3차원 경계요소법과 전선 유한요소 해석의 연성을 통한 전선 유탄성 해석

김경환¹·방제성²·김용환^{1,†}·김승조³

서울대학교 조선해양공학과¹

한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부, 서울대학교 협동과정 계산과학전공²

서울대학교 기계항공공학부³

Analysis on the Hydroelasticity of Whole Ship Structure by Coupling Three-dimensional BEM and FEM

Kyong-Hwan Kim¹·Je-Sung Bang²·Yonghwan Kim^{1,†}·Seung-Jo Kim³

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University¹

Systems Engineering Research Division, Korea Institute of Machinery and Materials, Interdisciplinary Program in Computational Science and Technology, Seoul National University²

School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University³

Abstract

This paper considers a fully coupled 3D BEM-FEM analysis for the ship structural hydroelasticity problem in waves. Fluid flows and structural responses are analyzed by using a 3D Rankine panel method and a 3D finite element method, respectively. The two methods are fully coupled in the time domain using a fixed-point iteration scheme, and a relaxation scheme is applied for improve convergence. In order to validate the developed method, numerical tests are carried out for a barge model. The computed natural frequency, motion responses, and time histories of stress are compared with the results of the beam-based hydroelasticity program, WSH-FLEX, which was thoroughly validated in previous studies. This study extends to a real-ship application, particularly the springing analysis for a 6500 TEU containership. Based on this study, it is found that the present method provides reliable solutions to the ship hydroelasticity problems.

Keywords : Ship structural hydroelasticity(선체 유탄성), Full ship FEA(전선 유한요소 해석), Rankine panel method(랭킨패널법), Springing analysis(스프링잉 해석), Fluid-structure interaction(유체-구조 연성)

1. 서론

해상 물동량의 증가와 함께 최근 건조되는 선박은 기존의 선박들에 비하여 그 크기가 더욱 크고 빠르게 건조되는 추세에 있다. 선박의 대형화는 기존 선박들에 비해 선박 자체의 고유 주파수를 작아지게 하며, 선박의 고속화는 선박이 파랑 중 경험하는 조우 주파수(encounter frequency)가 커지게 하는 효과를 가져오고 있다. 이러한 경향으로 인해 예전의 선박들에 비해 선박의 고유 주파수와 파랑 중 조우주파수가 더욱 가까워지고 있고, 이에 따라 일반적인 해상 상태에서도 선박의 진동에 의한 운동 응답이 커지게 되었다. 이러한 현상은 스프링잉(springing) 현상의 주된 요인이 되고 있으며, 이로 인해 선체 구조물의 피로파괴 위험성이 더욱 커지게 되었다. 따라서 최근 대형 선박의 설계에 있어서 선박의 유탄성 응답에 대한 관심이 점차 높아지고, 선급이나 선주의 해석요구들이 급격히 증가하고 있다.

선박의 유탄성 응답을 해석하기 위한 연구는 1970년대 말부터 시작되었으며 대부분 모드 중첩법(modal superposition)에 기반한 연구가 적용되었다(Bishop & Price, 1979; Jensen & Pedersen, 1981; Wu & Moan, 1996). 또한 3차원 구조모델에 대한 해석보다는 선박을 길이 방향에 따라 여러 개의 보 요소들로 이상화하고 Euler 보나 Timoshenko 보 이론에 기반하여 선박의 유탄성 응답을 해석하는 연구들이 수행되었다(Xia, et al., 1998; Lee, et al., 2003; Lee, et al., 2006). 유체력의 해석에 있어서도 스트립 이론이 주로 적용되었으며 대체로 주파수 영역에서의 해석이 수행되었다. 이상의 해석 방법들은 빠른 해석이 가능하기 때문에 설계 초기 단계에서 유용하게 적용될 수 있다.

컴퓨터 계산 속도가 빨라지고 선박의 유탄성 진동에 의한 피로 파괴 현상이 심화되면서 최근에는 구조 해석의 기법으로 보 요소에 기반한 1차원의 유한요소법(finite element method)보다 판 요소에 기반한 3차원 유한요소법의 적용이 요구되고 있다. (Malenica,

et al., 2008). 3차원 유한요소법은 1차원의 유한요소법에 비하여 많은 해석 시간이 소모된다는 단점이 있지만, 1차원 유한요소법에 비하여 보다 정확하게 선박 구조물에 분포하는 하중을 계산할 수 있으며 아무리 복잡한 구조물이라 하여도 별다른 제약 없이 해석이 가능하다는 장점이 있다. 따라서 보다 정확한 선박 유탄성 응답 해석을 위하여 3차원 유한요소법의 적용이 필수적이라고 할 수 있다(Oberhagemann & Moctar, 2011).

선박 운동 문제에 있어서 최근에는 랭킨패널법(Rankine panel method)이 많이 적용되고 있다. 랭킨패널법은 기존의 스트립 방법에 비하여 3차원의 효과를 더 정확히 반영할 수 있고, 파랑그린함수법에 비하여 비선형 문제로 확장이 용이하다. 또한 CFD에 기반한 해석 방법보다 훨씬 적은 계산 시간이 소요되기 때문에 현재 선박 운동 문제에 많이 적용되고 있다. 선박 유탄성 문제에 있어서 1차원 보 요소를 랭킨패널법과 연성하여 해석한 사례(Kim, et al., 2009a)는 있으나 아직까지 랭킨패널법을 3차원의 유한요소법과 연성하여 해석한 사례가 없다. Malenica, et al. (2008)의 연구에서는 파랑그린함수법에 기반한 보 요소의 해석을 수행한 뒤 이를 3차원의 유한요소법에 적용하였으며, 일부 탄성 모드만을 부분적으로 연성하였기에 직접적인 3차원 유한요소법을 적용하였다고 보기 어렵다. 가장 최근에는 3차원 구조 모델의 고유 벡터를 모드 중첩법을 통하여 랭킨패널법과 연성한 사례(Kim, et al., 2011)가 있으나 이 또한 한정된 모드의 수로 국부적인 영역에서 정확한 응력을 해석하는 데는 한계가 있다고 할 수 있다.

이에 따라 본 연구에서는 3차원의 랭킨패널법과 3차원의 유한요소법을 연성하여 선박 유탄성 문제를 해석하는 기법을 개발하였다. 3차원의 랭킨패널법으로는 고차 포텐셜 기반의 운동 해석 프로그램인 WSH (Kim, et al., 2008a)를 적용하였고 3차원 유한요소법으로는 IPSAP (Internet Parallel Structural Analysis Program) 프로그램을 적용하였다. IPSAP은 서울대학교에서 개발된 고성능 병렬 구조해석 프로그램이다. 그리고 이들을 시간 영역에서 상호 연성하여 전선 유탄성 해석이 가능한 수치해석 프로그램을 개발하였다. 본 연구에서 개발된 수치 기법의 검증을 위하여 간단한 바지선에 대하여 입수 모드 중 고유 주파수를 계산하고, 파랑 중진속도가 없는 경우와 있는 경우에 대하여 운동 응답을 계산하였다. 그리고 응력을 계산하여 이를 보 요소 기반 선박 유탄성 해석 프로그램인 WSH-FLEX의 결과와 비교하였다. 또한 실선 선박인 6500 TEU 컨테이너선에 대한 해석을 수행하였다. 이상의 결과들을 바탕으로 본 연구에서 개발된 수치해석 결과의 타당성에 대하여 논의하였다.

