

# 화물 중량 분포 변화에 따른 초대형 컨테이너선의 피로 손상에 대한 연구

이민아\* · 최신표\*\* · 박준범\*\*\*†

\*, \*\* 한국해양대학교 항해학과 박사과정, \*\*\* 한국해양대학교 항해융합학부 교수

## A Study on ULCS Fatigue Damage Considering the Variation of Cargo Weight Distribution

Minah Yi\* · Shin-pyo Choi\*\* · Jun-bum Park\*\*\*†

\*, \*\* PhD Candidate, Division of Navigation Science, Korea Maritime &amp; Ocean University, Busan, Korea

\*\*\* Professor, Division of Navigation Science, Korea Maritime &amp; Ocean University, Busan, Korea

**요 약** : 선박의 피로 손상 해석에는 운항적인 요소를 고려한 매개 변수들을 포함하고 있다. 이러한 운항적인 변수들 때문에 설계 단계에서 예측하는 피로 손상도와 실제 운항 조건을 고려한 피로 손상도간의 차이가 발생한다. 마찬가지로 피로 해석에서 적재 하중 조건을 고려할 때 실제 컨테이너선은 다양한 적재 상태가 존재하지만 설계 단계에서 대표 하중 조건을 선택하여 피로 손상도를 계산한다. 실제 하중 조건과 설계시 하중 조건을 적용하였을 때 피로 손상 계산 결과의 차이가 예상됨에도 불구하고 컨테이너선의 하중 조건에 따른 피로 손상 기여도에 관한 연구는 거의 이루어지지 않은 실정이다. 본 연구에서는 컨테이너선의 화물 중량 분포를 변화시켰을 때 피로 손상 기여도를 분석하고자 하였다. 일반적으로 설계 단계에서 적용하는 하중 조건뿐만 아니라 다양한 하중 조건을 생성하고 유체동역학 계산으로 얻을 수 있는 선체 거더 하중 및 스펙트럴 피로 해석을 수행하여 얻은 피로 손상도를 확인하였다. 그 결과, 컨테이너선에서 화물 중량 분포 변화는 선체 거더 하중을 변화시켰으며 선체 거더 응력에 영향을 주어 피로 손상의 변화를 야기시키는 것을 알 수 있었다.

**핵심용어** : 스펙트럴 피로 해석, 초대형 컨테이너선, 적재하중 조건, 화물 중량 분포, 선체 거더 하중, 응력 RAO

**Abstract** : Fatigue damage analysis of ships includes parameters considering operational factors. Due to these operational variables, there is a difference between the fatigue damage estimated during the design stage and the actual accumulated fatigue damage. Likewise, there are various loading conditions for the real container ships, but at design stage the fatigue damage is calculated by applying the representative loading conditions. Moreover, although the difference in fatigue damages is expected when the actual and design loading conditions are applied, there are few studies on the contributions of the fatigue damage based on the loading conditions of container ships. In this paper, fatigue contributions were investigated from various cargo weight distributions. The hull girder loads calculated through seakeeping analysis and fatigue damages obtained by performing spectral fatigue analysis were identified under new loading conditions. As a result, it was found that the variation of cargo weight distribution in the container ship brought about changes in the hull girder loads and fatigue damage by affecting the hull girder stress.

**Key Words** : Spectral fatigue analysis, ULCS, Loading condition, Cargo weight distribution, Hull girder load, Stress RAO

### 1. 서 론

오늘날 대형 선박의 수요가 증가하면서 많은 연구자들이 대형 선박의 구조 건전성에 대한 관심을 보이고 있다. 특히

대형 선박에서 피로 손상에 의한 크랙이 자주 목격되면서 선박의 구조 건정성을 판단하기 위한 피로 손상 해석을 필수적으로 수행한다. 피로 손상은 선박이 운항하는 동안 선체에 가해지는 장기간의 응력 사이클이 누적되어 크랙을 발생시키는 것이며 피로 해석을 통해 피로 손상이 발생하는 시기를 예측하게 된다. 피로 손상 예측 방법 중 가장 정확한 방법은 시간 영역에서 응력 사이클을 직접 누적시키는 것이

\* First Author : lma7741@gmail.com

† Corresponding Author : jbpark@kmou.ac.kr, 051-410-4233

지만 많은 시간이 소요되기 때문에 선호되지 않는다. 해석 시간과 정확성면에서 합리적인 피로 해석 방법으로는 주파수 영역에서 응력 응답 스펙트럼을 계산하고 응력 범위 확률 분포 함수를 이용하는 스펙트럴 피로 해석이 있다 (Thompson, 2016). 운항중 예상되는 가장 강한 하중을 적용하는 구조 강도 해석에서의 응력 계산과 다르게 피로 해석을 위한 응력 계산은 선박의 운항 패턴에 대한 이해와 일생 동안 선체에 가해질 다양한 하중에 대한 해석이 필요하다. 따라서 많은 선급들에서 선박 피로 평가 절차서를 통해 합리적인 피로 해석을 위한 하중 조건들과 해석 범위들을 제시하고 있다(LR, 2009; DNV, 2020; ABS, 2016). 하지만 이렇게 선급에서 제시한 절차서는 설계 단계에서 참고하는 것으로 보수적인 해석 조건 및 변수를 일괄적으로 적용하는 경우가 대다수이다. 피로 해석을 위한 매개 변수로는 S-N Curve, 응력 범위 확률밀도함수, 파랑 분포도, 파랑 스펙트럼, 하중 조건, 선속 및 파향 등이 있다. 위의 언급한 매개 변수들에 따라 피로 손상도의 차이가 발생하기 때문에 선급의 피로 평가 절차서를 통해 계산한 피로 손상도는 실제 선박의 누적된 피로 손상도간의 차이가 발생할 수 있다. 많은 연구들에서 매개 변수들의 변화에 따른 피로 손상 기여도를 분석하기 위한 시도가 있었다. Magoga(2020)는 피로 해석시 일반적으로 사용되는 조건들로 계산한 피로 손상 값과 실측한 응력 값으로 계산된 피로 손상 값을 비교하여 매개 변수로 인한 차이가 발생할 수 있음을 보여주었다. Yosri et al.(2022)는 스펙트럴 피로 해석시 파랑 스펙트럼, 파향 그리고 선속을 다르게 적용하였을 때 계산되는 피로 수명의 차이를 비교 분석하였다. 특히, 선박이 실제 운항하는 해상 상태(파향, 파고, 파주기)에 대한 변수는 피로 손상도에 미치는 영향이 크기 때문에 선박이 조우하는 해상에 따른 피로 손상을 분석한 연구가 많이 존재한다. Mao et al.(2010)는 특정 선박의 실측 데이터를 이용하여 운항 해역 및 운항 패턴만을 변수로 한 단순 피로 손상 예측 모델을 제안하였다. Guachamin-Acero and Portilla-Yandun(2021)은 실제 수집한 해상 데이터인 2D Multi-modal 파랑 스펙트럼을 적용하였으며 일반적으로 사용되는 Uni-modal 파랑 스펙트럼을 적용하였을 때 피로 손상도와 비교하였다. Balli and Ward(2020)는 다양한 해상 상태에서 FPSO의 피로 손상을 계산하고 피로 손상을 줄일 수 있도록 선속미 방향을 제어하는 시스템을 제안하였다. 이처럼 선박의 운항 변수를 고려한 많은 연구들이 존재하지만 운항 변수중 하나인 하중 조건의 변화에 따른 피로 손상도에 관한 연구는 거의 이루어지지 않는 실정이다. 특히, 컨테이너선의 경우 항구에 입항할 때 마다 다른 하중 조건으로 운항을 하기 때문에 실제 하중 조건을 고려하기는 어렵다. 따라서 컨테이너선에 대한 대부분 피로 해석 과정은

