

< 논 문 >

## 사각형 탱크 구조의 접수 진동 특성에 관한 연구

### Analytical and Experimental Study on Vibration Characteristics for Rectangular Tank Structure Filled with Fluid

최수현<sup>†</sup> · 김극수\* · 손성완\*\*

Su-Hyun Choi, Kuk-Su Kim and Sung-Wan Son

(2001년 9월 3일 접수 : 2002년 2월 18일 심사완료)

**Key Words** : Excessive Vibration(과도진동), Damping Coefficient Estimation(감쇠계수 추정), Natural Frequency(고유진동수), Anti-resonance Design(공진회피 설계), Virtual Mass Method(가상 질량법), Experimental Mode Analysis(실험적 모드 해석법)

#### ABSTRACT

In the engine room and the aft part areas of the ship, there exist so many tank structures contacting with fresh water or sea water or oil. If these structures exhibit excessive vibrations during the sea trials, it takes a lot of cost, time and effort to improve vibration situation because the reinforcement work requires emptying the fluid out of the tanks, additional welding and special painting. It is therefore very important to predict a precise vibration characteristics of the tank structures at the design stage, however it is not easy to estimate vibration characteristics of the structures because of difficulties for accurate evaluation of the added (or virtual) mass effect due to the fluid inside the tank. In this paper, numerical and experimental approaches have been performed to present some fundamental data necessary for anti-vibration design of tank structures contacting with fluid, by investigating vibration behaviors of rectangular tank structure for various water depths.

#### 1. 서 론

선박의 선미부와 기관실에는 선박 운항상 필요한 청수, 해수 및 연료로 채워진 탱크들이 많이 존재하고 있으며, 선박진동의 주기진원인 주기관과 추진기 근처에 위치하고 있어 과도 진동의 가능성을 항상 내재하고 있다. 건조후 청수 및 기름 탱크에 과도진동이 발생하게 되면 용접 및 도장작업에 상당히 제약을 받게 되므로 방진 대책 수립이 곤란하다.

더우기, 최근에는 선박 인도 후에 선미 또는 기관실 탱크등에서 진동이 원인으로 보여지는 피로 손상이 발생되고 있다는 보고가 있으며 진동에 의한 피로는 파도에 의한 피로에 비해 비교적 주파수가 높기 때문에 빠른 시기에 발생하는 것이 특징이다.

이러한 이유로, 설계 단계에서 유체와 접하고 있는 선미부 및 기관실 국부구조에 대한 신뢰성 있는 방진 설계가 요구되고 있다. 그러나 선박의 탱크 구조의 접수 진동 특성은 자유표면, 인접구조 그리고 수위 등의 여러 가지 제약으로 인해 해석적인 방법을 통하여 정도 높게 진동특성을 추정하는 것이 곤란하다. 뿐만 아니라 복잡한 기진력의 전달 메커니즘과 감쇠 계수 추정의 어려움 때문에 선체 기진력에 의한 국부 구조의 진동응답을 규명하는 것은 매우 어려운 일이다. 따라서 통상적으로 국부구조 진동의 경우 대상

<sup>†</sup> 책임저자, 정회원, 대우조선 선박해양기술연구소

E-mail : shchoi@dwship.com

Tel : (055) 680-5541, Fax : (055) 680-2174

\* 정회원, 대우조선 선박해양기술연구소

\*\* 정회원, RMS Technology.co.,Ltd

구조물의 고유진동 특성을 파악하여 공진 회피 설계가 이루어지게 된다.

김극천<sup>(1)</sup> 등은 직사각 평판에서 접수깊이 및 경계 조건에 따른 부가된 유체 질량의 효과에 관한 연구를 수행하였고, Yuxitaka<sup>(2)</sup> 등은 3차원 탱크구조의 진동 해석을 통하여 바닥이 구속되고 상부면이 없는, 횡방향 보강재를 갖는 탱크 구조에 대하여 부가된 유체 질량의 효과와 인접 panel간의 간섭효과를 고려한 자유진동에 관하여 연구하였다.

하지만 실제 선박에서 사용하는 탱크구조는 바닥이 구속되어 있다고 볼 수 없고, 또 보강재의 방향에 따라서 진동모드가 다르게 나타난다.

따라서, 본 연구에서는 바닥 및 상부판넬의 영향을 고려하기 위하여, 측면판넬 뿐 아니라 바닥 및 상부판넬을 모델링하였고, 보강재의 유무 및 방향에 따른 3가지 형태의 탱크에 대하여 접수진동해석을 수행하였으며, 진동해석의 정도를 검증하기 위하여 실제 사각형 탱크를 제작하여 접수수위를 변화시키면서 실험을 수행하여 부가된 유체 질량의 효과를 비교하였다.

탱크의 접수진동 해석은 NASTRAN의 VMM<sup>(3)</sup> (virtual mass method)을 이용하였다. 한편, 실험적인 방법으로 접수구조물의 감쇠계수를 추정함으로써 접수구조물의 강제진동해석을 위한 기초자료를 제시하고자 하였다.

