한국소음진동공학회논문집 제 15 권 제 1 호, pp. 96~104, 2005.

배플을 갖는 원통형 유체저장 탱크의 연성진동해석

Coupled Vibration Analysis of Cylindrical Fluid-storage Tanks with a Baffle

김 영 완†

Young-Wann Kim

(2004년 10월 30일 접수 : 2004년 11월 12일 심사완료)

Key Words : Annular Baffle(환원판형 배플), Conical Baffle(원추형 배플), Fluid-structure Interaction(유체-구조 연성), Cylindrical Fluid-storage Tank(원통형 유체저장 탱크)

ABSTRACT

The coupled vibration characteristics for the fluid-structure interaction systems are investigated through the finite element method. The present paper is focused on vibration characteristics of the cylindrical fluid-storage tank with a baffle. The tank is partially filled with an inviscid and irrotational fluid having a free surface. A baffle is assumed here to have the shape of a thin annular plate and a conical shell, attached to the cylindrical tank and positioned below the fluid surface. The liquid domain is limited by a rigid flat bottom. As the effect of free surface waves is taken into account in the analysis, the bulging and sloshing modes are studied. To demonstrate the validity of present results, they are compared with the published ones. The effect of positions and inner-to-outer radius ratio of annular baffle and setting angles of conical baffle on coupled vibration characteristics is investigated.

1. 서 론

유체와 접촉하고 있는 구조물의 거동은 유체와 접촉하지 않는 구조물의 거동과 매우 다르다. 유체를 포함한 구조물들은 외부 가진력으로 인해 유체의 주기적인 거동, 즉 유체가 출렁거리는 현상인 슬로싱을 일으키게 된다. 슬로싱 현상을 포함한 유체의 동압은 구조물의 변형을 일으키고 이 변형은 다시 유체의 흐름과 압력을 변화시키기 때문에 유체를 단순히 정적인 외력으로 취급하여 해석할 경우 매우 큰 오류를 범할 수 있다. 유체가 채워진 탱크의 동적 거동을 예측하기 위해 많은 연구[1~3]가 이루어 졌으나, 출렁거림을 억제할 수 있는 구조물이 설치되지 않았다. 자유표면에서 발생되는 유체 출렁거림은 구조물에 치명적인 영향을 미칠 수 있기 때문에 유체의 출렁거림을 방지 또는 억제하여야 한다. 유체의 출렁거림을 억제하기 위한 방법 중 자유표면을 부분적으로 덮을 수 있는 환원판을 설치[4~6] 하거나, 유체 안에 환원판형 배플을 설치하는 방법[7~10]이 주로 이용되고 있다. 그러나 다양한 형태의 배플이 이용될 수 있으므로 다른 형태의 배플에 따른 거동도 분석되어야 한다.

이 연구에서는 하나의 배플이 설치되고, 유체가 부분적으로 채워진 원통형 연료탱크에 대해 유한요소법을 이용하여 진동특성을 분석하였다. 배플이 존재함으로써 나타나는 유체 자유표면에서의 슬로싱 진동특성이나, 구조물의 벌징 진동특성을 분석하여 슬로싱 억제장치설계를 위한 기초자료를 마련하고자 한다. 이 때 배플의 형상은 환원판형이 주로 고려되었으며, 원추셸 형상의 배플도 고려되었다. 본 해의 타당성을 검증하기 위해 기존의 결과와 비교하였다.

† 책임저자 : 정회원, 여수대학교 기계공학과
E-mail : ywkim@yosu.ac.kr
Tel : (061) 659-3285, Fax : (061) 652-3655

2. 수 식 화

배플이 설치된 탱크 구조물에 대한 유한 요소해석을 위해 Fig. 1(a)와 같이 원추각이 α인 축대칭 셸요소를 이용하였다. 이 요소는 2절점으로 구성되며, 각 절점은 4-자유도를 갖는다. 한 요소내에서의 변위장을 각 절점에 대한 변위 u_k, v_k, w_k와 회전 $\beta_k(k=i, j)$로 표현하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$u=\lfloor(1-\xi)u_i+\xi u_j\rfloor\cos n\theta \tag{1a}$$

