

# 대형 컨테이너 선박의 유탄성 실선 계측 데이터 분석 Part II-피로 손상도 추정

김병훈<sup>1</sup>·최병기<sup>2</sup>·박준석<sup>2</sup>·박성건<sup>3</sup>·기혁근<sup>3</sup>·김유일<sup>1,†</sup>  
인하대학교 공과대학 조선해양공학과<sup>1</sup>  
현대중공업 선박구조연구소<sup>2</sup>  
대우조선해양 중앙연구원<sup>3</sup>

## Full Scale Measurement Data Analysis of Large Container Carrier with Hydroelastic Response, Part II- Fatigue Damage Estimation

Byounghoon Kim<sup>1</sup>·Byungki Choi<sup>2</sup>·Junseok Park<sup>2</sup>·Sunggun Park<sup>3</sup>·Hyeokgeun Ki<sup>3</sup>·Yooil Kim<sup>1,†</sup>  
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, INHA University<sup>1</sup>  
Marine Structure Research Department, Hyundai Heavy Industries, Co., Ltd.<sup>2</sup>  
DSME R&D Institute, Daewoo Shipbuilding and Marine Engineering, Co., Ltd<sup>3</sup>

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Concerns are emerging in marine industry on the additional fatigue damages induced by hydroelasticity, and large container carriers, among others, are considered to be susceptible to this hydroelastic response due to its large size, deck openings and high speed. This study focuses on the fatigue damage estimation of 9,400TEU container carrier based on the full scale measurement data via long-base strain gage installed on the ship. Some correlation analyses have been also done to check whether there was significant torsional response during the voyage. Direct cycle counting method was used to derive stress histogram and the long-term fatigue damage was estimated based upon that analyzed data. It turned out that the fatigue damage of this particular ship during the measurement period increased by more than 60% due to the hydroelastic response of the hull, and main contribution is considered to come from vertical bending mode.

**Keywords** : Hydroelasticity(유탄성), Container carrier(컨테이너선) Springing(스프링잉), Whipping(휘핑), Proper orthogonal decomposition(적합 직교분해), Rainflow counting method(레인플로우 집계법), Fatigue damage(피로 손상도)

## 1. 서론

오늘날 선박이 점차 대형화, 고속화 되면서 스프링잉, 휘핑과 같은 유탄성 응답에 대한 관심이 높아지고 있으며 이러한 유탄성 효과를 구조 설계 및 해석에 반영하기 위한 많은 연구들이 이루어지고 있다. 스프링잉 및 휘핑과 같은 유탄성 응답은 광물 및 곡물 운반선과 같은 저속 비대선에서 최초로 발생된 것으로 알려져 있으며 이는 선저부에 위치한 중-횡부재의 교차부에 존재하는 구조적 불연속부의 피로파단의 원인으로 지목되기도 하였다. 유탄성 응답에 의해 야기되는 피로 손상도에 대한 우려는 후에 대형 컨테이너 선박과 같이 고속 세장형 선박으로 이동하였는데

이는 대형 개구부가 존재하는 컨테이너 선박의 특성상 비틀림 고 유진동수가 매우 낮은 영역에서 형성되고 이로 인해 조우하는 파랑과의 공진에 대한 우려가 매우 높기 때문이다. 또한 컨테이너 선박의 경우 그 선형의 특성상 선수 플레어 및 선미 슬래밍에 빈번하게 노출되기도 하는데 이는 순간적인 충격하중에 의해 발생하는 휘핑현상을 유발하기도 한다.

유탄성 응답을 이해하기 위한 다양한 시도들이 이루어지고 있으며, 그 중 대표적인 것이 모형선을 이용한 실험적 연구이다. 통제 가능한 환경 범위에서 파랑 하중을 받는 선체 분할 모형의 유탄성 진동 응답을 파악하기 위한 실험적 연구들이 이루어졌다 (Remy, et al., 2006; Iijima, et al., 2009; Miyake, et al., 2009; Oka, et al., 2009; Hong, et al., 2011).

구조물의 진동 응답을 파악하기 위해 적합 직교 분해(Proper Orthogonal Decomposition, POD) 기법이 사용되었다. POD는 공학 분야에서 유동장 내의 난류 분포 연구에 최초 적용되었으며 (Lumley, 1967), 이후 Feeny and Kappagantu (1998, 2002)에 의해 진동하는 구조물의 모드 형상 추출에 확장 적용되었다.

Storhaug (2007)은 모형시험을 통해 저속 비대선에서의 스프링잉에 의한 피로 손상도를 추정하였다. Kim, et al. (2016)은 유탄성 응답하는 대형 살물운반선에 대한 분할모형 시험 데이터를 체계적으로 분석하였다. 그들은 분할 선체 모형에 대해 수직 굽힘 모멘트의 시간이력을 측정하고 접수 견인 조건에서의 모드 형상과 감쇠계수를 도출하였다.

유탄성 응답하는 선박의 동적 특성을 파악하기 위해서는 진동하는 선체의 응답으로부터 직접 구할 필요가 있으며, 모형시험의 한계를 극복하기 위해 실선 계측 자료를 이용한 분석 또한 다수 이루어졌다 (Drummen, et al., 2009; Hirdaris, et al., 2009; Jensen, et al., 2009; Miyake, et al., 2010).

본 논문에서는 9,400TEU급 컨테이너 선박으로부터 계측된 실선 계측 데이터를 기반으로 변형률 데이터를 분석하여 선박이 경험한 진동 모드에 대한 분석을 수행하였으며, 또한 갑판에서 계측된 변형률을 기반으로 장기 피로 손상도를 예측하였다. 선박이 경험한 진동의 모드를 간접적으로 파악하기 위해 선체의 중립축 부근에서 계측된 전단 변형률과 갑판 변형률 간의 상관관계를 파악하여 비틀림 진동의 여부를 판단하였다. 또한, 가속도 데이터로부터 도출된 2절점 수직 굽힘에 대한 시간 변조와 갑판 변형률의 상관관계를 분석하여 수직 굽힘 모드의 영향을 파악하고자 하였다. 마지막으로 갑판 변형률을 응력으로 변환한 후 계측 기간 동안 누적된 피로 손상도를 추정하였으며, 이를 토대로 유탄성 응답에 의한 피로 손상도의 증가분을 예측하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 적합 직교 분해 - POD

갑판에 설치된 가속도계의 데이터를 통해 선박이 경험한 진동의 모드 형상을 추출하고 해당 모드에 대한 시간 변조를 구하기 위해 적합 직교 분해기법(Proper Orthogonal Decomposition, POD)을 적용하였다. POD는 기존의 모드 분해법과 달리 서로 다른 위치에서 계측된 물리량의 시계열들을 이용해 다자유도계의 모드 형상을 도출하고, 이에 기반하여 주어진 신호의 모드를 분해하는 방법이다.

POD는 특정 물리량의 공간간섭행렬에 기초한다. 우선 진동하는 다자유도계의 M개의 서로 다른 위치에서 계측된 특정 물리량에 관한 신호의 양상별 행렬을 식 (1)과 같이 정의한다.

$$X = \begin{bmatrix} \vec{x}_1 & \vec{x}_2 & \vec{x}_3 & \dots & \vec{x}_M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e_1 & v_1 & T & + & e_2 & v_2 & T & + & e_3 & v_3 & T & + & \dots & + & e_M & v_M & T \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서,  $e_i(t)$ 는 i 번째 모드의 시간 변조(time modulation)를 나타내며,  $v_i$ 는 모달 벡터를 의미한다.

