

IMO Type B 탱크 상부 Rolling Chock에 대한 시간영역 피로해석

박명진¹·박준석¹·원선일²·최병기²·박경원³·백영만⁴·김유일^{1,†}
인하대학교 공과대학 조선해양공학과¹
현대중공업 선박구조연구소²
DNV-GL Korea Marine Structure³
DNV-GL Korea Verification & Certification Assets⁴

Time Domain Fatigue Analysis on the Upper Rolling Chock of IMO Type B Tank

Myong-Jin Park¹·Jun-Seok Park¹·Sun-Il Won²·Byung-Ki Choi²·Kweong-Won Park³·Young-Min Paik⁴·Yooil Kim^{1,†}
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, INHA University¹
Marine Structure Research Department, Hyundai Heavy Industry, Co., Ltd.²
DNV-GL Korea Marine Structure³
DNV-GL Korea Verification & Certification Assets⁴

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.

Present research target to develop the procedure of long-term fatigue analysis of the structural details near the upper rolling chock of IMO type B tank by using the time domain modal analysis technique where both the contact and friction behavior can be accurately simulated. In order to perform the time domain analysis focused on the contact and friction, the entire model of the hull and tank was condensed with DOF reduction technique, which is obtained by transforming the global finite element model into its quasi-static modal coordinate. Modal analysis using the quasi-static deformation modes is chosen as a cost effective time domain simulation method and this is based on the fact that the structural response of the tank is quasi-static. Based on the developed cost effective time domain simulation method, the long-term fatigue analysis procedure for the structural details near the rolling chock and key of independent type tank is targeted to be established. The developed fatigue assessment procedure takes into account, wave induced stress and both contact and friction induced stress without loss of accuracy.

Keywords : Rolling chock(롤링 초크), Fatigue(피로), IMO type B tank(독립형 타입B 탱크), Modal analysis(모달해석), Friction(마찰), Contact(접촉)

1. 서론

IMO type B 탱크는 저온 액체 화물의 저장을 위해 선체와 독립된 내부 화물창을 이용하는 방법으로 선체와 화물창의 직접 접촉을 차단함으로써 저온 화물에 의한 선체의 취성화 및 외부 열 유입을 효율적으로 차단하는 개념의 화물창을 일컫는다. 그러나, 내부 화물창이 선체와 독립적으로 존재함으로써 선박의 운동에 의해 야기되는 가속도 하중 등에 화물창의 이격 및 과도한 변형이 발생할 수 있으며 이를 방지하기 위해서 화물창과 선체 간

에 별도의 연결구조를 설치하여 지지부를 구성하는 것이 일반적이다. 화물창 지지부는 선체의 6자유도 운동에 의해 발생 가능한 화물창의 이격을 방지하는 방식으로 설계되는데, 특히 주의하여야 할 점은 화물창의 열수축으로 인한 변형을 구속하여 과도한 열응력이 발생하지 않는 방식으로 배치되어야 한다. 선체의 상부에는 횡동요 및 종동요에 의한 화물창의 이격을 방지하기 위한 지지부가 설치되는데 특히 횡동요의 방지를 위해 설치되는 횡동요 초크(chock) 및 키(key)는 지속적으로 작용하는 파랑하중에 의한 피로에 취약한 부위로 알려져 있다. Fig. 1은 일반적인 초크(chock) 및 키(key)의 형태를 보여준다. 횡동요 초크 주변의

국부 구조에 대한 피로강도 평가는 초크와 키 간의 접촉 및 마찰 현상으로 인해 강한 비선형성을 띠는데 이는 주파수 영역에서 수행되는 일반적인 피로해석 절차의 적용을 어렵게 하는 요인으로 작용하고 있다. 비선형을 동반하는 경우에 수행되는 시간영역 해석은 응답의 장기분포를 결정해야 하는 부담으로 인해 상세 유한 요소 모델을 적용하는 경우 막대한 계산시간이 소요되는 현실적인 어려움이 존재한다.

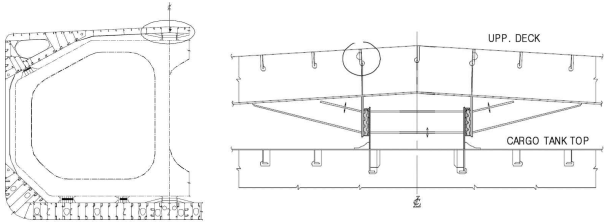


Fig. 1 Typical structural detail near the rolling key and chock

IMO type B 탱크의 지지구조에 대한 피로강도 평가에 대한 기존 연구 사례는 찾아 보기 힘들만큼 드물다. Lee, et al. (2009)은 IMO type A LPG선 탱크 지지구조에 대한 CSA기반 피로강도해석을 수행하였다. 선체와 화물창의 상대운동을 고려하기 위해 구조 동적응답 해석법을 사용하여 선체와 화물창이 분리된 선박에 대한 주파수 영역 피로해석을 시도하였다. 그러나, 그들은 지지구조의 강도에 직접적인 영향을 미치는 선체와 화물창 간의 접촉 및 마찰에 대한 국부적인 비선형 거동에 대한 고려가 필수적임을 지적하였다. Park, et al. (2012)은 접촉이 발생하는 초크와 키 간의 상호 작용을 스프링 요소와 접촉 조건을 통해 모델링한 후 피로해석을 수행하고 그 영향을 검토하였다. 스프링 요소를 사용한 기존의 방법론은 초크와 키 간의 접촉 거동을 재현해 내지 못함을 확인하였으며 정확한 피로 강도의 평가를 위해서는 접촉 요소의 적용이 보다 적절한 방법임을 주장하였다.