$$v=\lfloor(1-\xi)v_i+\xi v_j\rfloor\sin n\theta \tag{1b}$$

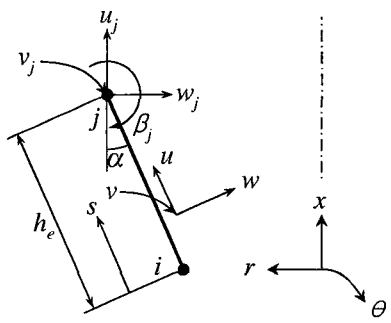
$$w=[(1-3\xi^2+2\xi^3)w_i+h_e(\xi-2\xi^2+\xi^3)\beta_i +(3\xi^2-2\xi^3)w_j+h_e(-\xi^2+\xi^3)\beta_j]\cos n\theta \tag{1c}$$

또는

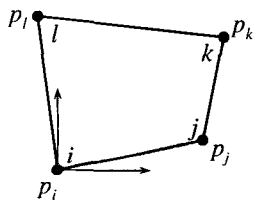
$$\bar{u}=\mathbf{\Phi}_S\,\mathbf{u} \tag{2}$$

여기서 Φ_S는 형상함수 행렬, $\mathbf{u}$는 절점 변위벡터, h_e는 셸요소의 크기, $\xi=s/h_e$로 s는 국부 좌표계이다. n은 원통셸에 대해서는 원주방향 반파수이며, 배플에 대해서는 절점 직경(nodal diameter)이 된다.

얇은 셸에 대한 구성방정식은 다음과 같다.



(a) Axisymmetric



(b) Fluid element

Fig. 1 Axisymmetric shell and fluid element

$$\boldsymbol{\sigma}=\mathbf{D}\boldsymbol{\varepsilon} \tag{3}$$

$$\boldsymbol{\sigma}^T=\{N_x\quad N_x\quad N_x\quad M_x\quad M_x\quad M_x\} \tag{4}$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}^T=\begin{Bmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_\theta\\ \gamma_{x\theta}\\ \kappa_x\\ \kappa_\theta\\ \kappa_{x\theta}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} u_{,x}\\ v_{,\theta}/r+(u\sin\alpha-w\cos\alpha)/r\\ u_{,\theta}/r+v_{,x}-v\sin\alpha/r\\ w_{,xx}\\ (w_{,\theta\theta}+v_{,\theta}\cos\alpha)/r^2+w_{,x}\sin\alpha/r\\ 2[(w_{,x\theta}+v_{,x}\cos\alpha)/r\\ \quad-(w_{,\theta}-v\cos\alpha)\sin\alpha/r^2]\end{Bmatrix} \tag{5}$$

식 (3)에서 $\mathbf{D}$는 강성계수행렬이다.

한편 탱크 안에 채워진 유체에 대한 지배방정식을 압력의 항으로 표현하면 다음과 같다.

$$\nabla^2P=P_{,rr}+P_{,r}/r+P_{,\theta\theta}/r^2+P_{,xx}-\ddot{P}/c^2=0 \tag{6}$$

여기서 $P=P(x, r, \theta, t)$는 유체 동압, c는 유체 내에서의 음속으로 $(E_f/\rho_f)^{1/2}$이며, E_f는 유체의 체적 탄성계수, ρ_f는 유체의 밀도다. $(,)$와 $(\cdot)$는 공간 및 시간에 대한 미분을 나타낸다.

유체에 대해서는 Fig. 1(b)처럼 각 절점에 대해 1-자유도를 갖는 4절점 요소가 이용되었다. 따라서 동압은 국부 좌표계 (ξ, η)를 이용하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$P=\begin{bmatrix}(1-\xi)(1-\eta)\\ \xi(1-\eta)\\ \xi\eta\\ (1-\xi)\eta\end{bmatrix}^T\begin{Bmatrix}p_i\\ p_j\\ p_k\\ p_l\end{Bmatrix}\cos n\theta=\mathbf{\Phi}_F\mathbf{p} \tag{7}$$

Φ_F는 형상함수 행렬, $\mathbf{p}$는 절점 압력벡터이다.