## 2. NASTRAN VMM 정식화

NASTRAN의 VMM은 경계 요소법을 바탕으로 이상유체에서 유체와 구조의 연성 진동 문제를 풀기 위한 해석방법이다. 유체-구조 연성 효과는 유체와 접하고 있는 경계 면에서의 적합 조건을 만족시키는 이상유체의 포텐셜에 의한 힘에서 구해진 부가된 유체 질량 행렬로 나타난다.

### 2.1 운동 방정식 및 경계 조건

구조와 접하고 있는 유체장에서 구조와 유체의 독립변수를 동일하게 하기 위해서 다음과 같은 변위 포텐셜 함수를 고려한다.

$$\bar{u} = \nabla \phi \quad (1)$$

운동량 방정식  $\rho \bar{u} + \nabla p = 0$  을 고려하여 압력과 포텐셜 함수의 관계를 나타내면

$$p = -\rho \ddot{\phi} \quad (2)$$

여기서, 포텐셜 함수는 유체장이 비압축성이므로 다음의 Laplace 방정식 및 경계조건을 만족하여야 한다.

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

$$p = 0 \text{ (at free surface)} \quad (4)$$

$$\bar{n} \cdot \nabla \phi = \bar{n} \cdot \bar{u}_{struc}$$

$$f_{struc} = \bar{n} \rho \ddot{\phi} A \text{ (at structural interface)} \quad (5)$$

여기서,

$\bar{n}$  : 구조에서 유체로 향하는 단위 법선 벡터

$A$  : 요소의 면적

이상에서와 같이 유동장의 해석은 임의의 경계조건을 가지는 Laplace 방정식을 만족시키는 포텐셜 문제로 귀착된다.

### 2.2 Finite Surface Element

유체와 접하고 있는 면은 삼각형 또는 사각형 형태로 분할되며, 분할된 각 요소는 point source 또는 dipole를 가지며 이 때 이 특이점들의 강도는 한 요소에 대해 동일하다고 가정된다. point source가 분포되는 한면 접수 상태에서 각 요소는 유체 면을 향하는 양의 법선 vector를 가진다. 각 요소에 대한 평균 수직 변위와 힘은

$$u_i = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} (\bar{n}_i \cdot \bar{u}(\bar{r}_i)) dA_i \quad (6)$$

$$f_i^p = \int_{A_i} p(\bar{r}_i) dA_i \quad (7)$$

이 되고, 이것을 행렬식으로 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} u^p \\ u^d \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \chi_{dp}^{pp} & \chi_{dd}^{pp} \\ \chi_{dp}^{pd} & \chi_{dd}^{pd} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma^p \\ \sigma^d \end{Bmatrix} \quad (8)$$

$$\begin{Bmatrix} f^p \\ f^d \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Lambda_{dp}^{pp} & \Lambda_{dd}^{pp} \\ \Lambda_{dp}^{pd} & \Lambda_{dd}^{pd} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{\sigma}^p \\ \bar{\sigma}^d \end{Bmatrix} \quad (9)$$

여기서, 첨자 ( $p$ )와 ( $d$ )는 각각 point source와 dipole을 나타내며 행렬의 각 항은 아래에서 계산될 수 있다.

$$\chi_{ij}^{pp} \text{ or } \chi_{ij}^{dp} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\bar{n}_j \cdot \bar{e}_{ij}}{|\bar{r}_j - \bar{r}_i|^2} dA_j dA_i \quad (10a)$$

$$\chi_{ij}^{pd} \text{ or } \chi_{ij}^{dd} =$$

$$\frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_i} \frac{\bar{n}_i \cdot [2(\bar{n}_j \cdot \bar{e}_{ij})\bar{e}_{ij} + (\bar{n}_j \times \bar{e}_{ij}) \times \bar{e}_{ij}] dA_j dA_i}{|\bar{r}_j - \bar{r}_i|^3} \quad (10b)$$

$$\Delta_{ij}^{pp} = \rho \int_{A_i} \int_{A_i} \frac{1}{|\bar{r}_j - \bar{r}_i|} dA_j dA_i \quad (11a)$$

$$\Delta_{ij}^{pd} = \rho \int_{A_i} \int_{A_i} \frac{\bar{n}_j \cdot \bar{e}_{ij}}{|\bar{r}_j - \bar{r}_i|^2} dA_j dA_i \quad (11b)$$

### 2.3 부가 질량 행렬의 계산

2.2절에서 구해진 각요소의 평균 변위와 힘은 유한 요소법에 의한 진동 모드를 구하기 위해 접수 구조를 이루고 있는 사각형 또는 삼각형 요소의 절점 변위와 힘으로 변환하는 것이 필요하게 된다.

