

접수 탱크 구조물의 진동특성에 관한 연구
- 종횡비 변화와 압력분포 -

배성용^{†*}

부경대학교 조선해양시스템공학과*

A Study on Vibration Characteristics in Water Tank Structures
-Change of Aspect Ratio and Pressure Distribution-

Sung-Yong Bae *

Dept. of Naval Architecture & Marine Engineering System, Pukyong National University*

Abstract

Tank structures in ships are in contact with various fluid. The vibration characteristics of those structures are strongly affected by the added mass due to containing fluid. It is important to predict vibration characteristics of tank structures, but it is difficult to do. That's because the interaction problem concerned with the free surface, the variation of water depth and stiffener is to be considered between the fluid and the structure. Many authors have studied vibration of rectangular tank structures containing water. Kito studied added mass effect of water in contact with thin elastic flat plates. Kim et al. studied flexural vibration of stiffened plates in contact with water. However, few researches on dynamic interaction tank walls with water are reported in the vibration of rectangular tanks recently. In the present report, the coupling effect of added mass of fluid and structural constraint between panels on each vibration mode changing breadth of elastic plate, and dynamic pressure distribution have investigated numerically and discussed.

※Keywords: Water tank structure(접수탱크구조물), Added mass of fluid(부가질량), Interaction problem(연성문제), Coupling effect(연성효과), Vibration characteristics(진동특성)

1. 서론

접수일: 2003년 10월 9일, 승인일: 2003년 12월 2일

† 주저자, E-mail: sybae@mail1.pknu.ac.kr

Tel:051-620-6480

내부 혹은 외부가 유체에 접하고 있는 선체구조물의 선미탱크, 기관실 주변의 각종 탱크 등에는 진동을 원인으로 볼 수 있는 피로손상이 발생하고 있다.

진동에 의한 피로는 파랑에 의한 피로에 비하여

주파수가 높기 때문에 빠른 시기에 발생하는 것이 특징이다. 따라서, 이와 같은 접수 탱크 구조물의 진동특성을 정도 좋게 예측하는 것이 요구되고 있다. 탱크 구조물의 접수진동의 경우, 자유표면의 영향, 인접한 탄성판과의 영향, 수위의 영향, 보강 부재의 영향 등으로 인해 정확한 진동특성을 추정한다는 것은 곤란하다.

종래의 설계단계에서 부가질량을 고려한 접수구조물의 진동특성의 추정 방법으로는 Kito(1960)에 의한 간략식이 이용되고 있다. 그러나, Kito의 추정식에서는 진동모드를 어떤 특정한 것으로 가정하고 있기 때문에 인접한 평판이 존재하고 간격이 좁은 복수의 평판을 가진 복잡한 구조물에서는 추정되는 고유진동수의 정확도가 떨어진다는 보고가 있다.

한편, 접수 탱크 구조물의 연구로서는 김극천 등(1980)의 보강판의 접수진동의 연구에서부터 유한요소법, 경계요소법 등을 이용한 연구가 최근까지 이루어지고 있다.

그러나, 탱크를 구성하는 복수의 탄성판의 연성을 고려한 진동특성의 연구나 수위의 영향, 탱크를 구성하는 탄성판의 중횡비 변화의 영향 등을 포함한 연구는 찾아보기 힘들다.

이에 저자는 유한요소법으로 구조부를 이산화하고, 경계요소법으로 유체부를 이산화 하여 수치해석 코드를 개발하여, 탱크를 구성하는 탄성판 개수의 변화에 의한 진동특성을 연구하여 보고한 바가 있다(배성용, 2003).

본 연구에서는 탱크를 구성하고 있는 탄성판의 중횡 비를 변화시켜 계산을 행하였으며, 밀면도 탄성체로 취급하여 윗면이 자유표면을 가지고 5면의 탄성판으로 구성된 탱크 구조물의 해석과 그에 따른 유체의 동압력분포, 복수의 탄성판에서의 수위의 영향 등을 고찰함으로써 선박에 있어서 접수 탱크 구조물의 방진설계시 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 이론고찰

본 연구에서는 구조부를 유한요소법으로 이산화하고 유체부를 경계요소법으로 이산화 하여 유체-

구조사이의 연성조건을 적용하여 부가질량행렬을 구하고 그것을 자유진동방정식에 고려한다.

