

해상상태 3의 파고에 따른 모바일 하버 크레인의 롤링 동응답 해석

Rolling Dynamic Response Analysis of Mobile Harbor Crane by Sea State 3 Wave Excitation

한 기 철* 황 순 옥* 최 은 호* 조 진 래** 임 오 강†
Han, Ki-Chul Hwang, Soon-Wook Choi, Eun-Ho Cho, Jin-Rae Lim, O-Kaung

요 지

해상부유식 항만부두인 모바일 하버에는 일반 지상설치식 크레인과는 다른 구조를 가진 크레인이 설치되어 있다. 그리고 상부에 설치되어 있는 크레인은 파고에 따른 모바일 하버 전체의 동적 안정성에 지대한 영향을 미친다. 본 연구는 해상상태 3의 파고에 따른 모바일 하버용 크레인의 롤링 동응답 해석에 관한 내용으로서, 이론과 수치해석 기법으로 구성된 2 단계 해석절차를 적용하였다. 선형파고이론에 따라 강체로 가정한 모바일 하버의 롤링응답을 이론적으로 계산하고, 모바일 하버 본체의 롤링에 따른 탄성체 크레인의 롤링 동특성을 유한요소해석으로 분석하였다. 모바일 하버 본체와 직접 접하는 파고의 동적 연계효과는 부가질량 기법으로 반영하였다.

핵심용어 : 해상상태 3의 파고, 모바일 하버, RORI 크레인, 롤링 응답, 유한요소법

Abstract

In the sea-floating logistics port called mobile harbor a crane system with the different structure from the conventional above-ground container crane is installed. And, the dynamic stability of whole mobile harbor by the wave excitation is definitely affected by the crane positioned at the top. This paper is concerned with the dynamic rolling analysis of the mobile harbor subject to sea state 3 wave excitation, for which two-step analysis procedure composed of theoretical and numerical approaches is employed. First, the rigid rolling of mobile harbor is obtained according to the linear wave theory. And then, the dynamic rolling response of the flexible crane system caused by the rolling excitation of mobile harbor is analyzed by finite element analysis. The coupled interaction effect between the sea wave and the mobile harbor is taken into consideration by the added mass technique.

Keywords : sea state 3 wave excitation, mobile harbor, RORI crane, rolling response, FEM

1. 서 론

전 세계적인 해상 물동량의 지속적인 증가와 신속한 물류 수송에 대한 요구는 컨테이너 화물선의 대형화로 이어지고 있다. 하지만 세계 주요 항구를 제외한 대부분의 항구들이 이 대형 화물선의 접안이나 화물의 상·하역작업을 위한 충분한 시설을 갖추고 있지 않다. 그리고 기존 항만부두의 증축이나 새로운 항만의 신설은 막대한 경비와 공사기간의 장기화를 요구할 뿐만 아니라, 지리적 요건이 허락하지 않는 경우에는 실현 불가능할 수도 있다. 컨테이너선의 대형화에

따른 이러한 본질적인 문제를 효과적으로 해결하기 위하여 모바일 하버(mobile harbor)라는 신개념의 해상 이동식 부두가 최근 들어 등장하게 되었다.

모바일 하버는 해상에 정박해 있는 컨테이너선에 직접 접근하여 해상에서 화물을 처리해야 하므로, 기존의 항만부두와 지상 고정식 크레인과는 구조적으로 큰 차이를 지니고 있다. 모바일 하버는 컨테이너를 지탱하기 위한 충분한 구조강도 뿐만 아니라, 해상에서의 상·하역작업과 항해 시 동적 안정성을 동시에 유지하기 위해 소형 경량화가 요구된다. 특히, 모바일 하버의 주요 구성품으로서 모바일 하버의 상부에

† 책임저자, 중신회원 · 부산대학교 기계공학부 교수
Tel: 051-510-2306 ; Fax:
E-mail: oklim@pusan.ac.kr

* 부산대학교 기계공학부 대학원

** 정회원 · (주)마이다스아이티 기술연구소

• 이 논문에 대한 토론을 2010년 12월 31일까지 본 학회에 보내주 시면 2011년 2월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

위치한 크레인은 모바일 하버의 동적 안정성에 지대한 영향을 미친다(Cha 등, 2009; Han 등, 2009).