구조홀수(Scantling draft)에 준하는 하중 조건과 각 화물의 중량을 균등한(Homogeneous) 중량으로 가정하여 하중 조건을 선정한다. 이러한 하중 조건은 설계 관점에서 충분히 보수적인 피로 손상 값을 낼 수 있다고 가정하여 결정된 것이다. 하지만 실제 운항에서 선적되는 컨테이너 화물 중량은 다양하며 Helo et al.(2021)의 논문을 보면 운송되는 컨테이너 화물 하나당 2톤에서 43톤까지 중량이 분포되어 있는 것을 알 수 있다. 실제 컨테이너선에서는 균등한 화물이 실리지 않기 때문에 종방향으로 다양한 무게 분포가 형성될 것이다. 본 논문에서는 컨테이너선의 해치 단위로 중량 분포가 달라질 때 피로 손상의 기여도를 알아보았다. 화물의 중량 분포가 달라질 때 피로 손상과 관련있는 주요 요소 중 하나는 선체 거더 하중이다. 파랑에 의해 발생하는 선체 거더 하중은 전단력, 굽힘 모멘트, 비틀림 모멘트가 있으며 이 하중들은 선체에서 받는 외부 압력 및 운동에 의한 관성력의 조합으로 발생한다. Li and Ringsberg(2012)는 컨테이너선의 변형률 실측 값을 통해 해석 위치마다 인장 응력에 주요 기인하는 선체 거더 응력 및 파향에 따른 피로 손상도를 분석하였다. 본 논문에서는 대형 컨테이너선의 주요 Hatch coaming top에서 스펙트럴 피로 해석과 함께 파향에 따라 발생하는 응력 응답과 하중 조건의 변화에 따른 선체 거더 하중을 조사하였다. Hatch coaming top은 주로 선체 거더 하중에 의해 응력이 발생하는 대표적인 피로 해석 관심 위치이다. 화물 중량 분포의 변화에 따른 Hatch coaming top의 피로 손상 기여도를 파랑 선체 거더 하중 및 응력의 경향과 관련지어 분석하였으며 최종적으로 컨테이너선의 화물 중량 분포가 피로 손상도에 영향을 주는 매커니즘을 제시하였다. 본 연구의 목적은 실제 운항에서 매개 변수가 될 수 있는 화물의 중량 분포가 피로 손상에 기여하는 정도를 파악하는 것이며 본 연구의 결과를 바탕으로 컨테이너 선박의 적재 계획시 특정 Hatch coaming top의 피로 손상을 최소화하는 적재 방법을 제안할 수 있다.

논문의 전개는 다음과 같은 순서로 진행된다. 2장에서는 선박의 스펙트럴 피로 해석 절차, 3장에서는 해석 대상과 해석 조건, 4장에서는 파랑에 따른 응력 응답 민감도 분석, 5장에서는 하중 조건에 따른 선체 거더 하중 경향 파악, 마지막으로 6장에서는 하중 조건에 따른 피로 손상도 값을 나타내었다.

## 2. 선박의 스펙트럴 피로 해석

### 2.1 선박의 스펙트럴 피로 해석

스펙트럴 피로 해석은 내항성능 해석과 구조 해석을 통해 선체가 받을 수 있는 응력 범위(Stress range)를 주파수 영역

화물 중량 분포 변화에 따른 초대형 컨테이너선의 피로 손상에 대한 연구

에서 계산하여 피로 손상을 예측하는 것이다. 선박이 받는 하중과 응력을 직접 해석하고 통계적인 방법을 적용하여 선박이 일생동안 받는 누적 피로 손상도를 계산하는 스펙트럴 피로 해석의 단계는 Fig. 1에 나타내었다. 전선 구조 모델의 모델링 중 화물의 중량 모델링은 하중 조건에 따라 생성되어 하중 조건에 따른 Case study를 수행하였다.

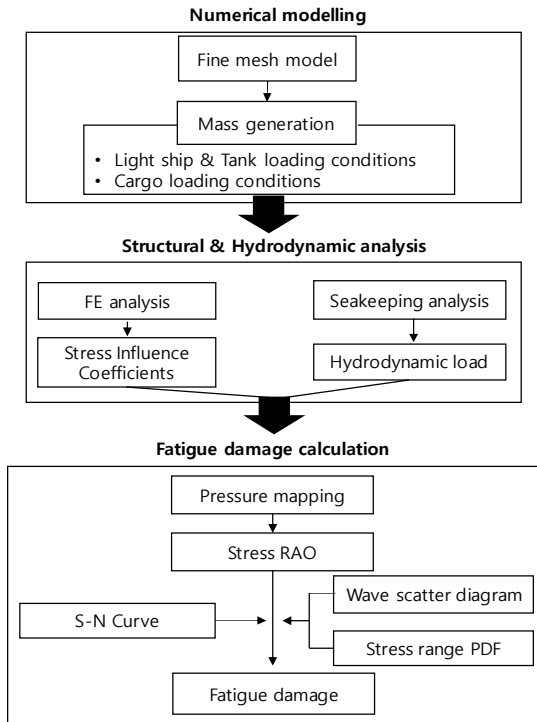


Fig. 1. Steps in performing the spectral fatigue analysis.

피로 손상 계산은 Palmgren-Miner rule과 S-N 선도를 기반으로 하여 선체에 가해지는 응력 사이클을 누적 시키는 것으로 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$D = n_T \int_0^\infty \frac{P(\Delta\sigma)}{N(\Delta\sigma)} d\Delta\sigma \quad (1)$$

$$= \frac{n_T}{K} \int_0^\infty P(\Delta\sigma) \Delta\sigma^m d\Delta\sigma$$

여기서,  $D$ 는 피로 손상도이며  $D=1$ 일 때 피로 크랙의 발생을 의미하며,  $n_T$ 는 선박이 일생 동안 받은 총 응력 사이클 횟수,  $\Delta\sigma$ 는 응력 범위,  $P(\Delta\sigma)$ 는 응력 범위에 대한 확률밀도함수,  $N(\Delta\sigma)$ 는 특정 응력 범위에서 크랙에 이르는 사이클 횟수를 의미한다.  $N(\Delta\sigma)$ 는 식(2)의 S-N 선도로 부터 얻을 수 있다. 식(2)의  $K$ 와  $m$ 은 피로 시험으로부터

얻은 재료 물성치 값으로 피로 손상 계산은 식(1)의 우측 식과 같이 S-N 선도의 매개 변수  $K$ 와  $m$ 에 대한 수식으로 나타낼 수 있다.

$$\text{Log}N(\Delta\sigma) = \text{Log}K - m\text{Log}(\Delta\sigma) \quad (2)$$

피로 손상 계산을 위한 S-N 선도 매개 변수는 LR 선급 (Lloyd's Register of Shipping)의 피로 손상 평가 절차서에서 제시한 값을 적용하였다(Fig. 2).

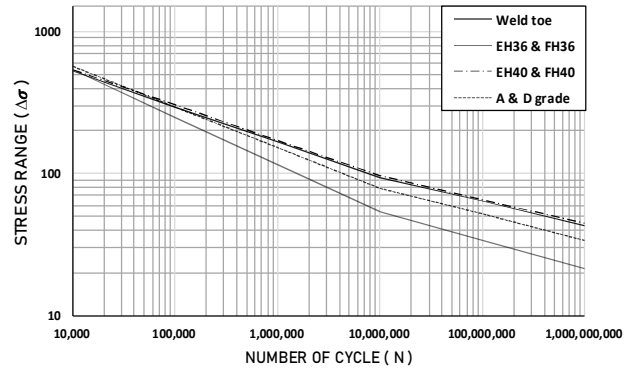


Fig. 2. S-N curve presented by LR.

스펙트럴 피로 해석은 선박이 일생 동안 받는 응력을 직접 계산할 필요가 있다. 따라서 유체 동적 하중을 구하기 위한 내항성능 해석과 응력 RAO(Response Amplitude Operator)를 얻기 위한 구조 해석이 요구된다. 단기 해석의 응력 응답은 식(3)처럼 파랑 스펙트럼과 응력 RAO의 합성곱으로 얻은 응력 응답 스펙트럼으로 나타낼 수 있다.

$$S_\sigma(\omega | H_s, T_z, \theta, v) \quad (3)$$

$$= |RAO_\sigma(\omega | \theta, v)|^2 S_w(\omega | H_s, T_z)$$

여기서,  $\omega$ 는 각 주파수,  $\theta$ 는 파향,  $v$ 는 선속을 의미하며  $H_s$ 와  $T_z$ 는 유의파고와 영점통과 파주기로 해상 상태를 나타내는 변수이다. 선형 해석 기반으로 얻은 응력 응답은 제로 평균인 정상상태(Stationary) 가우스 분포를 가정한 것으로 응력 범위 확률밀도함수를 Rayleigh 분포로 나타낼 수 있다. 이 때, 식(5)의  $n$ 차 스펙트럴 모멘트로 구해지는  $\lambda_0$  값은 응력 응답 스펙트럼의 면적에 해당되며 응력 응답 분포의 분산으로 고려되어 응력 범위 확률밀도함수를 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$P(\Delta\sigma) = \frac{\Delta\sigma}{2\lambda_0} \exp\left[-\frac{\Delta\sigma^2}{8\lambda_0}\right] \quad (4)$$

$$\lambda_n = \int_0^\infty \omega^n S_\sigma(\omega | H_s, T_z, \theta, v) d\omega \quad (5)$$

$n$ 차 스펙트럴 모멘트로부터 식(1)의 변수인  $n_T$ (총 응력 사이클 횟수)는 다음 식으로 구해진다.

$$v_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda_2}{\lambda_0}} \quad (6)$$

$$n_T = T v_0 \quad (7)$$

$v_0$ 는 영점 통과 파주기이며  $T$ 는 선박의 일생을 가정한 설계 수명을 의미한다.