본 연구에서는 모달 해석에 기반한 자유도 감소 기법을 적용하여 접촉 및 마찰을 수반하는 IMO type B 탱크 상부 횡동요 초크 및 키 주변 구조에 대한 시간영역 피로해석 절차를 제시하였다. 화물창의 정적 변형 모드를 이용하여 주어진 다자유도계 동적 시스템을 단순화하고 파랑하중에 노출되어 동적 거동을 하는 화물창의 응답을 접촉 및 마찰의 효과를 고려하여 해석하였다. 해석 기법의 정확도를 검증하기 위해 강체로 가정된 선체에 설치된 IMO type B 탱크의 동적 거동에 대한 시간 영역 해석을 수행하고 이를 유한요소법을 이용한 과도 응답해석의 결과와 비교하였다.

2. 시간영역 피로해석 절차

2.1 기본 가정

비선형 효과를 고려한 시간영역에서 직접해석 기법을 적용하

기 위해 IMO type B 탱크의 거동에 대한 아래의 3가지 기본적인 가정을 도입한다.

- 화물창 및 선체의 응답은 준정적 거동이다.
- 횡동요 초크와 키 간의 접촉력은 마찰력과 무관하다.
- 국부응력은 접촉력/마찰력/파랑하중에 기인한 성분으로 분해 가능하다.

선체와 화물창의 응답이 준정적이라는 가정은 일반적인 주파수 영역 해석에서 적용되는 선체 변형의 준정적 가정과 부합되는 것으로 변형을 야기하는 외란의 주파수가 구조물 고유주파수에 비해 아주 작은 경우 매우 유효한 가정이 된다. 이는 외란의 주파수와 구조물 고유주파수의 비가 작은 경우 구조물 응답의 동적 증폭을 나타내는 DAF(Dynamic Amplification Factor)가 1이 되는 원리와 같다.

횡동요 초크와 키 간에 작용하는 마찰력은 접촉력의 크기에 두면에 대한 정 혹은 동 마찰계수의 곱에 따라 결정된다. 그러나 접촉력의 절대 크기는 마찰력의 발생과 무관한 값으로 이는 오로지 횡동요 초크와 키의 선체 폭방향 상대 변형에 따라 결정되는 값으로 가정하여도 무방하다.

마지막으로 횡동요 초크 부근 국부 구조에 발생하는 응력은 초크와 키 간의 상호작용이 없을 때 발생할 수 있는 파랑하중 기인 응력 성분과 초크와 키 간의 접촉 기인 및 마찰 기인 응력 성분으로 나눌 수 있다고 가정한다. 이러한 응력의 성분 분해는 특정 부위에 발생하는 응력의 시계열을 파랑하중, 접촉력, 마찰력에 대해 각각 구한 다음 이를 합성하는 계산방법을 적용하기 위함이다.

2.2 피로해석 절차

Fig. 2는 전 절에서 설명된 가정에 기반하여, 본 연구에서 제안하고 있는 피로해석 절차를 도식화한 그림이다. 먼저 특정 위치에서의 파랑 기인 응력 시계열을 얻기 위해 횡동요 초크와 키 간의 상호작용이 없는 전선 모델에 대해 주파수 영역 해석을 수행한다(1. Linear spectral analysis). 주파수 영역 해석의 결과를 통해 파랑 기인 응력 외에도 횡동요 초크와 키 간의 선체 폭방향 상대변위에 대한 시간이력을 얻을 수 있게 되는데 이를 기반으로 초크와 키에 대한 접촉력의 시간이력을 계산할 수 있다(2. Overlap-reaction conversion analysis). 상대변위를 통해 접촉력을 계산하는 과정은 컴플라이언스 법을 통해 이루어 지는데 이에 대한 상세한 내용은 3.2절에서 상세히 다루기로 한다. 횡동요 초크와 키 간의 접촉력이 얻어지면 선체 종방향 거동에 대한 시간영역 해석을 수행하여 초크와 키 간의 마찰력 시간이력을 얻는다(3. Modal analysis in longitudinal direction). 종방향 거동에 대한 동적 해석은 선체의 변형효과를 무시한 상태에서 이루어지는 것으로 화물창의 종방향 동적 거동을 정적 변형 모드에 기반하여 시간영역에서 수행된다. 이때 화물창에 작용하는 외력은 종방향 운동에 대한 가속도 및 초크와 키 간에 작용하는 접촉 및 마찰력

등이 된다. 모달 해석에 대한 보다 상세한 내용은 3.1절에서 다룬다.

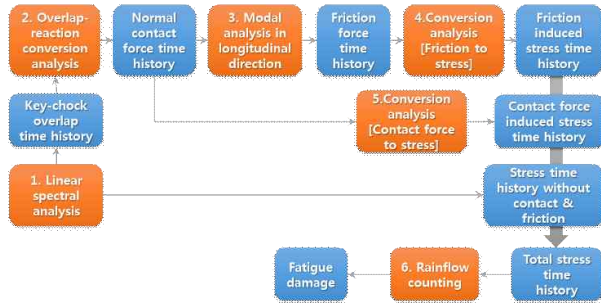


Fig. 2 Fatigue assessment procedure

단위 마찰력에 대한 응력집중계수를 별도의 선형해석을 통해 얻은 후(4. Conversion analysis) 이를 마찰력의 시간이력에 곱하면 마찰력에 기인하는 응력의 시계열을 얻을 수 있다. 접촉력에 기인하는 응력의 시계열 또한 마찬가지로의 방법을(5. Conversion analysis) 통해 손쉽게 얻을 수 있으며, 이를 파랑하중 기인 응력의 시계열과 합성함으로써 전체 응력 시계열을 얻을 수 있다. 얻어진 응력 시계열을 레인플로우 집계법을 통해 집계함으로써 응력 범위에 대한 확률분포를 얻을 수 있으며 이를 기반으로 해당 위치에 대한 피로손상도를 평가한다.