본 연구는 이러한 모바일 하버용 크레인 구조안의 하나로 고안된 RORI(Roll-Out Roll-In) 크레인(Cha 등, 2009)을 대상으로 한다. 모바일 하버는 일반 선박과 동일하게 해상에서 파고에 기인한 동적외란(dynamic excitation)으로 심한 요동을 일으킬 수 있다. 하지만, 모바일 하버는 해상상태 3(sea state 3) 이상에서는 작업을 제한하고 있기 때문에, 이 수준에서 파고에 의한 외란이 극한 동하중(extreme dynamic load)에 해당된다. 모바일 하버를 하나의 강체로 가정하였을 때, 모바일 하버는 파고에 따라 6 자유도의 동응답을 나타낸다. 하지만 그 중에서 동적 안정성에 심각한 영향을 끼치는 성분은 롤링(rolling motion)과 상하요동(heave motion)이다(Senjanovic 등, 1997).

본 연구에서는 해상상태 3의 조화 롤링 가진(sinusoidal rolling excitation)에 따른 모바일 하버 크레인의 동응답 특성을 수치해석적으로 분석하였다. 이를 위하여 선형 파고 이론(linear wave theory)에 따른 이론분석과 유한요소법을 활용한 수치해석으로 구성된 2단계 해석절차를 채용하였다. 전자를 통해 파고에 의한 모바일 하버의 강체 롤링 시간 응답을 이론적으로 계산하고, 다음 단계로 모바일 하버의 무게 중심에서의 강체 롤링 가진에 따른 탄성체 크레인의 과도 응답(transient response)을 수치해석을 통해 분석하였다. 한편, 모바일 하버와 접하는 파고의 동수압 효과는 부가질량(added mass) 기법(이희남 등, 2001; Cho 등, 2001)을 통해 동응답 해석에 반영하였다.

2. 모바일 하버용 RORI 크레인

모바일 하버는 하역장비인 크레인이 설치된 250TEU급 컨테이너 운반선이며 5,000~8,000TEU 파나마스급 컨테이너선에서 하역작업이 가능하다. 컨테이너 하역 처리속도는 기존 항만 크레인의 처리속도에 상응하는 시간당 30개를 처리 할 수 있다. Fig. 1은 모바일 하버와 크레인에 대한 개략적인 그림이다. 모바일 하버 크레인의 구성요소는 메인 붐(main boom), 1차 확장 붐(1st extendable boom), 2차 확장 붐(2nd extendable boom), Apex 붐 그리고 1 & 2 관절바(1 & 2 link bar)로 이루어져 있다. Fig. 2와 같이 운항 중 안정성을 위해 각 붐은 다른 붐 속을 슬라이딩되며 apex붐과 각 바(bar)들은 메인 붐 위로 접혀서 운항을 하며 컨테이너 하역 작업 시에는 다시 펼쳐져 크레인의 형상으로 돌아와 작업을 수행한다.

모바일 하버 크레인은 하역 작업 시 붐이 고정되어 트롤리

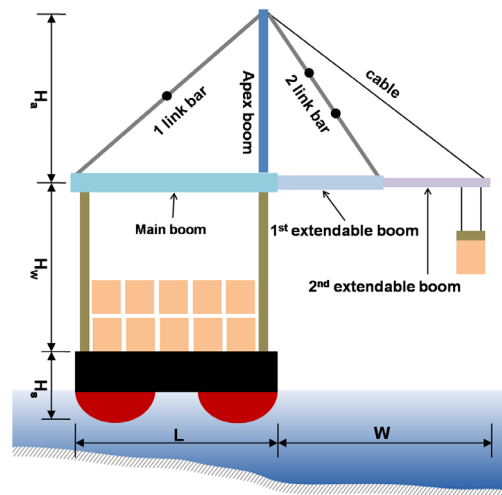


Fig. 1 Mobile harbor system

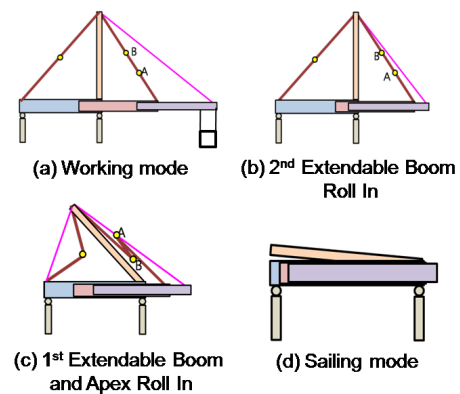


Fig. 2 Roll-out & roll-in crane system for mobile harbor

가 움직이는 기존의 크레인 작업 방법과 다르게 먼저 컨테이너를 잡게 되면 2차 붐이 1차 붐 속으로 슬라이딩되고, 그 이후 트롤리가 메인 붐으로 이동하는 구조를 가지고 있다. 해상에서 하역 작업을 하기 때문에 동적 안정성을 위해 이와 같이 설계하였으며, 이러한 시스템을 가진 크레인을 RORI 크레인이라고 명명하였다(Hwang 등, 2009).

