

여유구속을 갖는 유연체 기계시스템의 동역학 해석

서종휘[†] · 박태원* · 채장수** · 서현석**

Analysis of a Flexible Multi-body System with Over-constraints

Jong-Hwi Seo, Tae-Won Park, Jang-Soo Chae and Hyun-Seok Seo

Key Words : Multi-body dynamics(다물체동역학), Normal mode(정규모드), Static mode(정적모드), Component Mode Synthesis(부분모드합성), KOMPSAT(다목적실용위성), Solar panel(태양전지판), Deployment analysis(전개거동해석)

Abstract

Many mechanical systems are over-constrained if only rigid bodies are used to model the system. One example of such system is a satellite system with solar panels. To avoid this over-constrained problem, solar panels can be modeled as flexible bodies. The CMS(Component Mode Synthesis) method is widely used to analyze the flexible multi-body system because it can considerably approximate the deformation of the flexible bodies using small number of well-selected mode. However, it is very difficult to decide the boundary condition and the selection of modes. In this paper, the methods for mode synthesis and setting the boundary condition are presented to analyze the flexible multi-body system with over-constraints. Finally, the reliability of proposed method is verified by solar panel's deployment test.

1. 서론

우주항공을 비롯한 다양한 기계분야에서 시스템이 고속화 경량화 됨에 따라 각 부품들은 크고 적은 탄성변형을 하게 된다. 기계 시스템의 작동 중에 발생하는 이러한 탄성변형은 부품의 피로 및 파괴를 유발하기도 하고, 하중의 변화나 불필요한 진동현상 등을 유발하는 원인이 되기도 한다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위해, 기계 시스템의 동역학 해석시 부품의 탄성 변형을 고려하려는 많은 연구가 수행되어 왔다. 부품의 탄성변형효과를 고려하기 위한 방법으로는 유한요소모델에 사용되는 절점좌표(Nodal coordinates)를 이용하기도 하지만, 이는 독립좌표의 수가 많아져 수치적으로 비효율적이기 때문에 모드좌표(Modal coordinates)

를 이용한 부분모드합성법 (Component Mode Synthesis)이 주로 이용되고 있다. 이는 몇 개의 적절히 선정된 변형모드만으로 물체의 탄성변형을 잘 나타낼 수 있기 때문에 효율적인 것으로 알려져 있다[1-5].

그러나 변형모드의 적절한 선택과 조합은 어려운 일이며 유연체 동역학 해석결과의 정확성에도 영향을 미치게 된다. 특히 동역학적으로 과도한 구속을 갖는 기계시스템의 해석을 위해서는 유연체 부품의 모드를 구하기 위한 유한요소해석에서의 경계조건 및 정적모드를 구하기 위한 하중조건의 설정과 구조적인 댐핑(Structural damping)의 고려가 매우 중요하다. Kim[4] 등은 유연체부품에 대한 정적평형방정식(Static Equilibrium Equation)과 가우스 소거법(Gauss Elimination)을 이용하여 과잉구속된 탄성체 부품의 변형모드를 해석하기 위한 경계조건의 설정 방법을 제시하였으며 이를 도어 개폐장치(Door-closing mechanism)에 적용하였다[4].

본 연구에서는, 동역학적으로 과잉구속을 갖는 다목적실용위성(Korea Multi-Purpose Satellite)의 태양전지판 전개거동을 해석하기 위하여 태양전지

[†] 아주대학교 기계공학과 대학원

E-mail : jonghwi@ajou.ac.kr
TEL : (031)219-1965

* 아주대학교 기계 및 산업공학부

** 한국항공우주산업(주)

판의 유한요소해석을 위한 경계조건은 조인트의 기구학적인 모든 구속조건과 동역학모델에서의 힘요소를 동시에 고려하고 나아가, 적절한 변형 모드의 수와 조합, 그리고 유연체 부품인 태양전지판의 구조적인 댐핑의 효과를 분석하였다. 해석결과는 실제 태양전지판 전개시험장치를 이용하여 그 타당성을 검증하였다.

2. 탄성다물체 동역학

2.1 운동방정식

모드좌표를 이용한 탄성 다물체 시스템의 운동 방정식을 유도하기 위해서는 탄성체 부품에 대한 변위를 모드좌표로 나타내야 한다.