전체 좌표계에서 절점 변위 벡터를  $\{u_n\}$ , 평균 요소 변위 벡터를  $\{u_e\}$ 라고 하면 다음 관계가 성립된다.

$$\{u_e\} = [G_{eg}]^T \{u_n\} \quad (12)$$

$[G_{eg}]$ : 절점변위와 요소변위를 연결시키는 함수

절점력과 요소의 평균 유체력과 관계는 아래와 같다.

$$\{f_n\} = [G_{eg}]^T \{f_e\} \quad (13)$$

이상의 관계를 이용하면 절점력과 절점변위의 관계는 다음과 같이 나타나며,

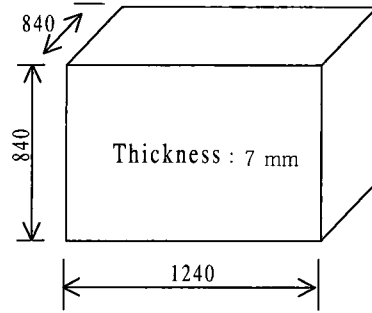
$$\{f_n\} = -[G_{eg}]^T [A][\chi]^{-1} [G_{eg}] \{\ddot{u}_n\} \quad (14)$$

따라서 부가된 유체 행렬 질량은 식 (15)와 같이 계산 될 수 있다.

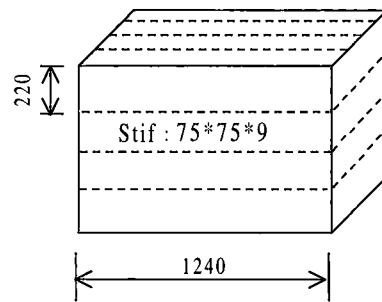
$$[M_{na}^r] = -[G_{eg}]^T [A][\chi]^{-1} [G_{eg}] \quad (15)$$

### 3. 사각형 탱크 구조의 접수 진동 해석

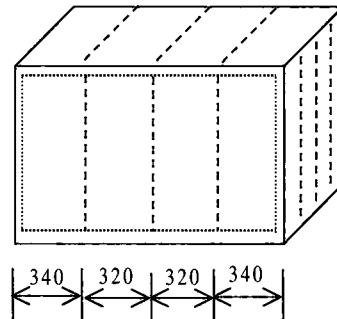
본 연구에서는 가로 1240 mm × 세로 840 mm × 폭 840 mm의 보강재가 없는 단순판 구조의 탱크 (SPT, simple plate tank) 및 횡방향 보강재를 가진 보강판으로 구성된 탱크(HST, horizontally stiffened tank)와 수직방향 보강재를 가진 보강판으로 이루어진 탱크(VST, vertically stiffened tank) 구조에 대해 NASTRAN의 VMM을 사용하여 접수 수위를 변



(a) Simple plate tank (SPT)



(b) Horizontally stiffened tank (HST)



(c) Vertically stiffened tank (VST)

Fig. 1 Three rectangular tank model

화시키면서 진동해석을 수행하였다. Fig. 1에 3종류의 탱크 모델을 나타내었다.

3종류의 탱크에 대해 탱크 구조 전체를 3차원으로 모델링 하였으며 접수 수위는 VMM에서 유체가 구조에 의해 완전히 둘러싸인 경우는 경계적분식 특이 발생하므로 water draft/탱크 height(d/H) = 0, 0.1, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 0.95에 대해 해석이 수행되었다. 해석시 경계조건은 실험과 같이 탱크 하면의 4곳의 모서리에서 상하방향(z 방향) 직선변위를 구속하였다.

#### 4. 사각형 탱크 구조의 진동 실험

실험을 위해 3장에서 해석이 수행된 동일한 3종류의 탱크를 제작하였다. 그러나 수직방향 보강판을 가진 탱크의 경우, 보강재 사이의 plate 모드들이 아주 짧은 주파수 간격으로 panel 모드와 함께 밀집되어 있고, 특히 유체와 접하게 되어 어느 정도 감쇠가 증가하면 각 인접모드들이 강하게 연성된 형태의 주파수 응답 특성을 가지고 있으므로, 실험적 모드 해석법으로 각 모드를 분리시켜 modal 특성치를 찾는 것이 불가능하였다. 따라서, 실험은 단순판 탱크 구조 및 횡방향 보강재를 가진 탱크 구조에 대해 수행하였다.

##### 4.1 실험 방법

실험적 모드 해석을 위해 충격 가진 실험을 수행하였고 계측된 FRF(frequency response function)를 이용하여 modal 특성치를 분석하였다. 신뢰성 있는 감쇠계수를 얻기 위해서 가진기를 이용한 zoom analysis를 수행하였고 분리된 각 모드에서의 감쇠계수를 추정하였다. Fig. 2에 계측 및 분석 계통도를 나타내었다.

사각형 탱크를 지지하기 위하여 길이가 약 1 m인 4개의 지지대를 사용하여 탱크 하면의 가장자리를 지지하였으며, 이때 지지대의 윗면을 쇠기 모양으로 하여 직선방향의 구속이 이루어지게 하였으며 밀폐된 탱크내의 수위를 확인하기 위하여 탱크 측면에 투명 비닐 튜브를 설치하였다.

##### 4.2 감쇠계수 측정

구조의 감쇠를 측정하는 방법은 크게 주파수 영역에서의 half-power band width method와 시간영역에서의 time decay method가 있다.

