

수치해석에 의한 심수 탱크구조물의 진동에 관한 연구

Numerical Analysis of Vibration Characteristics in Deep Water Tank

배 성 용[†]
Sung-Yong Bae

(2003년 7월 3일 접수 : 2003년 9월 22일 심사완료)

Key Words : Finite Element(유한요소), Boundary Element(경계요소), Fluid-structure Interaction(구조 유체 연성), Added Mass of Water(부가 질량), Natural Frequency(고유진동수), Natural Mode(고유 모드)

ABSTRACT

A liquid storage rectangular tank structures are used in many fields of civil, mechanical and marine engineering. Especially, Ship structures have many tanks in contact with inner or outer fluid, like ballast, fuel and cargo tanks. Fatigue damages are sometimes observed in these tanks which seem to be caused by resonance with exciting force of engine and propeller. Vibration characteristics of these thin walled tanks in contact with fluid near engine or propeller are strongly affected by added mass of containing fluid. Therefore it is essentially important to estimate the added mass effect to predict vibration of the tank structures. In the previous report, we have developed numerical tool of vibration analysis of 3-dimensional tank structure using finite elements for plates and boundary elements for fluid region. In the present report, using the numerical analysis, vibrations characteristics in deep water tank are investigated and discussed.

기호설명

- M : 질량 매트릭스
- K : 강성 매트릭스
- u : 절점 변위 벡터
- N_w : 형상함수
- P : 압력
- V : 속도 벡터
- M^* : 부가질량 매트릭스
- k_i : i 차의 모달강성
- m_i : i 차의 구조 모달 질량
- m_i^* : i 차의 부가 모달 질량
- $(f_{water})_i$: 접수시의 i 차의 고유진동수

- $(f_{air})_i$: 비접수시의 i 차의 고유진동수
- H, G : 계수 매트릭스

1. 서 론

기계구조나 건축구조 등 각종 구조물에는 유체와 접하고 있는 구조물이 많이 존재하고 있다. 특히 선체 구조물에는 선미 탱크, 밸러스트 탱크, 오일 탱크 등과 같이 자유표면을 가지고 내부에 유체로 채워진 탱크 구조물이 많이 있다. 이들 접수 탱크 구조물들에는 손상이 종종 일어나고 있는 것으로 보고되고 있는데 그 원인 중의 하나가 진동으로 인한 피로 손상으로 간주되고 있다. 특히, 선미부근의 탱크는 기관실과 근접하고 있기 때문에 엔진이나 프로펠러 등의 기진력에 의한 공진을 일으킬 가능성이 있다. 진동에 의한 피로는 파랑하중에 의한 피로에 비하여 주파수가 높기 때문에 빠른 시기에 발생하는 것이 특징이다. 그리고, 접수탱크의 경우, 유체에 의한 부가질량 효과

[†] 책임저자, 정회원, 부경대학교 조선해양시스템공학과
E-mail : sybae@mail1.pknu.ac.kr
Tel : (051) 620-6480, Fax : (051) 620-6480

에 의해 진동수가 크게 낮아진다. 그러므로 이와 같은 접수 탱크구조물의 진동특성을 정도 좋게 예측하는 것이 요구되고 있다.

유체에 접하고 있는 구조물의 진동특성에 관하여 연구한 문헌은 많이 있지만, 그 대부분이 원통형 탱크를 해석대상으로 하고 있다. Mazuch⁽¹⁾ 등은 내부에 유체가 들어있는 원통형 탱크에 관하여 유한요소법으로 이산화하여 수치계산을 행하고, 진동특성을 논하였다. 또, Cho⁽²⁾ 등은 유체가 들어있는 원통형 탱크의 고유치해석에 관하여 구조변형에 의한 슬롯싱 모드와 파동에 의한 빌징 모드의 영향을 검토하였다. 해석대상물로 사각형 탱크 구조물을 이용한 것으로는 Nishino⁽³⁾ 등이 급수전개법을 이용하여 연접 탄성판에서 의 부가질량의 효과에 관하여 논한 것이 있다. 한편, 선박의 기초 설계단계에 있어서, 접수 구조물의 진동 검토에는 Kito⁽⁴⁾의 방법이 최근까지 주로 이용되고 있으나 밀집도가 높은 복잡한 구조와 임의 형상을 가진 탱크 구조물의 고유진동수 추정에는 한계가 있는 것으로 알려져 있다. 저자는 문헌⁽⁵⁾에 보고한 것과 같이 사각탱크의 접수진동의 고유진동수와 모드형상을 계산하기 위한 수치해석 코드를 개발하여 실험을 통하여 검증한바 있다. 본 연구에서는 저자가 개발한 수치해석 코드를 이용하여, 심수탱크 구조물의 진동특성에 관하여 검토한다.