유한요소법으로 이산화하면 구조부의 지배방정식은 다음과 같다.

$$M \ddot{\vec{u}} + K\vec{u} = \vec{f} \quad (1)$$

여기서, M , K , \vec{u} 는 각각 질량 행렬, 강성 행렬, 절점 변위 벡터이다. 등가 외력 벡터 \vec{f} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

2.1 자유표면을 가진 탄성판으로 이루어진 접수탱크 구조물의 진동 해석

유체는 완전유체로 가정하고, 압력 \vec{p} , 유체밀도 ρ_f 일 때 원진동수 ω 인 조화진동이라 가정하고 체적력을 무시하면 선형화된 유체의 운동방정식으로 부터 압력 \vec{p} 와 속도포텐셜 ϕ 의 관계를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{p} = i\omega\rho_f\vec{\phi} \quad (3)$$

한편, 라플라스 방정식을 이용한 경계적분방정식에 대하여 경계요소를 이용하여 이산화하고 식(3)을 적용시키면 압력과 압력구배의 관계식이 다음과 같이 얻어진다.

$$H \vec{p} = G \left\{ \frac{\partial \vec{p}}{\partial n} \right\} \quad (4)$$

여기서, 유체부와 탄성판과 접하는 부분은 하첨자 1을 사용하고, 자유표면인 부분은 하첨자 2를 사용하여 표현하면 식(4)는 다음으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{p}_1 \\ \vec{p}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n} \\ \frac{\partial \vec{p}_2}{\partial n} \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서, \vec{p}_1 , $\frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n}$ 은 탄성판에서의 압력 및 압력구배벡터

$\vec{p}_2, \frac{\partial \vec{p}_2}{\partial n}$ 은 자유표면상에서의 압력 및 압력구배벡터이다.

식(5)에 유체부의 경계조건 $\vec{p}_2 = 0$ 을 대입하여 분리하면, 다음 식과 같이 된다.

$$H_{11} \vec{p}_1 = G_{11} \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n} + G_{12} \frac{\partial \vec{p}_2}{\partial n} \quad (7)$$

$$H_{21} \vec{p}_1 = G_{21} \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n} + G_{22} \frac{\partial \vec{p}_2}{\partial n} \quad (8)$$

식(7)과 식(8)에서 $\frac{\partial \vec{p}_2}{\partial n}$ 을 소거하면 다음 식과 같이 압력과 압력구배의 관계식이 얻어진다.

$$\vec{p}_1 = (H_{11} - G_{12} G_{22}^{-1} H_{21})^{-1} (G_{11} - G_{12} G_{22}^{-1} G_{21})^{-1} \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n} = Z \left\{ \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n} \right\} \quad (9)$$

또, 구조부의 면외 방향 성분을 \vec{w} 로 하여 조화진동을 가정하고, $\vec{w} = w_0 e^{i\omega t}$ 라고 하면 탄성판과 유체면의 경계면에 있어서 운동학적 조건식(3)에 의해 다음과 같은 관계식이 얻어진다.

$$\frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n} = -\rho_f \omega^2 \vec{w}_0 \quad (10)$$

따라서, 식(2)에 식(9) (10)을 대입하면 등가외력벡터 \vec{f} 는 다음과 같이 된다.

$$\vec{f} = \rho_f \omega^2 \int_S N_w^T Z ds \vec{w}_0 = \omega^2 M^* \vec{u}_0 \quad (11)$$

여기서, M^* 는 부가질량행렬이다.