공간 간섭행렬 R은  $X^T X / N$ 으로 정의되며, N은 주어진 신호의 길이를 의미한다. 여기에  $v_j$ 를 곱하면 식 (2)의 형태로 표현된다.

$$R v_j = \frac{1}{N} X^T X v_j = \frac{1}{N} v_j e_j^T e_j = \lambda v_j \quad (2)$$

식 (2)는 고유치 문제의 형태를 띄며, 다자유도 시스템의 고유 모드 벡터는 공간 간섭행렬의 고유벡터와 같음을 의미한다.

### 2.2 피로 손상도 계산

레인플로우 집계법(rainflow counting method)은 대표적인 피로도 분석 방법 중 하나로 응력 범위에 따른 응력의 빈도 분포를 집계하기 위해 사용된다. 집계된 응력의 빈도 분포는 Palmgren-Miner rule을 적용한 피로 손상도 계산에 이용된다. 응력의 빈도 분포를 집계하는 해석법에는 레인플로우 집계법 이외에도 피크 집계법(peak counting), 경과빈도 표시법(level-crossing counting), 진폭 집계법(range counting) 등의 계산 방법이 있지만 사이클의 연속효과를 고려하지 못해 피로수명 예측이 부정확하다는 단점이 있다. 이러한 단점을 보완하기 위해 Endo and Matsuishi (1968)에 의해 레인플로우 집계법이 제안되었다.

Palmgren-Miner rule은 구조재료에 불규칙한 하중이 반복하여 가해질 경우 피로손상이 점차 누적되어 파단에 이르게 된다는 의미를 내포한 규칙이다. Palmgren-Miner rule은 식 (3)과 같다.

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (D < 1 : \text{safety}, D \geq 1 : \text{fracture}) \quad (3)$$

식 (3)에서 n은 일정한 응력 범위에서의 집계된 응력의 반복 수, N은 S-N 선도 상에서 응력 범위에 따른 재료 파단시의 응력 반복수를 나타내며, D는 피로 손상도를 의미한다. Palmgren-Miner rule은 피로 손상도의 합이 1 이상일 때 파괴가 발생한다고 정의하고 있다.

본 연구에서는 DNV에서 제시한 용접부에 대한 S-N 선도를 사용하였다 (DNV, 2014). S-N 선도의 매개변수는 식 (4)와 Table 1, 2에 정리하였으며, Fig. 1에 도식화 하였다.

$$\log N = \log \bar{a} - m \log \Delta \sigma \quad (4)$$

여기서,  $\Delta \sigma$  = Stress range

N = Predicted number of cycles to failure for stress range  $\Delta \sigma$

$\log \bar{a}$  = Intercept of  $\log N$ -axis by S-N curve

m = Negative inverse slope of S-N curve

Table 1 S-N parameters for air or with cathodic protection

S-N curve	Material	N ≤ 10 <sup>7</sup>		N > 10 <sup>7</sup>	
		log $\bar{a}$	m	log $\bar{a}$	m
I	Welded joint	12.164	3.0	15.606	5.0
III	Base material	15.117	4.0	17.146	5.0

Table 2 S-N parameters base material for corrosive environment

S-N curve	Material	log $\bar{a}$	m
IV	Base material	12.436	3.0

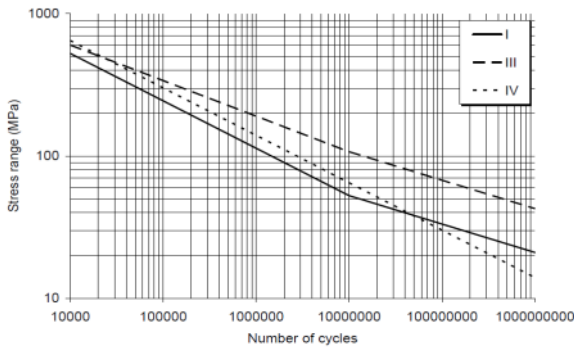


Fig. 1 S-N curve (DNV, 2014)

### 3. 대상 선박 및 신호 계측 시스템

#### 3.1 대상 선박 주요제원

본 연구에서는 CMA-CGM사의 9,400TEU 컨테이너 선박에 대한 실선 계측 데이터를 분석하여 유탄성 응답 하는 선박의 동적 특성을 분석하였다. Fig. 2는 연구 대상 선박의 모습이며, Table 3은 해당선박의 주요제원이다.



Fig. 2 9,400TEU container carrier

Table 3 Main particulars of container carrier

Items	Value	Unit
Power output	68,666	kW
Maximum speed	25.4	kts
Overall length	350.00	m
Overall beam	42.80	m
Maximum draft	14.50	m
Maximum TEU capacity	9,415	TEU
Reefer container	700	TEU
Dead weight	108,000	ton

#### 3.2 신호 계측 시스템

본 선박의 유탄성 응답 분석을 위한 가속도와 변형을 계측은 MARINE에 의해 이루어졌다. 본 연구에서는 2007년 8월 5일부터 2008년 5월 13일, 약 9달 동안의 계측 데이터가 분석에 이용되었다. 선박에는 총 11개의 가속도계가 부착되어 있으며 각 위치에서의 x, y, z축 방향 가속도를 계측하였다. 계측 단위는 m/s<sup>2</sup>이며, 가속도계의 위치는 Fig. 3과 같다.

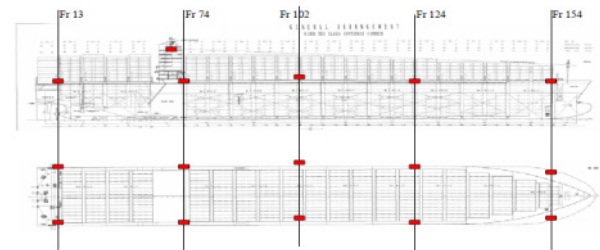


Fig. 3 Accelerometer arrangement

가속도계는 양현 갑판 통로(Fr 13, 74, 102, 124)와 선수부 프레임 구조물(Fr 154), 조타실에 총 11개가 설치되었다. 가속도계의 x축 국부 좌표는 선박 고정 좌표계의 x축과 일치하며, 프레임 구조물에 설치된 센서를 제외하고 z축 국부 좌표가 연직 아래 방향으로 향하게 설치되었다. 프레임 구조물에 설치된 가속도계는 z축 국부 좌표의 방향이 선박의 양현 바깥쪽을 향하도록 설치되었다. 가속도계의 위치는 아래의 Table 4와 같다.

또한, 본 선박에는 총 10개의 장형 변형률 게이지(Long Base Strain Gage, LBSG)가 부착되어 있으며 이를 통해 각 위치에서의 변형률을 계측하였다. LBSG의 길이는 2000 mm이며 끝단에 설치된 변위계를 통해 압축 혹은 인장 변형률을 계측하고 이를 변형률로 환산하는 방식을 취하고 있다. 변형률 데이터의 계측 단위는 mA이며, 312.5 micro strain[m/m]/mA의 민감도 값을 곱하여 micro strain[m/m] 단위로 데이터 파일에 저장되었다. LBSG의 위치는 Fig. 4와 같다.