2. 문제의 정식화

선박은 무한 수심에서 파랑 중 U의 속도로 전진하고 있으며 이때 선박의 운동은 선박에 고정된 좌표계(o-xyz)에서 정의한다. Fig. 1에 좌표계를 나타내었다. 여기서 S_B , S_F , S_∞ 는 각각 선박의 입수면, 자유표면 그리고 무한 원방에서의 경계면을 나타낸다. Ω_F 와 Ω_B 는 각각 유체 영역과 구조 영역을 의미한다. 선박에 입사되는 파의 파고와 주파수는 A와 ω 로 나타내며 입사파의 입사각은 β 로 나타낸다.

Fig. 1 Definition of the coordinate system and the notations

선박의 운동방정식은 다음과 같이 임의의 미소변위 δu 에 대하여 외력에 의한 일, 관성력, 점성력에 의한 일과 같다는 가정하에 유도된다.

$$\int_V \{\delta u\}^T \{F_V\} dV + \int_S \{\delta u\}^T \{F_S\} dS + \int_V (\{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} + \{\delta u\}^T \rho_B \{\ddot{u}\} + \{\delta u\}^T k_d \{\dot{u}\}) dV \quad (1)$$

여기서 $\delta \varepsilon$ 는 δu 에 해당하는 변형률이며, F_V 는 구조영역의 부피인 V에서 작용하는 부피력, F_S 는 구조영역의 표면 S에서 작용하는 표면력, ρ_B 는 물체의 밀도, k_d 는 감쇠계수를 각각 나타낸다. σ 는 응력을 의미한다. 변위 u는 시간과 공간에 대한 변수이며 이에 대한 시간 미분 항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \{u\} &= [N] \{d\} \\ \{\dot{u}\} &= [N] \{\dot{d}\} \\ \{\ddot{u}\} &= [N] \{\ddot{d}\} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 [N]은 공간의 대한 함수이며, {d}는 시간에 대한 함수이다. 이를 식(1)에 적용하면 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\begin{aligned} \{\delta u\}^T & \left[\int_V [B]^T \{\sigma\} dV + \int_V \rho_B^T [N]^T [N] dV \{\ddot{d}\} \right. \\ & + \int_V k_d [N]^T [N] dV \{\dot{d}\} - \int_V [N]^T \{F_V\} dV \\ & \left. - \int_S [N]^T \{F_S\} dS \right] = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

[B]는 응력과 변형 관계식으로부터 정의된 행렬이다. 위의 식으로부터 임의의 δu^T 에 대해 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$[M] \{\ddot{d}\} + [C] \{\dot{d}\} + \{F^{int}\} = \{F^{ext}\} \quad (4)$$

여기서 M 과 C 는 각각 질량과 감쇠 행렬로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M] = \int_V \rho_B [N]^T [N] dV \quad (5)$$

$$[C] = \int_V k_d [N]^T [N] dV \quad (6)$$

그리고 내력벡터 $\{F^{int}\}$ 와 외력벡터 $\{F^{ext}\}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\{F^{int}\} = \int_V [B]^T \{\sigma\} dV \quad (7)$$

$$\{F^{ext}\} = \int_V [N]^T \{F_V\} dV - \int_S [N]^T \{F_S\} dS \quad (8)$$

내력은 구조 내부에 의한 응력으로 정의되며, 외력은 구조물에 작용하는 자중과 부력 그리고 구조물 표면에 작용하는 동역학적인 유체력으로 정의된다. 만일 선박의 구조부재가 선형 거동을 한다고 가정하면 내력은 변위와 강성의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$\{F^{int}\} = [K] \{d\} \quad (9)$$

$$[K] = \int_V [B]^T [E] [B] dV \quad (10)$$

$[K]$ 는 강성 행렬을 의미하며 이는 물성치 행렬인 $[E]$ 에 의해 정의된다. 이에 따라 다음과 같이 운동 방정식을 정리할 수 있다.

$$[M] \{\ddot{d}\} + [C] \{\dot{d}\} + [K] \{d\} = \{F^{ext}\} \quad (11)$$

선박 운동 문제에 있어서 유체 영역은 포텐셜 유동으로 가정하면 속도 포텐셜(ϕ)을 도입한 해석이 가능하며, 지배방정식은 라플라스 방정식이 된다. 물체 및 자유표면 경계조건은 다음과 같이 정의된다.

$$\nabla^2 \phi(\vec{x}, t) = 0 \quad \text{in } \Omega_F \quad (12)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = \vec{U} \cdot \vec{n} + \frac{\partial u}{\partial t} \cdot \vec{n} \quad \text{on } S_B \quad (13)$$

$$\left[\frac{\partial}{\partial t} - (\vec{U} - \nabla \phi) \cdot \nabla \right] [z - \zeta(x, y, t)] = 0 \quad \text{on } z = \zeta(x, y, t) \quad (14)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial t} - \vec{U} \cdot \nabla \right) \phi = g\zeta - \frac{1}{2} \nabla \phi \cdot \nabla \phi \quad \text{on } z = \zeta(x, y, t) \quad (15)$$

여기서 ζ 와 g 는 각각 파고와 중력 가속도를 의미하며 한다. 벡터 U 는 선박의 전진속도 벡터를 의미하며, 본 연구에서는 선박의 전진 속도인 x 방향의 속도만 적용한다. 경계조건 문제를 선형화하기 위하여 전체 속도 포텐셜과 파고를 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\phi(\vec{x}, t) = \Phi(\vec{x}, t) + \phi_I(\vec{x}, t) + \phi_d(\vec{x}, t) \quad (16)$$

$$\zeta(x, y, t) = \zeta_I(x, y, t) + \zeta_d(x, y, t) \quad (17)$$

여기서 Φ 는 기본 포텐셜로서 크기는 $O(1)$ 이다. 이는 Dawson (1977)에 의해 제안된 이중 물체 포텐셜을 통해 계산한다. ϕ_d 는 교란 포텐셜이, ϕ 는 입사파 포텐셜을 의미하며 이들의 크기는 $O(\varepsilon)$ 이다. ζ_d 는 교란파이며 ζ 는 입사파를 의미한다. 교란 포텐셜에 대한 물체 경계조건은 선박의 평균 위치에 대하여 다음과 같이 정리할 수 있다(Timman & Newman, 1962).

$$\frac{\partial \phi_d}{\partial n} = \frac{\partial u}{\partial t} \cdot \vec{n} - \frac{\partial \phi_I}{\partial n} + [(\vec{u} \cdot \nabla)(\vec{U} - \nabla \Phi)] \cdot \vec{n} + [((\vec{U} - \nabla \Phi) \cdot \nabla) \vec{u}] \cdot \vec{u} \quad \text{on } \bar{S}_B \quad (18)$$