이 연구에서는 Fig. 2에서처럼 하나의 배플이 설치되고, 유체가 부분적으로 채워진 연료 저장탱크를 고려하였다. 여기서 L, R 및 t_s는 원통셸의 길이, 반경 및 두께이다. 한편 비점성 및 비회전성인 유체가 셸의 바닥으로부터 H만큼 채워져 있으며 셸의 바닥은 강체로 가정하였다. 두께 t_b, 내경 $2a$인 환원판형 배플이 셸의 바닥으로부터 축방향으로 x^*, 또는 자유표면에서 d만큼 떨어진 곳에 결합되어 있다. 이 때 고려된 배플은 환원판형 배플뿐 아니라 Fig. 2(b)처럼 설치각 ϕ를 갖는 원추형 배플도 고려하였다. ϕ가 0°이면 환원판형 배플이 되고, 0°이 아닌 경우는 원추형 배플이 된다.

고려된 유체에 대한 경계조건은 다음과 같이 압력

항으로 쓸 수 있다.

$$P_{,\mathbf{n}} = 0 \quad \text{at R} \tag{8a}$$

$$\ddot{P} + gP_{,\mathbf{n}} = 0 \quad \text{at F} \tag{8b}$$

$$P_{,\mathbf{n}} = -\rho_f \ddot{\bar{u}}_{\mathbf{n}} \quad \text{at I} \tag{8c}$$

여기서 $\mathbf{n}$은 구조물의 표면에 대한 수직 단위벡터이다. 식 (8a)는 강체로 가정된 바닥에서의 유속이 0인 조건, 식 (8b)는 자유표면에서의 슬로싱 조건식이며, 식 (8c)는 유체와 구조물이 접하는 면에서 구조물에 수직인 유속이 구조물의 속도와 같다는 적합조건식이다. 배플의 끝단에 대해서도 이와 같은 조건에 따라 중립면에 대한 수직성분만을 연성시켜 해석에 이용하였다.

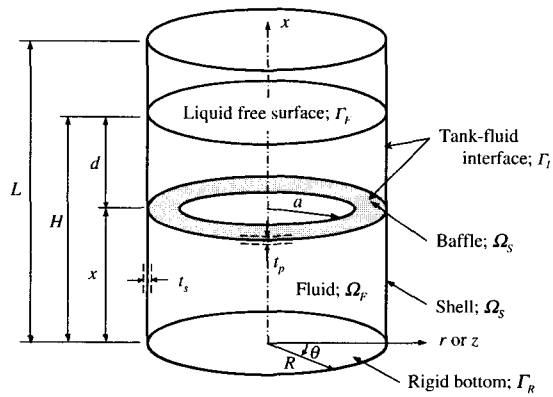
유체가 채워진 경우 셸요소의 변형에너지 및 운동에너지는 다음과 같이 된다.

$$U = \frac{1}{2}\int_{\Omega_S} \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma}\, d\Omega_S - \int_{\Gamma_I} \bar{u}_{\mathbf{n}} P\, d\Gamma_I \tag{9}$$

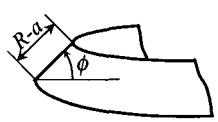
$$T = \frac{1}{2}\int_{\Omega_S} \rho \dot{\bar{u}}^2 d\Omega_S \tag{10}$$

여기서 ρ는 셸요소의 밀도이다.

식 (6)에 대해 변분을 취하면 다음과 같은 에너지 식을 얻을 수 있다.



(a) Cylindrical storage tank wiht baffle



(b) Conical baffle

Fig. 2 Cylindrical fluid-storage tank with a baffle

$$J = \frac{1}{2}\int_{\Omega_F} \nabla P \cdot \nabla P\, d\Omega_F - \frac{1}{2g}\int_{\Gamma_F} \dot{P}^2\, d\Gamma_F + \rho_f \int_{\Gamma_I} P \ddot{\bar{u}}_{\mathbf{n}}\, d\Gamma_I \tag{11}$$

식 (9)과 식 (10)로부터 다음과 같이 셸 구조물에 대한 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\mathbf{M}_S \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_S \mathbf{u} - \mathbf{S}^T \mathbf{p} = 0 \tag{12}$$

