

# 회전 유연 외팔보 진동 시뮬레이션 검증을 위한 테스트 베드 구축

○ 강연준\* · 김성수\*\*

## Development of A Flexible Rotating Beam Test Bed for Experimental Varification

○ Youn-Jun Kang, Sung-Soo Kim

**Key Words:** Flexible rotating beam(유연 외팔보), Substructuring method(부분구조물 합성법), Geometric non-linearity(기하학적 비선형성), Stiffening effects(강성효과)

### Abstract

A flexible rotating beam test bed has been developed for experimental verification of flexible rotating beam dynamics and vibration. It consists of a flexible arm, harmonic driver reducer, ac servo motor and DSP board with PC. To capture the motion induced stiffening effects of the flexible rotating beam, substructuring model has been established in multibody dynamics simulation. Substructuring model provides better results comparing with experimental data.

### 1. 서론

대변형 문제를 수반한 운동과 고속으로 회전하는 보의 경우에 비 선형성을 고려해야 되는 필요성이 Kane에 의해서 제기 되었다<sup>(1)</sup>. 운동에 의한 강성변형효과를 포함하는 방법에 관하여, 유연 다물체 동역학 학계등에서 많은 논문들<sup>(4),(5)</sup>이 발표되었으나, 대부분의 경우 실제 실험과의 검증은 미미하였다.

따라서, 본 연구에서는 회전하는 외팔보의 동역학 및 진동시뮬레이션의 검증을 위하여 외팔보 테스트 베드의 설계 제작을 목적으로 한다. 유연 외팔보의 3차원 CAD모델 데이터를 이용하여 동역학 시뮬레이션을 수행하고, 테스트 베드의 설

계 제작에 필요한 파라미터를 찾아낸다. 이와 같은 설계 과정을 거쳐 실제 테스트 베드 시스템을 제작하였고, 구동 실험을 통하여 시뮬레이션 결과를 비교 검증하였다.

### 2. 유연 외팔보 테스트 베드 구성 및 설계

#### 2.1 전체 시스템의 개요

제작된 유연 외팔보 테스트 베드는, Fig 1과 같이 크게 모터 및 감속기로 구성된 구동부, 유연 외팔보의 기구부, 그리고 모터를 구동하는 서보드라이브 및 DSP보드를 포함하는 제어부로 구성된다. 기구부는 유연 외팔보, 텀 매스, 허브, 카운터 매스(counter mass)로 구성된다. 그리고 구동 모터를 고정시키는 베이스는 유연 외팔보를 수직 및 수평으로 구동시킬 수 있는 구조를 겸할 수 있도록 설계하였다. 제어부는 모터 엔코더 신호나, 보의 끝에 부착한 가속도센서 신호를 DSP보드를 통하여 처리하고 서보드라이브에 지령을 내려주는 기능을 담당한다.

\* 충남대학교 메카트로닉스공학과 대학원

\*\* 충남대학교 메카트로닉스공학과  
E-mail sookim@cnu.ac.kr

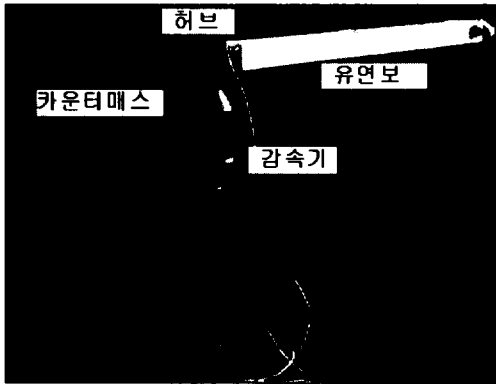


Fig. 1 A flexible rotating beam test bed

2.2 Pro/E CAD 모델링을 통한 시스템 설계

테스트 베드의 설계 제작을 위하여 3차원 CAD 프로그램인 Pro/E를 이용하였다. Pro/E는 3차원 파라메트릭 CAD 프로그램으로 부품형상의 치수를 변화시키면 연관된 다른 부분의 치수가 자동으로 갱신되는 장점을 가지고 있으며, 설계에 사용된 3차원 형상데이터를 DADS/Pro를 이용하여 쉽게 DADS 모델링을 할 수 있는 특징을 가지고 있다. 설계시의 주안점으로 둔 사항은 하모닉 드라이브 케이스의 설계이다. 일반적으로 하모닉 드라이브를 사용할 때 각 축의 직각도 및 동심도를 맞추기 위해서 케이스를 사용하는데, 본 제작에 있어서는, Fig. 2의 하모닉드라이브 케이스 분해도와 같이, 케이스를 서클러 스플라인을 기준으로 두 개로 분할되는 구조로 제작하였다.