자유표면 경계조건은 다음과 같이 선형화된다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \zeta_d}{\partial t} - (\vec{U} - \nabla \Phi) \cdot \nabla \zeta_d \\ &= \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} \zeta_d + \frac{\partial \phi_d}{\partial z} + (\vec{U} - \nabla \Phi) \cdot \nabla \zeta_I \quad \text{on } z = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \phi_d}{\partial t} - (\vec{U} - \nabla \Phi) \cdot \nabla \phi_d \\ &= \frac{\partial \Phi}{\partial t} - g\zeta_d + \left[\vec{U} \cdot \nabla \Phi - \frac{1}{2} \nabla \Phi \cdot \nabla \Phi \right] + (\vec{U} - \nabla \Phi) \cdot \nabla \phi_I \quad \text{on } z = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

선박의 작용하는 외력은 베르누이 방정식을 통하여 다음과 같이 정의된다. 여기서 ρW 는 유체의 밀도를 의미한다.

$$\begin{aligned} F_j = & -\rho_W \iint_{\bar{S}_B} \left\{ \left(\frac{\partial}{\partial t} - \vec{U} \cdot \nabla \right) \phi_I + \nabla \Phi \cdot \nabla \phi_I \right\} \cdot n_j dS \\ & - \rho_W \iint_{\bar{S}_B} \left\{ \left(\frac{\partial}{\partial t} - (\vec{U} - \nabla \Phi) \cdot \nabla \right) \phi_d \right\} \cdot n_j dS \\ & - \rho_W \iint_{\bar{S}_B} \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial t} - \vec{U} \cdot \nabla \Phi + \frac{1}{2} \nabla \Phi \cdot \nabla \Phi \right\} \cdot n_j dS \end{aligned} \quad (21)$$

$j = 1, 2, 3$

위의 힘은 복원력을 제외한 유체동역학적 외력을 포함하고 있

다. 본 연구에서는 복원력을 선박의 국부 위치에서 수직 변위만을 고려한 유체 정역학적 압력과 선박의 초기 위치에서 유체 정역학적 압력의 차이로 계산하였다.

3. 수치 해법

본 연구에서는 유체와 구조 영역을 각각 3차원의 경계요소법과 유한요소법으로 해석하였으며 두 영역간의 해를 시간 영역에서 연성하는 기법으로 선박의 유체-구조 연성 문제를 해석하였다. 즉, 3차원 유한요소법으로 선박의 변형을 포함한 운동을 해석하고 이를 경계조건으로 적용하여 3차원 랜킨패널법을 통해 선박에 작용하는 유체력을 해석한다. 그리고 이를 다시 유한요소법에 적용하는 과정을 반복하여 시간 영역에서 선박의 운동을 계산하게 된다. 이를 Fig. 2에 간략하게 도식화하였다.

Fig. 2 Fully coupled analysis of 3D FEM and RPM

3.1 구조응답 해석

선박의 변형을 포함한 구조적인 응답은 유한요소 해석프로그램인 IPSAP으로 해석하였다. 이는 서울대학교 항공우주구조연구실에서 개발된 프로그램으로 3차원의 유한요소법을 이용한 대용량, 고성능의 구조해석 프로그램이다. 본 연구에서는 운동 방정식의 시간 적분을 위하여 Newmark-β 방법을 적용하였다(Bathe,

1982). 시간영역에서 구조물의 운동 방정식은 다음과 같이 정의된다.

$$\left(\frac{1}{\alpha \Delta t^2} M + \frac{\delta}{\alpha \Delta t} C + K \right) \{d\}^{t+\Delta t} = \{F^{ext}\}^{t+\Delta t} + M \left[\frac{1}{\alpha \Delta t^2} \{d\}^t + \frac{1}{\alpha \Delta t} \{\dot{d}\}^t + \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \{\ddot{d}\}^t \right] + C \left[\frac{\delta}{\alpha \Delta t} \{d\}^t + \left(\frac{\delta}{\alpha} - 1 \right) \{\dot{d}\}^t + \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right) \{\ddot{d}\}^t \right] \quad (22)$$

$t+\Delta t$ 는 현 단계를 의미하며 t 는 이전 단계를 의미한다. 속도와 가속도는 아래와 같이 정의된다.

$$\ddot{d}^{t+\Delta t} = \frac{1}{\alpha \Delta t^2} (d^{t+\Delta t} - d^t) - \frac{1}{\alpha \Delta t} \dot{d}^t - \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \ddot{d}^t \quad (23)$$

$$\dot{d}^{t+\Delta t} = \dot{d}^t + \Delta t \left[(1 - \delta) \ddot{d}^t + \delta \ddot{d}^{t+\Delta t} \right] \quad (24)$$

여기서 $\delta=0.5$, $\alpha=0.25$ 를 적용하였으며, 이는 운동 물리량 계산에 있어서 현 단계와 다음 단계의 평균값을 근사하여 적용한다는 의미이다. 위의 운동 방정식은 유한요소법에 기반하여 각 요소마다의 질량, 감쇠 및 강성 행렬을 계산한 뒤 전체 구조물에 대한 방정식으로 정리되며 이를 해석하여 선박 구조물 전체의 운동을 계산할 수 있다. 본 연구에서는 구조 감쇠항을 적용하지 않았다.

3.2 유체력 해석

유체력 해석은 고차의 랜킨패널법이 적용되었다. Green의 2차 정리를 통하여 식(12)를 적분 방정식으로 변환하고 경계면에 3차원 랜킨소스($G=1/r$)를 분포하여 문제를 해결할 수 있다.

$$\begin{aligned} \phi_d + \int_{S_B} \phi_d \frac{\partial G}{\partial n} dS - \int_{S_F} \frac{\partial \phi_d}{\partial n} G dS \\ = \int_{S_B} \frac{\partial \phi_d}{\partial n} G dS - \int_{S_F} \phi_d \frac{\partial G}{\partial n} dS \end{aligned} \quad (25)$$

본 연구에서는 아래와 같이 B-spline을 이용한 고차의 소스 포텐셜을 적용하였다.

$$\begin{aligned} \phi_d(\vec{x}, t) &= \sum_{j=1}^9 (\phi_d)_j(t) B_j(\vec{x}) \\ \zeta_d(x, y, t) &= \sum_{j=1}^9 (\zeta_d)_j(t) B_j(\vec{x}) \\ \frac{\partial \phi_d}{\partial n}(\vec{x}, t) &= \sum_{j=1}^9 \left(\frac{\partial \phi_d}{\partial n} \right)_j(t) B_j(\vec{x}) \end{aligned} \quad (26)$$

여기서 B_j 는 B-spline 기저함수를 의미하며 $(\phi_d)_j$, $(\zeta_d)_j$ 와 $(\partial\phi_d/\partial n)_j$ 는 각각 포텐셜 계수, 파고 계수, 그리고 법선방향 미분포텐셜의 계수를 의미한다. 식(26)를 식(25)에 넣고 이산화하면 물체 표면에서 포텐셜과 자유표면에서 법선 방향 미분 포텐셜을 미지수로 하는 선형 대수 방정식이 된다. 선형 대수 방정식을 풀어서 유체 영역의 경계조건 문제를 해석할 수 있다.

