

유체력을 고려한 3차원 수중압력선체의 진동특성에 관한 연구

손충렬 · 김경수 · 변효인
인하대학교 선박해양공학과

A Study on the Vibration Characteristics of 3-Dimension Submerged Vehicle in Consideration of Fluid-Structure Interaction

CHOONG-YUL SON, KYUNG-SU KIM AND HYO-IN BYUN

Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

KEY WORDS: Fluid-structure interaction 유체-구조 상호작용, Added mass 부가수질량, Submerged vehicle 잠수체, Natural vibration analysis 고유진동해석, Frequency response analysis 주파수 응답해석, Boundary element method 경계요소법

ABSTRACT: Unlike structures in the air, the vibration analysis of a submerged or floating structure such as offshore structures or ships is possible only when the fluid-structure interaction is understood, as the whole or part of the structure is in contact with water. This paper introduces two methods to find natural frequency in consideration of fluid-structure interaction, direct coupled vibration analysis and fluid-structure modal coupled vibration analysis. The purpose of this study is to analyze the vibration characteristic of a submerged vehicle to obtain the anti-vibration design data, which could be used in the preliminary design stage. The underwater pressure hull of submerged vehicle is used as the model of this study. The F.E.M. model is meshed by shell and beam elements. Also, considering the inner hull weight, the mass element is distributed in the direction of hull length. Numerical calculations are accomplished by using the commercial B.E.M. code. The characteristics of natural frequency, mode shape and frequency-displacement response are analyzed.

1. 서 론

해양구조물이나 선박과 같은 잠수구조물의 진동 해석에서 정확한 결과를 얻기 위해서는 유체와 접한 잠수구조물의 부가수질량(hydrodynamic added mass) 효과를 고려해야 한다. 그러나 선체 형상이나 모드 형상에 따라 변하는 부가수질량을 고려하는 것은 단순한 문제가 아니다. 보유추 선체진동 해석의 경우 스트립이론을 적용하여 임의단면에 대하여 단면구조의 국부진동 모드가 생기지 않는다는 가정하에서 2차원 부가수질량에 선체 길이 방향의 유체 흐름 효과를 고려한 3차원 수정계수를 곱한 부가수질량을 구조 질량에 더해줌으로써 고려하고 있다. 또한 3차원 복합 진동해석을 위한 3차원 유한요소 모델 구조에 대해서는 일반구조물의 진동해석에 응용가능한 범용 유한요소 구조해석프로그램이 개발되어 비접수 구조물의 경우에는 주선체는 물론 국부구조도 정도 높은 진동해석이 가능하게 되었다.

그러나 이런 범용프로그램을 이용한 잠수진동 해석을 할 경우에는 잠수구조 표면에서의 유체효과를 고려는 대부분의 경우 스트립이론에서와 같이 유체-구조 연성 효과를 간접적으로 고려해 주기 때문에 해석정도를 떨어뜨리는 주요 원인이 되고 있다. 위에서 설명한 유체-구조 비연성 해석의 단점으로 선체 폭방향 진동모드와 같은 국부진동 모드가 없는 주선체 진동해석에만 적용할 수 있고, 주선체 진동의 경우에도 실제 선박 현상에 대한 임의 차수의 3차원 수정계수를 구할 수 없으며 잠수 국부구조 진

동모드가 연성되어 있는 경우에는 적용이 어렵다는 점을 들 수 있다.

본 연구에서는 유체-구조 상호작용에 의한 부가수질량 효과를 고려하는 방법으로 컨테이너 모형선에 대한 유체-구조 비연성 및 연성진동해석, 즉 2차원이나 3차원 부가수질량을 구하는 경계치 문제의 해석은 참고문헌(김, 1998)을 인용하고, 경계요소법을 적용한 연성해석 방법 중 범용프로그램을 이용한 직접 연성해석 기법과 유체-구조 모달 연성해석 방법에 의해 계산된 결과를 서로 비교하였다. 물론 두 가지 방법이 모두 경계요소법을 사용하고 있으나 후자에 제시한 방법은 유체-구조의 직접 연성을 관심있는 진동모드에 대해서만 고려함으로써 앞에서 언급한 유한요소법 및 경계요소법에 의한 유체-구조 연성해석시 접수표면의 자유도로 주어지던 행렬의 연성폭이 관심있는 모드수로 줄게 됨으로써 해석시간을 현저히 줄일 수 있어 대형 잠수구조물의 연성해석을 효율적으로 수행할 수 있다. 고유치 계산시 해석 시간은 경제적인 측면에서 무시할 수 없는 요인중의 하나이며 일반적으로 자유도수의 세제곱에 비례하므로 후자에서 제시한 방법의 유용성은 충분히 가치가 있다. 물론 이 방법은 직접 연성해석이므로 비연성해석에서와 같은 3차원 수정계수는 별도로 고려할 필요가 없다.