2. 이론배경

접수 탱크 구조의 수치해석을 하기 위해서, 우선 유한요소법을 이용하여 구조부를 이산화하고, 강성매트릭스와 질량매트릭스를 구한 다음, 탱크 내부의 유체에 관하여 경계요소법을 이용하여 이산화한다. 최종적으로, 구조부와 유체부의 역학적 관계와 운동학적 조건을 이용하여 연성을 시킴으로서 부가질량 매트릭스를 구할수 있으며, 이 부가질량 매트릭스를 진동방정식에 고려하여 진동특성을 파악한다. 본 연구에서는 자유진동 문제를 취급한다.

2.1 유한 요소법에 의한 구조부의 정식화

구조부를 유한요소법으로 이산화하면 다음과 같다.

$$M \ddot{U} + KU = f \quad (1)$$

식 (1)에서 등가 외력 벡터 f 는 다음과 같이 나타

낼 수 있다.

$$f = \int_s N_w^T p ds \quad (2)$$

2.2 경계 요소법에 의한 유체부의 정식화

탱크내부의 유체를 비압축, 비점성, 비회전인 완전 유체라고 가정하면 속도 포텐셜이 존재하고, 식으로 나타내면

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (3)$$

이 라플라스 방정식에 대한 경계적분 방정식은 3차원 문제에 대한 기본해를 이용하면 경계적분방정식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} \phi^*(\vec{x}, \vec{y}) &= \frac{1}{4\pi r} \\ q^*(\vec{x}, \vec{y}) &= \frac{\partial \phi^*(x, y)}{\partial n} = \frac{-1}{4\pi r^2} \frac{\partial r}{\partial n} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 \vec{x} 는 field점의 좌표, \vec{y} 는 source 점의 좌표이고 r 은 source점과 field점의 거리이다. 이 경계적분 방정식을 경계요소를 이용하여 이산화 하면 다음과 같은 방정식을 얻을 수 있다.

$$H\phi = G \left\{ \frac{\partial \phi}{\partial n} \right\} \quad (5)$$

2.3 구조부와 유체부와의 연성문제의 정식화

우선, 압력과 속도벡터 그리고 유체밀도를 이용하고 체적력을 무시하면 선형화된 유체의 운동 방정식은 다음으로 표시된다.

$$\rho_f \frac{\partial V}{\partial t} = -\nabla P \quad (6)$$

또, 속도와 속도 포텐셜의 관계는 다음과 같다.

$$V = -\nabla \phi \quad (7)$$

식 (6), (7)을 이용하여 적분을 행하고, 압력 P 와 속도 포텐셜 ϕ 에 관하여 원 진동수 ω 의 조화진동을 가정하면 다음 식으로 표현 할 수 있다.

$$P = i\omega \rho_f \phi \quad (8)$$

매트릭스 방정식 식 (5)와 (6)을 이용하면 다음과

같이 압력과 압력구배의 관계로 나타낼 수 있다.

$$HP = G \left\{ \frac{\partial P}{\partial n} \right\} \quad (9)$$

식 (9)에 경계조건을 대입하면 구조물에서의 압력과 압력 구배의 관계식이 얻어진다.

