

ヒンジ特性が超小型人工衛星用軽量パネル構造の展開挙動に与える影響

Effect of Hinge Properties on Deployment of Light Panel Structure for Nano-Satellite

指導教授 宮崎康行

M1012 齊藤美幸

1. はじめに

1.1. 背景

近年、開発期間の短縮や開発コスト低減の要求から、より小型な衛星の打ち上げが世界中で盛んに行われている。これは、大型衛星では対応しきれなかった農林漁業に特化した観測や災害時の状況把握といった、小回りの利く観測衛星、としての利用が期待されているためでもある。そのため、さらなる観測の効率化や観測精度向上のため、より大きく、より精度よく展開できるアンテナや太陽電池パドルが必要とされている。これらの理由から、軽量で収納性があり、軌道上で大きく展開可能な超小型衛星用の軽量パネル構造の実用化が望まれている。

パネル構造は、パネル同士の接合にヒンジを使用し、任意の展開角に達したらラッチ機構により固定する方法が一般的である。そのため、超小型衛星用の軽量パネル構造においては、パネル同士を接続するヒンジ機構の特性が展開性や形状精度に大きな影響を与えることが予想される。よって、シンプルかつ確実な展開を実現しうるヒンジ機構を開発することで、少ない部品点数で信頼性のあるパネル構造を低コストで実現することができると考える。そのためには、上記のヒンジ特性がパネルの展開時・展開後の形状に与える影響を定量化することが重要である。

また、軌道上における確実な展開を補償するため、打ち上げ前に地上展開試験などによって展開特性、展開後の形状を十分に評価する必要がある。しかし、地上展開試験には、試験用のモデル製作や実験機器の用意など費用や時間の面でコストが掛かることが予想される。そこで、超小型衛星用の軽量パネル構造の汎用的な数値シミュレーションモデルを構築することで、各特性がパネルの展開時・展開後に与える影響を定量化でき、比較的 low コストで展開パネルの設計を絞り込むことが可能となる。

1.2. 研究の目的

本研究の目的を以下にまとめる。

- 軽量パネル構造物の汎用的なヒンジの開発を行う
 - ヒンジの特性による軽量パネル構造物の展開挙動への影響を汎用有限要素法ソフトで解析しツール化する
- これにより、試作・試験といった開発にかかるコスト・時間の低減を狙う。

2. パネル展開機構

本研究では、超小型人工衛星に搭載する太陽電池パドルに利用するラッチ機能を有したヒンジ (Fig.1, Fig.2), および現在構想されている多段式パネル展開構造に使用するヒンジ (Fig.3) の設計・開発を行った。

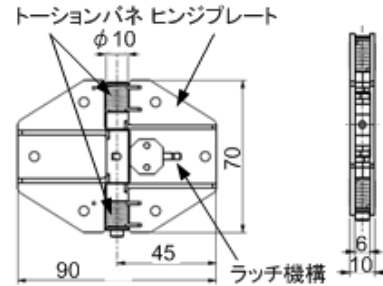


Fig.1 ラッチ付きヒンジ外観図

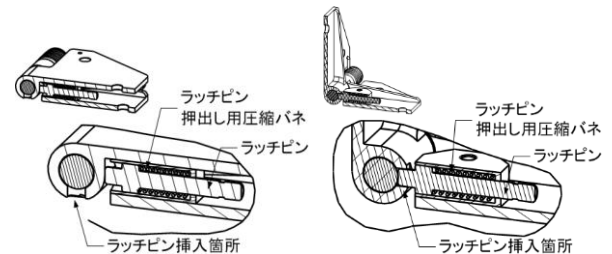


Fig.2 ラッチ機構動作原理
(左図：ラッチ動作前、右図：ラッチ動作後)

Table 1 ラッチ付きヒンジ仕様

サイズ	70[mm]×90[mm]×10[mm] 折り畳み時隙間：6[mm]
質量	46.3[g]
トルク	77.4 [N・mm] トーションバネの変更で調整可能
ラッチ方式	ラッチピンが穴に刺さることでラッチが掛かる
展開角度	折り畳み時を 0[deg]とし、展開時を 90[deg]とする
構成部品	ヒンジプレート×2枚、軸、トーションバネ×2、ラッチ機構 (ラッチピン、圧縮バネ)