절점 변위벡터 \vec{u} 는 조화진동 $\vec{u} = \vec{u}_0 e^{i\omega t}$ 라고 가정하여 식(11)을 식(1)에 대입하면 다음의 자유진동방정식이 얻어진다.

$$\{K - \omega^2 (M + M^*)\} \vec{u}_0 = 0 \quad (12)$$

2.2 유체내부의 임의의 점에서의 압력분포

압력과 압력 구배의 관계식 (4)를 이용하여, 유체부와 탄성판과 접하는 부분, 유체부와 강벽과 접하는 부분, 자유표면인 부분 등으로 분리할 수 있고, 그것은 다음의 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{p}_1 \\ \vec{p}_2 \\ \vec{p}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n} \\ \frac{\partial \vec{p}_2}{\partial n} \\ \frac{\partial \vec{p}_3}{\partial n} \end{bmatrix} \quad (13)$$

여기서, $\vec{p}_1, \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n}, \vec{p}_2, \frac{\partial \vec{p}_2}{\partial n}$ 는 식(5)와 동일한 의미를 가지고, $\vec{p}_3, \frac{\partial \vec{p}_3}{\partial n}$ 는 강벽상에서의 압력과 압력 구배를 나타낸다.

(13)식을 3개의 행렬방정식으로 분리하여, 유체

부의 경계조건, 즉 $\vec{p}_2 = 0, \frac{\partial \vec{p}_2}{\partial n} = 0$ 를 대입하여 $\vec{p}_3, \frac{\partial \vec{p}_3}{\partial n}$ 를 소거하면, 결국 탄성판에서의 압력과 압력 구배의 관계는 다음 (14)식과 같이 된다.

$$\vec{p}_1 = (a - cd^{-1}e)^{-1} (b - cd^{-1}f) \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n} = Z \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n} \quad (14)$$

여기서, $Z = (a - cd^{-1}e)^{-1} (b - cd^{-1}f)$

$$a = H_{11} - H_{13} H_{33}^{-1} H_{31}$$

$$b = G_{11} - H_{13} H_{33}^{-1} G_{31}$$

$$c = G_{12} - H_{13} H_{33}^{-1} G_{32}$$

$$d = G_{22} - H_{23} H_{33}^{-1} G_{32}$$

$$e = H_{21} - H_{23} H_{33}^{-1} H_{31}$$

$$f = G_{21} - H_{23} H_{33}^{-1} G_{31}$$

동일한 방법으로 자유표면상의 압력 구배와 강벽상에서의 압력을 구하면 식 (16)과 같이 된다.

$$\frac{\partial \vec{p}_2}{\partial n} = X \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n}$$

$$\vec{p}_3 = Y \frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n}$$

여기서, X, Y 는 계수행렬이다.

또, 구조부의 면외방향 변위를 \vec{w} 라고 하면 연성의 운동학적 조건은 압력 구배를 이용하여 다음 (17)식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial \vec{p}_1}{\partial n} = -\rho_f \vec{w} \quad (17)$$

식(14), (16), (17)을 이용하면, 경계적분방정식에 의해 유체내부의 임의의 점에서의 압력분포 $p(\vec{y})$ 는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$p(\vec{y}) = \int_{\Gamma} p^*(\vec{x}, \vec{y}) \frac{\partial p(\vec{x})}{\partial n} d\Gamma(\vec{x}) - \int_{\Gamma} \frac{\partial p^*(\vec{x}, \vec{y})}{\partial n} p(\vec{x}) d\Gamma(\vec{x}) \quad (18)$$

여기서, $p^*(\vec{x}, \vec{y}) = \frac{1}{4\pi r}$ 로 3차원 라플라스 방정식의 기본해이고, \vec{x}, \vec{y} 는 각각 필드점과 소스점의 좌표이다.