응력 범위 확률밀도함수를 Rayleigh 분포로 가정한 식(4)를 식(1)에 대입한 협대역 피로 손상도는 Fig. 2의 Two-slop S-N 선도를 적용하여 식(8)과 같이 계산할 수 있다.

$$D_{NB} = n_T \left[ \frac{(2\sqrt{2\lambda_0})^{m_1}}{K_1} \Gamma\left(1 + \frac{m_1}{2}, \left(\frac{s_0}{2\sqrt{2\lambda_0}}\right)^2\right) + \frac{(2\sqrt{2\lambda_0})^{m_2}}{K_2} \gamma\left(1 + \frac{m_2}{2}, \left(\frac{s_0}{2\sqrt{2\lambda_0}}\right)^2\right) \right] \quad (8)$$

$$s_0 = 10^{\frac{(\log K - 7)}{m}} \quad (9)$$

$s_0$ 는 Two-slop S-N 선도의 기울기가 바뀌는 응력 범위를 의미한다. 일반적으로  $s_0$ 는  $N(\Delta\sigma)$ 이  $10^7$ 일 때의 응력 범위 값으로 하며 식(9)와 같이 계산된다.  $\Gamma$ 와  $\gamma$ 는 각각 상부 및 하부 불완전 감마 함수를 의미한다.

그러나 Rayleigh 분포는 협대역성 피로 손상 모델로 알려져 있다. 따라서 피로 손상 계산을 위한 응력 범위 확률밀도 함수를 Rayleigh 분포로 가정하였을 경우 분포의 광대역성을 반영하지 못하므로 응력 응답이 광대역 분포를 가질 경우 보수적인 피로 손상 결과를 낼 수 있다. 그렇기 때문에 광대역 분포를 반영할 수 있는 대안으로 Wirsching and Light(1980)가 제안한 Wirsching-Light 피로 손상 모델을 사용할 수 있다. Wirsching-Light 피로 손상 모델은 식(10)과 같이 식(8)의 협대역 피로 손상 모델에 수정 계수  $\rho$ 를 곱하여 광대역 특성을 나타낸 것으로 수정 계수  $\rho$ 는 스펙트럴 모멘트와 S-N 선도 기울기  $m$  값을 사용하여 식(11)~식(15)로 계산된다.

$$D_{WB} = \rho \cdot D_{NB} \quad (10)$$

$$\rho = a + (1-a)(1-\epsilon)^b \quad (11)$$

$$a = 0.926 - 0.033m \quad (12)$$

$$b = 1.587m - 2.323 \quad (13)$$

$$\epsilon = \sqrt{1 - \alpha_2^2} \quad (14)$$

$$\alpha_n = \sqrt{\frac{\lambda_n^2}{\lambda_0 \lambda_{2n}}} \quad (15)$$

여기서,  $\epsilon$ 은 광대역 계수로 분포의 광대역성을 판단할 수 있으며 분포가 광대역성이 커질수록 큰 값을 갖게 된다. 식(14)에서  $\alpha_2$ 는 식(15)에서 0, 2 그리고 4차 스펙트럴 모멘트로 계산된다.

### 3. 피로 손상 계산

#### 3.1 대상 선박 및 해석 위치

대상 선박은 16,000 TEU 급의 대형 컨테이너선이며 Table 1은 대상 선박의 제원을 보여준다. 피로 손상 해석을 수행할 위치는 Fig. 3에서 보여지는 Hatch coaming top을 선정하였다. 컨테이너선처럼 넓은 개구부를 갖는 선체 구조일 때 Hatch coaming top은 응력이 집중되는 지역이며 두꺼운 철판으로 이루어졌기 때문에 유지 보수 관리에 대한 어려움이 있어 컨테이너선의 피로 평가에서 필수적으로 해석을 수행하는 위치이다. 선체 거더 하중의 입장에서 Hatch coaming top은 굽힘 모멘트 하중과 비틀림 모멘트 하중이 집중되는 위치이다. 대상 Hatch coaming top의 위치는 연돌과 거주구역 같이 구조물 주변으로 부재의 강성 및 횡단면 계수의 변화가 발생하는 곳을 포함한 취약한 위치 4곳을 선정하였다. Fig. 3에서 나타낸 총 HC1-HC4의 구체적인 위치는 Table 2와 같다. 해석 위치에 대한 핫스팟 응력을 계산하기 위해 Fig. 4와 같이 해석 위치의 요소 크기를 판의 두께 사이드( $t$ )인  $t \times t$ 로 상세 모델링을 수행하였으며 2D 요소(Element) 모서리에 Dummy rod 요소를 생성하여 유한요소 해석을 수행하였다. Dummy rod 요소는 Strain gauge 역할을 하는 것으로 Rod 요소의 단면을 아주 작은 직경으로 생성하여 강성에 영향을 거의 안주고 2D 요소의 모서리 변위를 반영한 축응력을 나타낼 수 있다.

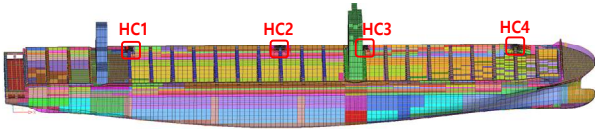


Fig. 3. Ship's profile & analysis location.

Table 1. Ship's particular

Length over all	395.0 m
Length between perpendiculars	380.0 m
Breadth	54.0 m
Depth	28.5 m
Scantling draft	16.0 m
Design draft	14.5 m
Service speed	15.8 knot

Table 2. Analysis location details

Analysis location	Description	Distance from AP
HC1	I.w.o. E/R	0.20 L
HC2	Midship	0.47 L
HC3	I.w.o. Accomodation	0.62 L
HC4	Fore side	0.88 L

I.w.o: In way of

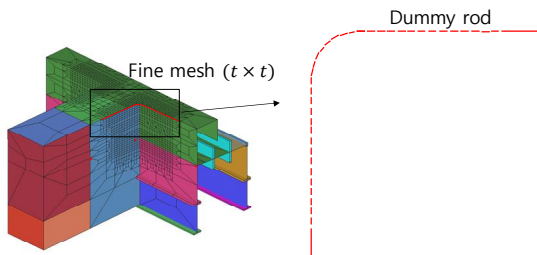


Fig. 4. Fine mesh modeling of critical area.

### 3.2 내항성능 해석

내항성능 해석은 LR사의 Waveload-FD를 이용하여 주파수 영역에서 3D 패널 선형 해석을 하였으며 동적 하중의 응답은 RAO로 식(16)~식(17)과 같이 복소수 형태로 나타낼 수 있다. 내항성능 해석 조건은 Table 3을 적용하였다. 파향의 정의는 선미에서 선수를 향하는 쪽을 0도로 하며 Fig. 5와 같다. Fig. 5에서 좌현 Hatch coaming top을 해석 위치로 선정하였기 때문에 좌·우현에 대한 유체 압력 하중이 구별될 필요가 있다.  $H$ 는 RAO를 나타내며  $\xi$ 는 진폭,  $z$ 는 위상각이다.

$$H(\omega | \theta, v) = |\xi| e^{-iz} \quad (16)$$

$$z = \arctan\left(\frac{-Im[\xi]}{Re[\xi]}\right) \quad (17)$$

Table 3. Seakeeping analysis condition

Wave frequency	0.2 ~ 1.2 rad/s (increment 0.02 rad/s)
Wave heading	0 ~ 360 degree (increment 20 degree)
Ship's speed	0 ~ 23 knots (for uniform increments)
Roll damping ratio	10 %

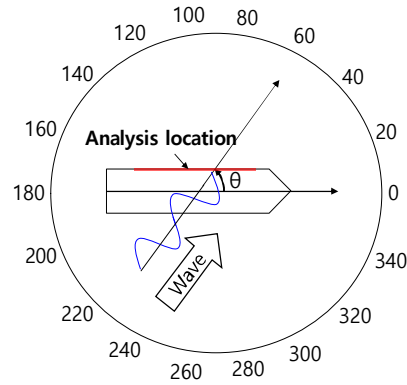


Fig. 5. Definition of wave direction

### 3.3 구조 해석

내항성능 해석을 통해 얻은 동적 하중을 구조 모델에 적용하여 응력 RAO를 얻을 수 있다. 동적 하중을 직접 적용하여 구조 해석을 수행할 경우 Table 3의 해석 범위를 생각하였을 때 해석 시간이 많이 필요하다. 따라서 단위 하중에 대한 응력 값인 구조영향계수를 이용하였다. 구조영향계수는 전선 구조 모델에서 유체 동적 하중이 가해지는 요소에 단위 하중을 가해 구해진 응답 값이다. 본 연구에서는 유한 요소 해석 프로그램인 MSC사의 Nastran을 이용하여 전선 구조 모델의 선체 외판 패널에 단위 하중을 적용한 총 9,497개의 Load case에 대한 구조영향계수를 획득하였다. 식(18)과 같이 구조영향계수에 내항성능 해석을 통해 얻은 하중으로 스케일링하고 선형 합산(Linear summation)을 하면 해석 위치에 대한 응력 RAO를 구할 수 있다. 각 패널의 응답에 스케일링을 하기 위해 Hydro mesh 모델에서 전선 구조 모델로 Pressure mapping을 수행하였고 Fig. 6에서 내항성능 해석의 외부 유체 압력이 전선 구조 모델에 전달된 것을 볼 수 있다.

$$\sigma(\omega, \theta, v) = \sum_{i=1}^n C_i H(\omega, \theta, v) \quad (18)$$

$\sigma$ 는 응력 RAO,  $C_i$ 는 각 패널  $i$ 에 대한 구조영향계수,  $n$ 은 총 Load case,  $H$ 는 내항성능 해석을 통해 얻은 유체 하중 RAO를 의미한다.