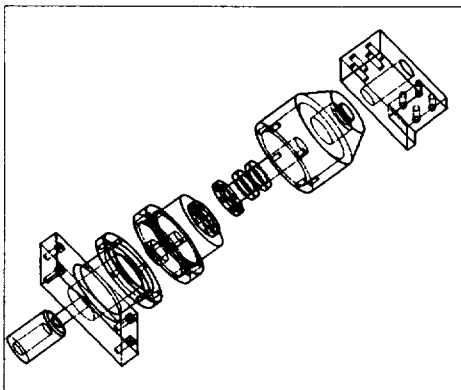


Fig. 2 Pro/E drawing of harmonic drive case

따라서 아랫단은 모터와 연결되며 안쪽에 커플링을 사용하여 모터축과 웨이브제너레이터를 연결하며, 윗단은 서클러스플라인과 볼트로써 연결되며 플렉스플라인을 감싸고 플렉스 스플라인과 연결된 출력축을 지지해 주기 위해서 베어링을 포함한다.

2.3 모터 구동을 위한 제어부

유연 외팔보의 구동을 위하여 AC 서보모터 및 드라이버를 사용하였으며, 다음 Table 1은 서보모터의 사양을 나타낸다.

Table 1 Specifications of AC servo motor

AC SERVO MOTOR (대우 DS-F02CA)	
정격 출력	200 watt
정격 토크	0.64 Nm
연속최대토크	0.73 Nm
순시최대토크	1.91 Nm
허용 부하	5.07 kgcm <sup>2</sup>
정격 속도(최대 속도)	3000 rpm(4500rpm)

엔코더 및 가속도 신호를 처리하여 서보드라이버에 지령을 내려주기 위하여는 DSP보드를 사용하였다. 실제로 외팔보를 제어하는 제어프로그램은 MATLAB Simulink를 이용하여 작성된 제어블록을 RealTime Workshop을 이용하여 자동으로 C 코드로 만들고 컴파일하여 사용하였다. 이렇게 작성된 제어프로그램은 DSP보드에 다운로드되어 유연 외팔보의 위치 및 속도를 제어하며, 외팔보 끝단에 설치한 가속도 센서로부터 신호를 입력받아 동력학 해석결과와 비교하였다.

2.4 강제 DADS해석을 통한 설계변수 결정

유연 외팔보 테스트 베드를 설계함에 있어 결정되어야 할 설계변수로는 카운터 매스, 첨단 질량, 그리고 유연보의 질량 등이다. 본 논문에서 카운터 매스는 다음과 같은 두 가지 이유 때문에, 실제 제작 전에, 결정되어야 할 설계 변수로 정하였다. 먼저, 유연 외팔보가 수평으로 회전하는 동안 질량의 불균형으로 인한 모터축의 횡방향 진동을 감소시키고자 하였으며, 다음으로, 유연 외팔보의 수직 구동시, 모터축에 발생하는 토크의 크기를 줄이고자 카운터 매스를 설계하였다.

모터축의 횡방향 진동은, 유연보의 회전 시 질

량의 불균형으로 인해서 모터축에 횡방향으로 발생하는 힘 때문에 발생하는데, 축 진동을 줄이기 위하여, 회전하는 유연보의 반대쪽에 매스 밸런싱을 해주는 질량을 추가함으로써 회전보의 무게중심을 허브에 있는 모터의 구동축으로 이동시키는 효과를 주어서 모터축에 발생하는 횡방향 힘을 감소시키는 방법을 이용하였다.

그러나, 카운터 매스의 증가에 따라 모터에 걸리는 토크는 증가하게 되는 문제가 발생할 수 있다. AC 서보 모터는 허용부하 관성을 가지고 있는데, 모터축에 작용하는 부하관성이 이 허용치를 넘어설 경우 모터가 부하에 의해 회전하는 마이너스(Minus)부하 현상이 나타나게 된다. 마이너스 부하는 회생제동이 걸린 상태에서 연속운전이 됨을 의미하는데, 서보드라이버의 회생제동능력은 모터의 정지 시간에 해당하는 단시간 정격 사양이므로 회생제동이 연속적으로 걸리는 마이너스 부하는 서보드라이버에 무리를 주게 되고, 정확한 위치 제어를 어렵게 한다.