또, 구조부의 면외방향 변위 성분을 w 로 하여 조화진동을 가정하면, 인터페이스의 운동학적 조건⁽⁸⁾식에 의해 w 와 압력구배의 관계는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial P_1}{\partial n} = \rho_f \ddot{w} \quad (10)$$

그러므로, 식 (2)에 (9), (10)식을 대입하면 등가 외력 벡터 f 는 다음과 같이 기술된다.

$$f = \int_s N_w^T p ds = \omega^2 M^* u_0 \quad (11)$$

절점변위 벡터 u 를 조화진동이라고 가정하면 식 (11)을 식 (1)에 대입하여 다음과 같은 자유진동 방정식을 얻을 수 있다.

$$\{K - \omega^2(M + M^*)\} u_0 = 0 \quad (12)$$

3. 계산 결과 및 고찰

접수 탱크 구조의 진동특성을 파악하기 위하여 먼저, 접수 진동시의 부가질량 파라메타를 다음과 같이 구조 모달 질량에 대한 부가 모달 질량비라고 정의한다.

$$\begin{aligned} (f_{water})_i &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m_i + m_i^*}} \\ &= \frac{1}{\sqrt{1 + \epsilon_i}} (f_{air})_i \end{aligned} \quad (13)$$

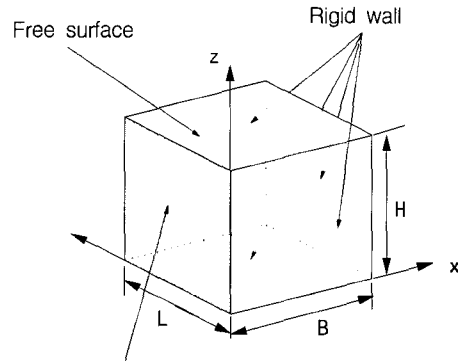
3.1 수위의 변화에 따른 1단 탱크 모델의 진동 특성

1단 탱크의 계산에 이용한 계산 모델은 Fig.1에 나타내고, 그 탱크의 구체적인 제원과 재료특성 등은 Table 1에 표시하고 있다. 이하 모든 계산 모델에서의 밑면은 강체, 윗면은 자유표면으로 취급하며 탄성

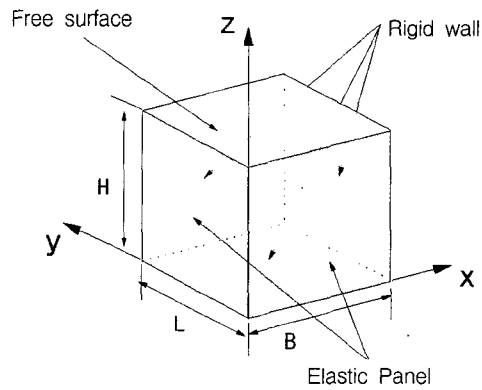
판과 탄성판, 탄성판과 강체의 경계는 단순지지 조건을 적용하였다.

(1) 측면판 중 탄성판이 하나인 경우

4개의 측면판 중 하나의 측면만이 탄성판인 경우를 설정하여, 비 접수시와 접수시, 접수시에는 수위를 변화시켜 가면서 계산을 하였다. 유체의 수위를 d 라고 하면 접수탱크의 높이에 대한 수위의 비가 $d/H=0.3, 0.5, 0.7$ 의 3가지 경우를 상정하여 계산을 행하였다.



(a) One elastic



(b) Adjacent elastic panel

Fig. 1 Model of present analysis

Table 1 Principal dimensions and material properties of the model

Length	$L = 10.0$ m
Breadth	$B = 10.0$ m
Height	$H = 10.0$ m
Thickness	$t = 0.015$ m
Young's modulus	$E = 2.06E+11$ Pa
Poisson's ratio	$\nu = 0.3$
Density of elastic panel	$\rho_s = 7.85E+03$ kg/m ³
Density of fluid	$\rho_w = 1.00E+03$ kg/m ³

Fig. 2는 비접수($d/H=0.0$)와 전면접수($d/H=1.0$) 및 부분접수의 고유진동수를 모드형상에 관계없이 낮은 순서부터 1차에서 5차까지 나타낸 것이다. 이 결과로부터 수위가 높아질수록 부가질량 효과가 크게

되어 고유진동수가 낮아진다는 것을 알 수 있다.