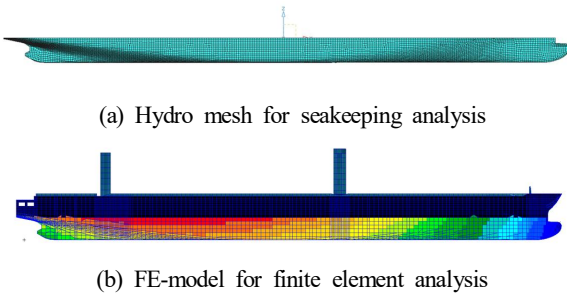


Fig. 6. Pressure mapping contour on FE-model.

### 3.4 해상 상태

선박이 조우하는 해상 상태는 파랑 분포도와 파랑 스펙트럼으로 적용할 수 있다. 파랑 스펙트럼은 주파수 영역에서 규칙파를 중첩시켜 불규칙파를 나타낸 에너지 스펙트럼이다. 피로 해석시 적용하는 파랑 스펙트럼에 따라 피로 손상도가 달라질 수 있다. 본 연구에서는 완전히 발달된 해상 상태로 알려진 PM 스펙트럼(Pierson-Moskowitz spectrum)을 식(19)~식(21)과 같이 Cosine-square 방향 분포함수를 곱하여 단파정으로 적용하였다. 피로 해석시 자주 이용되는 PM 스펙트럼과 북대서양을 대표하는 스펙트럼인 JONSWAP(Joint

North Sea Wave Project) 스펙트럼을 Fig. 7에서 비교하였을 때 PM 스펙트럼은 JONSWAP 스펙트럼보다 광대역 분포의 특성을 지니고 있다.

$$S_W(\omega) = \frac{H_s^2}{4\pi} \left(\frac{2\pi}{T_z}\right)^4 \omega^{-5} \exp\left[-\frac{1}{\pi} \left(\frac{2\pi}{T_z}\right)^4 \omega^{-4}\right] \quad (19)$$

$$S_W(\omega, \theta) = S_W(\omega) D(\omega, \theta) \quad (20)$$

$$D(\theta) = \begin{cases} \frac{2}{\pi} \cos^2(\theta - \theta_0) & (-\frac{\pi}{2} + \theta_0 < \theta < \frac{\pi}{2} + \theta_0) \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (21)$$

방향 분포 함수인  $D(\theta)$ 에서  $\theta_0$ 는 주파향을 의미하며 분포는 주파향을 기준으로 +90°에서 -90°까지 고려하였다.

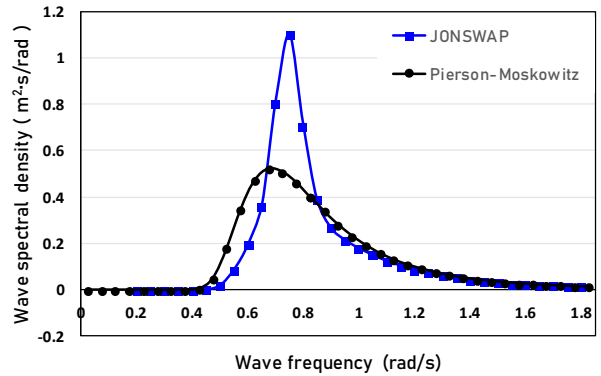


Fig. 7. PM & JONSWAP Wave spectrum.

Table 4. Wave scatter diagram for world wide trade

$H_s$ (m)	Zero crossing wave period $T_z$ (sec)													
	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5
1	311	2734	6402	7132	5071	2711	1202	470	169	57	19	6	2	1
2	20	764	4453	8841	9045	6020	3000	1225	435	140	42	12	3	1
3	0	57	902	3474	5549	4973	3004	1377	518	169	50	14	4	1
4	0	4	150	1007	2401	2881	2156	1154	485	171	53	15	4	1
5	0	0	25	258	859	1338	1230	776	372	146	49	15	4	1
6	0	0	4	63	277	540	597	440	240	105	39	13	4	1
7	0	0	1	15	84	198	258	219	136	66	27	10	3	1
8	0	0	0	4	25	69	103	99	69	37	17	6	2	1
9	0	0	0	1	7	23	39	42	32	19	9	4	1	1
10	0	0	0	0	2	7	14	16	14	9	5	2	1	0
11	0	0	0	0	1	2	5	6	6	4	2	1	1	0
12	0	0	0	0	0	1	2	2	2	2	1	1	0	0
13	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
Sum	331	3559	11937	20795	23321	18763	11611	5827	2480	926	313	99	29	9

파랑 분포도는 Table 4에 나타낸 DNV(Det Norske Veritas) 선급의 World wide trade 파랑 분포도를 사용하였으며 각 해상 상태의 발생 확률은 Fig. 8과 같다.

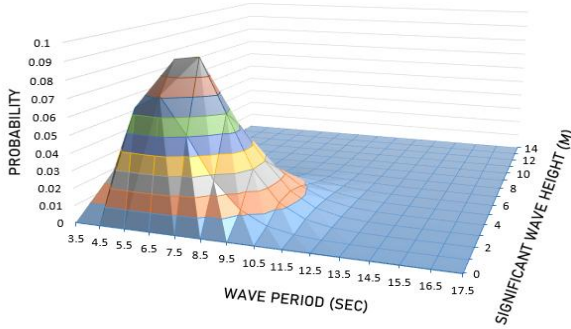


Fig. 8. Wave occurrence probability.

### 3.5 선체 중량 모델링

선박의 중량에는 선체, 의장품, 탱크 적재 하중 그리고 화물 중량을 포함하고 있다. 본 연구의 매개 변수인 화물을 제외한 상태의 하중 조건은 복원성 계산서에서 제시된 Fig. 9의 중량 분포를 사용하였다. Fig. 9의 중량 분포를 전선 구조 해석 모델에 Point mass 요소를 이용하여 모델링 하였다. 모델에 대한 검증을 하기 위해 Table 5에서 중량 모델링을 수행한 전선 구조 모델과 복원성 계산서에서 제시한 무게중심 및 총 중량을 비교하여 99% 일치하는 것을 확인하였다. 전선 구조 모델의 TCG의 경우 좌현 Hatch coaming top을 상세 모델링하였기 때문에 무게중심이 완벽한 좌우 대칭이 아니지만 무시할 정도의 오차이다.

화물 중량 모델링은 Point mass 요소와 Interpolation constraint 요소의 결합으로 모델링하였다. 이 방식은 선체의 운동으로 발생하는 화물의 관성력이 선체 구조에 적절하게 전달되도록 화물 중량을 모델링해야 한다. 위의 요소로 모델링한 전선 구조 모델의 모습은 Fig. 10과 같다.

Table 5. Verification of hull mass modeling

	Weight (ton)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)
Trim & Stability	68973.9	177.98	0	18.32
FE-model	68971.2	177.40	-0.008	18.19
Difference (%)	0.0 %	0.3 %	0.0 %	0.7 %

LCG: Longitudinal Center of Gravity

TCG: Transverse Center of Gravity, VCG: Vertical Center of Gravity

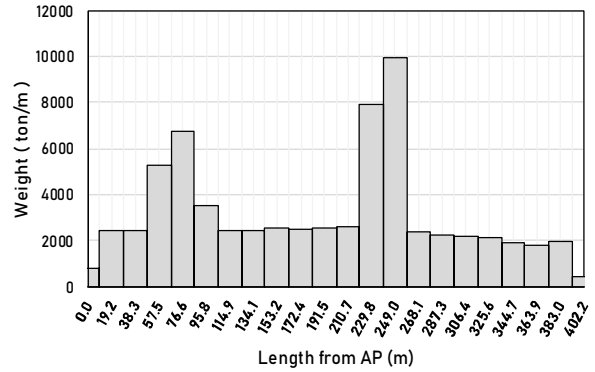


Fig. 9. Mass distribution of the ship w/o cargo.

