



J. Korean Soc. Aeronaut. Space Sci. 47(10), 712-719(2019)

DOI:https://doi.org/10.5139/JKSAS.2019.47.10.712

ISSN 1225-1348(print), 2287-6871(online)

## 큐브위성 임무를 위한 테이프 스프링 힌지의 비선형 거동 분석 및 실험

유정욱<sup>1</sup>, 임병욱<sup>2</sup>, 신상준<sup>3</sup>

### Analysis and Experiment on the Tape Spring Hinges for CubeSat Missions

JeongUk Yoo<sup>1</sup>, Byeong-Uk Im<sup>2</sup> and SangJoon Shin<sup>3</sup>

Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University

#### ABSTRACT

This paper explores an implementation of finite element analysis and experiment in the design process of a tape spring hinge used for various CubeSat missions. Tape spring hinges consist of short-length hardened-steel strips with one-sided curvature, and thus the behavior is subject to large deformation with unpredicted non-linearity. Precise dimensions of a commercial tape spring are traced by the use of high-resolution digital camera, and thin-shell FEM analysis is conducted using ABAQUS program. Based on the rotation-moment analysis suggested in previous studies, parametric analysis is conducted by adjusting the contributing factors such as strip thickness and the subtended angle of the cross section. Finally the behaviors are investigated by both analytical and non-linear finite element methods, and the results are compared with the simple measurements. Further studies suggest a possible application in dynamic characteristics of hinges during CubeSat operations.

#### 초 록

본 연구에서는 최근 다양한 큐브위성 임무에 사용되는 테이프 스프링 힌지의 거동 해석을 수행하였다. 테이프 스프링은 곡선 단면을 갖는 직선형의 얇은 스트립이며 곡률에 따라 달라지는 강성 변화로 인해 비선형성이 강하게 발생한다. 이전 연구에서 제시된 회전-모멘트 선도 모델을 바탕으로 테이프 스프링의 거동 특성을 분석하였으며, 시중에 판매되는 상용 테이프 스프링 형상을 정확하게 묘사하여 ABAQUS 수치 해석을 진행하였다. 테이프 스프링을 굽히는데 소요되는 최대 모멘트를 예측하였으며 단면의 원호각이나 두께 등의 변화에 따른 파라미터 스터디를 수행하였다. 또한 간략한 실험을 통해 수치해석 결과를 비교 검증하여 보다 정밀한 큐브위성 동적 거동 해석을 위한 향후 연구 방향을 제시한다.

**Key Words** : CubeSat Hinge(큐브위성 힌지), Tape Spring(테이프 스프링), Same-Sense(정방향), Opposite-Sense(역방향), Maximum Bending Moment(최대 굽힘 모멘트)

#### 1. 서 론

인공위성의 태양전지판은 위성 운용에 필요한 각

종 전자장비에 전력을 공급하는 역할을 한다. 최근 큐브위성을 활용한 임무가 다양화되고 고도화되어 임무에 요구되는 전력량은 급격히 증가하는 추세이

† Received : June 12, 2019 Revised : September 9, 2019 Accepted : September 21, 2019

<sup>1</sup> Master candidate, <sup>2</sup> Ph.D. candidate, <sup>3</sup> Professor

<sup>3</sup> Corresponding author, E-mail : ssjoon@snu.ac.kr

© 2019 The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences

나, 그에 반해 큐브위성 특성상 여러 대의 위성이 한꺼번에 발사되기 때문에 발사체 공간이 매우 제한되어 있다. 따라서 태양열 패널을 여러 장으로 나누어 접은 후 궤도상에서 전개하는 방법이 많이 사용된다. 이에 따라 구성품의 사이를 이어주는 간편하고 신뢰성 있는 힌지 메커니즘이 필요하며, 그중 테이프 스프링을 사용하는 연구가 활발히 진행되고 있다[1-6].

높은 신뢰성과 견고함을 요구하는 대형 유인 인공위성과 달리 소형 CubeSat 클래스 임무에는 낮은 중량, 그리고 기계적으로 단순한 Commercial Off-The-Shelf(COTS) 제품을 많이 사용하는 추세이다. 힌지는 일반적으로 고정형과 유연형이 있으며 그 중 유연형의 대표적인 경우가 테이프 스프링이다. 테이프 스프링 힌지 구조는 신뢰성이 높고 단순한 설계로 인해 가벼운 시스템에 적용이 용이하다. 또한 출자에 저장된 탄성에너지만을 사용하기 때문에 외부 동력이 따로 필요하지 않고 자체 전개 및 고정이 가능하다는 장점이 있다. 그러나 변형 에너지를 사용하는 해당 시스템은 통제되지 않은 거동의 잠재성이 다분하다. 전개 방향 및 순간적으로 변화하는 곡률에 따라 그 특성이 매우 달라지기 때문에 이를 정확하게 예측하는데 어려움이 따른다.