3. 파고에 의한 선체 운동

3.1 선체의 운동

일반적으로 해상에서의 선체는 식 (1)과 같이 6 자유도 운동으로 나타낼 수 있으며, 3축에 대한 병진운동과 3축 주위에 대한 회전운동으로 나눌 수 있다(Biran, 2005).

$$s = \eta_1 i + \eta_2 j + \eta_3 k + \omega \times r \quad (1)$$

$$\omega = \eta_4 i + \eta_5 j + \eta_6 k \quad (2)$$

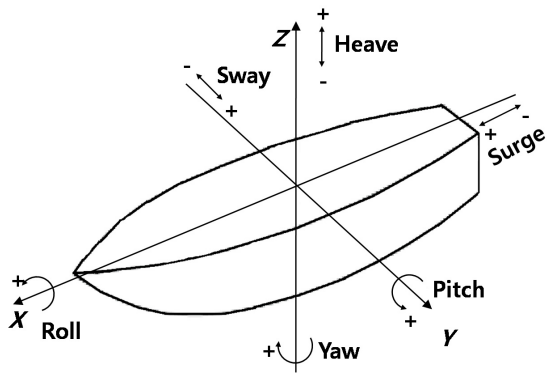


Fig. 3 Ship motion by wave-induced excitation

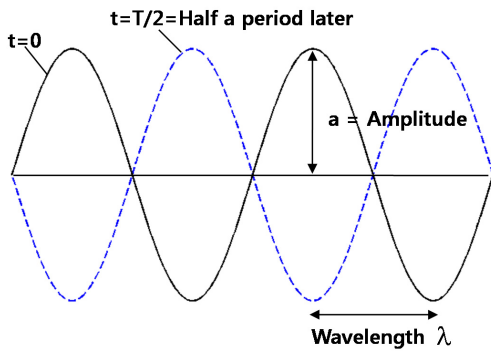


Fig. 4 Sinusoidal wave motion

여기서, η_1 는 전후요동(surge), η_2 는 좌우요동(sway), η_3 는 상하요동(heave), η_4 는 횡요동(roll), η_5 는 종요동(pitch) 그리고 η_6 는 선수요동(yaw)으로 나타낼 수 있다.

본 연구에서는 선체의 운동에 영향을 주는 파도를 선형파고로 가정하였으며 식 (3a)~(3d)는 선형파고 이론에서의 파도의 특성을 나타낸 것이다.

$$\eta(x,t) = a \sin\left(\frac{2\pi}{T}t - \frac{2\pi}{\lambda}x\right) = a \sin(\omega t - kx) \quad (3a)$$

$$\lambda = \frac{g}{2\pi} T^2 \quad (3b)$$

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (3c)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (3d)$$

λ 는 파장, k 는 파도 수이며, ω 는 파도의 각진동수이며 일반적으로 선형파고 운동은 유체는 비압축성이며 점성과 표면장력을 가지고 있지 않다고 가정한다. 그리고 선형파고에 의한 선체의 6자유 운동 방정식은 식 (4)이며, 이것은 파도가 선체에 진행방향에 직각으로 파도의 영향을 받는 횡파 (beam sea)에 대한 운동방정식이다(Bulian 등, 2008).

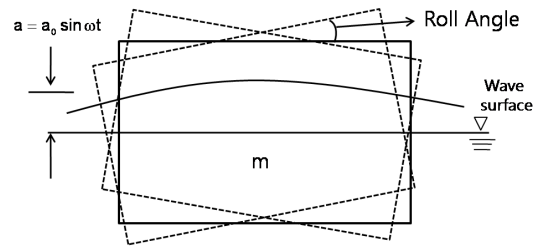


Fig. 5 Conceptual diagram of roll motion

$$\sum_{j=1}^6 (M_{ij} + m_{ij}) \ddot{\eta}_j + (N_{w_{ij}} + N_{v_{ij}} \cdot \delta_{4j}) \dot{\eta}_j + C_{ij} \eta_j = F_{w_j} \quad (i = 1, 2, \dots, 6) \quad (4)$$

M_{ij} 는 선체의 질량 또는 관성모멘트를 m_{ij} 는 j 방향의 운동으로 생기는 i 방향의 부가질량을 나타내며 $N_{w_{ij}}$ 는 조파감쇠 계수, $N_{v_{ij}}$ 는 점성 감쇠 계수를 의미한다. δ_{4j} 는 Kronecker delta라 하며 $j=4$ 일 때만 $\delta_{4j}=1$ 을 갖고 $j \neq 4$ 이면 $\delta_{4j}=0$ 이다. C_{ij} 는 복원력 계수이고, F_{w_j} 는 파랑 강제력을 나타낸다.