여기서 $\mathbf{u}$와 $\mathbf{p}$는 각각 셸의 절점 변위 및 유체의 압력 벡터이다. 또한 $\mathbf{M}_S$와 $\mathbf{K}_S$는 셸의 질량 및 강성행렬, $\mathbf{S}$는 유체 동압이 셸 구조물에 작용하는 하중 행렬로 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{M}_S = \mathbf{D}_c^T \rho t \int_{\Omega_S} \boldsymbol{\Phi}_S^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Phi}_S d\Omega_S \mathbf{D}_c \tag{13}$$

$$\mathbf{K}_S = \mathbf{D}_c^T \int_{\Omega_S} \mathbf{B}^T \mathbf{D}\ \mathbf{B}\ d\Omega_S \mathbf{D}_c \tag{14}$$

$$\mathbf{S} = \mathbf{D}_c^T \int_{\Gamma_I} \boldsymbol{\Phi}_S^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Phi}_F d\Gamma_I \mathbf{D}_c \tag{15}$$

식 (14)에서 $\mathbf{B}$는 식 (5)에서 생성되는 변형률 행렬이며, $\mathbf{D}_c$는 방향 여현 행렬로 다음과 같다.

$$\mathbf{D}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{d}_c & 0 \\ 0 & \mathbf{d}_c \end{bmatrix}, \mathbf{d}_c = \begin{bmatrix} \cos\alpha & 0 & -\sin\alpha & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \sin\alpha & 0 & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{16}$$

식 (11)으로부터 다음과 같은 유체에 대한 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\mathbf{M}_F \ddot{\mathbf{p}} + \mathbf{K}_F \mathbf{p} + \rho_f \mathbf{S} \mathbf{u} = 0 \tag{17}$$

따라서 유체-구조물 연성 문제에 대한 운동방정식을 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_S & 0 \\ \rho_f \mathbf{S} & \mathbf{M}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_S & -\mathbf{S}^T \\ 0 & \mathbf{K}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = 0 \tag{18}$$

자유진동해석을 하기 위해 이 식은 연성 구조물에 대한 고유진동수 ω를 이용하면 다음과 같이 고유치 문제가 된다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_S & -\mathbf{S}^T \\ 0 & \mathbf{K}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_S & 0 \\ \rho_f \mathbf{S} & \mathbf{M}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = 0 \tag{19}$$

3. 해의 검증

이 해의 타당성을 검증하기 위해 참고문헌 (1, 10)에 제시된 결과를 이용하였다. 탱크 내에 채워진 유체는 물로써 $E_f=1.99$GPa, $\rho_f=1000\,kg/m^3$의 물성을 갖는다. 구조물의 재료물성은 다음과 같이 두 종류가 이용되었다.[10]

MAT1: $E=207$GPa, $\nu=0.3$, $\rho=7830\,kg/m^3$
MAT2: $E=103$GPa, $\nu=0.3$, $\rho=4500\,kg/m^3$

유한요소해석에서 요소의 수는 해의 결과에 매우 큰 영향을 미치므로 요소 수에 따른 수렴성을 검토하여 적절한 요소 수를 선택하여야 한다. 배플이 없는 유체저장 탱크에 대해 유체 요소 수에 따른 수렴성만을 검토하여 그 결과를 Table 1에 제시하였다. 이 때 사용된 재료는 MAT1이며, 탱크의 반지름 R과 길이 L는 각각 12.2 m, 두께 t_s는 12.2 mm, 유체의 높이 H는 6.1 m이다. 유체에 대해 길이 방향으로의 요소 수를 10으로 고정하였고, 반경방향으로의 요소 수를 변화시켜 그 거동을 분석하였다. 표에서 슬로싱 모드는 유체 자유표면에서의 유체 진동모드이고 이 때의 진동수를 슬로싱 진동수라하며, 벌징 모드는 구조물의 진동모드로 이 때의 진동수를 벌징 진동수라 한다. 요소 수의 증가에 따라 슬로싱 진동수 변화가 일정하지 않으나 벌징 진동수는 감소하며, 그 감소량도 작아져 어느 이상이 되면 진동수는 거의 일정한 값으로 접근한다. 이와 같이 경향으로부터 유체 요소 수가 구조물의 벌징 진동수에 미치는 영향이 매우 크다는 것을 알 수 있다. 따라서 반경 방향으로의 유체 요소 수는 20으로 하여 해석을 수행하였다.

