



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

2021년 8월

박사학위논문

# 장력을 받는 유연한 전개형 Solar Array의 열적 진동 응답에 관한 연구

조선대학교 대학원

기계시스템미래자동차공학과

이 항 서

# 장력을 받는 유연한 전개형 Solar Array의 열적 진동 응답에 관한 연구

Study on Thermal Vibration Response of Flexible Deployable  
Solar Array Subjected to Tension

2021년 8월 27일

조선대학교 대학원

기계시스템미래자동차공학과

이 항 서

# 장력을 받는 유연한 전개형 Solar Array의 열적 진동 응답에 관한 연구

지도교수 김 경 석

이 논문을 공학 박사학위신청 논문으로 제출함

2021년 4월

조선대학교 대학원

기계시스템미래자동차공학과

이 항 서



## 이항서의 박사학위 논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 김재열 ㉠

위원 조선대학교 교수 김경석 ㉠

위원 조선대학교 교수 장완식 ㉠

위원 조선대학교 교수 정현철 ㉠

위원 포항공과대학교 명예교수 홍정기 ㉠

2021년 6월

조선대학교 대학원

## 목 차

LIST OF TABLES .....	V
LIST OF FIGURES .....	VI
Nomenclature .....	X
Abstract .....	XIV
제 1 장 서 론 .....	1
제 1 절 연구 배경 .....	1
제 2 절 기존의 연구 .....	3
제 3 절 연구 목표 및 내용 .....	5
제 2 장 해석 모델 .....	8
제 1 절 해석 모델의 구성 .....	8
제 2 절 해석 모델의 치수 및 물성치 .....	10
제 3 장 고유 진동 해석 .....	12
제 1 절 정식화 .....	12
제 2 절 해석 결과 .....	17
1. 고유진동수 및 진동 모드 .....	17
2. 평균 축 압축 하중의 영향 .....	20
제 4 장 동적 응답 해석 .....	23
제 1 절 정식화 .....	23
1. 온도 영역 .....	23

2. 변위 영역-열·구조의 비연성 .....	24
제 2 절 해석 결과 .....	31
1. 시간 변화에 따른 Boom의 끝단 처짐( $P=14.75N$ ) .....	31
2. 시간 변화에 따른 Boom의 끝단 최대 굽힘모멘트 ( $P=14.75N$ ) .....	32
3. 시간 변화에 따른 Boom의 끝단 처짐( $P=12.75N$ ) .....	32
4. 시간 변화에 따른 처짐 해석 결과의 확대( $P=14.75N$ ) .....	34
제 5 장 실험에 의한 검증 .....	35
제 1 절 실험의 개요 .....	35
제 2 절 실험 장치의 구성 .....	35
1. 실험 모델과 장치 .....	35
가. 실험 모델의 구성 .....	35
(1) Spreader Bar의 구성 및 물성치 .....	35
(2) Boom의 구성 및 물성치 .....	36
(3) Blanket의 구성 및 물성치 .....	37
(4) Boom의 상단부 .....	37
(5) Boom과 Spreader Bar의 결합부 .....	38
(6) Blanket와 Spreader Bar의 결합부 .....	40
(7) Blanket 상단 고정부 .....	41
나. 실험 장치 .....	42
(1) 실험 장치 개요 .....	42

(2) 실험 장치의 상부 .....	43
다. 가열 장치 및 측정 장치 .....	44
(1) 히터 및 단열판 .....	44
(2) 측정 장치 .....	46
라. 진공 챔버 .....	47
제 3 절 실험의 구성 및 실험 방법 .....	48
1. 실험의 개요 .....	48
2. Boom의 끝단 처짐의 측정 .....	48
3. Boom의 축 압축 하중의 검출 .....	49
4. 주파수 검출 .....	51
제 4 절 이론 해석 결과 및 실험 결과 .....	52
1. 시간 경과에 따른 Boom의 끝단 처짐 .....	52
가. 대칭 모델 .....	52
나. 비대칭 모델 .....	55
2. 축 압축 하중의 영향 .....	57
가. 평균 축 압축 하중과 정적 처짐의 관계 .....	58
나. 평균 축 압축 하중과 동적 진동의 진폭과의 관계 ...	59
3. 외부조사량의 영향 .....	60
가. 외부조사량과 정적 처짐의 관계 .....	60
나. 외부조사량과 동적 진동의 진폭과의 관계 .....	61
4. 주파수 스펙트럼 해석 .....	62

가. 대칭 모델 .....	63
나. 비대칭 모델 .....	65
5. 대기중과 진공의 영향 .....	66
<b>제 6 장 열-구조 연성을 포함한 동적 응답과</b>	
<b>안정성 판별 .....</b>	<b>69</b>
<b>제 1 절 정식화 .....</b>	<b>69</b>
1. 온도 영역 .....	69
2. 변위 영역 .....	73
3. 근이해의 계산 .....	76
4. 준정적 해석 .....	81
5. 안정성 판별 .....	82
6. 동적 해석 .....	83
<b>제 2 절 해석 결과 .....</b>	<b>86</b>
1. 준정적 응답 .....	86
2. 열-구조 연성의 효과 .....	88
3. 안정성 판별 .....	89
4. 동적 응답 .....	91
<b>제 7 장 결론 .....</b>	<b>96</b>
<b>참 고 문 헌 .....</b>	<b>99</b>

## LIST OF TABLES

Table 2.1 Properties of Boom .....	10
Table 2.2 Properties of Spreader Bar .....	10
Table 2.3 Properties of Blanket .....	10
Table 2.4 Other Properties .....	11
Table 3.1 Natural frequency and mode shape parameter of HST solar array about P=14.75N .....	17
Table 3.2 Natural frequency and mode shape parameter of HST solar array about P=12N .....	18
Table 5.1 Properties of Spreader Bar of the test specimen .....	36
Table 5.2 Properties of Boom of the test specimen .....	36
Table 5.3 Properties of Blanket of the test specimen .....	37
Table 5.4 Specifications of motor 1 .....	43
Table 5.5 Specifications of heater .....	45
Table 5.6 Specifications of motor 2 .....	45
Table 5.7 Specifications of Digital Recorder .....	46
Table 5.8 Specifications of Strain Amp. ....	46
Table 5.9 Specifications of Vacuum chamber .....	47
Table 5.10 Specifications of the laser displacement sensor .....	49
Table 5.11 Specifications of load cell .....	50
Table 5.12 Specifications of FFT analyzer .....	51
Table 5.13 Theoretical natural frequency for a symmetric model .....	63
Table 5.14 Theoretical natural frequency for an asymmetric model .....	63

## LIST OF FIGURES

Fig. 1.1 Examples of the thermal induced vibration occurring in HST	2
Fig. 2.1 FRUSA on the ground and unfolding in space .....	8
Fig. 2.2 Overview of Hubble Space Telescope and FRUSA .....	8
Fig. 2.3 Solar array analytical model .....	9
Fig. 3.1-a Vibration modes of HST solar array of P=14.75N .....	19
Fig. 3.1-b Vibration modes of HST solar array of P=14.75N .....	20
Fig. 3.2 Natural frequency variations with average axial force .....	21
Fig. 3.3 Variation of frequencies and tip deflection ratio with average axial force .....	21
Fig. 3.4 Changes of mode shapes with average axial forces .....	22
Fig. 4.1 Time histories of the dynamic response of boom tip deflection (P=14.75N) .....	31
Fig. 4.2 Time histories of the bending moment of boom tip deflection (P=14.75) .....	32
Fig. 4.3 Time histories of the dynamic response of boom tip deflection (P=12.0N) .....	33
Fig. 4.3 Magnified time histories of the dynamic response of boom tip deflection .....	34
Fig. 5.1 Composition of the top of the boom .....	38
Fig. 5.2 Photograph of the top of the boom .....	38
Fig. 5.3 Composition of the bottom of the boom .....	39
Fig. 5.4 Photograph of the bottom of the boom .....	39
Fig. 5.5 Composition of the Spreader Bar .....	40
Fig. 5.6 Photograph of the Spreader Bar .....	40
Fig. 5.7 Photograph of the top of the Blanket .....	41
Fig. 5.8 Composition of experimental equipment .....	42
Fig. 5.9 Photograph of front of experimental equipment .....	42
Fig. 5.10 Top of experimental equipment .....	43

Fig. 5.11 Heater .....	44
Fig. 5.12 Insulation plate .....	44
Fig. 5.13 Setup of heaters and insulation plates .....	45
Fig. 5.14 Measurement device .....	46
Fig. 5.15 Measuring system .....	48
Fig. 5.16 Measurement of boom tip deflection .....	49
Fig. 5.17 Acting load on the specimen .....	50
Fig. 5.18 Theoretical results of boom tip deflection for the symmetric model .....	53
Fig. 5.19 Experimental results of boom tip deflection for the symmetric model .....	54
Fig. 5.20 Theoretical results of boom tip deflection for the asymmetric model .....	55
Fig. 5.21 Experimental results of boom tip deflection for the asymmetric model .....	56
Fig. 5.22 Effect of boom average axial force about static deflection for a symmetric model .....	58
Fig. 5.23 Effect of boom average axial force about static deflection for an asymmetric model .....	58
Fig. 5.24 Effect of boom average axial force about dynamic amplitude for a symmetric model .....	59
Fig. 5.25 Effect of boom average axial force about dynamic amplitude for an asymmetric model .....	59
Fig. 5.26 Effect of heat flux about static deflection for a symmetric model .....	60
Fig. 5.27 Effect of heat flux about static deflection for an asymmetric model .....	61
Fig. 5.28 Effect of heat flux about dynamic amplitude for a symmetric model .....	61
Fig. 5.29 Effect of heat flux about dynamic amplitude for an asymmetric model .....	62



Fig. 5.30 Frequency response for a symmetric model $P=0.43(N)$ .....	63
Fig. 5.31 Frequency response for a symmetric model $P=0.56(N)$ .....	64
Fig. 5.32 Frequency response for a symmetric model $P=0.91(N)$ .....	64
Fig. 5.33 Frequency response for an asymmetric model $P=0.25(N)$ .....	65
Fig. 5.34 Frequency response for an asymmetric model $P=0.76(N)$ .....	65
Fig. 5.35 Effect of heat flux about dynamic amplitude on atmosphere .....	66
Fig. 5.36 Effect of heat flux about dynamic amplitude on vacuum .....	67
Fig. 5.37 Effect of heat flux about static deflection on atmosphere .....	67
Fig. 5.38 Effect of heat flux about static deflection on vacuum state .....	68
Fig. 6.1 Heat flux from the sun .....	70
Fig. 6.2 Cross section of the boom .....	71
Fig. 6.3 Displacement of boom and blanket .....	74
Fig. 6.4 Acting force on boom and blanket .....	74
Fig. 6.5 Boom tip deflection about solar incident angle ( $P=14.75,13.5,12.0(N)$ ) .....	87
Fig. 6.6 Static deflection of boom tip about average axial force .....	87
Fig. 6.7 Effect of thermal-structural coupled about quasi-static defection .....	88
Fig. 6.8 Stability curve about solar incident angle of symmetric and asymmetric .....	89
Fig. 6.9 Stability curve about radiation heating of symmetric and asymmetric .....	90
Fig. 6.10 Stability curve about solar incident angle for average axial force change of asymmetric model .....	90
Fig. 6.11 Stability curve about solar incident angle of $P=14.75(N)$ .....	91
Fig. 6.12 Time history of tip deflection in stable state about $P=14.75(N)$ .....	92
Fig. 6.13 Time history of tip deflection in near stability curve about $P=14.75(N)$ .....	92
Fig. 6.14 Time history of tip deflection in unstable state about	

P=14.75(N) .....	93
Fig. 6.15 Stability curve about solar incident angle of P=12(N) .....	93
Fig. 6.16 Time history of tip deflection in stable state about P=12(N)	94
Fig. 6.17 Time history of tip deflection in near stability curve about P=12(N) .....	94
Fig. 6.18 Time history of tip deflection in unstable state about P=12(N) .....	95

## - NOMENCLATURE -

$A$	:	Cross-sectional area of boom (m <sup>2</sup> )
$b$	:	Half the length of the spreader bar (m)
$b_i$	:	Width of solar blanket (i=1 or 2) (m)
$c$	:	Specific heat of boom (J/(kg-K))
$C_i$	:	Unknown constant
$C_{ij}$	:	Coefficients used in the eigenvalue problem of buckling analysis (i, j=1 or 2)
$D_i$	:	Unknown constant
$c_m$	:	Wave propagation velocity of blanket
$EI$	:	Bending stiffness of boom (Nm <sup>2</sup> )
$EF$	:	Warping rigidity of boom (Nm <sup>4</sup> )
$F_x$	:	Tension per unit width on blanket (N)
$GJ$	:	Torsional rigidity of boom (Nm <sup>2</sup> )
$h$	:	Thickness of boom (m)
$i$	:	Subscripts indicating two booms (i=1 or 2)
$I_E$	:	Polar moment of inertia of boom (m <sup>4</sup> )
$I_{jn}^{(i)}$	:	Integral of eigenfunctions of order nth vibration mode (i=1 or 2) ( j=1~7)
$I_S$	:	Moment of inertia around the center of spreader bar (kg-m <sup>2</sup> )
$I_x$	:	Mass moment of inertia per unit length of boom (kg-m <sup>2</sup> /m)
$k$	:	Thermal conductivity of boom (W/(m-K))
$L$	:	Length of boom (m)
$M_i$ or $M_{yi}$	:	Bending moment of boom (i=1 or 2) (Nm <sup>2</sup> )

$M_S$	:	Mass of spreader bar (kg)
$M_m$	:	Mass of blanket (kg)
$M_{Ti}$	:	Thermal bending moment of boom (i=1 or 2)
$M_{xi}$	:	Moment around x-axis of boom (i=1 or 2)
$P$	:	Average axial force of boom(N)
$p$	:	Natural circular frequency of boom (rad/sec)
$P_{cr}$	:	Buckling load of boom (N)
$\bar{P}_i$	:	Axial force of boom (i=1 or 2) (N)
$P_n$	:	Nth natural circular frequency (rad/sec)
$q$	:	Component of heat load after deformation
$q_n$	:	Reference coordinates
$Q$	:	Subscript indicating quasi-static transformation
$Q_n^0$	:	Constant determined by natural frequency
$R$	:	Radius of boom (m)
$R_n^0$	:	Constant determined by vibration mode
$s_0$	:	Heat flux (W/m <sup>2</sup> )
$t$	:	Time (sec)
$T_{mi}$	:	Amplitude of temperature fluctuations within the boom cross section
$T^*$	:	Steady-state value of temperature fluctuation amplitude
$\tilde{T}_i$	:	Average temperature of the boom cross section
$\tilde{T}_{ss,i}$	:	Average temperature of steady-state (i=1 or 2)
$V_{zi}$	:	Shear force in the z-axis direction of the boom (i=1 or 2)

$w_i$	: Out-of-plane displacement of the boom (i=1 or 2) (m)
$w_m$	: Deflection of blanket (m)
$w_s$	: Deflection of spreader bar (m)
$w_{s0}$	: Deflection of the center of the spreader bar (m)
$W_{in}$	: Nth natural mode of boom
$W_{Ln}^{(i)}$	: Nth eigenfunction of boom tip deflection
$W_{mn}$	: Nth natural mode of blanket
$x$	: Coordinate value (m)
$\alpha_i$	: A constant that defines the amount of deflection
$\alpha_S$	: Thermal absorptivity of boom
$\alpha_T$	: Coefficient of thermal expansion of boom (1/K)
$\beta_n$	: Parameter for vibration mode of solar array
$\gamma_i$	: A constant about torsional angle
$\varepsilon_S$	: Thermal emissivity of boom
$\theta$	: heat flux angle
$\theta_{s0}$	: Rigid body rotation angle of the center on spreader bar
$\theta_{xi}$	: Twist angle of the boom (i=1 or 2) (degree)
$\rho$	: Density of boom (kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma$	: Stefan-Boltzmann coefficient (W/(m <sup>2</sup> -K <sup>4</sup> ))
$\sigma_m$	: Solar blanket mass per unit area (kg/m <sup>2</sup> )
$\tau$	: Thermal system characteristic time
$\phi$	: Circumferential angle of the boom (degree)
$\Delta b$	: Offset the blanket from the central axis (m)

~ : Symbol indicating dynamic vibration component

## Abstract

### Study on the Thermal Vibration Response of Flexible Deployable Solar Array Subjected to Tension

Lee Hang Seo

Advisor : Prof. Kyeong-Suk Kim, Ph.D.

Dept. of Mechanical System & Automotive Engineering,  
Graduate School of Chosun University

Since humans have used airplanes to fly in the sky, space structures such as artificial satellites and the International Space Station (ISS) with various missions are launched into the orbit of the earth and operated in order to continue a more prosperous life. These space structure are independently operated for a long time in outer space, it has a characteristic that it must generate and maintain the power required for operation by a solar cell system. In addition, recent space structures tend to be enlarged in accordance with the increase in the required mission and accuracy. The solar cell system, which is the power source, is also required to be reduced in weight as much as possible because it has to be transported by rockets from the ground to orbit in terms of economy and efficiency in spite of increasing in size by the required power increases.

A space structure with these requirements does not require high rigidity to support a load due to its own weight, unlike the ground. Therefore, space structures such as solar cells are characterized in that they tend to be light and flexible structures such as beams, membranes, and plates, compared to structures on the ground. A light and flexible structure has a high tendency to easily deform and vibrate by a slight load or disturbance, and may have a fatal effect on the structure.

Flexible space structures that perform missions in space environments are apt to vibrate by the rapid change of solar heat flux and temperature gradient inside the structure during the night-day transition. The phenomenon that causes such a dynamic response is generally referred to as "thermal induced vibration", and is one of the phenomena occurring in space. The cause of this phenomenon is that, the structure on the ground have high rigidity, the influence of the inertial force can be neglected, but in a flexible structure, it is easily affected by the inertial force, which causes vibration.

If the thermal induced vibration problem is predicted in an analytical method and it is not reflected in the design, the unstable dynamic response will have a great effect on the space structure, and high-resolution images and data cannot be obtained. Therefore, in order to operate an efficient mission in space, it is necessary to effectively control the vibration of the satellite body due to interference and force caused by thermal induced vibration in flexible structures such as solar panels and antenna booms.

An example of this actually happening is the problem that occurred in the Hubble Space Telescope (HST) launched in 1990. The problem that occurred in this HST is the problem of spherical aberration of the main reflector and the vibration problem called "Pointing Jitter", which occurred from the beginning of the first image data transmission. Among them, the vibration problem was determined to be caused by the solar array. Through this repair and replacement mission, damage to the solar array boom and distortion deformation of the solar array were discovered.

Therefore, in this paper, the solar array of HST is modeled as a simple model with beams and membranes, and the phenomenon of thermal induced vibration is verified and analyzed by natural vibration analysis and dynamic response analysis and experimental method considering the coupling of bending and torsion, and heat and structure.



# 제 1 장 서론

## 제 1 절 연구 배경

인류가 비행기를 이용하여 하늘을 날게 된 이후, 기술 발전과 더불어 보다 더 윤택한 생활을 지속하기 위하여 우주에 다양한 목적과 기능을 가진 인공위성 및 우주 정거장 등의 우주 구조물을 지구 궤도 상에 발사하여 운용하고 있다. 이러한 우주 구조물은 설계·제작시 기본적으로 고려해야 할 사항으로서, 지상의 구조물과는 달리 장기간 독립적으로 운영되기 때문에 지속적으로 동력을 보급 받기 힘들기 때문에, 일반적으로 태양전지 시스템 등에 의해 운영에 필요한 동력을 자체적으로 생산하여 유지할 수 밖에 없는 특성을 가진다. 또한, 최근의 우주 구조물은 요구되는 미션 및 정확도의 증대에 따라 복잡하고 대형화되는 경향이 있으며, 그 동력원인 태양전지 시스템도 소요 동력 증대에 따라 대형화가 진행됨과 동시에 경제·효율적인 측면에서 지상에서 궤도까지의 로켓에 의해 운반되어야 하기 때문에 최대한의 경량화가 요구된다.

이러한 요구 조건을 가진 구조물은 우주 공간에서 중력이 작용하는 지상과는 달리 무중력이기 때문에 자중에 의한 부하를 지지할 고강성을 요구하지 않고, 발사 시의 질량 등의 제한적 요소에 의해, 태양 전지 등의 우주 구조물은 지상의 구조물에 비해 보, 막, 판 등의 가볍고 유연한 구조로 되기 쉽다는 특징이 있다.

이러한 가볍고 유연한 구조는 경미한 하중이나 외란에 의해, 쉽게 변형 및 진동 발생할 경향이 크며 구조물에 치명적인 영향을 주게 될 수 있다. 그 일환으로 대류 열전달이 없는 우주 환경에서 임무를 수행하는 유연한 우주 구조물은 태양으로부터의 복사열이 없는 지역, 즉, 지구의 그림자 영역에서 태양의 복사열이 있는 영역에 노출되는 순간이나 태양에 노출 부분과 노출되지 않은 부분의 온도 차 등에 의해 구조 내부에 온도 구배가 생겨 불안정한 동적 응답이 발생하는 것을 고려해 볼 수가 있다. 이러한 동적 응답을 일으키는 현상을 일반적으로 "열 유기 진동"이라 하며, 이는 우주 공간에서 일어나는 특유의 현상 중 하나이다. 왜냐하면 많은 지상의 구조물은 높은 강성을 가지고 있어 관성력의 영향을 무시할 수 있지만, 안테나와 태양 전지와 같은 유연한 구조물에서는 관성력의 영향을 받기 쉽고 진동을 발생하기 때문이다<sup>1), 2), 3)</sup>.

이러한 열 유기 진동의 문제를 해석적 방식으로 예측하고 이를 사전에 설계에 반영하지 않으면 이러한 불안정한 동적 응답에 의하여, 특히, 고정밀도가 요구되는 우주 구조물에 큰 영향을 끼쳐 고해상도의 영상과 데이터 등을 얻을 수 없게 된다. 또한, 최근의 우주 구조물은 경량화의 요구와 함께, 임무의 복잡성 및 정확도는 증가하고 있다. 따라서 효율적인 미션을 수행하기 위해서는 태양 전지판과 안테나 붐(Boom)과 같은 유연한 구조물에 발생하는 열 유기 진동에 의한 간섭 및 힘에 의한 위성 본체의 진동을 효과적으로 억제해야 한다<sup>4), 5), 6)</sup>.

이런 현상이 실제로 일어나고 보고 된 예 중의 하나로서 1990년 4월에 궤도에 올려졌던 Hubble Space Telescope(HST)에서 발생한 문제가 있다. 그 실제 상황을 Fig. 1.1에 나타내었다. 이 HST에서 발생한 문제는 첫 번째 이미지 데이터가 전송된 당초부터 일어난 주 반사경의 구면 수차의 문제와 Pointing Jitter라는 진동 문제이다<sup>7), 8)</sup>. 이 중에 진동 문제는 태양광 어레이(Solar Array)에서 기인한 것으로 판단되어, 1993년 12월 유지 보수 임무로 인해 새로운 태양광 어레이로 교체되었으며, 회수된 태양광 어레이를 통하여 태양 전지 막을 지지하고 있던 붐 1개가 kink을 발생하는 방식으로 손상된 것이 발견되었다. 또한, 태양광 어레이가 뒤틀림 변형하고 있는 현상도 이때 확인되었다<sup>9)</sup>.

이에 본 논문에서는 HST의 태양광 어레이를 단순 모델(Model)화하여, 열 유기 진동이 일어나는 현상을 굽힘과 비틀림의 연성을 고려한 고유 진동 해석과 동적 응답 해석 및 실험에 의해 입증 분석하고, 열과 구조의 연성을 고려한 동적 응답 해석 및 계의 안정성 판별에 대하여 정리하였다.



Fig. 1.1 Examples of the thermal induced vibration occurring in HST

## 제 2 절 기존의 연구

구조물에 발생하는 온도 구배 및 구조물의 변형이 연관되어 있는 경우에는 구조물에 발생하는 열 변형에 의한 진동 현상은 불안정한 동적 응답을 일으킬 수 있으며, 이런 현상을 Thermal Flutter라고 열 탄성학을 그 기초 이론으로 한다<sup>10), 11), 12), 13)</sup>.

이러한 열 탄성학에 대한 연구는 1957년 10월 4일에 발사된 인공위성 Sputnik 이전 1950년 말에 이에 대한 기초 응용 연구가 시작되었으며, 1960년대에 발생한 OGO-IV 위성의 붐이 열 진동에 기인한 대규모 변형에 의해 파괴되고 이 진동으로 위성체의 손상 현상이 발견되어 처음으로 기초 이론을 실제적으로 적용하였으며, 현재까지 보, 평판 및 막 등의 열 진동에 관한 많은 연구가 발표되었다.

가령, Boley는 보나 평판 등의 다양한 구조물에 대하여 관성력 항을 고려하고 변형이 열에 의존하지 않는 유도 굽힘 진동의 분석 및 해석 등에 관한 연구를 수행하였다<sup>14), 15), 16)</sup>.

한편, 인공위성 등에 탑재되는 붐의 열 유도 진동에 관한 연구로 Yu는 유연한 위성체의 붐의 운동 안정성에 대하여 끝단에 질량을 가진 붐의 굽힘 진동을 외팔보로서 단순화 모드 해석을 통해 점탄성과 점성 감쇠 효과를 확인하였으며, 비틀림 강성이 매우 큰 경우에도 태양 복사열 유속에 의해 발생된 열 굽힘 모멘트에 의해 불안정에 빠질 가능성이 있음을 제시했다<sup>4), 17)</sup>. Graham은 안정 기준을 제시했다<sup>18)</sup>. Seibert와 Rice는 Euler-Bernoulli 보와 Timoshenko 보의 진동에 대하여 열 탄성 연성의 입장에서 연구하였으며, 그 결과, 긴 보와 마찬가지로 짧은 보에서도 간헐적인 열부하가 진동에 중요한 영향을 미친다는 결론을 얻었다<sup>19)</sup>. Johnston과 Thornton은 Rigid hub와 위성 구조물을 외팔보의 끝단에 선단 질량이 있게 단순화시켜 해석하였다. Euler-Bernoulli 보의 모델을 사용하였으며, 이때 회전 관성은 무시했다<sup>20)</sup>. Farrell는 붐이 복사 가열을 받는 경우에 정적인 굽힘에 대하여 해석하였다. 또한, 대변형에 관한 모델링 및 정식화를 제안했다<sup>21)</sup>. Frisch는 열 진동에 의해 손상된 위성체에서 관찰된 현상과 마찬가지로 모사한 개단면의 박육원통형의 실험 붐의 복사열에 의한 비틀림과 굽힘 현상을 연구했다. 이때 열 진동을 붐의 비틀림 강성을 증가시킴으로써 제거되는 것으로 나타냈다<sup>22), 23), 24)</sup>. Murozono와 sumi는 붐의 열 유기 굽힘 진동에 대하여 변형각에 의존하는 복사 가열에 의한 열부하를 고려한 해석하고, 대기중 및 감압하에서 실험에 의한 이론

해석의 타당성을 검증하였다<sup>25), 26)</sup>.

또한 붐의 열 유기 진동 관련 실험에 의한 검증에 관한 연구로 **Beam** 은 끝단 질량이 있는 원형 단면 형상의 붐의 열 유기 비틀림 진동에 대해 실험을 통해 확인했다. 그 결과, 시간에 따라 진폭이 성장하는 불안정한 비틀림 진동을 확인했지만, 그 안정성 한계에 대한 해석은 실시하지 않았다<sup>27)</sup>. **Rimrott** 과 **FPJ** 는 얇고 가는 붐에 대하여 변형 각에 의존하는 복사 가열에 의한 열부하를 고려한 해석을 실시해, 복사 가열의 세기를 이용하여 안정과 불안정을 예측하고, 열 유기 굽힘 진동을 실험을 통해 확인했다<sup>28)</sup>. **Kong, Park** 과 **Lee** 는 끝단 질량이 있는 유연한 붐에 열 유기 진동을 진공 챔버(**Chamber**)를 이용하여 실험적으로 검증을 실시했다. 해석에서는 고유 주파수와 열 유기 진동의 열 변형의 변동 특성을 파라미터(**Parameter**)로 하고, 시간 변화에 의한 변형을 대기와 진공 상태에서 실시하여 비교했다<sup>29)</sup>.

보다 복잡한 구조물로서, **HST**의 태양광 어레이의 열 유기 진동에 관한 연구에 대하여, **Foster** 등에 의해 **HST**의 **Flexible Rolled-Up Solar Array (FRUSA)**의 초기 불량에 관해서 보고되어 왔으며<sup>30)</sup>, **Thornton**은 단순화한 **HST**의 태양광 어레이 모델을 이용하여 좌굴 해석을 하였다. 그러나, 이 연구에서는 실제 **HST**의 태양광 어레이의 블랭킷(**Blanket**)이 2개의 붐의 중심부에 있는 것이 아니라 외부 붐에 보다 가까이 설치된, 면내 오프셋(**Offset**)을 가지는 비대칭인 것에 비해, 해석 모델의 비대칭을 고려하지 않고 대칭으로 해석하였다<sup>31)</sup>. 또한, **Chung** 등도 **HST** 태양광 어레이를 대칭 모델을 이용하여 고유 진동에 대해 해석을 실시했다. 또한, 이 연구에서는 굽힘과 비틀림의 연성을 생각하지 않고 해석을 실시함으로써 실제로 일어난 태양광 어레이의 손상에 대해 충분한 설명 이르지 않았다<sup>32)</sup>. 이후, **Muruzono**와 **Thornton**은 **HST**를 비대칭을 가진 모델로 단순화하여, 굽힘과 비틀림의 연성을 고려한 좌굴 특성, 고유 진동 특성에 대해 해석하고, 해석 모델의 면 외 방향에서 열부하를 받는다 경우에 대하여 준 정적 해석을 했다. 그러나, 이 분석에서는 관성력은 고려하지 않고 해석하였다<sup>33), 34)</sup>. **Xue**과 **Li**는 열 유기 굽힘과 비틀림의 연성 진동에 대하여 **FEM** 해석을 박육개단면과 폐단면 붐의 각 모델에 대해 분석하고, 또한 **HST**의 태양광 어레이 모델에 적용하여 해석 한 후 **HST**의 태양광 어레이 모델의 동적 응답에 대하여 **Thornton**의 해석과 비교하였다<sup>35), 36)</sup>.

이상과 같은 연구의 계산에 사용된 **HST**의 태양광 어레이에 대한 치수 및 물성치 등은 문헌 37), 38)과 39)를 참고로 했다.

### 제 3 절 연구 목표 및 내용

본 논문에서는 HST의 Roll-Out Blanket형 태양광 어레이를 블랑켓의 면내 방향 오프셋에 의한 비대칭 성을 가진 붐이나 막 등으로 구성된 단순화한 해석 모델을 가지고 굽힘과 비틀림의 연성을 고려하고, 붐의 비대칭에 의해 서로 다른 축 압축 하중을 가진 해석 모델의 고유진동수와 모드 형상을 해석한다. 그 후, 굽힘과 비틀림의 연성을 고려한 열 유기 동적 응답 해석을 준정적 변형과 작은 진동 응답의 합으로써 가정하여 해석한다. 이상의 해석은 태양광 어레이가 균일한 열복사를 받는 경우에 굽힘과 비틀림의 연성 변형은 비대칭 성이 그 원인이 된다고 판단되기 때문이다. 이 같은 수치적 이론 해석과 해석 모델의 타당성을 검증하기 위해 HST의 태양광 어레이의 약 1/10 스케일의 축소 모델을 이용하여 진공 챔버 내에서 열 유기 진동 실험을 수행하고 그 결과를 이론 해석 결과와 비교 검토한다.

또한, 앞 절에서 정리한 바와 같이 기존의 연구에서는 Roll-Out Blanket 형 태양광 어레이를 모델링하고 면외 방향에 대해 비대칭 모델의 비틀림에 대한 해석, 대칭 모델의 굽힘에 대한 해석과 열-구조 연성 해석, 비대칭 모델에서 열-구조 비연성 및 연성 해석이 이루어지고 있다. 또한 면외 방향의 좌굴 특성과 고유 진동 특성 이외에, 복사 가열을 받았을 때의 준정적 및 동적 열변형 응답에 대한 연구가 이루어왔다. 따라서 본 연구에서는 비대칭 성을 가지는 해석 모델을 이용하여 열-구조 연성의 입장에서 동적 응답 해석과 안정성 판별 분석한다.

본 논문은 이상을 목표로 수식적으로 정식화 하고 수치 계산 해석 및 실험에 의한 검증 등에 의해 저자가 각각의 주제에 따라 발표한 연구를 정리한 것이다<sup>40), 41)</sup>.

본 논문은 7 장으로 구성되어 있으며, 각 장의 내용은 다음과 같다.

제 1 장에서는 서론으로서, 본 논문의 연구의 배경과 목적, 각각의 모델에 대한 열 유기 진동에 관한 기존의 연구와 본 논문의 구성에 대하여 나타냈다.

제 2 장에서는 본 논문의 수치 해석을 위해 HST의 태양광 어레이를 단순화한 해석 모델의 구성 및 치수 및 물성 값을 보여 주었다.

제 3 장에서는 앞장의 해석 모델에 대해 고유 진동 해석의 정식화와 수치 해석 결과를 나타냈다. 정식화는 블랑켓에 작용하는 장력에 의한 해석 모델의 대칭과 비대칭에 의해 2 개의 붐에 작용하는 축 압축 하중과 붐의 굽힘이나 비틀림 각 및

블랑켓의 힘의 평형에 대한 방정식을 경계 조건과 스프레더 바(Spreader Bar)의 힘과 모멘트의 균형에 관한 운동방정식을 가지고 나타내며, 그 계산 결과를 고유진동 특성이 붐에 작용하는 평균 축 압축 하중에 크게 의존한다고 생각하여, 대칭과 비대칭 모델에 대해 각각 평균 축 압축 하중의 변화에 따른 붐 끝단 변형의 영향과 고유진동수의 변화 등으로 진동 모드의 영향을 보여 주었다.

제 4 장에서는 앞장에서 유도한 기초 방정식에 따라 동적 응답 해석 모델이 외부로부터의 복사에 의존하지 않는, 열-구조의 비연성에 대하여 정식화 했다. 온도 영역의 공식화는 붐을 얇은 원통형으로 모델링하고 있기 때문에, 원통 방향의 열전도 복사열 입력 및 열 손실을 고려하여 붐에 작용하는 열 굽힘 모멘트를 정리했다. 또한 복사 가열을 받는 동적 열 변형은 Murozono와 Thornton에 의해보고 된 해석을 참고하여, 준정적 열 변형과 그 주위에서 진동과의 중첩을 동적 응답으로 가정하고 있으며, 그 계산 결과를 붐의 끝단에서 가장 영향을 미칠 것으로 고려하여 시간경과에 다른 붐의 끝단 처짐에 대하여 해석 모델의 굽힘과 비틀림을 결정하는 스프레더 바의 변화를 보여 주었다. 또한 붐의 끝단에 축 압축력과 외래 조사량과 열부하 입사각의 영향을 나타내었다.

제 5 장에서는 전 장의 비대칭 해석 모델의 동적 응답 해석의 타당성을 검증하기 위해 태양광 어레이의 약 1/10 스케일 모델을 이용한 실험 및 측정 방법을 설명하고 실험을 통해 얻어진 결과와 전 장의 계산 결과를 비교 한 것을 보여 주었다. 실제 위성의 기능 시험은 열 진공 시뮬레이터와 공간 시뮬레이터 또는 Space Chamber 등의 장치에서 실시 되지만, 본 연구는 대학의 연구실 수준에서 이론 해석 결과의 검증과 불안정한 동적 응답의 기본 메커니즘을 밝히는 것이 목적이기 때문에 감압 환경에서 실험을 위하여 진공 챔버를 가지고 이 안에 해석 모델의 경계 조건에 맞는 축소 모델을 넣어 히터로 가열하고, 붐의 끝단의 변형을 측정했다. 결과적으로 대칭 및 비대칭 모델 모두 정적 처짐과 동적 진동에 대하여 확인하기 위해, 축 압축력과 외래 조사량의 영향 및 주파수 스펙트럼 분석을 수행하였다. 또한 대기와 진공의 영향에 대하여도, 그 타당성을 검증 하였다.

제 6 장에서는 이 장에서는 블랑켓의 면내 오프셋, 즉, 비대칭 성을 갖는 해석 모델을 사용하여 해석 모델의 불안정에 영향을 고려하여 정식화 했다. 온도 영역의 정식화는 전 장과 마찬가지로 변형에 의존하지 않는 경우 열 굽힘 모멘트와 시간에 따라 열 입력이 변형에 의존하는 경우에 대하여 열 굽힘 모멘트를 정의했다. 또한, 전장과 마찬가지로 붐에 작용하는 축 압축 하중과 붐의 면외

힘이나 뒤틀림 각도 또한 블랑켓의 면외 처짐에 대한 방정식을 각각의 경계 조건과 스프레더 바의 면외 방향의 힘과 모멘트의 균형에 관한 운동방정식을 가지고 나타내고, Hurwitz의 방법으로 해석 모델의 안정성 판별식을 도출하였다. 이상의 이론을 바탕으로 하여 붐의 끝단 처짐에 대한 계산 결과를 각각의 안정과 불안정이나 경계에 면외 방향의 시간 경과에 따른 변형으로써 나타냈다. 또한 스프레더 바의 변형뿐만 아니라 해석 모델의 시간 경과에 따른 진동의 모습을 나타냈다. 또, 같은 각각의 안정성 조건에서 외래 조사량과 열부하 입사각의 영향을 보여 주었다.

제 7 장에서는 본 논문에서 해석한 내용에 대해 정리하고, 또한 앞으로의 연구에 대해 언급했다.



## 제 2 장 해석 모델

### 제 1 절 해석 모델의 구성

본 논문의 해석에 이용한 모델은 1990년에 Space Shuttle Discovery에 탑재되어 궤도에 투입된 허블 우주 망원경에 사용된 태양광 어레이는 European Space Agency (ESA)에서 개발된 Flexible Rolled-Up Solar Array (FRUSA)라는 Roll-Blanket 형의 태양광 어레이이며, 개발 된 실제 FRUSA의 모습과 우주 공간에서 전개 된 모습을 Fig. 2.1에 HST의 전체 개요 그림과 FRUSA 개요를 Fig. 2.2에 나타냈다.