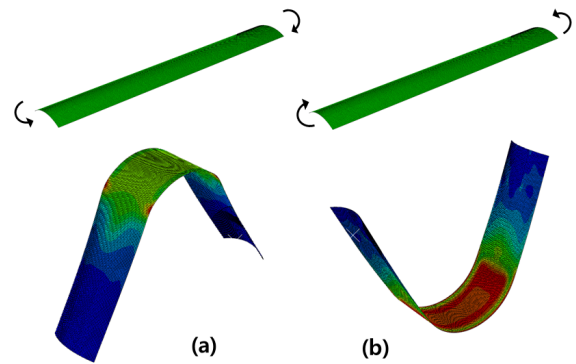
본 연구에서는 테이프 스프링의 비선형적 거동을 분석하기 위해 간략화된 쉘 요소를 사용하였으며, ABAQUS 정적 해석을 통해 회전-모멘트 수치를 변수에 따라 분류하였다. 또한 실제 테이프 스프링의 간단한 굽힘 실험을 수행하여 해석 결과와의 차이를 비교하고 결과의 정확성 및 타당성을 확인하였다. 이를 토대로, 테이프 스프링 힌지 설계에 대한 해석적 접근은 보다 복잡한 변형 에너지 구성 요소를 설계하는 수단으로서 가능성을 보여준다.

## II. 이 론

### 2.1 테이프 스프링 좌굴 현상

테이프 스프링의 거동은 Fig. 1과 같이 정방향(Same-sense)과 역방향(Opposite-sense) 두 가지 유형으로 나뉘어 설명할 수 있다. 곡률 반경과 동일 방향으로 접히는 정방향의 경우 작은 하중으로도 쉽게 구부릴 수 있고 3차원 거동인 휨 비틀림 좌굴(Lateral Torsional Buckling) 현상이 수반된다. 반면 역방향 굽힘의 경우에는 초기에 매우 높은 강성을 보이는데 일정 수준 이상의 모멘트가 발생하면 순간적으로 스냅(Snap) 현상과 함께 구조적 좌굴이 발생한다. 두 경우 모두 변형 초기 단계에서 날카로운 모서리(Kink)를 관찰할 수 있으며 이는 점차 종 방향으로 일정한 곡률을 갖는 탄성 영역으로 통합된다.

그와 관련한 대략의 회전 대비 모멘트 선도는 Fig. 2와 같다. 대표적으로 역방향 휨 거동에서는 무부하



(a) Same-sense (b) Opposite-sense  
Fig. 1. Bending configuration of a tape spring

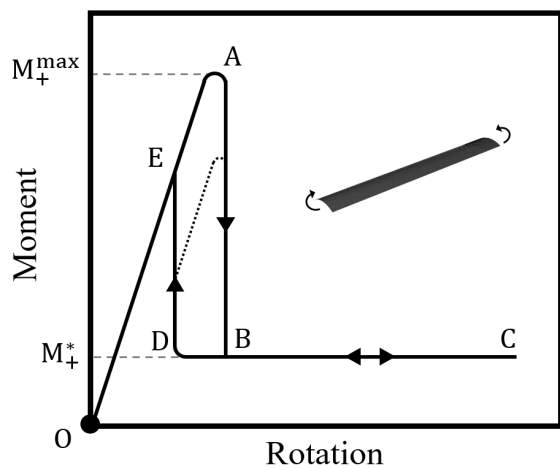


Fig. 2. Opposite-sense bending process

정상상태에서 시작하여 하중이  $M_+^{max}$ , 즉 A 지점까지 급격하게 증가한다. 그 후 휨 방향 곡률 반경이 무한대가 되는 시점에서 높은 피크 모멘트와 함께 스냅 현상이 발생하며, 일정한 모멘트를 동반하여 탄성 영역으로 접어들게 된다. 테이프 스프링은 정방향과 역방향 모두 휨 방향 곡률이 0에 수렴하고 길이 방향 곡률을 균일하게 갖는 시점에는 탄성 변형 특성을 유지한다. 이 구간에서는 일정한 힘이 가해질 때 C 영역까지 회전 각도가 일정하게 증가하는 것을 관찰할 수 있다.

역방향 회전 상황에서 좌굴 현상이 일어나는 이유는 바로 Fig. 3에서 보듯 단면의 중립축을 기준으로

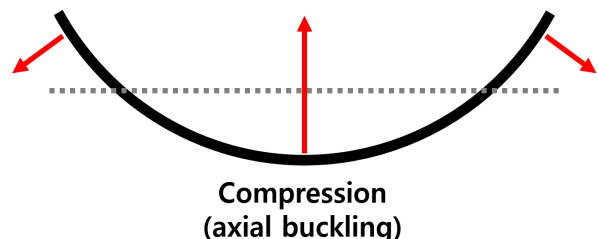


Fig. 3. Tape spring buckling condition

상단은 인장력, 하단에는 압축력이 가해지기 때문이다. 본 논문에서는 바로 이 좌굴 현상이 발생하는 최대 하중 임계점에 초점을 둔다.