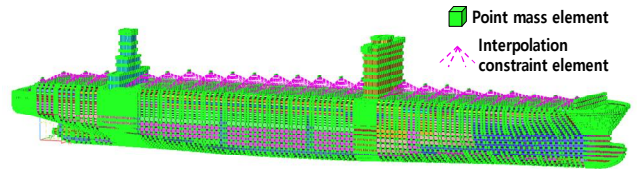


Fig. 10. FE-model covered with mass elements.

### 3.6 Loading condition

일반적으로 설계 단계에서 피로 해석시 적용하는 하중 조건은 최대 중량 또는 정수중 최대 굽힘 응력이 발생하는 만재 하중 조건이다. 또한 컨테이너 화물의 경우 화물의 개별적인 중량을 모두 균등한(Homogeneous) 중량으로 가정하여 하중 조건을 생성한다. 하지만 실제 운항에서 화물들의 중량이 균등하게 적재되는 경우는 거의 존재하지 않는다. 본 연구에서는 특정 Hatch의 화물을 가벼운 화물로 대체하여 전체 균등한 중량 분포에 변화를 주었다. Fig. 11과 같이 선미, 중앙, 거주구역 그리고 선수부 부근의 화물 중량을 조정하여 총 5 가지의 하중 조건을 생성하였다. Fig. 11에서 Case1은 균등한 화물 중량의 하중 조건이며 나머지 하중 조건은 그림과 같이 노란색 위치에 가벼운 화물을 배치하여 생성하였다. 균등한 화물의 중량은 12 ton/TEU이며 가벼운 화물의 중량은 6 ton/TEU이다. 각 하중 조건에 따른 선박 중방향의 화물 중량 분포는 Fig. 12에 나타내었으며 각 중량 분포에 따른 선박의 체원은 Table 6과 같다. 가벼운 화물은 특정 중방향 위치 에서 중량의 변화량을 상징하며 균등한 중량인 Case1을 기준으로 Case2-Case5를 비교한다면 특정 Hatch에 무거운 화물로 대체되었을 때 결과 또한 유추할 수 있다.

## 4. 응력 전달 함수

### 4.1 응력 RAO

Hatch coaming top위치에 따라 응력 RAO는 좌향마다 다르게 나타난다. Fig. 13~Fig. 16에서는 각 위치에 따른 응력 RAO를 좌향에 따라 나타내었으며 응력 RAO는 균등 화물 하중 조건인 Case1의 선속 0노트일 때이다. 하중 조건이 바뀐다면 진폭의 크기가 변화될 수 있지만 선속이 바뀌면 하중이 가해지는 매커니즘이 달라지기 때문에 좌향에 따른 응력 RAO의 모양이 달라질 수 있다. Fig. 13에서 HC1위치의 응력 RAO는 다른 위치에서보다 대체적으로 높은 진폭값이 나타났다. 특히, 사파에서 높은 응력 진폭이 나타났으며 좌향 0도와 180도에서 상당히 낮은 응력 진폭이 나타났다. Fig. 14에서 HC2위치는 선수미 방향 주변 좌향에서 응력 진폭이 높았으며 횡과 주변(80~100도 및 260~280도)에서 낮은 응력 진폭 값을 보였다. Fig. 15에서 HC3위치는 거주구역 앞 쪽으로 HC1의 응력 RAO 형태와 마찬가지로 주로 선수 사파에서 응력 진폭이 크게 나타났다. HC4의 응력 RAO는 다른 위치보다 전체적으로 낮은 응력 진폭 값을 보였다.

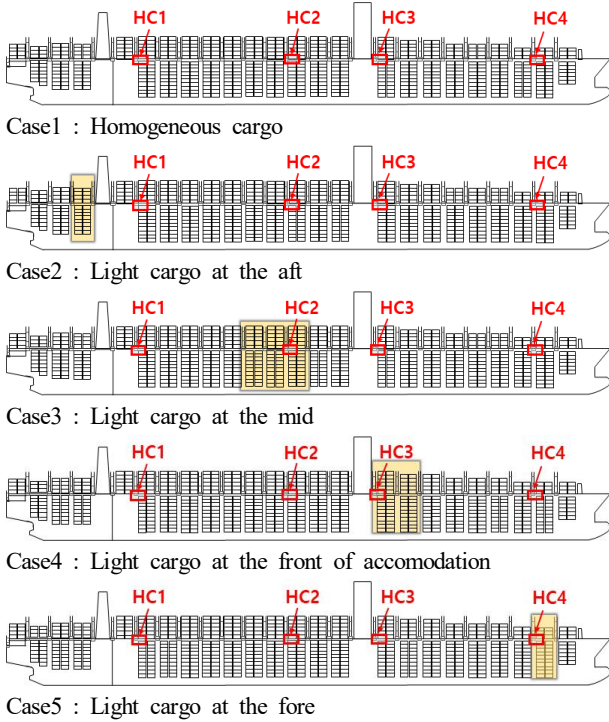


Fig. 11. Load case.

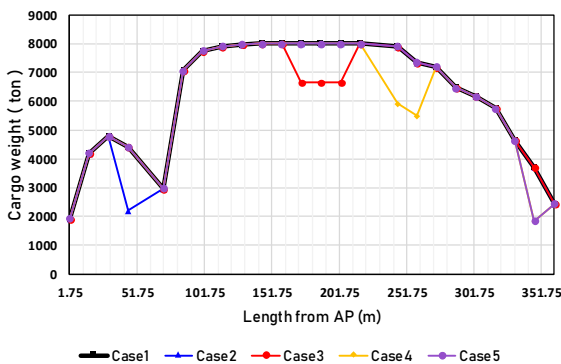


Fig. 12. Cargo mass distribution for each load case.

Table 6. Static weight conditions for each load case

	Displacement (ton)	Mean draft (m)	Trim (m)	LCG (m)	VCG (m)	GM (m)
Case1	217,206.4	14.7	0.7	183.5	23.6	3.62
Case2	214,998.6	14.6	0.1	184.9	23.6	3.76
Case3	213,210.6	14.5	0.8	183.4	23.6	3.76
Case4	213,396.6	14.5	1.3	182.2	23.6	3.82
Case5	215,346.6	14.6	1.4	182.1	23.6	3.78

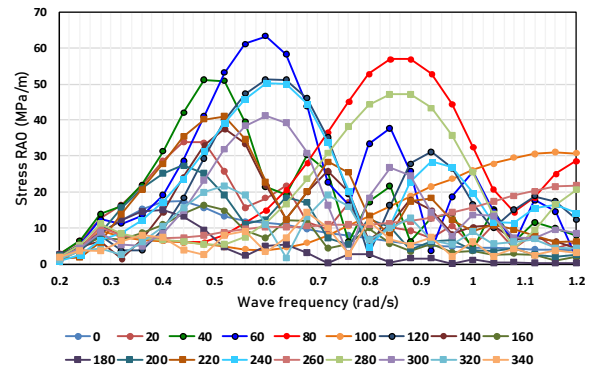


Fig. 13. Stress RAO at HC1.

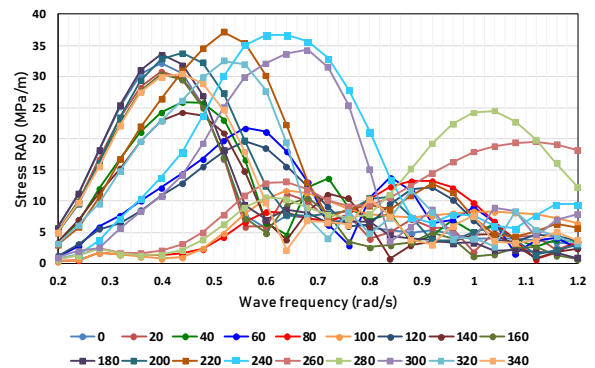


Fig. 14. Stress RAO at HC2.



## 화물 중량 분포 변화에 따른 초대형 컨테이너선의 피로 손상에 대한 연구

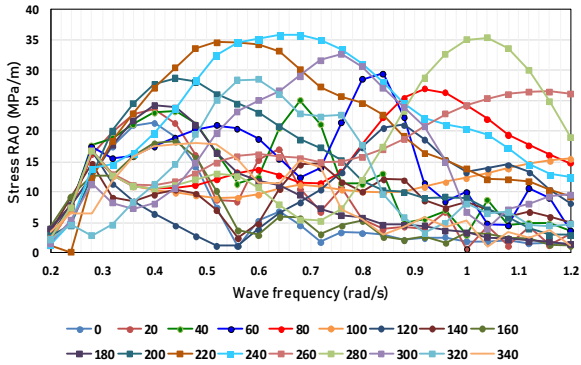


Fig. 15. Stress RAO at HC3.