Table 1 Convergence study of natural frequencies (Hz) for fluid-filled tank without a baffle

Mode number	Number of fluid element		
	100	150	200
Sloshing modes			
1	0.16512	0.16507	0.16573
2	0.32978	0.32904	0.33980
3	0.42334	0.42064	0.43798
4	0.50342	0.49700	0.49660
5	0.57863	0.56664	0.56932
6	0.65220	0.63281	0.65065
7	0.72509	0.69792	0.69937
8	0.79467	0.76313	0.75066
9	0.85332	0.82914	0.83367
10	0.88622	0.89598	0.90054
Bulging modes			
1	9.5792	9.5689	9.5647
2	17.7445	17.5875	17.5288
3	24.7153	24.1714	23.9599
4	31.1742	30.0411	29.5788
5	38.2475	36.4316	35.6220

Table 1에서 이용된 연료 저장탱크에 대한 슬로싱 및 벌징 진동수를 Table 2에 제시하여 참고문헌(1, 10)과 비교, 검토하였다. 표에 제시된 것처럼 참고문헌 결과와 비교적 잘 일치하고 있다.

배플이 설치되고 유체가 채워진 저장탱크에 대한 벌징 진동수를 Table 3에 제시하였다. 사용된 저장탱크의 물성은 MAT2이다. 표에서 상첨자 B는 모드형상에서 변형이 주로 배플에서 나타나는 배플 지배모드를, M은 모드형상에서 배플과 원통 탱크가 동시에 변형되는 혼합모드를 의미한다. 고려된 모든 저장탱크에 대해 참고문헌의 결과와 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 그러나 이 결과가 참고문헌 결과보다 약간 작은 진동수를 나타내고 있다. 이는 수렴성 검토에서 언급한 것처럼 유체 요소 수가 벌징 진동수에 큰 영향을 미치기 때문에 유체 요소 수를 충분히 취하여야 하나 참고문헌의 경우 유체 요소 수가 190개로 고려된 유체의 양에 비해($H=0.9756L$) 비교적 적은 수

Table 2 Natural frequencies (Hz) of the fluid-filled tank without a baffle($n=1$)

Moden umber	Ref.[1]	Ref.[10]	Present
Sloshing modes			
1	0.16470	0.16511	0.16573
2	0.32893	0.32987	0.33980
3	0.42229	0.42371	0.43798
4	0.50218	0.50422	0.49660
5	0.57745	0.58024	0.56932
Bulging modes			
1	9.64375	9.63578	9.56470
2	17.6111	17.6305	17.5288
3	24.0030	24.1536	23.9599
4	29.5976	29.9643	29.5788
5	35.6021	36.3108	35.6220

Table 3 Natural frequencies (Hz) of the fluid-filled tank with a baffle($n=1$)

Mode	$x^*/H=0.8$		$x^*/H=0.5$	
	Ref. [10]	Present	Ref. [10]	Present
1	4.019^B	3.842^B	3.307^B	3.152^B
2	29.004^B	27.218^B	28.128^B	26.298^B
3	100.94^B	93.686^B	100.43^B	93.047^B
4	174.59^M	152.21^M	198.62^M	192.36^M
5	248.34^B	230.53^B	243.68^B	209.46^B
6	307.97^M	304.64^M	281.23^M	246.64^M
7	410.56^M	395.89^M	399.48^M	388.71^M
8	463.02^M	436.54^M	452.92^M	435.81^M
9	503.63^M	492.04^M	517.72^M	495.18^M
10	562.28^M	550.04^M	584.42^M	581.52^M

Superscripts 'B' and 'M' indicate baffle dominated and mixed-mode.

의 요소를 선택하였기 때문에 나타나는 현상으로 판단되며, 보다 정확한 값을 얻기 위해서는 이 연구에서처럼 반경방향으로의 요소 수를 충분히 취하여야 한다.

4. 수치결과 및 토의

앞으로 제시될 모든 수치 결과에서 사용된 재료는 MAT1이며, 탱크의 반지름 $R=0.5$ m, 배플과 탱크의 두께는 모두 5 mm로 하였고, 원주방향 반파수 또는 절점 직경수 n은 1과 4만을 고려하였다. 그리고 모드형상은 $x-r$평면 바라본 굽힘모드형상 중 반쪽 평면에 대해서만 제시하였다. 모드형상에 대한 이해를 돕기 위해 $x-r$평면 및 $r-\theta$평면에서의 전형적인 모드형상을 Fig. 3에 제시하였다. Fig. 3(a)처럼 모드형상이 주어진 경우 $x-r$평면에서의 모드형상은 Fig. 3(b)와 같이 n의 값에 따라 대칭 또는 역대칭 형상을 갖는다. 여기서 점선은 변형전의 형상이고 실선은 변형된 형상이다. $r-\theta$평면에서의 모드형상은 환원판 및 원통셸에 대해 n에 따라 Fig. 3(c)와 같이 된다. 환원판에 대한 모드형상에서 음영 부분은 음의 변형을, 그렇지 않은 곳은 양의 변형을 의미한다. 원통셸의 경우 Fig. 3(b)의 $A-A$단면에서 바라본 형상을 도시한 것으로 $n=1$인 경우는 반경방향으로의 변형은 없고 단순히 강체운동을 하고 있으며, $n=4$인 경우는 반경 방향으로 변형이 일어나고 있다. 또한 환원판의 굽힘모드형상이 Fig. 3(d)처럼 반경방향으로 한 번의