## 2.2 최대 굽힘 모멘트

줄자의 휨 현상에 대한 모멘트-곡률 관계식은 Wuest에 의해 유도되었다[1]. Wuest에 따르면 먼저 줄자 형상을 원통의 한 부분이라고 가정하고 단면에 작용하는 모멘트를 모두 적분하였다.

$$M = \int_{-s/2}^{s/2} (M_t - N_t w) dy \quad (1)$$

$$= sD \left( \kappa_l + \frac{\nu}{R} - \nu \left( \frac{1}{R} + \kappa_l \right) F_1 + \frac{1}{\kappa_l} \left( \frac{1}{R} + \nu \kappa_l \right)^2 F_2 \right)$$

여기서  $s = 2R \sin(\theta/2)$  는 줄자의 폭,  $\kappa_l$  는 종 방향 곡률,  $M_t$  과  $N_t$  은 각각 단위 길이당 굽힘 모멘트와 축 방향력을 뜻한다. 또한 휨에 저항하는 굽힘 강성은  $D = Et^3/12(1-\nu^2)$  로 나타난다.

$$F_1 = \frac{2}{\lambda} \frac{\cosh \lambda - \cos \lambda}{\sinh \lambda + \sin \lambda} \quad (2)$$

$$F_2 = \frac{F_1}{4} - \frac{\sinh \lambda \sin \lambda}{(\sinh \lambda + \sin \lambda)^2}$$

식 (2)에서  $\lambda = \sqrt[3]{3(1-\nu^2)} s / \sqrt{t/\kappa_l}$  를 구하고 식 (1)에 모든 수치를 대입하여 최대값을 구하면 최대 굽힘 모멘트  $M_+^{max}$  를 수식적으로 유추해 낼 수 있다. 여기서  $\kappa_l$  이 유일한 변수이며, 나머지 파라미터는 줄자의 형태와 재질에 따라 자동으로 결정된다.

종 방향 곡률(Longitudinal Curvature)에 따른 테이프 스프링의 모멘트 변화 추세를 살펴보기 위해 식 (1)을 변수별로 도식화하여 관찰했다. 보편적으로 사용되는 16mm 폭 줄자의 치수를 대입하였으며 사

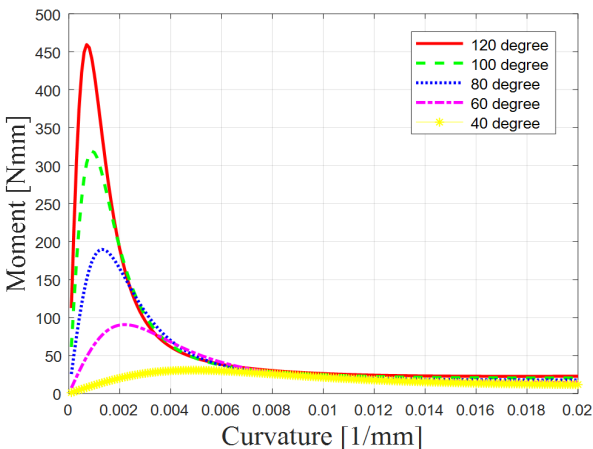


Fig. 4. Curvature-moment plot

Table 1. Tape spring physical properties

Parameter	Symbol	Value
Longitudinal length, mm	L	100
Transverse length, mm	s	15
Radius of curvature, mm	R	13.50
Subtended angle, degrees	$\theta$	67.52
Strip thickness, mm	t	0.1
Young's modulus, GPa	E	210
Poisson's ratio	$\nu$	0.3

용된 물성치는 Table 1과 같다. Fig. 4의 그래프를 살펴보면 초기 굽힘까지 높은 하중을 가해주고 이후 점차적으로 소요되는 모멘트 값이 감소하는 것을 확인할 수 있다.

## 2.3 좌굴 이후 거동

앞선 수식에서는 테이프 스프링이 역방향으로 접히는 과정에서 좌굴을 동반한 비선형 거동을 표현하였다. 반면  $M_+^{max}$ , 즉 최대 모멘트를 지난 이후의 구간에서는 굽힘이 다소 일정하고 선형적이다. 따라서 Fig. 2에서 나타나는  $M_+^*$  를 구하는 것이 주목적이다. Wuest가 추가로 제시한 수식에 따르면 테이프 스프링을 구부릴 때 발생하는 최대 곡률은 휨 방향으로의 최초 곡률  $\kappa_l$  과 동일하다. ( $1/\kappa_t = 1/\kappa_l = R$ ) 따라서 단위 길이 당 휨 모멘트는 굽힘 강성과 종횡 방향의 곡률 변화의 조합으로 나타낼 수 있다.

$$m = D(\Delta \kappa_l + \nu \Delta \kappa_t) \quad (3)$$

$$\Delta \kappa_l = \pm 1/R \quad (4)$$

$$\Delta \kappa_t = 1/R$$

여기서 곡률의 변화에 따른 관계식을 식 (3)에 대입하고 단위 길이당 모멘트 값에 원호의 전체 길이를 곱하면 식 (5)와 같이 정방향, 역방향 정상상태의 모멘트 값을 모두 구할 수 있다.

$$M_+^* = (1+\nu) D\theta \quad (5)$$

$$M_-^* = -(1-\nu) D\theta$$

추가적으로 동일한 호 길이에 대한 원호각을 증가시키면 최대 모멘트가 증가하지만 동일한 모멘트에 대해서는 두께 t와 폭 R $\theta$  를 갖는 직사각형 단면 보가 그 굽힘 모멘트의 하한 점근선이 된다는 것을 알 수 있다. 이에 대한 수식은 일정한 두께 t를 갖는 보

형상을 굽히는데 필요한 모멘트를 유도하는 과정에서 유추해 낼 수 있으며 정확한 수식은 다음과 같이 나타난다.

$$EI_l = ER\theta \frac{t^3}{12} \quad (6)$$

$$EI_l = E \frac{R^3 t}{2\theta} \left( \theta \sin\theta + \theta^2 - 8 \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right) \right) \quad (7)$$

여기서  $I_l$ 는 두께  $t$ 와 폭  $R\theta$ 를 갖는 직사각형 보의 단면 2차 모멘트이다. 일반적으로 식 (6)으로 근사할 수 있지만, 더욱 정밀한 각 변형에 대해서는 식 (7)을 사용한다.