모바일 하버는 구조적으로 상부 크레인의 중심이 배의 측방향(즉, y 축 방향)으로 편심되어 있기 때문에 선체의 롤링 운동에 민감한 동응답을 나타낸다. 따라서, 본 연구에서는 롤링을 제외한 나머지 선체 운동의 영향을 무시한다.

식 (4)에서 롤링을 제외한 나머지 5 자유도 운동을 무시하면 식 (4) 속의 상호 연계항들은 모두 사라지게 되어 아래 식 (5)와 같이 롤링에 대한 독립된 운동방정식으로 표현할 수 있다.

$$(I_{44} + J_{44}) \ddot{\eta}_4 + N_{44} \dot{\eta}_4 + C_{44} \eta_4 = F_w \quad (5)$$

$$\ddot{\eta}_4 + \frac{N_{44}}{I_{44} + J_{44}} \dot{\eta}_4 + \frac{W \cdot GM}{I_{44} + J_{44}} \eta_4 = \frac{W \cdot GM}{I_{44} + J_{44}} \theta \gamma e^{i\omega t} \quad (6a)$$

$$\frac{N_{44}}{I_{44} + J_{44}} = 2\alpha \quad (6b)$$

$$\frac{W \cdot GM}{I_{44} + J_{44}} = \omega_n^2 \quad (6c)$$

$$\ddot{\eta}_4 + 2\alpha \dot{\eta}_4 + \omega_n^2 \eta_4 = \omega_n^2 \theta \gamma e^{i\omega t} = \omega_n^2 \frac{2\pi a}{\lambda} \gamma e^{i\omega t} \quad (7)$$

식 (5)에서 I_{44} 는 롤방향의 선체의 2차 관성모멘트이며 J_{44} 는 롤방향의 선체가 갖는 부가관성모멘트, N_{44} 는 롤방향의 감쇠계수이며 C_{44} 는 롤 복원력을 나타낸다. 여기서 식 (5)를 정리하면 식 (7)가 된다. 식 (7)에서 ω 는 선형파고의 각진동수, α 는 감쇠비와 선체의 고유 각진동수의 곱이며 ω_n 는 배의 고유 각진동수를 나타낸다. 그리고 식 (7)에서 θ 와 γ 는 각각 최대 파경사각 그리고 유효 파경사계수를 의미하며,

후자는 일반적으로 0.8~1의 값을 가지는데 본 논문에서는 1.0으로 설정하였다.

4. 모바일 하버 크레인의 해상상태 3 파고에 의한 롤링 동응답

4.1 수치해석 절차

모바일 하버 크레인이 해상상태 3에서 선체 롤링 운동에 따른 동응답을 파악하기 위해서, 우선 3장에서 기술한 운동 방정식 (7)을 이론적으로 계산하였다. 그리고 이론적으로 구한 선체 강체 롤링응답을 모바일 하버 무게 중심에 동하중으로 적용하여 크레인의 롤링에 따른 과도응답을 상용 FEM 프로그램으로 분석하였다. 크레인의 과도응답 해석을 위한 FEM 모델은 선체는 강체로 그리고 크레인은 탄성체로 하여 생성하였으며, Nastran FX(Midas IT, 2008)를 이용하여 선체 강체 롤링운동을 0초에서 180초까지, 즉 180/4=45주기를 0.1초 간격으로 응답을 구하였다. 참고로 식 (7)에 포함되어 있는 모바일 하버 고유진동수는 모바일 하버로 강체로 모델링하여 상용 FEM 프로그램으로 계산하였다.

4.2 해상상태 3

모바일 하버는 해상상태 3의 상태에서 작업이 가능하도록 설계되었으며, 해상상태 3의 정의는 Table 1과 같이 나타낼 수 있다. 본 연구에서는 Table 1을 참고하여 파고의 높이는 1.25m, 파고 주기를 4s로 설정하여 선형파고에 적용하여 연구를 수행하였다. 3.1절에서 언급한 선형파고 이론에 의해 해상상태 3에서의 파도의 길이는 24.98m, 파도의 수는 0.25, 파도의 각 주파수는 1.57rad/s로 구할 수 있다.