검증을 위하여 완전 잠수 및 부상시의 3차원 수중압력선체를 모델링한 후 경계요소법을 이용한 범용 프로그램의 수치해석 계산결과와 유체-구조 상호작용을 고려한 진동해석에 재해석 기법

을 응용한 해석결과를 비교하였으며, 더불어 3차원 수중압력선체가 충분한 수심에 잠항하였을 때 또는 부상시에 자유진동 및 강제진동 해석을 통하여 개략적인 진동특성을 파악하고 공진 현상을 초래하는 주파수 정보와 선체 주요위치에서의 주파수 변위 응답 특성을 파악하였다.

2. 이론적 고찰

2.1 유체-구조 연성해석

2.1.1 직접 연성해석

유체-구조 상호 작용을 나타내는 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_s \ddot{W} + C_s \dot{W} + K_s W = F_E + F_I \quad (1)$$

여기서 M_s, C_s, K_s 는 구조계의 질량, 감쇠 및 강성행렬을 나타내며 F_E, F_I 는 각각 순수외력과 유체-구조 상호작용에 의해 접수구조 표면에 작용하는 유체력을 나타낸다. 유체-구조 상호 작용 해석은 F_I 를 구조응답의 함수로서 구하는 문제라 할 수 있다. 수십 Hz 미만의 고유진동수를 갖는 접수구조물 진동의 경우에는 유체를 이상유체로 취급할 수 있게 되어 접수구조 표면에서는 접선방향의 전단력은 무시될 수 있고, 접수면 Γ_s 에 수직인 압력 P 만 작용하게 되므로 결국 F_I 는 다음과 같다.

$$F_I = \int_{\Gamma_s} N^T \bar{n} P dS \quad (2)$$

N 은 임의 요소에서의 압력을 근사시키기 위한 형상함수이며, P 는 구조영역과 유체영역의 연성해로부터 구한 압력 벡터를 나타낸다. 이 압력 P 는 Euler 해법의 inverse formulation에 근거한 경계요소법을 적용하여 구할 수 있다. 이렇게 구하여진 P_s 를 식(2)에 대입하면 F_I 를 구할 수 있다.

$$F_I = -M_F \ddot{W} \quad (3)$$

이때 M_F 는 부가수질량 행렬이다. 식(3)을 식(1)에 대입하면 유체-구조 연성해석을 위한 운동방정식은 다음과 같이 된다.

$$(M_s + M_F) \ddot{W} + C_s \dot{W} + K_s W = F_E \quad (4)$$

식(4)는 부가수질량 행렬이 접수구조 표면 전 자유도에 연성되어 있고 비대칭이기 때문에 기존의 범용 구조해석 프로그램을 이용할 경우 연성폭이 너무 커서 비경제적이고 대형 구조 모델에 대해서 적용하기에는 현실적으로 불가능하다. NASTRAN의 Virtual Mass 기능을 이용한 접수구조 진동해석도 이와 같은 직접 연성해석이기에 때문에 접수구조 자유도가 약간 커지면 많은 해석시간을 필요로 한다.

2.2.2 유체-구조 모달 연성해석

직접연성해석의 단점을 극복하기 위해 아래와 같은 개념을 갖는 모달 유체-구조 연성해석(modal fluid-structure interaction analysis)을 적용한다. 유한요소법에 의해 이상화한 임의 구조물에 대한 운동방정식은 식(1)과 같다. 이 방정식에 의해 공기중

자유진동을 가정해 구한 진동수 벡터와 정규화 모드행렬을 각각 W 와 ϕ 라고 하면 구조의 변위벡터는 일반좌표계 벡터 z 를 이용하여 근사적으로

$$W = \phi z \quad (5)$$

와 같이 표현된다. 여기서 ϕ 는 구하고자 하는 모드수 만큼의 열을 갖는다. 유한요소법에 의해 이상화한 구조물에 $\delta M, \delta C, \delta K$ 의 구조 변경이 있다면 이때의 운동방정식은 다음과 같다.

$$(M_s + \delta M) \ddot{W} + (C_s + \delta C) \dot{W} + (K_s + \delta K) W = F_E \quad (6)$$

식(5)를 위식에 대입하고 양변에 ϕ^T 를 곱하면 다음과 같다.

$$m \ddot{z} + c \dot{z} + k z = f_E \quad (7)$$

$$m = I + \phi^T \delta M \phi, c = 2\zeta \omega + \phi^T \delta C \phi \quad (\text{단, } \phi^T C \phi = 2\zeta \omega)$$

$$k = \omega^2 + \phi^T \delta K \phi, \zeta = \text{damping ratio}, f_E = \phi^E F_E$$

$\delta M, \delta C, \delta K$ 의 성질에 따라 m, c, k 행렬은 완전연성행렬이나 비대칭행렬이 될 수 있다. 그러나, 관심있는 모드수만의 행렬이므로 식(7)은 쉽게 풀 수 있다. 식(7)의 고유치를 구하기 위해 일반 좌표계 z 를 다시 변경된 일반 좌표계 z' 로 변환하면 다음과 같다.

$$z = \Psi z' \quad (8)$$

위식을 식(7)에 대입하여 변경된 구조영역의 진동수 ω' 와 모드 행렬 Ψ 를 구할 수 있다. 식(8)을 식(5)에 대입하면 구조의 모드행렬 ϕ' 은 다음과 같이 구해진다.

$$W = \phi \Psi z' = \phi' z' \quad (9)$$

위에서 변화된 구조영역에 대한 ϕ, ω' 는 모달 근사치로서 모드수를 많이 줄일 수 있도록 정확히 구해질 수 있다.