3. 이론적 배경

3.1 모달 해석

복잡한 화물창의 동적 거동을 시간영역에서 효율적으로 해석하기 위해서는 화물창의 변형을 몇 개의 변형 모드의 선형 중첩으로 표현하는 모드 중첩법을 적용할 필요가 있다. 그러나, 모드 중첩에 적용되는 변형 모드는 화물창에 대한 고유치 문제를 통해서 얻어지는 시스템의 고유 모드가 아니라 특정한 하중 패턴에 의해 발생하는 정적 변형 모드가 되어야 한다. 이는 파랑 하중에 노출되는 화물창의 거동이 동적 효과가 미미한 준정적 응답 특성을 보임에 기인한 것으로 화물창의 변형을 몇 개의 정적 변형 모드의 선형 중첩으로 표현할 수 있기 때문이다. 본 해석에서는 횡동요 초크와 키 간의 마찰력을 얻기 위한 선체 종방향 변형에 대한 시간영역 해석이 필요하므로 화물창의 선체 종방향 변형을 유발하는 종동요 가속도에 대한 정적 변형 모드가 적용되는 것이 바람직하다. 유한요소법으로 모델링된 화물창의 동적 거동에 대한 이산화 방정식은 식 (1)과 같다.

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = \{f\} \quad (1)$$

여기서 $[m]$ 과 $[k]$ 는 각각 시스템의 질량 및 강성행렬을 $\{f\}$ 는 절점에 작용하는 외력을 의미한다. 응답을 모드의 선형 중첩으로

표현하고 이를 모드 벡터에 투영하면 식은 식 (2)의 형태로 변형이 가능하다.

$$[X]^T[m][X]\{\ddot{q}\} + [X]^T[k][X]\{q\} = [X]^T\{f\} \quad (2)$$

여기서 $[X]$ 는 모드 벡터를 칼럼으로 가지는 모드 행렬을 나타낸다. 모달 해석은 모드 벡터를 새로운 기저 벡터로 하는 좌표로의 좌표축 변환에 기반하는 것으로 새로운 기저 벡터의 선택에 제약은 없다. 다만, 시스템의 고유 모드를 기저 벡터로 정하는 경우 기저 벡터의 직교성이 보장됨으로 인해 $[X]^T[m][X]$ 및 $[X]^T[k][X]$ 는 각각 단위행렬 및 고유치를 성분으로 가지는 대각행렬이 되어 연립 미분방정식의 비연성화가 보장되는 장점을 갖는다. 본 해석에 적용되는 모드는 정적 변형 모드이므로 고유 모드의 직교성이 보장되지 않아 식 (2)는 여전히 연성된 연립 미분 방정식의 형태를 띠게 된다. 모달 해석은 횡동요 초크와 키 간의 접촉력이 주어진 상황에서 선체 종방향 변위에 대해서만 진행되므로 최종적으로 식 (3)의 형태와 같이 표현이 가능하다.

$$\{X_i\}^T[m]\{X_i\}\ddot{q} + \{X_i\}^T[k]\{X_i\}q = \{X_i\}^T\{f_i + f_F(q, N)\} \quad (3)$$

여기서 $\{X_i\}$ 는 종방향 변형 모드에 대한 모드 행렬을 의미하며, $\{f_i\}$ 는 화물창의 거동을 관성 좌표계에서 해석함으로써 유발되는 선체의 종방향 운동에 따른 관성력 벡터를 나타낸다. $\{f_F\}$ 는 횡동요 초크와 키 간의 마찰력을 의미하는 것으로 접촉력 N 과 종방향 모달 변위 q 의 함수로 주어지는데 이는 3.3절에 설명될 탄성 쿨롱 모델(elastic Coulomb model)의 특성이다. 본 연구에서는 식 (3)으로 주어지는 연립 미분방정식을 4차의 Runge-Kutta법을 이용하여 수치 적분하여 해를 얻었다.

3.2 컴플라이언스 법

식 (3)에 표현된 지배방정식을 풀기 위해서는 먼저 초크와 키 간에 발생하는 접촉력에 대한 시간이력을 구하여야 한다. 앞서 언급된 가정과 같이 초크와 키 간의 접촉력은 선체 횡방향으로의 화물창과 선체의 상대변위에 의해 결정되는 값이며 종방향으로 발생하는 마찰력과는 무관한 값이다. 화물창 상부에 설치된 다수의 횡방향 초크와 키에 발생하는 접촉력의 시간이력은 선체 운동에 의해 유발되는 초크와 키의 상대변위로부터 얻을 수 있으며 이를 컴플라이언스 법이라 일컫는다.

Fig. 3은 컴플라이언스 법의 개념도를 나타내는 그림으로 굽은 실선으로 표현된 벽면을 δ_1 및 δ_2 의 양으로 관통하고 있는 두 물체를 보여준다. 벽면에서 관통이 발생하지 않기 위해서 F_1 과 F_2 에 해당되는 양의 척력이 발생하여야 하며 이 두 힘의 크기는 물체에 연결된 스프링의 강성과 관통량에 따라 결정되는 값이다.

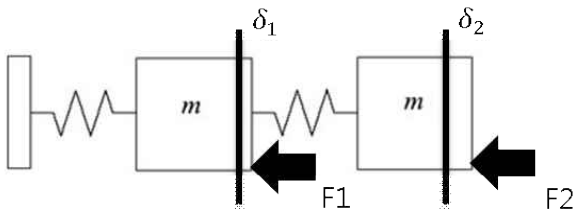


Fig. 3 Concept of compliance method

식 (4)는 상기의 관계를 표현한 것으로 c_{ij} 는 j 번째 위치에 작용하는 단위하중이 i 번째 위치에 유발하는 변형량을 의미하는 것으로 컴플라이언스 행렬의 요소가 된다. 식 (4)에 따라 관통량 δ 가 결정되고 시스템의 컴플라이언스 행렬이 구해지면 접촉력을 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

관통량 벡터 $\{\delta\}$ 는 초크와 키 간의 상호작용이 없는 선형 모델에 대한 주파수 영역 해석으로부터 손쉽게 얻을 수 있으며, 컴플라이언스 행렬은 화물창 상부에 위치한 N 개의 키에 수평방향으로의 단위 하중을 각각 부가한 해석을 N 회 수행한 후 키 위치에서의 변형량을 읽음으로써 구할 수 있다. 이론적으로 컴플라이언스 법으로 구한 접촉력과 초크와 키 사이를 스프링으로 모델링한 후 구조해석하여 얻은 접촉력은 동일한 결과가 나온다. 다만, 컴플라이언스 법은 파랑 기인 응력 시계열을 얻기 위해 수행한 주파수 영역 해석의 결과들을 이용하므로, 모델을 수정하여 다시 해석하는 번거로움을 해결 할 수 있다. 본 연구에서 제시하는 컴플라이언스 법은 횡동요 초크와 키 간에 간극(gap)이 존재하지 않는 경우에만 유용한 방법이며, 간극이 존재하는 경우 접촉력과 관통량의 관계가 비선형이 되는 어려움이 발생하게 된다.