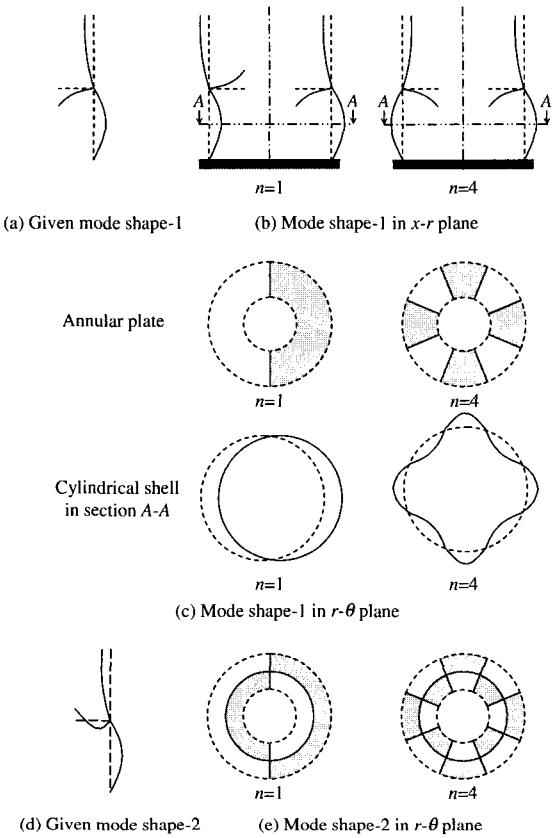


Fig. 3 Typical mode shapes

변곡이 일어난다면 환원판에 대한 $r-\theta$평면에서의모드형상은 Fig. 3(e)와 같이 반경방향으로 하나의 절점 원(nodal circle)이 형성된다.

배플의 위치(d/H)에 따른 슬로싱 진동수를 Table 4에 및 벌징 진동특성을 Fig. 4에 제시하였다. 이 때 탱크의 길이 $L=R$, 유체의 높이 $H=0.8L$, 배플의 반경비 $R_t=0.7$이다. Table 4에 제시된 것처럼 배플의 위치가 자유표면으로부터 멀어질수록 슬로싱 진동수는 증가하여 배플이 없는 탱크의 슬로싱 진동수에 접근한다. 이는 배플이 자유표면으로부터 멀어지면 자유표면에 미치는 배플의 영향이 매우 작아지기 때문에 나타나는 현상이다. 배플을 자유표면에 가깝게 설치할수록 배플이 슬로싱 진동수에 미치는 영향이 커져 진동수감소가 크게 일어나는 것을 볼 수 있으며, 배플의 위치에 따른 영향은 저차인 경우 크게 나타난다. 벌징 진동특성을 나타낸 Fig. 4에서처럼 배플이 자유표면으로부터 멀어질수록 유체의 영향으로 배플모드를 갖는 1차 진동수가 감소하는 것을 볼 수 있다. 유체의 영향이 가장 큰 $d/H=0.5$에서 배플 지배