3. 계산결과 및 고찰

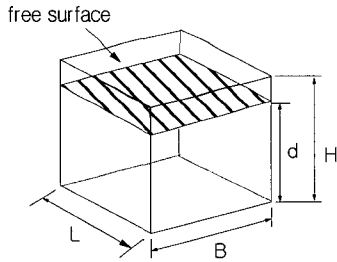


Fig. 1 Model for the present analysis

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	$\rho_s=7.85E+03(\text{kg/m}^3)$
Density of Fluid	$\rho_w=1.00E+03(\text{kg/m}^3)$

접수탱크구조의 진동특성을 파악하기 위하여 탄성판의 개수와 탄성판 사이의 폭의 변화를 주었고, 탄성판의 개수에 따라 수위의 영향과 탱크구

조물의 압력분포를 수치계산하였다. 계산에 이용된 모델은 Fig.1에 나타내고 그 모델의 제원과 재료특성은 Table 1에 나타내고 있다. 이하 전 모델에서 윗면은 자유표면을 가정하였고, 탄성판과 탄성판, 탄성판과 강벽 사이의 경계조건은 단순지지로 취급하였다. 본 연구의 전체에 걸쳐 부가질량 파라메타를 구조모달 질량에 대한 부가모달 질량의 비라고 정의하고, 인접 판과 마주보는 판에서의 동상모드는 같은 방향으로 모드 변형이, 역상모드는 반대방향으로 모드 변형이 일어나는 것으로 정의한다. 또한, 가로방향과 세로방향의 반파를 각각 (1,1)모드라고 정의한다.

3-1. 종횡비 변화에 따른 접수탱크 구조물의 진동특성

먼저, 인접하고 있는 두 면이 탄성판이고, 윗면이 자유표면, 나머지 세 면이 강벽이라고 취급하여 진동해석을 행하였다. 두 탄성판의 종횡비는 Fig.1과 같은 제원에 따라 B/H=0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 1.0의 5가지 경우로 나누어 계산을 하였다. Fig.2에는 고유진동수를 Fig.3에는 B/H=0.5인 경우의 고유모드를 나타내고 있다.

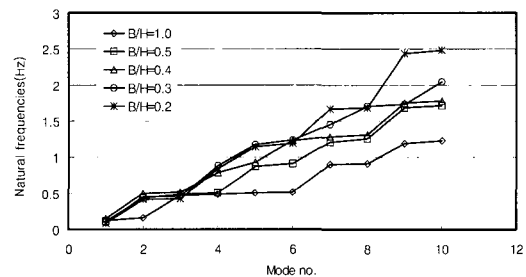


Fig. 2 Natural frequencies of adjacent panels at change breadth

이들 결과로부터 알 수 있듯이 두 면의 탄성판이 인접하고 있는 경우는 B/H의 변화에 의해 복잡한 모드 형상이 나타나게 되고, 고유진동수도 규칙적으로 변하지 않는 경향을 보이고 있다. 이것은 다음의 2가지 이유로서 설명되어 질 수 있다고 사료된다. 종횡비변화에 따른 계산에서는 수위의 변화를 고려하지 않았고, 전면접수인 경우를 가정하였다. 우선, 구조부분만을 생각하면 횡폭 B

가 줄어들면 들수록 역상모드에서는 판과 판 사이가 고정되는 경향으로 작용하면서 고유진동수를 높이는 방향으로 작용하고, 동상모드에서는 그러한 경향이 없으므로 역상의 고유진동수보다는 높지 않을 것으로 추정할 수 있다.

다음으로, 유체만을 고려하면 횡폭 B가 줄어들수록 역상모드에서는 유체의 운동이 제한되기 때문에 관성력이 크게 되고, 부가질량 효과가 크게 되어 동상모드에 비하여 접수에 대한 진동수 저하가 현저하게 나타난다.