현재 선체진동해석에 널리 사용되고 있는 3차원 수정계수는 선체 저차진동 모드에 대해서만 알려져 있기 때문에 고차진동, 국부진동 및 주선체-국부진동간 연성진동에는 적용할 수 없다. 이러한 단점을 극복하고 접수구조의 일반적 진동해석에도 적용하기 위하여 유체-구조 모달 연성해석을 고유진동해석에 적용할 수 있다. 즉, 비접수구조물에 대해 구한 진동수 벡터 ω 와 모드 함수 ϕ 를 이용하여 모달연성 해석기법을 적용하면 다음과 같이 모드 운동방정식을 구할 수 있으며,

$$(I + \phi^T M_F \phi) \ddot{z} + 2\zeta \omega \dot{z} + \omega^2 z = f_E \quad (10)$$

이 식에 대하여 모달 해석을 수행함으로써 접수구조물의 진동수 벡터 및 모드 행렬 ω, ϕ 를 구할 수 있게 된다. 이 방법은 직접 연성해석과 비교하여 해석자유도와 연성자유도가 관심있는 모드수로 제한됨으로써 해석시간을 크게 줄일 수 있다는 장점이 있다.

3. 모델링 및 시스템 파라미터

3.1 개구부를 갖는 컨테이너 선

2차원이나 3차원 부가수질량을 구하는 경계치 문제의 해석은 참고문헌을 인용하였다. 개구부를 갖는 컨테이너선을 모션으로 하는 상사모형을 제작하고 이 모델을 이용하여 기존의 2차원 유체 부가수질량과 3차원 수정계수를 사용한 기존의 방법과 본 연구에서 제시한 유체-구조 모달 연성해석을 이용하여 접수구조물의 상하 고유진동해석을 수행하였다. 또한, 가진기를 이용한 가진 시험을 수행하여 접수된 구조물의 상하방향 고유진동수를 측정하여 위에 제시된 방법들과 상호 비교하였다. 이 컨테이너선은 기존 선박에 대하여 제작비가 큰 광폭선에 해당되며 모델선 및 실선의 제원은 Table 1 과 같으며, 컨테이너선의 접수면에 따른 이산화모델은 Fig. 2와 같다.

Table 1 The Dimension and characteristic of open top container

| Classification | Model Ship | Real Ship |
|----------------|------------|-----------|
| L.O.A(m) | 2.75 | 255.0 |
| Breadth(m) | 0.31 | 38.5 |
| Depth(m) | 0.16 | 23.2 |
| Draft(m) | 0.10 | 13.5 |
| Weight(kg) | 67.5 | |

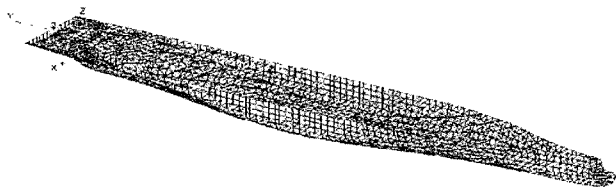


Fig. 2 Discrete fluid model of open top container

3.2 수중압력선체

3.2.1 유한요소 모델링

수중압력선체는 수상선박과 유사하게 선체 내부가 구조격벽의 배치, 연료유, 윤활유, 청수 등의 각종 탱크 및 기관구역에 배치된 장비 등과 같이 복잡한 구조물로 구성되어 있어 실제 형상과 동일한 모델링이 어렵기 때문에 가능한 한 단순화시켜야 한다. 또한 연구 목적이 수중압력선체의 고유진동 및 강제진동시 동적 거동과 주파수 응답의 경향을 분석하는데 있기 때문에 단순화시킨 모델로도 충분한 정도의 결과를 얻을 수 있다고 본다. 수중압력선체의 제원은 Table 2에 보인바와 같다.

해석절차는 범용 모델링 프로그램(MSC/PATRAN)을 이용하여 수중압력선체를 모델링한 후 잠항상태와 부상상태를 구분하여 부가수질량을 구하고 그 때의 고유진동수와 모드형상을 구하였다. 부가수질량을 구하는 방법으로는 NASTRAN의 Virtual Mass 기능 및 재해석 기법을 사용하였다. 선체를 3차원으로 모델링하는 방법으로 외판 및 중격벽은 tria 3 및 quad 4와 같은 3차원

Table 2 The dimension and characteristic of submerged vehicle

| Classification | Substance |
|-------------------|---|
| Dimension (L×B×T) | 56 m×6.3 m×5.5 m |
| Propulsion System | Diesel Electric(4 Diesels, 1 Shaft) |
| Displacement | Optimum Load Condition : 1300 Tons Surfacing : 1200 Tons |