본 연구에서는 자유표면 경계조건의 해석을 위하여 운동학적(kinematic) 및 동역학적(dynamic) 자유표면 경계조건에 각각 양(explicit)과 음(implicit)의 오일러(Euler) 방법을 적용하였다. 또한 방사조건의 적용을 위하여 자유표면 경계조건에 아래와 같은 수치 감쇠항을 적용하여 자유표면 영역 끝단에서 반사파가 발생하지 않도록 하였다.

$$\frac{d\zeta_d}{dt} = \frac{\partial\phi_d}{\partial z} - 2\nu\zeta_d + \frac{\nu^2}{g}\phi_d \quad (27)$$

$$\frac{d\phi_d}{dt} = -g\zeta_d \quad (28)$$

여기서 ν 는 감쇠항의 세기를 의미한다. 물체 표면 경계조건은 Ogilvie and Tuck (1969)에 의해 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{\partial\phi_d}{\partial n} = \sum_{j=1}^6 \left(\frac{\partial\xi_j}{\partial t} n_j + \xi_j m_j \right) - \frac{\partial\phi_I}{\partial n} \quad \text{on } \bar{S}_B \quad (29)$$

$$\begin{aligned} (n_1, n_2, n_3) &= \vec{n} \\ (n_4, n_5, n_6) &= \vec{x} \times \vec{n} \\ (m_1, m_2, m_3) &= (\vec{n} \cdot \nabla)(\vec{U} - \nabla\Phi) \\ (m_4, m_5, m_6) &= (\vec{n} \cdot \nabla)(\vec{x} \times (\vec{U} - \nabla\Phi)) \end{aligned} \quad (30)$$

위의 조건은 선박이 강체라는 가정하에 유도되었다. 본 연구에서는 3차원 구조 모델의 각 판 요소가 강체와 같은 거동을 보인다고 가정하고 위와 같은 물체 경계조건으로 적용하였다. 이러한 경우 ξ_1, ξ_2, ξ_3 는 판 요소의 병진 운동을 의미하며, ξ_4, ξ_5, ξ_6 는 판 요소의 회전 운동을 의미한다. 위의 경계 조건에서 m -항은 기본 포텐셜의 2차 미분항으로 계산한다. 이는 수치 미분으로 계산하는 경우에 정확도가 떨어질 수 있으며, 본 연구에서는 이로 인한 오차를 줄이기 위하여 식(25)의 적분 방정식 상에서 Stokes의 정리를 적용하여 2차의 미분항이 1차의 미분항으로 적용되도록 하였다(Nakos, 1990).

3.3 유체-구조 연성 기법

유체와 구조 영역의 수렴된 해를 얻기 위하여 본 연구에서는 반복 계산 기법(iteration method)의 하나인 고정점 반복법(fixed point iteration)을 적용하였다. 구조 영역과 유체 영역의 지배방정식을 양함수(explicit function) 형태인 S와 F로 나타낼 수 있다. 이는 다음과 같은 관계로 표현이 가능하다.

$$\begin{aligned} F(\dot{u}, u, \phi_f) - p &= 0 \\ S(p) - \dot{u} &= 0 \end{aligned} \quad (31)$$

여기서 p 는 선박 표면에 작용하는 압력이며 ϕ_f 는 자유표면에서의 속도 포텐셜을 의미한다. 고정점 반복법은 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} \dot{u}_{t+\Delta t}^{k+1} &= S(p_{t+\Delta t}^k) \\ p_{t+\Delta t}^{k+1} &= F(\dot{u}_{t+\Delta t}^{k+1}, u_{t+\Delta t}^{k+1}, \phi_{f,t+\Delta t}^{k+1}) \\ \text{iterate until } |\dot{u}_{t+\Delta t}^k - \dot{u}_{t+\Delta t}^{k+1}| &< \varepsilon \end{aligned} \quad (32)$$

k 는 반복 계산의 횟수를 의미하며 ε 은 허용 오차를 의미한다. 고정점 반복법을 적용한 경우에 유체에서 계산된 압력을 구조 방정식에 넣어 선박의 가속도를 계산하며, 선박의 변위와 속도 및 자유표면에서의 속도 포텐셜을 유체 방정식에 넣어 유체력을 계산한다. 그리고 이 과정을 가속도가 허용 오차 범위 내에 수렴될

(a) Panel model

(b) FE model

Fig. 3 Pressure distributions of panel model and FE model

때까지 반복하게 된다. 선박이 유체 중 운동하는 경우에 선박의 가속도에 비례하는 부가질량이 존재하며, 이는 운동 방정식에 있어서 수치적으로 불안정성을 야기하여 해의 수렴성을 저해할 수 있다. 이러한 영향을 줄이기 위하여 완화법(relaxation scheme)을 적용하였다(Kim, 2009).

유체-구조 연성 해석에 있어서 각각의 해석을 통해 계산된 유체력과 구조 변위는 각각 구조 모델과 유체 모델로 전달되어야 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 구조 격자 모델과 유체 격자 모

Fig. 4 Comparison on vertical forces of panel model and FE model, barge, $F_n=0.0$, $\beta=180\text{deg}$, $A/L=1/60$, $\lambda/L=1.0$ ($\omega_e/\omega_n=0.264$)

Fig. 5 Displacement of panel model and FE model on barge, $F_n=0.0$, $\beta=180\text{deg}$, $A/L=1/60$, $\lambda/L=1.0$ ($\omega_e/\omega_n=0.264$)

델 사이에 근접한 절점을 찾고 하중과 변위를 적용하였다. Fig. 3은 임의의 시간에 바지선의 유체와 구조 격자 모델 표면에 분포된 압력을 나타내고 있으며, 서로 거의 유사한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4는 바지선이 파랑 중 운동하는 경우에 유체와 구조 격자에 분포된 압력을 적분하여 나타낸 수직 방향 힘의 시간 이력을 나타내었다. 유체나 구조 격자로 계산한 힘의 크기가 거의 유사하게 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 5는 구조와 유체 격자 모델에 분포된 변위를 나타내고 있으며, 두 모델 사이에 유사하게 변위가 분포되었음을 알 수 있다.

4. 바지선에 대한 검증

개발된 수치 해석 프로그램의 검증을 위하여 간단한 바지선 모델을 적용하였다. 바지선의 주요 제원에 대하여 Table 1에 나타내었다. 본 연구의 검증에서 어려운 점은 검증이 가능한 실험 모델이 아직까지 불충분하다는 것이다. 기존의 실험들이 많지 않고 유탄성해석을 위한 전선모델에 대한 자료가 한정적이라 본 연구에서는 비교적 단순한 바지선을 모델링하고 이를 검증모델로 선정하였다. 바지선의 구조 모델은 보 요소 해석 프로그램과의 비교를 위하여 보 요소의 구조 모델의 운동 특성과 유사한 형태로 모델을 생성하였다. 바지선의 전체 표면은 판 요소로 생성하였으며 바지선 내부는 질량이 없고 강성만을 갖는 격벽을 분포하였다. 질량이 없는 격벽의 분포 이유는 보 요소의 구조 모델과 되도록 등가한 운동 응답을 갖는 구조 모델을 만들기 위함이다.