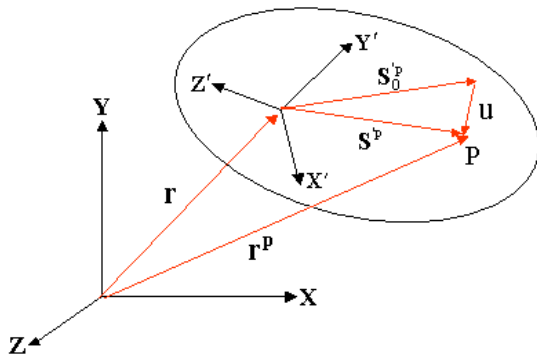


Fig. 1 Global Displacement of a Position

Fig. 1 은 탄성체 부품 내의 한 점 p 의 변위를 나타내고 있으며 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{r}^p = \mathbf{r} + \mathbf{A}(\mathbf{S}_0^p + \mathbf{u}) \quad (1)$$

여기서, \mathbf{r} 은 전체기준좌표계(X-Y-Z)로부터 물체 기준좌표계(X'-Y'-Z')까지의 변위벡터이고, 행렬 \mathbf{A} 는 물체기준좌표계로부터 전체기준좌표계로의 회전변환행렬이다. \mathbf{S}_0^p 는 물체기준좌표계에 대한 p 점의 초기 위치벡터이고 \mathbf{S}^p 은 탄성변형 후의 위치벡터이다. 그리고 \mathbf{u} 는 물체의 탄성변형에 의한 변위벡터로서 다음과 같이 M 개의 독립적인 변형 모드의 선형조합으로 근사할 수 있다.

$$\mathbf{u} = \Psi \boldsymbol{\eta} = \sum_{i=1}^M \Psi_i \eta_i \quad (2)$$

여기서, Ψ 는 모달행렬, Ψ_i 는 변형모드, $\boldsymbol{\eta}$ 는 모달벡터, η_i 는 모드좌표이다.

Fig. 1 에서 탄성체 부품의 한 절점 p 의 변형에 대한 모달행렬을 다음과 같이 병진(Translation)과 회전(Rotation)에 관한 모드성분으로 표시할 수 있다.

$$\Psi^p = \begin{bmatrix} \Psi_t^p \\ \Psi_r^p \end{bmatrix} \quad (3)$$

따라서 식(1)에서 탄성체 부품의 절점 p 의 병진 변위는 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\mathbf{r}^p = \mathbf{r} + \mathbf{A}(\mathbf{S}_0^p + \Psi_t^p \boldsymbol{\eta}) = \mathbf{r} + \mathbf{A}\mathbf{S}^p \boldsymbol{\eta} \quad (4)$$

또한 물체의 탄성변형에 의한 절점 p 의 물체기준좌표계에 대한 회전변위는 $\Psi_r^p \boldsymbol{\eta}$ 로 나타내며, 작은 탄성변형을 가정하면 회전변위는 아주 작은 값이다. 전체기준좌표계에 대한 절점 p 의 각속도는 다음과 같이 쓸 수 있다[5].

$$\boldsymbol{\omega}^p = \mathbf{A} \left(\boldsymbol{\omega}' \frac{d}{dt} (\Psi_r^p \boldsymbol{\eta}) \right) = \mathbf{A} \boldsymbol{\omega}' + \mathbf{A} \Psi_r^p \dot{\boldsymbol{\eta}} \quad (5)$$

여기서, $\boldsymbol{\omega}'$ 는 전체기준좌표계에 대한 물체기준좌표계의 각속도이고 $\dot{\boldsymbol{\eta}}$ 는 모달속도벡터이다. 따라서 물체기준좌표계에 대한 절점 p 의 각속도는 식(5)를 이용하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\boldsymbol{\omega}'^p = \mathbf{A}^T \boldsymbol{\omega}^p = \boldsymbol{\omega}' + \Psi_r^p \dot{\boldsymbol{\eta}} \quad (6)$$

식(4)와 식(6)을 이용하여 전체기준좌표계에 대한 절점 p 의 가상변위(Virtual displacement) 및 가상회전(Virtual rotation)은 다음과 같이 얻어질 수 있다.

$$\delta \mathbf{r}^p = \delta \mathbf{r} - \mathbf{A} \tilde{\mathbf{s}}'^p \delta \boldsymbol{\pi}' + \mathbf{A} \Psi_t^p \delta \boldsymbol{\eta} \quad (7)$$

$$\delta \boldsymbol{\pi}'^p = \delta \boldsymbol{\pi}' + \Psi_r^p \delta \boldsymbol{\eta} \quad (8)$$

여기서, $\boldsymbol{\pi}'$ 는 전체기준좌표계에 대한 물체기준좌표계의 회전변위이며 $\delta \boldsymbol{\pi}'$ 은 가상회전이다. 이 상에서 설명한 \mathbf{r} , $\boldsymbol{\pi}'$, $\boldsymbol{\eta}$ 는 탄성 다물체 동역학(Flexible Multibody Dynamics)에서 하나의 탄성체 부품을 정의하기 위한 일반좌표(Generalized coordinates)로 사용된다.