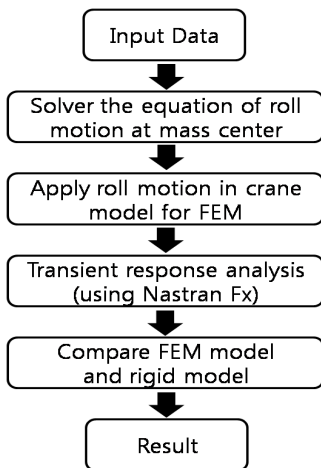


Fig. 6 Numerical analysis procedure

Table 1 Classification of sea states table (Pierson-Moskowitz sea spectrum)

Wind speed (Kts)	Sea state	Significant wave (Ft)	Significant range of periods (Sec)	Average period (Sec)
14	3	3.5	2 - 6.5	3.5
15	3	4	2 - 7	4
16	3.5	4.5	2.5 - 7	4
17	3.5	5	2.5 - 7.5	4.5

4.3 크레인 롤링응답의 유한요소 근사화

파고에 의한 모바일 하버의 강체 롤링 각도와 이에 따른 크레인을 포함한 탄성체 모바일 하버 각 지점에서의 상대 동변위를 각각 $\eta_4(t)$ 및 $\mathbf{u}(\mathbf{x};t)$ 라고 두면, 모바일 하버 각 지점에서의 절대 동변위 $\mathbf{z}(\mathbf{x};t)$ 는

$$\mathbf{z}(\mathbf{x};t) = \mathbf{r}(\mathbf{x}) \times \eta_4(t) + \mathbf{u}(\mathbf{x};t) \tag{8}$$

로 표현된다. 여기서 $\mathbf{r}(\mathbf{x})$ 은 모바일 하버의 무게중심과 각 지점사이의 상대 위치벡터를 나타낸다.

한편, 크레인을 포함한 탄성체 모바일 하버의 동변위는 고유모드 $\Phi_j(\mathbf{x})$ 와 모드 참여계수(modal participation coefficient) $q_j(t)$ 의 선형조합으로 표현된다.

$$\mathbf{u}(\mathbf{x};t) = \sum_{j=1}^{\infty} \Phi_j(\mathbf{x};t) \cdot q_j(t) \tag{9}$$

탄성체 모바일 하버 운동방정식의 유한요소 근사화에 식 (8)과 (9)을 대입하면 다음의 행렬 방정식을 구할 수 있다.

$$(\mathbf{M} + \mathbf{M}_{add})\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = -(\mathbf{M} + \mathbf{M}_{add})\mathbf{r} \times \ddot{\eta}_4 \tag{10}$$

여기서, \mathbf{M}_{add} 는 모바일 하버와 접하는 파고의 동수압 효과를 반영하기 위한 부가질량을 의미한다.

모바일 하버 구조체를 선형 기저함수로 N 개의 자유도를 가진 요소망으로 분할하고, 식 (9)를 식 (10)에 대입하면,

$$\sum_{j=1}^N \{ \tilde{\mathbf{M}}\Phi_j \ddot{q}_j + \mathbf{C}\Phi_j \dot{q}_j + \mathbf{K}\Phi_j q_j \} = \mathbf{P}_{eff} \tag{11}$$

과 같이 표현된다. 여기서, $\tilde{\mathbf{M}}$ 과 \mathbf{P}_{eff} 는 각각 $(\mathbf{M} + \mathbf{M}_{add})$ 과 $-(\mathbf{M} + \mathbf{M}_{add})\mathbf{r} \times \ddot{\eta}_4$ 를 나타낸다. 탄성체 모바일 하버 고유모드의 질량행렬에 대한 M -orthogonality 성질을 적용하면

식 (11)는 최종적으로 q_j 를 구하기 위한 N 개의 독립된 2차 상미방으로 귀착된다.

$$\ddot{q}_k + 2\zeta_k \omega_k \dot{q}_k + \omega_k^2 q_k = Q_k \quad (12)$$

여기서, ζ_k 와 Q_k 는 각각 k -번째 모바일 하버의 공주파수 ω_k 에서의 감쇠계수(damping ratio)와 $\Phi_k^T P_{eff}$ 를 나타낸다 (Cho 등, 2001).

참고로 모바일 하버 구조체의 감쇠계수는 실험을 통해서 구할 수 있기 때문에, 본 연구에서는 1차 고유주파수에 해당하는 감쇠계수 ζ_1 을 0에서부터 0.05까지 가변적으로 설정하여 크레인의 롤링 동응답을 파라메트릭하게 분석하였다.