따라서, 강체 DADS 해석을 통하여, 수평 구동시에 드라이버에 작용하는 힘을 줄이며, 동시에 모터의 허용 부하관성의 범위를 넘지 않는 카운터 매스, 첨단질량, 유연 외팔보의 질량을 결정하고자 하였으며, 유연 외팔보의 수직운동시의 구동토크를 줄이고자 하였다.

다음 Fig. 3은 DADS/Pro를 이용한 유연 외팔보 동력학 모델이며, 수평 구동실험을 통해 토크와 회전축의 횡방향 힘을 살펴보았다. 식 (1)은 수평 구동시 사용한 회전각 드라이버의 함수이며,  $Q_d$ 는 회전각,  $T_s$ 는 회전시간을 나타낸다.

$$\theta(t) = \frac{1}{T_s} \left( \pi \frac{\theta_d}{180} \right) \left( t - \left( \frac{T_s}{2\pi} \sin\left( \frac{2\pi t}{T_s} \right) \right) \right) \quad (1)$$

$$\frac{d\theta}{dt}(t) = \frac{1}{T_s} \left( \frac{\pi \theta_d}{180} \right) \left( 1 - \cos\left( \frac{2\pi t}{T_s} \right) \right)$$

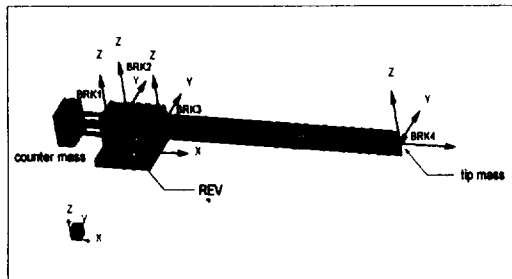


Fig. 3 Rigid DADS model of flexible beam

Table 2는 강체 DADS모델의 질량 및 관성데이터를 보여주며, Fig. 4는 1초동안 90도 회전시 카운터 매스의 변화에 따른 회전축의 횡방향 힘의 변화를, Fig. 5는 토크의 변화를 나타낸다. 카운터 매스 추가시 회전축의 횡방향 힘은 현저히 감소하는 것을 볼 수 있으며, 토크는 증가하나 Table 1에서 나타난 모터 허용범위를 만족하였다. 해석 결과에 의하면, 실제 1024g의 카운터 매스가 필요하지만, 제작의 편의상 879g을 사용하였다.

Table 2 Mass properties(Unit:CGS)

	질량	Ixx	Iyy	Izz
Arm	195	260.65	104260	104000.65
Hub	581	2492.4134	6329.1411	6400.5610
Axis	159	602.88439	602.88333	79.943318
Tip	50	69.780484	6.248994	69.780402
<b>Dimension of Arm</b>				
L : 80, W : 0.2, H : 4				

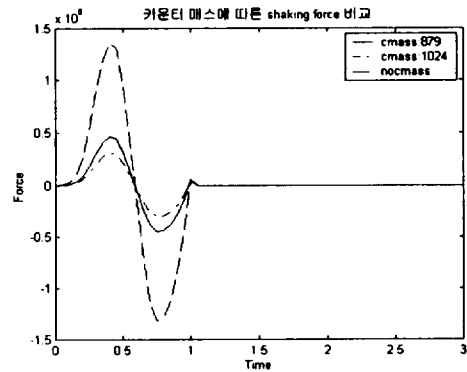


Fig. 4 Shaking force of revolte joint

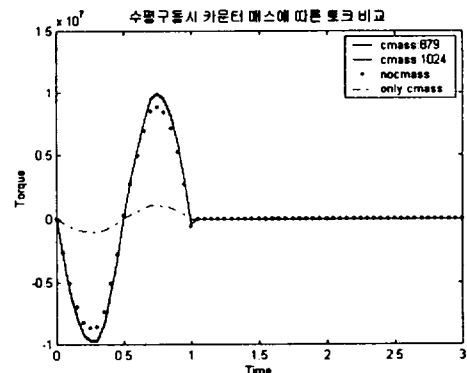


Fig. 5 Torque of driver

### 3. 유연 외팔보의 진동 해석 및 실험 검증

#### 3.1 비선형성 고려를 위한 부분구조물 합성법

회전하는 유연체의 경우, 선형이론에서는 축방향 힘에 의한 효과를 무시되지만, 기하학적 강성 효과에 의하여 회전체의 강성도를 더욱 증가시키는 효과가 나타난다. 이에 Kane<sup>(1)</sup> 등은 회전하는 유연체 보의 운동방정식을 유도하기 위하여 비선형 보 이론을 사용하였으며, Wu와 Haug<sup>(2)</sup>는 비선형 부분구조물 합성법을 사용하였다. 본 논문에서도, 회전하는 외팔보의 강성변화를 고려하기 위하여 부분구조물 합성방법을 적용하였다.