### III. 본 론

#### 3.1 유한 요소 해석

##### 3.1.1 단면 형상 측정

먼저 유한요소해석 및 해석 결과를 실험데이터와 비교하기 위해서는 상용 테이프 스프링의 정확한 형상 및 치수를 파악해야 한다. 일반적으로 시중에 판매되는 상용 줄자는 데이터시트가 따로 존재하지 않아 정확한 곡률을 알아내는 데 한계가 존재한다. 또한, 스트레인 에너지 및 열처리 방식을 사용하는 줄자의 제조 특성상 끝단에 연속적인 곡률을 유지하지 않고 평평한 구간을 동반한다.

테이프 스프링의 정확한 단면 형상 파악을 위해 Walker를 참고하여 줄자의 단면을 스탬프 방식으로 종이에 찍은 후 디지털화 작업을 거쳤다[2]. Fig. 5(a)에서 원호 중심에 대해 곡률을 측정하였을 때의 곡률반경은 약 11.69mm로 나타났다. 하지만 예측한 바와 같이 단면 곡률이 일정한 값으로 유지되지 않고 끝단에 직선 구간이 존재한다. 테이프 스프링 시스템의 특성상 굽힘 강성에 저항하는 힘은 단면의 원호각 및 곡률에 의해 상당한 영향을 받는다. 따라서 약간의 보정을 통해 양끝단, 그리고 중심점을 3절점으로 두는 원호를 스케치하였고, 결과적으로 곡률반경

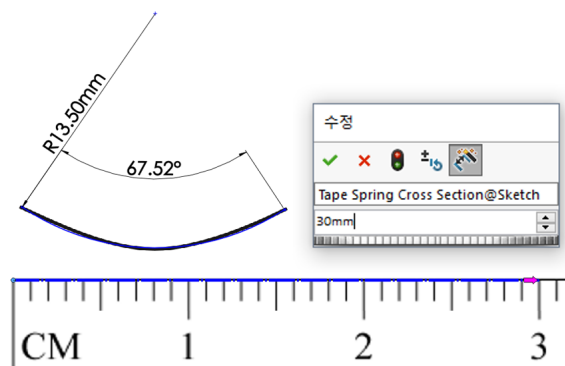


Fig. 6. Dimension acquisition using Solidworks

13.50mm, 원호각 67.52°만큼의 최종 형상 치수를 얻을 수 있었다.

단면의 곡률을 측정하는 과정에서는 상용 프로그램 Solidworks에서 제공하는 배경 스케치 스케일 기능을 통해 직접 3절점에 대한 곡률반경 및 원호각을 측정하였다. 이는 Fig. 6을 통해 살펴볼 수 있다.

##### 3.1.2 해석 모델 및 경계조건

테이프 스프링의 거동을 분석하기 위해 앞서 구한 형상 치수와 Table 1에 명시된 물리적, 형상적 특성을 갖는 3D shell 모델링을 진행하였다. ABAQUS를 사용한 테이프 스프링의 해석 방법론은 여럿 제시된 바 있다[3]. 가장 중요한 것은 테이프 스프링의 양 끝단에 동등한 모멘트를 주어 회전하는 것과 인공 감쇠(Artificial Damping) 효과를 적용하는 것이다.

일반적으로 좌굴을 동반한 거동의 경우 내력과 외력이 평형을 이루지 않아 해석 결과가 발산한다. 이에 따라 순간적인 좌굴로 인해 발생하는 운동에너지를 인위적으로 감쇠시켜 주는 방법론이 Pellegrino, Soykasap, 그리고 정주원 등에 의해 사용되었다[3-6]. 인공 감쇠를 적용함으로써 일반적으로 동적 해석을 수행해야 하는 좌굴 현상을 정적으로 구현할 수 있다는 장점이 있다. ABAQUS에서 제공하는 Automatic Stabilization 기능 중 인공 감쇠는 전체 변형 에너지 중 소산되는 에너지의 비율로 나타내며, 손실 에너지가 최소화되는 적정값은 약  $1 \times 10^{-6}$ 으로 나타났다.