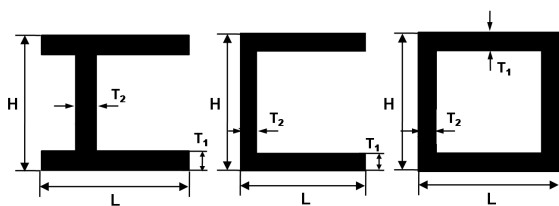
5. 수치해석

3장에서의 선체의 롤링에 대한 운동방정식을 풀기 위한 입력값은 Table 2와 같고 RORI 크레인의 기본 치수는 Fig. 1을 참고하여 Table 3에 나타내었다. 모바일하버 크레인에 설치된 바는 지름이 25cm이며 크레인의 붐은 최대 70톤(트롤리 무게와 컨테이너 무게 합)에 외력에 대해 안전해야한다. 그래서 본 연구에서는 역학적인 방법을 통해 아래의 Fig. 7과 Table 2와 같이 모바일 하버 크레인에 대한 단면과 단면 크기를 산출하였으며 이것을 바탕으로 모바일 하버의 롤링 운동에 적용하였다(Han 등, 2009).

크레인의 유한요소모델은 빔(beam)요소로 모델링하였으

Table 2 Geometry dimension and input data

	Item	Data
Geometry dimension	Ship wide, L	30(m)
	Extended boom length, W	40(m)
	Ship height, H _s	10.5(m)
	Work height, H _w	35(m)
	Apex height, H _a	30(m)
Input data	Ship mass, m	8000(ton)
	Wave height, a	0.625(m)
	Wave angular frequency, w	1.57(rad/s)
	Damping factor, α	0.1
	Wave height, a	0.625(m)



(a) main boom (b) 1&2 boom (c) apex boom

Fig. 7 Geometry and dimension of each boom section

Table 3 Dimension of boom section

Components	Dimension(m)			
	L	H	T ₁	T ₂
Main Boom	1.65	1.618	0.039	0.070
1st Boom	1.08	1.540	0.02	0.080
2nd Boom	1.00	1.500	0.02	0.060
Apex	0.75	0.750	0.042	0.042

며, 붐이 양쪽으로 뺀 대칭구조이기 때문에 붐의 한 쪽만 모델링하여 끝단에 35ton의 질량(mass)요소를 적용하였다. RBE2 요소를 사용하여 무게중심에서 전달되는 롤링의 변위 및 하중을 크레인에 전달되게 모델링하였다. 유한요소해석에 사용한 재료는 탄성계수 200GPa, 푸아송 비 0.3 그리고 밀도 7850kg/m³을 사용하여 해석을 수행하였다. 만일 붐이 좌우 대칭인 아닌 경우에는 크레인 전체를 빔요소로 모델링하여야 한다.

5.1 선체의 고유진동수 결정

롤링에 대한 운동방정식을 풀기 위해서는 선체의 고유 진동수가 필요하다. 하지만 모바일 하버의 경우 현재 설계 단계이며 기본적인 치수 외에는 선체에 대한 정보는 없다. 그래서 본 연구에서 롤링 운동에 고유진동수를 구하기 위해 유한요소 모델에서 무게 중심을 기준으로 운동하는 강체모델을 생성하여 고유 진동해석을 통해 고유진동수를 산출하였다. 여기서 해상에 떠있는 선체를 표현하기 위해 스프링 요소를 이용하여 부력을 표현하였다. 해석결과 모바일 하버의 고유진동수는 0.1319Hz이며, 고유 각진동수는 0.8249rad/s이다.

5.2 롤링 운동 결과

해상상태 3에서 모바일 하버의 강체롤링 응답을 Fig. 9에 나타내었으며, 파고의 롤링 운동의 영향으로 초기에 최고 0.1 rad의 롤링 진폭을 나타내었다. 하지만, 모바일 하버 본

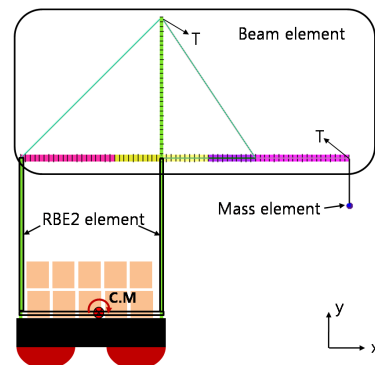


Fig. 8 Finite element model

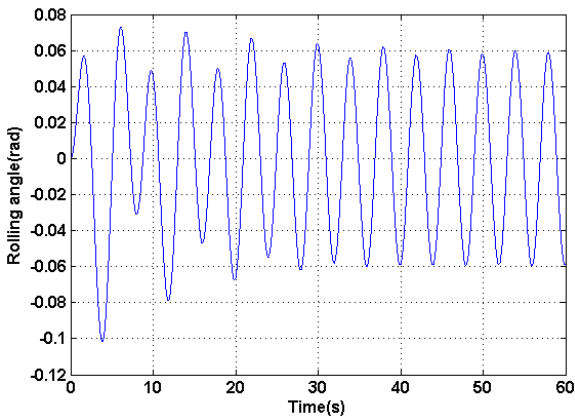


Fig. 9 Rolling angle of mobile harbor under sea state 3 wave excitation

체의 감쇠에 의해 일정시간 후 $\pm 0.06\text{rad}$ 범위의 롤링응답을 보여주고 있다.