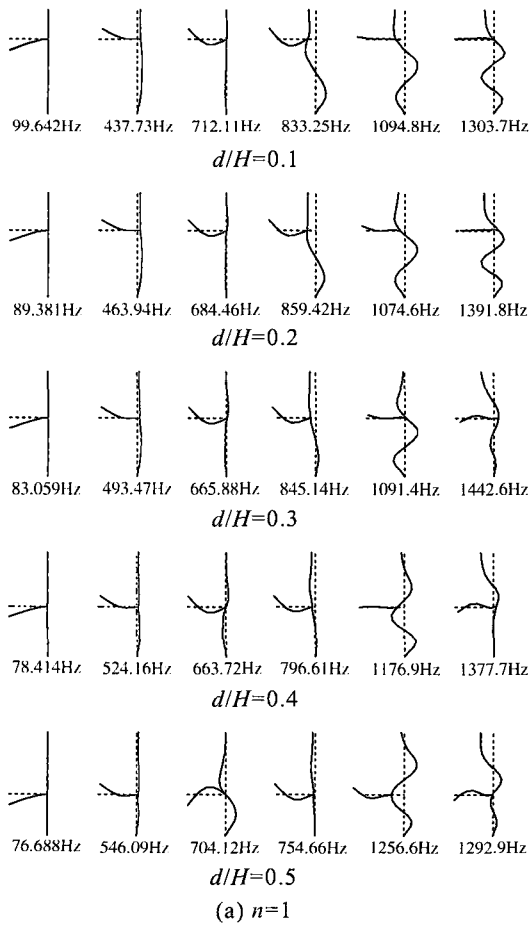
Table 4 Natural sloshing frequencies (Hz) of fluid-filled tank with a baffle for variou d/H ratios

Mode	1	2	3	4	5
$n=1$					
NB	0.9079	1.6315	2.0735	2.4436	2.7768
$d/H=0.1$	0.6791	1.4266	1.9770	2.3611	2.7136
$d/H=0.2$	0.7724	1.5408	2.0465	2.4322	2.7717
$d/H=0.3$	0.8184	1.5904	2.0657	2.4418	2.7764
$d/H=0.4$	0.8480	1.6132	2.0715	2.4434	2.7768
$d/H=0.5$	0.8910	1.6378	2.0838	2.4449	2.7767
$n=4$					
NB	1.6281	2.1597	2.5406	2.8738	3.1839
$d/H=0.1$	1.1414	2.0661	2.4563	2.8181	3.1532
$d/H=0.2$	1.4196	2.1375	2.5309	2.8700	3.1830
$d/H=0.3$	1.5376	2.1539	2.5393	2.8735	3.1839
$d/H=0.4$	1.5895	2.1584	2.5405	2.8738	3.1839
$d/H=0.5$	1.6047	2.1632	2.5391	2.8738	3.1839

NB means the tank without a baffle

Table 5 Natural sloshing frequencies (Hz) of fluid-filled tank with a baffle for various R_t ratio

Mode	$R_t=0.4$	$R_t=0.6$	$R_t=0.8$
$n=1$			
1	0.87586	0.90514	0.93432
2	1.63362	1.63386	1.63425
3	2.28318	2.08335	2.08555
4	2.46458	2.46554	2.47222
5	2.81831	2.81829	2.82802
6	3.15366	3.15374	3.16909
$n=4$			
1	1.62866	1.62890	1.63002
2	2.17089	2.17094	2.17150
3	256418	2.56452	2.56908
4	2.91628	2.91778	2.92452
5	3.24869	3.25151	3.26254
6	3.57863	3.58659	3.60281



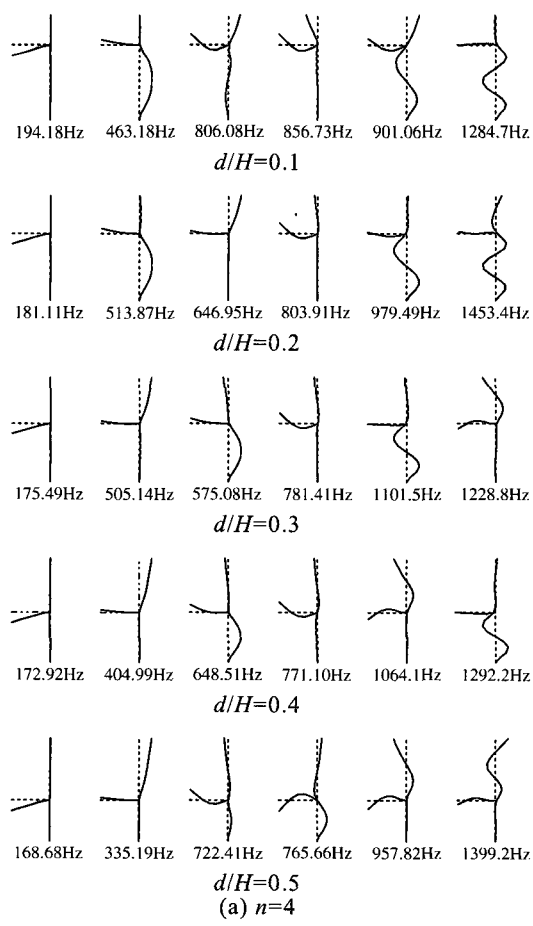


Fig. 4 Mode shapes of 6 lowest frequencies of partially fluid-filled tanks with baffle