以下に、このヒンジをパネルに取り付けた様子を示す。

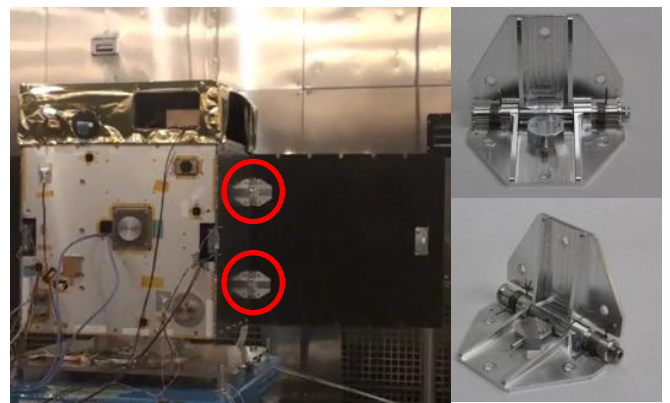


Fig.3 ラッチ付きヒンジとパネルへの取り付け

我々は上記に示したヒンジの他にも、以下の様な多段式パネル用ヒンジの開発を行っている。多段式パネル用ヒンジは、超小型人工衛星“SPROUT”をロケットから分離させる分離機構の蓋部分に使用されている。

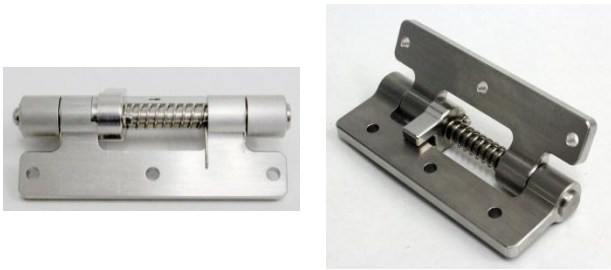


Fig. 4 多段式展開パネル用ラッチ付きヒンジ
(左図：収納時，右図：展開時)

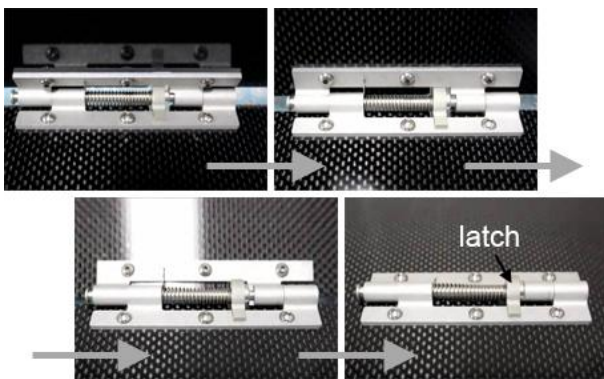


Fig. 5 ラッチ機構の動作原理

これらのヒンジは

- ・ラッチ用のピンを任意の角度に開けた穴に刺す事でラッチを掛ける
- ・パネルサイズや必要トルクに応じて寸法を変えることで、様々なパネルにも対応可能
- ・ヒンジとラッチ機構を一体化することでシンプルな構造とし、小型・軽量化を行う

という特徴を有しており、汎用性の高いものになっている。

Fig.3 に示した太陽電池パドル用ラッチ付ヒンジを用いて展開試験及び振動試験を行った。その際、ヒンジの取り付け誤差によりパネルに微小なひずみが生じていたことが原因で展開に不具合が発生した。その後、取り付け誤差を取り除いて再度展開試験を行ったところ、想定通りの展開が可能となった。このように、設計値との微妙な誤差により思い通りの結果が得られないということはよく起こるため、あらかじめ解析により定量的に把握しておくことが重要だということを再度痛感した。

3. 解析

3.1. ヒンジのモデル化

ヒンジのモデル化では以下の点が必要になる。

- (1) パネル同士を繋ぎ合わせるため 2 節点を関連させること
 - (2) 弾性、ガタ、摩擦の効果を任意に定義できること
- (1)に関して、Abaqus には 2 節点を接続し関連付けする“コネクタ要素”というものが定義されているため、それを使用することとする。そして(2)については、各特性の定義を行う。

3.1.1. 回転ばね弾性の定義

ばねヒンジをモデル化するため、ヒンジモデルに回転軸周りの弾性を定義する。180° 展開している状態をばねの自然状態とするため、初期状態で 180° 分の回転変位を入力することで弾性エネルギーを蓄積させる。定義式は、初期回転変位を u_0 として

$$F = D(u - u_0) \quad (1)$$

で定義する。

3.1.2. 摩擦の定義

ヒンジに作用する摩擦は

- ・ヒンジ中心軸表面と可動部表面での摩擦
- ・可動部側面と固定部側面での摩擦 (Fig.6 斜線部) が考えられる。Fig.6 にヒンジに加わる摩擦を定式化するために使用するパラメータを示す。