부분구조물 합성법은 한 개의 물체에 작용하는 기하학적 비선형 효과를 고려하기 위하여 해당 물체를 여러 개의 부분구조물(substructure)로 나누어 각각에 대하여 국부 기준 좌표계를 정의하고, 비선형적인 각 부분구조물들의 변형은 부분구조물 기준 좌표계에 대하여 정의하여 표현하는 방법이다. 이때, 각 부분시스템의 변형은 유한요소 해석을 통하여 얻어진 변형모드들의 중첩으로 표현되며, 부분구조물의 개수와 크기는 각각의 부분구조물이 선형이론을 충족시키는 범위 안에서 결정되어진다.

Fig. 6은 n 개의 부분구조물을 갖는 한 유연물체의 일부인, i 와 i+1 번째 부분구조물을 나타내고 있다. 한 개의 부분구조물의 운동방정식은 탄성다물체 동역학 이론<sup>(3)</sup>에 의하여 식 (2)와 같이 얻을 수 있다. 식 (3)은 일반화된 좌표와 고정조인트 구속조건식을 포함한 한 개의 유연보 전체에 대한 운동방정식이다.

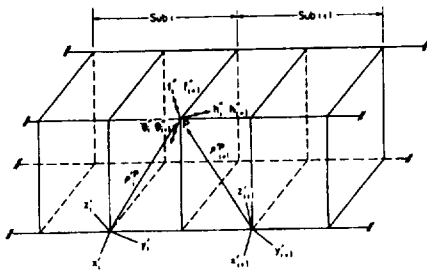


Fig. 6 Two adjacent substructures

$$[\delta r_i^T, \delta x_i^T, \delta a_i^T] \left\{ \mathbf{M}_i \begin{bmatrix} \ddot{r}_i \\ \dot{\omega}_i \\ \dot{a}_i \end{bmatrix} + \mathbf{S}_i - \mathbf{Q}_i + \mathbf{U}_i \right\} = \mathbf{0}$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}^* & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}^* \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서,  $\mathbf{M}^* = \text{diag}[\mathbf{M}_1, \mathbf{M}_2, \dots, \mathbf{M}_n]$

$\Phi_q$  : Jacobian matrix of bracket joint constraint.

$q$  : Generalized coordinates including rigid body motion and deformation coordinates.

$\mathbf{Q}^* = [\overline{Q}_1^T, \overline{Q}_2^T, \dots, \overline{Q}_{m-1}^T]$ ,  $\overline{Q}_i = \mathbf{Q}_i - \mathbf{U}_i - \mathbf{S}_i$

#### 3.2 DADS 선형모델 및 비선형 모델

회전하는 외팔보의 기하학적 비선형성을 고려하기 위하여 유연 외팔보의 DADS 비선형 모델은 보를 각각 2개 및 4개의 부분구조물로 구성하였다. 유연암을 제외한 유연 외팔보의 다른 물체는 Fig. 3의 강체 DADS모델과 동일하다. 4개의 부분구조물로 이루어진 비선형모델은 Fig. 7과 같이 각각의 요소들 간에 고정조인트로 연결을 하여 모델링 하였다.

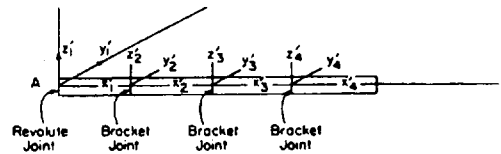


Fig. 7 A four-substructure beam

#### 3.3 ANSYS를 이용한 유한요소 모드해석

Flexible DADS 해석을 위해서는 모드형상 및 모달강성 데이터가 필요한데, 이를 위하여 ANSYS 유한요소 해석 프로그램을 이용하였다. 사용된 선형모델의 유한요소 모델은 Fig. 8과 같이 16개의 요소로 이루어져 있으며 모드해석을 수행하였다. 비선형 모델은 부분구조물의 길이에 해당하는 유한요소모델을 생성하였다. Table 3은 유한요소모델에 사용된 3차원 보요소의 물성치를 보여주며, Table 4는 진동 모드형상과 고유진동수를 나타낸다.