3.3 마찰 모델

접촉하는 두 물체 간의 마찰 현상을 수치적으로 구현하는 모델은 다양하게 존재한다 (Olosson, et al., 1998; Andersson, et al., 2007; Blinman & Sorine, 1993; Blinman & Sorine, 1995; Dahl, 1976; Dankowicz, 1999). 그 중 가장 널리 알려진 모델로는 전통적인 쿨롱 마찰 모델(Coulomb friction model)이 있으며, 이는 Fig. 4에 도시된 바와 같이 고착(stick)상태에서의 마찰력을 모델링 하는 방법에 따라 건(dry), 점성(viscous), 탄성(elastic) 모델로 세분화 된다. 건 모델의 경우 고착 상태에서의 마찰력은 순수히 물체에 작용하는 기타 외력에 의해 결정되며, 점성 및 탄성 모델의 경우 접촉하는 두 면의 상대 속도 및 변위에 따라 마찰력이 결정된다. μ 어떠한 경우에도 미끄러짐이 발생하는 경우의 마찰력은 접촉력에 마찰계수 μ 를 곱한 값으로 결정된다. 이 외에도 다양한 형태의 모델이 존재하기는 하나 그 어느 모델도 실제 마찰 현상을 완벽히 구현하지 못하는 것으로 알려져 있다. 이에

본 논문에서는 상용 유한요소 해석의 결과와의 비교 분석을 목적으로 상용 프로그램에서 광범위하게 적용되고 있는 탄성 쿨롱 모델을 적용한다.

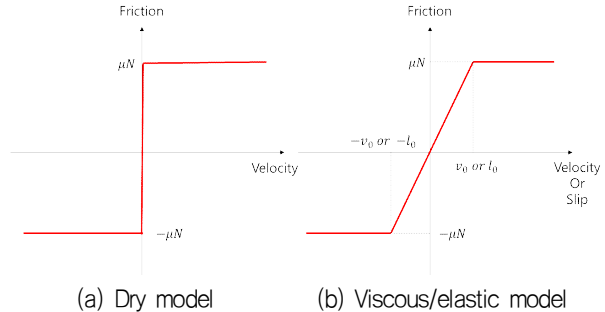
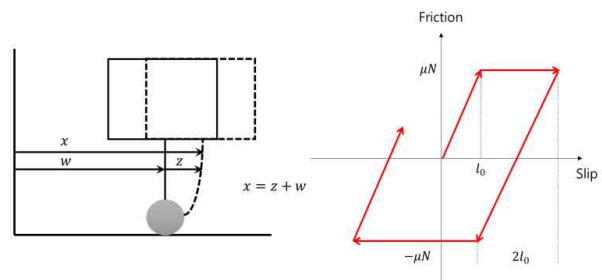


Fig. 4 Coulomb friction model

Fig. 5는 탄성 쿨롱 모델의 개념도와 방향 전환이 발생하는 경우의 미끄러짐(slip)과 마찰력 간의 관계를 도시한 그림이다. 탄성 x 쿨롱 모델에서의 전체 미끄러짐량은 가역량인(reversible) z 탄성 미끄러짐 와 비가역량(irreversible) 소성 미끄러짐의 합으로 표현이 가능하다. 물체의 운동이 시작되면서 탄성 미끄러짐이 먼저 발생하고 미끄러짐량이 임계값을 넘어서는 경우 비가역량인 소성 미끄러짐이 발생한다. 물체의 운동 방향이 전환되는 경우 속도가 줄어들고 함께 탄성 미끄러짐량이 0으로 회복되며 물체가 반대방향으로 운동하기 시작하면서 반대방향의 탄성 미끄러짐이 발생하게 된다. 마찬가지로 반대방향으로의 미끄러짐량이 임계값을 넘어서면 소성 미끄러짐이 발생한다. Fig. 5(b)는 이러한 일련의 과정을 미끄러짐-마찰력 관계도에 도시한 그림이다.



(a) Concept of elastic model (b) Friction-slip relation

Fig. 5 Elastic Coulomb model

탄성 쿨롱 모델에 있어 운동하는 물체가 미끄러짐 상태에서 고착 상태로 전환되는 경우에 비정상적인 수치적 진동이 발생하게 되는데 이의 완화를 위해 식 (5)와 같이 미끄러짐 속도에 의존하는 감쇠력을 적용하였다.

$$F_D = C_1(v)v \quad (5)$$

여기서 $C_1(v)$ 는 미끄러짐 속도에 의존하는 감쇠계수이며 식 (6)의 형태로 주어진다 (Olosson, et al., 1998).

$$C_1(v) = C_{0e}^{-\left(\frac{v}{v_d}\right)^2} \quad (6)$$

4. IMO Type B 탱크의 피로해석

4.1 과도 동적 응답해석

본 연구에서 제안된 해석 기법의 타당성 검증을 위해 먼저 횡동요 초크와 키 간의 접촉 및 마찰이 고려된 IMO type B 탱크에 대한 과도 동적 응답해석을 수행하였다. 과도 응답해석을 통해 얻어진 초크와 키 간의 접촉 및 마찰력을 정해로 가정하고 제안된 해석 기법의 타당성을 검증하고자 한다. Fig. 6은 IMO type B 탱크에 대한 유한요소 모델을 나타내는 것으로 4절점 쉘요소와 2절점 보요소의 조합으로 구성되어 있으며 선체는 강체로 가정한다. 모델링에 포함되지 않았다. 해석은 강체 운동을 하는 선체에 고정된 관성좌표계에서 수행되었으며 선체의 운동에 의한 종 및 횡방향 가속도 하중을 화물창 전체에 부가하였다.