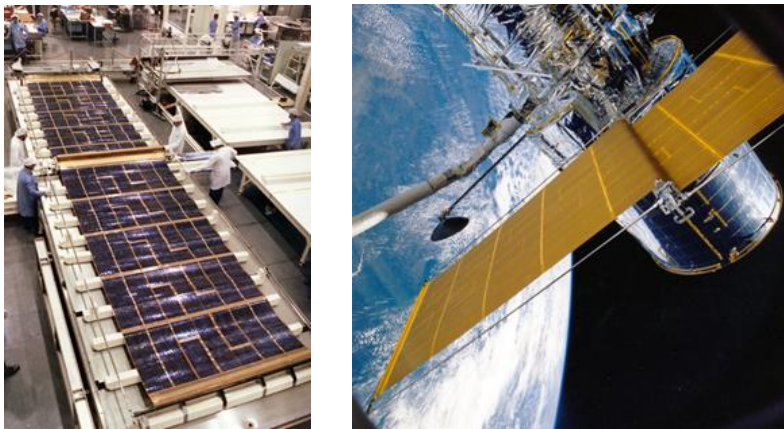


Fig. 2.1 FRUSA on the ground and unfolding in space

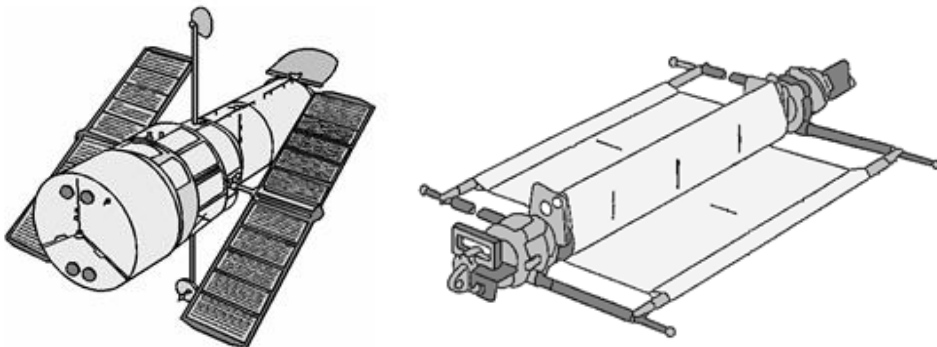


Fig. 2.2 Overview of Hubble Space Telescope and FRUSA



이 궤도상의 HST의 태양광 어레이는 2개의 날개 같은 구조로 되어 있으며, 그 하나의 반을 Fig. 2.3과 같이 모델링 하였다. 해석 모델은 2개의 붐과 유연한 블랑켓으로 이루어지고, 각각의 끝단이 강체인 스프레더 바와 결합 되어있다. 결합 조건은 붐의  $x$ 축 주위의 굽힘 모멘트는 구속하지 않고, 붐의 끝단의 비틀림 각은 스프레더 바의 회전 각과 동일하다고 이상화 했다. 또한, 블랑켓에 장력을 작용하게 되므로 2개의 붐은 축 방향 압축 하중을 받는다. 그러나 블랑켓이 중앙에서 약간 치우쳐 위치하는 기하학적 비대칭 성으로 인해, 각각의 붐은 다른 축 압축 하중을 받는다.

또한, 해석 모델은 다음과 같이 가정한다.

1. 블랑켓은 한 방향 ( $x$  방향)에서만 균일한 장력을 받는다.
2. 블랑켓은 막으로 취급하며, 온도 변화 따르면 팽창, 수축은 무시한다.
3. 스프레더 바는 강체로 한다.
4. 붐의 비틀림 변형은 작고, 굽힘 변형은  $x$ - $z$  평면 내에서 발생한다.
5. 붐의 축 방향의 열전도는 무시하고, 각 단면에서의 온도 분포는 같다고 한다.
6. 붐의 끝단 비틀림 각은 스프레더 바의 강성 비틀림 각과 같다고 한다.

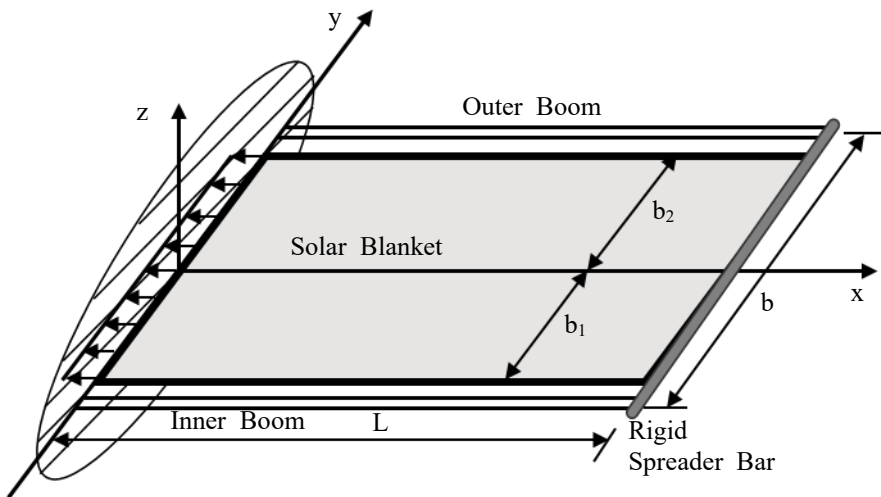


Fig. 2.3 Solar array analytical model

## 제2절 해석 모델의 치수 및 물성치

본 논문의 수치 계산에 사용된 HST의 태양광 어레이의 치수 및 물성치를 나타낸다<sup>37), 38), 39)</sup>.

Table 2.1 Properties of Boom

Length	$L = 5.91(\text{m})$
Thickness	$h = 2.35 \times 10^{-4}(\text{m})$
Radius	$R = 1.092 \times 10^{-2}(\text{m})$
Cross-sectional area	$A = 1.163 \times 10^{-5}(\text{m}^2)$
Density	$\rho = 7.010 \times 10^3 (\text{kg/m}^3)$
Mass moment of inertia per unit length	$I_x = 1.348 \times 10^{-5}(\text{kg-m}^2/\text{m})$
Polar moment of inertia	$I_E = 1.948 \times 10^{-9}(\text{m}^4)$
Bending stiffness	$EI = 1.711 \times 10^2(\text{N-m}^2)$
Torsional rigidity	$GJ = 6.503 \times 10^{-3}(\text{N-m}^2)$
Warping rigidity	$E\Gamma = 4.991 \times 10^{-1} (\text{N-m}^4)$
Coefficient of thermal expansion	$\alpha_T = 1.629 \times 10^{-5}(1/\text{K})$
Thermal absorptivity	$\alpha_S = 0.5$
Thermal emissivity	$\epsilon_S = 0.13$
Specific heat	$c = 5.020 \times 10^2(\text{J}/(\text{kg-K}))$
Thermal conductivity	$k = 1.661 \times 10^1(\text{W}/(\text{m-K}))$

Table 2.2 Properties of Spreader Bar

Half spreader bar width	$b = 1.4283(\text{m})$
Spreader bar mass	$M_S = 1.734(\text{kg})$
Spreader bar mass moment of inertia	$I_S = 1.179(\text{kg-m}^2)$

Table 2.3 Properties of Blanket

Solar blanket width	$b_1 + b_2 (\text{m})$ $b_1 = 1.1383(\text{m})$ $b_2 = 1.2493(\text{m})$
Solar blanket mass per unit area	$\sigma_m = 1.589(\text{kg/m}^2)$

Table 2.4 Other Properties

Stefan-Boltzmann constant	$\sigma = 5.670 \times 10^{-8} (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4))$
---------------------------	--

## 제 3 장 고유 진동 해석

이 장에서는 제2장의 해석 모델을 가지고, 굽힘과 비틀림의 연성을 고려한 기하학적 비대칭성을 갖는 경우에 대하여, 고유 진동 해석의 정식화와 Fortran 프로그램<sup>42)</sup>을 이용한 수치적 해석을 수행하여, 고유진동수와 모드 형태에 대하여 해석하였다. 정식화는 대칭과 비대칭성을 가진 해석 모델에 대하여 블랑켓에 작용하는 장력에 의한 각각의 붐에 작용하는 축 압축 하중과 붐의 처짐, 비틀림 각, 또한 블랑켓의 처짐에 대한 방정식을 경계 조건과 강체로 가정한 스프레더 바의 힘과 모멘트의 평형에 대한 운동방정식을 가지고 나타내었으며, 그 계산 결과를 고유 진동 특성이 붐의 평균 축 압축 하중에 크게 의존함을 고려하여, 대칭과 비대칭 모델에 대하여 각각 평균 축 압축 하중 변화에 의한 붐의 끝단 처짐의 영향 및 고유진동수의 변동 등과 진동 모드와 고유진동수, 주파수 스펙트럼 분석을 수행하였다.

### 제 1 절 정식화

블랑켓에 단위 폭당  $F_x$ 의 장력이 작용하고 있다고 한다면 붐에 작용하는 축 압축 하중  $P_i$ 는 스프레더 바에 작용하는  $x$ 축 방향의 힘의 평형과  $z$ 축 주변의 모멘트의 평형으로부터 다음과 같다.

$$P_i = P_{fi}P, \quad i=1,2 \quad (3.1)$$

여기서,

$$P_{f1} = 1 - \frac{b_2 - b_1}{2b}, \quad P_{f2} = 1 + \frac{b_2 - b_1}{2b}, \quad P = \frac{1}{2}F_x(b_1 + b_2) \quad (3.2)$$

또한,  $P$ 는 평균 축 압축 하중, 첨자 1,2는 각각의 Inner와 Outer 붐을 나타낸다.

붐의 면외 방향 변위를  $w_i(x,t)$  라고 하면, 축력  $P_i$  를 받는 붐의 굽힘 진동방정식과 경계 조건은 다음과 같다.

$$EI \frac{\partial^4 w_i}{\partial x^4} + P_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} + \rho A \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} = 0 \quad (3.3)$$

$$w_i(0,t) = 0, \quad \frac{\partial w_i}{\partial x}(0,t) = 0, \quad M_i(L,t) = 0, \quad i=1,2 \quad (3.4)$$

여기서,  $EI$  는 붐의 굽힘 강성,  $\rho A$  는 붐의 선밀도이다. 변수 분리를 이용하여 해를 구하면 다음과 같다.

$$w_i(x,t) = W_i(x)\Phi(t) \quad (3.5)$$

$$W_i(x) = C_i\varphi_i(x), \quad \Phi(t) = A\cos pt + B\sin pt \quad (3.6)$$

$$\varphi_i(x) = \sin \delta_i x - \frac{\Omega_{2i}}{\Omega_{1i}} \cos \delta_i x - \frac{\delta_i}{\varepsilon_i} \sinh \varepsilon_i x + \frac{\Omega_{2i}}{\Omega_{1i}} \cosh \varepsilon_i x \quad (3.7)$$

여기서,  $A, B$  는 초기 조건으로부터 구해지는 정수 이며,  $p$  는 고유진동수,  $C_i$  는 미지수,  $\delta_i, \varepsilon_i, \Omega_{2i}, \Omega_{1i}$  는 다음과 같이 정의된다.

$$\delta_i = \sqrt{\frac{\sqrt{\lambda_i^4 + 4k^4 + \lambda_i^2}}{2}}, \quad \varepsilon_i = \sqrt{\frac{\sqrt{\lambda_i^4 + 4k^4 - \lambda_i^2}}{2}} \quad (3.8)$$

$$\Omega_{1i} = \delta_i^2 \cos \delta_i L + \varepsilon_i^2 \cosh \varepsilon_i L, \quad \Omega_{2i} = \delta_i^2 \sin \delta_i L + \delta_i \varepsilon_i \sinh \varepsilon_i L \quad (3.9)$$

그리고,  $\lambda_i, k$  는 다음과 같이 나타낸다.

$$\lambda_i^2 = \frac{P_i}{EI}, \quad k^4 = \frac{\rho A}{EI} \omega^2 \quad (3.10)$$

다음으로, 붐의 비틀림 각을  $\theta_{xi}(x,t)$  라고 하면, 축력  $P_i$  를 받는 붐의 비틀림 진동에 대한 지배방정식과 경계 조건은 다음과 같다.

$$EI \frac{\partial^4 \theta_{xi}}{\partial x^4} - \left( GJ - \frac{P_i I_E}{A} \right) \frac{\partial^2 \theta_{xi}}{\partial x^2} + I_x \frac{\partial^2 \theta_{xi}}{\partial t^2} = 0 \quad (3.11)$$

$$\theta_{xi}(0,t) = 0, \quad \frac{\partial \theta_{xi}}{\partial x}(0,t) = 0, \quad \frac{\partial \theta_{xi}}{\partial x}(L,t) = 0, \quad i = 1, 2 \quad (3.12)$$

여기서,  $EI$  는 Warping 강성,  $GJ$  는 비틀림 강성,  $I_x$  는 붐의 단위길이당 관성모멘트,  $I_E$  는 극단면 2차 모멘트이다. 변수 분리를 이용한 해는 다음과 같다.

$$\theta_{xi}(x,t) = \Theta_i(x)\Phi(t) \quad (3.13)$$

$$\Theta_i(x) = D_i\psi_i(x), \quad \Phi(t) = A\cos pt + B\sin pt \quad (3.14)$$

$$\psi_i(x) = \sin \zeta_i x + \frac{\Omega_{4i}}{\Omega_{3i}} \cos \zeta_i x - \frac{\zeta_i}{\zeta_i} \sinh \zeta_i x - \frac{\Omega_{4i}}{\Omega_{3i}} \cosh \zeta_i x \quad (3.15)$$

여기서,  $D_i$  는 미지수,  $\zeta_i, \xi_i, \Omega_{3i}, \Omega_{4i}$  는 다음과 같다.

$$\zeta_i = \sqrt{\frac{\sqrt{\beta_i^4 + 4h^4} + \beta_i^2}{2}}, \quad \xi_i = \sqrt{\frac{\sqrt{\beta_i^4 + 4h^4} - \beta_i^2}{2}} \quad (3.16)$$

$$\Omega_{3i} = \xi_i \sin \xi_i L + \zeta_i \sinh \zeta_i L, \quad \Omega_{4i} = \xi_i \cos \xi_i L - \zeta_i \cosh \zeta_i L \quad (3.17)$$

그리고,  $\beta_i, h$  는 다음과 같이 나타낸다.

$$\beta_i^2 = \frac{1}{E\Gamma} \left( GJ - P_{fi} \frac{PI_E}{A} \right), \quad h^4 = \frac{I_x}{E\Gamma} p^2 \quad (3.18)$$

또한, 정수  $D_i$  는 빔의 끝단에서의 기하학적 조건에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_i = \frac{1}{2b\psi_i(L)} \{C_2\phi_2(L) - C_1\phi_1(L)\} \quad (3.19)$$

다음으로, 막의 진동에 대한 지배방정식과 경계 조건은 다음과 같다.

$$F_x \frac{\partial^2 w_m}{\partial x^2} = \sigma_m \frac{\partial^2 w_m}{\partial t^2} \quad (3.20)$$

$$w_m(0, y, t) = 0, \quad w_m(L, y, t) = w_s(y, t) \quad (3.21)$$

여기서,  $w_m(x, y, t)$  은 막의 변위,  $\sigma_m$  는 면밀도,  $w_s(y, t)$  는 스프레더 바의 변위를 나타낸다. 그리고,  $w_s(y, t)$  는 스프레더 바의 중심에서의 변위  $w_{s0}(t)$  과 강체 회전각  $\theta_{s0}(t)$  을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w_s(y, t) = w_{s0}(t) + y\theta_{s0}(t) \quad (3.22)$$

여기서,

$$w_{s0}(t) = \frac{1}{2} \{w_1(L, t) + w_2(L, t)\}, \quad \theta_{s0}(t) = \frac{1}{2b} \{w_2(L, t) - w_1(L, t)\} \quad (3.23)$$

변수 분리를 이용한 해는 다음과 같다.

$$w_m(x, y, t) = W_m(x, y)\Phi(t) \quad (3.24)$$

$$W_m(x, y) = \frac{1}{2} \frac{\sin(p/c_m)x}{\sin(p/c_m)L} \left\{ [C_2\phi_2(L) - C_1\phi_1(L)] \frac{y}{b} + [C_1\phi_1(L) + C_2\phi_2(L)] \right\} \quad (3.25)$$

여기서,  $c_m$  은 막의 파동 전달 속도이며 다음과 같이 정의 된다.

$$c_m^2 = \frac{F_x}{\sigma_m} \quad (3.26)$$

다음으로 스프레더 바에 작용하는 z축 방향의 힘의 평형식과 z축 주변에 작용하는 모멘트 평형식은 다음과 같다.

$$V_{z1}(L,t) + V_{z2}(L,t) + \int_{-b_1}^{b_2} F_x \frac{\partial w_m}{\partial x}(L,y,t)dy + M_s \frac{\partial^2 w_{s0}}{\partial t^2} = 0 \quad (3.27)$$

$$M_{x1}(L,t) + M_{x2}(L,t) - bV_{z1}(L,t) + bV_{z2}(L,t) + \int_{-b_1}^{b_2} F_x \frac{\partial w_m}{\partial x}(L,y,t)ydy - I_s \frac{\partial \theta_{s0}}{\partial t^2} = 0 \quad (3.28)$$

여기서,  $M_s$ 는 스프레더 바의 질량,  $I_s$ 는 스프레더 바의 중심 주변의 관성모멘트를 나타낸다.

$$V_{zi} = -EI \frac{\partial^3 w_i}{\partial x^3} - P_i \frac{\partial w_i}{\partial x}, \quad M_{xi} = E\Gamma \left( \beta_i^2 \frac{\partial \theta_{xi}}{\partial x} - \frac{\partial^3 \theta_{xi}}{\partial x^3} \right) \quad (3.29)$$

식(3.27)에 식(3.5)과 식(3.24)를 이용하여  $C_1$ ,  $C_2$ 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$A_{11}(p)C_1 + A_{12}(p)C_2 = 0 \quad (3.30)$$

$$A_{11}(p) = EIW_{L31}^{(1)} + PW_L^{(1)} \left( 1 - \frac{b_2 - b_1}{2b} \right) \frac{p}{c_m} \cot \frac{p}{c_m} L - \frac{1}{2} M_s W_L^{(1)} p^2 \quad (3.31)$$

$$A_{12}(p) = EIW_{L31}^{(2)} + PW_L^{(2)} \left( 1 + \frac{b_2 - b_1}{2b} \right) \frac{p}{c_m} \cot \frac{p}{c_m} L - \frac{1}{2} M_s W_L^{(2)} p^2 \quad (3.32)$$

마찬가지로, 식(3.28)에 식(3.5), 식(3.13)과 식(3.24)를 이용하여  $C_1$ ,  $C_2$ 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$A_{21}(p)C_1 + A_{22}(p)C_2 = 0 \quad (3.33)$$

$$A_{21}(p) = PbW_L^{(1)} \left( \frac{b_2 - b_1}{2b} - \frac{b_2^2 - b_1b_2 + b_1^2}{3b^2} \right) \frac{p}{c_m} \cot \frac{p}{c_m} L - \frac{E\Gamma}{2b} \left( \frac{\Theta_{L3}^{(1)}}{\Theta_L^{(1)}} + \frac{\Theta_{L3}^{(2)}}{\Theta_L^{(2)}} \right) W_L^{(1)} - bEIW_{L31}^{(1)} + \frac{1}{2b} I_s W_L^{(1)} p^2 \quad (3.34)$$

$$A_{22}(p) = PbW_L^{(2)} \left( \frac{b_2 - b_1}{2b} + \frac{b_2^2 - b_1b_2 + b_1^2}{3b^2} \right) \frac{p}{c_m} \cot \frac{p}{c_m} L + \frac{E\Gamma}{2b} \left( \frac{\Theta_{L3}^{(1)}}{\Theta_L^{(1)}} + \frac{\Theta_{L3}^{(2)}}{\Theta_L^{(2)}} \right) W_L^{(2)} + bEIW_{L31}^{(2)} - \frac{1}{2b} I_s W_L^{(2)} p^2 \quad (3.35)$$

여기서,  $W_L^{(i)}$ ,  $W_{L31}^{(i)}$ ,  $\Theta_L^{(i)}$ ,  $\Theta_{L31}^{(i)}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$W_L^{(i)} = \varphi_i(L) , W_{L31}^{(i)} = -\frac{d^3 \varphi_i}{dx^3}(L) - \lambda_i^2 \frac{d\varphi_i}{dx}(L) \quad (3.36)$$

$$\Theta_L^{(i)} = \psi_i(L) , \Theta_{L3}^{(i)} = -\frac{d^3 \psi_i}{dx^3}(L) \quad (3.37)$$

식(3.30), 식(3.33)를 정리하여 행렬식으로 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} A_{11}(p) & A_{12}(p) \\ A_{21}(p) & A_{22}(p) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.38)$$

식(3.38)을 가지고,  $C_1=C_2=0$  이외의 해를 갖는 조건식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\det \begin{bmatrix} A_{11}(p) & A_{12}(p) \\ A_{21}(p) & A_{22}(p) \end{bmatrix} = A_{11}A_{22} - A_{12}A_{21} = 0 \quad (3.39)$$

식(3.39)는  $p$ 에 대한 초월 방정식이며, 수치적 해석을 통하여 계 전체의 고유진동수를 얻는다. 또한, 식(3.6), 식(3.14)와 식(3.25)의 각 식을 이용하여 고유진동 모드를 확인할 수 있다.



## 제 2 절 해석 결과

수치적 계산 결과는 Fig. 2.3의 해석 모델에 대하여, Table 2.1부터 Table 2.4까지의 HST의 태양광 어레이에 대한 물리적 치수 및 물성치를 이용하여 Fortran에 의한 수치적 계산을 수행하여 구하였다.

### 1. 고유진동수 및 진동 모드

Table 3.1는 HST의 태양광 어레이의 설계치인 평균 축 압축 하중력  $P=14.75N$ 에 대한 결과를 1차부터 10차까지의 고유진동수와 HST 태양광 어레이의 모드 형태 파라미터  $\beta_n$ 의 값이다. 여기서, 모드 형태 파라미터  $\beta_n = C_{2n}/C_{1n}$ 는 식(3.38)과 식(3.39)에 의해 구해진다. 이 결과에 의하면 1차부터 10차까지의 고유진동수는 1H보다 작은 값을 보이고 있으며, 낮은 주파수영역에서, 다수의 고유 모드가 존재하고 있음을 보이고 있다. 특히, 1차의 경우는 매우 낮은 고유주파수 값을 가지고 있음을 보이고 있는데, 이는 임계 좌굴 하중  $P=14.99N$ 에 가까운 평균 축 압축 하중  $P=14.75N$ 으로부터 고유진동수를 해석했기 때문으로 고려된다.

Table 3.1 Natural frequency and mode shape parameter of HST solar array about  $P=14.75N$

Mode	Frequency $f_n$ (Hz)	Mode shape Parameter $\beta_n$
1st	0.02806	-1.429
2nd	0.09706	1.015
3rd	0.2987	-2.709
4th	0.3226	5.567
5th	0.5207	-0.4962
6th	0.5445	0.8177
7th	0.7458	-0.7281
8th	0.7685	1.180
9th	0.9740	-0.7885
10th	0.9950	1.299

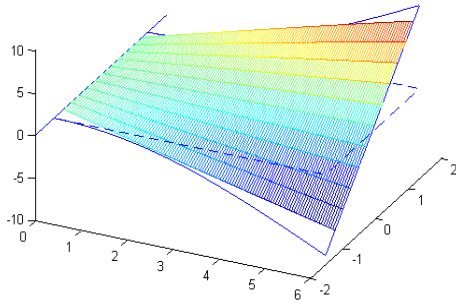
Table 3.2는 HST 태양광 어레이의 설계치인 평균 축 압축 하중력  $P=14.75N$ 보다 약간 낮은  $P=12N$ 에 대한 결과를 1차부터 10차까지의 고유진동수와 HST 태양광

어레이의 모드 형태 파라미터  $\beta_n$ 의 값을 나타냈다. 이 결과에 의하면 Table 3.1의 결과와 비교해 1차의 고유진동수가 그리 작지 않은 결과를 가지고 있음을 보이고 있다. 역으로 2차 고유진동수에 가까운 값을 가지고 있음을 보이고 있다. 또한,  $P=14.75N$ 의 경우 보다도 3차과 4차, 5차와 6차, 7차와 8차, 9차와 10차의 고유진동수도 같은 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

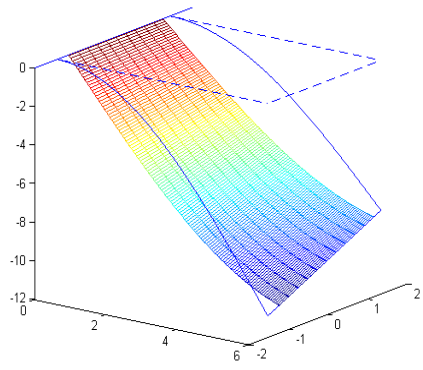
Table 3.2 Natural frequency and mode shape parameter of HST solar array about  $P=12N$

Mode	Frequency $f_n$ (Hz)	Mode shape Parameter $\beta_n$
1st	0.09231	0.5415
2nd	0.09999	0.01874
3rd	0.2788	-0.4410
4th	0.2939	0.5846
5th	0.4732	-0.6690
6th	0.4925	1.057
7th	0.6743	-0.7537
8th	0.6940	1.245
9th	0.8795	-0.7929
10th	0.8980	1.328

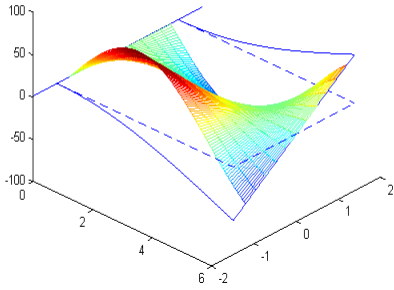
Fig. 3.1은 평균 축 압축 하중  $P=14.75N$ 의 경우에 HST 태양광 어레이 모델의 1차부터 10차까지의 고유진동 모드다. 여기서, 면외 좌표는 붐의 끝단의 굽힘 진동의 진폭에 관한 무차원 파라미터다. 또한, 면내의 좌표는 태양광 어레이의 길이(m)이다. 이 결과에 의하면 1차 모드의 형태는 태양광 어레이 전체적으로 비틀림 모드이고, 2차 모드는 굽힘 모드가 지배하고 있음을 알 수 있다. 3차부터 10차 모드에 대하여, 붐의 변형은 비틀림에 대하여는 1차 모드 형태에, 굽힘에 대하여는 2차 모드의 형태를 가지고 있으나, 태양광 어레이 전체적으로 보면 1차와 2차에 비해서 블랑켓의 변형에 의해 지배되어, 붐의 끝단의 굽힘 진동의 진폭이 비교적 작음을 알 수 있다. 또한, Fig. 3.1에서는 알기 어려우나, 각각의 진동 모드는 태양광 어레이의 양단의 붐이 각각 다른 축 압축력을 받고 있으며, 굽힘과 비틀림이 연성하고 있기 때문에 태양광 어레이의 중심선을 기준으로 하면 비대칭 모드를 보이고 있다.



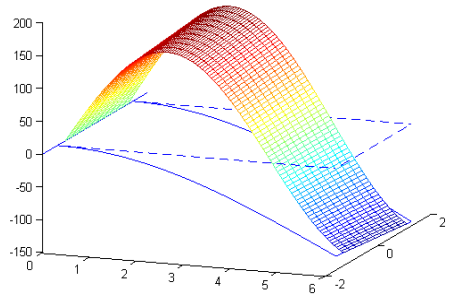
1<sup>st</sup> mode - 0.02806 Hz



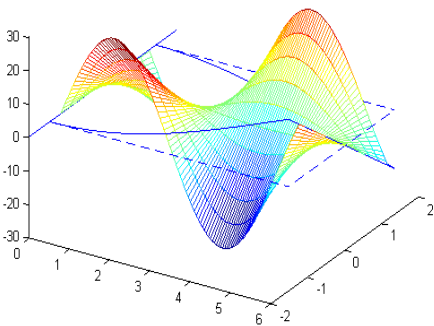
2<sup>nd</sup> mode - 0.09706 Hz



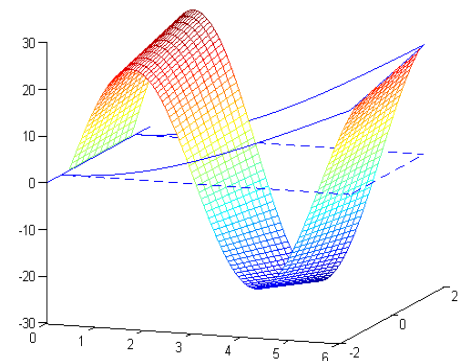
3<sup>rd</sup> mode - 0.2987 Hz



4<sup>th</sup> mode - 0.3226 Hz

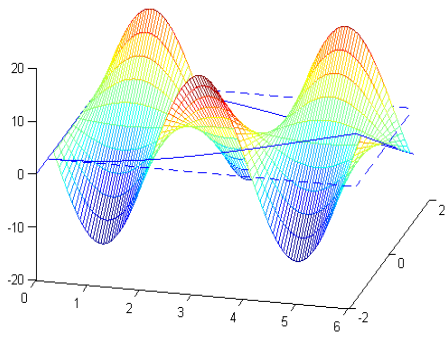


5<sup>th</sup> mode - 0.5207 Hz

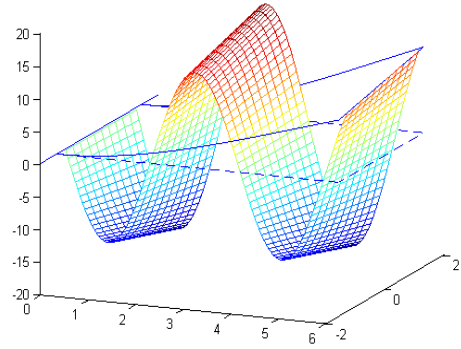


6<sup>th</sup> mode - 0.5445 Hz

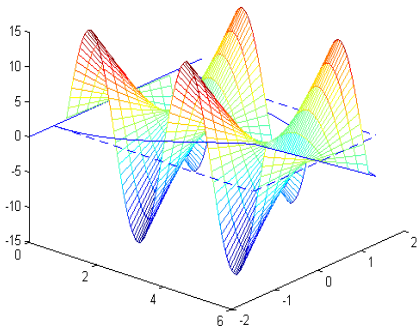
Fig. 3.1-a Vibration modes of HST solar array of P=14.75N



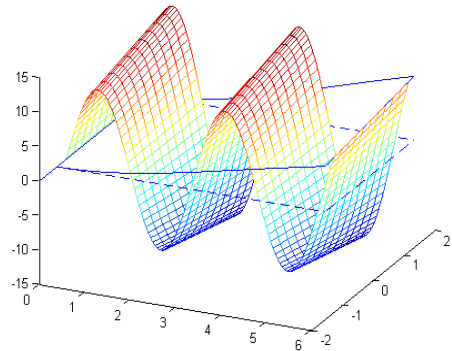
7<sup>th</sup> mode – 0.7458 Hz



8<sup>th</sup> mode – 0.7685 Hz



9<sup>th</sup> mode – 0.9740 Hz



10<sup>th</sup> mode – 0.9950 Hz

Fig. 3.1-b Vibration modes of HST solar array of  $P=14.75N$

## 2. 평균 축 압축 하중의 영향

붐의 평균 축 압축 하중  $P$ 의 변화에 대한 1차와 2차 모드의 고유진동수의 변화를 Fig. 3.2에 나타냈다. 이 결과에 의하면 1차모드의 좌굴 하중  $P_{cr}$ 은  $P_{cr}=14.99N$ 이고, 2차 모드의 경우는  $P_{cr}=48.34N$  이다. 또한, Fig. 3.3의 결과에 의해, 평균 축 압축 하중  $P$ 가 12N보다 작으면 1차모드는 태양광 어레이 전체적으로 굽힘 모드가, 2차 모드는 비틀림 모드가 지배하고 있으며, 평균 축 압축 하중  $P$ 가 12N보다 크게 되면 1차모드는 비틀림이 2차모는 굽힘 모드가 지배하고 있음을 보이고 있다. Fig. 3.3의 결과는 Fig. 3.2의 평균 축 압축 하중  $P=7N$  부터 14N까지의 결과에 Inner와 Outer

붐의 끝단 처짐의 비의 변화를 나타내고 있다. 이 결과로부터 1차모드는 평균 축압축 하중  $P=11.4\text{N}$  주변의 굽힘 모드에서 비틀림 모드로 변화하고 2차모드는  $P=12.1\text{N}$  주변의 비틀림 모드에서 굽힘 모드로 변화하고 있음을 보이고 있다.

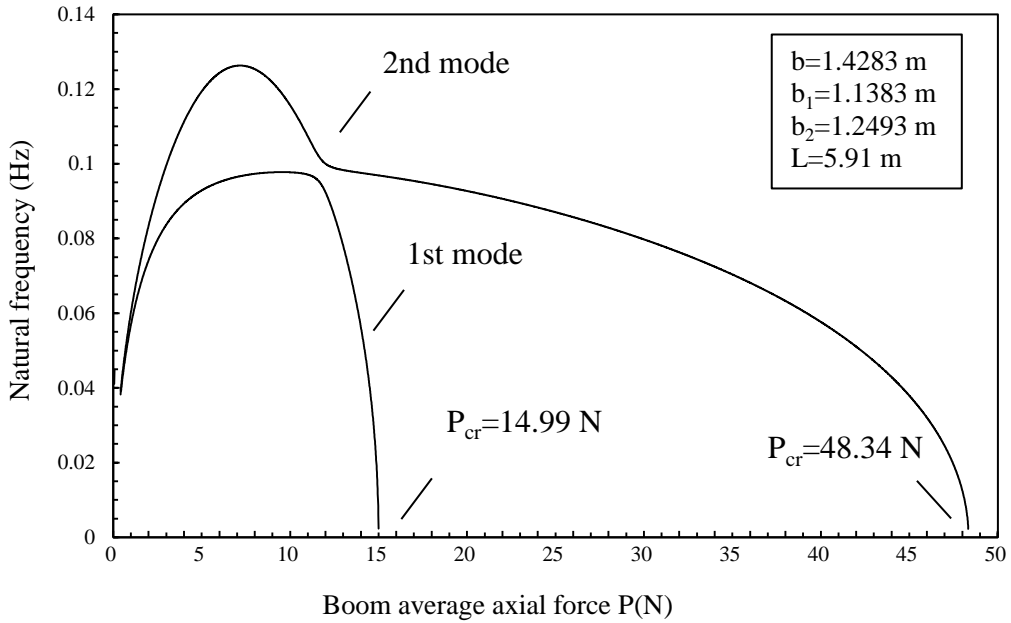


Fig. 3.2 Natural frequency variations with average axial force

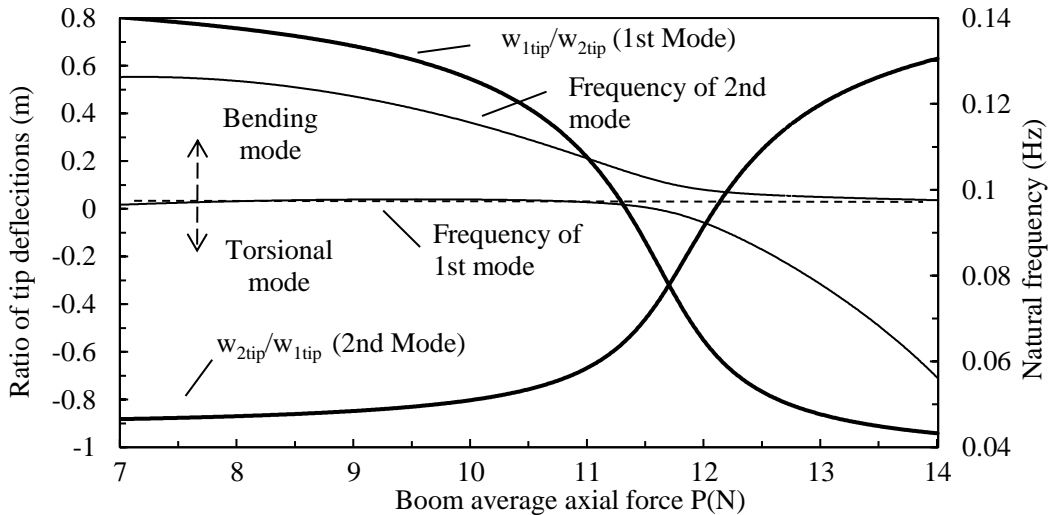


Fig. 3.3 Variation of frequencies and tip deflection ratio with average axial force

Fig. 3.4는 평균 축 압축 하중 변화에 의한 1차와 2차의 고유진동수 변화를 나타내고있다. 이 결과에 의하면 1차모드에 대하여 평균 축 압축 하중 변화에 대하여 굽힘 모드에서 비틀림모드로 변화하고 있음을, 2차모드에 대해서는 평균 축 압축 하중 변화에 대하여 비틀림 모드에서 굽힘 모드로 변화하고 있음을 보이고 있다. 또한,  $P=11.4\text{N}$ 의 경우에는, Inner 붐은 거의 진동하고 있지 않는 것에 비하여 Outer 붐은 진동하고 있음을 알 수 있다. 역으로  $P=12.1\text{N}$ 에서는, Outer 붐은 거의 진동하고 있지 않는 것에 비하여 Inner 붐은 진동하고 있음을 알 수 있다.

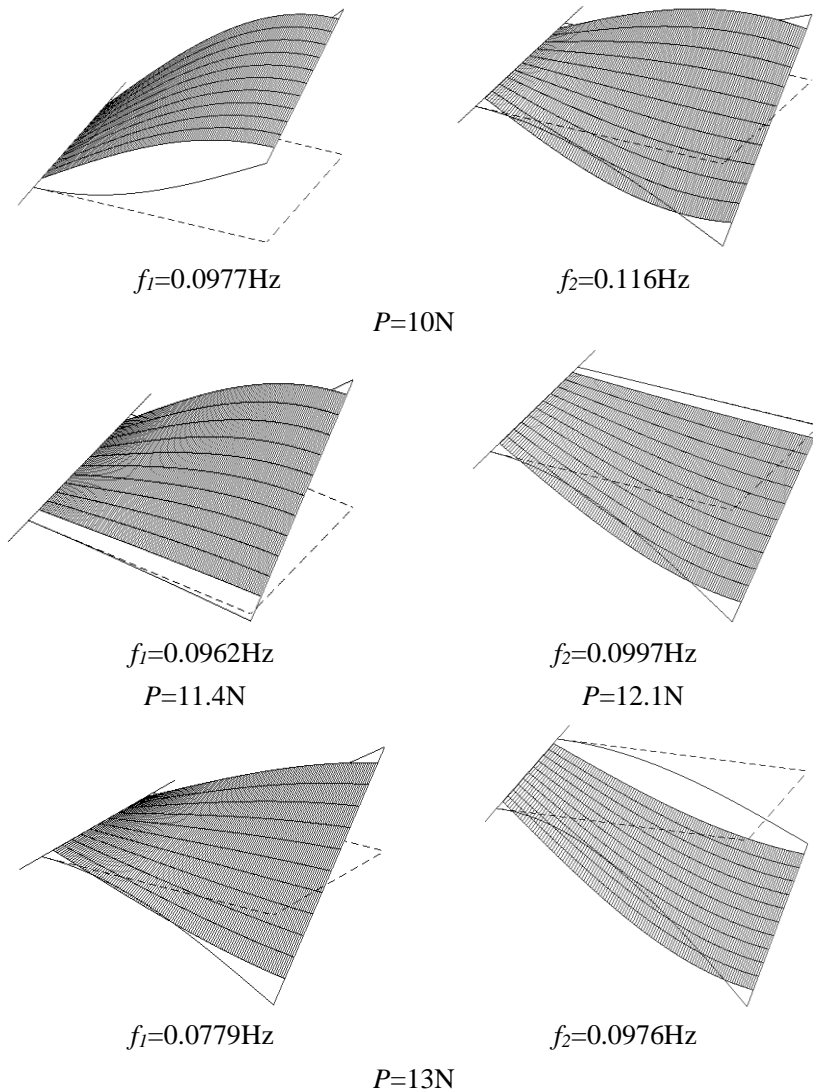


Fig. 3.4 Changes of mode shapes with average axial forces

## 제 4 장 동적 응답 해석

이 장에서는 전 장과 같은 해석 모델을 가지고 기초방정식과 경계 조건에 기초하여 외부로부터의 복사 가열을 받고 있음을 고려, 열·구조의 비연성의 입장에서 해석 모델에 대한 동적 응답을 정식화 하였다. 온도 영역에 대한 공식화는 붐을 박육원통으로 모델화 하고 있기 때문에, 원통 방향의 열전도, 복사열 입력 및 열 손실을 고려하여 붐에 작용하는 열 굽힘 모멘트를 정식화 하였다. 또한, 복사 가열을 받는 동적 열 변형은 Murozono와 Thornton<sup>33)</sup>에 의해 보고 된 준 정적 열 변형과 그 주변에서 진동과의 중첩으로 동적 응답을 구하였으며, 그 계산 결과를 붐의 끝단에서 가장 영향을 받을 것임을 고려하여, 붐의 끝단의 시간 변화에 따른 처짐, 해석 모델의 굽힘과 비틀림의 형태를 판단하기 위하여 스프레더 바의 처짐을 해석하였다. 또한, 붐의 끝단에 대하여 축 압축 하중, 외부 조사량 및 열부하 입사각의 영향에 대하여 해석하였다.