(2) 측면판 중 탄성판이 이웃하는 두 면인 경우 연결하는 평판이 탄성판이고 나머지 두 측면판이 강체인 경우를 상정하여 하나의 측면판이 탄성판인

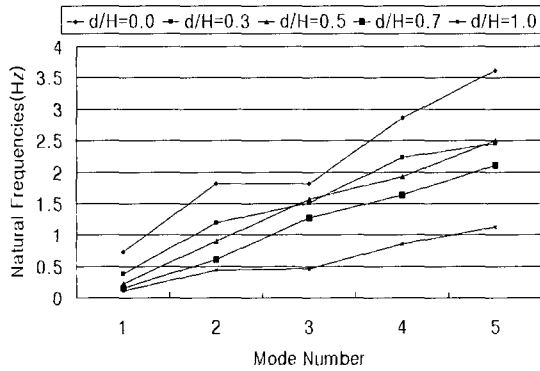


Fig. 2 Natural frequencies of a tank with a elastic panel for various water depth

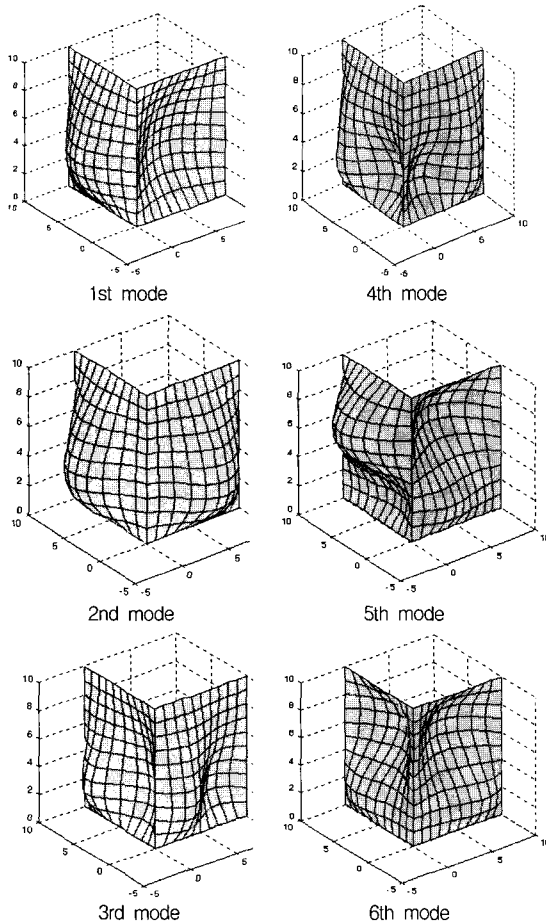


Fig. 3 Natural modes of adjacent panels($d/H=0.3$)

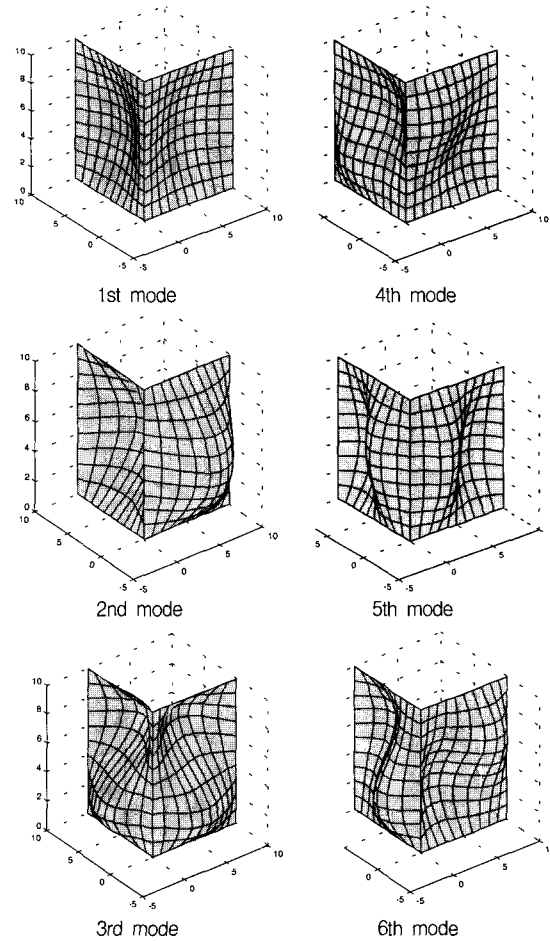


Fig. 4 Natural modes of adjacent panels($d/H=1.0$)