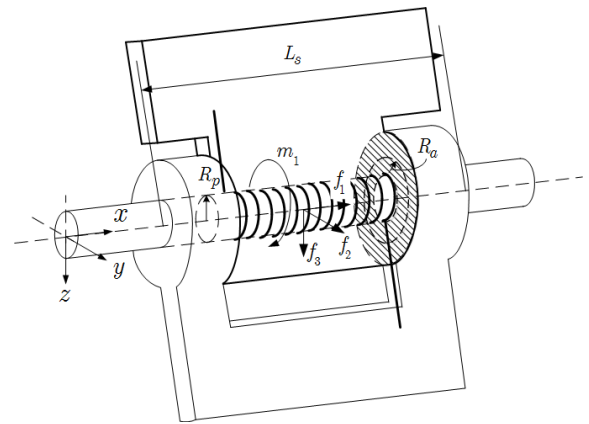


Fig.6 ヒンジモデルのパラメータ

摩擦の効果は以下の式で定義する。

$$\Phi = P(\mathbf{f}) - \mu F_N \leq 0 \quad (2)$$

$\Phi = 0$ のとき、 μF_N のもとですべりが発生し、 $\Phi < 0$ では摩擦により固着している状態となる。

この式に軸方向にかかる摩擦及び、軸半径方向にかかる摩擦を考慮して適用すると、並進運動および回転運動により

<並進運動の摩擦>

$$\Phi_p = f_1 - \mu \sqrt{f_2^2 + f_3^2} \quad (3)$$

<回転運動の摩擦>

$$\Phi_r = m_1 - \mu \left(\frac{f_1 R_a + \sqrt{R_p f_2^2 + R_p f_3^2}}{\sqrt{\beta m_2^2 + \beta m_3^2}} \right) \quad (4)$$

$$\beta = \frac{2R_p}{L_s}$$

と定義することができるため、摩擦値の出力は

$$\Phi = \Phi_p + \Phi_r \quad (5)$$

となる。 μ を摩擦係数、 R_p をヒンジの軸半径、ヒンジ側面と他方のヒンジの側面の接触半径を R_a とする。

3.1.3. ガタの定義

ガタは、はめあいの緩さや加工精度により生じる予期しない運動を意味している。そのため、理想の挙動に対してどれ

ほどの遊びが発生しているかを、可動域の上限値下限値を設定することで模擬する。

また、取り付け誤差や、複数使用しているヒンジが有している特性の違いによる影響について、前者に対しては理想の取り付け位置から微小量ずらしてコネクタ要素を接続することで、後者に対しては、それぞれ違う特性を持たせたヒンジ要素を適用することで模擬する。

3.2. パネルのモデル化

解析に使用するモデルの諸元及び解析モデルを以下に示す。

Table2 パネル諸元

サイズ	400×400×1[mm]
材質	CFRP
質量	0.23936[kg]
密度	1496[kg/m ³]
ヤング率	56[GPa]
ポアソン比	0.3
回転慣性 I_{xx}	2.553[kg・m ²]
回転慣性 I_{yy}	2.553[kg・m ²]
回転慣性 I_{zz}	2.553[kg・m ²]
解析要素	3次元ソリッド要素 (C3D8R)

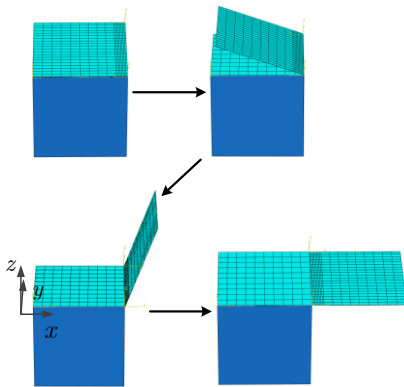


Fig.7 パネルの解析モデル

4. 解析条件

作成した解析モデルを使用し、ガタのない理想的なヒンジを用いて展開する場合と、微小なガタを有するヒンジを用いて展開する場合について解析を行い、ガタを有していることで展開中に生じる振動を比較する。解析条件は以下の通り。

a) 理想的なヒンジ

Table3 理想的なヒンジ

ばね弾性	5[N/m]		
摩擦	設定なし		
ガタ		下限値	上限値
	X 軸	設定なし	設定なし
	Y 軸	設定なし	設定なし
	Z 軸	設定なし	設定なし

b) ガタを有するヒンジ

Table4 ガタを 1[mm]有したヒンジ

ばね弾性	5[N/m]		
摩擦	設定なし		
ガタ		下限値	上限値
	X 軸	-0.001[m]	0.001[m]
	Y 軸	0.001[m]	0.003[m]
	Z 軸	-0.001[m]	0.001[m]