5.3 모바일 하버 크레인의 롤링 운동에 대한 과도응답 결과

크레인은 탄성체이므로 봄에서는 필연적으로 처짐이 발생한다. 이 처짐은 크레인의 안정성, 작업 속도 및 작업의 정확도에 많은 영향을 미친다. 그래서 모바일 하버는 강체로 두고 크레인 부분을 탄성체로 한 모델의 롤링 과도응답을 유한요소 해석을 통해 분석하였다. 이 모델 해석을 위해 모바일 하버 전체를 강체로 가정하였을 때의 강체 롤링응답을 모바일 하버의 무게중심에 부여하였다.

Table 4는 감쇠를 고려하지 않은 경우에 있어, 강체 크레인인 탄성체 크레인 모델에서의 수평범 끝단 처짐량의 상대적인 차이의 최대 및 최소값을 나타내고 있다. 강체모델과 비교하여 탄성체 수평범은 끝단에서 수직방향으로 0.4733m 만큼 더 큰 처짐량을 나타내었다.

한편, Table 5는 수평범 끝단의 절대적인 동처짐량 응답에 있어 최대 진폭의 감쇠비에 따른 변화를 나타내고 있으며, 감쇠비의 증가와 더불어 진폭은 점진적으로 감소함을 보여주고 있다. 하지만, 감쇠에 따른 최대 진폭의 감소량은 그다지 크지 않음을 확인할 수 있다.

앞의 Table 4와 5는 모바일 하버 무게중심에 롤링 가진이 작용하고 있는 60sec 동안에서의 수평범 끝단의 동적 처짐량에 대한 결과이다. 한편, Fig. 10은 무게중심에서의 롤링 가진이 제거된 직후부터 수평범 끝단의 절대적인 동적 처짐량의 시간변동을 나타내고 있다. 감쇠를 반영하게 되면 과도응답이 현저하게 감소하게 됨을 확인할 수 있다.

탄성체 크레인의 과도응답에 미치는 감쇠비의 영향을 정량

Table 4 Maximum and minimum difference of tip deflections between rigid and flexible crane model

Direction	Relative deflection(m)	
	Maximum	Minimum
Horizontal	0.0403	-0.0364
Vertical	0.4733	-0.2907

Table 5 Horizontal and vertical amplitude with respect to structural damping ratio

Damping ratio	Amplitude(m)	
	Horizontal	Vertical
0	4.3393	7.394
0.02	4.3268	7.2908
0.03	4.325	7.2853
0.04	4.3198	7.2733
0.05	4.3112	7.2554

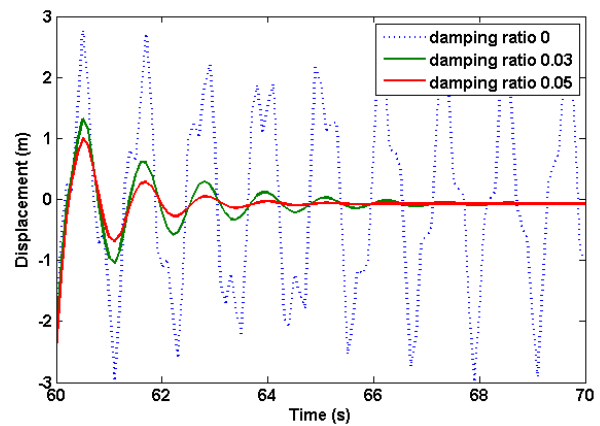


Fig. 10 Displacement with respect to the damping ratio

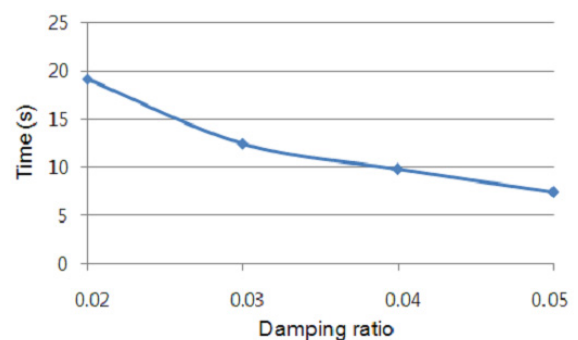


Fig. 11 Stabilization time to the damping ratio

적으로 평가하기 위하여 수평범 끝단의 동적 처짐의 안정화 시간을 분석하였다. 안정화 시간은 수평범 끝단 처짐량의 시간응답에 있어 인접한 두 피크(peak)의 상대적인 차이가 1%이내로 감소할 때까지 걸리는 시간으로 정의하였다. Fig. 11로 부터 감쇠비가 안정화 시간에 현저한 영향을 미침을 확인할 수 있다.