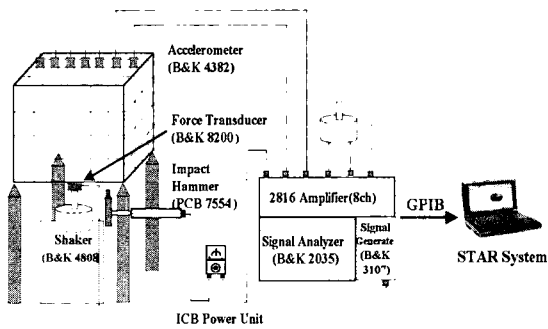


Fig. 2 Schematic diagram of experiment

##### (1) Half Power Band Width Method

시험편의 모빌리티(mobility) 등의 전달함수를 측정하여 각 공진 점의 peak 형상으로부터 half power band width  $b$  (peak에서 3 dB 떨어진 주파수대역) 및 공진 주파수  $f$ 를 구하여 아래의 식 (16)에 의해 단일모드에 대한 감쇠계수를 결정한다.

$$\zeta = b/2f \quad (16)$$

##### (b) Time Decay Method

시험편을 impact hammer 등에 의해 가진시킨 후 감쇠 파형으로부터 단위시간당 감쇠율  $DR$ , 또는 60 dB 감쇠 되는 시간  $T_{60}$ 을 계측하여 아래의 식 (17), (18)에 의해  $\zeta$ 를 결정하는 방법으로서 경감쇠 재료(light damping)에서는 실험방법이 간단하고 정도 역시 높은 편이므로 널리 사용되는 방법이다.

$$\zeta = DR/2(27.3 \times f) \quad (17)$$

$$\zeta = 2.2/2(f \times T_{60}) \quad (18)$$

본 연구에서는 time decay method와 half power band width method를 필요에 따라 사용하였다.

#### 5. 해석 및 실험 결과

##### 5.1 단순판 탱크의 고유진동 특성

단순판 탱크에 대해 공기상태 및  $d/H=0.1, 0.95$ 의 점수 수위에서 계측된 가진점에서의 주파수 응답함수를 Fig. 3에 나타내었으며, 공기 상태에서 10차까지의 해석 및 계측에서 얻어진 고유진동수를 Table 1에 비교하여 정리하였다. 본 Table에는 주파수 응답함수의 peak 주파수 및 이에 대응되는 모드를 나타내었다.

Table 1과 Fig. 4를 살펴보면, mode 5가 계측에서 나타나지 않은 것은 인접한 mode 6과 강하게 연성되기 때문으로 생각되며, mode 10의 고유 주파수는 계측시 설정된 주파수 범위(100 Hz)를 벗어나는 것으로 판단된다. 해석과 계측에서 얻어진 고유 주파수는 약 2.7%~7.4%의 차이를 보이고 있으며 그 경향은 각 면들의 연결부가 단순경계의 거동을 보이는 모드인 경우(mode 1,7,8)는 해석 결과가 높게 나오며 연결부가 고정경계를 보이는 모드(mode 3,4,6)에서는 계측결과가 높게 나오고 있다.

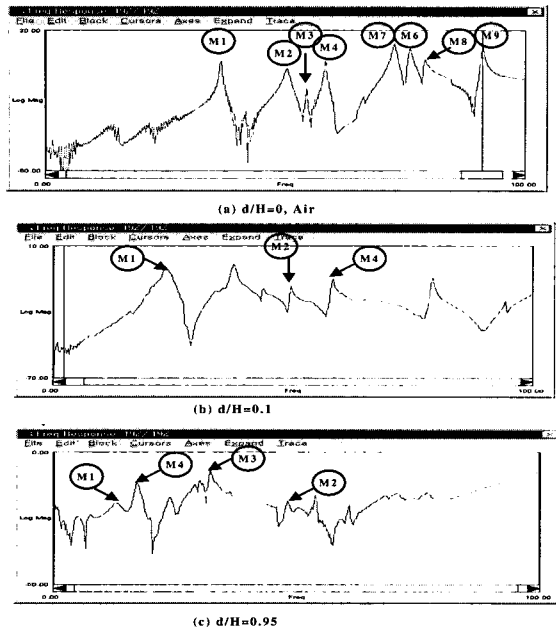


Fig. 3 Measured FRF for ST(19z/19z)

Table 1 Comparison of analytical and experimental natural frequencies for ST ( $d/H=0$ )

Mode No.	Mode description	Natural frequency (Hz)		Error rate (%)
		Analysis	Experiment	
1	(1,1) mode of tank (Simple edge behavior)	39.4	36.5	+7.4
2	(1,1) in-phase mode of top and bottom	49.1	50.9	-3.7
3	(1,1) in-phase mode of both side plates	55.3	58.0	-4.9
4	(1,1) mode of tank (Fixed edge behavior of top and side plates) (Simple edge behavior of top and front plates)	58.0	61.3	-5.7
5	(1,1) in-phase mode of front and aft. plates	68.0	-	-
6	(1,1) mode of tank (fixed edge behavior)	71.8	77.1	-7.4
7	(2,1) mode of tank (Simple edge behavior)	78.5	73.0	+7.0
8	(2,1) in-phase mode of top and bottom plate	83.0	80.8	+2.7
9	(2,1) in-phase mode of both side plates	86.7	89.2	-2.9
10	(2,1) mode of tank (fixed edge behavior)	99.9	-	-