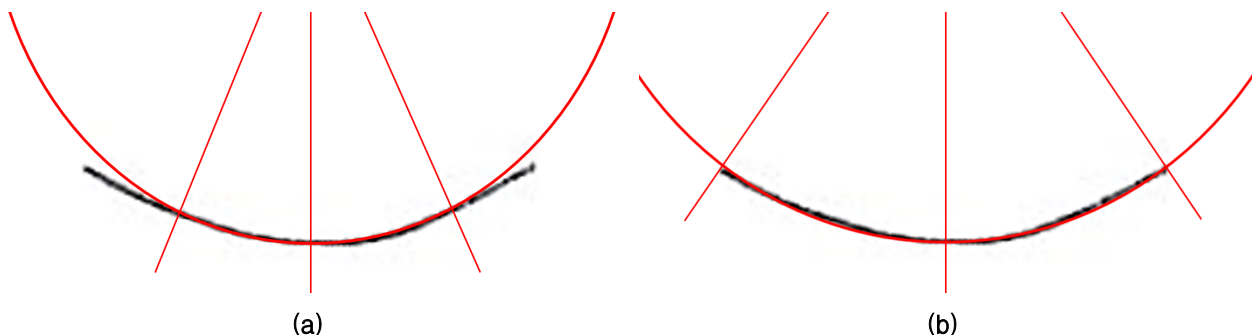


Fig. 5. Tape spring curvature measurements

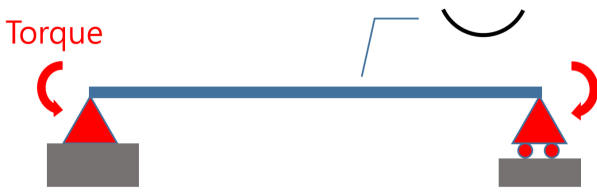


Fig. 7. Boundary condition

해석에는 ABAQUS 정적 해석을 사용한다. 요소는 4절점 quadrature인 Q4를 사용하여 연산 시간을 단축하였고, 두께 0.1mm를 갖는 쉘 요소를 선정하였다. 경계조건은 먼저 양 끝단 중앙에 폭 5mm 정도의 구간을 각각 한 절점에 대해 구속시켜 가상의 클램프를 구현했다. 여기서 한쪽 노드에는 종 방향 회전에 대한 자유도를 주고, 반대쪽 노드에서는 동일 방향 변위에 추가적인 자유도를 부여하여 양단 모두 일정한 하중, 즉 모멘트를 가해주는 방식으로 테이프 스프링의 변형을 분석하였다. 이는 Fig. 7과 같이 pin-roller support 구속조건과 동일하다.

해석 모델은 해석의 편의성과 요소 사이즈를 고려하여 4분의 1 유한요소모델을 설정하였다(Fig. 8). 이는 정주원에 의해 제시된 바 있다[6]. Table 2와 같이 최대 모멘트 결과를 이용하여 해석 정확도를 비교한 결과, 총 요소 수는 약 400개 이상에서 해석 결과가 대체적으로 수렴하는 것을 확인하였다. 이에 따라 각 해석에는 약 5분 내외의 시간이 소요된다.

Table 2. Discrepancy in terms of mesh size

Mesh size	Number of elements	Max. moment	Discrepancy
3.0 mm	50	118.9	8.89%
2.0 mm	100	118.6	9.12%
1.5 mm	200	125.8	3.60%
1.0 mm	400	130.1	0.31%
0.5 mm	1600	<b>130.5</b>	-

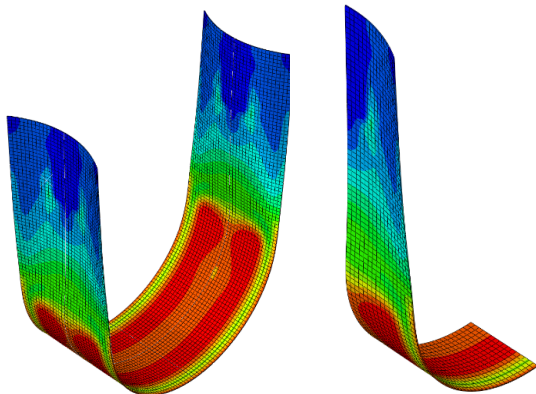


Fig. 8. FEM by 1/4 modeling

## 3.2 실험 및 결과 분석

### 3.2.1 실험 방법론

테이프 스프링의 회전 대비 모멘트 측정은 이전 연구에서 각종 방법으로 시도되었다. 하지만 이전에 제시되었던 테이프 스프링 실험은 대체로 모두 일정한 굽힘 각도를 주며 로드셀 또는 토크 센서를 사용하여 소요되는 힘을 측정하는 방식이다[5]. 이러한 실험 방식은 적은 힘으로도 굽힘이 가능한 테이프 스프링 시스템 특성상 기계적으로 매우 높은 해상도가 요구되고, 아무리 정밀한 장치라도 마찰 또는 추가적인 에너지 손실에 의한 영향을 배제하기 어렵다. 따라서 본 연구에서는 줄자를 조금씩 사출시키면서 자중으로 의해 발생하는 모멘트를 계산하는 방법론을 제시한다.