### 제 1 절 정식화

본 해석은 온도 영역이 변위 영역에 영향을 미치지 않는, 열변형 비연성 해석을 수행하였다.

#### 1. 온도 영역

복사 가열에 의한 열 입력, 원주 방향의 열전도 및 열복사에 의한 열손실을 고려한 열전도 방정식에서 얻어지는 온도 분포에 기초한 붐에 작용하는 열 굽힘 모멘트는 다음 과 같다.

$$M_T = \frac{EI\alpha_T T_{mi}(t)}{R} \quad (4.1)$$

$$T_{mi}(t) = T^* (1 - e^{-t/\tau}) \quad (4.2)$$

여기서,  $\alpha_T$ 는 붐의 선팽창계수,  $T_{mi}$ 은 단면내의 온도 변화의 진폭이다. 또한,  $T^*$ 은 온도 변화의 진폭의 정상치,  $\tau$ 는 열계 특성시간이며, 이는 외부 조사량 $s_0$ 등에 따라 결정된다.

$$T^* = \frac{1}{2} \frac{\alpha_s s_0}{\rho c h} \tau \quad (4.3)$$

$$\frac{1}{\tau} = \frac{k}{\rho c R^2} + \frac{4\varepsilon_s \sigma}{\rho c h} \left( \frac{1}{\pi} \frac{\alpha_s s_0}{\varepsilon_s \sigma} \right)^{3/4} \quad (4.4)$$

여기서,  $\rho$ ,  $c$ ,  $k$ 는 각각의 붐의 밀도, 비열, 열전도율이며,  $h$ ,  $R$ 는 각각 두께, 반지름이다. 또한,  $\alpha_s$ ,  $\varepsilon_s$ 는 각각 흡수율, 방사율이며,  $\sigma$ 는 스테판 볼츠만 상수이다.

## 2. 변위 영역 - 열·구조의 비연성

해석적 해를 구하기 위해, 붐의 면외 방향의 처짐  $w_i(x, t)$  과 비틀림 각 및 블랑켓의 처짐이 다음 식과 같이 준정적 변화와 그 주변의 미소 진동의 합에 의해 나타낼 수 있다고 고려한다.

$$w_i(x, t) = w_{iQ}(x, t) + \tilde{w}_i(x, t) \quad i = 1, 2 \quad (4.5)$$

$$\theta_{xi}(x, t) = \theta_{xiQ}(x, t) + \tilde{\theta}_{xi}(x, t) \quad i = 1, 2 \quad (4.6)$$

$$w_m(x, y, t) = w_{mQ}(x, y, t) + \tilde{w}_m(x, y, t) \quad (4.7)$$

여기서, 첨자  $Q$ 는 준정적 변형을, 기호~는 동적 진동성분을 의미한다.

먼저, 열 굽힘 모멘트를 포함하고, 관성력을 고려하지 않는 준정적 성분에 미분 방정식과 비동차 경계 조건식을 공식화한다. 또한, 강체인 스프레더 바의 처짐과 회전에 관하여 끝단에서의 적합 조건을 적용한다. 축 압축 하중이 비교적 작을 때의 준정적 변위는 다음과 같다.

$$w_{iQ}(x, t) = \alpha_i \{ \tan \lambda_i L (1 - \cos \lambda_i x) - (\lambda_i x - \sin \lambda_i L) \} - \left( \frac{M_T}{P_i} \right) \left( \frac{1 - \cos \lambda_i x}{\cos \lambda_i L} \right) \quad (4.8)$$

$$\theta_{iQ}(x, t) = \gamma_i \{ \sinh \beta_i L (\sinh \beta_i x - \beta_i x) - (1 - \cosh \beta_i L)(1 - \cosh \beta_i L) \} \quad (4.9)$$

$$w_{mQ}(x, y, t) = \frac{x}{L} (w_{s0} + y \theta_{s0}) \quad (4.10)$$

여기서, 처짐과 비틀림 각의 크기를 규정하는  $\alpha_i$ 는 물성치, 치수, 축 압축 하중, 열부하에 의존하여 결정되며,  $\lambda_i$ ,  $\beta_i$ 는 다음 식과 같다.



$$\lambda_i = \sqrt{\frac{P_i}{EI}}, \beta_i = \frac{1}{EI} \left( GJ - \frac{P_i I_E}{A} \right) \quad (4.10)$$

준정적 열변형이 비동차경계조건을 만족하는 것을 고려하고, 진동 성분에 대한 비동차방정식과 동차경계조건은 다음과 같이 정식화 한다.

$$EI \frac{\partial^4 \tilde{w}_i}{\partial x^4} + P_i \frac{\partial^2 \tilde{w}_i}{\partial x^2} + \rho A \frac{\partial^2 \tilde{w}_i}{\partial t^2} = -\rho A \frac{\partial^2 w_{iQ}}{\partial t^2} \quad (4.11)$$

$$\tilde{w}_i(0, t) = 0, \quad \frac{\partial \tilde{w}_i}{\partial x}(0, t) = 0, \quad \frac{\partial^2 \tilde{w}_i}{\partial x^2}(L, t) = 0, \quad i = 1, 2 \quad (4.12)$$

$$EI \frac{\partial^4 \tilde{\theta}_{xi}}{\partial x^4} - \left( GJ - \frac{P_i I_E}{A} \right) \frac{\partial^2 \tilde{\theta}_{xi}}{\partial x^2} + I_x \frac{\partial^2 \tilde{\theta}_{xi}}{\partial t^2} = -I_x \frac{\partial^2 \theta_{xiQ}}{\partial t^2} \quad (4.13)$$

$$\tilde{\theta}_{xi}(0, t) = 0, \quad \frac{\partial \tilde{\theta}_{xi}}{\partial x}(0, t) = 0, \quad \frac{\partial \tilde{\theta}_{xi}}{\partial x}(L, t) = 0, \quad i = 1, 2 \quad (4.14)$$

$$F_x \frac{\partial^2 \tilde{w}_m}{\partial x^2} - \sigma_m \frac{\partial^2 \tilde{w}_m}{\partial t^2} = \sigma_m \frac{\partial^2 w_{mQ}}{\partial t^2} \quad (4.15)$$

$$\tilde{w}_m(0, y, t) = 0, \quad \tilde{w}_m(L, y, t) = w_{sd}(y, t) \quad (4.16)$$

이 해를 얻기 위해서, 붐의 면외 방향 처짐  $w_i$ , 비틀림 각  $\theta_{xi}$ , 블랑켓의 처짐  $w_m$ 의 진동 성분을 다음과 같이 나타낸다.

$$\tilde{w}_i(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} q_n(t) W_{in}(x) \quad i = 1, 2 \quad (4.17)$$

$$\tilde{\theta}_{xi}(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} q_n(t) \Theta_{in}(x) \quad i = 1, 2 \quad (4.18)$$

$$\tilde{w}_m(x, y, t) = \sum_{n=1}^{\infty} q_n(t) W_{mn}(x, y) \quad (4.19)$$

$q_n$ 은 기준 좌표이며, 고유 모드는 다음과 같다.

$$W_{in}(x) = C_{in} \varphi_{in}(x) \quad (4.20)$$

$$\Theta_{in}(x) = D_{in} \psi_{in}(x) \quad (4.21)$$

$$W_{mn}(x, y) = E_n(y) \chi_n(x) \quad (4.22)$$

여기서,

$$\varphi_{in}(x) = \sin \delta_{in} x - \frac{\Omega_{2in}}{\Omega_{1in}} \cos \delta_{in} x - \frac{\delta_{in}}{\varepsilon_{in}} \sinh \varepsilon_{in} x + \frac{\Omega_{2in}}{\Omega_{1in}} \cosh \varepsilon_{in} x \quad i = 1, 2 \quad (4.23)$$

$$\psi_{in}(x) = \sin \xi_{in} x + \frac{\Omega_{4in}}{\Omega_{3in}} \cos \xi_{in} x - \frac{\xi_{in}}{\zeta_{in}} \sinh \zeta_{in} x - \frac{\Omega_{4in}}{\Omega_{3in}} \cosh \zeta_{in} x \quad i = 1, 2 \quad (4.24)$$

$$\chi_n(x) = \sin \frac{P_n}{c_m} x \Big/ \sin \frac{P_n}{c_m} L \quad (4.25)$$

또한,  $P_n$ 은  $n$ 차의 고유원진동수,  $c_m$ 은 블랑켓의 파동 전파 속도이며, 블랑켓의 단위 폭당 장력  $F_x$ , 면밀도  $\sigma_m$ 를 이용하여  $c_m = F_x / \sigma_m$ 로 나타낼 수 있다. 또한,  $\Omega_{1in}, \Omega_{2in}, \Omega_{3in}, \Omega_{4in}$ 는 다음과 같이 정의 된다.

$$\Omega_{1in} = \delta_{in}^2 \cos \delta_{in} L + \varepsilon_{in}^2 \cosh \varepsilon_{in} L \quad i = 1, 2 \quad (4.26)$$

$$\Omega_{2in} = \delta_{in}^2 \sin \delta_{in} L + \delta_{in} \varepsilon_{in} \sinh \varepsilon_{in} L \quad i = 1, 2 \quad (4.27)$$

$$\Omega_{3in} = \xi_{in} \sin \xi_{in} L + \zeta_{in} \sinh \zeta_{in} L \quad i = 1, 2 \quad (4.28)$$

$$\Omega_{4in} = \xi_{in} \cos \xi_{in} L - \xi_{in} \cosh \zeta_{in} L \quad i = 1, 2 \quad (4.29)$$

그리고,  $\delta_{in}, \varepsilon_{in}, \zeta_{in}, \xi_{in}, \kappa_n, h_n, \lambda_i, \beta_i$ 는 각각 다음과 같이 정의 된다.

$$\delta_{in} = \sqrt{(\sqrt{\lambda_i^4 + 4\kappa_n^4} + \lambda_i^2) / 2} \quad i = 1, 2 \quad (4.30)$$

$$\varepsilon_{in} = \sqrt{(\sqrt{\lambda_i^4 + 4\kappa_n^4} - \lambda_i^2) / 2} \quad i = 1, 2 \quad (4.31)$$

$$\zeta_{in} = \sqrt{(\sqrt{\beta_i^4 + 4h_n^4} + \beta_i^2) / 2} \quad i = 1, 2 \quad (4.32)$$

$$\xi_{in} = \sqrt{(\sqrt{\beta_i^4 + 4h_n^4} - \beta_i^2) / 2} \quad i = 1, 2 \quad (4.33)$$

$$\kappa_n = \sqrt[4]{\rho A p_n^2 / EI} \quad (4.34)$$

$$h_n = \sqrt[4]{I_x p_n^2 / E\Gamma} \quad (4.35)$$

$$\lambda_i = \sqrt{P_i / EI} \quad i = 1, 2 \quad (4.36)$$

$$\beta_i = \sqrt{(GJ - P_i I_E / A) / E\Gamma} \quad i = 1, 2 \quad (4.37)$$

여기서,  $EI, GJ, E\Gamma$ 는 각각의 붐의 굽힘 강성, 비틀림 강성, warping 강성이며,  $I_E$ 는

극단면 2차 모멘트,  $A$ 는 단면적이다. 진동수 방정식을 구하기 위해서, 진동수 방정식을 정리함과 동시에 태양광 어레이의 진동에 관한 모드형의 파라미터  $\beta_n = C_{2n}/C_{1n}$ 를 계산할 수 있어, 태양광 어레이의 고유진동 모드를 결정하는 계수  $C_{2n}, D_{1n}, D_{2n}, E_n$ 는  $C_{1n}, \beta_n$ 의 함수로써 주어진다.

$$C_{2n} = \beta_n C_{1n} \quad (4.38)$$

$$D_{1n} = \left\{ (\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)}) / (2b\Theta_{Ln}^{(1)}) \right\} C_{1n} \quad (4.39)$$

$$D_{2n} = \left\{ (\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)}) / (2b\Theta_{Ln}^{(2)}) \right\} C_{1n} \quad (4.40)$$

$$E_n = \left( \frac{1}{2} \right) \left\{ (\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)}) \left( \frac{y}{b} \right) + (\beta_n W_{Ln}^{(2)} + W_{Ln}^{(1)}) \right\} C_{1n} \quad (4.41)$$

여기서,

$$W_{Ln}^{(i)} = \varphi_{in}(L) \quad i = 1, 2 \quad (4.42)$$

$$\Theta_{Ln}^{(i)} = \psi_{in}(L) \quad i = 1, 2 \quad (4.43)$$

$n$ 차의 고유 모드와  $m$ 차의 고유 모드의 직교 조건에 의해 얻어지는 기준 좌표에 대한 2단 상미분방정식에 대하여, 태양광 어레이가 열부하를 받기 시작하는 시간  $t=0$ 에서 정지해 있다고 하여, 기준 좌표에 관한 미분방정식의 해를 구하면 다음과 같다.

$$q_n(t) = \frac{1}{C_{1n}} \frac{Q_n^0}{R_n^0} \frac{El\alpha_\tau T^*}{R} \frac{1}{1 + p_n^2 \tau^2} \left( e^{-t/\tau} + \frac{1}{p_n \tau} \sin p_n t - \cos p_n t \right) \quad (4.44)$$

여기서,  $Q_n^0, R_n^0$ 은 고유진동수, 진동 모드에 의해 결정되는 정수이며, 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 Q_n^0 = & \rho A(\alpha_1^0 I_{1n}^{(1)} + \beta_n \alpha_2^0 I_{1n}^{(2)}) - \rho A \left( \frac{1}{P_1 \cos \lambda_1 L} I_{2n}^{(1)} + \frac{\beta_n}{P_2 \cos \lambda_2 L} I_{2n}^{(2)} \right) \\
 & - I_x \frac{(\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})(\Lambda_1 - \Lambda_3)}{4b^2} \sum_{i=1}^2 \frac{I_{3n}^{(i)}}{\Theta_{Ln}^{(i)} \{ \beta_i L \sinh \beta_i L + 2(1 - \cosh \beta_i L) \}} \\
 & - I_s \frac{(\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})(\Lambda_1 - \Lambda_3)}{2b^2} \\
 & + \frac{\sigma_m}{4} (b_1 + b_2) [(\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})(\Lambda_1 - \Lambda_3)] \frac{b_2^2 - b_1 b_2 + b_1^2}{3b^2} \\
 & + \{ (\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})(\Lambda_2 - \Lambda_4) + (\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})(\Lambda_1 - \Lambda_3) \} \frac{b_2 - b_1}{2b} \\
 & + (\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})(\Lambda_2 - \Lambda_4) I_{4n} + \frac{1}{2} M_s W_{Ln}^{(1)} \left\{ \alpha_1^0 (\tan \lambda_1 L - \lambda_1 L) - \frac{1}{P_1} \frac{1 - \cos \lambda_1 L}{\cos \lambda_1 L} \right\} \\
 & + \frac{1}{2} M_s \beta_n W_{Ln}^{(2)} \left\{ \alpha_2^0 (\tan \lambda_2 L - \lambda_2 L) - \frac{1}{P_2} \frac{1 - \cos \lambda_2 L}{\cos \lambda_2 L} \right\}
 \end{aligned} \tag{4.45}$$

$$\begin{aligned}
 R_n^0 = & \rho A(I_{5n}^{(1)} + \beta_n^2 I_{5n}^{(2)}) + I_x \frac{(\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})^2}{4b^2} \left\{ \frac{1}{(\Theta_{Ln}^{(1)})^2} I_{6n}^{(1)} + \frac{1}{(\Theta_{Ln}^{(2)})^2} I_{6n}^{(2)} \right\} \\
 & + \frac{\sigma_m}{4} (b_1 + b_2) \{ (\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})(\Lambda_1 - \Lambda_3) \} \frac{b_2^2 - b_1 b_2 + b_1^2}{3b^2} \\
 & + 2(\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})(\beta_n W_{Ln}^{(2)} + W_{Ln}^{(1)}) \frac{b_2 - b_1}{2b} + (\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})^2 I_{7n} \\
 & + \frac{1}{2} M_s \{ (W_{Ln}^{(1)})^2 + \beta_n^2 (W_{Ln}^{(2)})^2 \} - I_s \frac{(\beta_n W_{Ln}^{(2)} - W_{Ln}^{(1)})^2}{2b^2}
 \end{aligned} \tag{4.46}$$

여기서,

$$\Lambda_1 = \alpha_2^0 (\tan \lambda_2 L - \lambda_2 L) - \alpha_1^0 (\tan \lambda_1 L - \lambda_1 L) \tag{4.47}$$

$$\Lambda_2 = \alpha_2^0 (\tan \lambda_2 L - \lambda_2 L) + \alpha_1^0 (\tan \lambda_1 L - \lambda_1 L) \tag{4.48}$$

$$\Lambda_3 = \frac{1}{P_2} \frac{1 - \cos \lambda_2 L}{\cos \lambda_2 L} - \frac{1}{P_1} \frac{1 - \cos \lambda_1 L}{\cos \lambda_1 L} \tag{4.49}$$

$$\Lambda_4 = \frac{1}{P_2} \frac{1 - \cos \lambda_2 L}{\cos \lambda_2 L} + \frac{1}{P_1} \frac{1 - \cos \lambda_1 L}{\cos \lambda_1 L} \tag{4.50}$$

$$\alpha_1^0 = \frac{1}{C_{11}C_{22} - C_{12}C_{21}} (C_{22} \frac{g_1^0}{L} - C_{12}g_2^0) \quad (4.51)$$

$$\alpha_2^0 = \frac{1}{C_{11}C_{22} - C_{12}C_{21}} (-C_{21} \frac{g_1^0}{L} - C_{11}g_2^0) \quad (4.52)$$

$$g_1^0 = \frac{1 - \cos \lambda_1 L}{\cos \lambda_1 L} + \frac{1 - \cos \lambda_2 L}{\cos \lambda_2 L} \quad (4.53)$$

$$g_2^0 = -\frac{Pb}{L} (\Lambda_3 \frac{b_2^2 - b_1b_2 + b_1^2}{3b^2} - \Lambda_4 \frac{b_2 - b_1}{2b}) \quad (4.54)$$

$$-\frac{\Lambda_3}{2b} \sum_{i=1}^2 (GJ - \frac{P_i I_E}{A}) \frac{\beta_i L \sinh \beta_i L}{\beta_i L \sinh \beta_i L + 2(1 - \cosh \beta_i L)} \quad i = 1, 2$$

$C_{ij} (i, j = 1, 2)$  는 좌굴 해석의 고유치 문제에서 가지고 온 계수이다. 또한  $W_{Ln}^{(i)}, I_{1n}^{(i)}$  등은 각각 다음과 같이 정의된다.

$$W_{Ln}^{(i)} = \varphi_{in}(L) \quad (4.55)$$

$$\Theta_{Ln}^{(i)} = \psi_{in}(L) \quad (4.56)$$

$$I_{1n}^{(i)} = \int_0^L \varphi_{in} \{ \tan \lambda_1 L (1 - \cos \lambda_1 x) - (\lambda_1 x - \sin \lambda_1 x) \} dx \quad (4.57)$$

$$I_{2n}^{(i)} = \int_0^L \varphi_{in} (1 - \cos \lambda_i x) dx \quad (4.58)$$

$$I_{3n}^{(i)} = \int_0^L \psi_{in} \{ \sinh \beta_i L (\sinh \beta_i x - \beta_i x) - (1 - \cosh \beta_i L)(1 - \cosh \beta_i x) \} dx \quad i = 1, 2 \quad (4.59)$$

$$I_{4n} = \int_0^L \chi_n \frac{x}{L} dx \quad (4.60)$$

$$I_{5n}^{(i)} = \int_0^L \varphi_{in}^2 dx \quad (4.61)$$

$$I_{6n}^{(i)} = \int_0^L \psi_{in}^2 dx \quad (4.62)$$

$$I_{7n} = \int_0^L \chi_n^2 dx \quad (4.63)$$

그리고, 붐의 굽힘 모멘트는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$M_{yi} = -EI \left( \frac{\partial^2 w_{iQ}}{\partial x^2} + \sum_{n=1}^{\infty} q_n \frac{d^2 W_{in}}{dx^2} \right) - M_T \quad (4.64)$$

## 제 2 절 해석 결과

계산 결과는 전장과 마찬가지로 Table 2.1에서 Table 2.4까지의 HST의 태양광 어레이에 대한 치수 및 물성치를 이용하여 Fortran에 의한 수치 계산을 하였다. 또한, 다음 장에서의 검증을 고려하여, 태양광 어레이가 지구의 그림자 부분에서 나와 급격한 태양 복사 가열을 받을 경우의 열변형에 대해서는 열·구조 비연성의 입장에서 해석하였다. 모든 계산 결과는 비대칭의 해석 모델의 붐의 끝단 변위를 구했다.

### 1. 시간 변화에 따른 Boom의 끝단 처짐( $P=14.75N$ )

평균압축 하중  $P$ 가  $14.75N$  일 때, 시간 변화에 따른 붐의 끝단 처짐을 Fig. 4.1에 나타내었다. 이 결과는 식(4.5)과 같이 동적 응답은 준정적 변형 및 미소 진동의 합계이며, 준정적 응답 또한 참고로서 동시에 나타내었다. 또한, 동적 응답은 1차부터 20차까지의 진동 모드를 사용하여 해석하였다. 붐의 끝단 처짐의 진동 주기와 방향성으로부터 판단하면, 동적 응답은 Fig. 3.1의 1차 모드에 의해 지배되고 있음을, 즉, 태양광 어레이 전체적으로 비틀림 모드가 지배하고 있다.

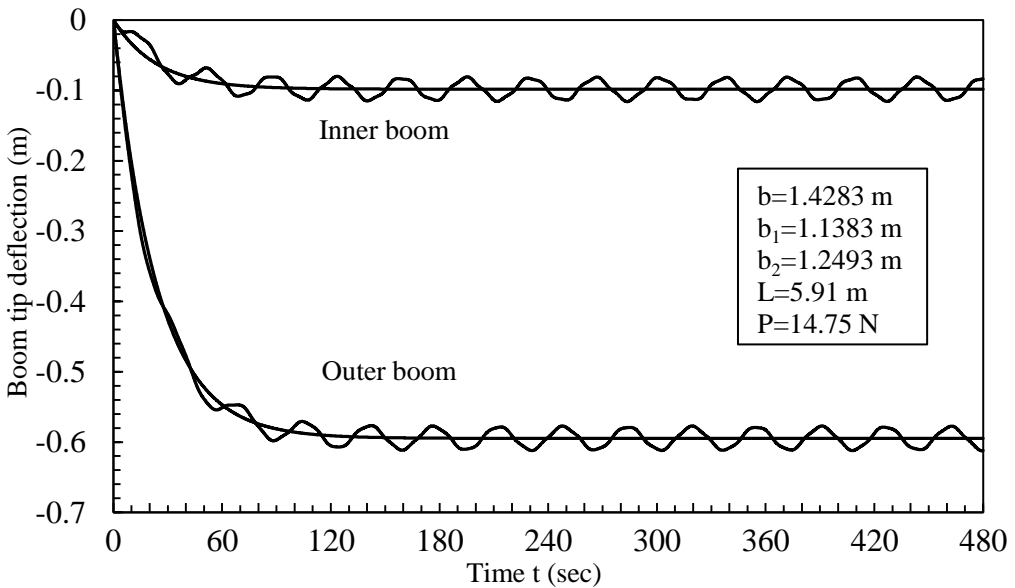


Fig. 4.1 Time histories of the dynamic response of boom tip deflection ( $P=14.75N$ )

## 2. 시간 변화에 따른 Boom의 끝단 최대 굽힘모멘트( $P=14.75N$ )

평균 축 압축 하중  $P$ 가  $14.75N$ 일 경우에, 시간 변화에 따른 붐의 끝단의 최대 굽힘 모멘트를 Fig. 4.2에 나타내었다. 이 결과에서도 동적응답해석에 참고를 위해 준정적응답을 같이 나타내었다. 굽힘 모멘트도 준정적 응답 주변에서 주기적인 형태로 변동하고 있음을 나타내고 있다. 또한, 굽힘 모멘트의 동적 응답도 끝단의 처짐 응답과 같은 주파수의 진동에 의해 지배되고 있음을 알 수 있다.

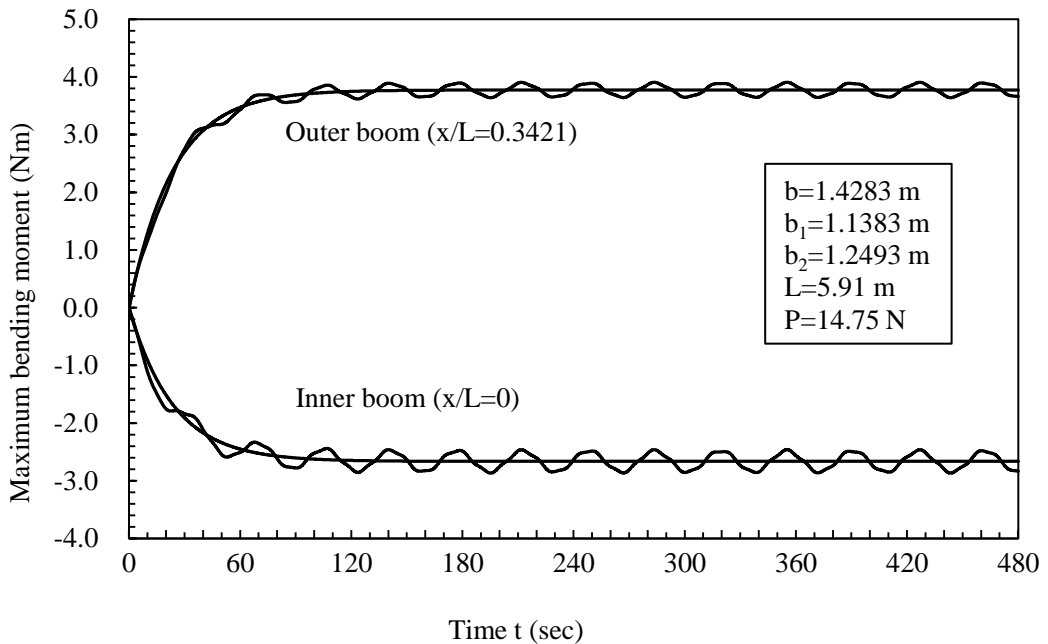


Fig. 4.2 Time histories of the bending moment of boom tip deflection ( $P=14.75$ )

## 3. 시간 변화에 따른 Boom의 끝단 처짐( $P=12N$ )

전 장에서 나타난 Fig. 3.3의 결과에서, 평균 축 압축 하중  $P$ 가 약  $12.0N$ 의 경우, 1차와 2차모드는 약  $0.1Hz$ 의 주파수로 비틀림 모드이다. 여기서, Fig. 4.3에 이 경우에 대하여 보다 복잡한 응답이 기대되는 평균축 압축력  $P$ 가 약  $12.0N$ 의 경우의 시간 경과에 따른 붐의 끝단 처짐을 나타내었으며, 준정적 응답도 참고를 위해 나타내었다. 이 결과에 의하면, 평균 축 압축 하중  $P=14.75N$ 의 결과처럼 붐의



동적 응답의 진동 진폭이 준정적 처짐보다 작은 결과를 보인다. 또한, Fig. 4.3에서 Inner와 Outer 붐, 각각 맥동 현상을 확인 할 수 있으며, 특히, Inner 붐에서 보다 크게 맥동 현상이 발생하고 있음을 알 수 있다. 또한, 이 결과와 전 장의 Fig. 3.3의 결과로부터 Inner 붐의 지배진동수가 0.1Hz, Outer 붐에 대하여 0.092Hz임을 알 수 있다.

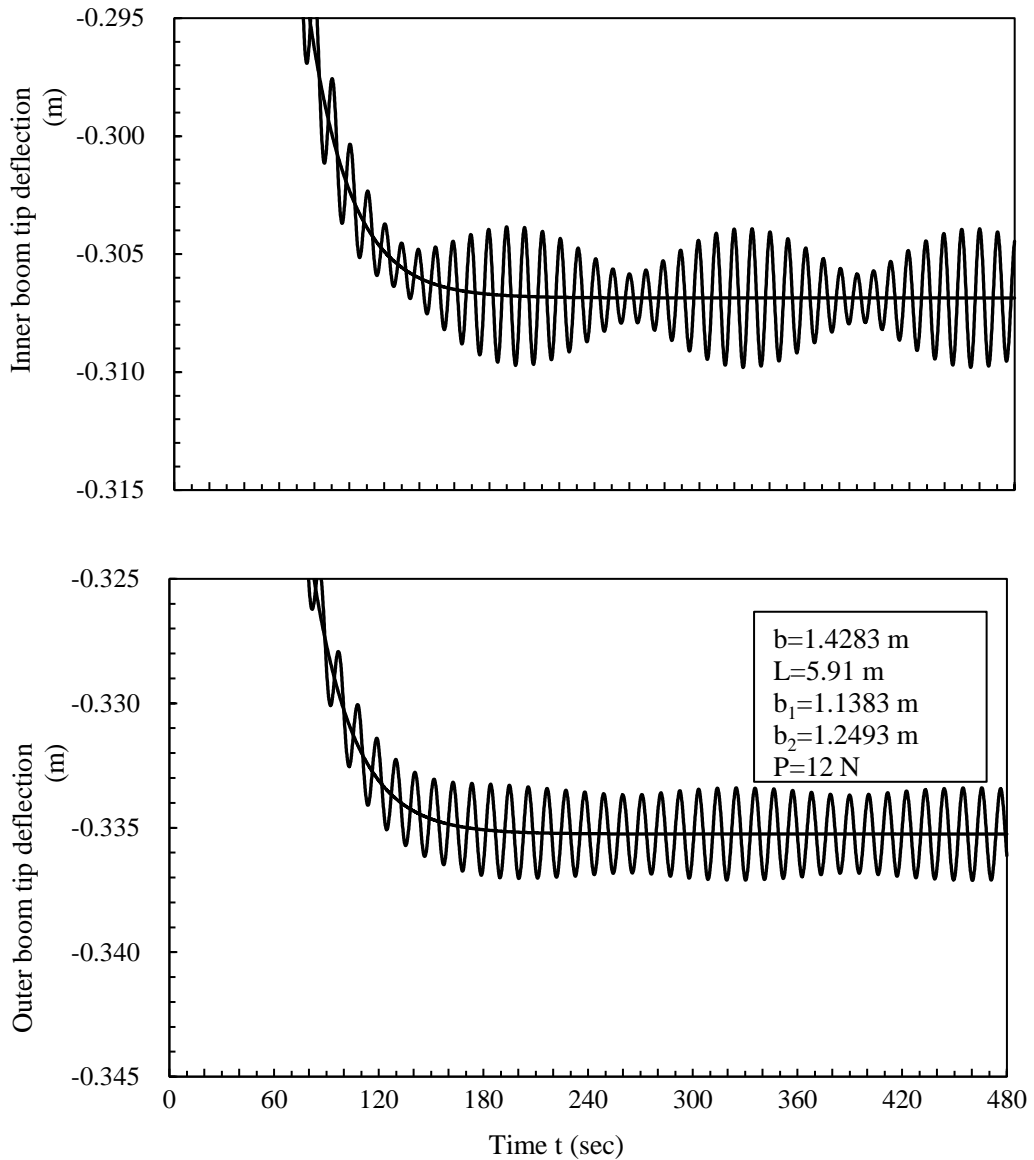


Fig. 4.3 Time histories of the dynamic response of boom tip deflection ( $P=12.0\text{N}$ )

#### 4. 시간 변화에 따른 처짐 해석 결과의 확대( $P=12N$ )

Fig. 4.4는 Fig. 4.3의 결과에 대하여  $t=120\sim 240(\text{sec})$ 의 부근을 확대한 결과를 나타내고 있다. 이 결과에서,  $t=120$ 에서 Inner 붐과 Outer 붐의 끝단 처짐은 거의 같은 위상에서 태양광 어레이 전체적으로 굽힘 진동이 지배하고 있지만,  $t=180$ 주변에서는 역 위상의 비틀림 진동이 지배하고 있음을 알 수 있다.

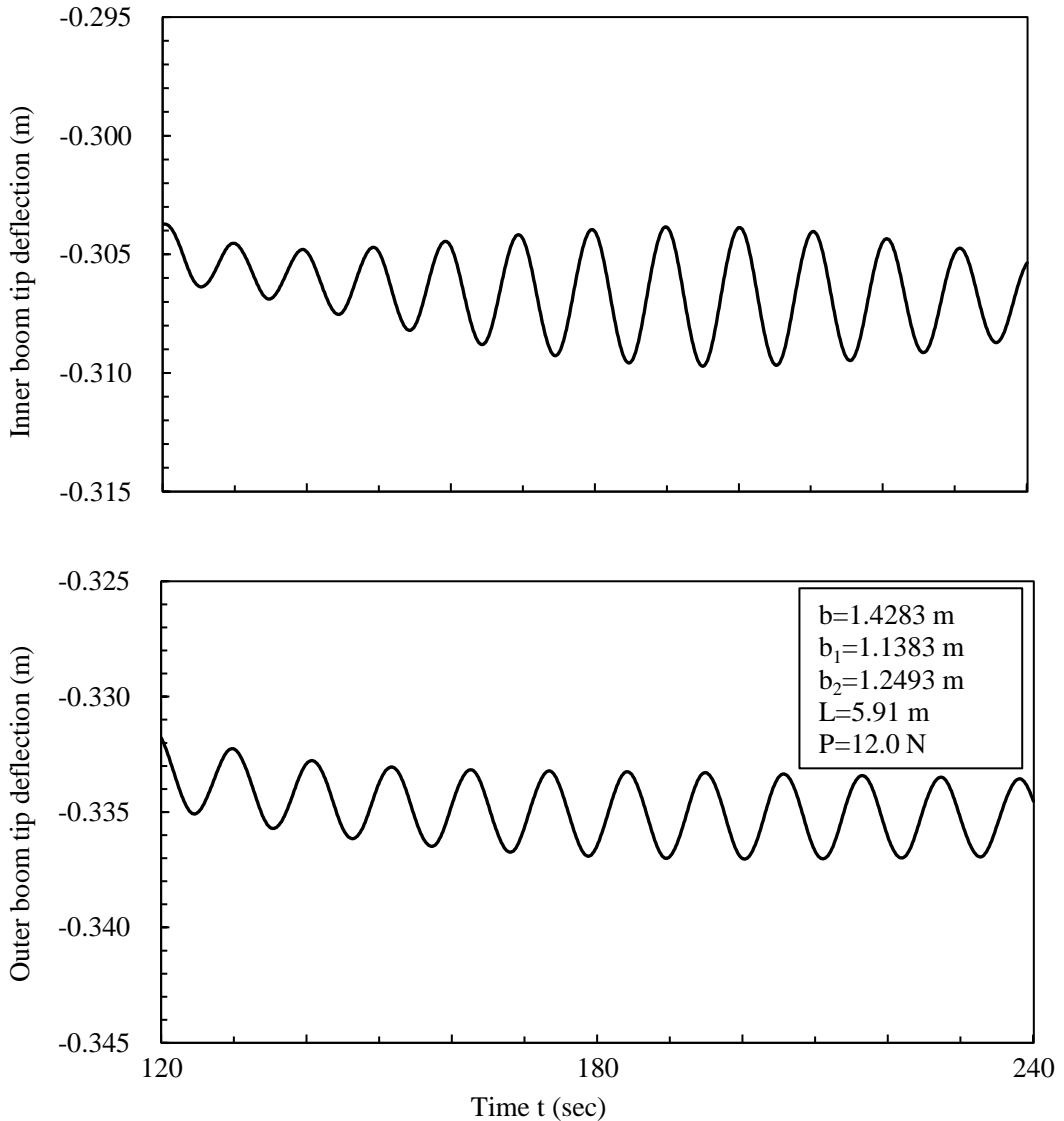


Fig. 4.3 Magnified time histories of the dynamic response of boom tip deflection

## 제 5 장 실험에 의한 검증

이 장에서는 전장의 비대칭 해석 모델의 동적응답해석의 타당성을 검증하기 위해, 태양광 어레이의 약 1/20 스케일의 축소 모델을 가지고 실험을 수행하고, 그 결과와 전 장의 이론적 해석에 실험 모델의 치수 및 물성치를 파라미터로 하여 얻어진 결과를 비교한다. 실제의 위성의 기능 실험은 열진공 시뮬레이터나 Space 시뮬레이터 혹은 Space Chamber 등의 장치에서 행해지나, 본 연구에서는, 대학 또는 연구실 레벨 수준의 이론 해석 결과의 검증과 불안정한 동적 응답의 기본적인 메커니즘을 확인함이 목적이므로, 감압 환경하에서 실험을 수행 할 수 있는 진공 챔버를 가지고, 그 안에 해석 모델의 경계조건을 만족하는 축소 모델을 넣어 히터(Heater)에 의해 가열하여, 실험 모델의 붐의 끝단의 변형을 측정한다. 결과로서 대칭 및 비대칭 모델의 정적 처짐과 동적 처짐을 확인하고, 축 압축 하중 및 외부조사량의 영향 및 주파수 응답 해석을 나타낸다. 또한, 대기중 및 진공상태에서의 영향을 확인하고, 그 타당성을 검증한다.

### 제 1 절 실험의 개요

이 장에서는 전 장의 해석에서 이론 해석결과와 태양광 어레이의 약 1/10 스케일 모델의 실험 장치를 가지고, 히터로 태양 복사 가열을 가정한 열 유기 진동실험을 공기중에서 수행하여 얻어진 실험 결과를 비교하고, 비대칭 모델의 열 유기 진동해석의 타당성을 검증하는 것을 목적으로 한다. 또한, 본연구에서는 대기중의 영향을 적게 받게 하기 위해서, 진공 챔버안에서 수행한다.