다물체 시스템에서의 기구학적 구속조건은 다음

과 같은 형태로 쓸 수 있다.

$$\Phi(\mathbf{q}, t) = 0 \quad (9)$$

여기서, $\mathbf{q} = [\mathbf{q}_1^T, \mathbf{q}_2^T, \dots, \mathbf{q}_{nb}^T]^T$ 는 전체 시스템의 일반좌표이며, $\mathbf{q}_j = [\mathbf{r}_j^T, \boldsymbol{\pi}_j^T, \boldsymbol{\eta}_j^T]^T$ 이고 t 는 시간, nb 는 전체 물체의 수, Φ 는 독립된 구속방정식이다. 구속방정식의 일반좌표에 대한 가상변위벡터 $\delta\mathbf{q}$ 는 다음을 만족한다.

$$\Phi_q \delta\mathbf{q} = 0 \quad (10)$$

여기서, Φ_q 는 구속방정식에 대한 Jacobian 행렬이다. 구속기계계의 변분형 운동방정식은 가상일(Virtual work)의 개념을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다[5-6].

$$\delta\mathbf{q}^T \{ \mathbf{M}^* \ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{Q}^* \} = 0 \quad (11)$$

여기서,

$$\delta\mathbf{q} = [\delta\mathbf{q}_1^T, \delta\mathbf{q}_2^T, \dots, \delta\mathbf{q}_{nb}^T]^T$$

$$\delta\mathbf{q}_j = [\delta\mathbf{r}_j^T, \delta\boldsymbol{\pi}_j^T, \delta\boldsymbol{\eta}_j^T]^T, \quad j=1, 2, \dots, nb$$

$$\ddot{\mathbf{q}} = [\ddot{\mathbf{q}}_1^T, \ddot{\mathbf{q}}_2^T, \dots, \ddot{\mathbf{q}}_{nb}^T]^T$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_j = [\ddot{\mathbf{r}}_j^T, \ddot{\boldsymbol{\omega}}_j^T, \ddot{\boldsymbol{\eta}}_j^T]^T, \quad j=1, 2, \dots, nb$$

$$\mathbf{M}^* = \text{diag}[\mathbf{M}_1, \mathbf{M}_2, \dots, \mathbf{M}_{nb}], \text{ Mass Matrix}$$

$$\mathbf{Q}^*, \text{ Generalized Force Vector}$$

식(10)과 식(11)에 대해 라그랑지 승수법(Lagrange Multiplier Theorem)을 적용하면 식(12)와 같이 탄성체 부품의 변형을 고려한 전체 시스템의 운동방정식을 얻을 수 있다[6].

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}^* & \Phi_q^T \\ \Phi_q & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}^* \\ \boldsymbol{\gamma} \end{bmatrix} \quad (12)$$

여기서, $\boldsymbol{\lambda}$ 는 라그랑지 미정승수(Lagrange Multiplier) 벡터이고, $\boldsymbol{\gamma}$ 는 식(9)를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Phi_q \ddot{\mathbf{q}} = -(\Phi_q \dot{\mathbf{q}})_q \dot{\mathbf{q}} - 2\Phi_{qt} \dot{\mathbf{q}} - \Phi_{tt} \equiv \boldsymbol{\gamma} \quad (13)$$

결과적으로, 기계시스템의 탄성효과를 고려한

동역학 해석을 위해서는 미분대수 방정식(DAE; Differential Algebraic Equation)을 풀어야 하며 이에 대한 해법은 여러 가지 수치해석 알고리즘이 개발되어 적용되고 있으며 다양한 기계시스템의 동역학 해석이 가능하다[6].

2.2 변형모드의 종류

식(2)에서 변형모드는 탄성체 부품의 모드형상(Mode shape)을 의미하며 정규모드(Normal mode)와 정적모드(Static mode) 두 종류로 나뉘어 진다[1]. 정규모드는 탄성체 부품의 일반적인 거동을 고려하기 위해 사용되는 모드로, 식(14)와 같은 2 차 미분 행렬방정식 형태로 표현되는 비감쇠 다자유도 시스템의 자유진동 해석으로 구할 수 있다.

$$\mathbf{M}_{nn} \ddot{\mathbf{x}}_n + \mathbf{K}_{nn} \mathbf{x}_n = \mathbf{f}_n \quad (14)$$