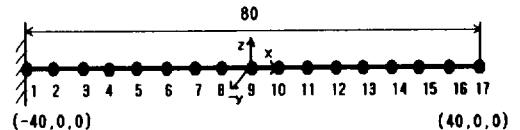


Fig. 8 ANSYS finite element model

Table. 3 ANSYS model description

Element Type	Beam4(3D elastic beam)
Area	0.8cm <sup>2</sup>
Elastic modulus	70GPa
Density	2.7g/cm <sup>3</sup>

Table. 4 Mode shape & natural frequency

Mode shape	Frequency(Hz)
1st bending mode	2.47
2nd bending mode	15.48

### 3.4 유연 외팔보의 진동 시뮬레이션

유연 외팔보의 선형 모델과 비선형 모델의 해석결과를 비교하기 위하여 유연보 끝단의 국부 변위(유연보의 횡방향 상대변위)를 살펴보았다. 식 (1)에서 회전각( $\theta$ )을 90도로 하고 회전시간( $T_s$ )를 변화 시켜가며 선형과 비선형 모델의 차이를 비교하였다. Fig. 9는  $T_s = 1$ sec인 경우로, 비선형 모델의 경우 90도 회전 후 진폭은 3cm 이내이나, 선형 모델은 30cm 정도 뒹을 알 수 있다. Fig. 10의  $T_s = 0.8$ sec인 경우에는 선형모델의 변위는 100cm를 넘어서, 암 길이가 80cm임을 고려해 볼 때 선형모델의 해가 불합리적임을 알 수 있다.

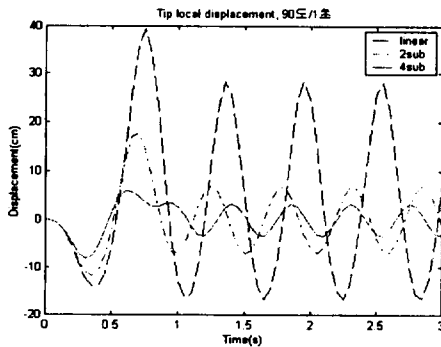


Fig. 9 Local tip displacement( $T_s = 1, Q_d = 90$ )

일반적으로 회전하는 유연체 보에서 기하학적 강성효과는 각속도에 비례해서 나타나고, 이러한 강성효과는 실제로 유연보 끝단의 변위를 감소시키는 효과를 주게된다. 따라서,  $T_s = 1$ sec.와 0.8sec.인 경우에 모두 선형모델의 변위가 비선형

모델에 비해 훨씬 크게 나타나고 있으며, 회전속도가 증가 할 수록 비선형 모델의 해가 더 신뢰성이 있음을 알 수 있다.

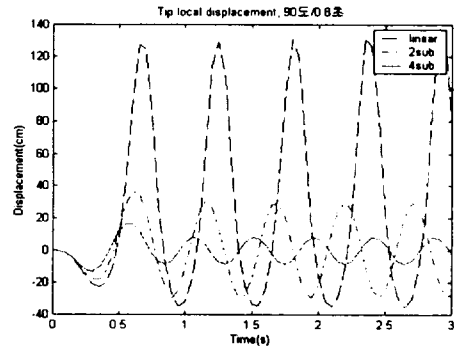


Fig. 10 Local tip displacement( $T_s=0.8, Q_d=90$ )

다음은 Kane<sup>(2)</sup>이 사용한 식 (4)의 드라이버로,  $T_s$ 이후에 일정 각속도로 회전하는 유연보의 강성효과에 의한 비선형성을 고찰하였다.

$$\theta = \frac{\omega_s}{T_s} \left[ \frac{1}{2} t^2 + \left( \frac{T_s}{2\pi} \right)^2 \left( \frac{\cos(2\pi t)}{T_s} - 1 \right) \right], \quad t < T_s \quad (4)$$

$$\omega_s \left( t - \frac{T_s}{2} \right), \quad t \geq T_s$$

Fig. 11은  $\omega_s$ 가 4rad/s,  $T_s$ 가 5초인 경우의 선형과 비선형 모델의 변위를 나타내고있다. 이 경우, 선형모델의 변위가 크게 나타났으며, 회전속도의 크기에 비례해서 선형 모델과 비선형 모델과의 차이가 점점 크게 나타남을 확인할 수 있었다. 이는 운동에 의한 강성효과가 각속도에 비례하여 커 짐을 보여준다.