Table 1 Main particulars of barge

Item	Details
Length (Lbp)	60.0 m
Breadth (B)	10.0 m
Depth (D)	4.0 m
Displacement	1200 ton
Draft at AP/FP	2.0/2.0 m
KG	2.0 m

Fig. 6과 7은 바지선의 유체와 구조 해석을 위한 각각의 격자 모델을 보여주고 있다. 해석에 적용된 유체 격자는 바지선 표면에 1260개의 패널과 자유표면에 2400개의 패널을 분포하였으며 구조 격자는 22869개의 절점과 26080개의 요소를 분포하였다. 구조 모델의 격자의 개수는 고유치 해석을 통해서 20차 모드까지 수렴되는 격자의 개수를 적용하였다.

본 연구에서는 개발된 수치해석 프로그램의 검증을 위하여 보 요소 기반의 유탄성 해석 프로그램인 WSH-FLEX로 동일한 바지선에 대하여 해석을 수행하고 그 결과를 본 연구의 수치 기법 결과와 비교하였다. WSH-FLEX는 B-spline 기반의 랜킨패널법으로 유체력을 해석하고 Vlasov-Timoshenko 보(beam) 이론에 기반하여 구조 응답을 해석하며, 이를 시간 영역에서 연성한 유탄

성 해석 프로그램이다. WSH-FLEX 프로그램에 대한 검증은 Kim, et al. (2009a, 2009b, 2009c)에 의해 많이 이루어진 바 있어, 본 연구에서 계산된 결과들과 비교하기 위한 좋은 대상이다.

Fig. 6 Panel model of barge

Fig. 7 FE model of barge

Table 2 Natural frequencies of beam and shell models (dry mode)

Mode No.	Natural frequency (Hz)		
	Beam model (WISH-FLEX)	Shell model (IPSAP)	Shell model (NASTRAN)
7	0.92	0.92	0.92
8	1.72	1.72	1.72
9	2.10	2.13	2.13
10	2.22	2.23	2.22
11	3.76	3.77	3.77
12	3.88	3.89	3.89
13	4.24	4.27	4.27
14	4.62	4.62	4.62
15	5.36	5.37	5.37

본 연구의 바지선 계산에서는 3차원 판 요소의 구조 모델을 적용하였는데, WSH-FLEX는 보 요소에 기반한 구조 모델이므로 두 해석 결과에 차이가 발생할 수 있다. 따라서 두 해석간에 정확한 비교를 위하여 판 요소의 구조모델과 보 요소의 구조 모델이 등가의 구조 응답을 갖는지 검증하였다. Table 2는 각 모델의 모드에 따른 고유 주파수를 나타내었다. 1에서 6번째까지의 모드는

강체 진동이다. 7번째 이후의 모드에서 보 요소 모델의 고유 주파수와 판 요소 모델의 고유 주파수가 거의 모든 모드에서 유사하게 나타나는 것을 알 수 있다.

4.1 Hammering 테스트

구조물의 탄성 변형을 검증하기 위하여 입수 중인 구조물에 임의의 하중을 가해 hammering 테스트를 수행할 수 있다. 이를 통해 구조물이 입수 중에서 진동하는 고유 주파수를 구할 수 있다.

Fig. 8 Location of impact for hammering test on barge

Hammering 테스트를 위하여 바지선을 정수 중에 두고 Fig. 8과 같은 위치에 임의의 하중을 적용하였다. 이 때 구조 모델의 경계조건은 특별한 구속조건 없이 유체의 외력에 의한 하중으로 적용하였다. Fig. 9는 hammering 하중을 부과한 뒤 바지선의 선수, 선체 중앙 및 선미에 나타나는 수직 변위를 나타내었다. Hammering 직후 천이 영역이 지난 후에 균일한 운동이 나타나며 선수와 선미를 절점으로 하는 2절점 진동 운동을 하는 것을 알 수 있다. 2절점 진동은 바지선 탄성 변형의 기본 모드로서 이 진동 주기를 통해 고유 주파수를 계산할 수 있다. Table 3은 수직 변위로부터

Fig. 9 Time history of vertical displacement with hammering test on barge

Table 3 Natural frequency evaluated by hammering test (Wet mode)

	WISH-FLEX	Present method
Natural frequency (Hz)	0.5969 ($\delta t = 0.05$)	0.6091 ($\delta t = 0.05$)
	0.6084 ($\delta t = 0.01$)	
	0.6084 ($\delta t = 0.0005$)	

계산한 바지선의 무차원화된 고유 주파수에 대해 두 계산결과를 비교하고 있다. WISH-FLEX의 경우에는 계산에서 적용한 시간 간격의 크기에 따른 계산결과 수렴성이 확인되었는데, 두 계산 결과들이 일치된 결과를 보여주고 있다.

바지선에 대한 hammering 테스트를 통해 본 연구에서 개발된 수치 기법이 보 요소 해석 결과와 비교하여 유사한 고유주파수를 예측하는 것을 확인하였으며, 보 요소 기반 해석보다 더 나은 시간 수렴성을 보여주는 것을 확인하였다.

4.2 전진 속도가 없는 경우의 운동 결과

(a) FP

(b) Mid-ship

(c) AP

Fig. 10 Time histories of vertical displacement on barge, $F_n=0.0$, $\beta=180\text{deg}$, $A/L=1/60$, $\lambda/L=1.0$ ($\omega_e/\omega_n=0.264$)

파랑 중 유탄성 응답에 대한 검증을 위하여 우선 바지선이 전진 속도 없이 파랑 중에 놓여 있는 경우에 대하여 해석을 수행하고 이를 보 요소 기반 해석 프로그램인 WISH-FLEX의 해석 결과와 비교하였다. 바지선이 $\lambda/L=1.0$ 의 입사파에 있는 경우의 선수, 선체 중앙 및 선미에서 수직 변위의 시간 이력을 Fig. 10에 나타내었다. $\lambda/L=1.0$ 의 파장은 조우주파수(ω_e)를 입수 중 고유주파수(ω_n)로 나누었을 때 0.264정도로 강체의 운동이 지배적인 해상 상태라고 볼 수 있다. 결과를 보면 본 해석 결과와 WISH-FLEX의 해석 결과가 대체로 유사한 결과를 보여주는 것을 알 수 있다.

선박의 강성을 높여 강체와 같은 운동 해석을 수행하고 그 운

(a) FP

(b) Mid-ship

(c) AP

Fig. 11 Time histories of vertical displacement on barge (flexible component), $F_n=0.0$, $\beta=180\text{deg}$, $A/L=1/60$, $\lambda/L=1.0$ ($\omega_e/\omega_n=0.264$)

동 신호를 Fig. 10에 나타난 운동 신호에서 제외하면 탄성 변형에 의한 운동의 크기를 알 수 있으며, 그 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 해당 주파수는 강체 진동이 주로 나타나는 주파수이지만 탄성에 의한 진동 크기도 강체 진동의 20% 정도로 나타나고 있다. 강체 진동의 주파수와 달리 고차의 탄성 진동 특성이 나타나고 있으며 WSH-FLEX의 결과와 본 연구의 결과가 유사한 진동의 크기와 형태를 보여주고 있다. 또한 선수, 선체 중앙, 선미의 결과를 비교해보면 2절점 진동이 주로 나타나는 것을 알 수 있다. 시간이 흐름에 따라서 두 해석 결과간에 시간차가 발생하는 데, 이는 수치 오차의 누적에 의한 것이라 보여진다.