여기서, \mathbf{x}_n 은 $n \times 1$ 인 변위벡터를 나타내고, \mathbf{f}_n 은 $n \times 1$ 인 힘 벡터, \mathbf{M}_{nn} 과 \mathbf{K}_{nn} 은 $n \times n$ 질량과 강성행렬을 나타낸다. 따라서, 식(14)에 대한 정규모드는 다음과 같은 형태의 고유값 문제를 풀어 구할 수 있다.

$$(\mathbf{K}_{nn} - \omega^2 \mathbf{M}_{nn}) \boldsymbol{\Psi}_n = 0 \quad (15)$$

여기서 정규모드 $\boldsymbol{\Psi}_n$ 는 질량행렬에 대해 표준화되며 다음 식과 같다.

$$\boldsymbol{\Psi}_n^T \mathbf{M}_{nn} \boldsymbol{\Psi}_n = \mathbf{I}_n \quad (16)$$

$$\boldsymbol{\Psi}_n^T \mathbf{K}_{nn} \boldsymbol{\Psi}_n = \text{diag}(\omega^2) \quad (17)$$

정적모드는 연결 조인트나 외부 힘에 의한 탄성체 부품의 국부적인 변형을 고려하는데 효과적인 것으로 알려져 있으며 구속모드(Constraint mode)와 부착모드(Attachment mode)로 크게 나눌 수 있다. 구속모드는 지배적인 힘이 작용하는 노달좌표들의 각 방향에 대해 단위변형을 부과하여 얻을 수 있으며, 부착모드는 단위변형 대신에 단위 힘을 적용하여 얻을 수 있다[7]. 두 형태의 정적모드는 수학적으로 동일한 결과를 갖는다.

식(2)에서 탄성체 부품의 변형을 고려하기 위해 사용되는 변형모드는 정규모드 또는 정적모드이거나, 또는 두 종류의 모드를 동시에 이용할 수 있다[1]. 이때 사용되는 모든 모드는 서로 독립성을 갖도록 직교화(Orthogonalize)되어야 하며, 동일한 크기(Magnitude)를 갖도록 정규화(Normalize) 되어

야한다[3]. 일반적으로 정규모드와 정적모드를 동시에 사용하게 되면 보다 정확한 해석결과를 얻을 수 있는 것으로 알려져 있기 때문에[1] 본 연구에서도 태양전지판의 탄성변형을 고려하기 위해 정규모드와 정적모드인 부착모드를 동시에 사용하였다. 참고로, 모드의 직교화 및 정규화는 범용 동역학 해석 프로그램인 DADS 의 DFBT(DADS Flexible Body Translator)모듈[11]를 이용하였다.

2.3 경계조건

유연체 동역학 해석에 필요한 적절한 변형모드의 해석을 위해서는 유연체 부품에 대한 유한요소 해석에서 경계조건의 설정이 매우 중요하다. 정규 모드 해석의 경우에는 Fixed-interface, Free-interface, Hybrid-interface 의 경계조건 등으로 구할 수 있지만 정적모드 해석의 경우에서, 여유구속된 유연체 부품의 절점좌표에 대한 경계조건의 설정은 복잡하고 까다로우며 주로 엔지니어의 공학적인 직관에 의존하고 있다.

Kim 은 여유구속된 기계시스템의 효율적인 동역학 해석을 위해 유연체 부품에 대한 정적평형방정식과 가우스 소거법을 이용하여 정적해석을 위한 경계조건을 설정하는 방법을 제시하였다[4].

본 연구에서는, 정규모드는 유연체부품에 정의된 모든 조인트의 기구학적 구속에 대해 Fixed-interface 를 적용하여 구하고, 정적모드는 Kim 의 방법과는 달리 태양전지판을 연결하는 조인트들의 모든 구속조건과 동역학 모델에서의 힘요소를 동시에 고려하여 경계조건을 설정하였다. 이 과정을 3.2 절에서 설명하였다.

3. 태양전지판 전개거동 해석

3.1 동역학 모델링 개요

다목적실용위성[13] 2 호기에는 본체의 좌우 측벽에 각각 3 개의 태양전지판이 접혀져 고정되어 있으며, 풀림장치에 의해 한쪽이 전개를 시작하고, 15 초 후 다른 한쪽이 전개되도록 구성되었다. 태양전지판을 전개하는 구동토크는 비선형 좌굴특성을 갖는 Strain Energy Hinge(SEH)를 이용하며, 이에 대한 모델링은 회전조인트와 회전 스프링-댐퍼(Rotational Spring-Damper)요소[6]를 이용하였다.

Fig. 2 는 다목적실용위성 2 호기의 태양전지판 전개거동 해석을 위한 유연체 동역학 모델을 보여주고 있다.