Table 4 Accelerometer positions

Sensor	Position	X (m)	Y (m)	Z (m)
S1	Sb frame 13	9.60	19.25	25.70
S2	Sb frame 74	86.80	19.25	25.70
S3	Sb frame 102	167.30	19.25	25.70
S4	Sb frame 128	231.60	19.25	25.70
S5	Sb frame 154	319.50	19.25	25.70
S6	Ps frame 13	9.60	-19.25	25.70
S7	Ps frame 74	86.80	-19.25	25.70
S8	Ps frame 102	167.30	-19.25	25.70
S9	Ps frame 128	231.60	-19.25	25.70
S10	Ps frame 154	319.50	-19.25	25.70
S11	Wheel house	75.00	4.30	47.60

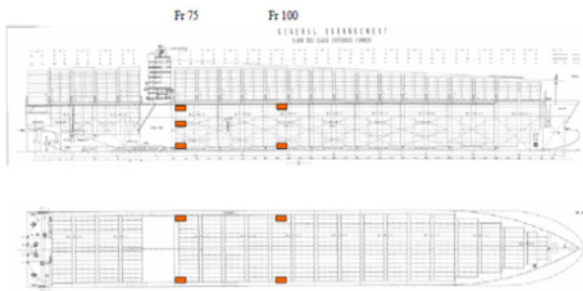


Fig. 4 Long based strain gauge arrangement

LBSG는 선박의 수선간 길이(Lpp)의 약 25%와 50%에 해당하는 Fr 75(Cargo hold Nr.8), Fr 100(Cargo hold Nr.6)에 각각 6개와 4개가 설치되었다. Fr 75 중앙에 설치된 LBSG의 경우 전단 변형률을 측정하기 위해 45도 경사를 갖고 설치되었다. 본 논문에서는 편의를 위하여 LBSG의 위치정보를 아래의 Table 5와 같은 약자로 표현하였다.

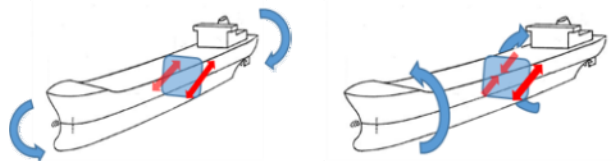
Table 5 Logged abbreviation of LBSG position

Abbreviation	Meaning
H6	Cargo hold Nr.6
H8	Cargo hold Nr.8
Ps	Portside
Sb	Starboard
Hi	Upper longitudinal position in passageway
Sh	Position of shear strain gauge in H8
Lo	Lower longitudinal position in cargo bay

## 4. 변형률 상관관계 분석

### 4.1 전단 변형률 상관관계 분석 (PsSh vs. SbSh)

본 선박의 H8 위치의 PsSh, SbSh에서 계측된 전단 변형률의 상관관계를 분석하여 계측된 전단 변형률이 수직 굽힘 변형에 의한 것인지 비틀림 변형에 의한 것인지를 파악하고자 하였다. 선체가 수직 굽힘 하중을 받는다면 PsSh와 SbSh에서 계측된 변형률은 양의 상관관계를 가질 것으로 예측되고, 반대로 선체가 비틀림 하중을 받는다면 양현에서 계측된 변형률은 음의 상관관계를 갖는다. 이를 도식화하여 Fig. 5에 나타내었다.



(a) 2-node vertical bending mode (b) Twist mode  
Fig. 5 Shear strain at the mid-height of ship according to the vibration mode

H8 위치의 PsSh, SbSh에서 계측된 변형률의 방향성을 비교하기 위해, 진동 응답이 컸던 시간대인 2007년 8월 8일, 5시 8분 부터 30분간 기록된 변형률 시계열의 상관관계를 분석하였다. 상관관계 분석에 앞서 PsSh와 SbSh에서 계측한 변형률 시계열을 주파수 영역에서 유탄성 응답에 의한 진동 성분만 필터링하였다. 필터링에 사용된 대역필터의 형상 계수는  $\omega_c=0.54$ ,  $\Delta\omega_s=0.07$ ,  $\Delta\omega_b=0.03$  이다.

필터링 한 두 신호가 양의 상관관계를 갖는다면 선체의 응답은 수직 굽힘 하중의 영향을 크게 받았다고 판단 할 수 있으며, 반대로 음의 상관관계를 갖는다면 비틀림 응답의 영향을 크게 받았다고 판단 할 수 있다. Fig. 6은 PsSh, SbSh에서 계측된 변형률의 유탄성 진동 응답 성분만을 필터링하여 상관관계를 도식화한 것이다. x축은 SbSh에서 계측된 변형률 시계열의 유탄성 진동 응답 성분, y축은 PsSh에서 계측된 변형률 시계열의 유탄성 진동 응답 성분을 의미한다. 분석을 진행한 시간대에서의 PsSh와 SbSh에서 계측된 변형률은 양의 상관관계를 보였으며, 이를 통해 해당 시간대에서의 선체의 응답은 수직 굽힘 하중의 영향을 크게 받았다고 판단하였다. Fig. 7은 다른 시간대에서의 PsSh와 SbSh에서 계측된 변형률의 상관관계를 도식화한 것이다. Fig. 6과 마찬가지로 양의 상관관계를 보인다는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 전체 계측 기간을 30분 간격으로 분할하여 그 중 진동 응답이 컸던 207개의 시간대에 대해, PsSh와 SbSh에서 계측된 변형률 사이의 상관계수(Correlation coefficient, r) 값들을 나타낸 것이다. Fig.8의 x축 time slot은 선정한 시간대의 색인 번호를 의미한다. 두 변수 x와 y 사이의 상관계수를 수식으로 나타내면 식 (5)와 같다.

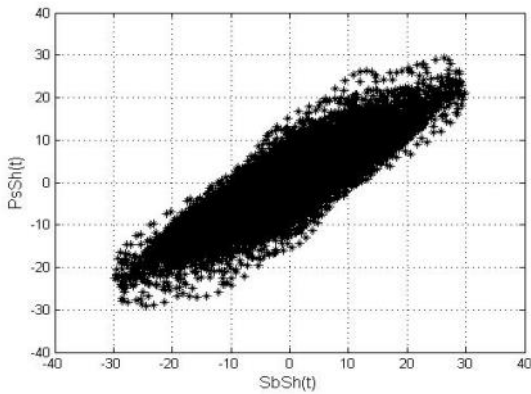


Fig. 6 Correlation between strain measured at H8 PsSh & SbSh (at 05:08 of 2007/08/08)

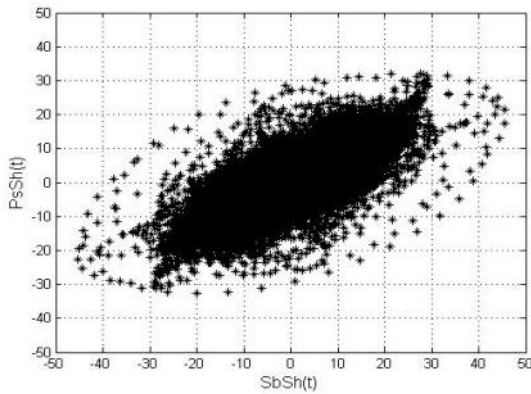


Fig. 7 Correlation between strain measured at H8 PsSh & SbSh (at 19:49 of 2008/03/16)

$$r = \frac{\sum(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum(x_i - \bar{x})^2} \sqrt{\sum(y_i - \bar{y})^2}} \quad (5)$$

상관계수 값이 모든 시간대에서 양수 값을 갖는다는 사실을 통해 PsSh와 SbSh에서 계측된 변형률은 선정한 모든 시간대에서 Fig. 6과 마찬가지로 양의 상관관계를 보였다는 것을 알 수 있으며, 이를 통해 대상 선박은 측정 기간 동안 비틀림 하중보다는 수직 굽힘 하중을 주로 겪었을 것이라 판단하였다.