\*Error rate = (analysis-experiment)/analysis × 100

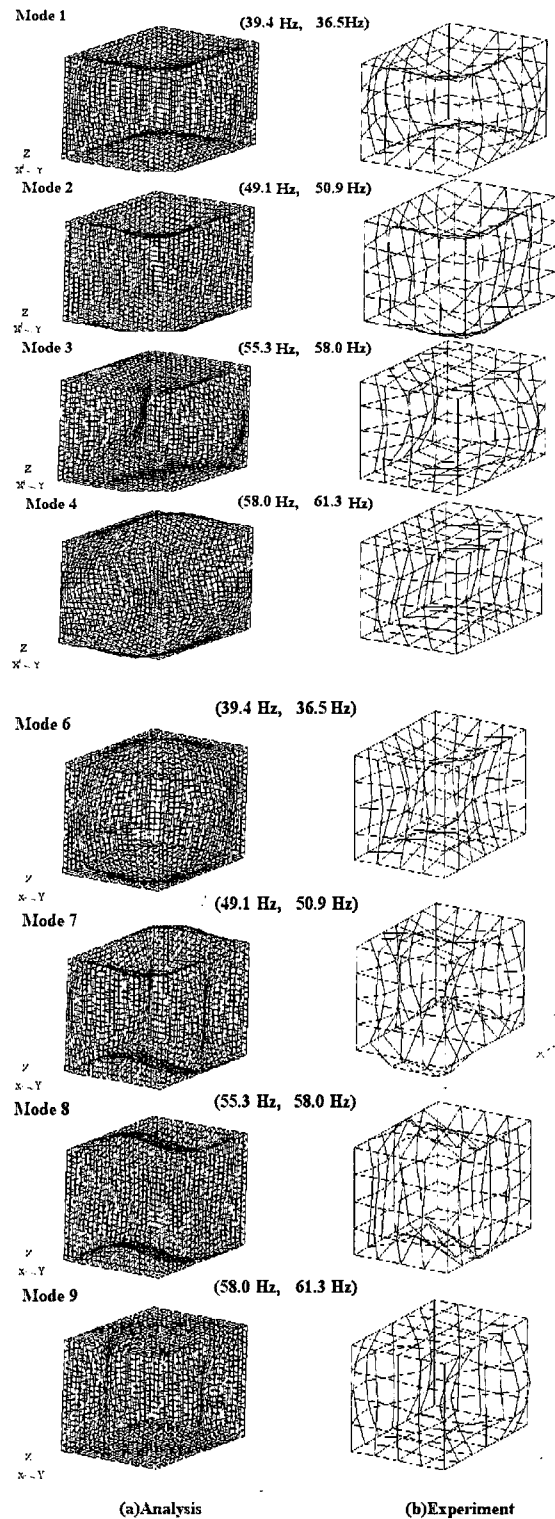


Fig. 4 Analytical and experimental mode shapes for ST

**Table 2** Fundamental natural frequencies of ST for various water levels

Modes	Bottom(1,1)		Sides(1,1) (In-phase)		Sides(1,1) (out-phase)		Top(1,1)	
	Analy (Hz)	Meas (Hz)	Analy (Hz)	Meas (Hz)	Analy (Hz)	Meas (Hz)	Analy (Hz)	Meas (Hz)
Draft								
$d/H=0$	39.4	36.5	55.3	58.0	58.0	61.3	49.1	50.9
$d/H=0.1$	29.7	24.5	54.0	-	56.3	57.2	43.6	44.9
$d/H=0.2$	24.9	22.5	52.5	-	55.6	54.5	43.0	43.6
$d/H=0.4$	21.1	17.6	47.2	50.8	38.2	36.1	50.1	45.0
$d/H=0.6$	19.4	14.7	38.2	40.5	27.5	23.7	50.0	54.0
$d/H=0.8$	17.5	13.9	33.3	35.4	21.4	17.8	49.5	54.6
$d/H=0.95$	15.2	13.2	32.1	34.6	20.2	17.0	48.8	48.2

**Table 3** Fundamental natural frequencies of HST for various water levels

Modes	Bottom (1,1)		Sides(1,1) (out-phase)		Sides(1,1) (in-phase)		Top(1,1)	
	Analy (Hz)	Meas (Hz)	Analy (Hz)	Meas (Hz)	Analy (Hz)	Meas (Hz)	Analy (Hz)	Meas (Hz)
Draft								
$d/H=0$	152.6	156.0	193.0	201.9	275.1	290.0	152.6	156.0
$d/H=0.1$	108.3	114.4	195.3	196.7	274.2	285.5	150.4	164.4
$d/H=0.2$	91.5	94.6	192.5	190.1	271.9	279.2	150.4	163.8
$d/H=0.4$	75.3	84.6	148.3	165.1	257.6	264.8	150.3	162.1
$d/H=0.6$	65.0	76.6	121.0	146.3	183.4	22.1	150.3	158.0
$d/H=0.8$	57.2	70.6	109.6	127.2	179.5	202.4	149.5	161.9
$d/H=0.95$	52.5	68.9	104.8	120.1	174.9	193.3	150.4	149.8

Table 2에 접수 수위 변화에 따른 주요모드(접수 구조 방진 설계시 설계 목표가 되는 상하면 및 양 측면의 1차 모드)의 고유주파수의 해석 및 계측 결과를 나타내었다. 측면모드의 경우 수위가 증가할수록 역위상모드의 고유 주파수가 동위상의 고유주파수 보다 낮아짐을 알 수 있다.