테이프 스프링의 자중을 자체적으로 계산하기 위하여 먼저 500mm 시편을 절제하여 단위 길이 당 무게를 측정하였고, 이는 약 6.1g으로 나타났다. 이후 해석에 사용된 줄자를 테이블에 고정하고 1mm씩 줄자를 사출시키는 작업을 거쳤다(Fig. 10). 총 30번의 반복실험 결과 평균적으로 약 150.7cm(표본 표준편차 0.44cm) 지점에서 스냅 현상과 함께 구부러지는 것을 관찰하였다. 이에 대한 해석은 Fig. 9와 같이 한쪽 단이 고정된 외팔보 형상에 대한 끝단 모멘트 계산을 통해 얻을 수 있으며, 결과는 다음과 같다.

$$w = (6.1g \times 9.81 \frac{m}{s^2}) / 0.5m = 119.68 mN/m \quad (8)$$

$$M_+^{\max} = \frac{1}{2} wx^2 = \frac{1}{2} (119.68)(1.51^2) = 136.4 Nmm \quad (9)$$

식 (8)에서  $w$ 는 단위 길이 당 하중이고  $M_+^{\max}$ 는 테이프 스프링이 굽혀지는 구간에서 지탱하는 끝단 모멘트를 의미한다. 여기서 축 방향 하중 작용점에 따른 오차는 크지 않아 좌굴이 발생하는 지점에서 토크가 작용한다고 봐도 무방하다.

자중을 이용한 실험 결과는 마찰이나 추가적인 무게, 또는 측정 정밀도와 같은 외부 요인에 영향을 받지 않기 때문에 실험 수행 방법에 있어 신뢰도가 있다고 판단하였다. 또한, 이전에 제시된 대부분의 테이프 스프링 해석 역시 최대 모멘트 측정에 초점이 맞춰져 있는 만큼 이처럼 간편한 실험을 통해 시간이나 비용 등 다양한 방면에서 상당한 이점이 있을 것으로 예상된다.

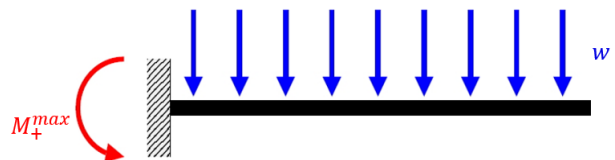


Fig. 9. End moment of a cantilever beam



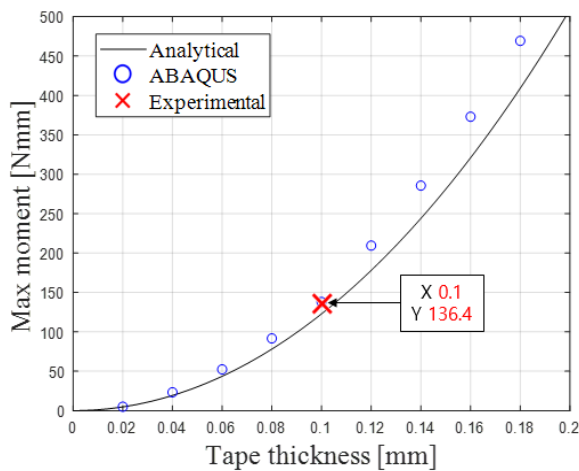
Fig. 10. Maximum moment experiment

### 3.2.2 파라미터 스터디 및 결과 분석

앞서 제시된 이론식과 ABAQUS 해석, 그리고 굽힘 실험을 통해 16mm 폭을 가진 SM Tools 사의 줄자에 대한 최대 굽힘 모멘트를 측정하였다.

더욱 나아가 결과를 바탕으로 파라미터별 최대 모멘트를 Fig. 11과 같이 도식화하였다. 테이프 스프링의 두께와 원호각에 따른 최대 모멘트의 경향은 지수함수 형태로 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한 이론적 수식과 ABAQUS 해석 결과는 매우 유사한 추세를 보이며, 실제 테이프 스프링 실험값은 FEM 해석 결과와 유사성이 더욱 강한 것으로 보여진다.

해석 방법론의 보다 정확한 검증을 위해 시중에 존재하는 다양한 크기의 줄자들에 대한 해석 및 실험을 추가적으로 수행하였다. 총 세 개의 다른 형상에 대하여 동일한 해석 기법을 적용하였으며, 그 결과는 Table 3과 같다. 파라미터 스터디에서 보이는 추세와 동일하게 실험 결과는 ABAQUS 해석과 매우 유사하게 나타나며 실험값을 기준으로 최대 7% 이내의 차이를 보인다. 반면, Analytical 결과는 줄자의 형상이 커짐에 따라 오차가 증가하는 것을 알 수 있는데, 이는 줄자의 길이 L이 수식에는 반영되지 않아 발생하는 것으로 판단된다.



(a) Tape thickness

Table 3. Comparison of various tapes [N·mm]

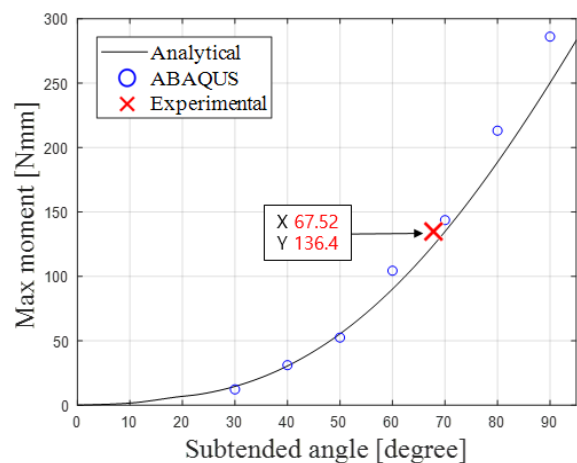
Type	Analytic	ABAQUS	Exp.
SM Tools (16mm)	122.8	138.0	136.4
Komelon (19mm)	296.2	334.5	322.7
Shinwha (25mm)	376.8	443.9	418.6