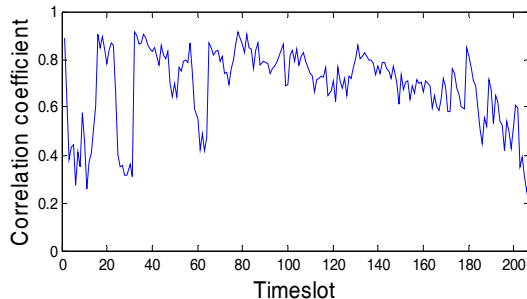


Fig. 8 Correlation coefficients between H8 PsSh & SbSh

## 4.2 전단 변형률 vs. 갑판부 변형률 상관관계 분석

선체의 유탄성 응답이 수직 굽힘에 기인한 것인지 비틀림 하중에 기인한 것인지를 판단하는 데에 있어 중립축의 전단변형과 갑판부의 변형률의 상관관계를 분석하는 방법 또한 매우 유효한 접근법이다. 이를 위해 본 선박의 H8 위치의 PsSh, SbSh, PsHi, SbHi에서 계측된 변형률을 이용하여 상호 간의 상관관계를 분석하였다. 선체가 수직 굽힘 하중을 받는다면 양현 갑판에 설치된 PsHi, SbHi에서 측정된 변형률은 같은 방향성을 갖는 반면, 선체가 비틀림 하중을 받는다면 PsHi, SbHi에서 측정된 변형률은 반대 방향성을 갖는다. 이를 도식화하여 Fig. 9에 나타내었다.

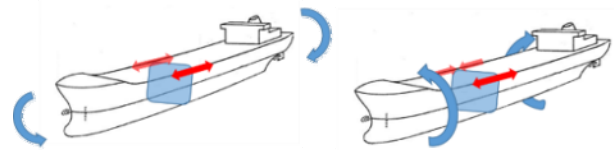


Fig. 9 Deck normal strain according to the vibration mode

앞의 내용을 수식으로 표현하면 식 (6)과 같다. PsHi(t)는 좌현 갑판부에서 측정된 변형률 신호를 의미하며 SbHi(t)는 우현 갑판부에서 측정된 변형률 신호를 의미한다. 양 현 갑판부에서 측정된 변형률 신호의 합인 Sum\_deck(t)의 경우 선체의 수직 굽힘을 판단 할 수 있는 지표가 되며, 양 현 갑판부 변형률 신호의 차인 Diff\_deck(t)은 비틀림과 수평 굽힘 응답을 판단 할 수 있는 지표가 된다. 따라서, 프레임 중앙부에서 측정된 전단 변형률 PsSh(t), SbSh(t)와 갑판부 변형률 Sum\_deck(t), Diff\_deck(t)과의 상관관계 분석을 통해 선체가 경험한 응답이 어디에 기인한 것인지를 유추할 수 있다. 만약 전단 변형률 PsSh(t)와 SbSh(t)의 시계열이 Sum\_deck(t)와 높은 상관관계를 갖는다면 선체의 응답은 수직 굽힘 하중의 영향을 크게 받았다고 판단할 수 있으며, Diff\_deck(t)와 상관관계가 높았다면 비틀림 응답의 영향을 크게 받았다고 판단 할 수 있다.

$$\begin{aligned} Sum\_deck(t) &= PsHi(t) + SbHi(t) \\ Diff\_deck(t) &= PsHi(t) - SbHi(t) \end{aligned} \quad (6)$$

Fig. 10 (a), (b)는 각각 유탄성 진동 응답 성분만을 필터링한 PsSh(t)와 Sum\_deck(t), Diff\_deck(t)와의 상관관계를 도식화 한 것이다. 마찬가지로 Fig. 10 (c), (d)는 SbSh(t)와 Sum\_deck(t), Diff\_deck(t)와의 상관관계를 도식화 한 것이다. 분석 결과 PsSh와 SbSh에서 계측된 변형률은 Sum\_deck(t)와 강한 음의 상관관계를 보였으며, Diff\_deck(t)와의 상관관계는 비교적 미미하게 나타났다. 이를 통해 해당 시간대에서의 선체의 응답은 수직 굽힘 하중의 영향을 크게 받았다고 판단하였다. Fig. 11은 다른 시간대에서의 변형률 간의 상관관계를 도식화한 것이다. Fig. 10과 마찬가지로의 결과를 확인할 수 있다.

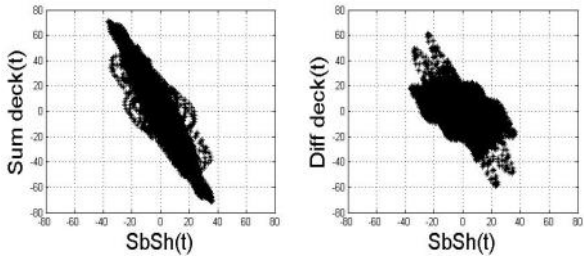
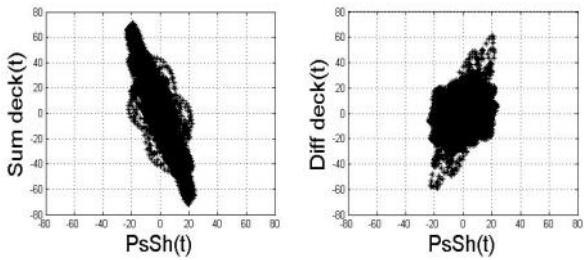


Fig. 10 Correlation plot of shear and deck strain (at 21:54 of 2007/12/23)

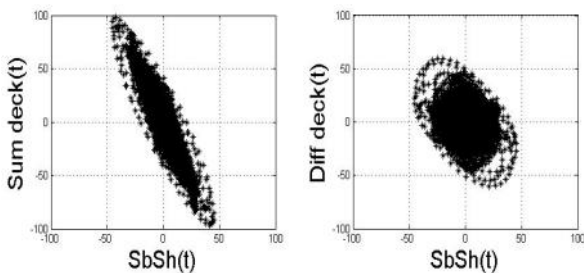
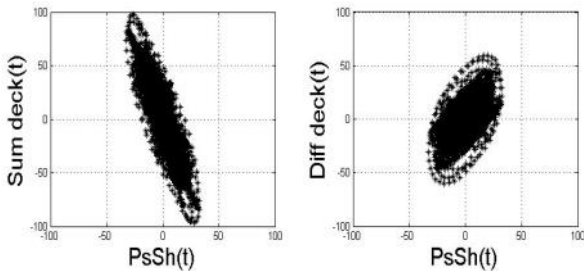


Fig. 11 Correlation plot of shear and deck strain (at 19:49 of 2008/03/16)

Fig. 12는 진동 응답이 컷던 207개의 시간대에서의 계측된 전단 변형률과 갑판부 변형률 사이의 상관관계 수치를 나타낸 것이다. Fig. 12 (a), (b)를 통해 좌, 우현에서 계측된 전단 변형률 (PsSh, SbSh)이 Sum\_deck과 높은 상관관계를 보인다는 것을 확인할 수 있으며 Fig. 12 (c), (d)를 통해 Diff\_deck과의 상관관계는 상대적으로 낮다는 것을 확인할 수 있다. 이를 통해 대상 선박은 측정 기간 동안 비틀림 하중보다는 수직 굽힘 하중을 주로 겪었을 것이라 판단하였다.