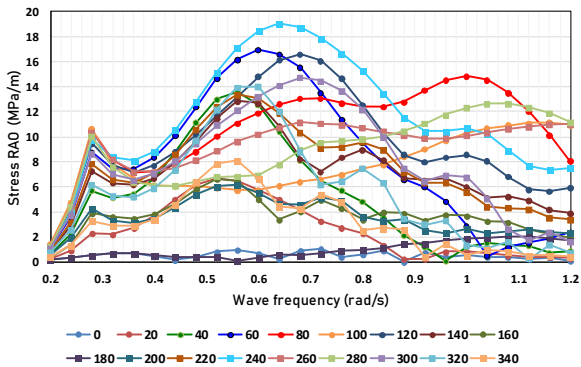


Fig. 16. Stress RAO at HC4.

식(8)에 의한 피로 손상도는 응력 0차 스펙트럴 모멘트 ( $\lambda_0$ )와 직접적으로 관련이 있으며,  $\sqrt{\lambda_0}$ 에 S-N 선도의 기울기 값  $m$ 차승으로 비례하여 피로 손상도가 계산된다. 따라서 파향에 따른 0차 스펙트럴 모멘트를 분석하여 해석 위치의 피로 손상도에 미치는 파향의 영향을 직접 확인하였다. Fig. 17~Fig. 20에서는 선속 0노트일 때, Fig. 21~Fig. 24에서는 선속이 23노트일 때 응력 0차 스펙트럴 모멘트를 나타내었다.

HC1과 HC3는 사파에서, HC2는 선수미파에서 응력 0차 스펙트럴 모멘트가 주로 분포되어 있었다. 선속 0노트에서 HC1과 HC3를 비교하였을 때 HC1의 응력 스펙트럴 모멘트가 대체적으로 컸으며 HC1에서는 선미 우현 사파(60도)에서 높은 응력 값이 분포되어 있었고 HC3에서는 선수 좌현 사파(240도)에서 높은 값을 보이고 있어 파향에 대해서 정반대의 경향을 띄고 있었다. 선속이 증가하는 경우 HC1는 선미 사파에 대한 응력이 줄어들었으나 HC3에서는 선미파 주변으로 응력 스펙트럴 모멘트가 증가하였다. 또한 HC2에서는 선속이 증가할 때 선수 파랑 주변으로 응력 스펙트럴 모멘트가 크게 증가하였다.

응력 0차 스펙트럴 모멘트의 크기는 응력 RAO의 진폭 뿐만 아니라 침두 값이 발생하는 침두 주파수와 관련이 있다. 장기 해석시 Table 4의 파랑 분포도를 적용한다면 발현 빈도수가 가장 높은 파주기 7.5초(0.84 rad/s)가 피로 손상도에 가장 큰 기여를 한다고 볼 수 있다. 따라서 HC2를 제외한 나머지 위치에서 모두 파주기 7.5초 주변에서 가장 큰 응력 0차 스펙트럴 모멘트가 발생한 사실이 피로 손상도의 기여도를 파악하는 것에 중요한 요점이 될 수 있다.

## 5. 화물 중량 분포에 따른 선체 거더 하중

### 5.1 선체 거더 하중 해석

선체 거더 하중은 내항성능 해석을 통해 얻어지며 선박의 종방향 중량 분포와 관련이 있다. 파도에 의한 외부 압력과 운동에 의한 관성력의 조합에 의해 선체는 수직 전단력, 굽힘 모멘트, 비틀림 모멘트의 하중을 받게된다. 이러한 하중들은 선체 강도에 영향을 주며 선체 거더 응력을 유발시킨다. 화물 중량 분포의 변화를 주었을 때 선박이 받는 하중을 분석하기 위해서 선체 거더 하중에 대한 장기 해석을 수행하였다. 선체 거더 하중은 Hatch coaming top에 가장 큰 기여를 하는 수직 굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트 하중에 대해서 계산하였다. 하중의 장기 해석은 20년간 선박이 해상 상태에 노출되었을 때 일정 확률로 발현되는 하중 값으로 계산하였다. 단기 해석에 대한 특정 하중의 발현 확률은 Rayleigh 분포의 누적 함수 분포로부터 얻은 식(22)로 계산된다. 여기서, 0차 스펙트럴 모멘트는 내항성능 해석으로부터 얻은 파랑 모멘트 하중 RAO를 파랑 스펙트럼과 합성하여 얻을 수 있다.

$$Q_S(x) = \exp\left[-\frac{x^2}{2m_0}\right] \quad (22)$$

단기 해석한 식(22)에 Table 4의 파랑 분포도로부터 해상 상태 노출 비율을 가중치로 곱하여 식(23)과 같이 장기 해석에 대한 초과 확률을 구할 수 있다. 본 연구에서 비교 분석할 하중은 피로 해석에서 대표적으로 사용되는 발현 확률인  $10^{-4}$  하중 값을 선정하였다.

$$Q_L(x) = \sum W(H_s, T_z) Q_S(x | H_s, T_z) \quad (23)$$

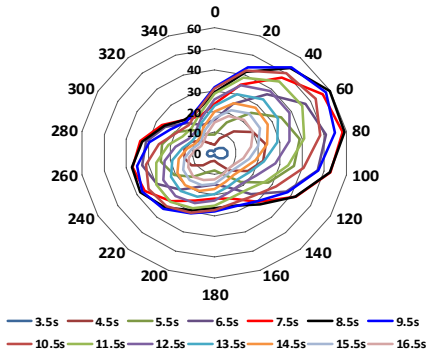


Fig. 17. Stress  $m_0$  at HC1 (Speed 0 knots).

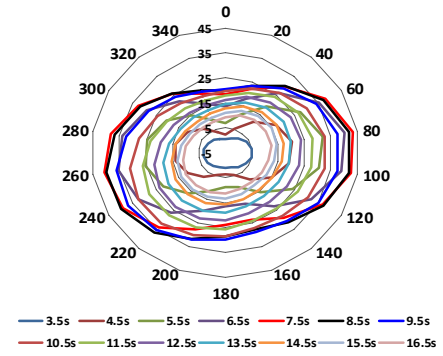


Fig. 21. Stress  $m_0$  at HC1 (Speed 23 knots).

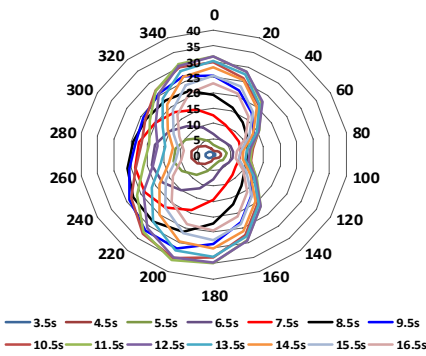


Fig. 18. Stress  $m_0$  at HC2 (Speed 0 knots).

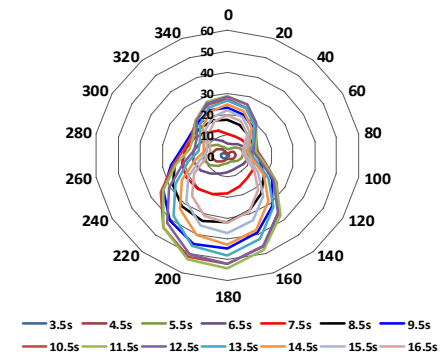


Fig. 22. Stress  $m_0$  at HC2 (Speed 23 knots).

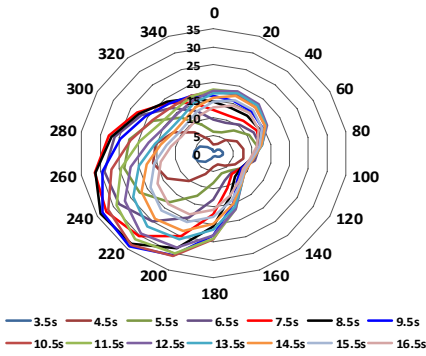


Fig. 19. Stress  $m_0$  at HC3 (Speed 0 knots).

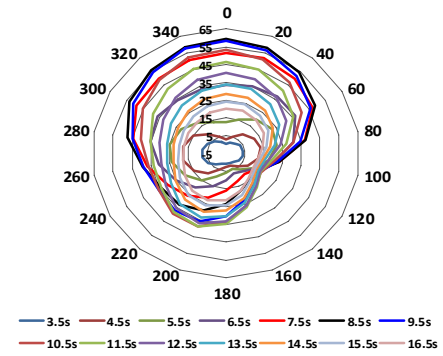


Fig. 23. Stress  $m_0$  at HC3 (Speed 23 knots).

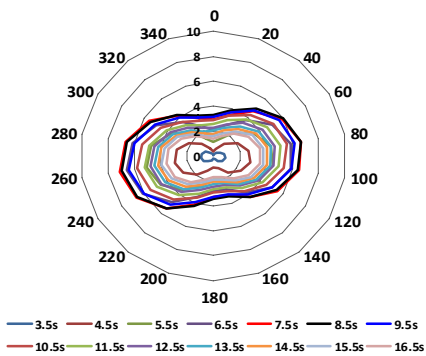


Fig. 20. Stress  $m_0$  at HC4 (Speed 0 knots).