### 3.3 태양전지판 전개 해석

#### 3.3.1 큐브위성 힌지 해석

본 연구에서 제시하는 테이프 스프링의 최대 굽힘 모멘트 결과자료를 활용하여 힌지 메커니즘의 설계 안전도 평가를 수행할 수 있다. 큐브위성 힌지는 임무 운용 시 예상되는 다양한 동적 거동에 대한 해석이 필요하다. 발사 직전까지 큐브위성 발사관(P-POD) 내부에 접혀있는 힌지 스프링 특성상 불가피한 크리프(Creep) 현상뿐만 아니라, 우주 공간에서 몸체가 회전하는 텀블링(Tumbling) 상황에서는 힌지에 과도한 응력이 작용하여 임무를 위태롭게 할 수 있다.

하지만 모든 과정에 앞서 전력 생성에 필수적인 태양전지판 전개 단계에서 발생하는 힌지의 동적 특성은 임무의 성공 여부를 판단하기에 매우 중요한 설계 요소이다. 태양전지판은 전개 시 힌지의 좌굴 특성으로 인해 회전축에 상당한 충격력이 가해지며, 태양전지판뿐만 아니라 전지판에 부착되어있는 태양전지(Solar Cell)에도 막대한 손상을 줄 수 있다. 따라서 가해지는 충격량에 대한 안전 마진 확보가 필요하고 이를 본 연구에서 제안하는 테이프 스프링이 타당한지 해석을 수행하여 비교하였다.



(b) Subtended angle

Fig. 11. Maximum moment by the parameters

### 3.3.2 전개 해석 결과

전개 해석을 수행하기 위하여 실제 큐브위성 설계 규격(CubeSat Design Specification)에 따라 전개형 태양전지판을 포함하는 2U 크기의 큐브위성 1기를 Fig. 12와 같이 설계하였다[7]. 200mm × 87.5mm × 1.2mm 크기의 정사각형 패널 하나에 전력생산을 위한 태양전지 다섯 개를 부착한 무게의 합은 약 48.63g이다.

이때 힌지 축을 기준으로 회전하는 사각형 패널의 관성모멘트(MOI)는 식 (10)과 같이 구할 수 있다. 따라서 Fig. 12에 보이는 태양전지판 한 개의 MOI는 약  $6.48 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ 로 산출된다.

$$MOI = \frac{1}{3} Ma^2 \quad (10)$$

MSC ADAMS 동역학 시뮬레이션을 통해 위의 정보를 사용하여 힌지축에서 발생하는 각가속도 변화를 관찰할 수 있다. 테이프 스프링 구조는 그 자체로 전개 비선형성을 띄기 때문에 직접적으로 동역학 해석에 적용하는 것에는 어려움이 따른다. 반면 ABAQUS 전개 모멘트 변화의 선형 구간(Fig. 2 O-A)에서 회전 각도와 모멘트의 계산을 통해 비틀림 스프링 상수(Torsional Spring Constant)를 간접적으로 구할 수 있다. 각변위가 약  $10.3^\circ$ 일 때 소요되는 모멘트는 약  $136 \text{N} \cdot \text{mm}$ 이므로, 이는 약  $0.755 \text{N} \cdot \text{m/rad}$ 에 해당하는 값이다. 본 해석에서는 약간의 마진을 주어 비틀림 스프링 상수가  $1 \text{N} \cdot \text{m/rad}$ 라고 가정하였다. 이 조건을 큐브위성 몸체와 태양전지판 사이에 부여하면 태양전지판 전개에 따른 동적 거동을 수행할 수 있다.

효율적인 전력생산을 위해 대다수 큐브위성은  $90^\circ$  지점에서 태양전지판 전개가 멈추도록 stopper 형상이 탑재되어 있다. 또한 테이프 스프링 힌지를 사용하는 경우 역시 기존에 접힌 상태에서부터  $90^\circ$  지점에서 전개가 멈추도록 부착된다. 이에 따라 MSC ADAMS 내에서 태양전지판의 힌지 경계 최대 각도