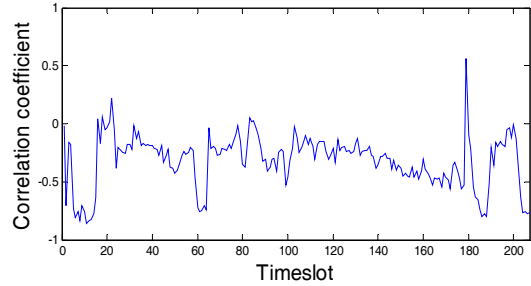
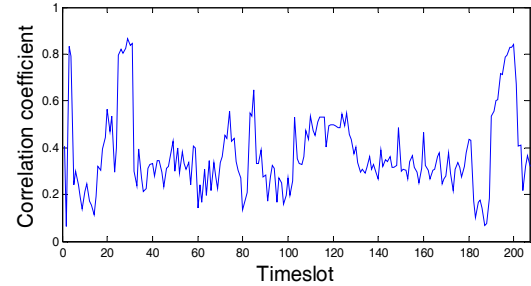
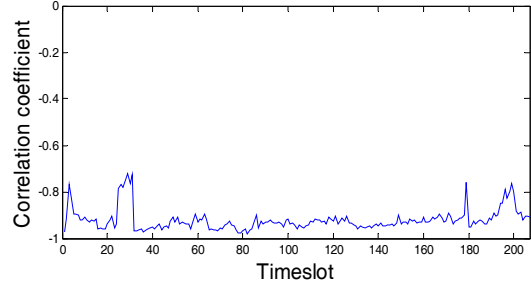
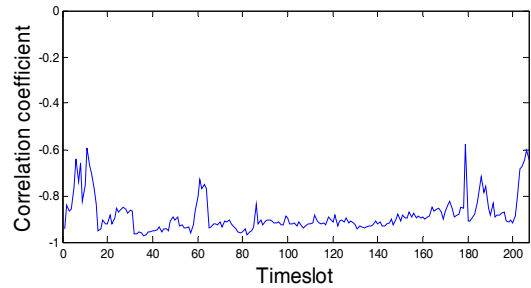


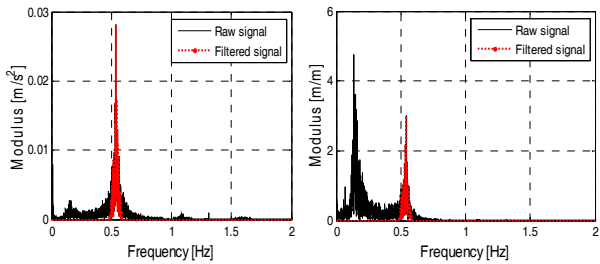
Fig. 12 Correlation coefficients between shear and deck strain

### 4.3 변형률 vs. 모드 시간 변조 상관관계 분석

여러 위치에서 측정된 가속도 신호를 POD 기법으로 분해하여 얻어진 모드의 시간 변조(time modulation)와, 선체 중앙부와 인접한 H6 PsH에서 계측된 변형률 신호의 시간이력 간의 상관관계를 비교 분석하였다. 분석에는 가속도의 2절점 수직 굽힘 (2-node)에 해당하는 모드의 시간 변조를 사용하였다.

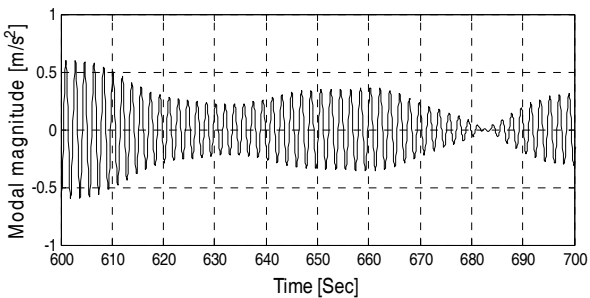
PsH에서 계측된 변형률의 유탄성 응답에 의한 진동 성분만을 비교하기 위해 대역필터를 적용하여 필터링하였다. Fig. 13은 2절점 수직 굽힘 모드의 시간 변조와 PsH에서 계측된 변형률 신

호를 주파수 영역으로 나타내어 같은 범위의 대역필터를 적용하여 필터링한 모습이다.

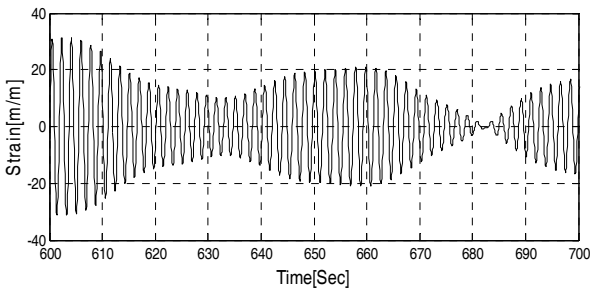


(a) 2-node vertical bending (b) Deck normal strain  
 Fig. 13 Filtering of modal magnitude and deck strain for vibration component (at 21:54 of 2007/12/23,  $\omega_c = 0.5385$ ,  $\Delta\omega_t = 0.025$ ,  $\Delta\omega_s = 0.03$ )

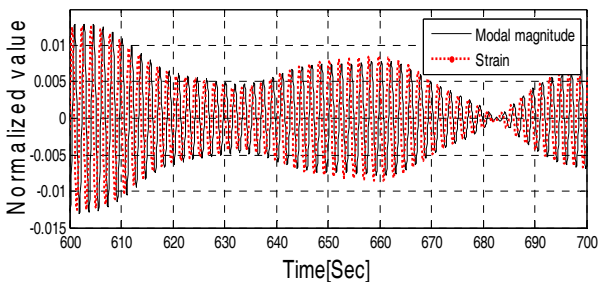
Fig. 14 (a), (b)는 각각 2절점 수직 굽힘 모드에 해당하는 가속도의 시간 변조와 PsHi에서 계측된 변형을 시계열을 유탄성 응답 영역만 필터링하여 나타낸 그림이며, Fig. 14 (c)는 앞의 두 시계열의 크기를 정규화하여 비교한 그래프이다.



(a) Modal magnitude of 2-node vertical bending mode



(b) Deck strain (H6 PsHi)



(c) Comparison of modal magnitude & strain after normalization

Fig. 14 Filtering time histories of modal magnitude and deck strain (at 21:54 of 2007/12/23)

Fig. 15는 가속도의 2절점 수직 굽힘의 시간 변조와 변형률 신호의 상관관계를 도식화 한 그래프이다. 상관계수  $r$ 이 1에 가까운 매우 큰 값을 갖는다는 사실에서 두 신호 간의 상관관계가 매우 강하게 나타난다는 것을 확인할 수 있다.

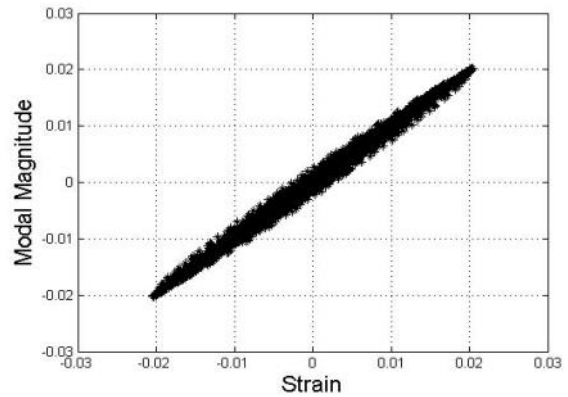


Fig. 15 Correlation between modal magnitude & deck strain ( $r=0.9964$ , at 21:54 of 2007/12/23)

Fig. 16은 선정한 207개의 시간대에 대해 가속도의 2절점 수직 굽힘의 시간 변조와 변형률 신호의 상관계수 값들을 나타낸 것이다. 선정한 전체 시간대에 걸쳐 상관계수의 값이 1에 근접하게 나타나므로 두 신호 사이의 상관관계가 매우 높다는 것을 확인할 수 있다.