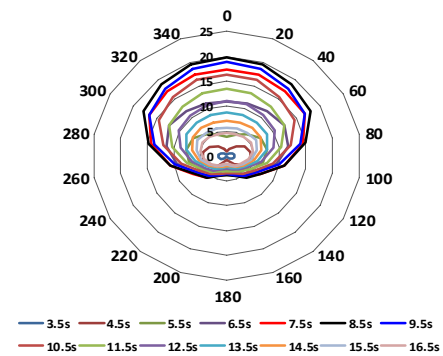


Fig. 24. Stress  $m_0$  at HC4 (Speed 23 knots).

### 5.2 파랑 수직 굽힘 모멘트(Wave vertical bending moment)

파도가 정선수미(0도, 180도) 방향으로 진행할 때 선체의 수직 굽힘 모멘트 하중이 가장 크게 발생하며 비틀림 모멘트는 발생하지 않는다. Fig. 18과 Fig. 22의 파향에 따른 응력의 응답을 보았을 때 수직 굽힘 모멘트는 선체 중앙부 응력의 주요 하중으로 작용하는 것을 예상할 수 있다. 식(23)을 이용하여 얻은 수직 굽힘 모멘트의 장기 해석 값을 Fig. 25에 나타내었다. 수직 굽힘 모멘트는 선체 중앙부인 HC2와 HC3에서 가장 크게 발생하였고 선수부인 HC4에서는 굽힘 모멘트 하중이 거의 발생하지 않았다. Table 7에서 보여지듯이 Case5는 HC1-HC3에서 가장 높은 수직 굽힘 모멘트가 발현된 하중 조건이었으며 Case2의 하중 조건의 경우 HC1과 HC2에서 수직 굽힘 모멘트 하중이 가장 작게 발생하였다.

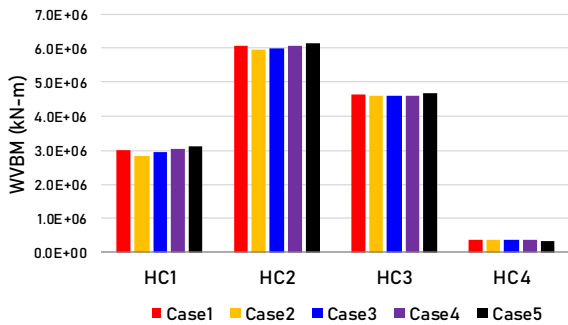


Fig. 25. Wave vertical bending moment at HC1-HC4.

Table 7. Wave vertical bending moment for Case1-Case5

(Unit:  $10^5$  kN-m)

	HC1	HC2	HC3	HC4
Case1	30.0	60.6	46.5	3.57
Case2	28.4	59.8	46.2	3.59
Case3	29.3	60.0	46.1	3.57
Case4	30.5	60.7	46.0	3.63
Case5	31.0	61.2	46.9	3.27

### 5.3 파랑 비틀림 모멘트(Wave Torque moment)

파향이 정선수파에서 사과로 진행될 때 수직 굽힘 모멘트는 줄어들고 비틀림 모멘트는 증가하게 된다. Fig. 26과 같이 HC1에서 다른 위치에 비해 가장 높은 비틀림 모멘트 하중이 작용하였다. Fig. 25와 다르게 각 위치에 따라 발생한 하중의 차이는 뚜렷이 크게 나타나지는 않았다. HC2의 비틀림 모멘트 하중은 다른 위치와 비교하였을 때 작은 값은 아니었지만 Fig. 18과 Fig. 22의 응력 0차 스펙트럴 모멘트를 보면 사

파에서 응답 값이 크게 발생하지는 않았다. 즉, 선체 거더 하중의 영향을 많이 받는 Hatch coaming top의 위치라도 단순히 선체 거더 하중의 응답 값이 발생한 응력 값과 일치 될 수는 없다. 독립적으로 계산된 선체 거더 하중과 실제 응력 값의 차이는 구조 해석시 반영되는 강성과 가해지는 선체 거더 하중의 위상과 관련이 있다. Mao et al.(2015)의 연구를 보면 위치에 따라 응력을 발생시키는 선체 거더 하중의 기여가 다를 수 있으며 Beam theory를 이용하여 재료 역학적으로 계산된 피로 손상도와 유한 요소 해석을 이용하여 구한 피로 손상도의 차이를 보여준다. 따라서 각 위치에 따라 주요 기인하는 선체 거더 하중을 파악하는 것이 중요하다. Table 8에서 하중 조건에 따라 나타나는 비틀림 모멘트 하중의 차이를 비교하였을 때 수직 굽힘 모멘트와 마찬가지로 HC1-HC3에서 가장 높은 비틀림 모멘트 하중이 발생한 하중 조건은 Case5였다.

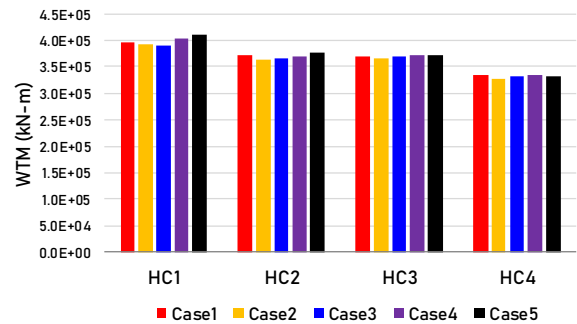


Fig. 26. Wave torsion moment at HC1-HC4.

Table 8. Wave torsion moment for Case1-Case5

(Unit:  $10^5$  kN-m)

	HC1	HC2	HC3	HC4
Case1	3.97	3.72	3.69	3.34
Case2	3.93	3.63	3.65	3.28
Case3	3.90	3.65	3.71	3.32
Case4	4.04	3.70	3.73	3.34
Case5	4.11	3.76	3.73	3.33

## 6. 피로 해석 결과

### 6.1 피로 손상도 및 수명

Fig. 27에서는 스펙트럴 피로 해석으로 계산된 하중 조건에 대한 각 Hatch coaming top의 피로 손상도를 보여준다. 4곳의 Hatch coaming top 중 피로 손상에 가장 취약한 위치는

HC1이다. 선체 중앙부인 HC2위치는 수직 굽힘 모멘트 및 비틀림 모멘트 하중이 크게 발생했던 것과 달리 피로 손상도는 HC3보다 작았다. HC4에서는 응력 0차 스펙트럴 모멘트 값의 경향과 동일하게 피로 손상의 정도가 거의 존재하지 않았다. 균등한 화물 하중 조건인 Case1은 전체적으로 높은 피로 손상 값을 나타내었지만 HC1에서 더 높은 피로 손상 값을 보인 하중 조건은 Case4와 Case5이다. 선수부 화물을 변화시킨 Case 5의 경우를 보면 선수부 화물이 선미쪽에 위치한 HC1의 피로 손상에 영향을 주었다. Case5의 하중 조건은 HC1의 수직 굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트 하중 또한 높게 나타난 것으로 보아 선수부 화물 중량의 변화가 엔진룸 부근 Hatch coaming top의 선체 거더 하중을 증가시키고 동시에 응력에 영향을 미친 것을 알 수 있다. 배수량이 가장 낮은 Case3에서 HC1의 피로 손상 값이 가장 낮게 나타났다. 배수량과 연관지을 때 HC1의 피로 손상도는 Case4와 Case5를 제외하고는 배수량의 크기와 비례하는 것처럼 보인다.

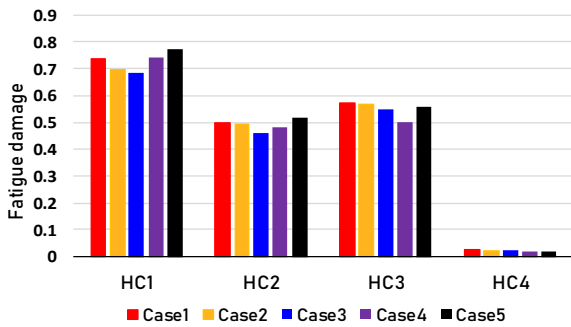


Fig. 27. Fatigue damage at HC1-HC4.