**5.2 보강판의 고유 진동 특성**

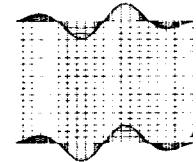
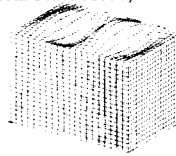
Table 3에 횡방향 보강판 탱크의 공기상태 및 접수 수위에 따른 주요모드의 실험과 계측에서 얻어진 고유진동수를 정리하였다. 수직방향 보강판 탱크의 경우는 해석에서 얻어진 고유진동수를 Table 4에 나타내었으며, 이에 상응하는 모드를 Fig. 5에 나타내었다.

횡방향 보강판 탱크의 경우 Table 3에서 나타나듯

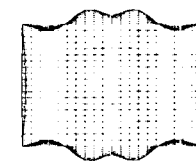
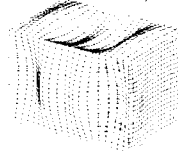
**Table 4** Fundamental natural frequencies of VST for various water levels

Modes	Bottom	Bottom	Side plate	Side plates	Side
	plate	panel	(in-phase)	(out-phase)	panel
Draft					
$d/H=0$	228.1	242.5	222.5	216.9	365.7
$d/H=0.1$	153.1	179.5	223.6	220.4	365.7
$d/H=0.2$	139.5	155.9	219.8	217.0	328.4
$d/H=0.4$	135.3	129.3	179.8	179.7	218.0
$d/H=0.6$	134.5	108.3	150.9	151.2	172.1
$d/H=0.8$	133.9	89.3	138.2	137.8	141.0
$d/H=0.95$	132.6	77.6	134.7	132.6	135.6

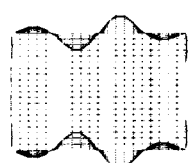
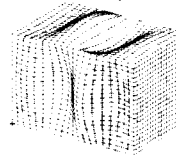
Bottom Plate Mode, 228.1 Hz



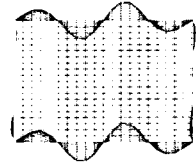
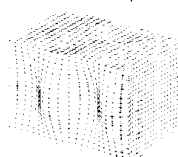
Bottom Panel Mode, 242.5 Hz



Sides Plate Mode (Out Phase), 222.3 Hz



Sides Plate Mode (In Phase), 216.9 Hz



Sides Panel Mode, 365.7 Hz

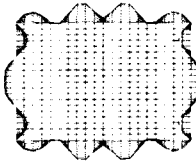
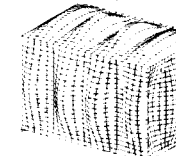


Fig. 5 Mode shapes for VST(at  $d/H=0$ , air)

이 공기 중에서 해석과 계측의 고유진동수가 최대 약 5%이내에서 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 횡방향 및 수직방향 보강판 탱크 모두 접수 수위

가 증가되면서 고유진동수가 낮아지고 있다.

### 5.3 접수 수위에 따른 부가된 유체 질량 계수 특성

구조물이 유체와 접하게 되면, 구조의 진동에 의해 유체 내에 운동에너지가 발생되고 이것은 부가된 유체 질량의 형태로 작용하게 되어 고유진동수를 저하시키게 된다.  $i$ 차모드의 구조 모드 질량  $m_i$ 에 대한 부가된 유체 모드 질량  $m_i^*$ 의 비를 부가된 유체 질량 계수  $\beta$  라고 하면  $i$ 차 모드에 대해 다음 식이 성립한다.

$$(f_w)_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m_i + m_i^*}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \beta_i}} (f_a)_i, \quad \beta_i = \frac{m_i^*}{m_i} \quad (19)$$

여기서

- $(f_w)_i$  : 접수 상태에서의  $i$ 차 모드의 고유진동수
- $(f_a)_i$  : 공기 중에서의  $i$ 차 모드의 고유진동수
- $k_i$  :  $i$ 차 모드의 모드 강성

주요모드에서의 부가된 유체 질량 효과를 고찰하기 위해 해석 및 실험에서 구해진 고유진동수를 이용하여 식 (19)에 의해 구해진 단순판 탱크 및 횡방향 보강판 탱크에서의 부가된 유체 질량계수를 Fig. 6과 Fig. 7에 각각 나타내었으며 Fig. 8에는 해석결과로 구해진 수직방향 보강판 탱크의 부가된 유체 질량계수를 도시하였다.