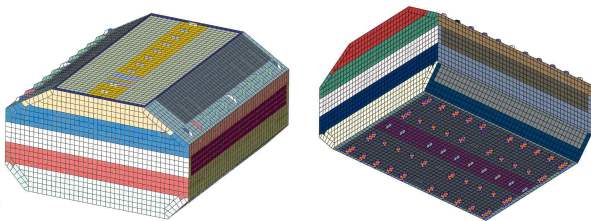


Fig. 6 Finite element model of a tank

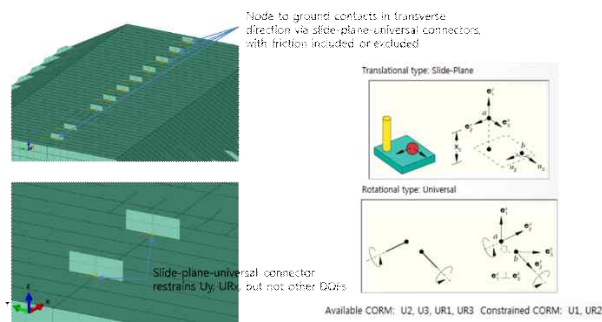
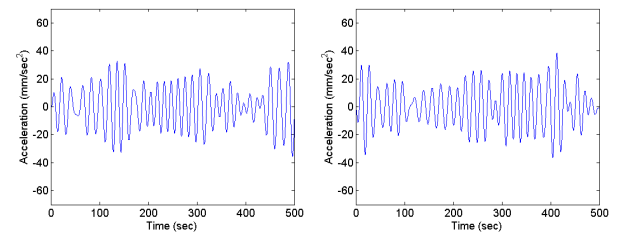


Fig. 7 Connector elements at rolling keys

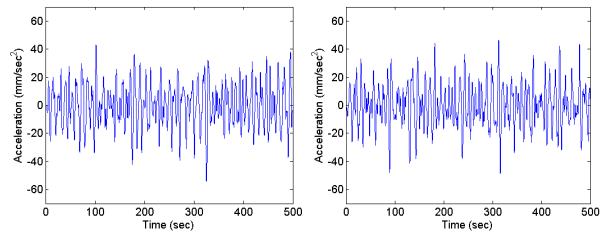
화물창 하부 수직방향 지지부가 설치된 위치의 절점에 대한 자유도를 구속하여 하부의 미끄럼에 대한 효과를 배제하였으며 상부 초크와 키 간의 상호작용은 키의 중앙부에 위치한 절점에 커넥터 요소를 배치하여 구현하였다. Fig. 7은 본 연구에서 사용한 Slide-Plane-Universal Connector에 대한 설명과 커넥터 요소의 위치를 보여준다. 커넥터 요소는 키에서 선정된 하나의 절점이 공간상에 고정된 가상의 점과 접촉 및 마찰을 구현하는 것으로 초크와 키 간에 발생한 복잡한 면-면 접촉 현상을 절점-절점 접촉으로 단순화해 주는 역할을 수행한다. 커넥터 요소를 이용해 해당 노드의 횡방향 운동과 종동요 운동을 구속하였으며,

이로 인해 접촉력이 발생한다. 커넥터 요소가 공간 상의 가상의 점과 미끄럼이 발생하는 경우 마찰력이 발생하도록 두 절점 사이에 탄성 쿨롱 마찰을 고려하였으며 이때 적용된 마찰계수는 0.3이며 미끄럼의 임계치는 $1E-3$ 으로 가정하였다. 유한요소해석을 수행 할 때 정확한 마찰계수를 산정하는 것은 매우 중요하다. 하지만, 본 연구는 결과의 정확성 보다는 절차의 정확성에 더 비중을 두고 있으므로 임의로 가정한 마찰계수 0.3을 이용하고 각각의 결과에 대한 상대오차만을 비교하였다.

선체의 운동에 의해 유발되는 가속도는 레일리 분포로 가정된 가속도 응답 스펙트럼을 역푸리에 변환하여 구하였다. 일반적으로 횡동요 초크 부근의 국부 구조에 발생하는 피로 손상은 선체의 횡(roll) 및 종동요(pitch)에 의해 유발되는 것으로 알려져 있으나 본 연구에서는 해석의 단순화를 위해 가속도 하중은 횡 및 종방향의 병진 운동에 의해 유발되는 것으로 가정하였다. Fig. 8은 해석에 적용된 횡 및 종방향 가속도 시간이력을 입사각에 따라 도시한 그림이다.



(a) Longitudinal acc. (30°) (b) Transverse acc. (30°)



(a) Longitudinal acc. (135°) (b) Transverse acc. (135°)

Fig. 8 Accelerations in longitudinal and transversal directions

해석 결과를 통해 도출된 키의 접촉력 및 마찰력에 대한 시간 이력은 4.3절에서 모달해석의 결과와 함께 도시하였다.

4.2 접촉력 산정

횡동요 초크와 키 간의 접촉력에 대한 시간이력을 얻기 위해 앞서 언급된 컴플라이언스 법을 적용하였다. 먼저, 화물창 상부에 위치한 10개의 키에 대한 관통량을 구하기 위해 초크와 키 간의 상호작용이 없는 모델에 대한 과도 응답해석을 수행하였다. 초크와 키 간의 상호작용이 없는 모델은 비선형 효과가 없는 것으로 주파수 영역에서의 해석으로도 가능하나 방법론의 검증에 초점을 맞춘 본 연구에서는 시간영역에서의 과도 응답해석으로 대체하였다.