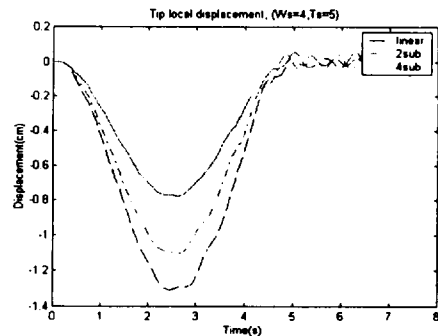


Fig. 11 Local tip displacement using Kane's driver

### 3.5 실험 검증

동력학 해석을 검증하기 위하여 Fig. 9와 10에서 보인 해석과 동일한 조건으로 실험을 하여 가속도를 비교하였다. Fig. 12, 13은 1초와, 0.8초 구동시의 동력학 해석과 실험치의 가속도를 보여주는데, 비선형 모델의 해석 결과가, 실험값과 잘 일치함을 보여준다. Ts가 0.8초 시뮬레이션의 경우, 선형모델의 가속도는 비정상적인 값이 나와 실험값과 비교하지 않았다. Fig. 12, 13에서 실험값과 해석결과가 위상차가 생기는 이유는 DADS 해석시 감쇠비를 고려하지 않았기 때문으로 생각되어진다. 구동식 (4)에 의한 시뮬레이션의 검증은 0초에서 5초구간에서 외팔보가 상하로 진동하는 문제로 인하여 가속도를 측정하지 못하였다.

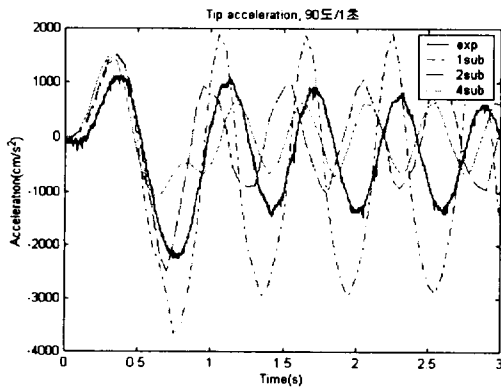


Fig. 12 Experimental verification(Ts=1s)

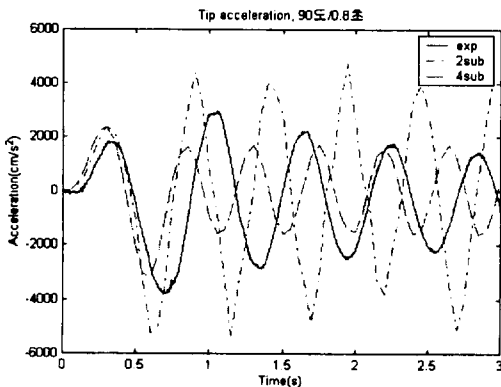


Fig. 13 Experimental verification(Ts=0.8s)

### 4. 결론

본 연구에서 회전 유연 외팔보 테스트 베드를 구축하여, 유연 외팔보의 동력학 해석과 실험과의 비교 검증을 하였다. Pro/E와 DADS를 이용하여 시뮬레이션에 기반을 둔 설계 해석을 수행하였으며, DADS비선형 모델을 이용한 동력학 해석과 실험으로 유연 외팔보의 비선형성 고려의 필요성을 입증하였다. 비선형모델의 부분구조물 개수와 유한요소모델에 따라 실험값과 차이를 보였으며, 이에 대한 모델링 방법의 연구가 더 필요하리라 생각된다. 또한, 다른 문헌에 나온 방법들 (4), (5)에 대한 연구도 필요하리라 생각된다.

### 참고문헌

- (1) T. R. Kane, R. R. Ryan, 1985, "Dynamics of A Cantilever Beam Attached to A Moving Base," AAS/AIAA. Astrodynamics Specialist Conference.
- (2) S. C. Wu and E. J. Haug, 1988, "Geometric Non-Linear Substructuring for Dynamics of Flexible Mechanical Systems", International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 26, pp. 2211-2226.
- (3) S. C. Wu, E. J. Haug and S. S. Kim, 1989, "A Variational Approach to Dynamics of Flexible Multibody Systems," Mechanics of Structures and Machines, International Journal, Vol 17.
- (4) J. Ryu, S. S. Kim and S. S. Kim, 1997, "A Criterion on Inclusion of Stress Stiffening Effects in Flexible Multibody Dynamic System Simulation," Computer & Structures Vol. 62, pp. 1035-1048.
- (5) 유흥희, 1996, "집중질량의 영향을 고려한 회전 외팔보의 진동해석," 대한기계학회 논문집(A), 제20권, 제 8호, pp. 2516-2523.