### 제 2 절 실험 장치의 구성

#### 1. 실험 모델과 장치

##### 가. 실험 모델의 구성

##### (1) Spreader Bar의 구성 및 물성치

스프레더 바는 붐과 비교해서 충분한 강성을 가진 SS400으로 구성한다. Table 5.1에 물성치를 나타내었다. 단, 붐과의 결합부에 사용된 베어링도 고려한 관성모멘트를 추가하였다.

Table 5.1 Properties of Spreader Bar of the test specimen

Prism width	$n = 12 \times 10^{-3} \text{ (m)}$
Prism length	$l_1 = 278 \times 10^{-3} \text{ (m)}$
Prism thickness	$t = 12 \times 10^{-3} \text{ (m)}$
Circumference length	$l_2 = 15 \times 10^{-3} \text{ (m)}$
Circumferential radius	$a = 2.5 \times 10^{-3} \text{ (m)}$
Mass	$M_s = 0.265 \text{ (kg)}$
Center-to-center distance	$e = 146.5 \times 10^{-3} \text{ (m)}$
Moment of inertia around the x-axis	$I_s = 2.31 \times 10^{-3} \text{ (kgm}^2\text{)}$

(2) Boom의 구성 및 물성치

붐에는 0.5(mm)의 Slit가 나있는 개단면 스테인레스 파이프(SUS316)를 사용하였다. Table 5.2에 붐의 물성치를 나타내었다. 이 물성치를 이용하여 이론 해석을 수행하나, 굽힘 강성  $EI$ 에는 붐의 상단부의 고정 상태를 고려한 실험적으로 구한 값을 적용하였다. 그 외의 물성치는 이론 계산에 의해 도출한 값을, 또한, 치수에 대해서는 실제의 측정값을 적용하였다.

Table 5.2 Properties of Boom of the test specimen

Young's modulus	$E = 193 \times 10^9 \text{ (Pa)}$
Torsional Force	$G = 74.23 \times 10^9 \text{ (Pa)}$
Density	$\rho = 7.54 \times 10^3 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
Bending stiffness	$EI = 2.808 \times 10^{-1} \text{ (Nm}^2\text{)}$
Warping rigidity	$E\Gamma = 5.973 \times 10^{-7} \text{ (Nm}^4\text{)}$
Torsional rigidity	$GJ = 1.560 \times 10^{-4} \text{ (Nm}^2\text{)}$
Polar moment of inertia	$I_E = 1.647 \times 10^{-12} \text{ (m}^4\text{)}$
Moment of inertia of boom	$I_x = 1.241 \times 10^{-8} \text{ (Kgm)}$
Radius	$R = 1.455 \times 10^{-3} \text{ (m)}$

Wall thickness	$h = 9.0 \times 10^{-5}$ (m)
Slit width	$d = 5.0 \times 10^{-4}$ (m)
Length	$L = 6.0 \times 10^{-1}$ (m)
Cross-sectional area	$A = 7.778 \times 10^{-7}$ (m <sup>2</sup> )
Specific heat	$c = 4.605 \times 10^2$ (J/KgK)
Thermal conductivity	$k = 1.628 \times 10$ (W/mK)
Coefficient of thermal expansion	$\alpha = 1.350 \times 10^{-5}$ (1/K)
Thermal absorptivity	$\alpha_s = 0.5$
Thermal emissivity	$\varepsilon_s = 0.13$

### (3) Blanket의 구성 및 물성치

블랑켓에는 테플론 시트를 사용하였으며, Table 5.3에 물성치를 나타내었다.

Table 5.3 Properties of Blanket of the test specimen

Solar blanket mass per unit area	$\sigma_m = 10.65 \times 10^{-2}$ (kg/m <sup>2</sup> )
Length	$L = 619 \times 10^{-3}$ (m)
Thickness	$t = 0.05$ (mm)

### (4) Boom의 상단부

붐의 상단부의 개략도 및 사진을 Fig. 5.1 및 Fig. 5.2에 나타내었다. 붐의 상단부는, Boom Top Joint1가 15mm 적용되어 접착제에 의해 붐과 결합되었다. 또한, Boom Top Joint2는 3개의 볼트에 의해 프레임(Frame)에 고정되어 있다. Boom Top Joint1를 Boom Top Joint2에 결합함으로써 붐의 상단부는 고정단이 되며, 이는 모델 상단부의 경계조건을 만족하게 하였다.

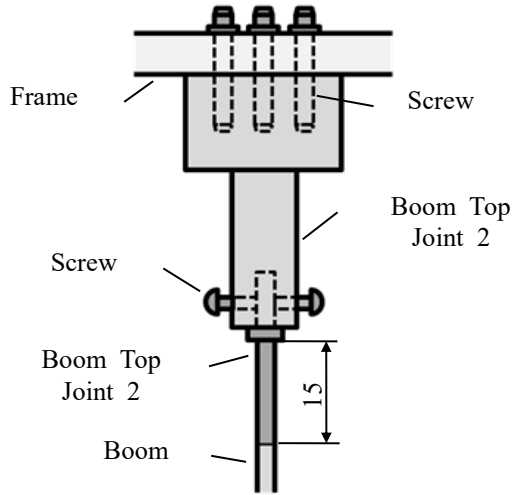


Fig. 5.1 Composition of the top of the boom

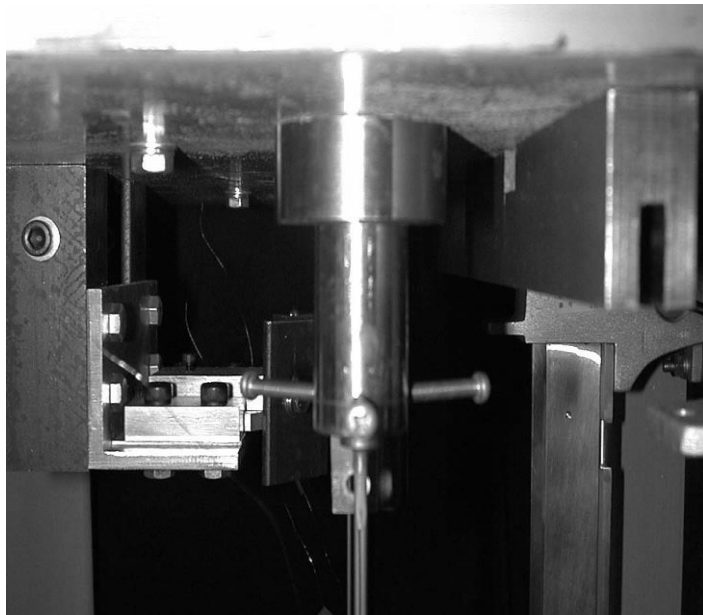


Fig. 5.2 Photograph of the top of the boom

(5) Boom과 Spreader Bar의 결합부

붐과 스프레더 바의 결합부의 개략도 및 사진을, Fig. 5.3 및 Fig. 5.4에 나타내었다. 붐의 하단부는 Boom Bottom Joint2가 상단부와 마찬가지로 15mm 추가되어 붐과

접착하였다. Boom Bottom Joint2에는 수나사가, 암나사가 있는 Boom Bottom Joint1에 결합하였다. 또한, Boom Bottom Joint1에는 베어링을 설치하고, 이 베어링에 스프레더 바를 연결하여 붐과 스프레더 바의 결합부의 경계조건을 만족하게 하였다. Fig. 5.3에서 처럼 Boom Bottom Joint1의 상단에는 붐의 끝단의 처짐을 측정하기 위한 레이저 변위계의 측정면인 희게 칠해진 알루미늄 판을 설치하였다.

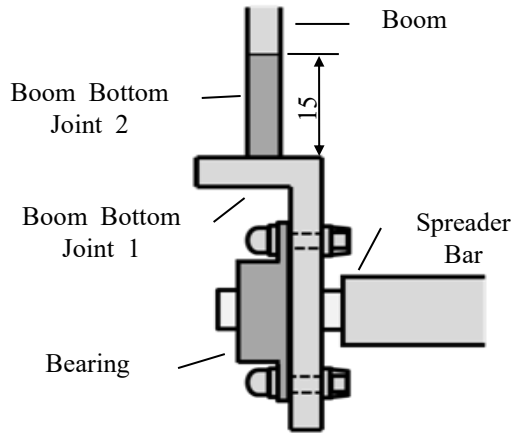


Fig. 5.3 Composition of the bottom of the boom

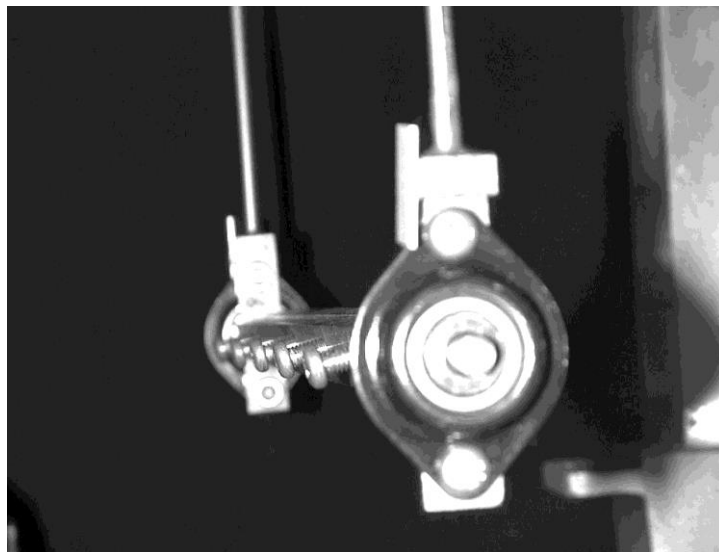


Fig. 5.4 Photograph of the bottom of the boom

(6) Blanket과 Spreader Bar의 결합부

블랑킷의 결합부에 대한 개략도 및 사진을, Fig. 5.5 및 Fig. 5.6에 나타내었다. 블랑킷에는 두께 0.5mm의 테플론 시트를 사용하였다. 이 시트의 단위면적당 질량은  $\sigma_m = 9.37 \times 10^{-2} (kg/m^2)$  이다. 블랑킷의 상부는 Blanket Top Bar에, 하부는 스프레더 바에 Fig. 5.5보이는 것과 같이 안에 넣어, 고정 바에 의해, 측면에서 5개의 볼트에 의해 고정하였다. 이로 인해 블랑킷은 균등한 힘에 의해 고정되어 모델의 경계조건을 만족하게 하였다.

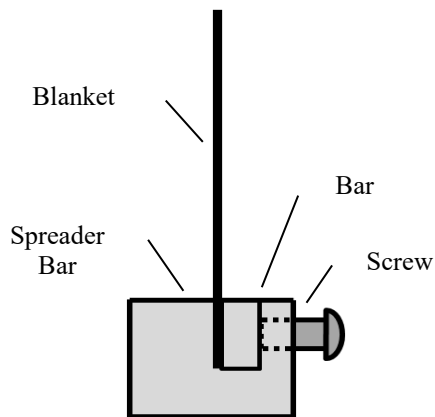


Fig. 5.5 Composition of the Spreader Bar

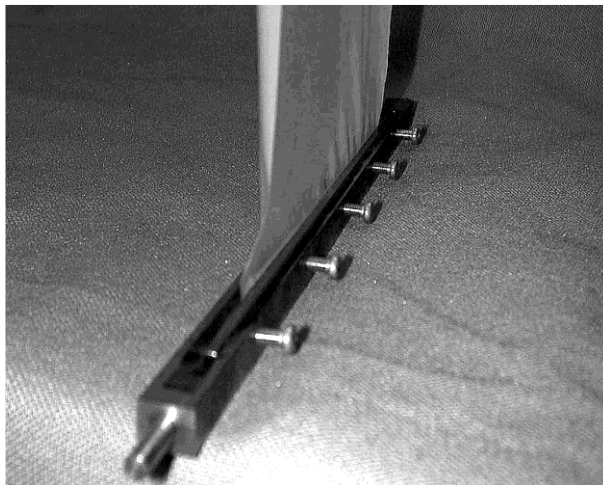


Fig. 5.6 Photograph of the Spreader Bar



(7) Blanket 상단 고정부

블랑켓의 상단 고정부의 사진을 Fig. 5.7에 나타냈다. 블랑켓에 작용하는 장력을 변화시키면서 실험을 수행하기 위해, 축을 돌려 누름판을 좌우로 움직여 블랑켓의 상단 고정 바를 끼워넣는 방식으로 고정단을 제작하였다. 또한, 로드셀(Load Cell)에 의한 정확한 측정값을 얻기 위해 누름판을 느슨하게 한 후에 계측하고, 그 후 누름판을 죄었다.

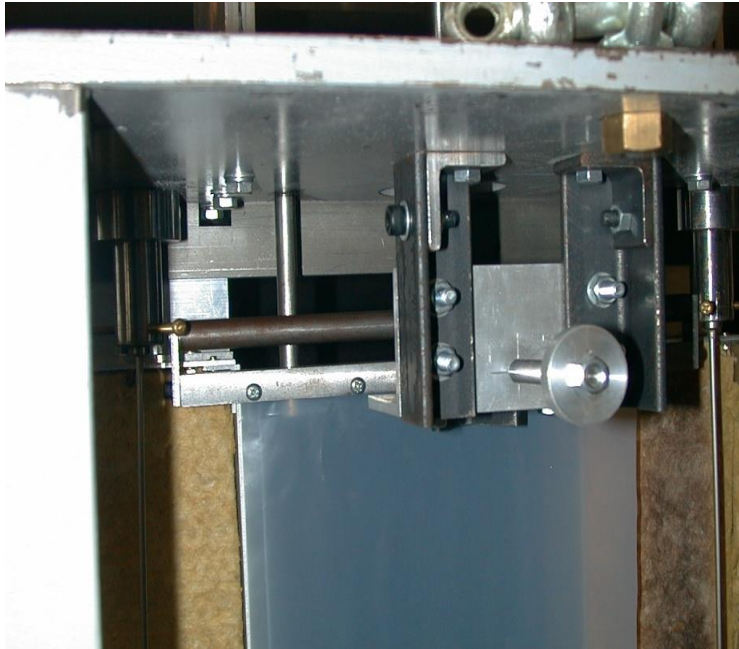


Fig. 5.7 Photograph of the top of the Blanket

## 나. 실험 장치

### (1) 실험 장치 개요

본 연구에서 사용한 실험 장치의 개요도를 Fig. 5.8에, 사진을 Fig. 5.9에 나타냈다.

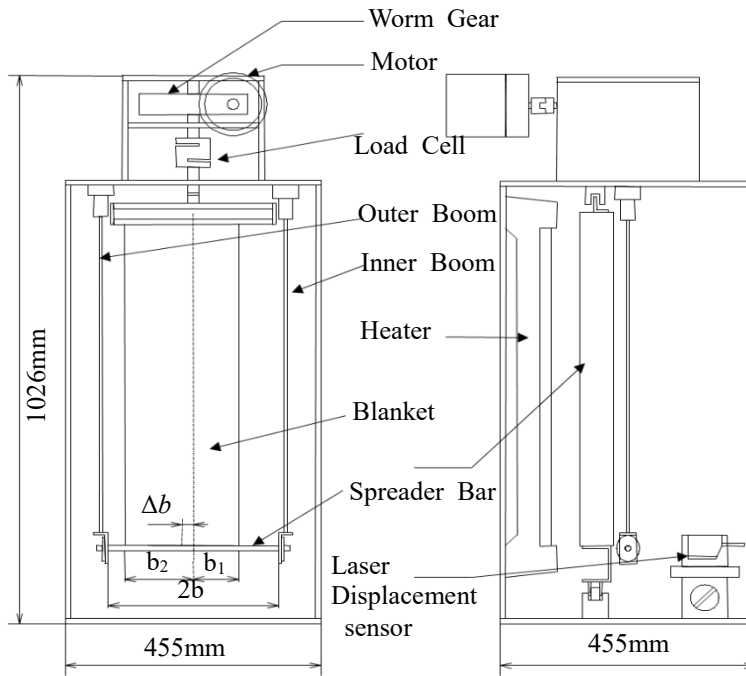


Fig. 5.8 Composition of experimental equipment



Fig. 5.9 Photograph of front of experimental equipment

(2) 실험 장치의 상부

실험 장치 상부의 구조를 Fig. 5.10에 나타냈다. 상부에 부착된 Motor 1에 의해 Worm Gear를 회전시켜, 중앙의 축을 위 아래로 이동 할 수 있다. 이 축은 블랑켓의 상부에 결합되어, 블랑켓에 임의의 장력을 줄 수가 있으며, 축의 중간에 설치되어있는 로드셀에 의해 블랑켓의 장력을 측정한다. 여기서 사용된 Motor 1의 사양은 Table 5.4에 나타내었다.

Table 5.4 Specifications of motor 1

Manufacturer	ORIENTAL MOTOR
Product title	4 IK25GN-AT
Output	25 ( W )
Voltage	100 ( V )
Gear Head	4 GN30K

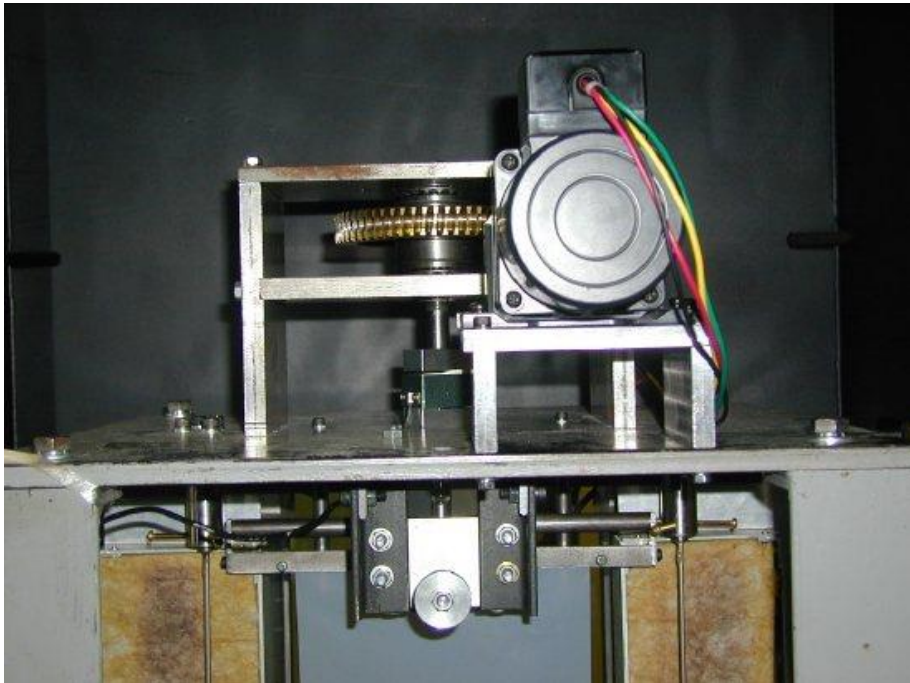


Fig. 5.10 Top of experimental equipment

## 다. 가열 장치 및 측정 장치

### (1) 히터 및 단열판

HST의 태양 복사 가열에 의한 외부조사량은, 좌우 붐에 균등하게 주어진다. 이를 실험적으로 구현하기 위해, 좌우 붐의 정면에 1개씩 히터를 설치하였다. 히터의 특성으로서, 히터에 전압을 주기 시작하면, 최고 출력에 도달하기 까지 몇 분의 지연차가 발생, 우주궤도상에서 급격한 복사 가열의 변화를 재현하는데 어려움이 발생한다. 이에, 붐과 히터의 사이에 암면 단열제를 사용한 단열판을 설치하고, 히터가 최고 출력에 도달한 후, 이 단열판을 제거함으로써 붐에 지구의 그림자 영역에서 나와 급격한 복사 가열을 받는 현상을 재현하였다. 이 단열판은, 아래의 상판에 부착된 2개의 Motor 2에 의해 이동시킨다. 여기서 사용된 히터 및 단열판은 Fig. 5.11 및 Fig. 5.12에, 그 사양은 Table 5.5 및 Table 5.6에 나타냈다. 또한, 붐의 끝단의 처짐을 측정하기 위한 레이저(Laser) 변위계의 수광부에 히터의 빛이 간섭하는 것을 방지하기 위하여, 붐과 단열판의 사이에 알루미늄 판을 차폐판으로서 설치하였다. 그 상태를 Fig. 5.13에 나타내었다.

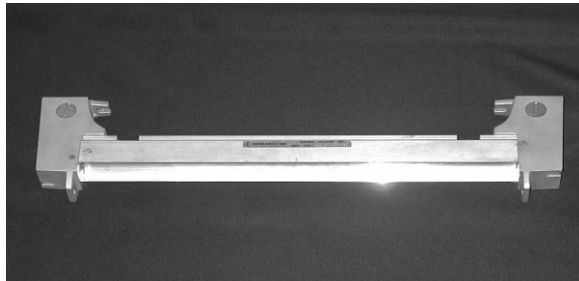


Fig. 5.11 Heater

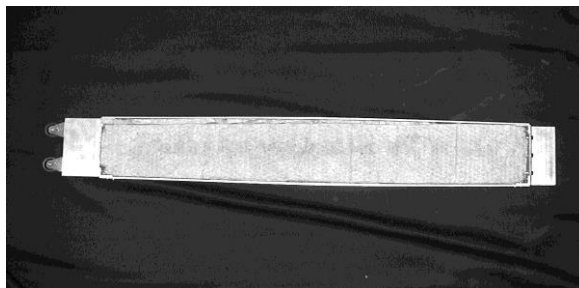


Fig. 5.12 Insulation plate



Fig. 5.13 Setup of heaters and insulation plates

Table 5.5 Specifications of heater

Manufacturer	RESEARCH.INC.
Product title	PARABOLIC STRIP HEATER Model 5305-25
Length	757 mm
Weight	2.09 kg
Length of Lamp	635 mm
Output	2.5 kW (480V)

Table 5.6 Specifications of motor 2

Manufacturer	ORIENTAL MOTOR
Product title	OIKGN-AT
Output	1 (W)
Voltage	100 (V)
Gear Head	0GN180K

(2) 측정 장치

측정 장치의 사진을 Fig. 5.14에, 디지털 레코더(Digital Recorder), Strain Amp.의 사양을 Table 5.7 및 Table 5.8에 나타냈다.



Fig. 5.14 Measurement device

Table 5.7 Specifications of Digital Recorder

Manufacturer	TEAC
Model	DR-F2a
Number of input channels	Max 8ch
Input range	$\pm 1V$ $\pm 2V$ $\pm 5V$ $\pm 10V$
Sampling frequency	Max 100KHz/4ch, 50KHz/8ch

Table 5.8 Specifications of Strain Amp.

Model	6M91 Dynamic strain meter
Measurement input	$\pm 100000 \times 10^{-6}$ (Strain)
Output voltage	$\pm 10V$
Setting gauge rate	2.00
Applied current	2, 9, 10, 12, 15V

## 라. 진공 챔버

공기의 대류등의 영향을 제거하기 위하여, 실험 장치를 진공 챔버 안에 넣어 실험을 수행하였다. 진공 챔버의 사양은 Table 5.9과 같다.

Table 5.9 Specifications of Vacuum chamber

Manufacturer	Kyushu instrument
Product title	Vacuum chamber
Model	QK-SM H

## 제 3 절 실험의 구성 및 실험 방법

### 1. 실험의 개요

실험에 대한 측정 System의 개략도를 Fig. 5.15에 나타냈다. 붐의 축 압축 하중을 측정하는 로드셀의 출력은 미세한 전압의 변화로 인해, Strain Amp.에 의해 증폭되어 디지털 레코더에 입력되고, 붐의 끝단의 처짐을 측정하는 레이저 변위계의 데이터 또한 디지털 레코더에 입력된다. 그리고, 주파수 분석을 위하여 레이저 변위계의 출력을 FFT Analyzer에 입력한다. 최종 적으로 각각의 데이터는 컴퓨터에 의해 저장 및 처리된다.

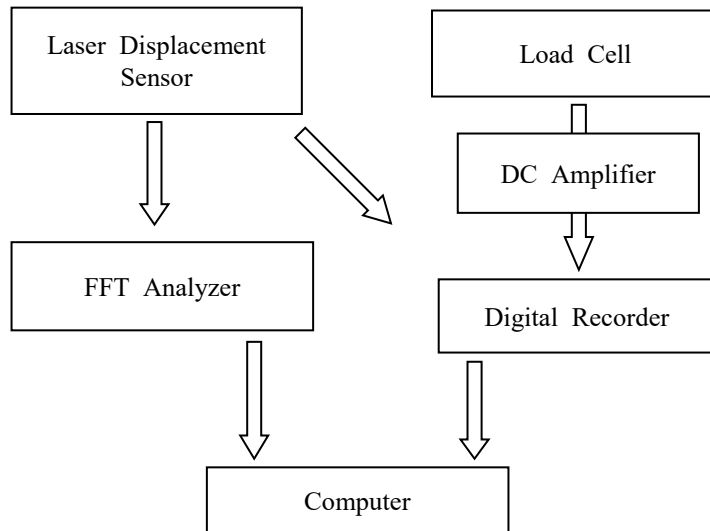


Fig. 5.15 Measuring system

### 2. Boom의 끝단 처짐의 측정

붐의 끝단 처짐의 측정은 진동에 영향을 주지않도록 하기 위해 비접촉식 레이저 변위계를 이용하였다. 레이저를 반사시키는 반사판은 붐의 끝단부에 설치하였으며, 반사판의 무게에 대한 영향을 줄이기 위하여 희게 도장된 작은 알루미늄 판을 이용하였다. 이 레이저 변위계 및 붐의 끝단에 설치된 반사판을 Fig. 5.16에



나타내었다. 또한, 레이저 변위계의 사양을 Table 5.10에 나타내었다.

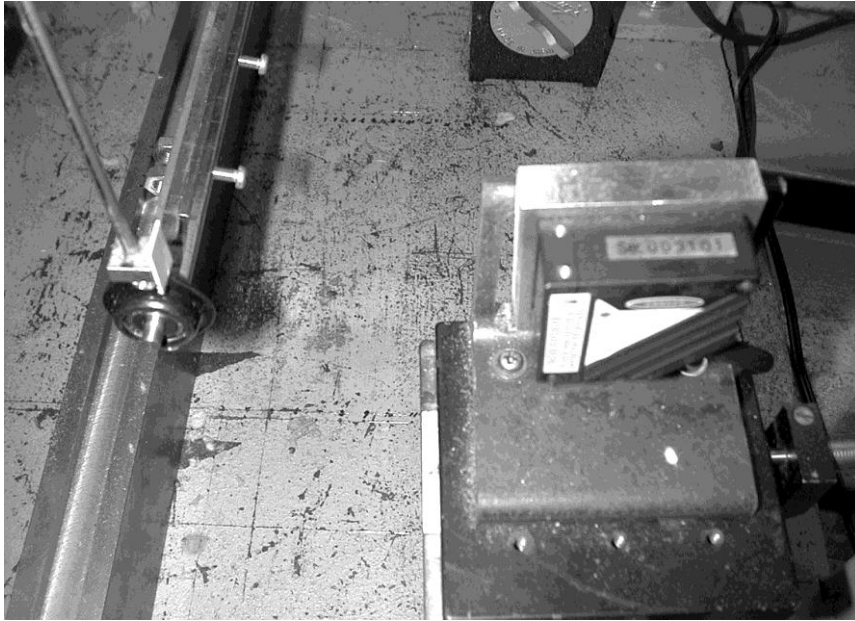


Fig. 5.16 Measurement of boom tip deflection

Table 5.10 Specifications of the laser displacement sensor

Model	MX1A
Measuring distance	90 (mm)
Measuring range	±40 (mm)
Resolution	10 (μm)
Laser source	Semiconductor laser 780 nm
Correction factor	4.00 (mm/V)

### 3. Boom의 축 압축 하중의 검출

블랑킷에 장력을 가하면 스프레더 바에 연결되어 있는, 좌우 뿔에는 축 압축 하중이 작용한다. 이 축 압축 하중의 측정은 Fig. 5.17에서 나타내고 있는 것 처럼, 로드셀에 의해 평균 축 압축 하중으로서 측정된다. 측정에 사용된 로드셀의 사양은 Table 5.11과 같다.

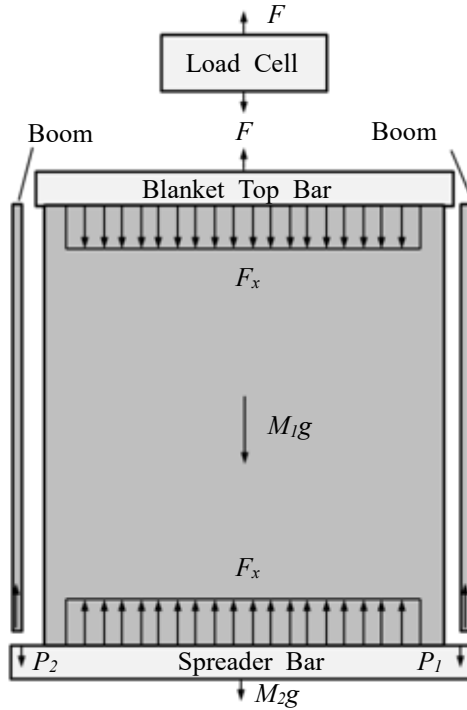


Fig. 5.17 Acting load on the specimen

Table 5.11 Specifications of load cell

Model	10kgf Load Cell
Amount of output deformation	$\pm 3.993 \times 10^{-6}$ ( Strain )
Output voltage	$\pm 1.996$ ( mV/V )
Ratio of gauge	2.0
Correction factor	0.002504 ( kgf/Strain )

Fig. 5.17에서는 로드셀에 의해 검출되는 하중  $F$ 와, 붐의 축 방향 압축 하중  $P_1, P_2$ 에 대한 개략도를 나타냈다. 로드셀에서 검출되는 하중을  $F$ , Blanket Top Bar와 블랑켓의 질량의 합을  $M_s$ , 스프레더 바의 질량을  $M_m$ 라고 하면, 상단 및 하단부의 평형조건식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 F &= F_x(b_1 + b_2) + M_s g \\
 F_x(b_1 + b_2) &= M_m g + 2P
 \end{aligned}
 \tag{5.1}$$

여기서,  $F_x$ 는 블랑켓의 단위 폭 당 장력,  $b_1 + b_2$ 는 블랑켓의 폭,  $P$ 는 붐의 평균 축 압축 하중 이다. 식(5.1)에서 평균 축 압축 하중  $P$ 는 다음과 같다.

$$P = \frac{F_x - (M_s + M_m)g}{2} \tag{5.2}$$

평균 축 압축 하중에서 각각의 봄에 작용한 축 압축 하중  $P_1$ ,  $P_2$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 P_1 &= P \left( 1 + \frac{b_1 - b_2}{2b} \right) \\
 P_2 &= P \left( 1 - \frac{b_1 - b_2}{2b} \right)
 \end{aligned} \tag{5.3}$$

#### 4. 주파수 검출

히터의 가열에 의해 발생한 열 유기 진동에 대하여, FFT Analyzer를 이용하여 주파수해석을 하였다. Table 5.12에 FFT Analyzer의 사양을 나타냈다. 측정은, 레이저 변위계에서의 출력을 FFT Analyzer에 입력하고, 열 유기 진동의 주파수 스펙트럼을 기록하였다. 정적 처짐이 거의 정상상태인 10(sec)에서 50(sec) 사이에서 측정하였다.

Table 5.12 Specifications of FFT analyzer

Model	CF-5220
Frequency range	10mHz~100kHz
Resolution	1/800 (サンプリング2048点時)

## 제 4 절 이론 해석 결과 및 실험 결과

본 실험에서, 블랑켓의 폭은 180(mm)로 하고, 대칭  $b_1 = b_2 = 90(mm)$ 의 경우와 블랑켓을 중심축으로부터  $\Delta b = 20(mm)$ 의 면내 오프셋을 가진 비대칭 모델에 대하여 실험을 수행하였다.

### 1. 시간 경과에 따른 Boom의 끝단 처짐

시간경과에 따른 붐의 끝단 처짐을 측정하였다. 측정한 대칭 및 비대칭 모델에 대하여 먼저 이론적 해석결과를, 그 다음에 실험에 의해 얻어진 결과를 나타내었다. 붐을 열부하가 작용하기 직전 상태에서의 처짐을 0(mm), 그때의 시간을 0(sec)로 하고, 그 위치에서부터의 변위를 처짐 값 및 경과 시간으로 하였다.

그 결과를 Fig. 5.18에서 Fig. 5.21에 나타내었으며, 대칭 및 비대칭 모델에서 정적 처짐 과 동적 진동의 중첩된 처짐이 발생하고 있음을 확인 할 수 있었다. 실험 결과, 대칭 모델에 대하여 좌우의 붐의 정적 처짐에 대하여 서로 다른 결과를 보여주고 있음이 확인 되었으나, 이는 붐의 Slit 나 실험상에 양단의 붐을 고정하는 데 있어, 실험 모델의 비대칭성이 그 원인이 되는 것으로 고려된다. 비대칭 모델에 대하여는 이론 해석결과와 같은 맥동 현상을 확인하는 것은 어려웠다. 이는 이론 해석과 달리 붐에 작용하는 붐의 축 압축 하중이 일정하게 작용하지 않기 때문으로 고려된다.

#### 가. 대칭 모델

대칭 모델에 대하여 붐의 끝단 처짐의 이론 해석 결과를 Fig. 5.18에, 실험결과를 Fig. 5.19에 나타냈다. 대칭 모델에서는 좌우 붐에 같은 축 압축 하중 및 열부하가 작용하기 때문에 비틀림 모드는 존재하지 않고, 굽힘 모드 형태가 나타나고 있음을 확인 하였다.

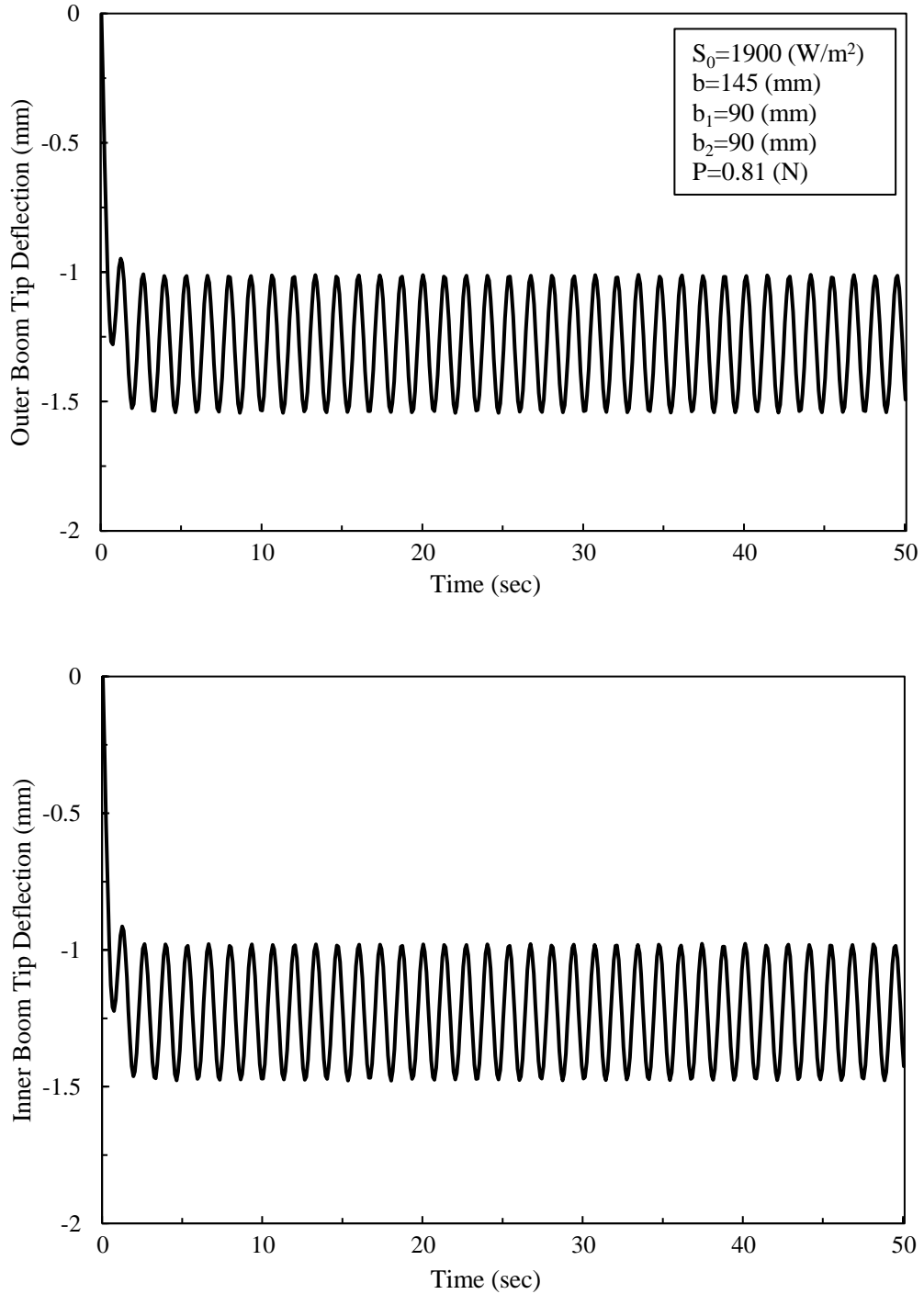


Fig. 5.18 Theoretical results of boom tip deflection for the symmetric model

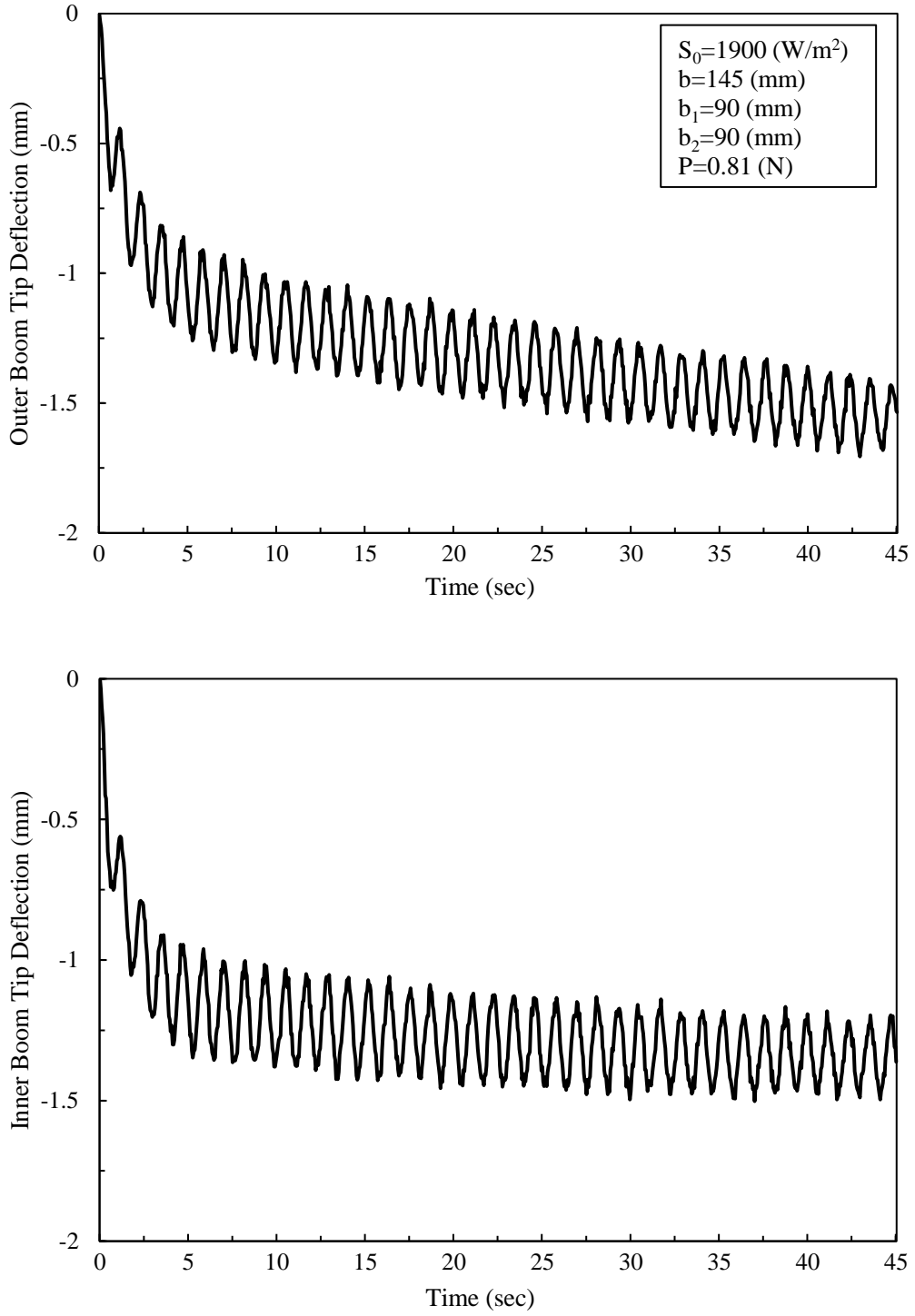


Fig. 5.19 Experimental results of boom tip deflection for the symmetric model

## 나. 비대칭 모델

비대칭 모델에 대하여, 이론 해석 결과를 Fig. 5.20에, 실험결과를 Fig. 5.21에 나타내었다. 비대칭 모델에서는 굽힘 모드에 더해 비틀림 모드도 발행하고 있음을 확인 하였다. 이론 해석 결과에서, 굽힘 모드와 비틀림 모드의 고유진동수가 가까운 값을 갖기 때문에, 맥동 현상이 발생하는 것으로 고려된다.