変位は、以下に示す節点② (④) の節点① (③) の局所座標から見た相対変位である。節点①から見た節点②の挙動を node-2, 節点③から見た節点④の挙動を node-3 で示す。

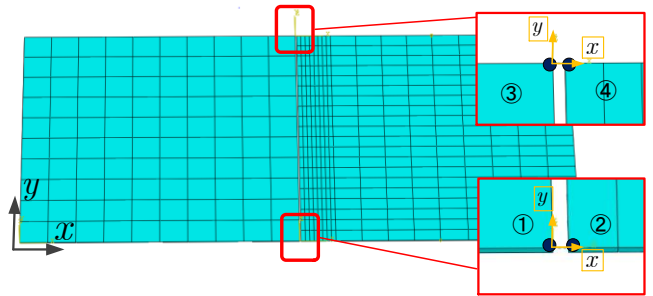


Fig.8 参照節点

5. 解析結果

以下に、各軸方向の相対変位を示す。Fig.9~11の赤い点線部分は、ガタの許容可動域を指している。また、Idealで示しているのは、ガタを有さない理想的なヒンジの相対変位を示している。

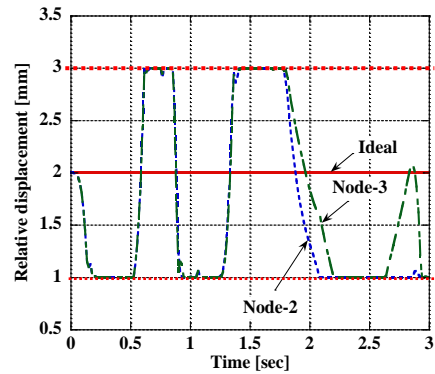


Fig.9 x 軸方向相対変位

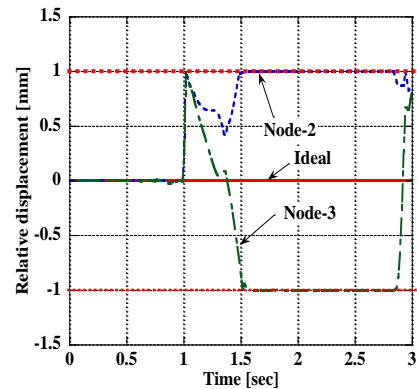


Fig.10 y 軸方向相対変位

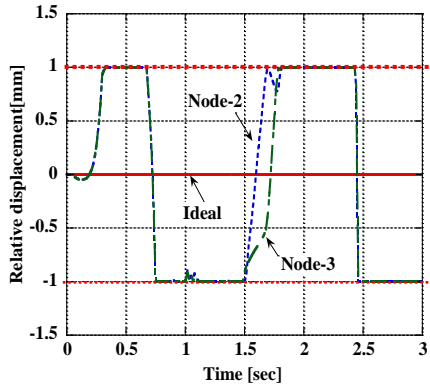


Fig.11 z 軸方向相対変位

また、y 軸方向は他の軸方向とは異なる挙動を示したため、応力の時間変化及び、大きな応力の変化を示した時間での応力分布を示す。

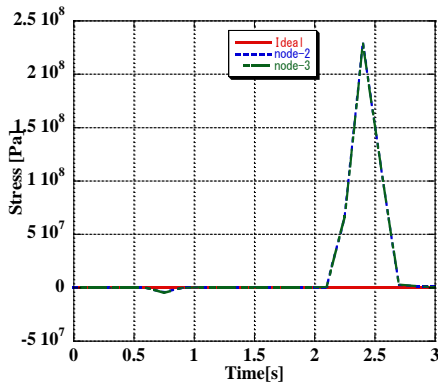


Fig.12 y 軸方向応力

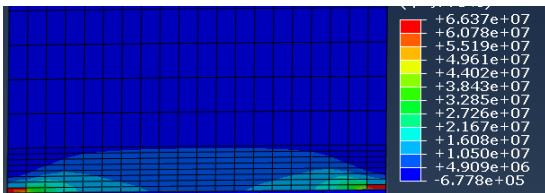


Fig.13 y 軸方向応力 (t=2.25s)