회전조인트는 태양전지판의 상하 두 위치에 이용되므로 태양전지판을 강체로 고려한다면, 동역학 모델은 상당한 여유구속 시스템이 될 것이다. 즉, 강체모델을 이용하게 되면 실제 시스템의 현상을 구현할 수 없게 되므로 회전조인트의 반력 정보에 대한 신뢰성 있는 해석결과를 기대할 수 없다. 더군다나, 태양전지판의 탄성변형 에너지도 각각의 조인트 반력을 계산하는데 매우 중요하므로 태양전지판은 유연체로 고려되어야 보다 정확한 전개거동 특성을 예측할 수 있게 된다.

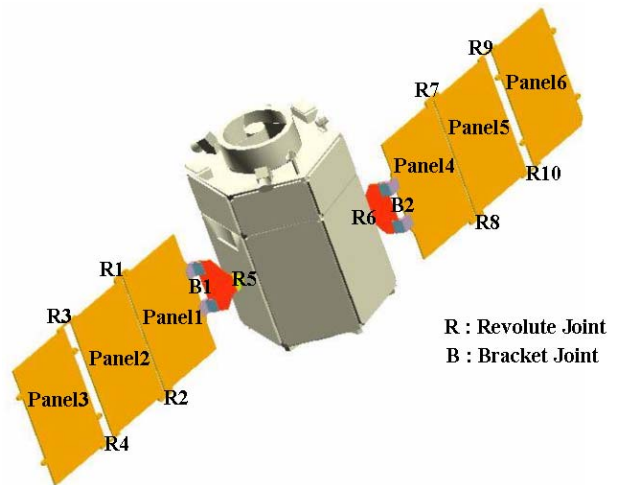


Fig. 2 Dynamic Model of KOMPSAT-2

모델에 사용된 각 부품의 물성치는 현재 개발단계에서 결정된 설계 값들을 사용하였으며 전개토크의 크기는 SEH 에 대한 실험적인 방법으로 구하였다[8,14,15].

3.2 태양전지판의 변형모드 해석

6 개의 태양전지판 패널은 모두 동일한 크기 및 하니컴 코어의 샌드위치 구조를 가지며, 이에 대한 신뢰성 있는 변형모드해석이 이루어져야 보다 정확한 동역학 해석결과를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 태양전지판의 유연성을 고려하기 위한 변형모드와 질량행렬을 얻기 위해 NASTRAN 70.5[9]와 DMAP[10]을 이용하였다.

전역모드(Global mode)를 고려하기 위한 정규모드의 해석은 각각의 패널에 대해 Table. 1 의 경계조건을 적용하여 수행하였다. 이 경계조건은 동역학 모델에서 각 패널을 연결하는 조인트의 기구학적 구속조건을 그대로 적용한 것이다. 즉, 회전조인트의 경우, 회전방향을 제외한 모든 운동을 구속하였다(Fixed Interface Normal Mode).

Table. 1 Boundary condition for normal mode

Panel No.	Connected Joint	Constraint
Panel 1 (Left & Right)	Bracket 1	X, Y, Z, RX, RY, RZ
	Revolute 1	X, Y, Z, RX, RY
	Revolute 2	X, Y, Z, RX, RY
Panel 2 (Left & Right)	Revolute 1	X, Y, Z, RX, RY
	Revolute 2	X, Y, Z, RX, RY
	Revolute 3	X, Y, Z, RX, RY
	Revolute 4	X, Y, Z, RX, RY
Panel 3 (Left & Right)	Revolute 3	X, Y, Z, RX, RY
	Revolute 4	X, Y, Z, RX, RY

Fig. 3에서는 정규모드 해석에 대한 각 패널의 첫 번째 모드형상을 보여주고 있다.

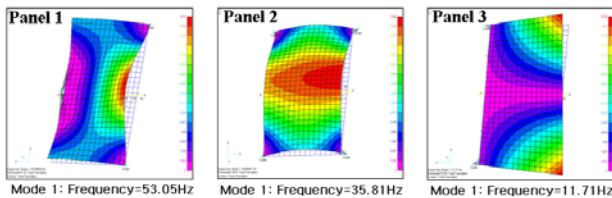


Fig. 3 First Normal Mode of Panels

태양전지판의 국부적인 변형을 고려하기 위하여 연결조인트의 구속조건과 동역학 모델에서의 힘 요소를 이용해 정적모드 해석을 수행하였다. 예를 들어, 회전조인트로 연결된 경우는 각각의 구속방향에 대해 단위 힘을 부과하여 5 개의 부착모드를 구할 수 있다. 그리고 모든 회전조인트에는 회전 스프링-댐퍼의 힘 요소가 장착되므로 회전방향의 변형을 고려하기 위한 추가적인 부착모드를 구하였다. 따라서 하나의 회전조인트에 대해서는 모두 6 회의 정적모드 해석을 수행하였다. 예로, 패널 3의 경우는 상하에 회전조인트 두 개가 연결되므로 모두 12 회의 정적모드 해석을 수행하여 12 개의 부착모드를 구하였다. Fig. 4에서는 패널 1에 대한 정적모드 해석의 한 결과를 보여준다.