다음으로 화물창 상부의 키에 선체 횡방향으로의 단위하중을 부가하여 컴플라이언스 행렬을 구하였다. Fig. 9는 화물창 상부의 키에 단위하중을 가하였을 때 화물창의 변형량을 나타내는 그림으로 각각의 해석을 통해 얻어진 10개의 키에 발생하는 선체 횡방향 변위를 컴플라이언스 행렬의 컬럼에 위치시키는 과정을 거친다. 마지막으로 시간에 따라 변화하는 관통량 벡터에 상기 해석을 통해 얻어진 컴플라이언스 행렬의 역행렬을 곱하여 각각의 키에 작용하는 접촉력을 얻는다.

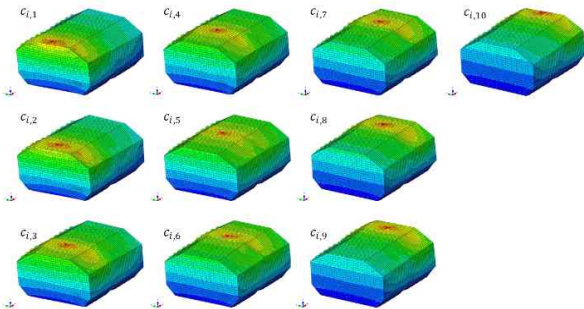


Fig. 9 Static analysis results for compliance matrix

Fig. 10은 10회의 정적 해석을 통해 얻어진 컴플라이언스 행렬의 컬럼 벡터를 키의 위치에 따라 도시한 그림이다. 기대하였던 바와 같이 단위 하중이 작용하는 키의 횡방향 변형량이 가장 크며 해당 키로부터 멀어질수록 그 양이 점진적으로 감소하는 경향을 띠고 있음을 확인할 수 있다.

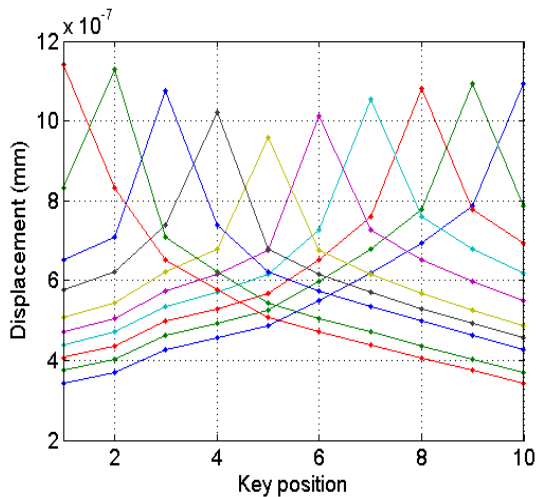


Fig. 10 Column vectors of compliance matrix

Fig. 11은 컴플라이언스 법을 통해 얻어진 접촉력에 대한 시간 이력을 과도 동적 응답해석의 결과와 비교 도시한 그림이다. 서로 다른 입사각에 대해 검토한 결과 컴플라이언스 법을 통해 추정된 접촉력은 실제 값과 매우 잘 일치하는 경향을 보임을 확인할 수 있다. Fig. 11은 첫 번째 키에 대한 결과만을 보여주고 있으나 나머지 9개의 키에 대해서도 유사한 정확도를 가지는 접촉력의 시간이력을 얻을 수 있었다.

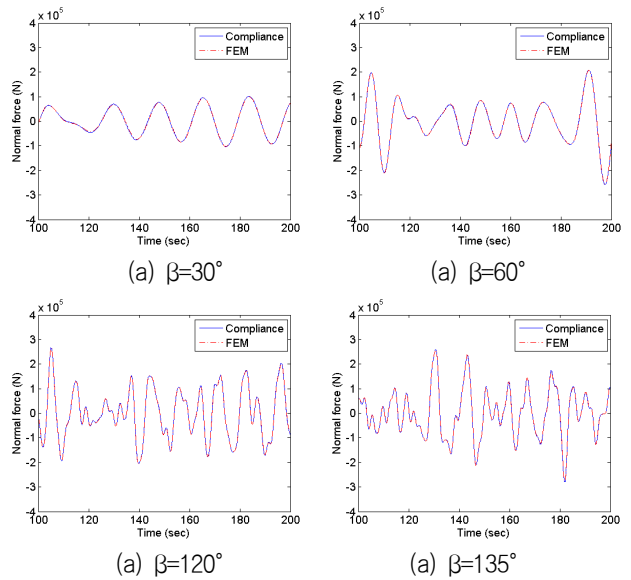


Fig. 11 Comparison of normal contact forces at key #1

4.3 모달 해석

모달 해석에서는 유한 요소법으로 이산화된 선형 대수 미분방정식을 특정한 모드 벡터에 투영함으로써 자유도의 감소를 도모하고 이를 통해 접촉 및 마찰이 포함된 비선형 시스템의 기계적 거동을 시간영역에서 빠르게 해를 구하는 것을 목표로 한다. 앞서 언급된 바와 같이 본 해석에 적용된 모드 벡터는 종방향 가속도에 대한 화물창의 정적 변형으로 키의 종방향 변위가 구속된 경우와 구속되지 않은 경우의 두 가지를 포함한다. 이는 접촉력의 크기가 작아 키와 초크 간의 미끄럼이 발생하는 상황과 접촉력이 과대해져 키가 초크에 고착되는 상황에서의 변형을 모두 고려하기 위함이다. Fig. 12는 종방향 가속도를 받는 화물창의 변형을 나타낸 그림으로 모드 벡터에 투영된 후의 미분 방정식은 2자유도 문제로 축소된다.