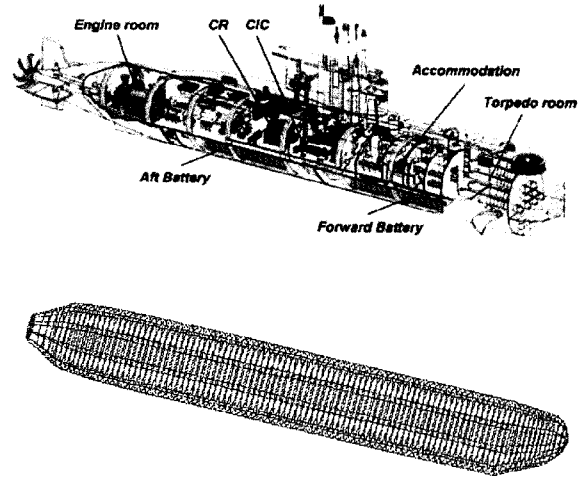


Fig. 3 3-Dimension finite element model of submerged vehicle

Shell 요소로 하였고 선체내부의 원주방향으로 설치된 stiffener는 2차원 보요소로 모형화하였으며 선체내부의 각종 장비 및 탱크와 inner bottom plate 및 일부 국부적으로 설치된 구조체는 길이방향의 하중분포 현황을 고려하여 point mass로 각 점(Node)에 알맞게 분포시켜 주었다. 본 구조해석에 적용된 3차원 유한요소법을 이용한 모델링 결과는 Fig. 3과 같다.

3.2.2 시스템 파라미터

(1) 재료 특성치

수중압력선체에 사용된 내압강재는 HY-80 강이며 그 기계적 특성치로 Young's Modules $2.09 \times 10^{11} (N/m^2)$, Material Density $7850.0 (kg/m^3)$ 그리고 Poisson's Ratio로 0.3 을 적용하였다.

(2) 경계조건

수중압력선체가 충분한 수심(무한유체장내)에서의 완전한 잠수로 가정하였고 선체가 수중에서 진동시 선체 표면에서 유체운동으로 생성되는 부가수질량 효과를 고려하였다. 자유진동 해석시 선체 양단은 자유-자유 조건으로 설정하였으며 강제진동 해석시에는 singularity를 배제하기 위하여 함수에 가상의 트러스를 설치하여 구속하였으며 가상의 트러스는 고유진동수 및 운동에 영향이 미치지 않도록 작은 강성계수를 사용하였다.

(3) 하중조건

수중압력선체의 하중조건에 따라 고유진동수 및 모드형상이 달라지나 그 차이는 미세하므로 본 연구에서는 최적하중 상태를 고려하여 진동해석을 수행하였다.

(4) 구조감쇠계수

진동해석시 감쇠계수는 선종, 진동형, 선체톤수 등에 따라 달라질 수 있는데 이를 정확하게 산정하는 것은 거의 불가능한 것으로 알려지고 있다. 각국의 선급이나 우리나라 각 조선소에서 나뉠대로의 경험자료를 기준으로 주파수별대로 다른 감쇠계수값을 적용하고 있으나 본 연구에서는 ABS rule 에 따라 동일하게 임계값의 1.5% 즉, 0.015 를 사용하였다.

(5) 기진력

수중압력선체의 기진원으로는 디젤엔진, 발전기, 추진기 및 기타 기관구역의 보기류 등이 있으며 이러한 각각의 기진원들의 복합작용으로 실제 선체에 작용하는 기진력을 정확히 산정하는 것은 불가능하다. 그러나 추진기를 제외한 대부분의 기진원 장비하부에 이중마운트의 설치 또는 damping material 를 적용하여 사실상 기진력의 대부분이 감쇠되고 있는 실정이다. 따라서 주요 기진원이 되는 추진기 추력변동만을 고려하였으나 추진기의 실제 기진력을 해석하는 일은 대단히 복잡하고 관련자료 역시 군사비밀로 분류되어 있어 확보하기가 불가능하였다. 본 연구의 목적은 진동 특성 경향을 추정하는 데 있으므로 추진기 기진력을 상세히 계산하지 않고 통상적인 방법인 1톤의 단위기진력이 추진기가 설치된 위치에 작용하는 걸로 간략화 하였다.