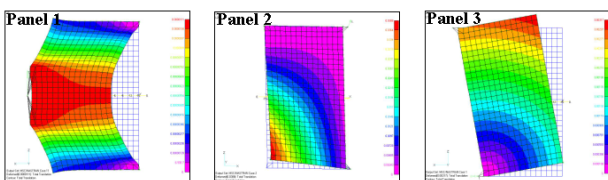


Fig. 4 A Static Mode of Panels

3.3 전개거동 해석

각 패널의 정규모드와 정적모드를 함께 조합하여 Fig. 2의 다목적실용위성의 유연체동역학 모델

에 적용하고 범용 동역학 해석프로그램인 DADS[11]을 이용하여 해석을 수행하였다.

유연체 동역학 해석에서는 유연체 부품에 대한 구조적인 댐핑특성의 고려도 매우 중요한데, 본 연구에서는 참고문헌[12]의 방법을 이용하였다.

모드합성을 위해 사용된 정규모드는 각각의 패널마다 최저차 모드부터 5 개를 사용하였으며, 정적모드는 모두 사용하였다.

Fig. 5는 각 패널의 연결 조인트를 고려해 구한 모든 부착모드를 사용하고 정규모드의 수만 달리했을 때의 결과를 보여준다. 이 결과로 볼 때 정규모드는 5 개만 사용해도 충분히 신뢰성 있는 결과를 얻을 수 있을 것으로 사료된다.

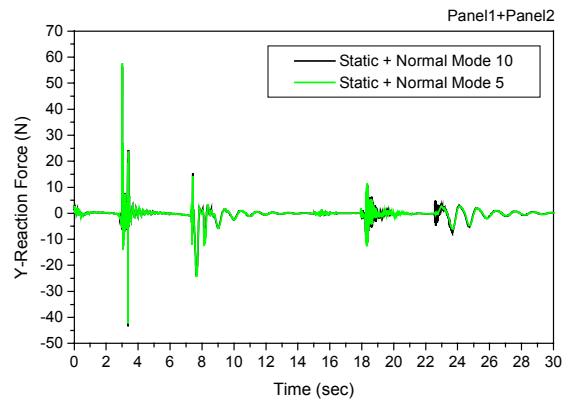


Fig. 5 The Effect of Mode Numbers

Fig. 6에서는 패널 1과 2를 연결하는 회전조인트에 대한 유연체 모델과 강체 모델의 해석결과를 보여주고 있다.

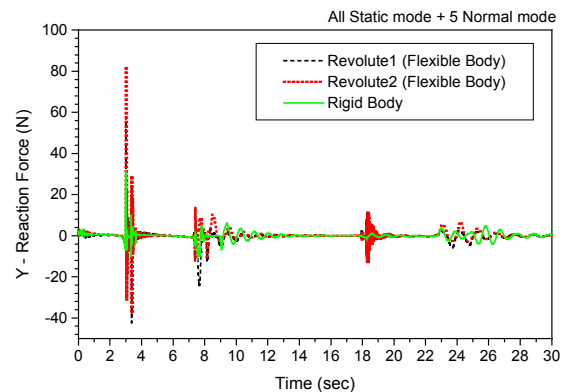


Fig. 6 Joint Reaction Force

강체모델은 패널 1과 패널 2를 연결할 때 여유 구속을 없애기 위해 가운데 부분에 하나의 회전조인트만 모델링 하였으며 전개토크의 크기는 유연체 모델의 두 배로 하였다.

Fig. 7 에서는 유연체 부품인 태양전지판의 구조적인 댐핑의 효과를 보여주고 있다. 참고로 댐핑 효과를 무시하였을 경우(Structural Damping = 0)에는 동역학 해석에 실패하였다.