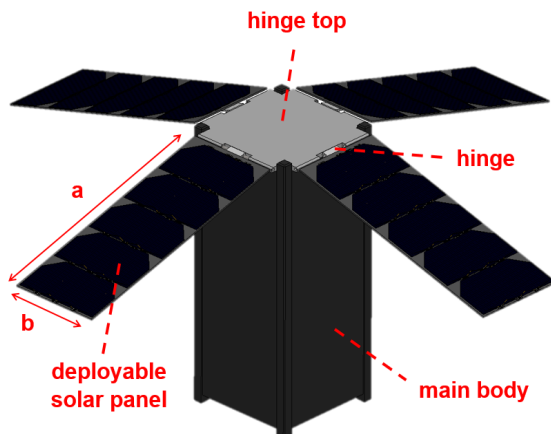


Fig. 12. Deployable solar panels of CubeSat

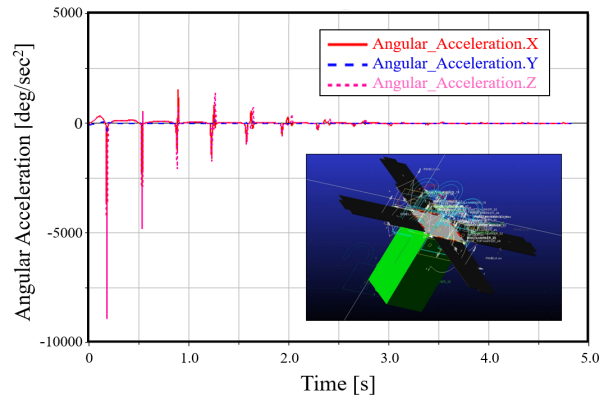


Fig. 13. Dynamic analysis of deployment

제한을 부여하여 실제의 거동과 동일하게 구현하였다. 이때 경계값을 만나는 순간 각속도 변화로 인해 각가속도의 peak 구간이 발생한다. Fig. 13을 보면 태양전지판 전개 시 발생하는 순간적인 피크 각가속도는 최대 약  $8750^\circ/\text{sec}^2$ 로 나타난다.

이때 큐브위성의 힌지 부위에서 발생하는 최대 토크는 관성모멘트와 각가속도의 곱, 즉  $T = I\alpha$ 로 나타낼 수 있으며, 그 결과는 약  $98.96 \text{N} \cdot \text{mm}$ 이다.

$$MoS = \frac{\text{Allowable Load}}{\text{Max Load} * \text{Safety Factor}} - 1 \geq 0 \quad (11)$$

이는 본 연구에서 제시하는 실험 결과인  $136.4 \text{N} \cdot \text{mm}$ 의 약 73%에 해당하는 값이며 식 (11)에 따라 안전계수(Safety Factor)를 1.25로 설정하여 계산하면 약 10.27%만큼의 안전 마진(Margin of Safety)을 가진다는 결론을 산출할 수 있다. 이로써 태양전지판의 전개에 있어 힌지의 설계 안전도가 보장된다고 판단하는 근거가 된다.

## IV. 결 론

본 연구에서는 큐브위성 임무를 위한 테이프 스프링 힌지의 비선형 거동을 분석하였다. 테이프 스프링은 순간적으로 변화하는 곡률에 따라 전개 특성이 달라지기 때문에 비선형성이 강하게 나타난다. 테이프 스프링을 굽히는데 소요되는 최대 모멘트 값 도출을 목적으로 유한요소해석을 진행하였다. 추가적으로 이론적 수식을 도식화하여 나타내고 최대 모멘트 값을 변수에 따라 추출하였다.

더욱 나아가 정확한 최대 굽힘 모멘트를 측정하고자 실험적 접근을 추가적으로 수행하였다. 기존에 로드셀이나 토크센서와 같이 복잡한 장비를 사용했던 실험들과 다르게 자중을 활용한 간단한 실험방법을 제시하였다. 그 결과 실험값이 구조해석 결과와 잘 일치하는 것을 확인하였다.

태양열 패널 힌지는 우주 공간에서 인공위성이 받게 되는 외란이나 회전에 의한 모멘트 발생에 대해 충분한 강성을 가져야 한다. 그러기 위해서는 테이프 스프링을 굽히는데 소요되는 힘을 극대화 시키는 것이 유리하다. 또한 이러한 해석 방법론 및 데이터를 통해 향후 큐브위성의 힌지 외에도 비선형적으로 거동하는 변형 에너지 메커니즘을 보다 다양한 분야에 적용할 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

본 논문은 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단 첨단 사이언스·교육 허브 개발 사업의 지원을 받아 수행된 연구임(NRF-2011-0020576).

## References

1) Wuest, W., "Einige anwendungen der theorie der zylinderschale," *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, Vol. 34, No. 12, 1954, pp. 444~454.  
 2) Walker, S. J. I., and Aglietti, G., "A study of tape spring fold curvature for space deployable structures," *Proceedings of the Institution of Mechanical*

*Engineers*, Vol. 221, No. 3, 2007, pp. 313~325.

3) Soykasap, Ö., "Analysis of tape spring hinges," *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 49, No. 7, 2007, pp. 853~860.

4) Seffen, K. A., You, Z., and Pellegrino, S., "Folding and deployment of curved tape springs," *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 42, No. 10, 2000, pp. 2055~2073.

5) Jeong, J. W., Yoo, Y. I., Shin, D. K., Lim, J. H., Kim, K. W., and Lee, J. J., "A novel tape spring hinge mechanism for quasi-static deployment of a satellite deployable using shape memory alloy," *Review of Scientific Instruments*, Vol. 85, No. 2, 2014.

6) Jeong, J. W., Yoo, Y. I., Lee, J. J., Lee C. H., Kim K. W., Lim, J. H., and Hwang, D. S., "Development and verification of a finite element analysis model for performance evaluation of a tape spring hinge," *Proceeding of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences Fall Conference*, 2011, pp. 1533~1539.

7) The CubeSat Program, "CubeSat Design Specification Rev. 13," *California Polytechnic State University*, 2014.