4. 해석결과 및 분석

4.1 컨테이너선의 유체-구조 연성해석 결과

Table 3 은 모형선박에 대하여 공기중 및 접수된 상태에서 실험을 통하여 계측한 고유진동수 값을 나타내며 그 비교대상으로 스트립이론 또는 재해석기법을 이용한 비접수 및 접수진동해석 결과를 요약하였다. 비접수 진동해석은 접수구조의 유체력을 고려하지 않고 공기중의 모형선 보유추 모델에 의하여 해석한 결과를 의미한다. 접수구조물 해석에서 '2-D J-Factor'란 스트립 방법을 의미하며, '3-D B.E.M.'은 재해석기법 즉, 유체-구조 모달 연성해석을 이용한 결과를 의미한다. 실험 및 해석결과를 비교해 보면 기존의 해석기법은 저차진동의 고유진동수 해석에는 좋은 결과를 보이고 있으나 고차진동으로 갈수록 그 결과는 만족스럽지 못하다. 반면 유체-구조 모달연성해석 결과는 고차진동 범위까지 좋은 결과를 보이고 있음을 알 수 있다. 유체-구조 모달 연성해석 기법은 접수표면이 복잡한 형상을 갖는 접수구조물의 경우 2차원 평판을 이용하여 부가수질량을 계산하는 스트립 이론에 비하여 전체 모드에서 좋은 결과를 보였으며 '3-D B.E.M.'은 기존방법에 비하여 약 4배의 해석시간 단축을 가져올

Table 3 The comparison of Experimental with analytical solution

| Mode | Non-Fluid(Hz) | | Fluid Interaction(Hz) | | |
|------|---------------|----------|-----------------------|--------------|---------|
| | Experiment | Analysis | Experiment | Analysis | |
| | | 2-D | | 2-D J-Factor | 3-D BEM |
| 1 | 108.8 | 103.1 | 78.6 | 77.4 | 75.9 |
| 2 | 268.8 | 260.9 | 194.0 | 192.8 | 189.6 |
| 3 | 463.1 | 451.8 | 325.5 | 334.1 | 324.7 |
| 4 | 645.1 | 641.8 | 430.6 | 482.2 | 448.2 |

수 있었다.

4.2 수중압력선체의 진동해석 결과

4.2.1 자유진동 해석결과

최적하중 조건하에서 수중압력선체에 대하여 잠항상태, 부상상태 그리고 부가수질량을 고려하지 않았을 때의 40 차까지의 고유진동수를 경계요소법을 이용한 범용프로그램에 의하여 계산하였으며 이 중 주요 진동형에 대한 해석 결과를 Table 4 에 정리하였다. 고유진동 해석결과 모드형상은 3차원적으로 복잡하게 나타나므로 수평 및 상하방향에서 우세한 진동형을 채택하였다. 수치계산된 40 차까지의 고유진동수는 유체-구조 상호작용을 고려하여 수중압력선체가 완전잠항시 5.946~34.080 Hz, 수면에 부상할 경우에는 6.291~35.241 Hz 까지 분포되었으며 유체-구조 상호작용을 고려하지 않은 비접수진동 해석시에는 7.599~38.984 Hz 로 분포됨을 알 수 있었다. 이 결과를 보면 접수면의 범위에 따라 부가수질량 효과에 의하여 고유진동수가 점차 감소됨을 확인할 수 있었다.

Table 4는 수치해석 결과 나타난 주요 진동모드를 나타낸다.

중요한 고유진동수에서의 변위와 진동모드 형상은 Fig. 4와 같으며 수직방향의 응답에 대하여 수중압력선체의 길이방향을 X축, 폭방향을 Y축 그리고 수직방향을 Z축으로 하여 3차원 형상으로 나타내었으며 그림에서 열은계통으로 갈수록 큰 변위를 나타내며 짙은계통으로 갈수록 상대적으로 작은 변위가 일어났음을 의미한다.

부가수질량을 구하는 방법으로 직접 연성해석 기법을 이용한 NASTRAN 의 Virtual Mass 기능과 유체-구조 모달 연성해석 기법을 이용할 수 있으며 두 가지 결과를 비교하여 Table 5 에 나타내었다. 해석결과를 비교해보면 고유치값의 정확도 측면에서는 유사한 크기의 실선 계측결과를 고려해볼 때, 두 가지 방법 모두 계측결과에 근접하는 근사치를 보였으나 해석시간 측면에서는 경계요소법을 이용한 Virtual Mass 기능이 후자에 비해 약 3배 정도 더 길게 소요되었다. 이는 유한요소법에 비해 해석자 유도가 크게 줄어드는 반면에 질량매트릭스가 연성되어 있으며

Table 4 Natural frequency of submerged vehicle (unit : Hz)

| | Submarine Condition | Rise Condition. | Non-Fluid Condition | Vibration Mode |
|----|---------------------|-----------------|---------------------|------------------|
| 1 | 5.946 | 6.291 | 7.606 | Horizontal 1st |
| 2 | 5.949 | 6.434 | 7.599 | Vertical 1st |
| 3 | 13.398 | 14.479 | 16.869 | Horizontal 2nd |
| 4 | 13.469 | 14.836 | 16.792 | Vertical 2nd |
| 5 | 14.242 | 13.916 | 14.130 | Twisting 1st |
| 6 | 20.538 | 21.716 | - | Longitudinal 1st |
| 7 | 22.419 | 23.487 | 28.293 | Horizontal 3rd |
| 8 | 22.480 | 24.156 | 28.267 | Vertical 3rd |
| 9 | - | 30.154 | 30.235 | Twisting 2nd |
| 10 | 30.997 | 33.826 | 38.806 | Vertical 4th |
| 11 | 31.231 | 32.202 | 38.984 | Horizontal 4th |

로 해석시간이 커지는 주요인이 되는 것으로 보인다.