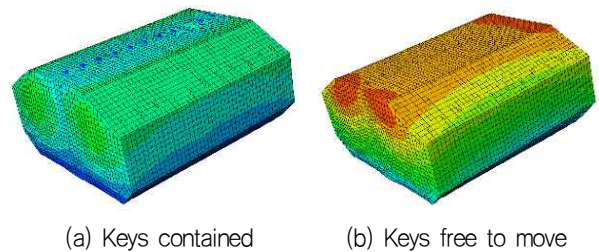


Fig. 12 Static deformation mode under longitudinal acceleration

Fig. 12에 도시된 모드 벡터를 이용하여 주어진 선형 대수 방정식을 좌표 변환하여 2자유도 문제로 단순화 한 다음 이를 유한 차분하여 해를 얻었다. 횡동요 초크와 키 간에 발생하는 마찰력의 시간 이력은 식 (3)에 보인 바와 같이 초크와 키 간에 발생하

는 접촉력과 초크와 키의 상대변위에 따라 결정되는 것으로 해가 구해지는 과정 중에 결정되는 값이다. Fig. 13은 모달 해석을 통해 얻어진 마찰력의 시간이력을 과도 동적 응답해석을 통해 얻어진 결과 비교 도시한 그림이다. Fig. 13에 보인 바와 같이 모달 해석을 통해 얻어진 마찰력의 시간이력은 과도 동적 응답해석을 통해 얻어진 결과와 매우 잘 일치하는 것을 확인할 수 있으며 이러한 경향은 입사각이 다양하게 변화하더라도 바뀌지 않음을 확인할 수 있다. Fig. 13의 (b), (d), (f), (h)는 얻어진 마찰력의 전체 500초 동안의 시간이력을 레인플로우 집계법을 통해 분석하여 얻은 마찰력 범위의 히스토그램을 나타낸다. 시간이력의 경우와 마찬가지로 마찰력 범위에 대한 히스토그램 또한 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 접촉력과 마찰력의 발생을 정확하게 구현할 수 있는 과도 응답해석의 결과가 모달 해석의 결과와 잘 일치하는 것은 본 해석 기법을 위해 도입된 가정들이 유효함을 간접적으로 증명하는 결과로 볼 수 있다.

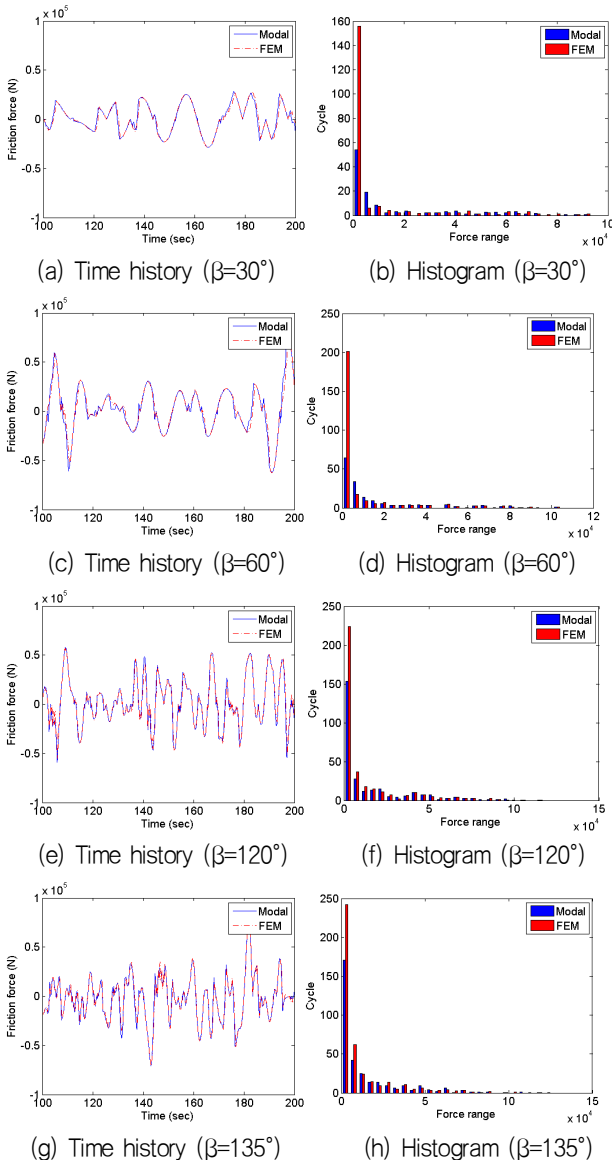


Fig. 13 Comparison of friction forces at key #1

4.4 피로 손상도 평가

해석 기법의 타당성을 보다 일목 요연하게 검토하기 위해 도출된 접촉 및 마찰력을 기반으로 피로 손상도를 계산하고 과도 응답해석을 통해 얻어진 결과와 비교하였다. 피로 손상도를 계산하기 위해 가상의 응력집중계수를 정의하여 접촉력 및 마찰력을 국부응력으로 변환하였는데, 이때 도입된 응력집중계수는 응력 범위의 최대치가 약 200~300MPa 부근에 형성되도록 가정하였다. 피로 손상도 계산에 적용된 피로선도는 DNV선급에서 제시하는 것으로 Table 1에 보인 바와 같다. Table 2 및 3은 접촉력 및 마찰력에 의해 야기되는 500초 동안의 피로 손상도를 입사각에 따라 요약한 것으로, 입사각 30°에 대한 과도 응답해석 결과로 얻어진 피로 손상도를 이용하여 정규화한 값이다. 여기서, 'FE'는 과도 응답해석을 통해 얻어진 결과를, 'Modal'은 모달 해석을 통해 얻어질 결과를 일컬으며, Table 2와 3은 각각 첫 번째 및 다섯 번째 키에 대한 결과를 나타낸다. 제안된 피로해석 절차에 따르면 접촉력 및 마찰력에 의해 야기되는 응력의 시계열을 파랑하중 중에 기인하는 응력의 시계열과 더하여 피로 손상도를 평가하여야 하나 여기서는 컴플라이언스 법 및 종방향 거동에 대한 모달 해석의 정확도를 검증하기 위해 접촉력 및 마찰력에 의한 피로 손상도를 각기 검토하였다. 모든 경우에 있어 제안된 해석 기법을 적용하여 얻은 피로 손상도는 과도 응답해석의 결과와 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다.