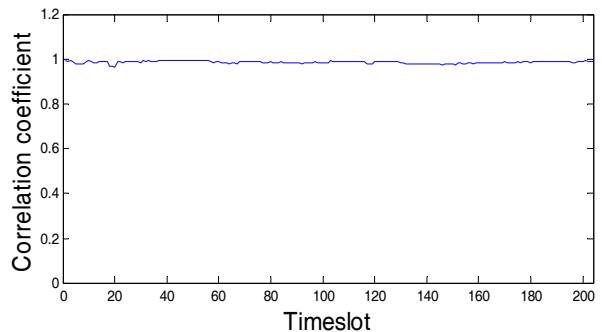


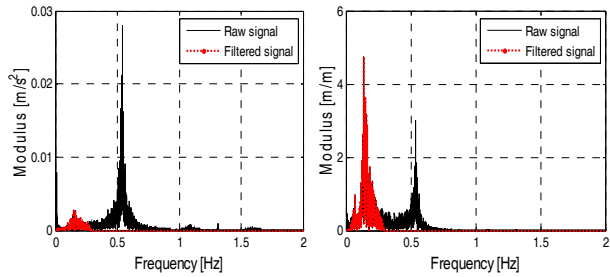
Fig. 16 Correlation coefficients between modal magnitude & deck strain

앞서 언급된 2절점 수직 굽힘 모드의 시간 변조와 변형률의 상관관계를 파랑 주파수 영역에서 분석하기 위해 다른 주파수 대역의 필터를 이용하여 필터링을 수행하였다. Fig. 17은 가속도의 2절점 수직 굽힘 모드 신호와 PsHi에서 계측된 변형을 주파수 영역으로 나타내어 같은 범위의 대역필터를 적용한 모습이다.

Fig. 18은 정규화 된 가속도의 2절점 수직 굽힘 모드의 시간 변조와 변형률 시계열을 비교한 그래프이며, Fig. 19는 두 신호의 상관관계를 도식화한 것이다. Fig. 18, Fig. 19를 통해 두 신호 간의 상관관계가 유탄성 진동 응답 영역에 비해 뚜렷하지 않음을 확인할 수 있는데, 이는 선체 갑판부에서 계측된 변형률 신

호가 선체의 글로벌 유탄성 진동뿐만 아니라 파랑 하중에 의한 국부 준정적 응답을 포함하고 있음을 의미한다.

시계열을 도출하여 응력의 국부최대치에 대한 초과확률 분포를 구하여 유탄성 응답이 최대 응력치에 미치는 영향을 파악해 보았다.



(a) 2-node vertical bending (b) Deck normal strain  
 Fig. 17 Filtering of modal magnitude and deck strain for wave frequency component (at 21:54 of 2007/12/23  $\omega_c=0.155$ ,  $\Delta\omega_l=0.095$ ,  $\Delta\omega_s=0.05$ )

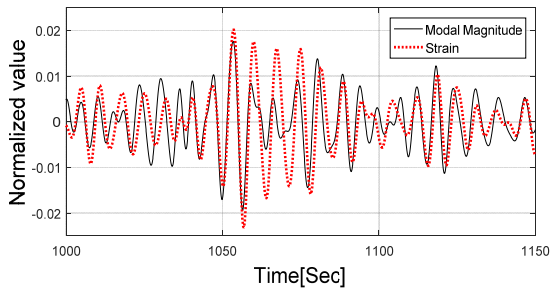


Fig. 18 Comparison of modal magnitude & deck strain for wave frequency component (at 21:54 of 2007/12/23 )

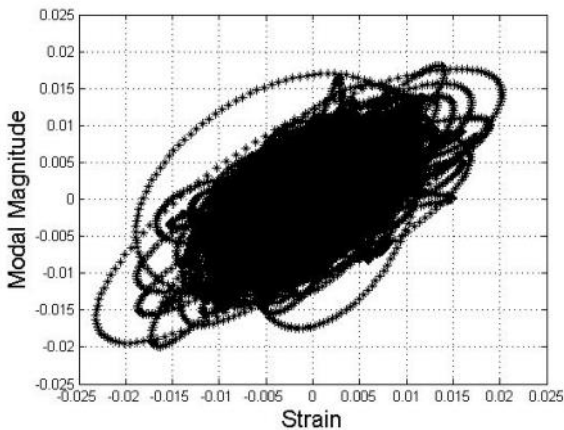
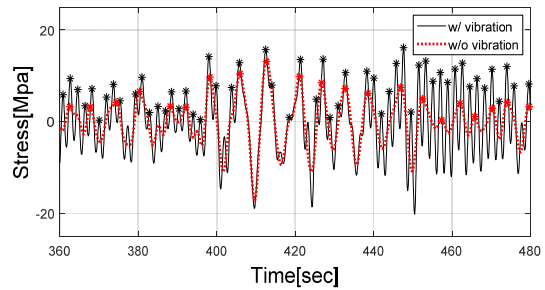


Fig. 19 Correlation between modal magnitude & deck strain for wave frequency component ( $r=0.6918$ , at 21:54 of 2007/12/23)

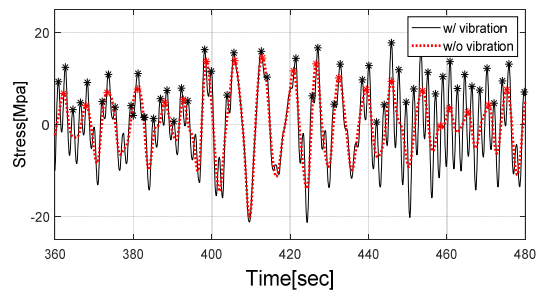
## 5. 피로 손상도 추정

### 5.1 초과확률 분포

피로 손상도 예측 이전에 계측된 변형을 신호로부터 응력의

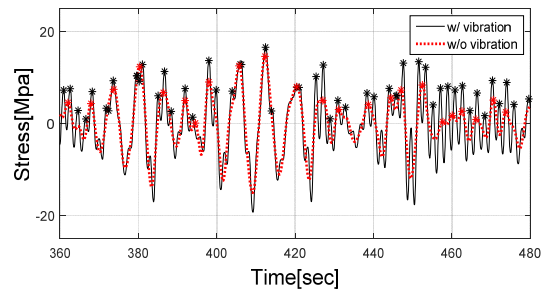


(a) Port side of H6 (PsHi)

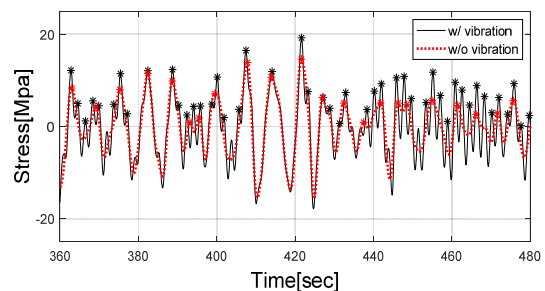


(b) Starboard side of H6 (SbHi)

Fig. 20 Stress time histories at deck of H6



(a) Port side of H8 (PsHi)



(b) Starboard side of H8 (SbHi)

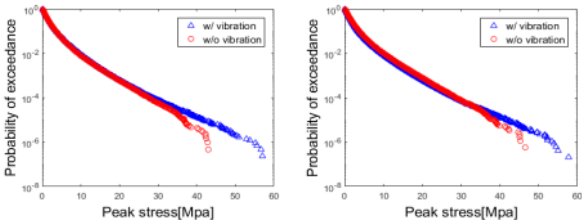
Fig. 21 Stress time histories at deck of H8

Fig. 20, Fig. 21은 H6, 8의 양 현 갑판에서 계측한 변형을 데이터에 강철의 탄성계수를 곱하여 구한 응력 시계열을 나타낸 것이다. 검은 색 그래프는 LBSG로부터 계측된 응력의 시계열을 나타낸 것이며, 붉은색 그래프는 대역필터를 통해 유탄성 응답에 의한 진동 성분을 제거한 후의 응력 시계열을 의미한다. 필터링 된