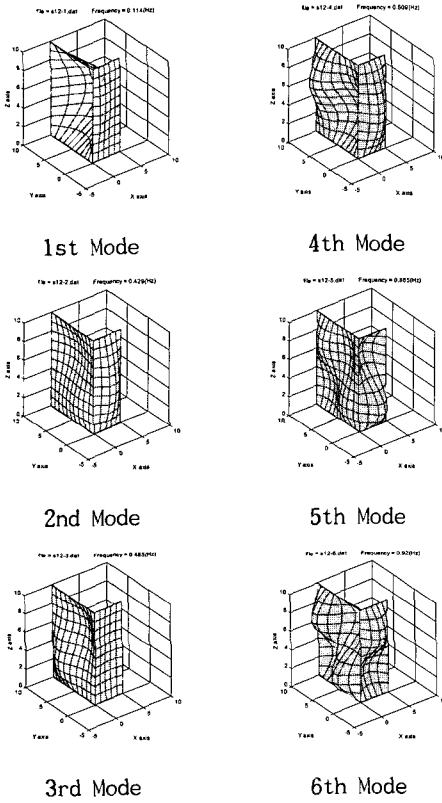


Fig. 3 Natural modes of adjacent panels (B/H=0.5)

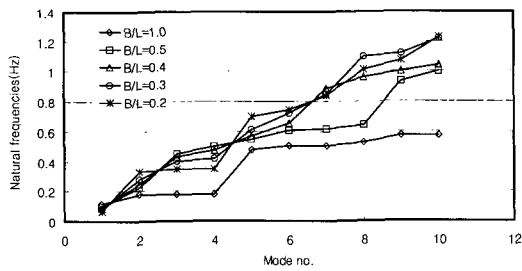
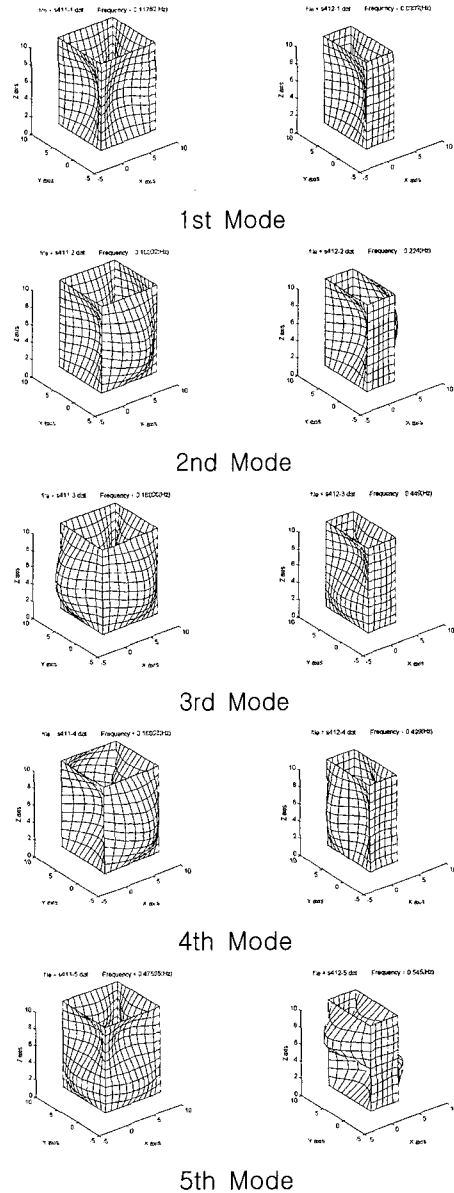


Fig. 4 Natural frequencies of 4 panels at change breadth



(B/L=1.0) (B/L=0.5)
Fig. 5 Natural modes of 4 panels

그러므로 인접 탄성판의 경우에 있어서 횡폭을 변화시키면 진동특성은 모드형상과 유체의 운동제한의 크기, 인접판 사이의 형상비 등으로 인하여 복잡하게 나타나게 된다. 본 연구에서는 최저차 고유진동수는 폭이 좁아질수록 고유진동수가 낮게 나타나고 있다.

두 번째로 4측면이 탄성판이고 밑면이 강벽, 윗면이 자유표면인 경우에 있어서 계산을 수행하였다. Fig.4는 두 인접 평판의 경우와 마찬가지로 횡폭 B를 변화시켜가면서 계산하여 얻은 고유진동수를 나타낸 것이고, Fig.5는 B/L=1.0과 B/L=0.5일 때 고유모드를 나타내고 있다.