Fig. 12는 바지선이 $\lambda/L = 1.0$ 인 입사파에 놓여 있을 때 임의의 시간에서 두 해석 프로그램으로 계산된 바지선 주변의 파형 분포를 나타내었다. 파형은 입사파를 제외한 교란파를 나타내고 있다. 파형에서 두 해석 결과가 유사한 결과를 보여주고 있다. 두 해

석의 운동 해석에 있어서 1차원과 3차원의 유한요소법이 적용되었지만 운동의 결과가 유사하고 유체의 영역은 동일하게 B-spline 랜킨패널법을 적용하였기 때문에 유사한 형태의 파형이 나타나는 것은 자연스러운 결과라고 할 수 있다.

바지선의 고유주파수와 유사한 주파수의 입사파 중에 바지선이 놓여 있는 경우에는 탄성 변형에 의한 공진이 발생하는 스프링잉 현상이 나타날 수 있다. Fig. 13은 입사파의 조우주파수(ω_e)가 구조물의 2절점 수직 진동의 고유 주기에 근접한 경우에 시간에 따른 바지선의 선수, 선체 중앙 및 선수에서의 전체 수직 변위를 나타내었다. 이때 구조물의 고유주파수는 hammering 테스트에서 계산된 0.609Hz로 적용하였다. 본 연구 기법과 WSH-FLEX의 결과에서 2절점 진동이 현저하게 나타나며 시간이 지날수록 운동이 커져 스프링잉 현상이 발생하는 것을 알 수 있다. 그러나 두 해석 결과의 진폭은 차이가 존재한다.

Fig. 12 Disturbed wave patterns around of barge, $F_n = 0.0$, $\beta = 180\text{deg}$, $A/L = 1/60$, $\lambda/L = 1.0$ ($\omega_e/\omega_n = 0.264$)

Fig. 13 Vertical displacement on barge, $F_n = 0.0$, $\beta = 180\text{deg}$, $A/L = 1/60$, $\omega_e/\omega_n = 0.993$

4.3 전진 속도가 있는 경우의 운동 결과

본 장에서는 앞서 적용한 바지선에 대하여 전진 속도를 적용하여 운동 응답을 계산하고 그 결과를 보 요소 기반의 WSH-FLEX 프로그램을 적용하여 얻어진 결과와 비교하였다. 전진 속도 문제는 정상해(steady solution)와 비정상해(unsteady solution)가 연

성되기 때문에 정확한 물체 경계조건의 적용이 중요하며, m -항이라 불리는 정상해와 비정상해의 연성해를 정확하게 적용하여야 한다. 본 연구에서 적용된 물체 경계조건의 정확도를 확인하기 위하여 우선 바지선의 강성을 높인 강체 모델에 대하여 m -항을 적용한 경우와 적용하지 않은 경우의 운동 응답을 계산하고 그 결과를 다른 해석 프로그램의 결과와 비교하였다.

Fig. 14와 15는 파랑 중 강성을 높인 바지선이 $\lambda/L=1.0$ 인 파장에서 $Fn=0.1$ 의 속도로 전진하는 경우에 대한 선수와 선미에서의 수직 변위를 나타낸 것이다. Fig. 14의 결과는 m -항을 제거한 경우이고, Fig. 15는 m -항을 적용한 경우이다. 계산은 3차원의 강체 운동 해석 프로그램인 WSH 프로그램과 강성을 높인 바지선에 대하여 WSH-FLEX 및 본 연구에서 개발된 기법으로 계산하였다. WSH는 Kim, et al. (2008b), Song, et al. (2011)에서 검증된 B-spline 기반 란킨패널법의 운동 해석 프로그램이다. 결과를 살펴보면 WSH, WSH-FLEX 및 본 연구의 계산 결과가 선수와 선미에 대하여 거의 동일한 운동 응답을 보여주는 것을 알 수 있다. m -항을 적용한 경우의 결과에서는 해석 프로그램에 따라 근소한 차이가 발생하는 데 이는 m -항의 적용에서 기인하는 수치적인 오차가 원인이라고 볼 수 있다.

Fig. 14 Vertical displacement on barge (without m -term), $Fn=0.1$, $\beta=180\text{deg}$, $A/L=1/60$, $\lambda/L=1.0$ ($\omega_e/\omega_n=0.332$), rigid body case

Fig. 16은 탄성을 갖는 바지선이 $\lambda/L=1.0$ 인 파랑 중 $Fn=0.1$ 의 속도로 전진하는 경우에 선수, 선체 중앙 및 선미에서의 수직

Fig. 15 Vertical displacement on barge (with m -term), $Fn=0.1$, $\beta=180\text{deg}$, $A/L=1/60$, $\lambda/L=1.0$ ($\omega_e/\omega_n=0.332$), rigid body case

Fig. 16 Vertical displacement on barge, $Fn=0.1$, $\beta=180\text{deg}$, $A/L=1/60$, $\lambda/L=1.0$ ($\omega_e/\omega_n=0.332$), flexible body case

변위 응답을 나타낸 것이다. 본 연구의 계산 결과와 WSH-FLEX의 결과가 다소 차이를 나타내는 것을 알 수 있다. 이러한 차이는 Fig. 14와 15에서 살펴본 것처럼 m -항 적용의 차이가 주 원인일 수 있다. WSH-FLEX에서는 각 보 요소가 강체와 같은 운동을 한다고 가정하는 데 비하여 본 연구에서는 각 판 요소가 강체와 같은 운동을 한다고 가정하고 m -항을 적용한다. 이와 같은 가정의 차이는 근본적으로 두 해석 결과에 차이를 유발할 수 있다.

(a) Present method

(b) WSH-FLEX

Fig. 17 Vertical displacement on barge, $F_n=0.1$, $\beta=180^\circ$, $A/L=1/60$, $\omega_e/\omega_n=0.993$, flexible body case

Fig. 17은 바지선이 $F_n=0.1$ 로 전진할 때 바지선의 조우주파수가 구조물의 고유주파수 부근에 있는 경우의 수직변위를 나타내었다. Fig. 13과 동일하게 2절점 진동에 의한 스프링잉 현상이 나타나고 있다. $F_n=0.0$ 인 경우에는 본 연구의 결과가 WSH-FLEX의 결과보다 진폭이 작았으나 $F_n=0.1$ 인 경우에는 WSH-FLEX에 비하여 조금 더 큰 경향을 보이고 있다. 결론적으로 공진주파수의 예측에는 1차원이나 3차원 유한요소법이 근사한 경향을 나타내지만 공진의 진폭에는 차이가 있음을 알 수 있다.

이상에서 본 연구에서 개발된 기법이 전진 속도가 있는 유탄성 문제로 적용 가능함을 확인하였다. 전진 속도 문제에 대해서는 향후 실험 결과와의 비교를 통한 검증이 더욱 필요한 것으로 사료된다.

4.4 응력 계산 결과

본 장에서는 바지선이 파랑 중 놓여 있을 때 응력을 계산하고 그 결과를 WSH-FLEX의 결과와 비교하였다. 본 해석에서 계산된 응력은 탄성 변형률에 의해서 발생된다. Fig. 18은 본 계산에서 응력을 계산한 위치를 나타내고 있다.