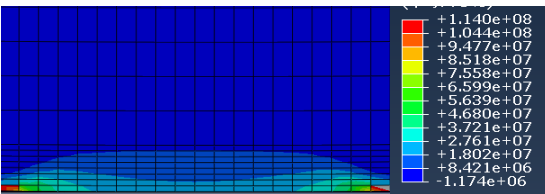


Fig.14 y 軸方向応力 (t=2.55s)

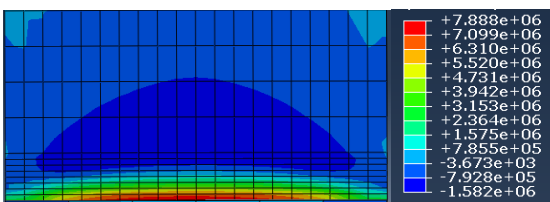


Fig.15 y 軸方向応力 (t=2.7s)

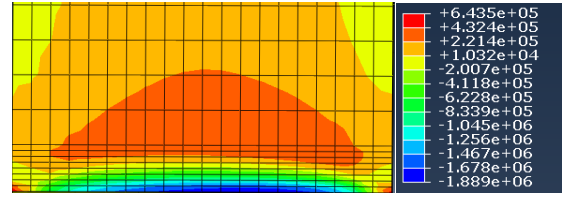


Fig.16 y 軸方向応力 (t=3s)

6. 考察

Fig.9, Fig.11 の x 軸方向及び z 軸方向の相対変位は、node-2, node-3 ともにほぼ同様の挙動を示している。x 軸および z 軸はヒンジの軸半径方向であるため、軸半径方向に関してはそれぞれ x 軸周り、z 軸周りの回転を含まずほぼ並進移動を行っていると考えられる。また、Fig.11 の展開初期では相対変位が少し負の値をとった後、直ぐに正の値をとっている。これは、回転パネの弾性力により -z 軸方向に押されたためだと考える。上限値に達している時間よりも、下限値に達している時間の方が長いことも、同様の理由のためだと考える。

y 軸方向の相対変位は、Fig.10 より 1[s]では同様の挙動を示しているが、その後、node-3 は勢いよく node-2 から離れていき、1.5[s]以降、両節点逆向きの変位を生じている。このことから、1[s]で可動の上限値に達し、その勢いで押し返され、その衝撃でパネルの中央部が歪んだことがわかる。Fig.11 に示す y 軸方向応力を見ると、2.1[s]から応力が急激に増し、2.4[s]で最大値を示したのち 2.7[s]まで減少している。これは、Fig.13~15 に示すように、node-2 及び node-3 に生じた応力が次第にパネルの両節点間に向け伝わっているためであることがわかる。Fig.16 では、パネル中央部の圧縮応力は引張り応力へと変化している。材質の弾性により、歪を解消する方向に力が働き、歪が解消されていっていると考えられる。これは、Fig.10 の 2.7[s]頃からの挙動からも読み取れる。

7. 結論

- 新たに、軽量パネル用展開構造物用にラッチ機能を有したヒンジの開発を行った。
- 多段式パネル用に設計したヒンジのパラメータを変えることで、衛星用放出機構に応用した。
- ヒンジのガタの有無による挙動の違いを示した。

8. 今後の展望

- 設計・開発を行ったヒンジを用いて地上試験を行い、解析結果と比較することで解析の精度を上げる。
- ガタ以外にも、摩擦やばね弾性、取り付け誤差の影響についても解析を行う。
- 特性毎の影響の度合いを調べることで、最も効率の良い設計が行えるようにする。

9. 参考文献

- [1] Y. Miyazaki, Y. Araki, T. Isomura, T. Yoshino, and M. Kano, "A Simple Deployment Mechanism of Panel Structure for Micro Satellite and Its Verification", 63rd IAC, IAC-12-C2.2.7, Naples, Italy, Oct.2012.
- [2] 荒木友太, 宮崎康行, 山口耕司, 超小型衛星用パネル展開デバイスの開発, 第 56 回宇宙科学連合会, 2M09, 2012 年 11 月.
- [3] 宮崎康行, 荒木友太, 磯村哲矢, 山崎政彦, 吉野達也, 狩野真紀, 連結部の不確定性を考慮した展開多体構造物の形状精度評価法, 要旨集 P07, SEC'12, 2013 年 1 月.