4면의 탄성판이 동시에 탱크 내부의 방향으로 모드변형을 일으키거나 인접하는 탄성판 사이의 모드의 형태가 다른, 즉 L/H=1.0 평판에서는 (1,1)모드가 B/H=0에서는 (1,2)모드나 (2,1)모드가 최저차 모드로 나타나는 경우를 보이고 있다. 이것은 유체의 운동 및 탄성판 사이의 구조적 간섭으로 인한 효과와의 대소에 의해 고유진동수가 결정되어지기 때문으로 볼 수 있다. 두 인접탄성판인 경우와 마찬가지로 폭이 줄어들수록 최저차 고유진동수는 낮게 나타난다.

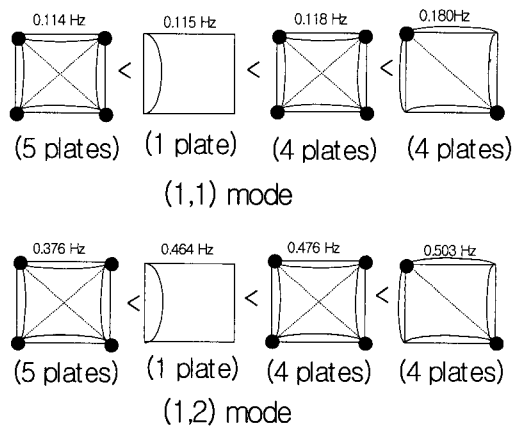


Fig. 6 Comparison of natural frequencies by mode shape per each cases

마지막으로 윗면이 자유표면이고 나머지 5면이 탄성판이라고 가정하여 계산을 수행하였다. Fig.6은 배성용(2003)의 계산결과와 본 논문에서 정방

형 탱크의 계산결과를 나타낸다. Fig.6 중의 대각선은 모드의 대칭축을 표시하고, ●는 경계조건이 고정과 동일한 효과를 가지고 있다는 것을 나타내고 있다.

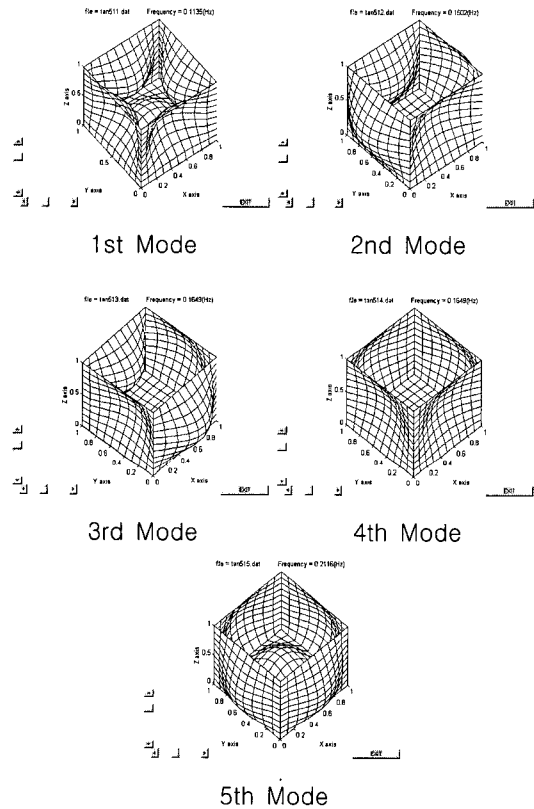


Fig.7 Natural modes of 5 panels

Fig.6에서 알 수 있듯이 (1,1)모드에서 최저차 고유진동수는 탄성판이 5면인 경우에서 제일 낮은 면이 탄성판인 경우 4면의 역상모드, 4면의 동상과 역상이 혼재되어 있는 모드 순으로 나타난다. Fig.7은 5면이 탄성판인 경우의 고유모드를 나타내고 있다.