HC2에서는 선체 중앙부에 가벼운 중량이 분포한 Case3에서 가장 낮은 손상 값을 보였으며 HC3에서 또한 동일한 위치에서 무게가 가벼워진 Case4에서 피로 손상 값이 월등히 낮아졌다. 선박의 피로 수명 계산은 선박의 일생을 20년으로 가정하였을 때 식(24)로 계산할 수 있다. 피로 손상 정도가 거의 없는 HC4를 제외한 HC1-HC3의 피로 수명은 Fig. 28과 같다. HC1에서 하중 조건에 따라 나타나는 가장 큰 피로 수명의 차이는 3.3년, HC2에서 4.8년, HC3에서 4.92년으로 확인되었다. 특히, HC3에서는 Case4의 하중 조건이 상당히 좋은 피로 수명 값을 보였다.

$$Fatigue\ Life = \frac{20\ year}{Fatigue\ Damage} \quad (24)$$

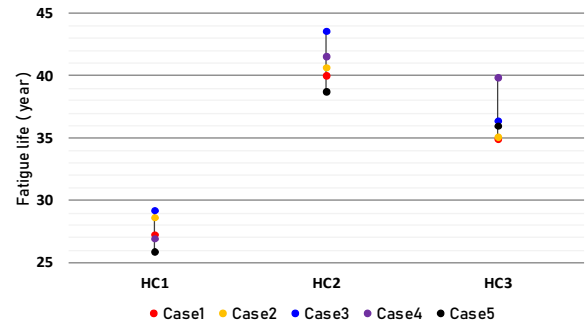


Fig. 28. Fatigue life at HC1-HC3.

## 7. 결 론

본 연구에서는 스펙트럴 피로 해석을 이용하여 화물의 중량 분포 변화에 따른 Hatch coaming top의 피로 손상 기여도를 파악하였다. 매개 변수인 화물 중량 분포는 균등한 화물 중량 분포에서 특정 Hatch의 중량을 가벼운 화물로 대체하였으며 각 하중 조건에 따라 화물 중량을 모델링하여 전선 구조 모델을 생성 하였다. 해석 위치를 Hatch coaming top으로 선정하여 화물 중량 분포의 변화에 따른 피로 손상도 뿐만 아니라 선체 거더 하중과의 연관성을 살펴보았다. 대상 선박은 엔진룸 앞(HC1)과 거주구역 앞(HC3)의 Hatch coaming top이 피로 손상에 가장 취약하였으며 선수에 위치한 HC4는 피로 손상도가 거의 없었다. 피로 손상도 누적값에 기여하는 요소 중 하나는 파랑 분포도에서 발현 빈도가 높은 파주기에서의 응력 0차 스펙트럴 모멘트가 될 수 있다. HC1과 HC2에서 Case4와 Case5를 제외하고는 배수량과 피로 손상도의 경향이 비례하는 것으로 보아 설계 단계에서 적용하는 구조 홀수 하중 조건이 대체로 보수적인 값을 나타낼 수 있다고 판단된다. 해석 위치마다 화물 중량 분포의 변화에 따른 영향력은 다음과 같다.

- (1) HC1에서는 선미와 중앙 쪽의 화물 중량이 피로 손상도와 대체적으로 비례하는 결과를 보였지만 선수쪽 화물의 중량이 가벼운 하중 조건(Case5)에서 오히려 피로 손상도가 급격히 상승하는 결과가 나타났다. 하중 조건에 따른 비틀림 모멘트의 경향과 피로 손상도의 경향이 일치하였으며 응력 스펙트럴 모멘트 또한 정선수파에서 크지 않은 것으로 보아 HC1의 위치에서는 비틀림 모멘트의 영향력이 클 것으로 예상할 수 있다. 따라서 실제 운항에서 Case5와 같은 중량 분포는 HC1의 비틀림 모멘트 하중을 증가시켜 피로 손상도를 상승 시킬 수 있다.
- (2) 선체 중앙부(HC2)의 Hatch coaming top은 Case5를 제외하고 다른 하중 조건에서 배수량의 변화와 비례하는 피로 손상도 값이 확인되었다. 배수량이 가장 낮은 Case3에서 가장 낮은 피로 손상도 값이 나타났으며 HC1에서와 마찬가지로 Case5에서 가장 높은 피로 손상도 값을 보였다. Case5 하중 조

건에서 계산된 수직 굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트는 다른 하중 조건 대비 가장 큰 값으로 나타났다. 또한, HC2는 정선수미파에서 높은 응력 0차 스펙트럴 모멘트가 나타났지만 정선수미파의 주요 거더 하중인 수직 굽힘 모멘트와 피로 손상도의 경향이 일치하지는 않았다. 이러한 이유는 정선수미파에서 파주기 7.5초의 응력 응답이 지배적이지 않았으며 선속이 0노트일 때는 오히려 해당 파주기에 대한 스펙트럴 모멘트 경향이 사파(200도와 220도)쪽으로 치우쳐져 있기 때문이라고 생각된다. HC2의 응력 RAO에서도 정선수미파에 대한 침투 값이 저주파에 위치해있어 정선수미파와 수직 굽힘 모멘트 하중이 피로 손상 누적값에 지배적이지 않음을 보여준다.

(3) HC3에서는 Case4의 피로 손상도가 가장 낮았다. 응력 0차 스펙트럴 모멘트에서 선속 0노트일 때 좌현 선수과의 영향이 컸지만 선속이 증가함에 따라 선미좌·우현과의 영향이 커짐과 동시에 응력의 응답 또한 상승하여 선체 거더 하중에 따른 영향을 파악하기 위해서는 선속에 대한 피로 손상도를 구분지어 비교 분석할 필요가 있다. 하지만 선체 거더 하중의 차이에 비해 Case4에서 피로 손상도가 급격히 낮아진 것으로 보아 HC3에서는 선체 거더 하중 뿐만 아니라 국부적인 하중의 영향도 포함될 수 있다고 생각된다.

(4) HC4의 Hatch coaming top은 피로 손상에 대한 염려가 거의 없다. 하지만 HC4 위치가 모든 선수부 Hatch coaming top을 대표할 수는 없음을 생각해야 한다.

최종적으로 본 연구에서 수행한 방법과 결과를 바탕으로 선박의 피로 손상도를 최소화하고 노후화된 선박의 수명을 개선할 수 있는 적재 방법을 제시할 수 있다.

또한, 초대형 컨테이너선의 피로 해석에서 강체 해석에 대한 피로 손상뿐만 아니라 유탄성에 의한 피로 손상 기여도가 주요 관심사 중 하나이다. 추후에는 유탄성 해석을 통해 화물로 인한 선박의 내부 중량의 변화가 구조 진동 모드에 미치는 영향을 파악하여 화물의 중량 분포 변화에 따른 초대형 컨테이너선의 종합적인 피로 손상 기여도를 연구할 필요가 있다고 생각된다.

## References

- [1] ABS(American Bureau of Shipping)(2016), Guide for spectral-based fatigue analysis for vessels.
- [2] Balli, E. and T. Ward(2020), Fatigue life improvement of weathervaning ship-shaped offshore units by a smart heading control system, Ocean Engineering, Vol. 207.
- [3] DNV(Det Norske Veritas)(2020), Fatigue assessment of ship structures CN-No.30.7.
- [4] Guachamin-Acero, W. and J. Portilla-Yandun(2021), A study on vessel fatigue damage as a criterion for heading selection by application of 2D actual bimodal and JONSWAP wave spectra, Ocean Engineering, Vol. 226.
- [5] Helo, P., H. Paukku, and T. Sairanen(2021), Containership cargo profiles, cargo systems, and stowage capacity: key performance indicators, Maritime Economics & Logistics, Vol. 23, No. 1, pp. 28-48.
- [6] Li, Z. Y. and J. W. Ringsberg(2012), Fatigue routing of container ships-assessment of contributions to fatigue damage from wave-induced torsion and horizontal and vertical bending, Ships and Offshore Structures, Vol. 7, No. 2, pp. 119-131.
- [7] LR(Lloyd's Register)(2009), Fatigue Design Assessment Level 3 Procedure Guidance on direct calculations.
- [8] Magoga, T.(2020), Fatigue damage sensitivity analysis of a naval high speed light craft via spectral fatigue analysis, Ships and Offshore Structures, Vol. 15, No. 3, pp. 236-248.
- [9] Mao, W. G., Z. Y. Li, V. Ogeman, and J. W. Ringsberg (2015), A regression and beam theory based approach for fatigue assessment of containership structures including bending and torsion contributions, Marine Structures, Vol. 41, pp. 244-266.
- [10] Mao, W. G., J. W. Ringsberg, I. Rychlik, and G. Storhaug (2010), Development of a Fatigue Model Useful in Ship Routing Design, Journal of Ship Research, Vol. 54, No. 4, pp. 281-293.
- [11] Thompson, I.(2016), Validation of naval vessel spectral fatigue analysis using full-scale measurements, Marine Structures, Vol. 49, pp. 256-268.
- [12] Wirsching, P. H. and M. C. Light(1980), Fatigue under wide band random stresses, Journal of the Structural Division ASCE (American Society of Civil Engineers), Vol. 106, No. 7, pp. 1593-1607.
- [13] Yosri, A., H. Leheta, S. Saad-Eldeen, and A. Zayed(2022), Accumulated fatigue damage assessment of side structural details in a double hull tanker based on spectral fatigue analysis approach, Ocean Engineering, Vol. 251.

Received : 2022. 05. 16.

Revised : 2022. 06. 07.

Accepted : 2022. 06. 27.