Fig. 18 Four location on deck for stress computation of barge

(a) Pt2 (2/3L from AP)

(b) Pt3 (1/2L from AP)

Fig. 19 Comparison of axial stress on barge, $F_n=0.0$, $\beta=180^\circ$, $A/L=1/60$, $\lambda/L=1.0$ ($\omega_e/\omega_n=0.264$)

Fig. 19는 Pt.2와 Pt.3에서 계산된 x축방향의 응력(axial stress)의 시간 이력을 나타내었다. 본 계산 조건은 바지선이 선수와 중에서 운동하는 경우로서 x축 방향의 응력 성분이 주로 나타나는 경우이다. 여기서 WSH-FLEX에 의한 응력은 각 요소 양 끝단에 걸리는 수직 굽힘 모멘트 성분과 길이 방향 힘 성분을 길이 방향으로 적분한 뒤 계산하였다. 결과를 살펴보면 본 연구의 계산 결과와 WSH-FLEX의 계산 결과가 유사한 응력의 신호를 보여주고 있음을 알 수 있다. Pt.3의 진동은 Fig. 11 (b)에 나타난 운동과 같은 주파수 성분으로 진동하며 2절점 모드의 진동 성분으로 보여진다. Pt.2에서는 Pt.3의 진동 주파수 성분뿐만 아니라 더욱 고차의 진동도 나타나고 있다. 시간이 경과하여도 고차의 진동은 사라지지 않는데 그 이유는 본 연구와 WSH-FLEX에서는 구조 감쇠를 적용하지 않았기 때문이다. 시간이 지날수록 두 해석 프로그램의 결과에 차이가 발생하게 되는데 이는 Fig. 13에서와 같이 시간에 따른 수치적인 오차가 누적되어 나타나는 것이라고 볼 수 있다. 또한 보 요소와 판 요소 모델 생성시 발생한 수치적인 오차에 따른 차이일 수 있다.

5. 실선 계산 결과

본 계산에서는 개발된 해석 프로그램을 실선에 적용하여 해석 기법의 실선 적용에 대한 타당성을 살펴보았다. 해석 모델로는 6500 TEU 컨테이너선이 적용되었다. 6500 TEU 컨테이너선에 대한 주요치수는 Table 4에 나타내었으며 유체 격자와 구조 격자 모델을 Fig. 20과 21에 나타내었다. 유체 격자는 물체 표면에 960개의 패널과 자유표면에 2560개의 패널이 분포되었으며 구조 격자는 13719개의 절점과 39534개의 요소로 구성되어 있다.

Table 4 Main particulars of 6500 TEU containership

Item	Details
Length (Lbp)	286.3 m
Breadth (B)	40.3 m
Depth (D)	24.1 m
Displacement	95276 ton
Draft at AP/FP	13.60/12.97 m
KG	17.82 m

Fig. 20 Panel model of 6500 TEU containership

Fig. 22는 선박이 선수와 중에서 전진하고 있는 경우에 대해 임의의 시간에서 유체 격자와 구조 격자 모델 표면에 분포된 압력을 보여주고 있다. 본 선박은 앞서 바지선과 달리 큰 구상선수와 프로펠러 벌브 등의 복잡한 형상을 갖고 있어서 유체 격자에서 구조 격자로 유체 하중의 전달이 쉽지 않다. Fig. 22에 나타난 압력을 살펴보면 유체 격자와 구조 격자 사이에 대체로 압력이 잘 전달되는 것을 알 수 있다. Fig. 23은 동일 환경 조건에서 유체 격자와 구조 격자로 계산한 수직방향 외력의 시간 이력을 보여주고 있다. 유체 격자와 구조 격자로 계산한 하중의 크기가 거의 비슷하게 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig. 21 FE model of 6500 TEU containership

Fig. 22 Pressure distribution of panel model and FE model on 6500 TEU containership, $F_n = 0.0485$, $\beta = 180^\circ$, $A/L = 1/286.3$, $\lambda/L = 1.0$ ($\omega_e/\omega_n = 0.138$)

Fig. 23 Comparison on vertical forces of panel model and FE model on 6500 TEU containership, $F_n = 0.0485$, $\beta = 180^\circ$, $A/L = 1/286.3$, $\lambda/L = 1.0$ ($\omega_e/\omega_n = 0.138$)

선박의 고유주파수를 찾기 위하여 hammering test를 수행하였다. 이를 위하여 선박 끝단의 임의의 요소들에 수직 방향의 하중을 가하였고, WISH-FLEX에서는 보 요소의 끝단에 하중을 가하였다. Fig. 24는 hammering 이후 선수, 선체 중앙 및 선미에서의

(a) Present method

(b) WISH-FLEX

Fig. 24 Time history of vertical displacement with hammering test on 6500 TEU containership

수직 변위 응답을 나타내었다. 두 해석에 있어서 동일한 하중이 가해지지 않았기 때문에 진폭의 크기는 다르게 나타난다. 본 연구 기법의 경우에는 hammering 이후 선수가 물에 잠기는 현상이 나타나는 데 이는 자중과 부력이 수치적으로 정확히 맞지 않아 선수가 일부 잠기기 때문이다. 두 해석에 있어서 30초 이후부터는 작지만 2절점 진동을 하는 것을 알 수 있다. 본 연구의 경우 0.6 Hz의 진동을 하며 WISH-FLEX의 경우 0.606 Hz 정도의 진동을 하여 서로 유사한 고유주파수가 계산되었다.

Fig. 25는 입사파의 파장이 선박 길이와 같은 경우에 전진하선박의 수직 변위 시간 이력을 보여주고 있다. 해당 입사파는 선박의 강체 운동이 현저한 경우이며 본 해석 기법과 보 요소의 해석 결과가 거의 유사한 운동 응답을 보여주는 것을 알 수 있다.

Fig. 26에는 Fig. 25에서 강체 운동 성분을 제외한 변형량을 나타내었다. 변형량의 진폭 크기가 전체 운동 크기에서 5% 정도 차지함을 알 수 있다. 진동은 2절점 진동과 고차의 진동 성분이 나타나 보인다.

(a) FP

(b) AP

Fig. 25 Vertical displacement on 6500 TEU containership, $F_n=0.0485$, $\beta=180^\circ$, $A/L=1/286.3$, $\lambda/L=1.0$ ($\omega_e/\omega_n=0.138$)

(a) FP

(b) AP

Fig. 26 Vertical displacement on 6500 TEU containership (flexible component), $F_n=0.0485$, $\beta=180^\circ$, $A/L=1/286.3$, $\lambda/L=1.0$ ($\omega_e/\omega_n=0.138$)

Fig. 27은 선박이 입사파와 만나는 조우주파수가 2절점 수직 진동의 고유주파수와 비슷한 경우에 시간에 따른 선박의 수직 변위를 나타낸 것이다. 해당 주기에서 선박이 2절점 수직 진동을 보이며 공진하는 스프링 현상을 보이고 있다. 이 때 임의의 시간에 대한 선박의 변형 양상을 Fig. 28에 나타내었다. 진폭의 크기는 구조물의 운동 계산에 있어서 구조 감쇠를 적용하지 않았기 때문에 실제 현상에 비추어 좀 더 크게 나타났을 수 있다.