6. 결 론

모바일 하버를 위해 고안된 접기가능식 소형 경량 RORI 크레인의 해상상태 3 파고에 따른 롤링 동응답을 분석하였다. 파고의 롤링운동에 따른 모바일 하버 본체의 직접적인 강체 롤링 응답은 선형 파고이론을 통해 유도하였으며, 크레인 포함 탄성체 모바일 하버 구조체의 롤링 동응답은 유한요소 해석을 통해 분석하였다. 파고의 롤링운동에 의해 모바일 하버 본체는 진폭 0.1~0.06rad의 강체 조화 롤링응답을 나타내었다. 한편, 이러한 모바일 하버의 롤링운동에 따라 탄성체 크레인은 구조감쇠를 무시하였을 경우, 최대 0.47m의 추가적인 끝단 처짐량을 나타내었다. 크레인의 무게중심에 롤링 가진이 작용하고 있는 동안에는 감쇠의 영향이 눈에 띄지 않았다. 하지만, 롤링가진이 제거된 후 크레인의 과도응답에서 진폭과 안정화 시간은 감쇠에 따라 현저히 줄어들었다. 모바일 하버를 위한 감쇠장치로는 에어 펜더(air fender)를 컨테이션 본체에 접촉시키거나 모바일 하버 선체에 슬로싱 댐퍼(sloshing damper)를 부착하는 방안을 고려할 수 있다. 본 연구는 해상상태 3에서도 컨테이너 상하역 작업을 수행해야 하는 모바일 하버 크레인의 설계에 있어 카운트 웨이트(counter weight) 설계와 제어에 유용하게 활용될 수 있을 것이라 생각된다.

후 기

본 연구는 한국과학기술원(KAIST) 모바일사업단의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 이희남, 신태명** (2001) 유체-구조물 상호작용을 고려한 실린더형 수중 구조물의 유한요소모델링 및 동적 응답 스펙트럼 해석, 한국전산구조공학회 논문집 14(1), pp.1~9.
- Biran, A.B.** (2005) *Ship Hydrostatics and Stability*, Butterworth-Heinemann.
- Bulian, G., Francescutto, A., Zotti, I.** (2008)

Stability and Roll Motion of Fast Multihull Vessels in Beam Waves, *Ship and Offshore Structures*, 3(3), pp.215~228.

- Cha, J.H., Park, K.P., Lee, K.Y.** (2009) Numerical Analysis for Nonlinear Static and Dynamic Response of a Floating Crane with Elastic Booms, *Proceedings of the KSME 2009 Fall Annual Meeting*, pp.969~977.
- Cho, J.R., Song, J.M.** (2001) Assessment of Classical Numerical Models for the Separate Fluid-Structure Modal Analysis, *Journal of Sound and Vibration* 239(5), pp.995~1012.
- Cho, J.R., Song, J.M., Lee, J.K.** (2001) Finite Element Techniques for the Free-Vibration and Seismic Analysis of Liquid-Storage Tanks, *Finite Elements in Analysis and Design*, 37(6-7), pp.467~483.
- Han, K.C., Hwang, S.O., Choi, E.H., Lim, O.K., Cho, J.R.** (2009) Structural Analysis and Design of RORI Crane System for Mobile Harbor, *Proceeding of the KSME 2009 Autumn Annual Meeting*, pp.73~76.
- Hwang, S.O., Han, K.C., Choi, E.H., Lim, O.K., Cho, J.R.** (2009) A New-Concept Roll-Out Roll-In Crane System for Mobile Harbor, *Proceeding of the KSME 2009 Autumn Annual Meeting*, pp.115~117.
- Midas IT** (2008) Nastran Fx On-line Use's Manual
- Senjanovic, I., Parunov, J., Cipric, G.** (1997) Safety Analysis of Ship Rolling in Rough Sea, *Chaos, Solitons & Fractals*, 8(4), pp.659~680.

- 논문접수일 2010년 2월 3일
- 논문심사일
 - 1차 2010년 2월 4일
 - 2차 2010년 5월 19일
- 게재확정일 2010년 6월 17일