Table 1 Two slope SN curve

Parameter	$N < 10^7$	$N > 10^7$
m	3	5
$\log \bar{a}$	12.164	15.606

Table 2 Normalized fatigue damages at key #1

		30°	60°	120°	135°
Normal force	FE	-	1.385	2.462	2.769
	Modal	1.000	1.385	2.462	2.846
Friction force	FE	-	1.267	2.200	2.067
	Modal	0.933	1.200	2.067	2.000

Table 3 Normalized fatigue damages at key #5

		30°	60°	120°	135°
Normal force	FE	-	1.338	2.432	2.838
	Modal	1.014	1.351	2.432	2.838
Friction force	FE	-	1.325	2.169	2.048
	Modal	0.988	1.325	2.169	2.169

5. 결 론

본 연구에서는 IMO type B 탱크의 상부 횡동요 지지대 부근 국부 구조의 피로 손상도를 평가하기 위해 모달 해석에 기반한 시간영역 수치해석 기법을 제안하고 그에 상응하는 피로해석 절차를 제시하였다. 상기의 분석 결과를 토대로 다음과 같은 결론을 도출할 수 있었다.

- 파랑 하중을 받는 IMO type B 탱크는 기진력의 주파수 성분과 구조물의 고유주파수가 큰 차이를 보임에 따라 화물창의 거동을 준정적 응답으로 가정할 수 있다. 이때 구조물의 거동은 주어진 하중 조건에 부합되는 정적 변형 모드의 선형 중첩으로 표현할 수 있다.
- 횡동요 초크와 키 간에 발생하는 접촉력의 시계열은 초크와 키 간의 관통량의 시계열로부터 얻을 수 있으며, 이는 단위하중에 대한 횡방향 변형을 구성 요소로 갖는 컴플라이언스 행렬의 역행렬을 관통량 벡터에 곱함으로 계산이 가능하다.
- 화물창의 종방향 변형에 따라 발생하는 마찰력의 시간 이력을 계산하기 위해 정적 변형 모드를 이용하여 주어진 선형 대수 미분 방정식을 좌표 변환하고 이를 수치적분하여 해를 도출하였다. 이 과정에서 초크와 키 간의 마찰 거동을 모사하기 위해 탄성 쿨롱 모델을 도입하여 미끌림량과 마찰력 간의 관계를 규정하고 해석을 수행하였다.
- 키의 거동이 미끌림 상태에서 고착 상태로 변하는 경우 예기치 않은 수치적인 진동현상이 관찰되었으며 이를 제거하기 위해 미끌림 속도에 비례하는 감쇠력을 도입하였다. 감쇠력에 적용되는 감쇠계수는 미끌림 속도의 지수함수 형태로 가정하였으며 감쇠력의 도입으로 수치적 진동을 제거할 수 있었다.
- 제안된 해석 기법을 적용하여 강제로 가정된 선체 내부에 놓인 화물창의 거동을 수치해석 하였다. 얻어진 접촉력 및 마찰력은 같은 기진력 하에서 수행된 과도 응답해석을 통해 도출된 결과와 매우 잘 일치함을 확인하였으며, 적절히 가정된 응력집중계수를 도입하여 계산된 피로 손상도 또한 매우 유사한 결과를 보임을 확인하였다.

본 연구에서 제시된 방법론은 선체의 변형이 과도하게 발생하는 경우에 적합하지 않은 모델로서 선체 변형에 의한 접촉력 및 마찰력의 변화가 반영이 되지 않는 단점을 가지고 있다. 선체 변형이 접촉력에 미치는 영향은 비교적 손쉽게 고려가 가능하나 마찰력의 시간이력에 미치는 변형의 영향을 정도 있게 고려하기 위해서는 추가적인 연구가 필요할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 현대중공업의 재정지원을 받아 수행된 연구 결과의 일부임을 밝힙니다.

References

- Andersson, S. Söderberg, A. & Björklund, S., 2007. Friction Models for Sliding Dry, Boundary and Mixed Lubricated Contacts. *Tribology*, 40, pp.580-587.
- Blinman, P.A. & Sorine, M., 1993. A system-theoretic approach of systems with hysteresis: application to friction modelling and compensation. *Proceedings of the 2nd European control conference*, Groningen, Netherlands, 28 June - 1 July 1993, pp.1844-1849.
- Blinman, P.A. & Sorine, M., 1995. Easy-to-use realistic dry friction models for automatic control. *Proceedings of 3rd European control conference*, Rome, Italy, 5-8 September 1995, pp.3788-3794.
- Dahl, P., 1976. Solid Friction Damping of Mechanical Vibrations. *Journal of American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 14(12), pp.1675-1682.
- Dankowicz, H., 1999. Modelling of Dynamic Friction Phenomena. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, 79, pp.399-409.
- Lee, K.Y. Yang, P.D.C. & Park, C.M., 2009. A Study on the Modeling of Relative Motion for the Cargo Tank Support Structure of Type A LPG Carrier. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 46(2), pp.148-154.
- Olosson, H. Åström, K.J. Canudas de Wit, C. Gäfvert, M. & Lischinsky, P., 1998. Friction Models and Friction Compensation. *European Journal of Control*, 4, pp.176-195.
- Park, J.S. Shin, H.C. Lee, B.R. & Na, I.D., 2012. Fatigue strength assessment of a support structure of independent type tank considering contact. *Proceedings of annual conference of SNAK*, Changwon, Korea, 15-16 November, 2012, pp.407-412.



박명진



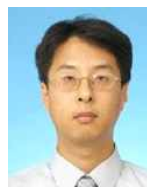
박준석



원선일



최병기



박경원



백영민



김유일