단순판 탱크의 경우 접수 수위가 낮을 때는 하면모드의 부가된 유체 질량계수가 측면모드보다 증가하지만  $d/H=0.4$ 이상에서는 측면 역위 상모드의 부가된

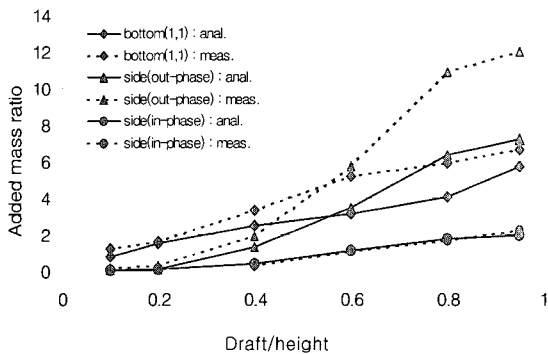


Fig. 6 Added mass coefficient of ST

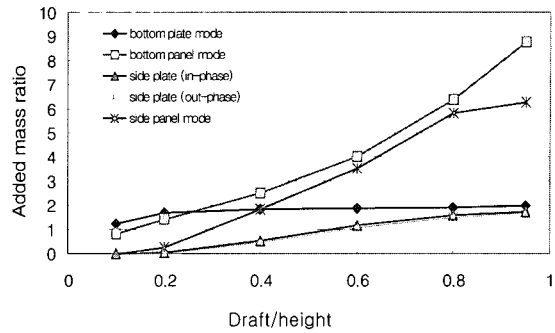


Fig. 7 Added mass coefficient of HST

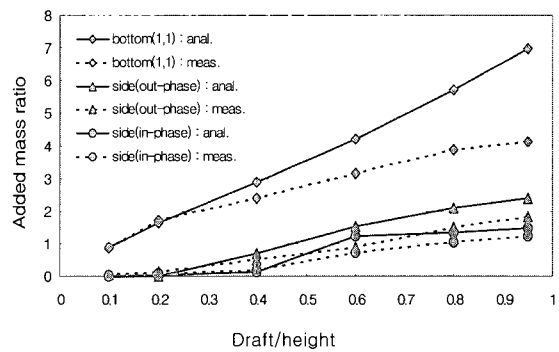


Fig. 8 Added mass coefficient of VST

유체 질량계수가 급격히 증가하게 되는데 이것은 진동모드가 유체 운동을 제한함으로써 부가된 유체 질량 효과가 크게 나타나기 때문으로 판단된다. 해석과 실험 결과를 비교하면 전반적으로 실험결과가 해석결과 보다 다소 큰 부가된 유체 질량계수 값을 주고 있으며 95 % 접수 상태에서 최대 1.7배 정도로 예측결과가 크게 나타나고 있다.

횡방향 보강판 탱크에서는 접수수위가 증가함에 따라 측면모드의 부가된 유체 질량계수가 단순판 보다 상당히 감소함을 알 수 있는데 이것은 보강재의 굽힘강성의 대부분을 차지하는 보강재가 측면에 횡방향으로 배치되어 있기 때문으로 판단된다. 또 단순판 탱크와는 달리 전반적으로 실험적으로 구해진 부가된 유체 질량계수 보다 해석 결과가 크게 나타남을 알 수 있다

수직방향 보강판 탱크의 부가된 유체 질량계수는 측면의 역위상 모드의 경우 단순판과 유사하게 접수 수위가 증가하면서 급격히 증가함을 볼 수 있다. 한편의 panel 모드의 경우 해석적 부가된 유체 질량계수의 증가율이 세가지 경우 중에 가장 크게 나타나고

있으며 이것은 Fig. 1에서 볼 수 있듯이 하면과 측면의 보강재가 서로 연결되어 함께 거동하기 때문으로 판단된다.

#### 5.4 접수 수위에 따른 감쇠 특성

구조물이 유체와 접하게 되면 부가된 유체 질량 효과로 인한 주파수 저하와 더불어 구조의 감쇠가 증가하게 되고 실제 기진력하에서의 진동 응답은 이 감쇠에 직접적으로 영향을 받게 된다. 본 연구에서는 앞 절에서 언급한 방법에 따라 단순판 및 횡방향 보강판 탱크에 대하여 접수 수위에 따른 감쇠계수를 측정하였다.

단순판 탱크의 접수 수위 변화에 따른 감쇠계수의 측정결과를 Fig. 9에 나타내었으며 기본 진동 모드인 하면(1,1)모드의 time decay 특성을 대표적인 세가지 접수 수위에 대해 Fig. 10에 도시하였다.