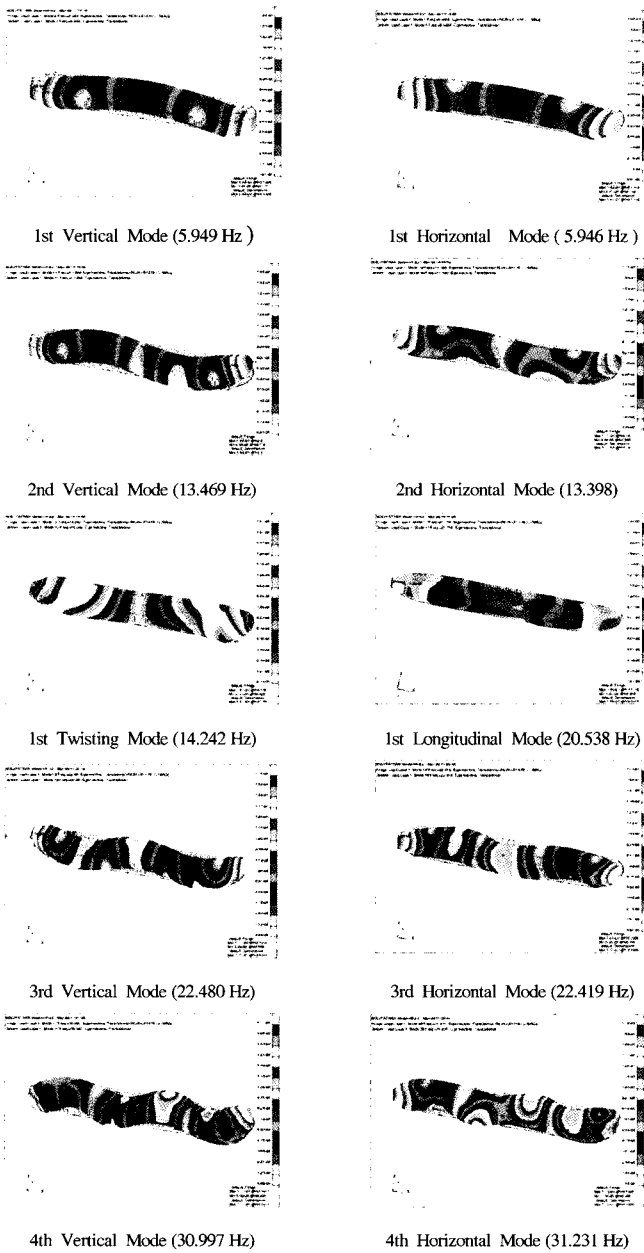


Fig. 4 Mode shape of submerged vehicle

Table 5 Modal fluid-structure interaction analysis result (unit : Hz)

| Vertical Mode | Strip Theory | Modal Fluid-Structure Interaction Analysis |
|---------------|--------------|--|
| 1 ST | 5.949 | 6.411 |
| 2 ND | 13.469 | 14.672 |
| 3 RD | 22.480 | 24.548 |
| 4 TH | 30.997 | 34.937 |

4.2.2 강제진동 해석결과

자유진동 해석으로 구한 상하방향 4 차까지의 고유진동수 및 진동형상에 대한 자료를 이용하여 추진기 기진력에 대한 강제 진동 해석을 수행하였다. 함수로부터 함미방향으로 수중압력선체의 상부 윤곽선을 따라 7개의 진동 계산위치를 선정하여 그 절점에서의 종방향, 횡방향 및 상하방향의 진동응답 크기를 확인하였다. 선정된 위치는 Fig. 5와 같다.

기진력으로는 추진기 설치위치에 단위기진력 1톤을 추진기 상부절점에 가하고 7 개의 응답 계산위치에 대하여 종방향, 횡방향 및 상하방향의 주파수 변위응답 L, H, V 를 계산하였다. Fig. 6은 추진기 단위기진력에 대한 주파수 응답결과를 나타낸 것으로서, 고찰해보면 고유진동 해석결과와 같이 고유치가 나타나는 주파수 근처에서 공진현상이 나타나는 경향을 볼 수 있으며 일반적으로 종방향과 횡방향 변위보다는 상하방향에서 상대적으로 큰 변위를 보여주고 있다. 또한 함수미 및 중앙위치에서는 1 차모드에서 가장 큰 진폭을 보였으며 그 외 위치에서는 2차모드에서 가장 큰 진폭을 나타내었다. 고유진동 해석결과와는 다른 일부 주파수대에서 진폭이 다소 튀는 현상은 국부진동 양상이나 NOISE 값으로 해석된다.

Table 6 은 최적하중 상태에서의 각 공진주파수를 횡좌표로 하여 단위기진력당 진동응답 변위의 최대치를 나타내고 있다. Table 6 에 명시된 바와 같이 타부분에 비해 추진기 설치위치에서 가까운 함미 위치의 진폭이 두드러지게 나타남으로써 이 위치에서의 정밀측정장비 설치는 피해야 될 것으로 판단되며 불가피한 경우에는 별도의 방진대책이 고려되어야 할 것이다.