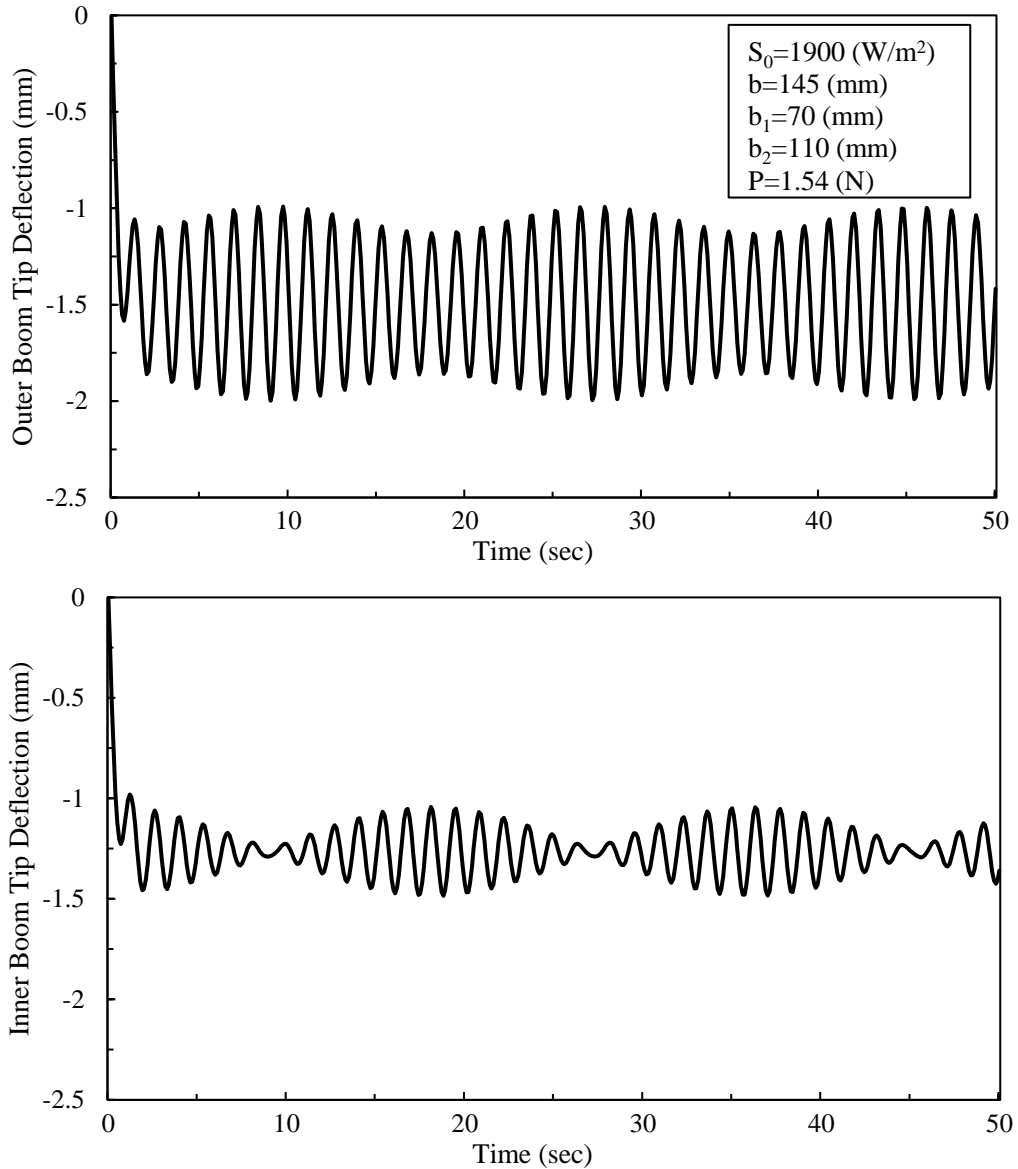


Fig. 5.20 Theoretical results of boom tip deflection for the asymmetric model

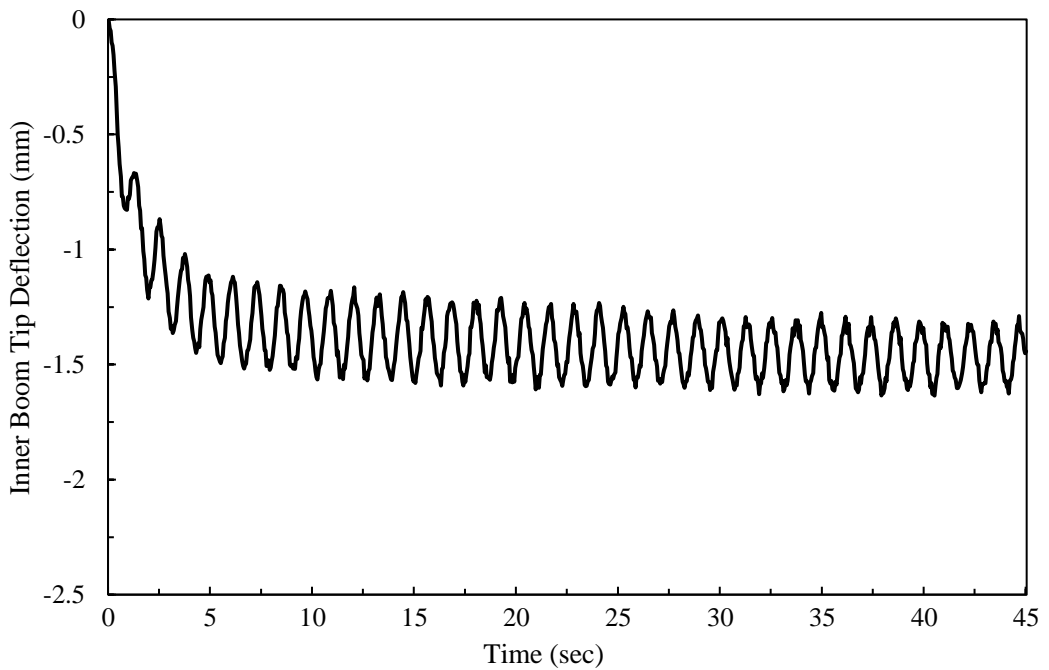
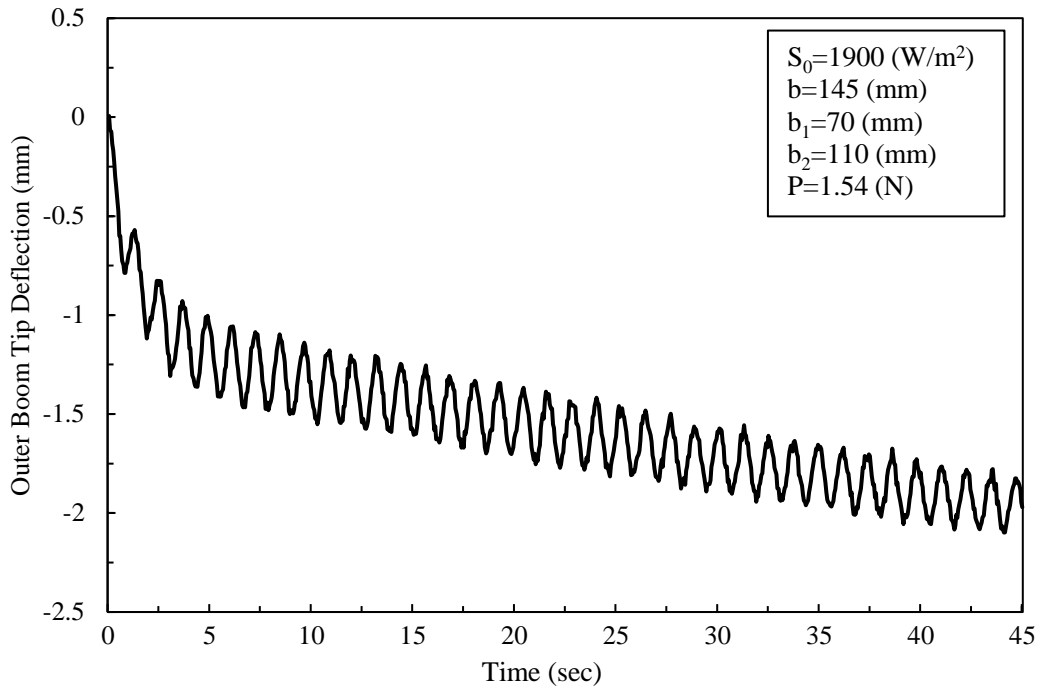


Fig. 5.21 Experimental results of boom tip deflection for the asymmetric model



## 2. 축 압축 하중의 영향

여기서, 히터에 의한 외부조사량  $S_0 = 1900(W/m^2)$  로 일정한 열부하가 작용하고 있는 상태에서, 축 압축 하중  $P$ 를 변화시켜 정적 처짐 및 동적 진동의 진폭을 측정하였다. 봄의 좌굴 하중은 약 2.2N 이므로, 좌굴에 의한 변형을 방지하기 위하여 봄에 작용하는 축 압축 하중은 1.7N 부근까지로 하였다. 동적 진동의 진폭 및 정적 처짐에 대해서는, 열부하를 주기 시작 5sec 후 부처 약 35sec까지의 진폭의 평균값으로 하고, 이론 해석의 비대칭 모델에 대해서는 진폭이 변화하기 때문에, 그 최대 값을 가지고 진폭의 값으로 하였다. 또한, 이론 해석에서 평균 축 압축 하중은 일정하지만, 실험에서는 블랑켓에 온도변화가 발생하여 경과 시간에 따라 변화해 가므로, 위와 마찬가지로 열부하를 주기 시작 5sec 후 부처 약 35sec까지의 평균 값을 그 값으로 하였다.

그 결과, 대칭 모델에 대해서, Fig.5.22과, Fig. 5.24에 의해 동적 진동의 진폭은 Inner, Outer 봄에 대하여 거의 비슷한 값을, 이론 결과와 비교하여 정량적으로 이론치보다는 약간 낮은 값을 가지고 있음을 확인하였고, 정적 처짐은 Inner 봄 쪽이 더 크게 나타나고 있음을 확인하였다. 또한, 비대칭 모델에 대하여, Fig. 5.23와 Fig. 5.25에서, 정적 처짐은 봄의 평균 축 압축 하중의 증가에 따라 오프셋량이 크게 작용하는 Outer 봄의 처짐이 크게 나타나고 있음을 확인 할 수 있었다. 동적 진동의 진폭은 대칭 모델과 마찬가지로 Inner, Outer 봄에 대하여 비슷한 값을 가지고 있음을 확인 할 수 있으나, 이론치와 비교하여 1.5N부근에서 급격한 변화를 확인 할 수 는 없었다. 이론 해석에서는 블랑켓의 장력이 일정하고, 봄에 작용하는 축 압축 하중 또한 변하지 않는 것에 반하여, 실제의 실험에서는 블랑켓의 신축에 의한 축 압축 하중의 변화에 그 원인이 있다고 고려된다. 즉, 축 압축 하중이 일정하지 않기 때문에 굽힘 모드와 비틀림모드의 연성 효과가 발생하지 않고, 이론 값과 실험값이 다른 결과를 보인다고 고려된다.

가. 평균 축 압축 하중과 정적 처짐의 관계

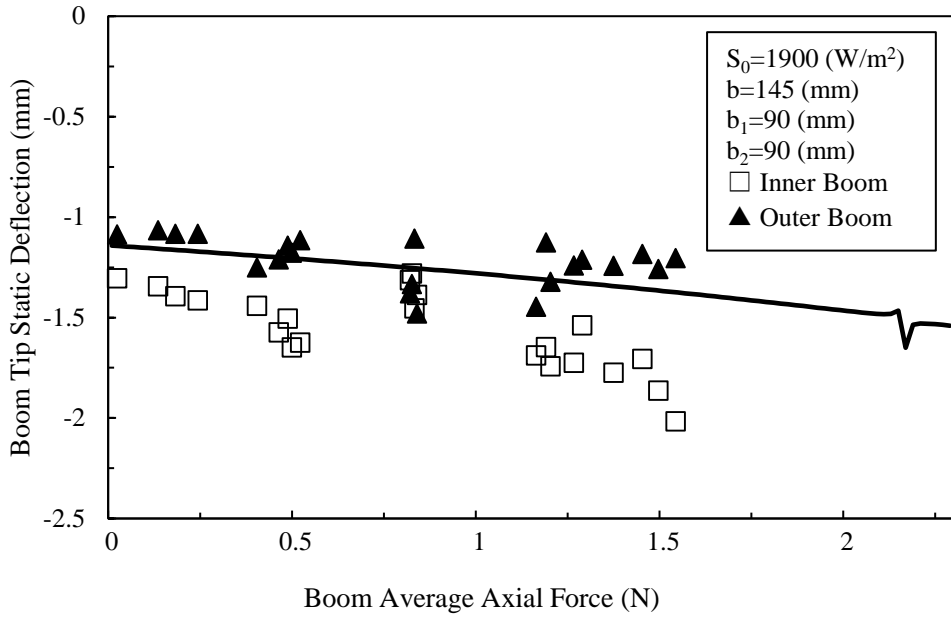


Fig. 5.22 Effect of boom average axial force about static deflection for a symmetric model

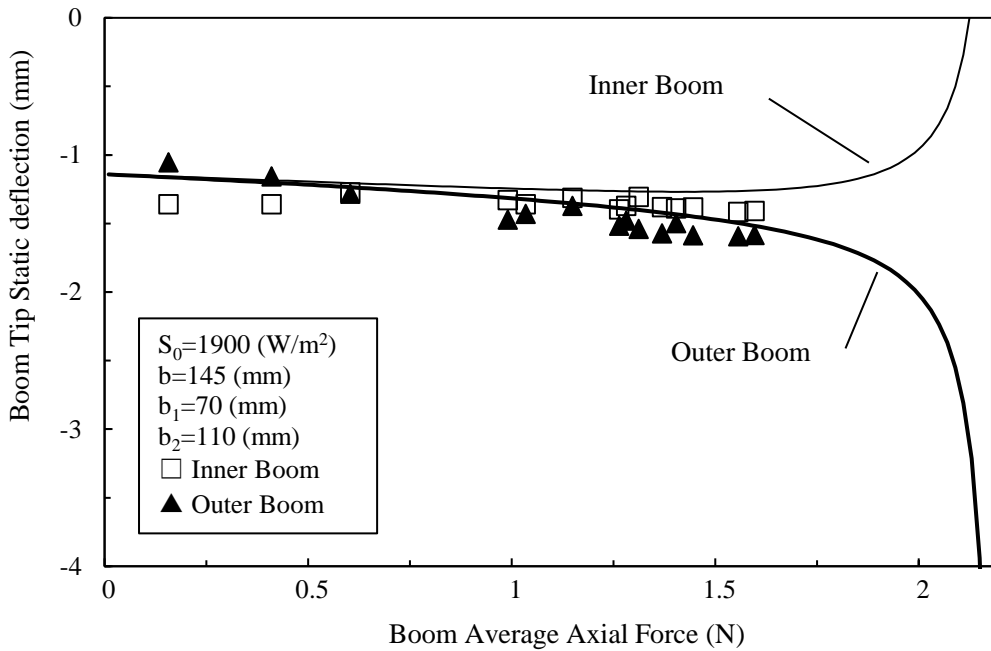


Fig. 5.23 Effect of boom average axial force about static deflection for an asymmetric model

나. 평균 축 압축 하중과 동적 진동의 진폭과의 관계

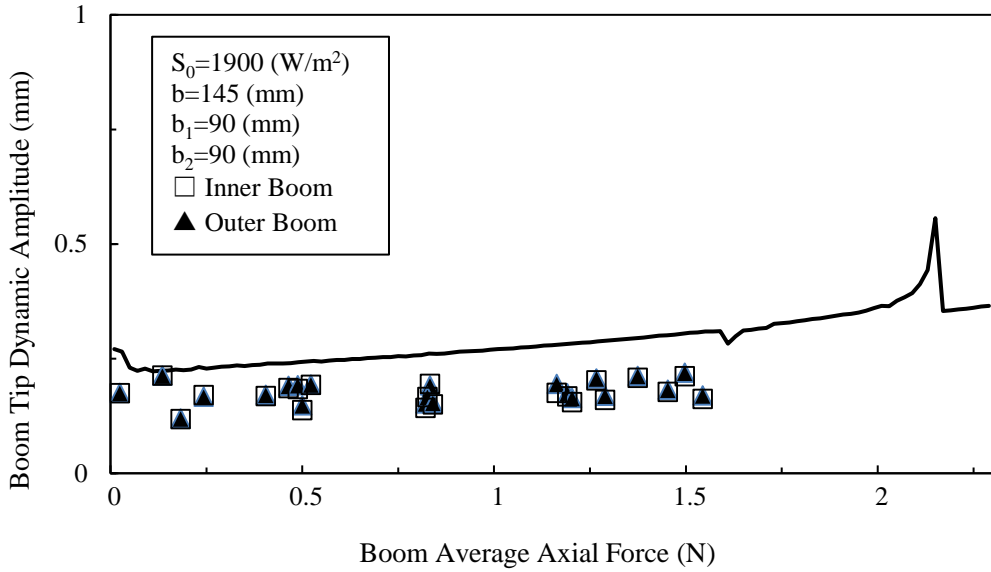


Fig. 5.24 Effect of boom average axial force about dynamic amplitude for a symmetric model

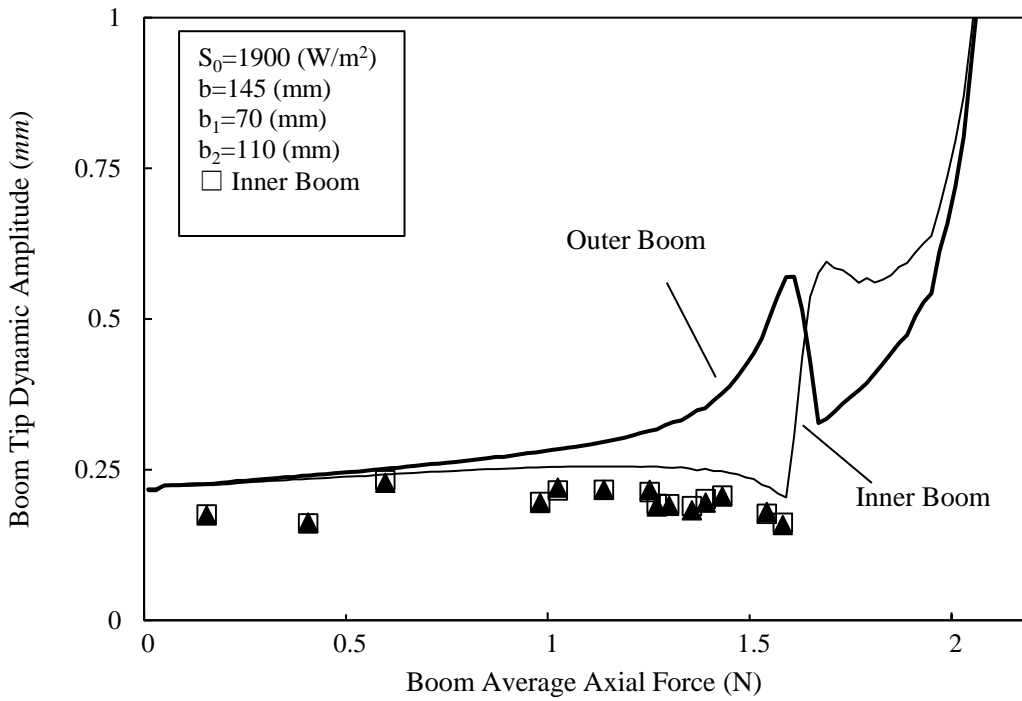


Fig. 5.25 Effect of boom average axial force about dynamic amplitude for an asymmetric model

### 3. 외부조사량의 영향

봄에 작용하는 축 압축 하중  $P=1.0(N)$ 으로 일정한 경우에 대하여, 외부조사량  $S_0$ 를 1000, 1300, 1600, 1900, 2200, 2500 ( $W/m^2$ )로 변화시켜 동적 진동의 진폭 및 정적 처짐을 측정하였다. 각각의 측정치는 앞 절과 동일한 방법으로 정리하였다.

그 결과, Fig. 5.26과 Fig. 5.27에서처럼 대칭 및 비대칭 모델 모두 이론 해석 값은 외부조사량에 비례하고 있음을 알 수 있으며, 정성적으로 실험값도 비슷한 경향을 보이고 있음을 확인 하였다. 정적 처짐에 대해서, 대칭 및 비대칭 모델은 이론 해석결과와 비교하여 정성적, 정량적으로 가까운 값을 갖고 있음을 확인 하였다. Fig. 5.28와 Fig. 5.29에 의해 동적 진동의 진폭에 대해서는 정성적으로 이론치와 비슷한 경향을 보임을 확인하였으나, 정량적으로 실험결과는 이론치보다 낮은 결과를 보여주고 있음을 확인하였다. 이는, 실험에서의 열부하가 이론 해석과 같은 Step입력이 아닌 점, 봄과 스프레더 바의 결합부에 적용한 베어링이 봄의 굽힘 모멘트를 구속하고 있을 가능성, 실험 장치각부분의 마찰저항등을 그 원인으로 고려할 수 있다.

#### 가. 외부조사량과 정적 처짐의 관계

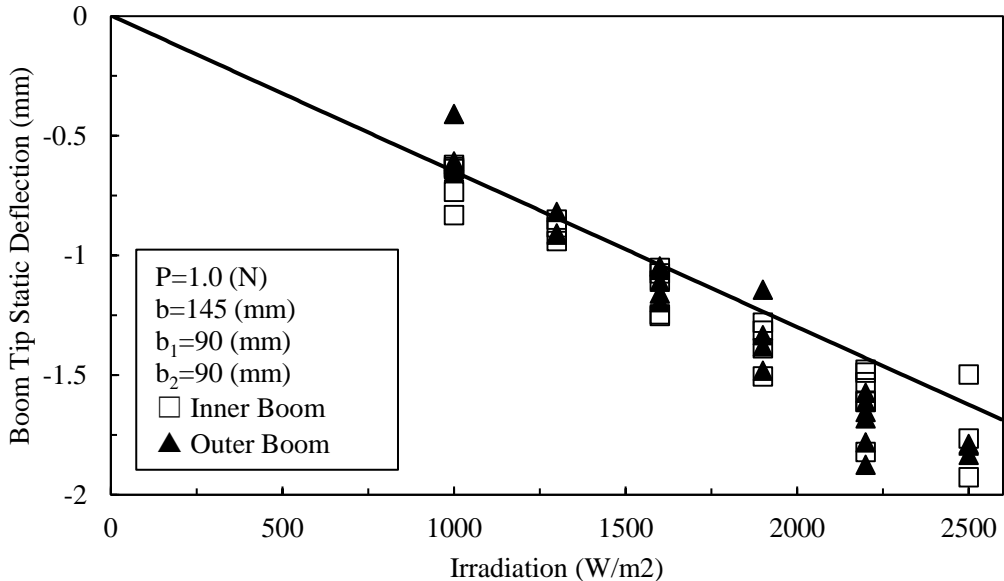


Fig. 5.26 Effect of heat flux about static deflection for a symmetric model

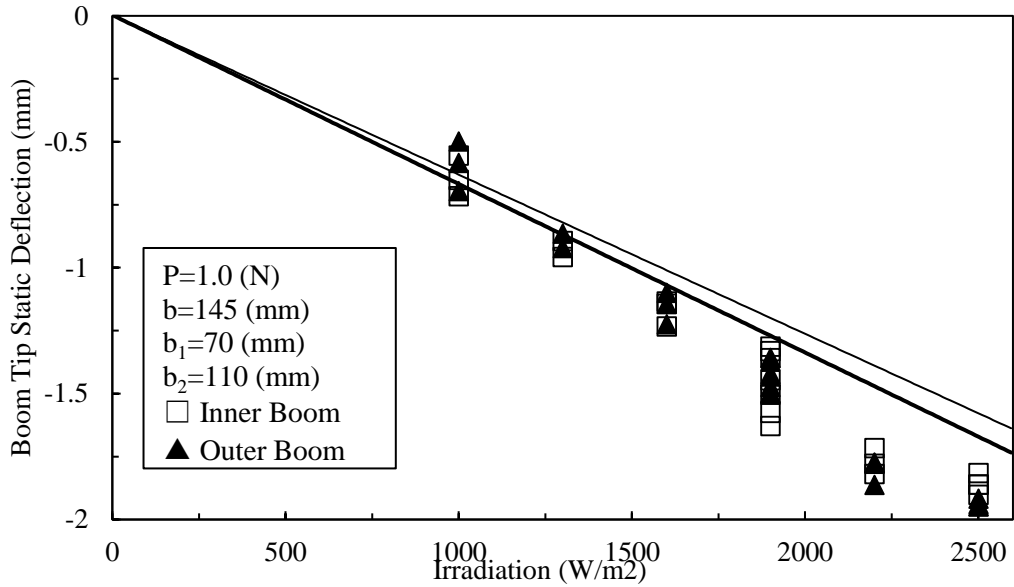


Fig. 5.27 Effect of heat flux about static deflection for an asymmetric model

나. 외부조사량과 동적 진동의 진폭과의 관계

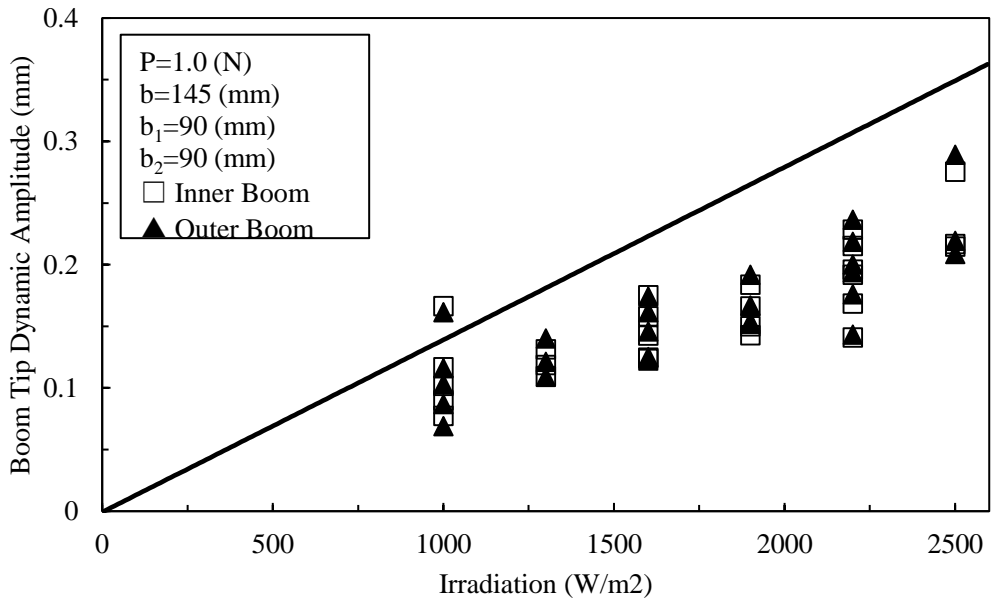


Fig. 5.28 Effect of heat flux about dynamic amplitude for a symmetric model

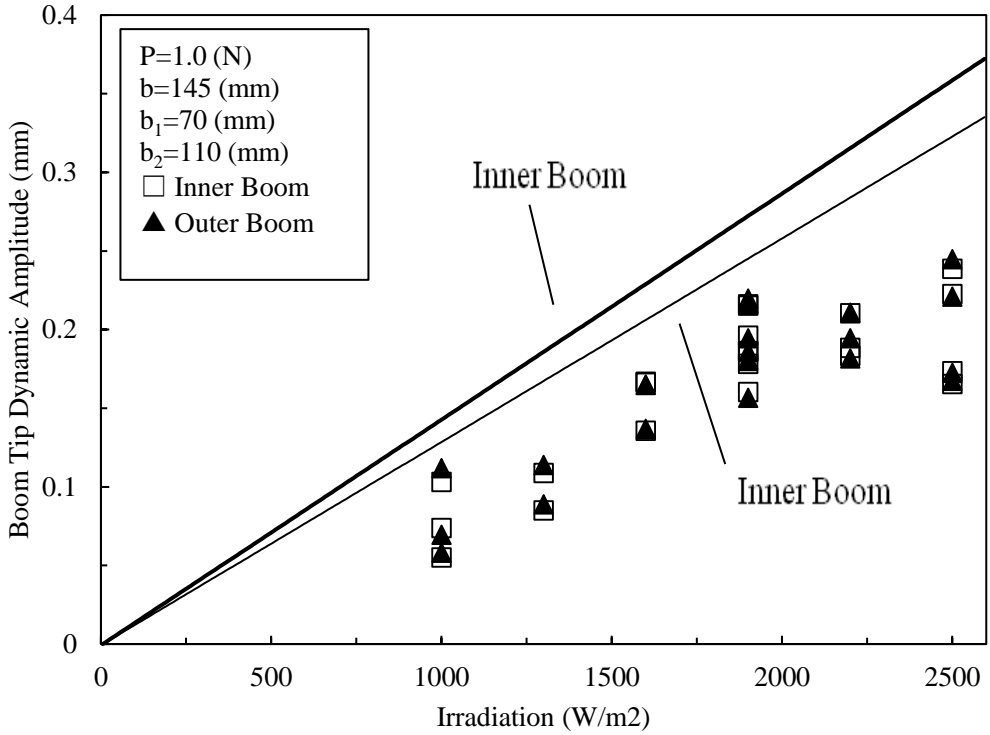


Fig. 5.29 Effect of heat flux about dynamic amplitude for an asymmetric model

#### 4. 주파수 스펙트럼 해석

여기서는 외부조사량  $S_0 = 1900 (W/m^2)$  의 경우에 대한 붐의 끝단 처짐으로부터, 대칭 및 비대칭 모델의 주파수를 측정하였다.

그 결과, Fig. 5.30에서부터 Fig. 5.33에 의해 대칭 및 비대칭 모델, 모두에서 0.86(Hz)부근에서 피크(Peak) 주파수를 가지고 있음을 보인다. 여기서 Table 5.13, Table 5.14에 대칭과 비대칭 모델의 이론 해석에 의한 1차, 2차의 고유진동수 값을 나타냈다. 전 장의 해석에 의해, 평균 축 압축 하중이 1.5N 부근까지 에서는 1차는 굽힘 모드, 2차는 비틀림 모드임을 알고 있다. 그러므로, 고유진동수의 이론 해석에 의해서 0.86(Hz)의 피크 주파수는 굽힘 모드이며, 이 이외의 피크 주파수를 확인할 수 없으므로, 이 진동은 대칭 및 비대칭 모델에 대하여 굽힘 모드가 지배하고 있다고 말 할 수 있다. 또한, 대칭 및 비대칭 모델에서 축 압축 하중에 의한 피크 주파수의 변화는 확인할 수 없었다.

Table 5.13 Theoretical natural frequency for a symmetric model

Average axial force (N)	1 <sup>st</sup> mode frequency (Hz)	2 <sup>nd</sup> mode frequency (Hz)
0.43	0.76	1.25
0.91	0.74	1.06

Table 5.14 Theoretical natural frequency for an asymmetric model

Average axial force (N)	1 <sup>st</sup> mode frequency (Hz)	2 <sup>nd</sup> mode frequency (Hz)
0.25	0.77	1.31
0.76	0.75	1.13

### 가. 대칭 모델

대칭 모델에 대해서, 평균 축 압축 하중  $P=0.43(N)$ ,  $0.56(N)$ ,  $0.91(N)$  의 경우에 정적 처짐이 일정하게 나타난 후, 10sec부터 50sec까지 측정 하였다. Fig. 5.30부터 Fig. 5.32에 주파수 스펙트럼을 나타냈다.

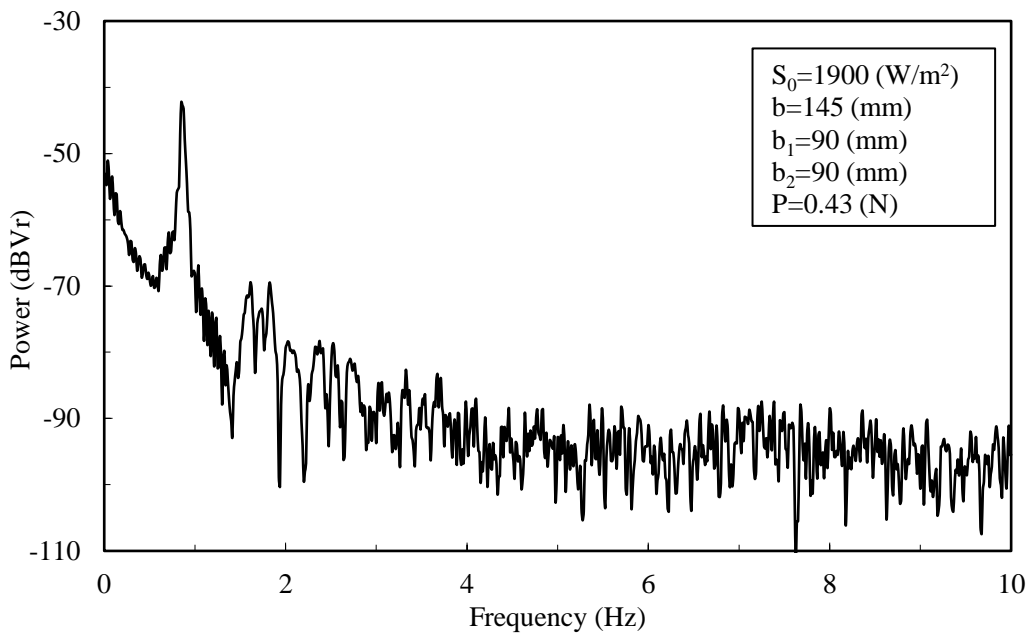


Fig. 5.30 Frequency response for a symmetric model  $P=0.43(N)$

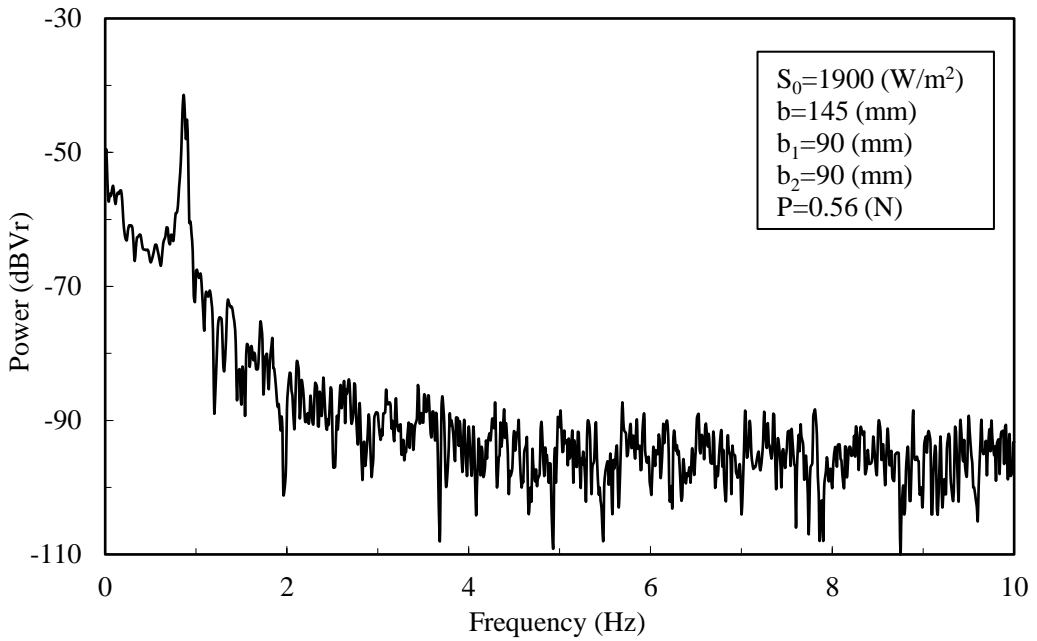


Fig. 5.31 Frequency response for a symmetric model  $P=0.56(N)$

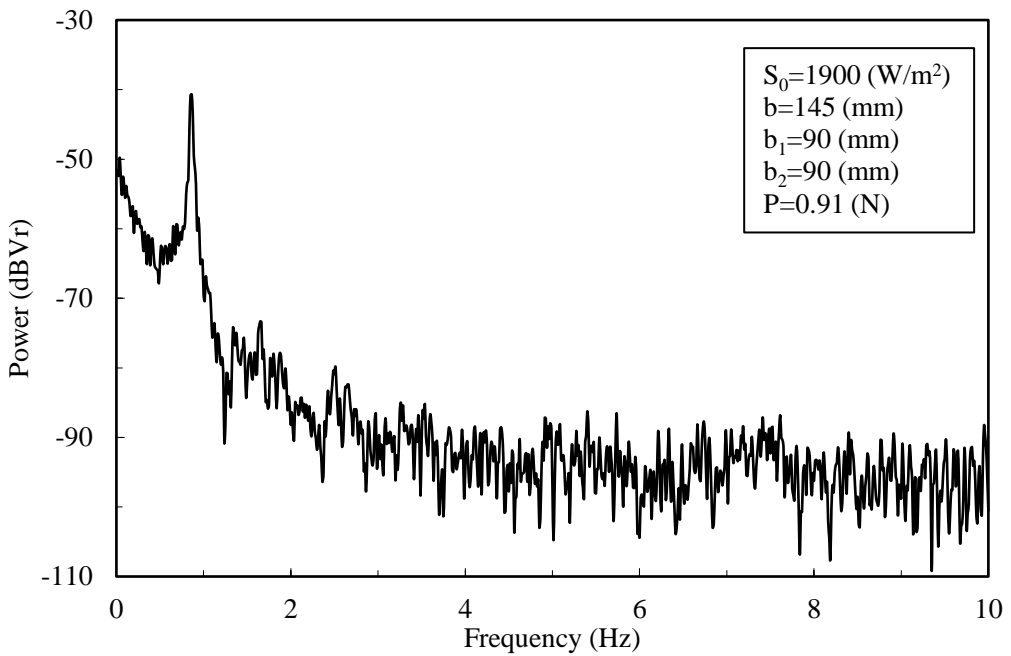


Fig. 5.32 Frequency response for a symmetric model  $P=0.91(N)$



## 나. 비대칭 모델

비대칭 모델에 대하여 평균 축 압축 하중  $P=0.25(N), 0.76(N)$  에 대하여 대칭 모델과 같은 방식으로 측정하여, Fig. 5.33, Fig. 5.34에 주파수 스펙트럼을 나타냈다.