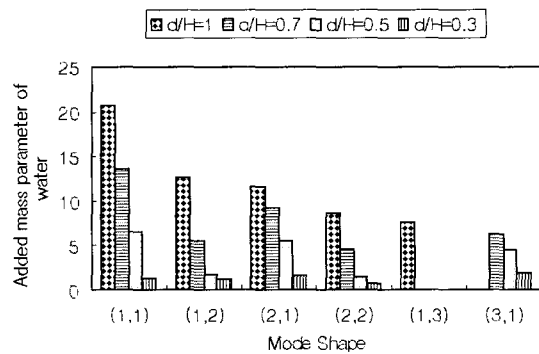


Fig. 5 Added mass parameter of water ϵ of in-phase mode in each mode

경우와 같이 수위를 변화시켜 가면서 계산을 행한 결과를 Fig. 3~6에 나타내었다.

여기서, 동상 모드를 두 측면판의 모드 변형이 같은 방향을, 역상 모드를 두 측면판의 모드 변형이 반대 방향으로 일어날 때라고 정의한다.

결과로부터 알 수 있듯이 탄성판이 하나인 경우와 동일하게 수위가 높아질수록 부가 질량의 효과가 크게 된다. 단, 탄성판이 연결면일 경우는 유체의 부가 질량 효과뿐만 아니라 탄성판사이의 경계부분의 영향이 작용하기 때문에 수위가 변함에 따라 모드형상의 순서가 복잡하게 된다. 즉, 비점수의 경우는 탄성판사이의 경계부분이 동상 모드보다 역상 모드가 되면 경계조건이 고정이 되므로 고유진동수가 높아지는 경향을 볼 수 있다. 그러나 수위가 높아질수록 탄성판사이의 경계부분 효과 보다 부가질량효과가 상대적으로 커지면서 최저차 고유진동수의 진동 모드가 역상으로 나타나는 경향을 볼 수 있다.

3.2 다단 탱크 모델의 진동 특성

4면이 탄성판인 경우, 점수 탱크 구조의 진동특성을 파악하기 위하여 Fig. 7과 같이 1단, 2단, 3단 모델

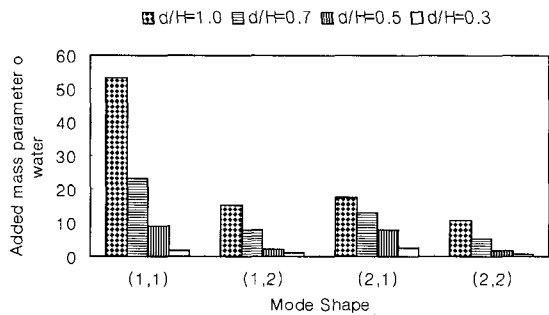


Fig. 6 Added mass parameter of water ε of opposite phase mode in each mode

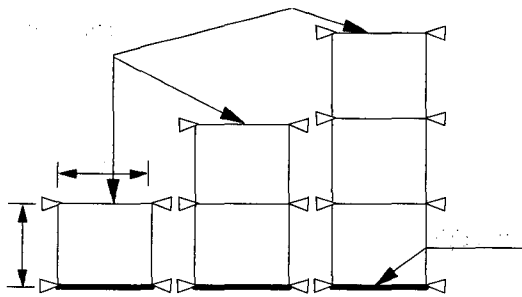


Fig. 7 Multi-tier tank models used for the analysis

에 관하여 각각 계산을 하였고, 사용된 재료는 Table 2에 나타내고 있다. 측면 탄성판 사이의 경계조건은 1단 탱크 모델과 같은 단순지지를 적용하였고, 각 단 사이의 탄성판은 연속판으로 상정하고 면외방향 변위를 구속하였다.