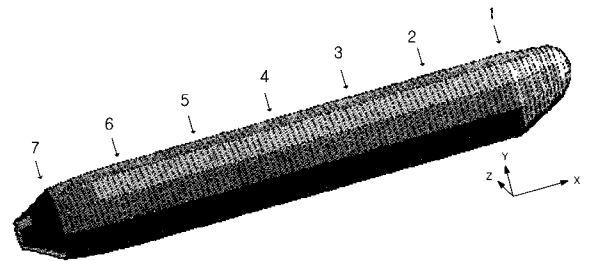


Fig. 5 The selection of nodal point for frequency response analysis

Table 6 Frequency Response by unit excite force

| Freq. (Hz) | Mode | Frequency Response (unit : 10 ⁻⁴ m/sec) | | | | | | |
|------------------------|------|--|------|------|-------------|------|------|-------------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 6.2 | L | 2.79 | 2.61 | 1.92 | 0.73 | 0.49 | 1.44 | 1.45 |
| | H | 5.11 | 0.72 | 3.53 | 5.42 | 4.00 | 1.34 | 7.55 |
| | V | 5.74 | 1.06 | 3.65 | 5.74 | 4.25 | 1.48 | 9.09 |
| Optimum Load Condition | L | 3.69 | 1.54 | 1.74 | 3.40 | 1.97 | 1.55 | 2.45 |
| | H | 0.75 | 0.63 | 0.29 | 0.61 | 1.95 | 1.49 | 2.05 |
| | V | 1.99 | 5.73 | 6.34 | 0.83 | 5.76 | 2.32 | 8.37 |
| 22.4 | L | 0.74 | 0.29 | 0.42 | 0.20 | 0.49 | 0.33 | 0.70 |
| | H | 0.24 | 1.52 | 0.43 | 1.83 | 0.31 | 1.48 | 1.69 |
| | V | 0.31 | 0.67 | 0.39 | 1.39 | 0.22 | 1.05 | 1.50 |