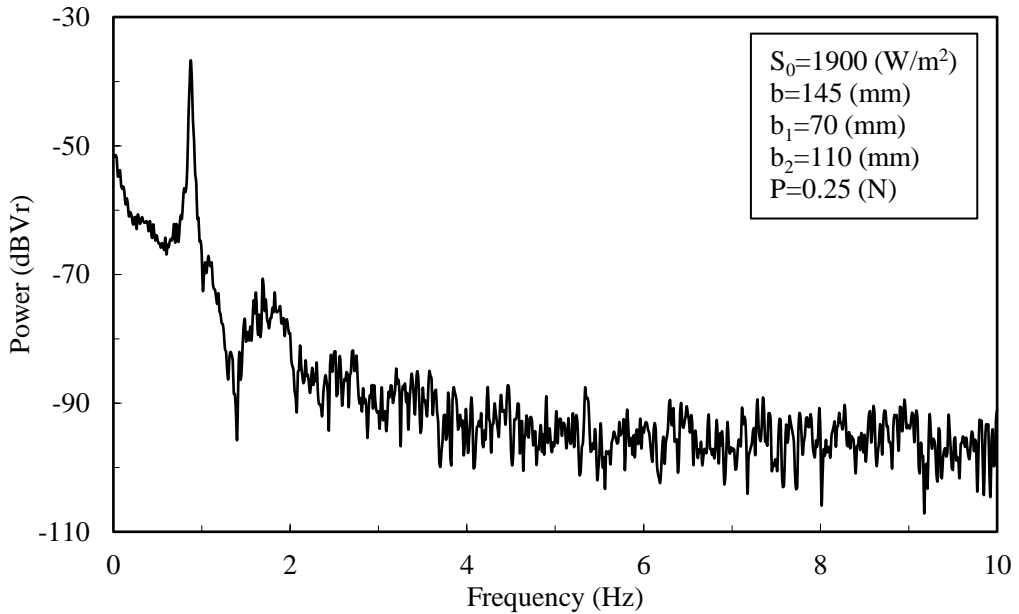


Fig. 5.33 Frequency response for an asymmetric model  $P=0.25(N)$

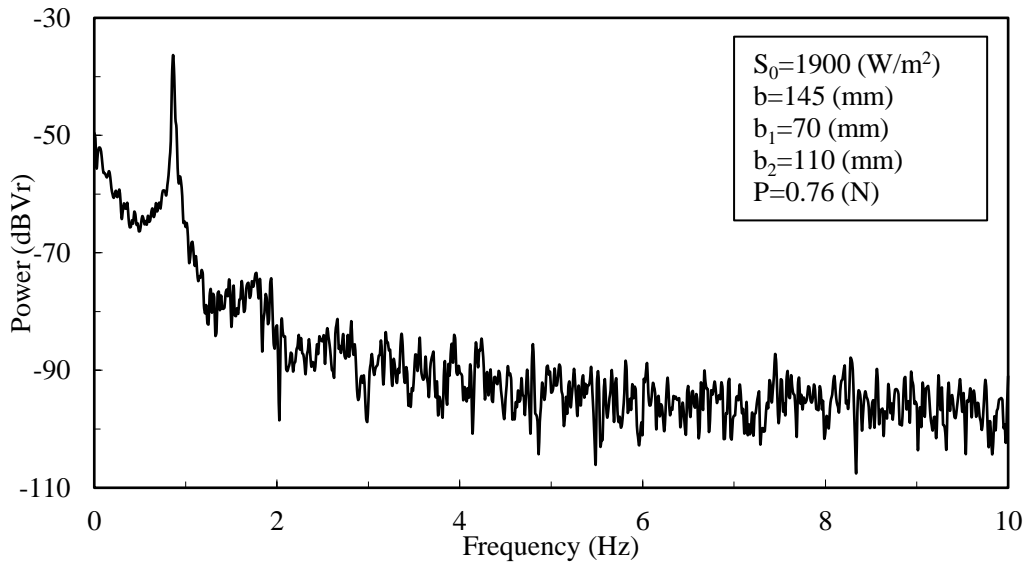


Fig. 5.34 Frequency response for an asymmetric model  $P=0.76(N)$

## 5. 대기중과 진공의 영향

비대칭 모델에 대해서, 평균 축 압축 하중  $P=1.0(N)$  의 경우의 대기중과 감압하에서 동적 진동의 진폭과 정적 처짐을 측정하였다. Fig. 5.35, Fig. 5.36에 비대칭 모델의 동적 진동의 진폭을, Fig. 5.37, Fig. 5.38에 비대칭 모델의 정적 처짐의 결과를 나타냈었다. 그 결과, 대기중의 결과에 비하여 감압하에서의 결과는 이론 해석 결과에 정량적, 정성적으로 일치하는 값을 보이고 있음을 확인 할 수 있었다.

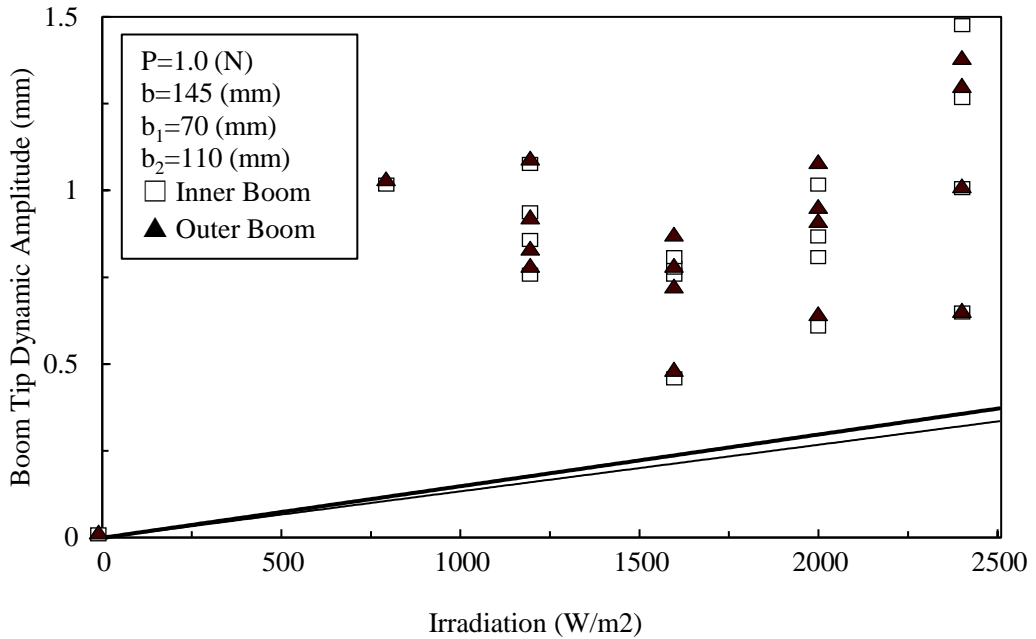


Fig. 5.35 Effect of heat flux about dynamic amplitude on atmosphere

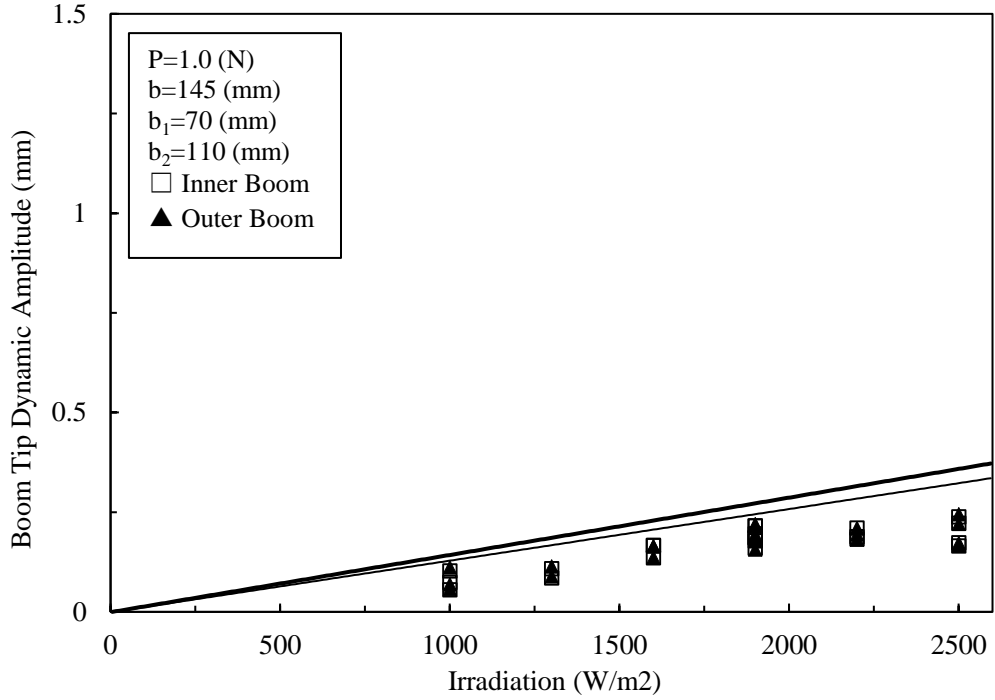


Fig. 5.36 Effect of heat flux about dynamic amplitude on vacuum state

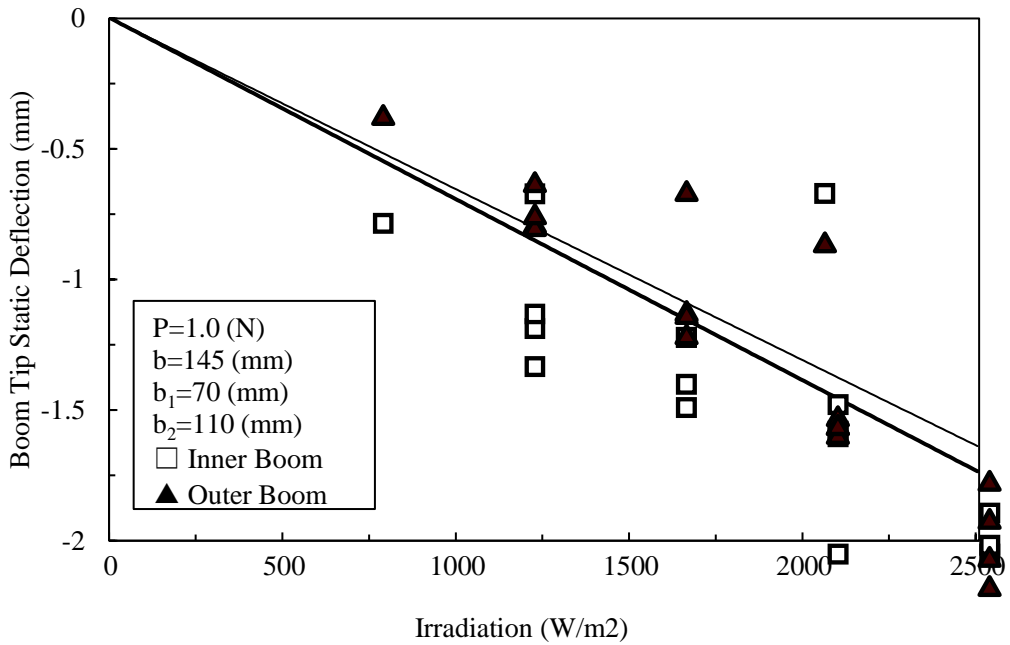


Fig. 5.37 Effect of heat flux about static deflection on atmosphere

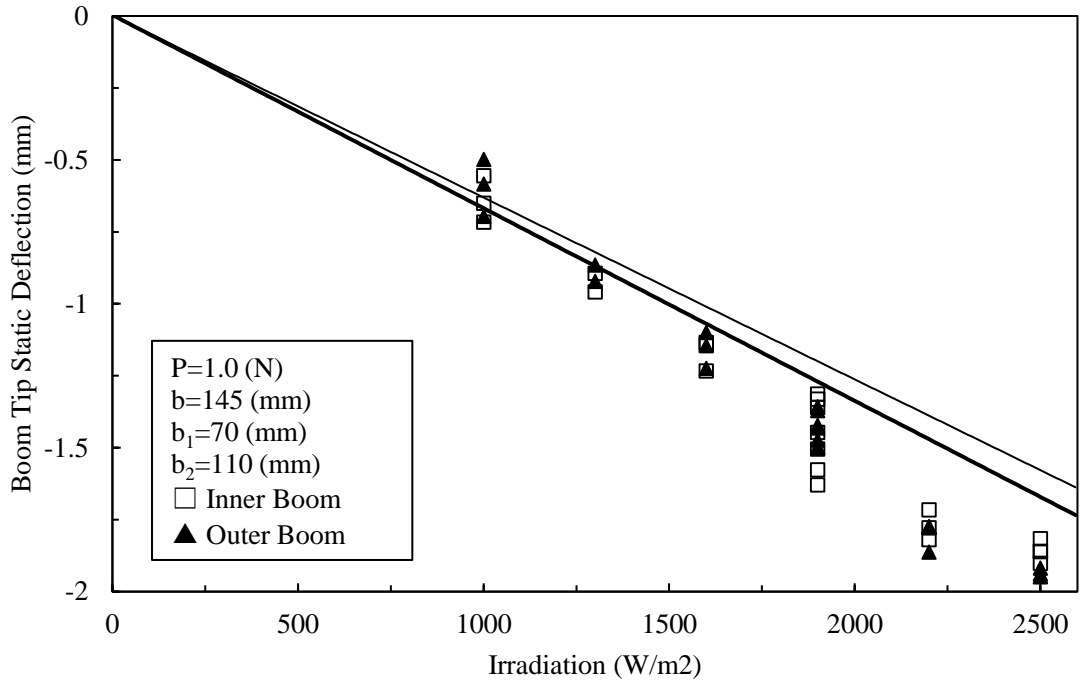


Fig. 5.38 Effect of heat flux about static deflection on vacuum state

## 제 6 장 열-구조 연성을 포함한 동적 응답과 안정성 판별

이 장에서는 실제의 HST의 태양광 어레이가 태양광 어레이의 끝단에 블랑켓의 면내 오프셋 에 의한 비대칭성을 갖고 있기 때문에, 이를 기하학적으로 동일한 해석 모델 가지고, 해석 모델에 대하여 불안정성에 대한 영향을 고려한 정식화를 하였다. 온도영역에서의 정식화는 전 장과 같은 변형에 의존하지 않는 경우의 열 굽힘 모멘트와 시간 경과에 따라 열부하가 처짐에 의존하는 경우의 열 굽힘 모멘트를 구하였다. 또한 열변형의 정식화에 있어, 전 장과 마찬가지로 붐에 작용하는 축 압축 하중과 붐의 면외 방향 처짐, 비틀림 각, 블랑켓의 면외 방향 처짐에 관한 방정식을 각각의 경계 조건과 강체로서 가정한 스프레더 바의 면외 방향 힘과 모멘트의 평형에 관한 운동방정식을 이용하여 나타내었으며, 계의 안정성을 판별하기 위하여 Hurwitz의 방법을 적용하여, 안정성 판별식을 정식화 하였다. 이상의 이론을 바탕으로 하여 붐의 끝단의 계산결과를 각각의 안정, 불안정 및 경계선상에 대하여 시간경과에 따른 면외 방향의 변형으로 나타내었다. 또한, 스프레더 바의 변형도 위 방식과 같은 방식으로 계산하여 해석 모델의 시간경과에 따른 진동의 현상을 확인하였다. 또한, 각각의 안정성조건에서 외부조사량 및 열부하 입력각에 대한 영향을 해석하였다.

### 제 1 절 정식화

#### 1. 온도 영역

전 장까지의 해석에서는 붐에 입사하는 열부하는 붐이 시간 경과와 함께 변형해도 붐 전체적으로 같은 열부하를 받는 것으로 하여, 식(6.1)처럼 나타내어 해석하였다. 하지만, 실제 모델의 열부하에 의한 해석 메커니즘은 열부하가 처짐에 의존하는 입장에서 변형이 발생한다. 그러므로 본연구에서는 해석 모델은 변형에 의존하는 열부하를 받는, 열-구조연성해석을 수행한다. Fig. 6.1처럼 태양에 의한 열부하가 변형전의 붐의 축에 대하여 수직한 방향에서부터의 각도  $\theta$  를 가지고 입사한다고 하면,  $\theta$  는 해석 모델의 고정단측에서부터 조사되는 경우를 양의

항으로 한다. 여기서,  $S_0$ 는 열부하,  $q$ 는 변형 후 붐에 수직으로 받는 열부하 성분이다. 이 열부하  $q$ 는 식(6.2)와 같다.

$$q = S_0 \cos \theta \quad (6.1)$$

$$q = S_0 \cos\left(\theta - \frac{\partial w_i}{\partial x}\right) \quad (6.2)$$

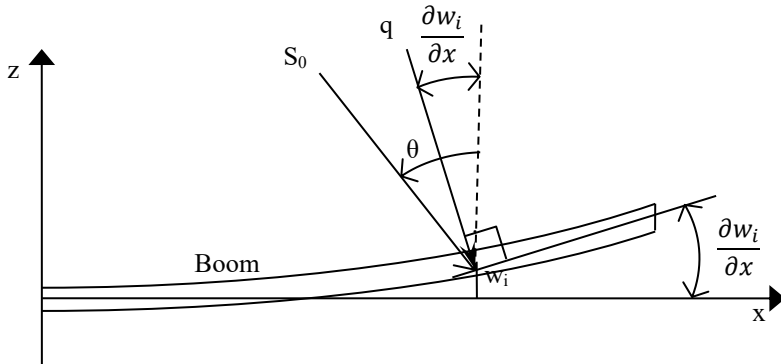


Fig. 6.1 Heat flux from the sun

또한, 온도 영역에서의 정식화를 하는데 있어 다음과 같은 가정을 한다.

1. 붐은 박육원통으로 한다.
2. 붐의 길이 방향 열전도는 무시한다.
3. 붐의 두께 방향 열전도는 무시한다.
4. 붐 내부의 복사에 의한 열교환은 고려하지 않는다.
5. 물성치는 온도와 관계없이 일정하다.

이상의 가정을 기초로 하여, 해석 모델이 갑자기 일정한 강도의 균일한 복사 가열에 노출되는 경우를 고려한다.

복사가열입력, 복사에 의한 표면에서의 열 손실, 붐의 원주 방향의 열전도를 고려한 열전도방정식은 다음과 같다. 여기서,  $\phi$ 는 Fig. 6.2에 나타낸 것처럼 붐의 원주 방향 각도이다.  $\theta$ 는 Fig. 6.1에서 나타낸 것처럼 붐의 축에 수직인 방향과 태양광이 조사하는 각도와 이루는 각도이다.

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} - \frac{k}{\rho c R^2} \frac{\partial^2 T_i}{\partial \phi^2} + \frac{\epsilon_s \sigma}{\rho c h} T_i^4 = \frac{\alpha_s S_0}{\rho c h} \delta \cos \phi \cos\left(\theta - \frac{\partial w_i}{\partial x}\right), \quad i=1,2 \quad (6.3)$$

여기서,

$$\begin{aligned}
 \delta &= 1 & -\pi/2 < \phi < \pi/2 \\
 \delta &= 0 & \pi/2 < \phi < 3\pi/2
 \end{aligned}$$

첨자  $i=1,2$ 는 2개의 붐을 나타낸다.

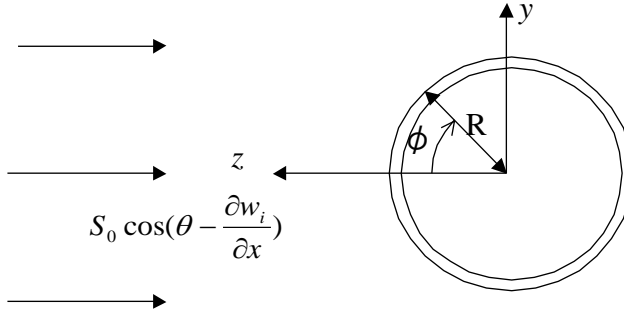


Fig. 6.2 Cross section of the boom

온도 분포가 평균 온도와 그 주변의 변동온도와의 합으로 표현할 수 있다고 고려하면 다음과 같이 정의 된다.

$$T_i(x, \phi, t) = \tilde{T}_i(x, t) + T_{mi}(x, t) \cos \phi \tag{6.4}$$

$\tilde{T}_i(x, t)$  : 평균 온도

$T_{mi}(x, t)$  : 변동 온도의 진폭

이 식(6.4)를 식(6.3)의 열전도방정식에 대입하여 정리한다. 이때, 평균온도는 변동 온도에 비하여 매우 크다고 가정하고, 식(6.3)의  $\delta \cos \phi$ 에 관한 항은 푸리에 급수로 전개하여, 고차항은 무시하여 정리한다.

$$\begin{aligned}
 \frac{T_{mi}}{\tilde{T}_i} &\ll 1 \\
 \delta \cos \phi &\cong \frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \cos \phi
 \end{aligned}
 \tag{6.5}$$

식(6.3)에 식(6.4), 식(6.5)를 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{T}_i}{\partial t} + \frac{\partial T_m}{\partial t} \cos \phi + \frac{k}{\rho c R^2} T_m \cos \phi + \frac{\varepsilon_s \sigma}{\rho c h} (\tilde{T}_i + T_{mi} \cos \phi)^4 \\ = \frac{\alpha_s S_0}{\rho c h} \left( \frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \cos \phi \right) \cos \left( \theta - \frac{\partial w_i}{\partial x} \right) \quad i=1,2 \end{aligned} \quad (6.6)$$

$\tilde{T}_i$  는  $T_{mi}$  에 비하여 매우 크므로,  $T_{mi}$  의 고차항은 무시하면, 다음과 같이 근이식으로 나타낼 수 있다.

$$(\tilde{T}_i + T_{mi} \cos \phi)^4 \cong \tilde{T}_i^4 + 4\tilde{T}_i^3 T_{mi} \cos \phi \quad (6.7)$$

식(6.7)에 의해, 식(6.3)을  $\cos \phi$  에 대한 항과 그렇지 않는 항으로 정리하면, 평균 온도에 대한 방정식과 변동 온도의 진폭에 대한 방정식으로 유도할 수 있다.

$$\frac{\partial \tilde{T}_i}{\partial t} + \frac{\varepsilon_s \sigma}{\rho c h} \tilde{T}_i^4 = \frac{1}{\pi} \frac{\alpha_s S_0}{\rho c h} \cos \left( \theta - \frac{\partial w_i}{\partial x} \right), \quad i=1,2 \quad (6.8)$$

$$\frac{\partial T_{mi}}{\partial t} + \left( \frac{k}{\rho c R^2} + \frac{4\varepsilon_s \sigma}{\rho c h} \tilde{T}_i^3 \right) T_{mi} = \frac{1}{2} \frac{\alpha_s S_0}{\rho c h} \cos \left( \theta - \frac{\partial w_i}{\partial x} \right), \quad i=1,2 \quad (6.9)$$

식(6.8)의 열-구조 연성을 고려하지 않는, 즉, 붐의 기울어짐을 무시하면 정상상태에서의 평균온도는 다음과 같이 계산된다.

$$\tilde{T}_{ss,i} = \left( \frac{1}{\pi} \frac{\alpha_s S_0}{\varepsilon_s \sigma} \cos \theta \right)^{\frac{1}{4}}, \quad i=1,2 \quad (6.10)$$

열 굽힘 모멘트는 태양에 의한 열부하를 받는 부분과 받지않는 부분의 온도 차에 의해 발생하며, 그 열 굽힘 모멘트는 다음과 같다.

$$M_{Ti}(x,t) = \int_A E \alpha_T \Delta T \phi z dA \quad (6.11)$$

여기서,  $\Delta T$  는 온도 차이이다.

이 장에서 붐에 열 굽힘 모멘트를 발생시키는 온도 차는, 변동 온도  $T_m \cos \phi$  이다.식(6.9)의 좌변의  $\tilde{T}_i^3$  를  $T_{ss,i}^3$  과 근이하여 식(6.9)를 정리하면, 변동 온도의 진폭은 다음과 같다.

$$T_{mi}(x,t) = \frac{T^*}{\tau} \int_0^t e^{-\frac{t-p}{\tau}} \cos \left( \theta - \frac{\partial w_i}{\partial x} \right) dp \quad (6.12)$$

여기서,



$$\frac{1}{\tau} = \frac{k}{\rho c R^2} + \frac{4\sigma \varepsilon_s T_{ss,i}^3}{\rho c h}$$

$$T^* = \frac{1}{2} \frac{\alpha S_0}{\rho c h} \tau$$

온도  $T^*$ 는 변동 온도의 진폭의 정상상태 값, 파라미터  $\tau$ 는 열계 특성시간이다. 여기에, 식(6.12)의 변동 온도를 식(6.11)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 열 굽힘 모멘트를 정의할 수 있다.

$$M_{Ti}(x,t) = \frac{EI\alpha_T T^*}{R\tau} \int_0^t e^{-\frac{t-p}{\tau}} \cos(\theta - \frac{\partial w_i}{\partial x}) dp \quad (6.13)$$

이 식에 의해, 열 굽힘 모멘트는 붐의 처짐  $w_i$ 과 시간  $t$ 에 의존함을 알 수 있다..

## 2. 변위 영역

붐의 굽힘과 비틀림에 대한 운동방정식과 경계 조건, 블랑켓의 운동방정식과 경계 조건은 다음과 같다. 또한, 붐과 블랑켓의 변위와 이에 작용하는 힘은 Fig. 6.3, Fig. 6.4에 나타내었다. 붐은 고정 단 측에서 굽힘, 비틀림에 대해 고정 구속되어 있다하고, 스프레더 바는 굽힘에 관해서는 자유, 비틀림에 관해서는 붐에 고정 결합되어 있는 것으로서 경계 조건을 정의하였다. 또한, 블랑켓에 대하여는, 고정 단 측에 고정되어 있는 것으로 경계 조건을 정의하였다.

붐의 굽힘 운동방정식과 경계조건 ( $i=1,2$ )

$$EI \frac{\partial^4 w_i}{\partial x^4} + P_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_{Ti}}{\partial x^2} + \rho A \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} = 0 \quad (6.14)$$

$$w_i(0,t) = 0, \frac{\partial w_i}{\partial x}(0,t) = 0, M_{yi}(L,t) = 0 \quad (6.15)$$

붐의 비틀림 운동방정식과 경계조건 ( $i=1,2$ )

$$EI \frac{\partial^4 \theta_{xi}}{\partial x^4} - (GJ - \frac{P_i I_E}{A}) \frac{\partial^2 \theta_{xi}}{\partial x^2} + I_x \frac{\partial^2 \theta_{xi}}{\partial t^2} = 0 \quad (6.16)$$

$$\theta_i(0,t) = 0, \frac{\partial \theta_i}{\partial x}(0,t) = 0, \frac{\partial \theta_i}{\partial x}(L,t) = 0 \quad (6.17)$$

블랑켓의 운동방정식과 경계조건

$$F_x \frac{\partial^2 w_m}{\partial x^2} = \sigma_m \frac{\partial^2 w_m}{\partial t^2} \quad (6.18)$$

$$w_m(0, y, t) = L \quad (6.19)$$

여기서,  $w_i$  는 붐의  $z$ 방향 변위,  $\theta_i$  는 붐의 비틀림 각,  $w_m$  는 블랑켓의  $z$ 방향 변위이다.

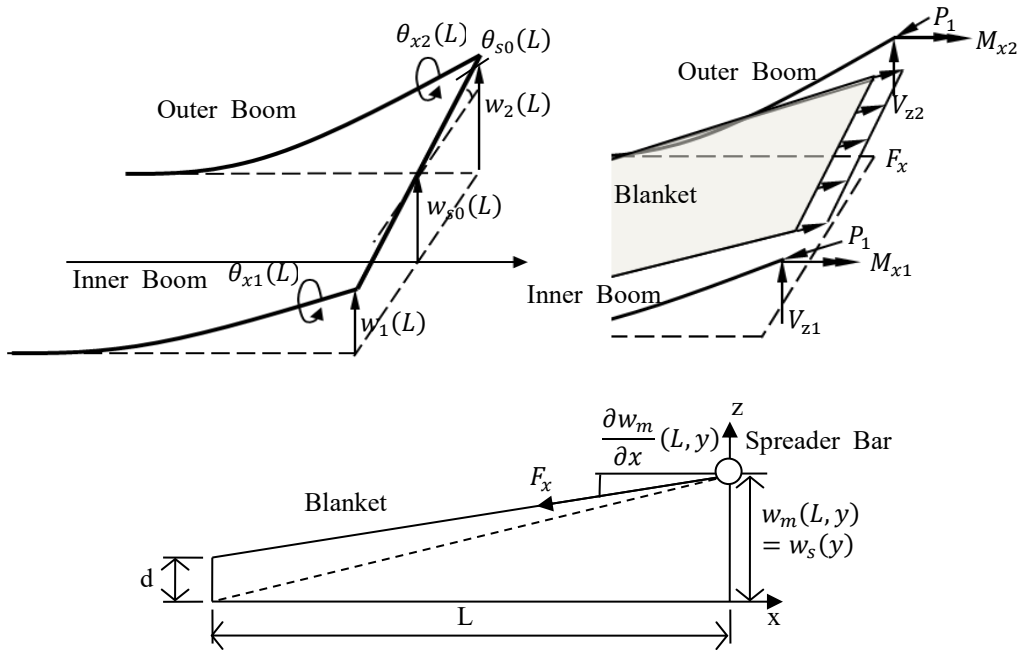


Fig. 6.3 Displacement of boom and blanket

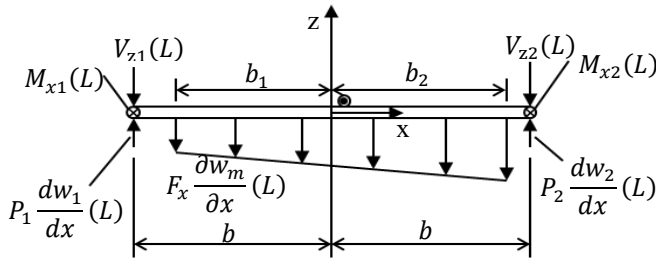


Fig. 6.4 Acting force on boom and blanket

여기서,  $P_i$  ( $i=1,2$ ) 는 붐에 작용하는 축 압축 하중,  $F_x$  는 블랑켓의 장력으로, 다음과 같이 나타낸다.  $P$  는 붐의 평균 축 압축 하중이다.

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{1}{2}(P_1 + P_2) = \frac{1}{2}F_x(b_1 + b_2) \\
 P_i &= P_{\beta}P \\
 P_{f1} &= 1 - \frac{b_2 - b_1}{2b}, P_{f2} = 1 + \frac{b_2 - b_1}{2b}
 \end{aligned} \tag{6.20}$$

또한, 식(6.9)의 경계 조건의 굽힘 모멘트  $M_{y_i}$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$M_{y_i} = -EI \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} - M_T \tag{6.21}$$

스프레더 바는 블랑켓과 끝단에서 결합하고 있으므로 다음과 같이 나타낸다.

$$w_m(L, y, t) = w_s(L, y, t) \tag{6.22}$$

또한, 스프레더 바는 강체로서 가정하였으므로, 그 중심 위치의 처짐  $w_{s0}$  과 회전각  $\theta_{s0}$ 은 다음과 같이 표현할 수 있다.  $w_{s0}$ ,  $\theta_{s0}$ 는 Fig. 6.3에서 나타내었다.

$$w_s(y, t) = w_{s0}(t) + y\theta_{s0}(t) \tag{6.23}$$

비틀림이 작다고 가정하였으므로, 중심 위치의 처짐과 회전각은 붐의 처짐에 대하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w_{s0}(t) = \frac{1}{2}\{w_1(L, t) + w_2(L, t)\} \tag{6.24}$$

$$\theta_{s0}(t) = \frac{1}{2b}\{w_2(L, t) - w_1(L, t)\} \tag{6.25}$$

또한, 붐의 끝단 비틀림 각은 강체인 스프레더 바의 회전각과 같으므로 다음과 같다.

$$\theta_{x1}(L, t) = \theta_{x2}(L, t) = \frac{1}{2b}\{w_2(L, t) - w_1(L, t)\} \tag{6.26}$$

스프레더 바의 힘과 모멘트의 평형으로부터 운동방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$V_{z1}(L, t) + V_{z2}(L, t) + \int_{-b_1}^{b_2} F_x \frac{\partial w_m}{\partial x}(L, y, t) dy + M_s \frac{\partial^2 w_{s0}}{\partial t^2} = 0 \tag{6.27}$$

$$\begin{aligned}
 -M_{x1}(L, t) - M_{x2}(L, t) + bV_{z1}(L, t) - bV_{z2}(L, t) \\
 - \int_{-b_1}^{b_2} F_x \frac{\partial w_m}{\partial x}(L, y, t) y dy - I_s \frac{\partial \theta_{s0}}{\partial t^2} = 0
 \end{aligned} \tag{6.28}$$

$V_{zi}$ ,  $M_{xi}$ 은 붐의 전단력,  $x$ 축 주변의 모멘트이다.

$$V_{zi}(x, t) = -EI \frac{\partial^3 w_i}{\partial x^3} - P_i \frac{\partial w_i}{\partial x} - \frac{\partial M_{Ti}}{\partial x} \tag{6.29}$$

$$M_{xi}(x,t) = -EI \frac{\partial^3 \theta_{xi}}{\partial x^3} + (GJ - \frac{P_i I_E}{A}) \frac{\partial \theta_{xi}}{\partial x} \quad (6.30)$$

여기까지 정의한 식과 식(6.14-19)의 운동방정식에 의해, 열-구조의 연성을 고려한 태양광 어레이의 역학적응답을 해석할 수 있다.

식(6.14-19)의 운동방정식에 미지수가  $w_1, w_2, \theta_{x1}, \theta_{x2}, w_m$  의 5개 이다. 식(6.27-6.28)의 중심위치 처짐  $w_{s0}$  과 회전각  $\theta_{s0}$  는  $w_1, w_2$  로 표현할 수 있다. 해석을 위하여는 각각의 경계조건이 1개씩 부족하므로 각각의 미지수가 1개씩 남는다. 이에 대하여 식(6.23)의 블랑켓과 스프레더 바의 결합 조건 1개, 식(6.26)의 끝단 비틀림이 같은 결합 조건이 2개, 스프레더 바의 운동방정식(6.27-28)에서 2개의 미지 계수를 결정할 수 있어, 식(6.14-19)의 운동방정식의 해를 구할 수 있다.

### 3. 근이해의 계산

식(6.14-19)의 운동방정식은 식(6.13)의 열 굽힘 모멘트가 시간과 처짐에 의존하고, 붐의 기울기를 시간의 적분항으로서 포함하고 있기 때문에 엄밀해를 구할 수 없어, 근이 계산을 통한 근이해를 구한다.

본 논문에서는 근이 계산법으로서 가중잔류항법(Method of Weighted Residuals)을 적용하였다<sup>43)</sup>. 가중잔류항법이란, 미지 함수를 포함한 근이해(시행 함수)를 원래의 방정식에 대입하고, 가중치(가중 함수)를 넣어, 전체를 적분하고, 이를 0으로 하는 미지 함수를 결정하는 방식이다. 이를 식으로 표현하면, 식(6.31)과 같이 나타낼 수 있다. 본 논문에서는 가중 함수에 시행 함수의 일부를 이용하는 Galerkin 방식을 적용 하였다.

$$\int_0^L R(x,t)W(x)dx = 0 \quad (6.31)$$

$R(x,t)$  : 잔류 항

$W(x)$  : 가중 함수

먼저,  $w_i, \theta_i, w_m$  를 시간과 변위의 곱으로 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 w_i &= W_i(x)U(t) \\
 \theta_i &= \Theta_i(x)U(t) \\
 w_m &= W_m(x, y)U(t)
 \end{aligned} \quad (6.32)$$

$W_i(x), \Theta_i(x), W_m(x, y)$  : 경계조건을 만족하는 함수

$U(t)$  : 미지 함수

$W_i(x), \Theta_i(x), W_m(x, y)$  을 만족하는 경계 조건은, 식(6.14-19)의 경계 조건중, 식(6.32)의 해의 형태에서, 시간과 변형의 곱으로 표현할 수 있는 형태 함수의 부분이다.