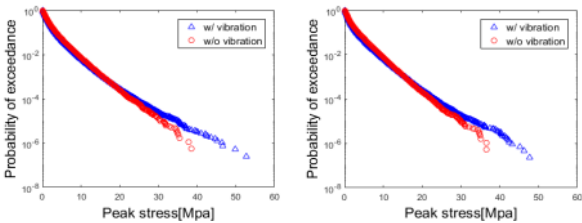
유탄성 응답에 의한 진동 성분의 주파수 범위는 0.4~3Hz이다. 유탄성 응답에 의한 진동 성분을 제거한 응력 시계열은 전반적으로 원래의 응력 시계열과 비슷한 개형을 띄었으나 부분적으로 진폭의 크기가 줄어들고 저주파수 성분만을 포함하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 22, Fig. 23은 앞서 도출한 응력 시계열들의 국부 최대치에 대한 초과확률(probability of Exceedance) 분포를 대수좌표계로 나타낸 것이다. 응력의 국부 최대치는 특정 하한치를 상회하는 값들만 선택하는 peaks over threshold method를 이용하여 선정하였으며, 하한치는 응력 시계열의 표준편차 값의 0.25배로 선정하였다. 그림에 도시된 바와 같이 동일한 확률레벨에서 유탄성 진동응답을 포함하는 응력의 국부 최대치가 유탄성 진동응답을 포함하지 않는 응력의 국부 최대치에 비해 상대적으로 크게 나타남을 확인할 수 있다.



(a) Port side of H6 (PsHi) (b) Starboard of H6 (SbHi)

Fig. 22 PoE of peak stresses at deck of H6 (Threshold = 0.25\*std)



(a) Port side of H8 (PsHi) (b) Starboard of H8 (SbHi)

Fig. 23 PoE of peak stresses at deck of H8 (Threshold = 0.25\*std)

Table 6 Maximum peak stress of 9 months return period

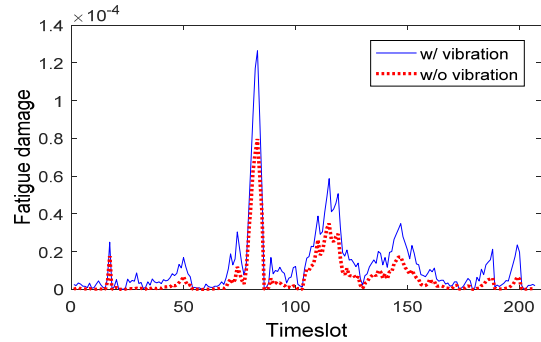
Sensor location		Maximum peak stress [MPa]	Percentage of increase [%]
H6 PsHi	w/ vibration	63.645	35.2
	w/o vibration	47.086	
H6 SbHi	w/ vibration	59.227	24.8
	w/o vibration	47.442	
H8 PsHi	w/ vibration	53.279	29.8
	w/o vibration	41.035	
H8 SbHi	w/ vibration	49.755	18.0
	w/o vibration	42.162	

Table 6은 계측 위치 별로 유탄성 진동 응답 성분이 포함되었을 때와 제외되었을 때의 응력의 국부 최대치의 최대값과, 유탄성 진동 응답 성분이 포함됨에 따른 응력의 국부 최대치의 최대값 및 그 증가율을 나타낸 것이다. 계측이 진행된 9개월 재현 주기 동안 응력의 국부 최대치의 최대값은 유탄성 진동 응답이 포함됨에 따라 최대 35%의 증가율을 보였다.

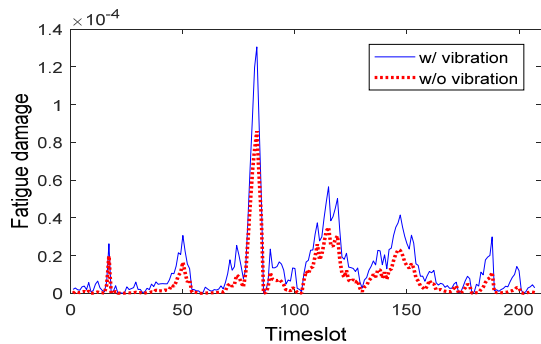
### 5.2 단기 피로 손상도 추정

유탄성 진동 응답이 컸던 207개의 시간대에 대하여 단기 피로 손상도를 계산하였다. 앞서 언급된 바와 같이 피로 손상도 계산을 위해 레인플로우 집계법을 이용하여 응력 사이클을 집계하였으며, DNV에서 제시한 용접 접합부에 대한 S-N 선도를 사용하였다. 또한 계측된 변형률을 응력으로 변환한 후 응력집중계수 2.0을 곱하여 적절한 용접 이음부를 대상으로 하는 것으로 가정하고 피로 손상도를 추정하였다.

Fig. 24, Fig. 25는 H6, H8 양현 갑판에서 측정된 변형률을 이용해 계산한 시간대 별 단기 피로 손상도를 나타낸다. x축은 선정된 시간대들의 색인 번호를 가리키며, y축은 해당 시간대에서 30분 동안의 단기 피로 손상도를 나타낸다. H6, H8 양현 갑판에서의 단기 피로 손상도는 시간대에 따라 크게 변화하는 것을 알 수 있으나, 그 변화양상은 대체적으로 비슷한 경향을 보임을 알 수 있다. 2절점 수직 굽힘 진동응답이 지배적임으로 인해 선체 중앙에 가까운 H6에서의 피로 손상도가 H8에서보다 상대적으로 높았다. 유탄성 진동 응답 성분의 유무에 따른 피로 손상도 차이 역시 네 곳 모두에서 뚜렷하게 나타났다.



(a) Fatigue damages at H6 PsHi



(b) Fatigue damages at H6 SbHi

Fig. 24 Short-term fatigue damages at deck of H6

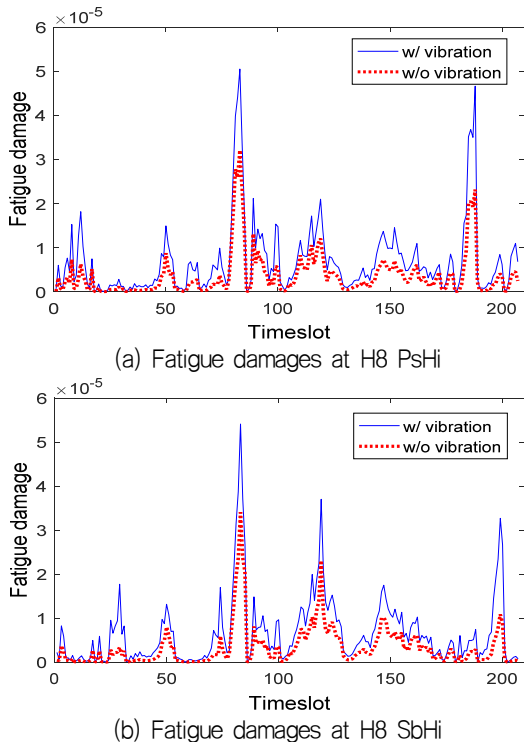


Fig. 25 Short-term fatigue damages at deck of H8

### 5.3 장기 피로 손상도 추정

유탄성 진동 응답이 컸던 207개의 시간대를 포함한 전체 9개월 동안의 계측 기간에 대한 피로 손상도 계산을 수행하고 장기 피로 손상도를 추정하였다. Fig. 26은 LBSG의 위치에 따른 피로 손상도 계산 결과를 도시한 그림으로 짙은색 막대 그래프는 계측된 응력 시계열의 피로 손상도를 계산한 값이며, 옅은색 막대 그래프는 유탄성 진동 응답 성분을 제거한 응력 시계열의 피로 손상도를 계산한 값을 나타낸다. 응력 시계열에 유탄성 응답에 의한 진동 성분이 포함됨에 따라 피로 손상도 값이 평균적으로 약 60% 상승하였으며, 이는 선박의 피로손상에서 유탄성 진동 응답의 기여도가 높다는 사실을 의미한다.