3-2. 수심의 변화에 따른 접수탱크구조물의 진동특성에 관한 연구

먼저,4개의 측면판 중 하나의 측면만이 탄성판인 경우를 설정하여, 비 접수시와 접수시, 접수시

에는 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.

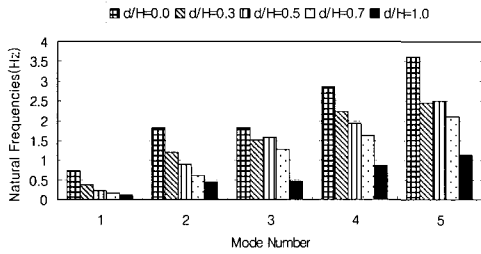


Fig. 8 Natural frequencies of a tank with a elastic panel for various water depth

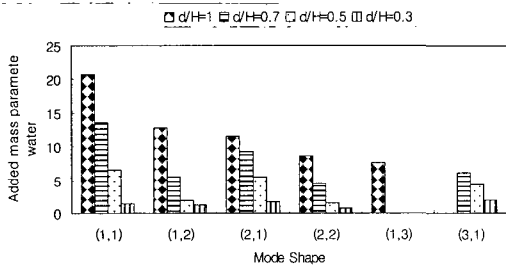


Fig. 9 Added mass parameter of water ϵ of in-phase mode in each mode

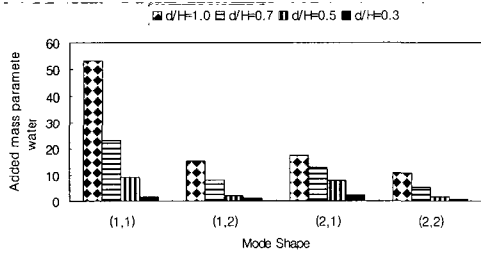


Fig. 10 Added mass parameter of water ϵ of opposite phase mode in each mode

Fig.8은 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.

두 번째로 연결하는 평판이 탄성판이고 나머지 두 측면 판이 강체인 경우를 상정하여 하나의 측면 판이 탄성판인 경우와 같이 수위를 변화 시켜 가면서 계산을 행한 결과를 Fig.9 에 나타내었다.

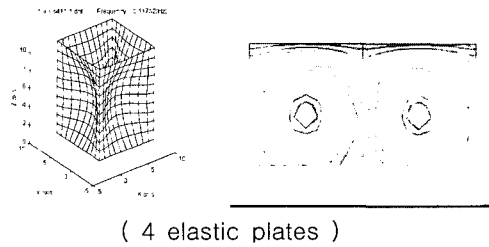
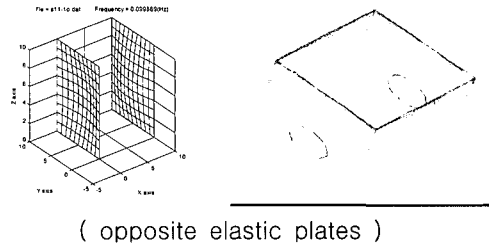
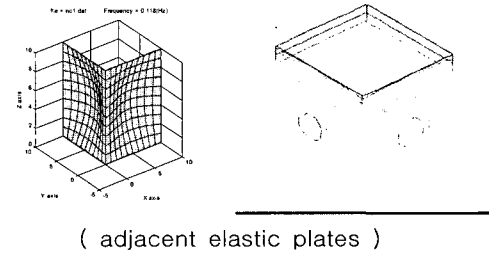
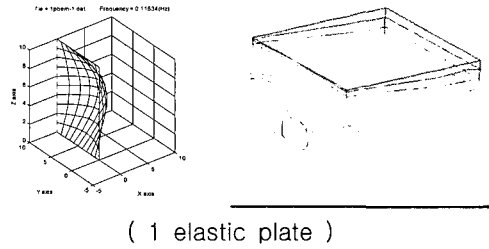


Fig. 11 Comparison of peak value between natural modes and pressure distribution

결과로부터 알 수 있듯이 탄성판이 하나인 경우와 동일하게 수위가 높아질수록 부가 질량의 효과가 크게 된다. 단, 탄성판이 연결면일 경우는 유체

의 부가질량 효과뿐만 아니라 탄성판사이의 경계 부분의 영향이 작용하기 때문에 수위가 변함에 따라 모드형상의 순서가 복잡하게 된다. 즉, 비접수의 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.