즉, 식(6.15)의 붐의 끝단의 굽힘 모멘트에 대한 경계조건을 제외한 경계조건을 나타낸다.

$$W_i(0) = 0, \quad \frac{\partial W_i}{\partial x}(0) = 0 \quad (6.33)$$

$$\Theta_i(0) = 0, \quad \frac{\partial \Theta_i}{\partial x}(0) = 0, \quad \frac{\partial \Theta_i}{\partial x}(L) = 0 \quad (6.34)$$

$$W_m(0, y) = 0 \quad (6.35)$$

스프레더 바의 중심 위치의 처짐과 회전각을 시간과 변위의 곱으로 나타내고, 끝단의 결합조건등을 식(6.32)의 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} w_{s0} &= W_{s0}U(t) \\ \theta_{s0} &= \Theta_{s0}U(t) \end{aligned} \quad (6.36)$$

$$W_{s0} = \frac{1}{2} \{W_1(L) + W_2(L)\} \quad (6.37)$$

$$\Theta_{s0} = \frac{1}{2b} \{W_2(L) - W_1(L)\}$$

$$\begin{aligned} W_m(L, y) &= W_{s0} + y\Theta_{s0} \\ &= \frac{1}{2} \{W_1(L) + W_2(L)\} - \frac{1}{2b} \{W_2(L) - W_1(L)\} \end{aligned} \quad (6.38)$$

$$\Theta_1(L) = \Theta_2(L) = \Theta_{s0} = \frac{1}{2b} \{W_2(L) - W_1(L)\} \quad (6.39)$$

식(6.33-39)을 만족하는 함수는 충족 해야할 경계조건이 부족하므로, 여러 형태를 고려해 볼 수 있으나, 본 논문에서는 다음의 함수를 이용한다. 이것은, 열-구조 비연성에서 준정적 해석의 형태 함수 이다.

$$W_i(x) = \alpha'_i \{(\sin \lambda_i x - \lambda_i x) - \tan \lambda_i L (\cos \lambda_i x - 1)\} - \frac{1}{P_{fi}} \frac{1 - \cos \lambda_i x}{\cos \lambda_i L} \quad (6.40)$$

$$\Theta_i(x) = \gamma'_i \{(\sinh \beta_i L (\sinh \beta_i x - \beta_i x) - (1 - \cosh \beta_i L)(1 - \cosh \beta_i x))\} \quad (6.41)$$

$$\begin{aligned}
 W_m(x, y) = & \frac{x}{L} \left[ \frac{1}{2} \left\{ \alpha'_2 (\tan \lambda_2 L - \lambda_2 L) - \frac{1}{P_{f2}} \frac{1 - \cos \lambda_2 L}{\cos \lambda_2 L} + \alpha'_1 (\tan \lambda_1 L - \lambda_1 L) - \frac{1}{P_{f1}} \frac{1 - \cos \lambda_1 L}{\cos \lambda_1 L} \right\} \right. \\
 & \left. + \frac{y}{2b} \left\{ \alpha'_2 (\tan \lambda_2 L - \lambda_2 L) - \frac{1}{P_{f2}} \frac{1 - \cos \lambda_2 L}{\cos \lambda_2 L} - \alpha'_1 (\tan \lambda_1 L - \lambda_1 L) - \frac{1}{P_{f1}} \frac{1 - \cos \lambda_1 L}{\cos \lambda_1 L} \right\} \right] \\
 & + d \left( 1 - \frac{x}{L} \right)
 \end{aligned} \tag{6.42}$$

여기서,

$$\lambda_i^2 = \frac{P_i}{EI}, \beta_i^2 = \frac{1}{EI} (GJ - \frac{P_i I_E}{A}) \tag{6.43}$$

$\alpha'_i, \gamma'_i$  는 계산에 의해 구한 정수로 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \alpha'_1 \\ \alpha'_2 \end{Bmatrix} = \frac{1}{P} \frac{1}{C_{11} C_{22} - C_{12} C_{21}} \begin{Bmatrix} C_{22} g_1 - C_{12} g_2 \\ -C_{21} g_1 + C_{11} g_2 \end{Bmatrix} \tag{6.44}$$

여기서,

$$C_{11} = \frac{P_1}{L} \tan \lambda_1 L$$

$$C_{12} = \frac{P_2}{L} \tan \lambda_2 L$$

$$g_1 = \frac{1}{L} \left( \frac{1 - \cos \lambda_2 L}{\cos \lambda_2 L} + \frac{1 - \cos \lambda_1 L}{\cos \lambda_1 L} \right) + 2P \frac{d}{L}$$

$$\begin{aligned}
 C_{21} = & P_1 b \lambda_1 - P b \frac{(\tan \lambda_1 L - \lambda_1 L)}{L} \left( \frac{b_2 - b_1}{2b} - \frac{b_2^2 - b_2 b_1 + b_1^2}{3b^2} \right) \\
 & + \frac{(\tan \lambda_1 L - \lambda_1 L)}{2b} \sum_{i=1}^2 (GJ - \frac{P_i I_E}{A}) \frac{\beta_i \sinh \beta_i L}{\beta_i L \sinh \beta_i L + 2(1 - \cosh \beta_i L)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_{22} = & -P_2 b \lambda_2 - P b \frac{(\tan \lambda_2 L - \lambda_2 L)}{L} \left( \frac{b_2 - b_1}{2b} + \frac{b_2^2 - b_2 b_1 + b_1^2}{3b^2} \right) \\
 & - \frac{(\tan \lambda_2 L - \lambda_2 L)}{2b} \sum_{i=1}^2 (GJ - \frac{P_i I_E}{A}) \frac{\beta_i \sinh \beta_i L}{\beta_i L \sinh \beta_i L + 2(1 - \cosh \beta_i L)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 g_2 = & -\frac{b}{L}P \left\{ \frac{1 - \cos \lambda_2 L}{P_2 \cos \lambda_2 L} \left( \frac{b_2 - b_1}{2b} + \frac{b_2^2 - b_2 b_1 + b_1^2}{3b^2} \right) \right. \\
 & \left. + \frac{1 - \cos \lambda_1 L}{\lambda P_1 \cos \lambda_1 L} \left( \frac{b_2 - b_1}{2b} - \frac{b_2^2 - b_2 b_1 + b_1^2}{3b^2} \right) \right\} \\
 & - \frac{1}{2Pb} \left( \frac{1 - \cos \lambda_2 L}{P_2 \cos \lambda_2 L} + \frac{1 - \cos \lambda_1 L}{P_1 \cos \lambda_1 L} \right) \sum_{i=1}^2 \left( GJ - \frac{P_i I_E}{A} \right) \frac{\beta_i \sinh \beta_2 L}{\beta_i L \sinh \beta_i L + 2(1 - \cosh \beta_i L)} \\
 & - 2P \frac{d}{L} \frac{b_2 - b_1}{2}
 \end{aligned}$$

또한,

$$\begin{aligned}
 \gamma'_i = & -\frac{1}{2b} \frac{1}{\beta_i L \sinh \beta_i L + 2(1 - \cosh \beta_i L)} \\
 & \times \left[ \alpha'_2 (\tan \lambda_2 L - \lambda_2 L) - \alpha'_1 (\tan \lambda_1 L - \lambda_1 L) - \frac{1}{P_{f2}} \frac{1 - \cos \lambda_2 L}{\cos \lambda_2 L} + \frac{1}{P_{f1}} \frac{1 - \cos \lambda_1 L}{\cos \lambda_1 L} \right] \quad (6.45)
 \end{aligned}$$

$\alpha'_i$ 는 무차원 정수이고,  $\gamma'_i$ 는 [1/m]의 차원을 가진 정수이다.

본 논문에서는 HST를 모델로 하여, 축 압축 하중이 비교적 작은 경우를 고려하였으므로,  $\beta_i^2 > 0$ 로 하였다. 그리고,  $\beta_i^2 < 0$ 의 경우는 식(6.41)이 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 \Theta_i(x) = & \gamma'_i \{ \sin \beta'_i L (\sin \beta'_i x - \beta'_i x) - (1 - \cos \beta'_i L)(1 - \cos \beta'_i x) \} \\
 \beta_i^2 = & \frac{1}{E\Gamma} \left( GJ - \frac{P_i I_E}{A} \right), \beta_i'^2 = -\beta_i^2 \quad (6.46)
 \end{aligned}$$

또한, 식(6.32)의  $W_i(x), \Theta_i(x), W_m(x, y)$ 는 평균 축 압축 하중  $P$ 와 태양광 어레이의 물성 값으로부터 구한 값이며, 태양광에 의한 열복사  $S_0$ , 열계 특성시간  $\tau$ , 태양광의 입사각  $\theta$ 에 의존하지 않는다.

이 계의 잔류 항을 관성 항의 등호가 일치하게 설정하고, 가중잔류항법을 적용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 & \int_0^L \left\{ EI \frac{\partial^4 w_1}{\partial x^4} + P_1 \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_{T1}}{\partial x^2} + \rho A \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} \right\} W_1(x) dx \\
 & + \int_0^L \left\{ EI \frac{\partial^4 w_2}{\partial x^4} + P_2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_{T2}}{\partial x^2} + \rho A \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} \right\} W_2(x) dx \\
 & + \int_0^L \left\{ E\Gamma \frac{\partial^4 \theta_1}{\partial x^4} - \left( GJ - \frac{P_1 I_E}{A} \right) \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial x^2} + I_x \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial t^2} \right\} \Theta_1(x) dx \\
 & + \int_0^L \left\{ E\Gamma \frac{\partial^4 \theta_2}{\partial x^4} - \left( GJ - \frac{P_2 I_E}{A} \right) \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial x^2} + I_x \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial t^2} \right\} \Theta_2(x) dx \\
 & + \int_0^L \int_{-b_1}^{b_2} \left( -F_x \frac{\partial^2 w_m}{\partial x^2} + \sigma_m \frac{\partial^2 w_m}{\partial t^2} \right) W_m(x, y) dy dx = 0
 \end{aligned} \tag{6.47}$$

또한, 스프레더 바의 효과는 다음과 같이, 식(6.14)와 식(6.14)의 선밀도  $\rho A$  과 관성모멘트 분포  $I_x$  에 식(6.48)과 같이 적용한다.

$$\begin{aligned}
 \rho A & \rightarrow \rho A + \frac{1}{2} M_s \delta(x-L) \\
 I_x & \rightarrow I_x - I_s \delta(x-L) \\
 \delta(x-L) & = 1 ; x=L \\
 \delta(x-L) & = 0 ; x \neq L
 \end{aligned} \tag{6.48}$$

여기서,  $M_s$ 는 스프레더 바의 질량,  $I_s$ 는 스프레더 바의 중심에 대한  $x$ 축 주변의 관성 모멘트이다.  $\delta(x)$ 는 델타함수이다.

식(6.47)를 부분적분하여 시간 함수  $U(t)$  에 대하여 정리하면 다음과 같은 기초 함수를 얻는다.

$$M\ddot{U} + KU = F(t) \tag{6.49}$$

여기서,

$$\begin{aligned}
 K & = EI \int_0^L \left[ (W_1'')^2 + (W_2'')^2 \right] dx - \int_0^L \left[ P_1 (W_1')^2 + P_2 (W_2')^2 \right] dx \\
 & + E\Gamma \int_0^L \left[ (\Theta_1'')^2 + (\Theta_2'')^2 \right] dx + \int_0^L \left[ \left( GJ - \frac{P_1 I_E}{A} \right) (\Theta_1')^2 + \left( GJ - \frac{P_2 I_E}{A} \right) (\Theta_2')^2 \right] dx \\
 & + F_x \int_0^L \int_{-b_1}^{b_2} (W_m')^2 dy dx \\
 M & = \rho A \int_0^L L \left[ (W_1)^2 + (W_2)^2 \right] dx + I_x \int_0^L \left[ (\Theta_1)^2 + (\Theta_2)^2 \right] dx + \sigma_{sb} \int_0^L \int_{-b_1}^{b_2} (W_m)^2 dy dx \\
 & + M_s \left[ \frac{1}{2} \{W_1(L) + W_2(L)\} \right]^2 + I_s \left[ \frac{1}{2b} \{W_2(L) - W_1(L)\} \right]^2 \\
 & + \frac{1}{2} M_s \{W_1^2(L) + W_2^2(L)\} - I_s \{\Theta_1^2(L) + \Theta_2^2(L)\}
 \end{aligned}$$



$$F(t) = -\int_0^L W_1''(x)M_{T_1}(x,t)dx - \int_0^L W_2''(x)M_{T_2}(x,t)dx$$

$U(t)$  는 시간 함수이고, 길이의 차원을 가지고 있다.

$K, M, F(t)$  는 각각, 관성항, 질량항, 외력항이다.

식(6.49)의 기초방정식을 가지고, 준정적 해석, 동적 해석 및 안정성 판별식을 구한다.

또한,  $K, M$  은  $W_i(x), \Theta_i(x), W_m(x, y)$  과 태양광 어레이의 물성치에 의해 정해지는 구조계의 값으로, 태양광에 의한 열복사  $S_0$ , 열계 특성시간  $\tau$ , 태양광의 입사각  $\theta$  등의 열계 파라미터에 의존하지 않는다.

$F(t)$  는 열 굽힘 모멘트를 포함하고 있으며, 이 열 굽힘 모멘트가 식(6.13)에서 나타내는 것 처럼 비선형으로  $w_i$  에 의존하고 있다. 그러므로 먼저,  $F(t)$  를 선형화한다. 또한,  $F(t)$  는 적분항 내에 시간 함수  $U(t)$  를 가지고 있다. 이를 라플라스 변환을 통하여 해석한다.

#### 4. 준정적 해석

열-구조 비연성해석과의 비교를 하기 위해, 준정적해석을 수행한다. 구체적으로는 정상 상태의 붐의 처짐의 차로 정량적인 비교를 수행한다.

식(6.49)에서, 관성항을 생략하면, 다음과 같다.

$$KU = F(t) \tag{6.50}$$

먼저,  $F(t)$  를 선형화한다.

붐의 기울기가 작다고 가정하여, 다음과 같이 근이한다.

$$\cos(\theta - \frac{\partial w_i}{\partial x}) \cong \cos \theta + \frac{\partial w_i}{\partial x} \sin \theta \tag{6.51}$$

식(6.50)의  $F(t)$  에 식(6.13)의 열 굽힘 모멘트를 대입하고, 식(6.51)처럼 선형화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 F(t) = & -\frac{EI\alpha_T T^*}{R\tau} \int_0^L \int_0^t W_1''(x)e^{-\frac{(t-p)}{\tau}} \{ \cos \theta + W_1'(x)U(p)\sin \theta \} dp \\
 & -\frac{EI\alpha_T T^*}{R\tau} \int_0^L \int_0^t W_2''(x)e^{-\frac{(t-p)}{\tau}} \{ \cos \theta + W_2'(x)U(p)\sin \theta \} dp
 \end{aligned} \tag{6.52}$$

$F(t)$  는 시간 함수  $U(t)$  를 적분항 내에 가지고 있다. 여기서, 식(6.50)을 라플라스

변환하여  $U(s)$  를 구하면 다음과 같다.

$$F(s) = -\frac{1}{s + \frac{1}{\tau}} \left( \frac{A \cos \theta}{s} + BU(s) \sin \theta \right) \quad (6.53)$$

여기서,  $A, B$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{EI\alpha_T T^*}{R\tau} \left[ \int_0^L \tilde{W}_1''(x) dx + \int_0^L \tilde{W}_2''(x) dx \right] \\
 B &= \frac{EI\alpha_T T^*}{R\tau} \left[ \int_0^L \tilde{W}_1''(x) \tilde{W}_1'(x) dx + \int_0^L \tilde{W}_2''(x) \tilde{W}_2'(x) dx \right]
 \end{aligned} \quad (6.54)$$

선형화 한 식(2.39)를 라플라스 변환하면 다음과 같다.

$$KU(s) = -\frac{1}{s + \frac{1}{\tau}} \left( \frac{A \cos \theta}{s} + BU(s) \sin \theta \right) \quad (6.55)$$

이식을  $U(s)$  에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$U(s) = -\frac{A \cos \theta}{s \left( Ks + \frac{K}{\tau} + B \sin \theta \right)} \quad (6.56)$$

식(6.56)는 간단하게 역 라플라스 변환 할 수 있다.

$$U(t) = -\frac{A}{K} \cos \theta \frac{1}{C} (1 - e^{-Ct}) \quad (6.57)$$

여기서,  $C$ 는 다음과 같이 정의 된다.

$$C = \frac{1}{\tau} + \frac{B}{K} \sin \theta \quad (6.58)$$

식(6.40-42)과 여기서 구한 식(6.57)를 식(6.32)에 대입하면, 준정적응답이 구해진다.

## 5. 안정성 판별

열-구조 연성 해석을 수행하면, 지금까지 열-구조 비연성해석에서 나타나지 않았던 진동의 발산을 계산할 수 있으며, 계에 대한, 안정성 판별을 할 수 있다. 안정성 판별식을 정식화 하기 위하여, 식(6.49)에 점성감쇠항을 추가한다.  $\zeta$  는 감쇠비이다.

$$\ddot{U} + 2\zeta\omega_0\dot{U} + \omega_0^2 U = \frac{F(t)}{M} \quad (6.59)$$

여기서,

$$\omega_0 = \sqrt{K/M} \quad (6.60)$$

여기서 얻은  $\omega_0$ 도  $K, M$ 과 같이 구조계에 관한 값으로, 열계 파라미터  $S_0, \tau, \theta$  및  $\zeta$  과는 관계없다.

식(6.59)의  $F(t)$ 도 시간 함수  $U(t)$ 를 적분항 내에 가지고 있으므로, 준정적해석과 마찬가지로 라플라스 변환을 통하여 구한다. 식(6.59)의  $F(t)$ 를 선형화하고, 식(6.53)을 이용하여 라플라스 변환 하면 다음과 같다.

$$s^2U(s) + 2\zeta\omega_0sU(s) + \omega_0^2U(s) = -\frac{1}{M} \frac{1}{s + \frac{1}{\tau}} \left( \frac{A\cos\theta}{s} + BU(s)\sin\theta \right) \quad (6.61)$$

$U(s)$ 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{U(s)}{G(s)} = \frac{1}{M} \frac{1}{q(s)} \quad (6.62)$$

$G(s)$ 는 다음과 같으며,  $A$ 는 식(6.54)에서 정의한 값이다.

$$G(s) = -A\cos\theta \frac{1}{s} \quad (6.63)$$

특성방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q(s) = s^3 + \left(2\zeta\omega_0 + \frac{1}{\tau}\right)s^2 + \left(\omega_0^2 + \frac{2\zeta\omega_0}{\tau}\right)s + \frac{\omega_0^2}{\tau} + \frac{B}{M}\sin\theta = 0 \quad (6.64)$$

이 특성 방정식을 Hurwitz 방법을 통하여, 다음과 같은 안정성 판별식이 얻어진다.

$$\frac{B}{M}\sin\theta < 2\zeta\omega_0^3 + \frac{4\zeta^2\omega_0^2}{\tau} + \frac{2\zeta\omega_0}{\tau^2} \quad (6.65)$$

식(6.65)의 조건을 만족하면, 계는 안정이다.

## 6. 동적 해석

여기서는, 계의 동적 응답을 계산한다.

식(6.62)의  $U(s)$ 를 역 라플라스 변환하고,  $U(t)$ 를 결정하는 것에 의해 감쇠비  $\zeta$ 를 고려한 동적 응답을 구할 수 있다.

먼저, 식(6.64)의 3차방정식의 해를 구해, 그 해를  $x_1, x_2, x_3$ 라고 한다.

해가 3개 모두 실수의 경우는, 식(6.62)의 우변을  $H(s)$ 로 두고, 부분분수로 나누면

다음과 같다.

$$H(s) = \frac{1}{M} \left[ \frac{1}{(x_1 - x_2)(x_1 - x_3)} \frac{1}{s - x_1} + \frac{1}{(x_2 - x_3)(x_2 - x_1)} \frac{1}{s - x_2} + \frac{1}{(x_3 - x_1)(x_3 - x_2)} \frac{1}{s - x_3} \right] \quad (6.66)$$

이를 라플라스 변환하면 다음과 같다.

$$h(t) = \frac{1}{M} \left[ \frac{1}{(x_1 - x_2)(x_1 - x_3)} e^{x_1 t} + \frac{1}{(x_2 - x_3)(x_2 - x_1)} e^{x_2 t} + \frac{1}{(x_3 - x_1)(x_3 - x_2)} e^{x_3 t} \right] \quad (6.67)$$

또한, 식(6.63)의  $G(s)$ 를 라플라스 변화하면 다음과 같다.

$$g(t) = -A \cos \theta \quad (6.68)$$

$U(s)$ 는 다음 식으로 나타낸다.

$$U(s) = G(s)H(s) \quad (6.69)$$

이를 역 라플라스 변환 하면 다음과 같다.

$$U(t) = \int_0^t g(\tau)h(t - \tau)d\tau \quad (6.70)$$

이를 계산하면, 다음과 같다.

$$U(t) = -\frac{A}{M} \cos \theta \left[ \frac{1}{x_1} \frac{1}{(x_1 - x_2)(x_1 - x_3)} (e^{x_1 t} - 1) + \frac{1}{x_2} \frac{1}{(x_2 - x_3)(x_2 - x_1)} (e^{x_2 t} - 1) + \frac{1}{x_3} \frac{1}{(x_3 - x_1)(x_3 - x_2)} (e^{x_3 t} - 1) \right] \quad (6.71)$$

3개의 해에는, 한 쌍의 허수해가 존재한다고 하고, 그 해를 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} x_2 &= y_1 + iy_2 \\ x_3 &= y_1 - iy_2 \end{aligned} \quad (6.72)$$

여기서,  $i$ 는 허수 단위 이다.

$H(s)$ 를 부분분수로 나누면 다음과 같다.

$$H(s) = \frac{1}{M} \frac{1}{x_1^2 - 2x_1y_1 + y_1^2 + y_2^2} \left( \frac{1}{s - x_1} - \frac{s + x_1 - 2y_1}{s^2 - 2y_1s + y_1^2 + y_2^2} \right) \quad (6.73)$$

역 라플라스 변환하면 다음과 같다.

$$h(t) = \frac{1}{M} \left\{ \frac{1}{x_1^2 - 2x_1y_1 + y_1^2 + y_2^2} (e^{x_1 t} - e^{y_1 t} \cos y_2 t - \frac{x_1 - y_1}{y_2} e^{y_1 t} \sin y_2 t) \right\} \quad (6.74)$$

식(6.63)의  $G(s)$ 와 식(6.73)의  $H(s)$ 의 곱을 식(6.69)를 이용하여 역 라플라스 변환하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 U(t) = & -\frac{A}{M} \cos \theta \frac{1}{x_1^2 - 2x_1y_1 + y_1^2 + y_2^2} \left[ \frac{1}{x_1} (e^{x_1t} - 1) \right. \\
 & - \frac{1}{y_1^2 + y_2^2} e^{y_1t} \{ y_2 \sin y_2t - y_1(1 - \cos y_2t) \} \\
 & \left. - \frac{x_1 - y_1}{y_2(y_1^2 + y_2^2)} e^{y_1t} \{ y_1 \sin y_2t + y_2(1 - \cos y_2t) \} \right] \quad (6.75)
 \end{aligned}$$

식(6.40-42)과 여기서 구한 식(6.71), 식(6.75)를 식(6.32)에 대입하면 동적 응답을 구할 수 있다.

## 제 2 절 해석 결과

### 1. 준정적 응답

열-구조 연성을 고려하기 위해, 굽힘 모멘트가 붐의 처짐에 의존하고 비선형임으로, 식(6.14), 식(6.16), 식(6.18)을 간단히 해석하는 것은 어렵다. 이에 선형화 및 근이해를 구하였다. 근이해에는 열-구조 비연성의 준정적해석의 해를 일부 이용하였다.

먼저, 준정적응답을 계산하고, 열-구조비연해석과 비교하였다.

열-구조비연해석 모델에서는 식(6.13)의 열 굽힘 모멘트를 다음과 같이 계산하였다.

$$M_{\pi}(t) = \frac{EI\alpha_T T^*}{R} \left(1 - e^{-t/\tau}\right) \quad (6.76)$$

Fig. 6.5에서는 붐의 최대 변위를 가진다고 판단되는 끝단의 정상상태 처짐이 태양으로부터 입사각  $\theta$ 에 따른 영향을 나타냈다. 처짐량에 대해서는 태양열복사가 태양광 어레이에 수직에 가까울수록 크게 되는 경향을 보인다. 또한, 축 압축 하중이 크게 될수록 비틀림 변형이 크게 되고, 최대 처짐량을 나타내는 각도도  $P=12.0(N)$ ,  $P=13.7(N)$  및  $P=14.75(N)$ 의 경우에는  $\theta = -3(deg)$ 와 마이너스 쪽으로 이동하고 있다.

또한, Fig. 6.6은 최대처짐량을 가지는 각도인  $\theta = -3(deg)$ 의 경우에 대한, 축 압축 하중의 영향에서의 붐의 끝단의 정상상태 처짐의 변화를 나타낸 결과로,  $P=14.99(N)$ 에 가까워 질수록 Inner 붐( $w_2$ )과 Outer 붐( $w_1$ )의 처짐의 차가 크게 변화하고 있음을 나타내고 있다. 이는 태양광 어레이의 비틀림이 커지고 있음을 나타내고 있다. 또한, 이 결과는 Fig. 5.23의 축소 모델의 열-구조 비연성의 경우의 붐의 끝단의 정상상태 처짐의 응답의 결과와 정성적으로 일치함을 확인 할 수 있었다.

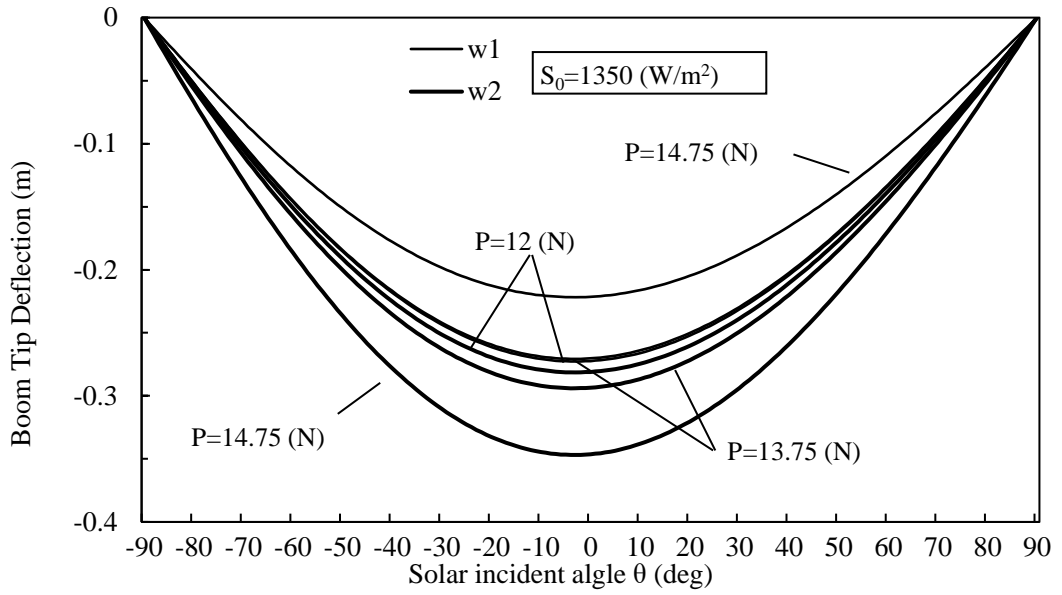


Fig 6.5 Boom tip deflection about solar incident angle ( $P = 14.75, 13.5, 12.0 \text{ (N)}$ )

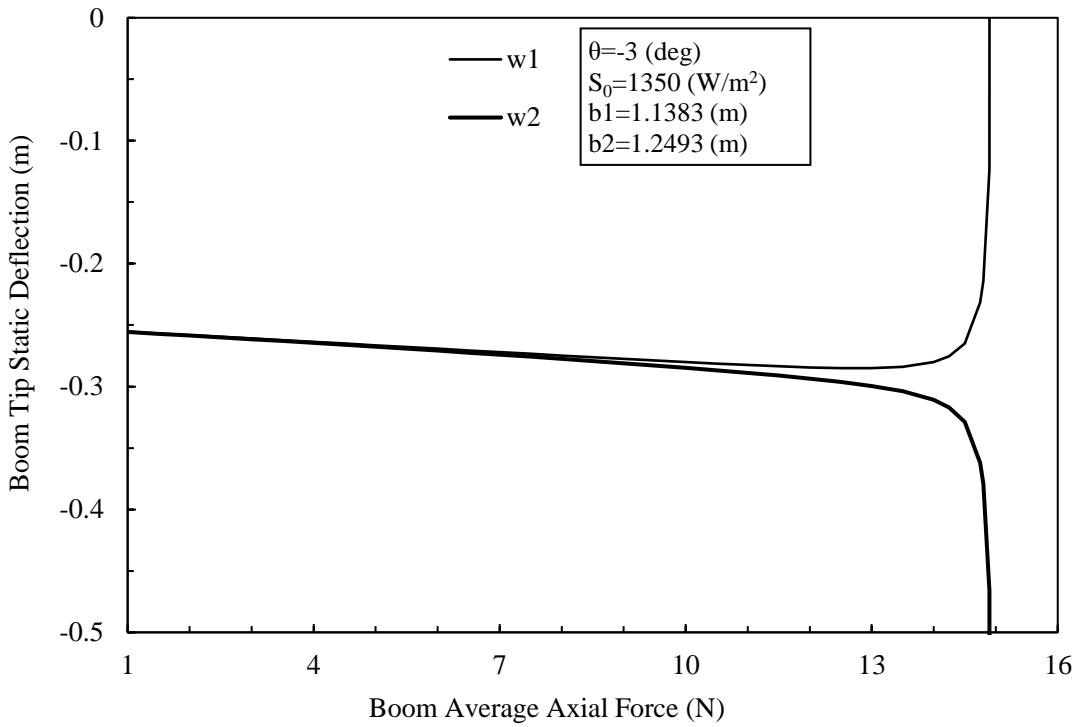


Fig. 6.6 Static deflection of boom tip about average axial force

## 2. 열-구조 연성의 효과

열-구조 연성 해석과 열-구조 비연성해석의 차를 정상상태의 처짐으로 비교하기 위하여, 다음과 같은 식으로 정량적으로 비교하였다.

$$|\Delta| = \left| \frac{w_{coupled} - w_{uncoupled}}{w_{uncoupled}} \right| \quad (6.77)$$

봄의 정상상태 처짐이 최대가 되는 끝단의 처짐에 대하여, 태양 복사의 입사각  $\theta$  에 따른 변화를 나타내었다.

Fig. 6.7에서는 열-구조 연성의 효과를 정상상태의 처짐을 통해 정량적으로 나타냈다. 태양 복사의 입사각으로부터 고려하면, 자유단 측 방향에서의 조사가 열-구조 연성 효과는 크게 됨을 확인 하였다. 또한 평균 축 압축 하중을 변화시켜 비교하였을 경우, 축 압축 하중이 크게 되면 봄의 Outer 봄(w1)의 끝단 처짐도 크게되고, Inner 봄(w2)의 끝단 처짐은 작게되고 있음을 확인하였다. 이는 비연성 해석과의 비에서 나타나고 있으므로, 축 압축 하중이 클수록 열-구조 연성의 효과는 커진다고 생각된다.

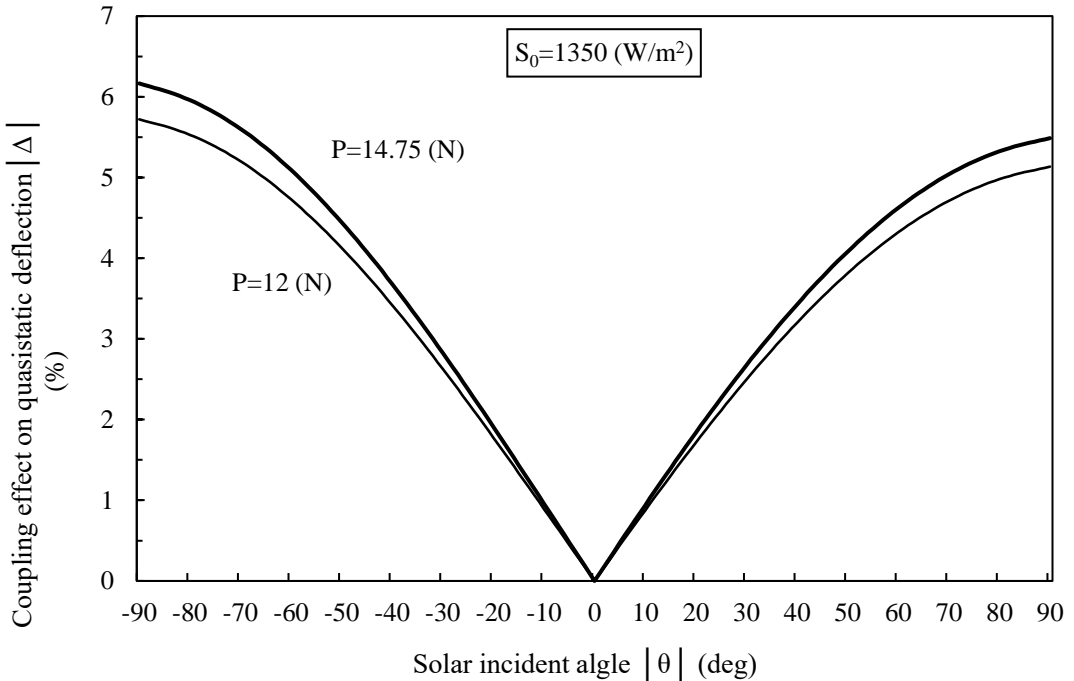


Fig. 6.7 Effect of thermal-structural coupled about quasi-static defection



### 3. 안정성 판별

Fig. 6.8과 Fig. 6.9에는 안정성 판별 해석의 결과를 나타냈다. 여기서, Fig. 6.8는 대칭과 비대칭 모델에 대한 태양 복사의 입사각에 따른 안정성 한계 곡선의 결과를, Fig. 6.9에는 대칭과 비대칭 모델에 대한 태양 복사의 입사각에 따른 안정성 한계 곡선의 결과를 각각 나타내고 있으며, 양쪽 모두 비대칭 모델의 경우가 안정 영역이 넓음을 확인하였다. 또한, 태양 복사가 자유단측에서 조사될 경우에는 매우 안정 상태임을 알 수 있었다. 또한, 비대칭 모델은 감쇠비가 크게 되고,  $\zeta = 0.003$  정도 일 경우에 매우 안정되는 결과를 확인하였다. 이 결과에 의해, 대칭 모델과 비교하였을 때, 블랑켓이 중심으로부터 치우쳐 있다는 것은, 태양광 어레이에 비틀림 변형을 발생시키는 것 이외에, 안정성의 한계에도 영향을 주고 있음을 확인하였다.

Fig. 6.10에서는 축 압축 하중 변화에 의한 안정성 한계 곡선의 각각 나타내고 있으며, 축 압축 하중의 변화에 의해, 안정성 한계 곡선도 변화하고 있고, 축 압축 하중이 크게 되면 불안정 영역도 커지고 있음을 확인할 수 있었다.

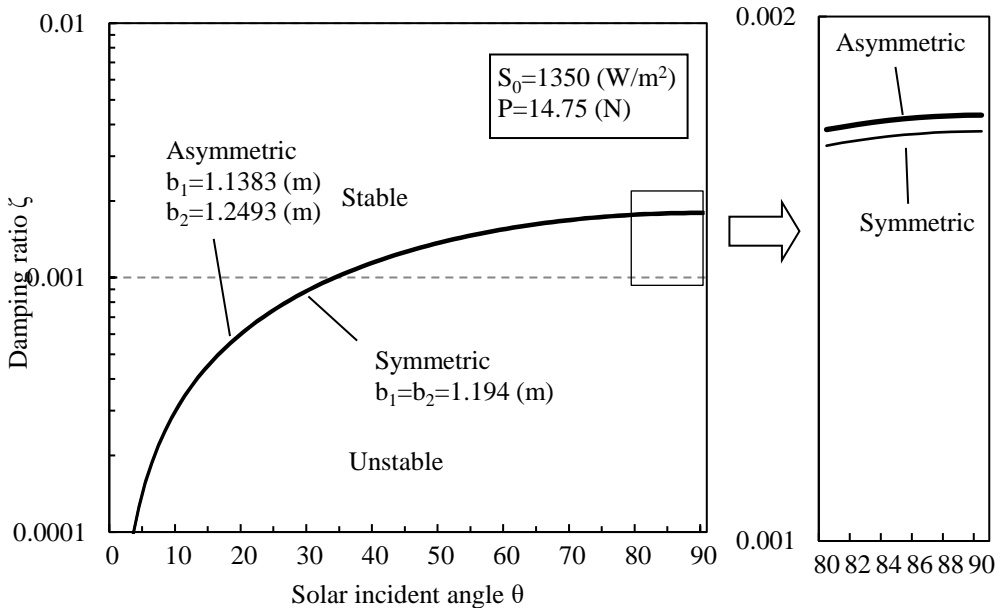


Fig. 6.8 Stability curve about solar incident angle of symmetric and asymmetric

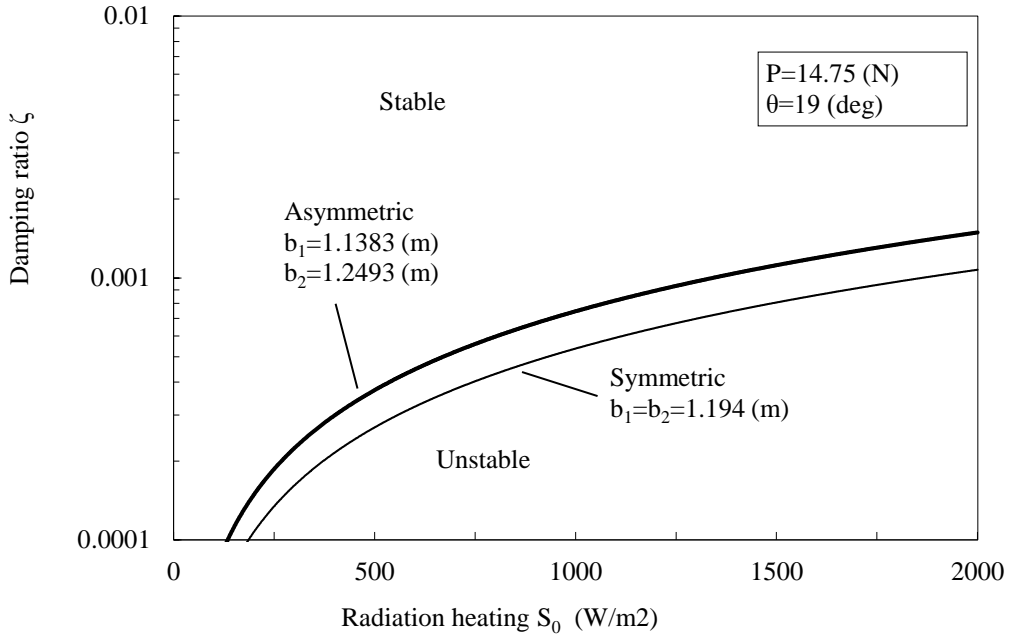


Fig. 6.9 Stability curve about radiation heating of symmetric and asymmetric

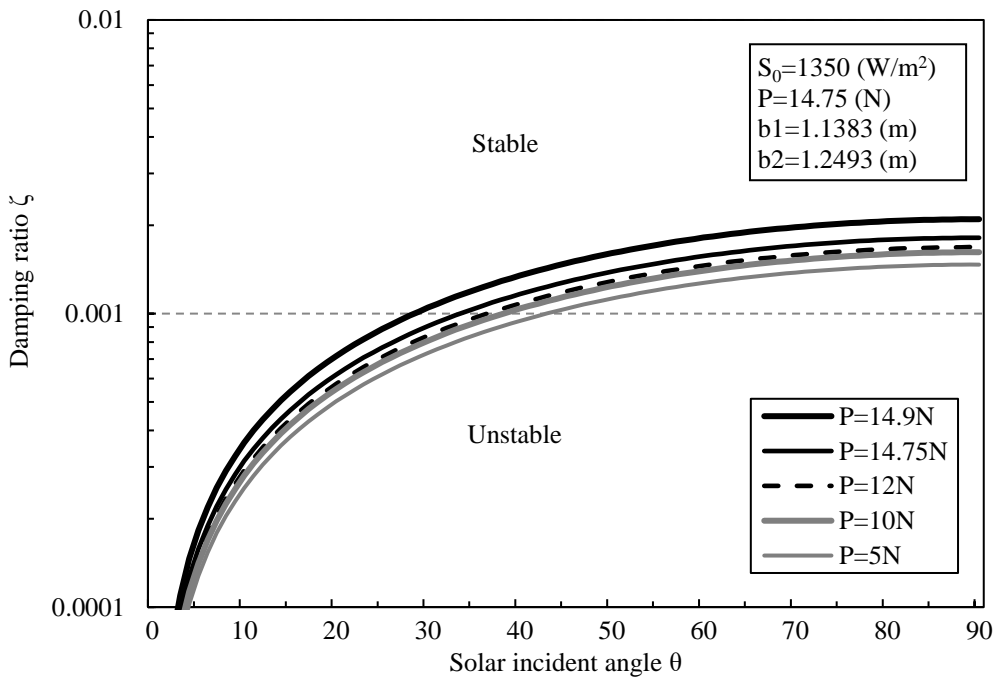


Fig. 6.10 Stability curve about solar incident angle for average axial force change of asymmetric model

## 4. 동적 응답

Fig. 6.11-14와 Fig. 6.15-18에서는 평균 축 압축 하중  $P=14.75(N)$ ,  $P=12.0(N)$ 에 대하여, 각각의 안정성 한계 곡선의 그래프에서 안정 영역, 한계 곡선 부근 및 불안정 영역에 대한 시간경과에 따른 붐의 끝단 처짐을 나타냈다.