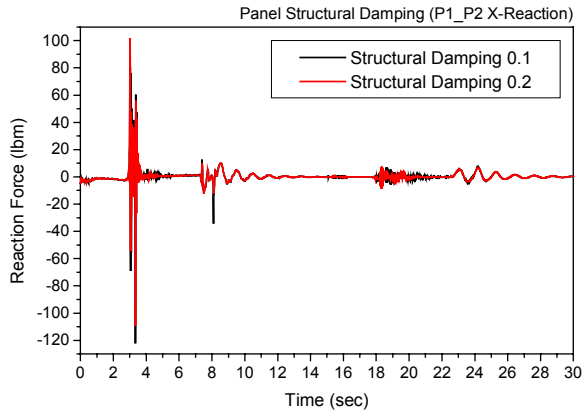


Fig. 7 The effect of Structural Damping

Fig. 8 에서는 해석결과에 대한 다목적실용위성 2호기의 태양전지판 전개거동을 보여주고 있다.

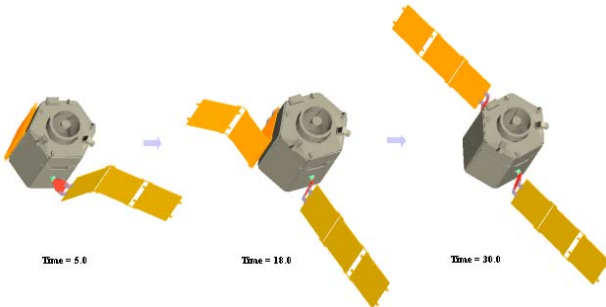


Fig. 8 Deployment Motion of KOMPSAT-2

4. 태양전지판 전개시험

실제 태양전지판의 전개성능 검증 및 동역학 해석모델의 신뢰성을 검토하기 위해 Fig. 9 와 같은 시험장치와 동역학 해석모델을 구축하였다. 이 시험장치는 우주의 무중력 상황을 고려하기 위해 태양전지판을 12m 길이의 케이블(Cable)로 매달게 된다. 또한 위성의 본체에 해당하는 구조물(Fixture)과 그라운드는 상대회전을 하게 된다. 해석모델에서는 실제 시험장치에서 발생할 수 있는 케이블의 연결부위에 의한 마찰은 고려하지 않았으나 장력효과는 충분히 고려하였다.

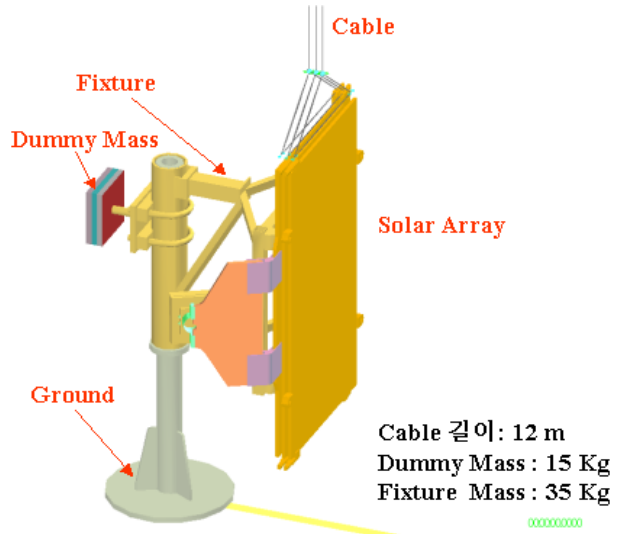


Fig. 9 Deployment Test Equipment

Fig. 10 에서는 무중력 효과를 고려하기 위해 사용한 케이블의 효과를 보여주고 있다. 케이블을 사용했을 때와 실제 무중력 상태에서의 태양전지판 전개거동에 상당한 차이가 있을 것임을 알 수 있다.