3-3. 동적 유체압 분포의 계산

접수탱크구조물 중 탄성판의 개수에 따라 유체의 경계부분 및 내부의 임의의 점에서 동적유체압 분포의 계산을 하였다.

Fig.11은 각각의 경우에 있어서 최저차 모드와 압력분포를 나타낸 것이다. 결과로부터 구조의 모드변위가 최대인 점의 위치와 압력분포가 최대인 점의 위치가 조금 차이가 있다는 것을 볼 수 있다. 이것은 자유표면의 영향을 받고 있기 때문인 것으로 사료된다.

4. 결론

접수탱크구조물에서 탱크를 구성하고 있는 탄성판의 종횡 비를 변화와 수위의 변화에 따른 접수 구조물의 진동특성과 유체의 동압력 분포를 알아보기 위한 수치계산을 행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 2면이 탄성판인 경우와 4면이 탄성판인 경우 모두 최저차 고유진동수의 크기는 폭을 줄여 가면 갈수록 낮아진다는 것을 알 수 있었다.
2. 탄성판의 개수에 의한 최저차 고유진동수는 탄성판의 개수가 5개일 때가 가장 낮고, 1개, 4개 일 때의 역상과 동상의 모드 순으로 높아지는 것이 확인되었다.
3. 수위의 변화에 의해 최저차 모드의 형상이 달라진다. 특히, 연접탄성판인 경우, 수위가 변함에 따라 구조적인 간섭에 의한 영향보다 유체의 운동이 제한됨으로 인한 유체간섭효과의 영향이 더 크게 작용하고 있다는 것을 알 수 있다.

4. 동적유체압 분포는 자유표면의 영향을 받기 때문에 모드변위가 최대인 점의 위치와 압력이 최대인 점의 위치는 조금 다르게 나타난다.

본 연구의 결과로부터 선체의 접수탱크 중에서 폭에 비해 길이가 긴 탱크의 방진설계시 기초자료로 활용할 것으로 사료된다. 하지만 실제 선박의 접수탱크구조물은 보강재가 붙어있고, 임의형상을 가지며, 탱크 내부의 유체는 파동을 일으키는 등 복잡하기 때문에 이러한 영향인자들을 고려하여 진동특성을 고찰할 필요가 있을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- 김극천, 김재승, 1978, "직사각형판의 탄성접수 진동에서 주연지지조건의 영향," 대한조선학회지, 제15권, 제 2호 pp.1-11.
- 김극천, 이기표, 이현엽, 1980, "보강판의 접수 진동," 대한조선학회지, 제17권, 제2호, pp.11-16.
- 배성용, 2003, "접수탱크구조의 진동특성에 관한 연구", 대한조선학회논문집, 제40권, 제4호, pp.46-52.
- Kito,F.,1960, "On Vibration of a Rectangular Tank Filled with Water," J.Soc.Naval Arch.of Japan, Vol.106, pp.75-82.
- Yasuzawa,Y., Kagawa,K., Bae,S.Y. and Zaitso, K.,1998, "Vibration Analysis of a Water Tank Structures," Trans. of The West-Japan Soc.of Naval Arch.,Vol.96, pp.181-192.
- Yukitaka,Y. and Bae,S.Y., 1998, "Fluid-Structure Coupled Vibration of Thin Walled Structures,"Proceedings of the Twelfth Asian Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures, Kanazawa, Japan, July 6-9, pp.315-324.



< 배 성 용 >