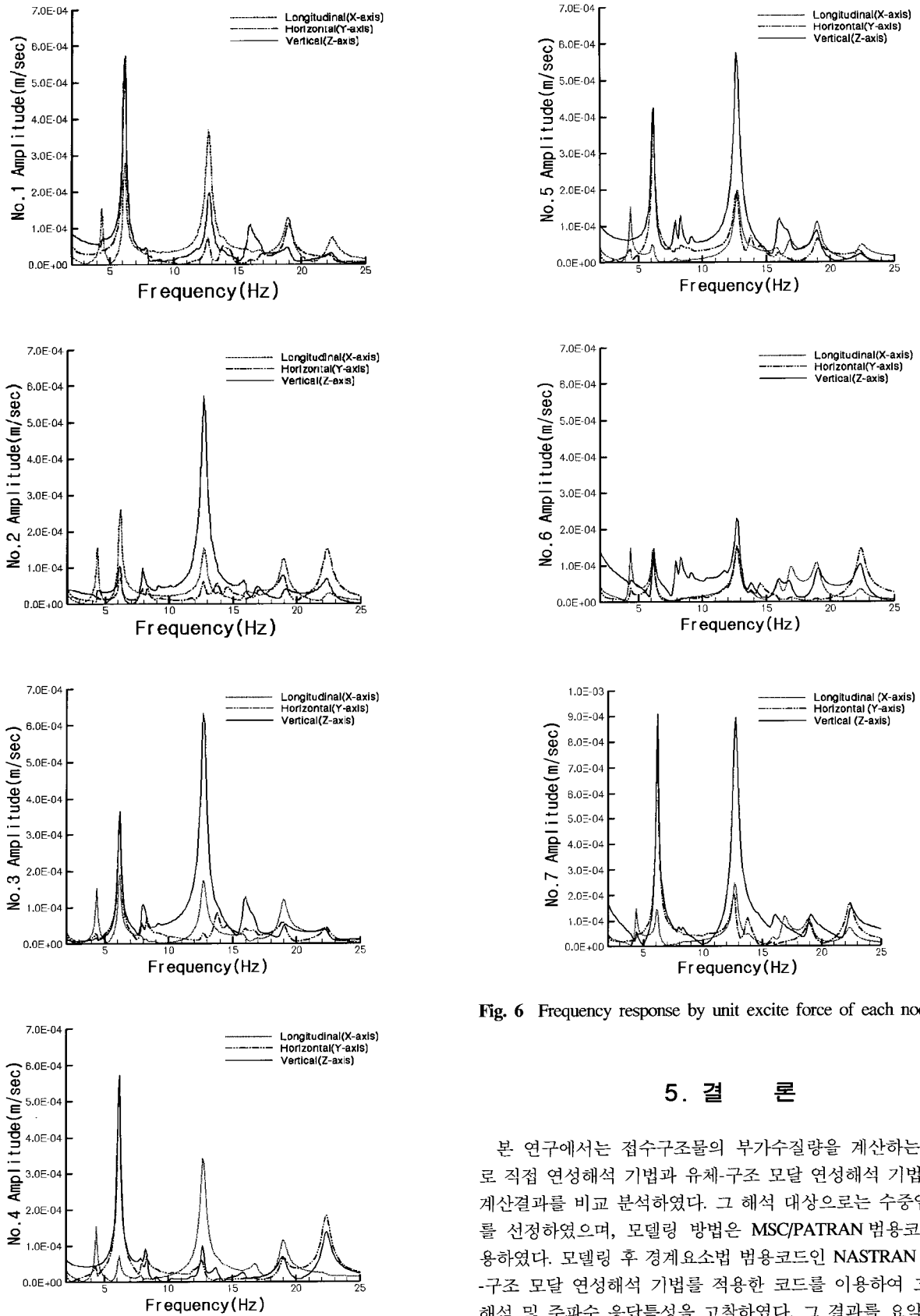


Fig. 6 Frequency response by unit excite force of each nodal point

5. 결 론

본 연구에서는 점수구조물의 부가수질량을 계산하는 방법으로 직접 연성해석 기법과 유체-구조 모달 연성해석 기법에 의한 계산결과를 비교 분석하였다. 그 해석 대상으로는 수중압력선체를 선정하였으며, 모델링 방법은 MSC/PATRAN 범용코드를 사용하였다. 모델링 후 경계요소법 범용코드인 NASTRAN 및 유체-구조 모달 연성해석 기법을 적용한 코드를 이용하여 고유진동 해석 및 주파수 응답특성을 고찰하였다. 그 결과를 요약하면 다

음과 같다.

- (1) 경계요소법을 이용한 유체-구조 연성해석 기법은 2차원 평판을 이용하는 스트립이론에 비하여 전체 모드에서 정확한 값을 보였으며 해석시간의 현격한 감소를 확인하였다.
- (2) 고유치를 구하는 유체-구조 연성해석 기법 중에서도 유체-구조 모달 연성해석 기법은 범용코드를 이용한 직접 연성해석 기법과 비교해 볼 때 고유치 값이 큰 차이가 없는 반면에 해석시간 측면에서는 경제적임을 확인할 수 있었다.
- (3) 수중압력선체의 고유진동 해석결과 접수부위의 부가수질량 효과에 의하여 고유치값이 전체적으로 낮아졌으며 유사한 크기의 실선 진동 계측결과와 근접하는 결과를 얻을 수 있었다.
- (4) 주파수 응답특성 해석결과 고유진동 해석결과와 같이 고유치가 나타나는 주파수 근처에서 공진현상이 나타나는 경향을 볼 수 있으며 선체 전후방향 및 좌우방향에 비하여 상하방향의 진동 응답 크기가 훨씬 크게 나타났다.
- (5) 정밀장비 설치시 함미부분에 설치하는 것을 가능한 한 피하되 불가피할 경우에는 별도의 방진대책이 고려되어야 한다.

보다 정밀한 주파수 응답결과를 얻기 위해서는 추진기 및 디젤엔진, 각종 보기류 등의 기진원에 대한 특성을 정확히 파악하여 강제진동 해석을 수행한다면 유용한 주파수 응답특성 정보를 구할 수 있을 것이다. 마지막으로 본 연구 결과가 수중 압력선체의 초기설계 과정에서 기초자료로 활용되기를 바란다.

참 고 문 헌

김병현(1995). "선체 보 유추 진동해석 방법의 간략화 연구", 한

국기계연구원.

김병현(1995). "특수선의 진동해석 연구", 한국기계연구원.

Chung, K. T., Kim Y. B. (1994). "Vibration Analysis of Ship Structure in consideration of Fluid-Structure Interaction", KR-Rept. 10081.

Chung, K. T. (1992). "Hydroelastic Vibration Analysis of Structures in Contact with Fluid", Trans. of SNAK, Vol. 29, No. 1.

Endo, R., Hamamoto, T., Kato, T., Hayashi, T., and Tosaka, N. (1995). "Experimental Modal Analysis on Unit Linked Large Floating Structure Models," Proc. of the 5th Int. Offshore and Polar Eng. Conf., Vol. 1, pp 53~158.

Hamamoto, T., and Fujita, K. (1995). "Three Dimensional BEM-FEM Coupled Dynamic Analysis of Module Linked Large Floating Structures", Proc. of the 5th Int. Offshore and Polar Eng. Conf., Vol. 3, pp 392~399.

Kim B. H. (1990). "3-D Vibration Analysis of Floating Structures like Ships using FEM-BEM", Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering.

Kim K. C. (1975). "A Note on the Three Dimensional Correction Factor for the Virtual Inertia Coefficient of Ships in Vertical Vibration", Journal of SNA, Korea, Vol. 12 No. 1.

Son C. Y., and Lee S. (1990). "Beam like Ship Vibration Analysis in Consideration of Fluid", ISOPE.

2000년 11월 13일 원고 접수

2001년 2월 1일 수정본 채택