1단 모델의 경우, 고유진동수는 각 모드의 연결 탄성판 사이의 구조적 간섭과 유체운동의 제한에 의한 유체 간섭에 의해 하나의 측면판이 탄성판인 경우보다 복잡하게 변화되는 것을 알 수 있다.⁽⁵⁾

Table 2 Principal dimension and material properties of multi-tier tank model

Length	$L = 1.0 \text{ m}$
Breadth	$B = 1.0 \text{ m}$
Height	$H = 1.0 \text{ m}$
Thickness	$t = 0.015 \text{ m}$
Young's modulus	$E = 2.06E+5 \text{ MPa}$
Poisson's ratio	$\nu = 0.3$
Density of elastic panel	$\rho_s = 7.85E+03 \text{ kg/m}^3$
Density of fluid	$\rho_w = 1.00E+03 \text{ kg/m}^3$

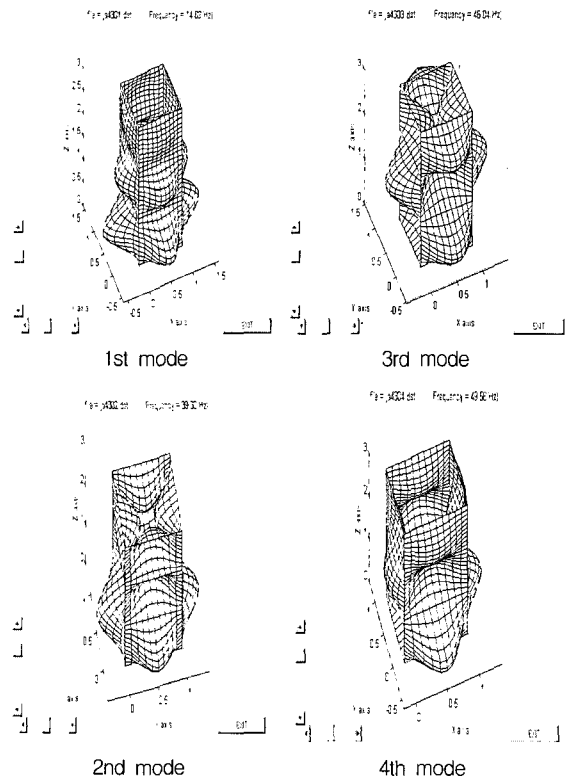


Fig. 8 Natural modes of 3-tier model in contact with water

다단 탱크 모델의 계산결과 중 3단 탱크인 경우의 모드를 Fig. 8에 나타내었고, 고유진동수를 하나의 탄성판과 비교한 것을 Fig. 9에 나타내었다. 단 여기서 1 panel은 탱크의 측면중 하나의 탄성판인 경우이고, 1-tier은 4측면판 모두가 탄성판인 1단 탱크를 나타낸다.