Fig. 27 Vertical displacement on 6500 TEU container-ship, $F_n = 0.0485$, $\beta = 180^\circ$, $A/L = 1/286.3$, $\omega_e/\omega_n = 0.998$

Fig. 28 Deformation and von Mises stress on 6500 TEU containership, $F_n = 0.0485$, $\beta = 180^\circ$, $A/L = 1/286.3$, $\omega_e/\omega_n = 0.998$

이상으로 실선에 대한 유탄성 해석을 수행하였다. 본 연구에서 개발된 기법이 보 요소 기반의 유탄성 해석 프로그램과 비슷한 운동 응답을 보여주었으며, 2절점 진동에 조건에서도 공진의 특성을 보여주는 것을 확인하였다.

6. 결 론

본 연구에서는 시간 영역에서 3차원의 랜킨패널법과 3차원의 유한요소법을 연성하여 선박의 유탄성 응답을 해석할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 그리고 개발된 해석 프로그램으로 바지선과 6500 TEU 컨테이너선에 대한 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 보 요소 기반의 수치해석 프로그램인 WSH-FLEX와 본 연구에서 개발된 수치 기법이 등가의 구조 응답을 갖는 보 요소 구조 모델과 판 요소 구조 모델에 대하여 입수 중 고유 주파수와 파

랑 중 운동 응답 및 응력에 대하여 유사한 결과를 주었다. 이를 통해 본 연구에서 개발된 해석 기법이 선박 유탄성 문제에 유효하게 적용될 수 있음을 알 수 있다.

- 입수 중 고유 주파수 해석에 있어서 본 연구에서 개발된 기법이 보 요소 기반의 해석 프로그램(WSH-FLEX)보다 더 좋은 시간 수렴성을 보여주었다.
- 3차원 구조물 각 판 요소의 거동을 강체로 가정하면 Ogilvie and Tuck (1969)이 정의한 m-항의 적용이 가능하며 이를 통해 전진 속도 문제의 해석이 가능하다.

본 연구에서 개발된 해석 기법은 아직까지 선박 유탄성 해석에 있어서 연구가 수행되지 않았던 3차원 유한요소법과 랜킨패널법을 처음으로 연성한 해법을 개발하였다는 데 의미가 있다. 향후 실선에 대한 계산을 수행하고 이를 실험 결과와 비교 및 검증하는 노력이 필요하며 사파 중 1차원 및 3차원 유한요소법의 차이에 관한 비교 연구가 수행될 필요가 있다.

후 기

본 연구는 WSH-FLEX 및 서울대학교 LRET 연구센터(LRETC)의 지원으로 진행되었습니다. 지원기관인 대우조선해양, 삼성중공업, 한국선급, 현대중공업, STX조선해양 및 로이드 선급 연구기금(LRET)에 감사의 말씀을 드립니다. 또한, 서울대학교 공학연구소(ERI) 및 해양시스템공학연구소(RIMSE)의 행정지원에도 감사드립니다.

참 고 문 헌

- Bathe, K.J., 1982. *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*. Prentice-Hall.
- Bishop, R.E.D. & Price, W.G., 1979. *Hydroelasticity of Ships*. Cambridge University Press.
- Dawson, C.W., 1977. A practical computer method for solving ship-wave problem. *Proceeding of the 2nd International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics*, CA, USA, pp.30-38.
- Jensen, J.J. & Pedersen, P.T., 1981. Bending moments and shear forces in ships sailing in irregular waves. *Journal of Ship Research*, 24(4), pp.243-251.
- Kim, J.H. Bang, J.S. Kim, Y. & Kim, S.J., 2011. Analysis of Ship Springing by using a Coupled Eigen-Value and BEM Approaches. *Proceedings of the Annual Autumn Meeting SNAK*, Mokpo, Republic of Korea, 3-4 November 2011.
- Kim, K.H. Kim, Y.I. & Kim, Y., 2008a. *WISH JIP Phase 1*, Seoul National University Report.
- Kim, Y. et al., 2008b. Comparative Study on Time-domain Analysis of Ship Motions and Structural Loads

- in Waves. *International Society of Offshore and Polar Engineering Conference*, Vancouver, Canada, 6-11 July 2008, pp.335-340.
- Kim, Y.I., 2009. *Time-Domain Analysis on Hull-Girder Hydroelasticity by Fully Coupled BEM-FEM Approach*. Ph.D. Seoul National University.
- Kim, Y.I. Kim, K.H. & Kim, Y., 2009a. A Study on the Numerical Methodologies of Hydroelasticity Analysis for Ship Springing Problem. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 46(3), pp.232-248.
- Kim, Y.I. Kim, K.H. & Kim, Y., 2009b. Analysis of hydroelasticity of floating ship-like structure in time domain using a fully coupled hybrid BEM-FEM. *Journal of Ship Research*, 53(1), pp.31-47.
- Kim, Y.I. Kim, K.H. & Kim, Y., 2009c. Springing analysis of seagoing vessel using fully coupled BEM-FEM in the time domain. *Ocean Engineering*, 36(11), pp. 785-796.
- Lee, H.Y. Lim, C.G. & Jung, H.B., 2003. Hydroelastic responses for a ship advancing in waves. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 40(4), pp. 16-21.
- Lee, S.C. et al., 2006. A hydroelastic response analysis of barge type ships in regular waves. *Korean Association of Ocean Science and Technology Societies Conference*, Busan, Republic of Korea, 15-16 May 2006, pp.662-669.
- Malenica, S. Tuitman, J.T. Bigot, F. & Sireta, F.X., 2008. Some Aspects of 3D Linear Hydroelastic Models of Springing. *8th International Conference on Hydrodynamics*, Nante, France.
- Nakos, D.E., 1990. *Ship Wave Patterns and Motions by a Three Dimensional Rankine Panel Method*. Ph.D. MIT.
- Oberhagemann, J. & Moctar, O., 2011. Numerical and Experimental Investigations of Whipping and Springing of Ship Structures. *21th International Society of Offshore and Polar Engineering Conference*, Maui, USA, 19-24 June 2011.
- Ogilvie, T.F. & Tuck, E.O., 1969. A rational strip theory of ship motion : Part I. *University of Michigan Report*, No 013.
- Song, M.J. Kim, K.H. & Kim, Y., 2011. Numerical analysis and validation of weakly nonlinear ship motions and structural loads on a modern containership. *Ocean Engineering*, 38(1), pp.77-87.
- Timman, R. & Newman, J.N., 1962. The coupled damping coefficients of symmetric ships. *Journal of Ship Research*, 5(4), pp.34-55.
- Wu, M.K. & Moan, T., 1996. Linear and nonlinear hydroelastic analysis of high-speed vessel. *Journal of Ship Research*, 40(2), pp.149-63.
- Xia, J.Z. Wang, Z.H. & Jensen, J.J., 1998. Non-linear wave loads and ship responses by a time-domain strip theory. *Marine Structures*, 11(3), pp.101-123.

김경환

방제성

김용환

김승조