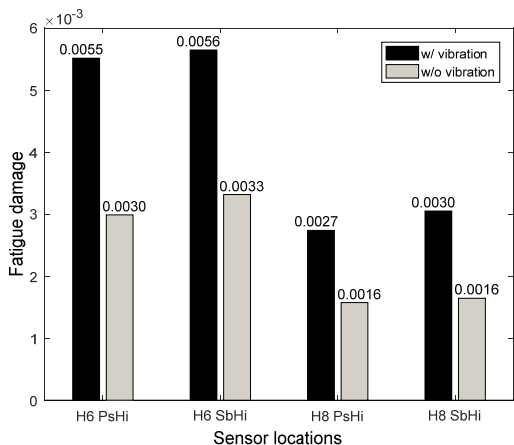


Fig. 26 Fatigue damages for entire measurement period

Table 7은 전체 계측 기간에 대한 피로 손상도를 토대로 20년 동안의 장기 피로 손상도 값을 예측한 것이다. 안전계수를 5로 가정하여도 피로 손상도 값이 1을 넘지 않으며, 이는 해당 선박의 피로 수명은 유탄성 응답을 고려하더라도 크게 문제되지 않음을 의미한다.

Table 7 Expected 20 year fatigue damages

	w/ vibration	w/o vibration	$100 * (D_{w \text{ vib}} - D_{w/o \text{ vib}}) / D_{w/o \text{ vib}}$
H6 PsHi	0.170	0.092	85 %
H6 SbHi	0.174	0.102	70 %
H8 PsHi	0.084	0.049	74 %
H8 SbHi	0.094	0.051	86 %

## 6. 결론

본 연구에서는 9,400TEU급 대형 컨테이너 선박의 실선 계측 데이터를 분석하여 변형률의 상관관계를 분석하고 피로 손상도를 추정하였으며, 그 결과 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 해당 선박의 Fr 75(cargo hold 8), Fr 100(cargo hold 6) 위치에서 변형률의 시간이력을 계측하였으며, 계측된 변형률 사이의 상관관계를 분석하였다. PsSh, SbSh에서 측정된 변형률 사이에는 양의 상관관계가 나타났으며, PsSh, SbSh의 변형률 모두 양현 갑판에서 측정된 변형률의 합과 강한 상관관계를 보였다. 이는 선박이 해당 시간대에서 비틀림 하중보다 수직 굽힘 하중의 영향을 더 크게 받았다는 것을 의미한다.
- POD 기법을 통해 분해된 가속도의 2절점 수직 굽힘 모드 분해 신호와 PsHi에서 계측된 변형률 시간이력 사이의 상관관계를 분석하였다. 두 신호의 유탄성 진동 응답 부분만 필터링하여 크기를 정규화하고 개형만을 분석했을 때 높은 상관관계를 보였다. 반면, 파랑 하중에 의한 응답 부분은 상대적으로 낮은 상관관계를 보였다. 이는 해당 선박의 유탄성 진동 응답은 대부분 수직 굽힘 모드에 기인하고 있음을 의미한다.
- 계측된 변형률 신호로부터 응력의 시계열을 도출하여 응력의 국부 최대치에 대한 초과확률 분포를 구하였다. 전체 측정 기간을 재현 주기로 갖는 최대 응력의 국부 최대치 값은 수직 굽힘에 의한 진동 성분을 포함할 때 최대 35% 증가하였다.
- 계측 시간대 별 단기 피로 손상도와 전체 측정 기간에 대한 피로 손상도를 계산한 결과 피로 손상도는 수직 굽힘에 의한 진동 성분을 포함할 때 약 60% 증가하였다. 이는 선박의 피로 손상에서 유탄성 진동 응답의 기여도가 높다는 사실을 의미한다.

## 후 기

본 연구는 현대중공업, 대우조선해양의 재정지원으로 수행된 연구의 일부이며 CMA-CGM 및 프랑스 선급과의 협업 하에 수행된 연구임을 밝힙니다. 관련 기관의 지원과 협조에 감사의 말씀을 드립니다. 본 연구는 산업통상자원부 해양플랜트 특성화대학의 지원을 통해 수행되었습니다.

## References

DNV, 2014. *Fatigue assessment of ship structures. Classification Notes No.30.7.* DNV: Norway.

Drummen, I. Wu, M.K. & Moan, T., 2009. Experimental and numerical study of containership responses in severe head seas. *Marine Structures*, 22, pp.172-193.

Feeny, B.F., 2002. On proper orthogonal coordinates as indicators of modal activity. *Journal of Sound and Vibration*, 255, pp.805-817.

Hirdaris, S.E. Bakkers, N. White, N. & Temarel, P., 2009. Service factor assessment of a great lakes bulk carrier incorporating the effects of hydroelasticity. *Marine Technology*, 46(2), pp.116-121.

Hong, S. Kim, B.W. & Nam, B.W., 2011. Experimental study on torsion springing and whipping of a large container ship. *In: Proceedings of the 21<sup>st</sup> International Offshore and Polar Engineering Conference*, Maui, Hawaii, USA, June 2011.

Iijima, K, Hermundstad, O.A., Zhu, S. & Moan, T., 2009. Symmetric and antisymmetric vibrations of a hydroelastically scaled model. *In: Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Conference on Hydroelasticity in Marine Technology*, Southampton, UK, September 2009, pp.173-182.

Jensen, J.J., 2009. Stochastic procedures for extreme wave load predictions – wave bending moment in ships. *Marine Structures*, 22(2), pp.194-208.

Kim, Y. Park, S.G. Kim, B.H. & Ahn, I. G., 2016. Operational modal analysis on the hydroelastic response of a segmented container carrier model under oblique waves. *Ocean Engineering*, 127, pp.357-367.

Lumley, 1970. *Stochastic tools in turbulence.* Academic Press: New York.

Matsuishi, M. & Endo, T., 1968. Fatigue of metals subjected to varying stress. *The Japan Society of Mechanical Engineers*, 68(2) pp.37-40.

Miyake, R. Matsumoto, T. Zhu, T. Usami, A. & Dobashi, H., 2009. Experimental studies on the hydroelastic response using a flexible mega-container ship model. *In: Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Conference on Hydroelasticity in Marine Technology*, Southampton, UK, September 2009, pp.161-171.

Miyake, R. Matsumoto, T. Yamamoto, N. & Toyoda, K., 2010. On the estimation of hydroelastic response acting on an ultra-large container ship. *In: Proceedings of the 20<sup>th</sup> International Offshore and Polar Engineering Conference*, Beijing, China, June 2010, pp.849-856.

Oka, M. Oka, S. & Ogawa, Y., 2009. An experimental study on wave loads of a large container ship and its hydroelastic vibration. *In: Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Conference on Hydroelasticity in Marine Technology*, Southampton, UK, September 2009, pp.183-191.

Remy, F. Molin, B. & Ledoux, A., 2006. Experimental and numerical study of the wave response of a flexible barge. *In: Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Conference on Hydroelasticity in Marine Technology*, Wuxi, China, September 2006, pp.255-264.

Storhaug, G., 2007. *Experimental investigation of wave induced vibrations and their effect on the fatigue loading of ships.* Norwegian University of Science and Technology: Norwegian.