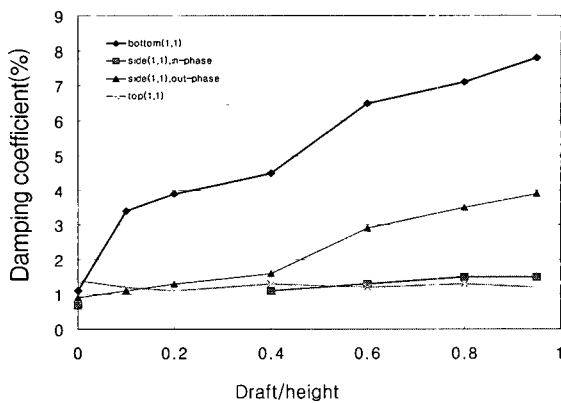


Fig. 9 Damping coefficient of ST

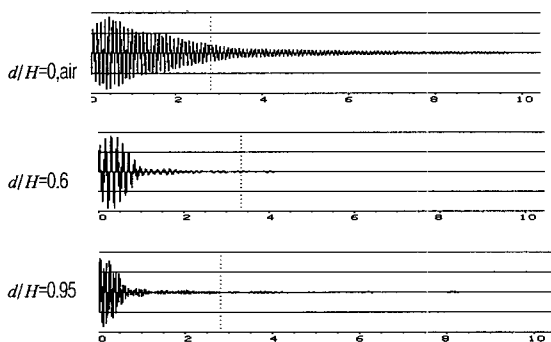


Fig. 10 Time decay characteristics for bottom mode of ST

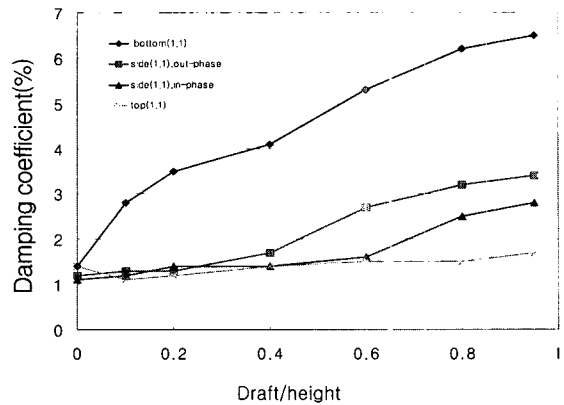


Fig. 11 Damping coefficient of HST

계측 결과에서 알 수 있듯이 1차모드(하면(1,1))의 경우 95 %의 접수 상태가 되면 공기 상태보다 약 7 배 이상의 감쇠증가를 보이는데 주파수 변화(13.2 → 36.5 Hz)에 따른 감쇠계수의 증가를 고려해도 접수에 의한 감쇠가 매우 크게 증가함을 알 수 있다. 상면모드의 경우는 유체와 접하지 않은 상태이므로 거의 감쇠계수의 변화를 보이지 않으며 측면 모드에서는 접수 수위가 60 %가 넘어가면서 급격하게 역위상 모드의 감쇠가 증가하고 있음을 알 수 있다.

횡방향 보강판 탱크에 대한 측정결과를 Fig. 11에 나타내었다. 전체적으로 단순판 탱크와 유사한 양상을 보이며 직접적으로 물과 접하지 않는 상면 모드를 제외하고는 접수 수위가 증가하면서 감쇠가 증가하게 되며 기본 모드의 경우 최대 접수 수위인 95 % 상태에서 공기상태보다 약 5배 정도의 감쇠계수 증가가 나타난다.

## 6. 결 론

이상의 연구결과를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 탱크 구조의 접수 고유 주파수는 구성면들의 연결강성과 진동모드에 의해 결정되는 유체에 의한 부가된 유체 질량 효과에 의해 결정된다.

(2) 단순판 탱크에서 부가된 유체 질량 계수는 접수 수위가 낮은 경우, 하면 모드가 가장 크지만 수위가 높아지게 되면 측면 역위상 모드가 급격히 증가하게 된다.

(3) 단순판 구조의 경우 접수 수위가 증가할수록



실험적인 부가된 유체 질량계수가 해석결과 보다 크게 나타나고 있으며 횡방향 보강 판에서는 더 작게 나타나고 있다.

(4) 접수 수위가 증가하게 되면 단순판 및 보강판 모두에서 감쇠가 증가하게 되며 전반적으로 접수 수위에 따른 증가율은 단순판에서 다소 크게 나타난다.

(5) 본 연구 결과는 접수 탱크의 방진설계시 기초 자료로 활용될 수 있을 것으로 판단되며 향후 인접 구조의 강성 및 질량 효과를 고려하여 탱크 구조의 접수 진동 특성 규명을 위한 실험적, 해석적인 방법의 확립이 요구된다.

### 참 고 문 헌

- (1) 김극천 외 3명, 1979, "평판의 접수 진동에 관한 실험적 연구", 대한조선학회 제 16권 2호, pp. 1~7.
- (2) Yukioka Y. 외 3명, 1998, "Vibration Analysis of a Water Tank Structures", 서부조선학회 96회 강연집, pp. 181~192.
- (3) Dean B., 1985, "Documentation for the Virtual Mass Capability", MSC Technical Note.
- (4) Maheri, M. R. and Severn, R. T., 1992, "Experimental Added Mass in Modal Vibration of Cylindrical Structures", Eng. Struct. Vol. 14 No. 3, pp. 163~175.
- (5) Conca, C. 외 2명, 1997, "Added Mass and Damping in Fluid-structure Interaction", Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. 146, pp. 387~405.
- (6) Masayuki K. 외 3명, 1994, "An Analysis of Fluid Structure Coupled Vibration Considering Modal Added Mass", 일본조선학회 60권 571호, pp. 743~748.
- (7) 한상보 외 3명, 1996, "원환판의 접수진동 해석에 대한 실험적 연구" 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 431~437.