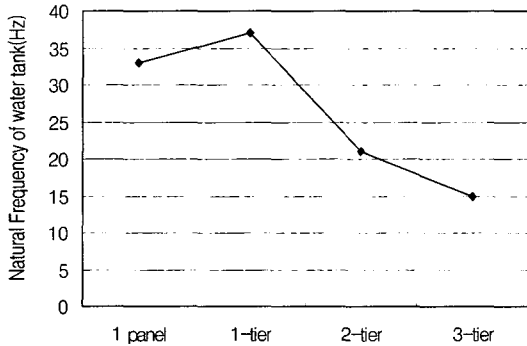


Fig. 9 The lowest natural frequencies of water tanks

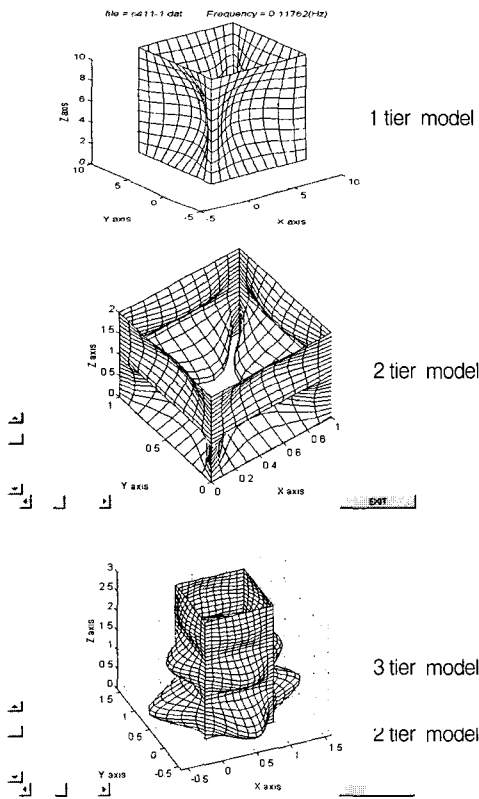


Fig. 10 The lowest natural modes in each tier model

Fig.9에서 알 수 있는바와 같이 단의 수가 높아질수록, 즉 깊은 탱크일수록 최저차 고유진동수는 낮아지고 있는 것을 알 수 있다. 각 단의 최저차 고유진동수에 대한 모드를 Fig.10에 나타낸다. 이 모드로부터 알 수 있는바와 같이 최저차 모드의 경우, 모든 단에서 변형이 안쪽 혹은 바깥쪽으로 동시에 일어나는 것을 알 수 있다. 이러한 모드는 비접수의 탱크에는 반드시 일어나지 않지만 접수의 경우는 유체운동의 제한으로 인하여 부가질량 효과가 크기 때문에 고유진동수가 크게 낮아져 일어나는 현상으로 이해할 수 있다. 모드 형상으로부터 알 수 있듯이 자유표면으로부터 멀리 떨어진 밑면에 가까이 있는 탄성판일수록 진폭이 크게 되기 때문에 공진이 일어나는 경우 밑면 근처의 탄성판 주변에 피로손상이 일어날 가능성이 있을 것으로 사료된다.

4. 결 론

수치해석을 이용하여 수위의 변화가 있을 때의 1단 탱크의 진동특성과 다단 탱크의 진동특성을 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 수위의 변화에 의해 최저차 모드의 형상이 달라진다. 특히, 연접 탄성판인 경우, 본 연구에서 계산한 결과에 의하면 수위가 변함에 따라 구조적인 간섭에 의한 영향보다 유체의 운동이 제한됨으로 인한 유체간섭 효과의 영향이 더 크게 작용하고 있다는 것을 알 수 있다.

(2) 연접 탄성판인 경우, 접수진동에 있어서 동상 모드는 경계조건이 단순하지이므로 탄성판이 한면인 경우와 비교하여 유체의 운동이 덜 제한됨으로 인하여, 부가질량 효과가 작아져 고유진동수는 높게 나타난다.

(3) 깊은 탱크일수록 최저차의 고유진동수가 낮고, 밑면에 가까운 탄성판의 진폭이 크기 때문에 그 부근에서 피로 손상이 발생하기 쉬운 가능성이 있는 것으로 사료된다.

(4) 따라서 심수탱크의 경우 유체와 구조의 간섭 효과를 동시에 고려할 필요가 있다.

참 고 문 헌

- (1) Mazuch, T., Horacek, J., Trnka, J. and Vesely, J., 1996, Numerical Modes and Frequencies of a thin Clamped-free Steel Cylindrical Storage Tank Pratially Filled with Water : FEM and Measurement, Journal of Sound and Vibration.
- (2) Cho, J.R. and Song, J.M., 2001, Assessment of Classical Numerical Models for the Separate Fluid-structure Modal Analysis, Journal of Sound and Vibration.
- (3) 西野 宏 外, 1995, “級數展開法による接水防撓板の振動特性に関する研究”, 日本造船學會論文集 178 號, pp. 371~379.
- (4) 鬼頭史城, 1960, “矩形水槽壁の接水振動について”, 造船協會論文集, 第 106 號, pp. 75~82.
- (5) 배성용 등, 2000, “접수탱크구조의 진동특성에 관한연구”, 대한조선학회 추계학술대회논문집, pp. 250~254.
- (6) 정명조, 정경훈, 2001, “감쇠 유체로 연성된 두 원판의 고유진동해석”, 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 9 호, pp. 439~453.