여기서, Fig. 6.11과 Fig. 6.15의 A, B, C는 각각 다음과 같다.

A: 안정 영역                      B: 한계 곡선 상                      C: 불안정 영역

축 압축 하중이 큰 편이 태양광 어레이의 비틀림 변형이 크고, 2개의 붐의 처짐의 차도 크다. 또한, 2개의 붐은 같은 주기로 진동하고 있으나, 이 장에서는 고유진동수를 구하지는 않았다. 이는 시행 함수  $W_i(x), \Theta_i(x), W_{sb}(x, y)$ 의 선택을 열구조 비연성해석의 준정적응답의 일부의 함수만을 이용하였기 때문으로 생각된다. 이 식(6.40-42)의 시행 함수로 계산하면, 탄성체인 붐의 동적 응답을 어디까지 나타내야 하는지가 고려해야 할 점이다. 이 장에서는 시행 함수  $W_i(x), \Theta_i(x), W_{sb}(x, y)$ 를 선택하고 정정하면, 기초 방정식(6.49)으로부터, 간단하게 해를 구할 수 있다. 또한, 시행 함수는 식(6.33-39)의 경계 조건은 만족하면 충분하므로, 다른 시행 함수의 선택으로는, 고유 진동 해석 등에서 구한 해를 시행 함수로서 적용하는 적용하는 것을 고려할 수 있다.

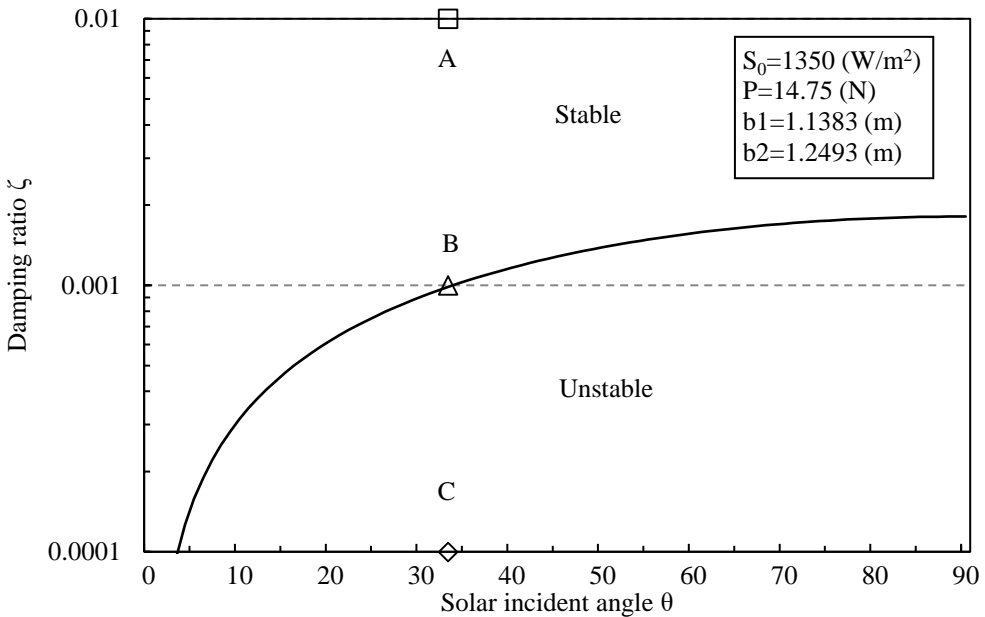


Fig. 6.11 Stability curve about solar incident angle of  $P=14.75(N)$

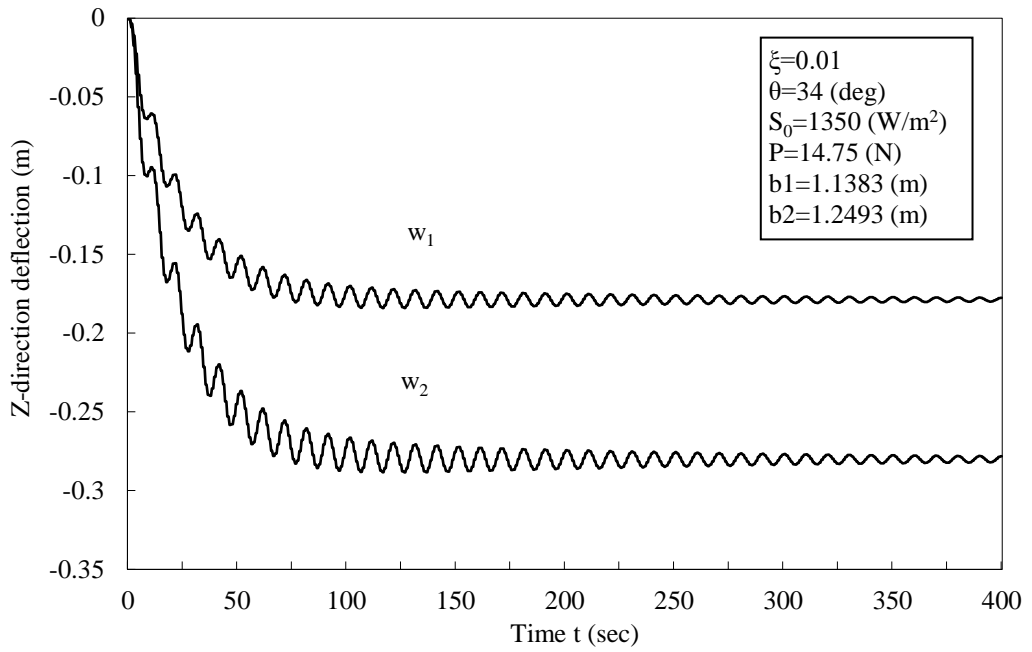


Fig. 6.12 Time history of tip deflection in stable state about  $P=14.75$ (N)

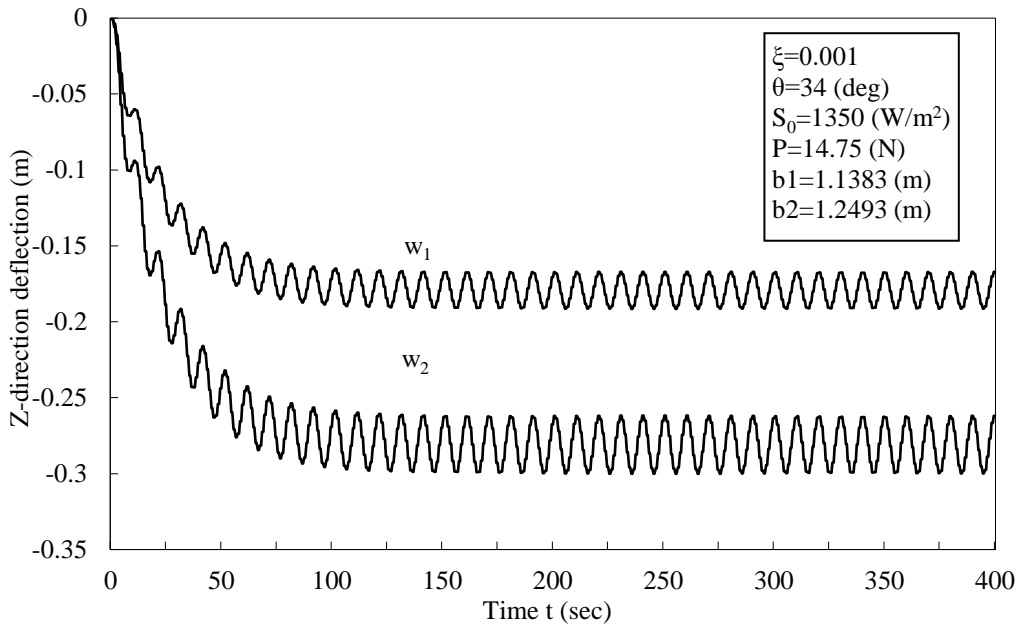


Fig. 6.13 Time history of tip deflection in near stability curve about  $P=14.75$ (N)

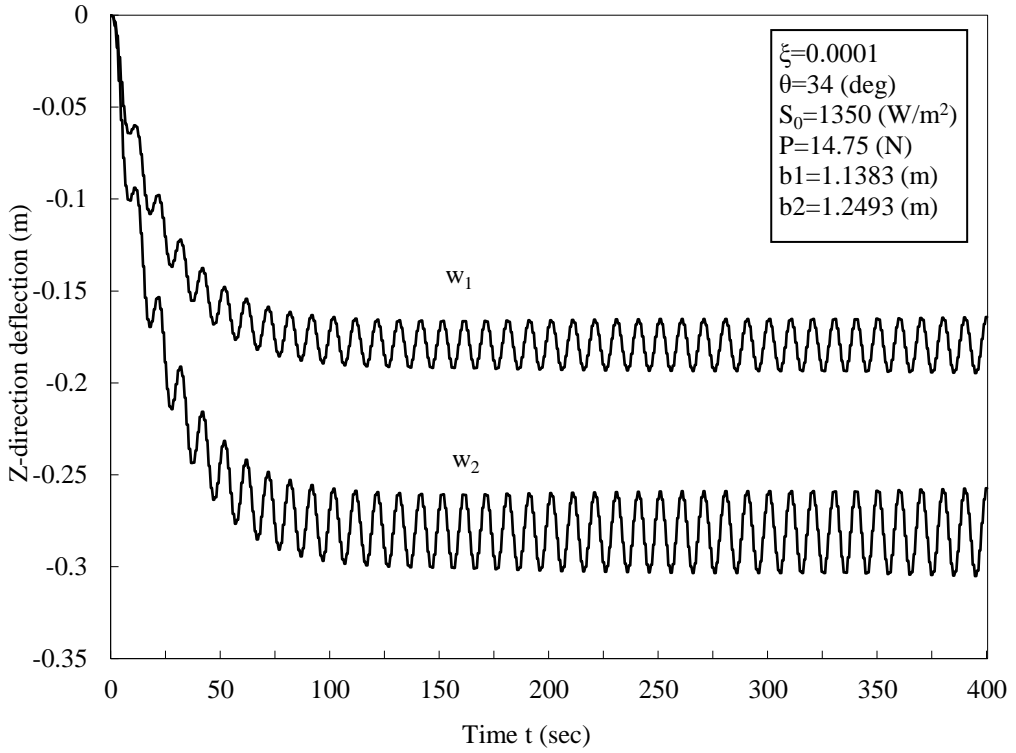


Fig. 6.14 Time history of tip deflection in unstable state about  $P=14.75$ (N)

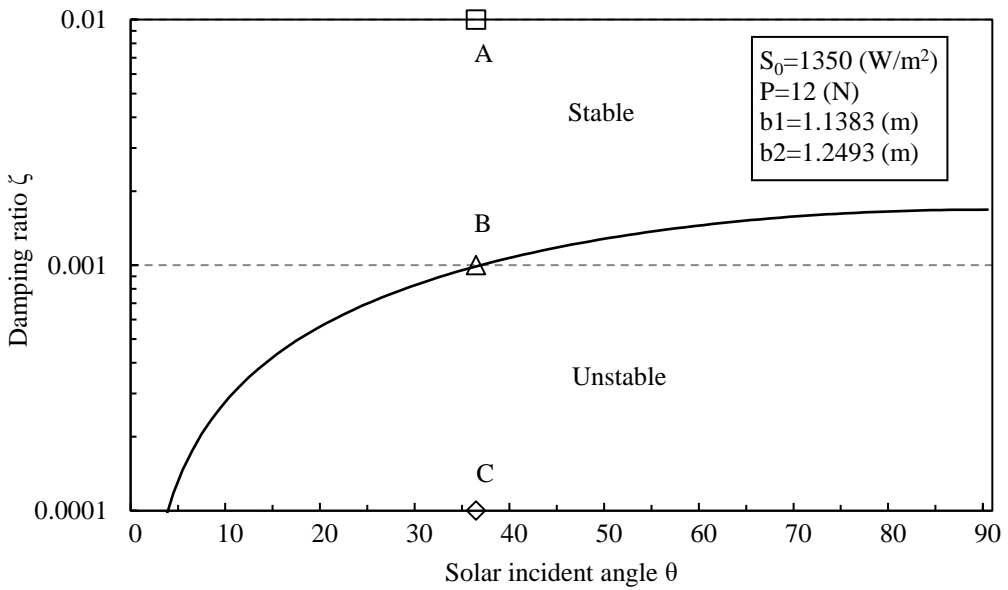


Fig. 6.15 Stability curve about solar incident angle of  $P=12$ (N)

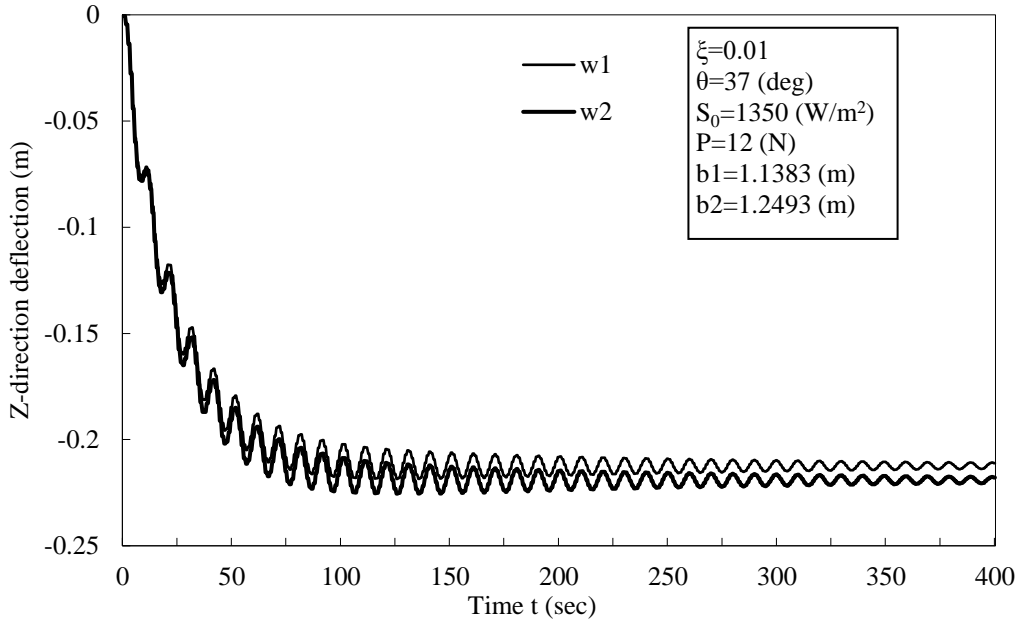


Fig. 6.16 Time history of tip deflection in stable state about  $P=12$ (N)

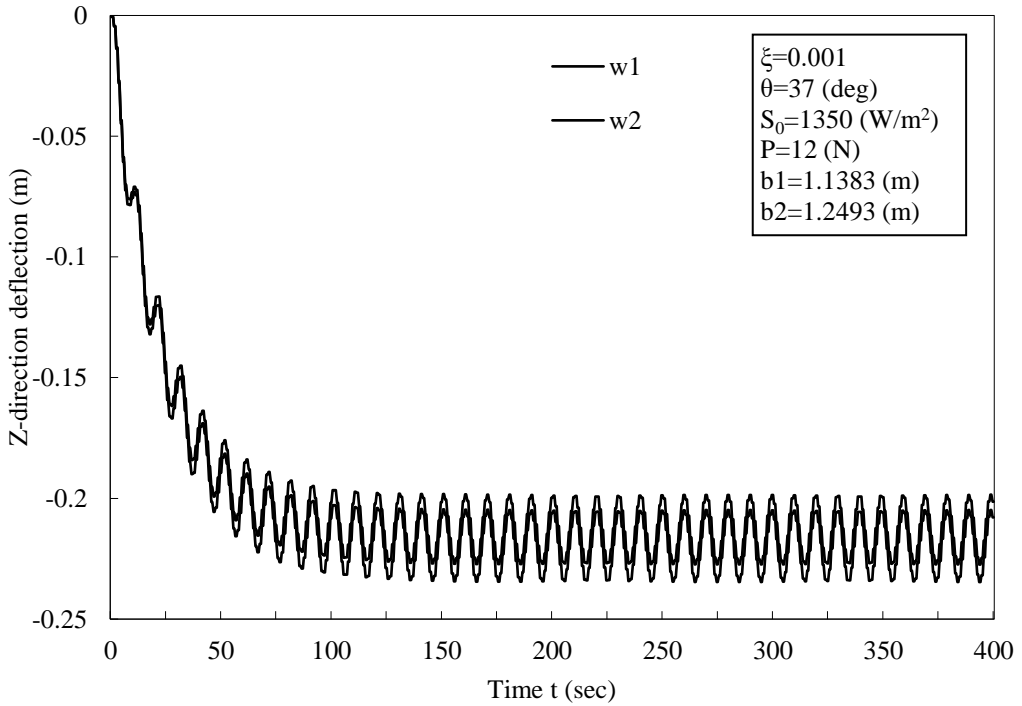


Fig. 6.17 Time history of tip deflection in near stability curve about  $P=12$ (N)

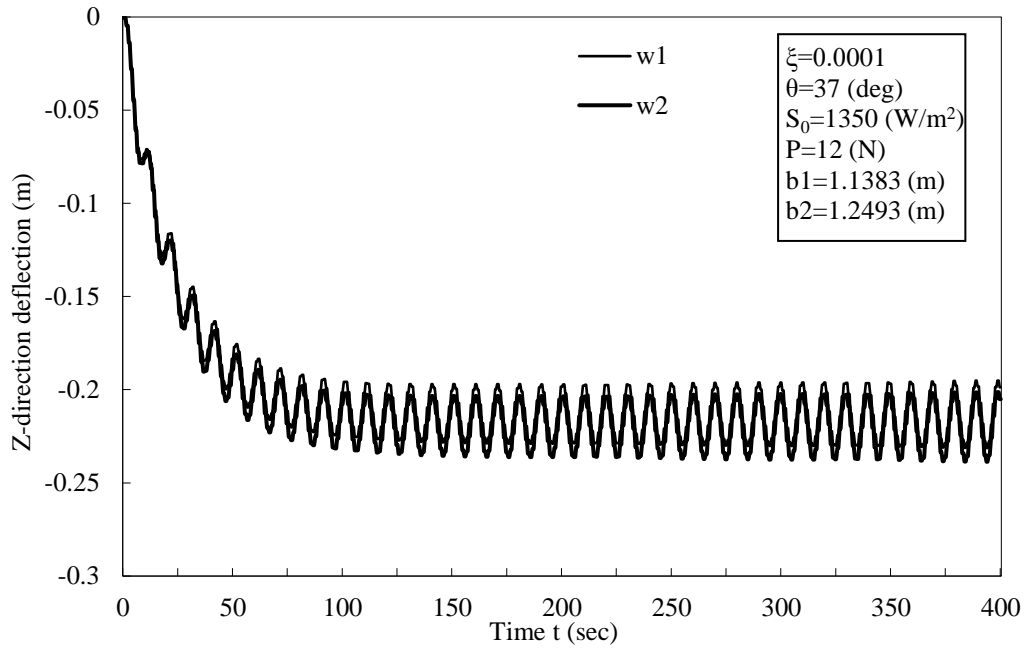


Fig. 6.18 Time history of tip deflection in unstable state about  $P=12(\text{N})$

## 제 7 장 결론

본 논문에서는 지상의 구조물과 같은 자중을 지지하기 위한 강성이 필요 없고, 로켓에 의해 운반된다는 관점에서, 경량 구조의 특성을 가진 우주공간에서 운용되는 유연한 우주 구조물, 실제로 태양 복사가열에 의해 구조물에서의 손상이 발생한 HST의 Roll-Out Blanket형 태양광 어레이를 보, 막, 강체 등으로 구성하여 단순 모델화 하고, 열 유기 동적 응답에 대하여 연구 하였다.

이 연구에서는 구조적으로 블랑켓에 의한 기하학적인 비대성과 굽힘과 비틀림의 연성을 고려하였으며, 복사 가열이 구조의 변형에 영향을 주지않는 비연성에 대하여 정식화 하고, 이와 같은 이론적 해석에 대하여 실험에 의한 검증을 하였다. 또한, 복사 가열이 구조의 변형에 영향을 주는 경우를 고려하여, 비대칭 해석 모델의 운동방정식과 경계조건 및 힘과 모멘트의 평형에 대한 운동방정식등의 기초방정식에 기초하여 구조물의 안정성 및 응답에 대하여 정식화 하였으며, 수치 계산은 HST의 태양광 어레이의 물리적 치수 및 물성치를 이용하였다.

고유 진동 해석은 해석 모델의 각각의 붐에 블랑켓의 기하학성에 기인한 서로 다른 축 압축 하중을 받는 해석 모델의 굽힘과 비틀림의 연성을 고려하여 정식화 하고, 해석 모델에 작용하는 평균 축 압축 하중의 변화에 따른 해석 모델의 고유진동수의 변동과 진동 모드 및 붐의 끝단 처짐의 영향에 대하여 해석하였다. 그 결과, 해석 모델의 진동 특성은 붐에 작용하는 평균 축 압축 하중, 즉 블랑켓의 장력에 의존하고 있으며, 진동 모드에도 해석 모델의 비대칭성의 영향과 함께 굽힘과 비틀림의 연성 효과도 나타나고 있음을 알 수 있었다. 또한, 평균 축 압축 하중  $P$ 가  $P=14.75$ 의 경우, 1차 모드는 비틀림 모드가, 2차 모드는 굽힘 모드가 지배하고, 3차부터 10차 모드는 블랑켓의 처짐에 의해 지배되고 있음을 확인하였으며, 평균 축 압축 하중이 12N부근에서 1차 모드는 태양광 어레이 전체적으로 굽힘 모드에서 비틀림 모드로, 2차 모드는 역으로 비틀림 모드에서 굽힘 모드로 평균 축 압축 하중 $P$ 의 증가에 따라 변화 하고 있음을 알 수 있었다.

동적 응답 해석에서는, 고유 진동 해석과 같은 해석 모델과 기초방정식에 기초하여, 열-구조 비연성의 입장에서 동적 응답을 정식화 하였으며, 해석 모델의 붐의 끝단의 영향을 확인하였다. 수치 계산에 의한 동적 응답의 해석 결과는 1차부터 20차까지의 진동 모드를 이용하여 시간경과에 따른 붐의 끝단의 최대 굽힘 모멘트와 처짐에 대하여 나타내었다. 이 결과에 의해, 동적 응답은 붐의 축



압축 하중에 크게 의존하고 있음과 붐의 축 압축 하중이 좌굴 하중에 가까워 지면 비교적 큰 진폭의 진동이 발생하는 것을 알 수 있었다. 또한, 해석 모델은 구조 전체적으로서 굽힘이 지배하고 있으며, 그 안에 굽힘 모드와 비틀림 모드가 복잡하게 응답하고, 고유 진동 해석으로부터 1차와 2차의 고유진동수가 매우 가까워지는 평균 축 압축 하중 12N부근에서 맥동 현상이 발생 하고 있음을 알 수 있었다.

동적 응답 해석의 실험적 검증을 위하여 HST 태양광 어레이의 약 1/20 스케일의 축소 모델을 제작하여 진공 챔버 안에 넣어, 감압 하에서 열 유기 진동 실험을 수행하고, 실험 결과를 이론 해석 결과와 비교하였다. 축 압축 하중의 영향에 대해서, 동적 진동의 진폭은 대칭 및 비대칭 모델 모두에서 실험값은 이론 값 보다 약간 낮은 값을 보이고 있음을 확인 하였다. 비대칭 모델에 대해서, 이론 값의 경우 1.6N부근에서 급격한 변화를 보이고 있으나, 실험에 의해 확인 할 수 없었으며, 이는 굽힘 모드와 비틀림 모드의 고유진동수가 작게 되기 때문으로 고려된다. 실제의 실험에서는 굽힘 모드가 지배적인것으로 확인되어, 실험값에서 이론 값과 같은 결과가 나타나지 않은 것으로 고려된다. 하지만, 정적 처짐의 실험결과는 정량적 및 정성적으로 이론 해석결과의 타당성을 검증하는데 충분하다고 판단된다.

또한, 외부조사량의 영향에 대해서, 대칭 및 비대칭 모델 모두에서, 동적 진동의 진폭에 대한 실험 결과는 이론 해석 결과에 비해 낮은 값을 갖고 있음이 확인 할 수 있었다. 이는 실험에서의 열부하가 붐에 Step입력되지 않음과, 실험 모델 결합부의 조건이 이론 해석과 다른 것을 고려할 수 있다.

대칭 모델에서 정적 처짐이 Inner 붐과 Outer 붐이 서로 다른 결과를 가지고 있음을 실험으로서 확인 하였지만, 이는 붐의 고정 및 설치 상태와 붐의 Slit등에 의한 비대칭성에 그 원인이 있다고 고려되며, 비대칭 모델에서 축 압축 하중, 외부조사량을 증가 시키면 이론에 일치하는 결과를 확인 할 수 있었다

이상의 실험적 검증 결과에 의해, 정적 처짐에 대해서는 이론 해석의 타당성을 증명할 수 있었으나, 동적 진동의 진폭에 대해서는 이론 해석의 타당성을 완전하게 증명 하지는 못하였다. 하지만, 실험 장치의 개량 및 이론 해석 프로그램을 보다 현실적으로 개선한다면, 완전한 증명이 가능할 것으로 판단된다. 또한 대기 및 진공의 영향 또한 나타냈으며, 그 타당성을 증명하였다.

열-구조 연성 동적 응답 및 안정성 판별 해석에서는, 비대칭 해석 모델에 대하여

열부하가 해석 모델의 처짐에 의존하는 열-구조 연성을 고려한 준정적 해석, 동적 해석과 Hurwitz의 방법에 의한 안정성 판별식을 구하고, 붐의 끝단의 계산 결과를 각각의 안정 또는 불안정 그리고 경계선 상에 대하여 시간경과에 따른 면외 방향의 변형에 대하여 나타내었다. 또한, 시간과 변형에 대한 항을 가진 열 굽힘 모멘트가 붐의 처짐에 의존하는 관계로, 가중잔류항법을 이용하여 해석하였다. 그 결과, 준정적 해석에서 정상시의 처짐과 비교함으로써 열-구조 비연성 해석과의 정량적인 비교를 하였다. 해석결과, 태양광과 태양광 어레이의 수직이 이루어지는 각이 크게 될수록, 열-구조 연성의 효과는 크게 됨을 알 수 있었다. 또한, 열-구조 연성 해석의 경우, 해석 모델의 축 압축 하중이 클수록 불안정 영역은 넓어지고, 비대칭 모델이 대칭 모델에 비하여 불안정 영역이 넓음을 알 수 있었다.

본 논문에서 정리한 바와 같이, 본 연구의 수치해석적인 검증은 유연한 우주 구조물에 대해서, 그 물성 및 기하학적 특성을 가진 모델에 대하여 단순화하여 해석함으로써, 계의 거동을 지배하는 파라미터에 대하여 그 영향을 확인할 수 있었으며, 태양광 어레이의 열 유기 진동의 거동에 대하여 밝힐 수 있었다. 또한, 다른 형태의 태양광 어레이와 같은 유연한 우주 구조물 등에 대하여, 그 모델을 단순화시켜, 본 연구의 해석법을 적용함으로써, 구조물의 거동을 해석 할 수 있을 것으로 판단된다.

이후에 남겨진 과제로서, 실제의 Roll-Out Blanket형 태양광 어레이의 경우와 달리, 이론적 해석에서는 블랭킷에서의 장력이 변화하지 않는 일정한 장력에서의 해석을 수행하였으나, 붐에 축 압축 하중이 태양광 어레이의 열변형에 영향을 받아 변화하는 경우에 대한 해석과, 고정단 측에 블랭킷의 오프셋에 의한 면외 방향의 힘에 의한 영향, 그리고, 검증을 위한 실험에 대해서도 온도 입력 방식의 문제 및 붐과 스프레더 바의 결합부의 조건에 대한 개선 등에 관한 문제가 남겨져 있다고 생각되어진다.

## 참 고 문 헌

- 1) Thornton, E.A. : Experimental Methods for High-Temperature Aerospace Structures, Thermal Stresses IV, edited by Hetnarski, R. B., Elsevier, 1996, pp. 1-89
- 2) Malla, R. B. and Ghoshal, A., : Thermally Induced Vibrations of Structures in Space, Aerospace Thermal Structures and Materials for a New Era, Progress in Astronautics and Aeronautics, Vol. 168, AIAA, 1995, pp.68-95
- 3) Thornton EA, Foster RS. Dynamic response of rapidly heated space structure. *In Computational Nonlinear Mechanics in Aerospace Engineering, Vol. 146, Progress in Astronautics and Aeronautics*, Atluri SN (ed.). AIAA: Washington, DC, 1992, 451-477.
- 4) Y.Y. Yu : Thermally induced vibration and flutter of a flexible boom , J. Spacecraft and Rockets, 6 (1969), pp. 902-910
- 5) Thornton, E. A. and Kim. Y. A.: Thermally Induced Bending Vibrations of a Flexible Rolled-Up Solar Array, *Journal of Spacecraft and Rockets*, 30 (1993), pp.438-448.
- 6) Thornton E.A., Paul D.B : Thermal structure analysis of large space structures: an assessment of recent advances. *J Spacecraft* 22(4), pp. 385-393
- 7) Chaisson, E. J.: *The Hubble wars*, Harper Collins, New York, 1994, pp.92-97.
- 8) Fortescue, P. and Stark, J.(ed.): *Spacecraft Systems Engineering, Second Edition*, John Wiley and Sons, Chichester, 1995.
- 9) Barbree, J. and Caidin, M., *A Journey Through Time*, Viking Penguin, 1995, p. 37
- 10) Gatewood, B. E. : *Thermal Stresses*, McGraw-Hill, 1957
- 11) Nowacki, W. : *Thermoelasticity*, Pergamon Press, 1962
- 12) Parkus, H. : *Thermoelasticity*, Blaisdell, 1968
- 13) Thornton, E. A.: *Thermal Structures for Aerospace Applications*, AIAA, 1996, pp.1-26
- 14) Boley B.A.: Thermally induced vibrations of beams, *J Aeronaut Sci*, 23(2), (1956), p179-181
- 15) Boley B.A., Barber A.D.: Dynamic response of beams and plates to rapid heating, *J Appl Mech*, 24(3), (1956), p413-416
- 16) Boley BA, Weiner JH. : *Theory of Thermal Stresses*. Wiley: New York, 1960.
- 17) Y.Y. Yu : Reply by Author to P.F. Jordan and G. Augusti and New Results of Two-Mode Approximation Based on a Rigorous Analysis of Thermal Bending Flutter of a Flexible Boom , *Journal of Spacecraft and Rockets*, Vol.8, No.2, 1971 , pp.205 - 208
- 18) Graham, J.D., *Solar Induced Bending vibrations of a Flexible Member*, *AIAA J.*, Vol 8, No. 11, pp.2031-2036

- 19) Seibert, A.G and Rice J.S. :Coupled Thermally Induced Vibrations and Beams, AIAA Journal, Vol.7, No.7, 1973, pp 1033-1035
- 20) John D. Johnston, Earl A. Thornton : Thermally Induced Attitude Dynamics of a Spacecraft with Flexible Appendage, Journal of Guidance, Control and Dynamics, Vol.21, No.4, 1998, pp 581-587
- 21) Farrell, J. L. ; Thermal Curvature of Satellite Booms, AIAA Journal, Vol. 15., No. 9, 1977, pp.1331-1333
- 22) Frisch, H.P.: Thermally induced vibrations of long thin walled cylinders of open section. Journal of Spacecraft and Rockets, Vol7, No.8, 1970, pp.897-905.
- 23) Frisch, H.P.: Thermal Bending Plus Twist of a Thin Walled Cylinder of Open Section with Application to Gravity Gradient Booms, NASA TN D-4069, August 1967
- 24) Frisch, H.P. : Coupled Thermally Induced Transverse Plus Torsional Vibrations of a Thin-Walled Cylinder of Open Section, NASA TR R-333, March 1970
- 25) Murozono, M. and Sumi, S. : Thermally Induced Bending Vibrations of Thin-Walled Boom with Closed Section by Radiant Heating” Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, Vol.49, No.4, 1989, pp.273-290
- 26) Murozono, M. and Sumi, S. : Thermal Flutter of Thin-Walled Circular Section Beams Subjected to Radiant Heating, *Proceedings of the IV Conference of Asian-Pacific Congress on Strength Evaluation*, 1991, pp.676-681
- 27) Beam, R.M., On the phenomenon of thermoelastic instability (thermal flutter) of Booms with an open cross section, NASA TN D-5222, June 1969
- 28) Rimrott, F. P. J. and Abdel-Sayed, R.: Flexural Thermal Flutter Under Laboratory Conditions, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 4 (1977), pp. 189-196.
- 29) Kong, C. , Park. H. and Lee, H. : Study on Comparison of Atmospheric and Vacuum Environment of Thermally Induced Vibration Using Vacuum Chamber, Int’l J. of Aeronautical and Space Sciences, Vol.11, No.1, March 2010
- 30) Foster, C.L., Tinker, M.L., Nurre, G.S. and Till, W.A. : Solar-Array-Induced Disturbance of The Hubble Space Telescope Pointing System, Journal of Spacecraft and Rockets, Vol.32, No.4, 1995, pp.634-643
- 31) Thornton, E. A. and Kim. Y. A.: Thermally Induced Bending Vibrations of a Flexible Rolled-Up Solar Array, *Journal of Spacecraft and Rockets*, 30 (1993), pp.438-448.
- 32) Chung, P. W. and Thornton, E. A.: Torsional Buckling and Vibrations of a Flexible Rolled-Up Solar Array, *AIAA Paper 95-1355*, Apr. (1995), pp.1654-1664.
- 33) Murozono, M. and Thornton, E. A.: Buckling and Quasistatic Thermal-Structural

- Responses of asymmetric Rolled-Up Solar Array, *Journal of Spacecraft and Rockets*, 35 (1998), pp. 147-155.
- 34) Masahiko Murozono, THERMALLY INDUCED BENDING VIBRATIONS OF INTERNALLY HEATED BEAMS IN AIR `Journal of Thermal Stresses, Vol 19, No 7 (1996), pp649-670
- 35) Ming-De Xue, Jin Duan and Zhi-Hai Xiang: Thermally-induced bending-torsion coupling vibration of large scale space structures, *Comput Mech* (2007), 40, pp707-723
- 36) Wei Li, Zhihai Xiang, Lejin Chen, Mingde Xue : Thermal flutter analysis of large-scale space structures based on finite element method, *Int. J. Numer. Meth. Engng.* (2007) 60, pp887-907
- 37) Reynolds, J.: *The Analysis of the Deployed Space Telescope Solar Array*, ESA document TN-SA-B142, British Aerospace, Bristol, U.K., Jan. 1983.
- 38) Petersen, C. C. and Brandt, J. C.: *Hubble Vision : Astronomy with the Hubble Space Telescope*, Cambridge University Press, 1995, p.37.
- 39) Astro Aerospace Corporation: *STEM Design Characteristics and Parameters*, TR AAC-B-006, Carpinteria, CA, Sep. 1985.
- 40) Lee, H.S. and Murozono, M.: Vibration Characteristics and Thermal Structural Dynamic Responses of Flexible Rolled-Up Solar Array, *Transactions of JSASS*, vol54 ,no. 184 (2011), pp.111-119
- 41) Lee, H.S., Yamasaki, M and Murozono, M.: Experimental Verification of Thermal Structural Responses of a Flexible Rolled-Up Solar Array, *Transactions of JSASS*, vol56 ,no.4 (2013), pp.197-204
- 42) Lawrence, Norman : “Compaq Visual Fortran”, Digital Press, 2001
- 43) B.A. Finlayson : “The Method of Weighted Residuals and Variational principles”, 2013

## 감사의 글

2006년 석사 과정 졸업 후, 참으로 부족한 저의 박사 논문을 완성하기까지 정말 오랜 시간이 걸렸습니다. 많은 분들의 도움이 없었다면 이 논문을 완성하는 일은 요원한 일이었을 것입니다. 이제 비로소 모든 과정을 마치고 마무리를 글로서 남기자고 하니, 기쁨, 시원함과 함께 받기만 한 삶이 스쳐 지나가 반성을 하게 됩니다.

학위과정 기간 동안 좋은 실험실 환경을 제공해 주시며, 지도와 격려를 해주신 지도교수님이신 김경석 교수님께 감사의 말씀을 전하고 싶습니다. 또한, 바쁘신 와중에 본 논문을 위해 심사를 해주시고 많은 조언을 해주신 김재열 교수님, 장완식 교수님, 정현철 교수님, 홍정기 교수님께도 감사를 드립니다.

대학원 생활 동안 실험실에서 동거동락하며, 많은걸 모르던 저를 도와주고 이끌어준 선-후배님들에게도 감사의 말을 전합니다.

제가 여기까지 오는데 가장 크게는 부모님의 희생이 있었기 때문입니다. 부족한 저를 끝까지 지원해주신, 제가 가장 존경해 마지않는 아버지, 그리고 하늘에 계시는 어머니... 그 감사와 은혜는 평생 동안 두고두고도 갚지 못할 것입니다. 그리고 하나뿐인 내 동생에게도 미안함과 고마움을 함께 전합니다.

장인어른, 장모님, 그리고 처제들, 동서들 그리고 예쁜 조카들... 여기에 오기까지 힘들 때나 어려울 때, 많은 격려와 즐거움을 함께 해주셔서 감사합니다. 처가 식구들 덕분에 헤쳐 나갈 수 있었습니다.

마지막으로, 그 오랜 시간 동안 학업이라는 그늘아래 피해 있던 저를 대신해 그 누구보다도 많은 눈물과 어려움을 격어 온 나의 사랑하는 아내 주연에게 무한한 감사의 마음과 함께 이 작은 기쁨을 바칩니다. 그리고 나의 아들들 준민과 윤후에게 많은 시간을 같이 보내주지 못했지만, 착하고 바르게 잘 자라준 것에 대해 고마움을 전합니다.