spacecraft and Rockets*, 2002, vol. 39, no. 5, pp. 695–700.
- [78] D. L. Clemmons Jr., “The ECHO I Inflation System,” 1964.
- [79] J. A. Oliver and M. A. Nygaard, “Development of Inflatable Structures for Electron Echo V,” in *5th Sounding Rocket Technology Conference*, 1979.
- [80] 高砂電気工業株式会社, “フィルムチップ製品情報 マニホールド,” 高砂電気工業株式会社. [Online]. Available: [http://www.takasago-elec.co.jp/products\\_manifold/film.html](http://www.takasago-elec.co.jp/products_manifold/film.html). [Accessed: 22-Feb-2015].
- [81] D. M. Inc., “silQflo™ Silicon Servo Valve.”
- [82] 名取通弘, “最近の宇宙構造物とその構造系の課題,” *システム/制御/情報*, vol. 39, no. No.3, pp. 106–111., 1995.

## 参考文献

- [83] A. Wada, T. Kawasaki, Y. Minoda, A. Kataoka, S. Tashiro, and H. Fukuda, “A method to measure shearing modulus of the foamed core for sandwich plates,” *Compos. Struct.*, vol. 60, no. 4, pp. 385–390, Jun. 2003.
- [84] Simulia Dassault Systems, *Abaqus Analysis User’s Manual (6.13)*. .
- [85] D. J. Tarazaga, P.A., Johnson, M.E. and Inman, “Vibro-acoustics of a pressurized optical membrane,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. Vol. 30, pp. 373–392, 2012.
- [86] R. G. Ballas, *Piezoelectric Multilayer Beam Bending Actuators*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007.
- [87] R. B. Williams, G. Park, D. J. Inman, and W. K. Wilkie, “An Overview of Composite Actuators with Piezoceramic Fibers,” *2002 IMAC-XX Conf. Expo. Struct. Dyn.*, pp. 421–427, 2002.

## 研究業績

### 雑誌論文

(1) 査読付論文

- 1) N. KATAYAMA, K. ISHIMURA, K. MINESUGI, and DANIEL J. INMAN “SHAPE CONTROL OF MULTI-CELLULAR INFLATABLE PANEL”Frontiers of Mechanical Engineering, No. 3, Vol. 8, 2013, 10.1007/s11465-013-0267-5

### 学会発表

(1) 国際会議における発表

- ・ 口頭発表

- 1) N.KATAYAMA, K.ISHIMURA, K.MINESUGI, and DANIEL J. INMAN, “SHAPE CONTROL OF MULTI-CELLULAR INFLATABLE PANEL” ICAST2012: 23rd International Conference on Adaptive Structures and Technologies, October 11-13, 2012, Nanjing, China
- 2) Kosei ISHIMURA, Norimasa KATAYAMA, Ken HIGUCHI1, and Daniel J. Inman, “diaphragm mechanism for shape control of multi-cellular inflatable panel, Structural Membrane 2009,Oct.2009.,Stuttgart, Germany

(2) 国内学会・シンポジウム等における発表

- ・ 口頭発表

- 1) ○片山範将, 石村康生, 樋口健, 宮崎康行, 「マルチセルインフレータブルパネルの曲げ剛性についての検討」, 第 51 回構造強度に関する講演会,和歌山, 2009 年 7 月.
- 2) ○片山範将, 石村康生, 宮崎康行, 樋口健, 「マルチセルインフレータブルサンドイッチパネルの曲げ特性に関する研究」, 第 52 回構造強度に関する講演会,鳥取, 2010 年 7 月.

## 研究業績

3) ○片山範将, 石村康生, 二橋勇氣, 杉山彩香, 青木隆平, 樋口健, 宮崎康行, 岸本直子, 「マルチセルインフレータブルサンドイッチパネルの開発」, 第 53 回構造強度に関する講演会, 秋田, 2011 年 7 月.

### 研究成果による産業財産権の出願・取得状況

#### (1) 意匠登録

1) 平成 22 年 12 月 30 日, 1403688 号 パネルのセル形状パターン

#### (2) 特許出願

1) 特許公開 2013-244698 サンドイッチパネル

2) 特許公開 2013-982 嵌合型シート

## 研究業績