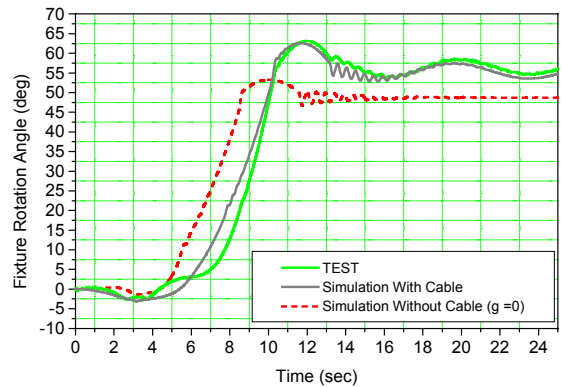


Fig. 10 Fixture Rotation Angle

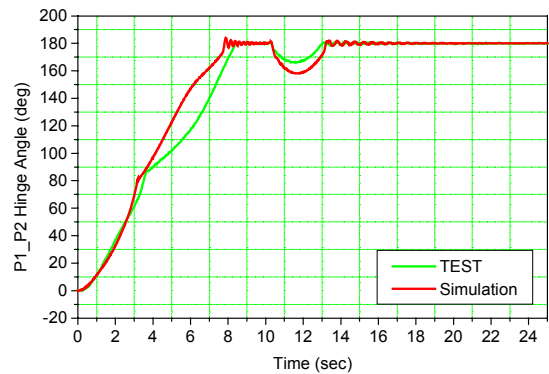


Fig. 11 Deployment Angle of Joint 2

Fig. 11 에서는 태양전지판의 전개거동 동안 패널 1 과 패널 2 가 이루는 전개각의 변화를 보여주고 있다. 해석결과로부터 두 패널이 180. 로 잠김(Lock)이 되었다가 태양전지판의 회전관성에 의해 다시 잠김이 풀리는 전개각의 오버슈트를 예측하였는데 실제 시험에서도 같은 현상이 발생함을 확인하였다.

5. 결 론

태양전지판의 신뢰성 있는 전개거동 해석을 위해서는 태양전지판의 유연성이 고려되어야 하므로 본 연구에서는 태양전지판의 변형모드를 구하기 위한 유한요소해석에서의 경계조건 설정방법을 제시하였다. 이는 실제 시스템을 동역학적으로 모델링할 때 발생하는 여유구속 문제를 해결할 수 있게 하며 비교적 정확한 조인트 반력을 구할 수 있다. 향후에는 Kim 의 제안방법과의 비교검토가 이루어져야 할 것이다.

제안한 방법을 다목적실용위성의 태양전지판 전개거동 해석에 적용하고, 실제 우주공간에서의 태양전지판 전개거동을 예측하였다.

동역학 해석모델의 신뢰성 및 전개장치의 안정성 검증에 위하여, 실제 전개시험 장치를 구성하고, 시험을 통하여 동역학 해석결과와 타당성을 검증하였다. 이는 보다 정밀한 해석과 신뢰성을 요구하는 다른 우주 구조물의 해석에도 효율적으로 응용이 될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 “다목적실용위성 2 호 본체제작 및 조립사업”의 일환으로 한국항공우주산업의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Yoo W.S. and Haug E.J., 1986, "Dynamics of Flexible Mechanical Systems using Vibration and Static Correction Modes", Journal of Mech. Trans. Auto. Des 108, pp.315-322.
- (2) Spanos J.T. and Tsuha W.S., 1991, "Selection of Component Modes for Flexible Multibody Simulation", Journal of Guidance Vol.14, No.2, pp.278-286.
- (3) Shin S.S., Yoo W.S. and Tang J., 1993, "Effect of Mode Selection, Scailing, and Orthogonalization on the Dynamic Analysis of Flexible Multibody Systems", Mechanics of Structures and machines Vol.21, No.4,

- pp.507-527.
- (4) Kim S.S. and Haug E.J., 1990, "Selection of Deformation Modes for Flexible Multibody Dynamics", Mechanics of Structures and machines Vol.18, No.4, pp.565-586.
- (5) Wu S.C., Haug E.J. and Kim S.S., 1986, "A Variational Approach to Dynamics of Flexible Multibody Systems", Technical Report 86-15, CCAD, Univ' of IOWA.
- (6) Haug E.J., 1989, Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Volume 1: Basic Methods, Allyn and Bacon, MA.
- (7) R. R. Craig, Jr, 1981, Structural Dynamics, Willey, NewYork.
- (8) 박태원, 서종휘, 2002, “태양전지판의 전개거동 해석”, DADS User’s Conference.
- (9) Michael R and Mark M., MSC/ NASTRAN Quick Reference Guide Version 70.5, The MacNeal-Schwendler Corporation.
- (10) MSC/NSATRAN DMAP Manual, The MacNeal-Schwendler Corporation.
- (11) DADS/Flex Reference Manual, LMS CADSI, 1999.
- (12) A. MUNJIA, 1998, "An $M(M^{-1}K)$ proportional damping in explicit integration of dynamics structural systems", International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 41, No.7, pp.1277-1296.
- (13) 김진철, 김학정 외, 2000, "아리랑 1 호 위성의 개발기술", 한국항공우주학회논문집, Vol. 28, No.4, pp.143-162.
- (14) 박태원, 정원선, 2002, “Strain Energy Hinge 좌굴 해석”, 대한기계학회춘계학술대회논문집, pp.468-474.
- (15) 채장수, 황도순, 1993, “태양전지판 전개장치의 실험적 연구”, 한국자동제어학술회의논문집, pp.778-782.