모드를 나타내는 1차 진동수의 경우 유체가 채워지지 않은 연료탱크의 진동수($n=1$, 202.95 Hz: $n=4$, 342.6 Hz)에 비해 진동수가 각각 약 62 %와 51 % 정도 감소하였다. 이와 같이 배플만 변형되는 배플 지배모드의 경우 진동수는 배플의 위치가 자유표면으로부터 멀어질수록 유체의 영향이 커져 벌징 진동수는 감소한다. 그러나 배플과 탱크가 동시에 변형되는 $n=1$의 2차 모드의 경우 배플의 위치가 자유표면에 멀어질수록 진동수는 오히려 증가하는 거동을 한다. 배플이 원통탱크에 대해 보강재 역할을 하여 탱크의 강성을 증가시켰기 때문에 이와 같은 현상이 나타난다. 혼합모드나 탱크 지배모드의 경우 배플의 위치가 탱크의 강성에 큰 영향을 미치므로 배플 위치에 따른 진동수 변화를 엄밀히 검토한 후 연료탱크 설계에 적용해야 한다.

배플의 반경비 R_t에 따른 슬로싱 진동수의 거동을 Table 5에, 벌징 진동특성을 Fig. 5에 제시하였다. 이때 탱크의 길이 $L=1.5R$이고, 유체의 높이 $H=0.8L$이며, 배플의 위치 $d=0.5H$이다. 슬로싱 진동수의 경우 반경비가 커질수록 $n=1$인 경우 저차 진동수는 증가하나 고차로 갈수록 진동수의 변화는 거의 나타나질 않는다. 그러나 $n=4$인 경우 이와 같은 특성은 없고 반경비에 따라 진동수 변화가 크지 않다. 벌징 진동특성을 나타낸 Fig. 5에서 $n=1$인 경우 1차 진동수는 항상 배플 지배모드를 나타내고 있으나 $n=4$인 경우는 반경비가 커질수록 배플 지배에서 탱크 지배모드로 전환되는 것을 볼 수 있다. 이는 배플의 반경향으로 $R_t=0.4$, 0.6 및 0.8에 대해 유체가 채워지지 않은 탱크의 진동수(각각 93.253 Hz, 132.29 Hz, 398.24 Hz)에 대해 진동수가 각각 67 %, 65 % 및 61% 정도 감소하였다. 이와 같이 유체와 많이 접할수록 유체의 영향은 커져 진동수가 크게 감소하는 결과를 낳는다. 반경비가 작을수록 배플 지배모드가 저차에서 많이 나타나고 반경비가 커짐에 따라 배플 지배모드는 줄어든다. 즉, 반경비가 클 경우 배플 지배모드에서 다른 모드로의 전환이 일찍 일어난다.

Table 6은 원추형 배플의 설치각에 따른 $n=1$에서의 슬로싱 진동수에 미치는 영향을 제시한 것으로 반경비 $R_t=0.6$을 기준으로 단순히 설치각만을 변경시켰다. 고려된 연료저장탱크는 Table 6에서 사용된 것과 동일하다. 표에 제시된 것처럼 슬로싱 진동수의

Table 6 Sloshing frequencies (Hz) of the fluid-filled tank with baffle for various setting angles($n=1$)

Mode	ϕ				
	−45°	−22.5°	0°	22.5°	45°
1	0.9349	0.9221	0.9051	0.8898	0.8898
2	1.6399	1.6369	1.6339	1.6297	1.6213
3	2.1036	2.0919	2.0834	2.0775	2.0753
4	2.5079	2.4833	2.4655	2.4523	2.4469
5	2.8914	2.8522	2.8183	2.7956	2.7825
6	3.2808	3.2058	3.1537	3.1162	3.1048

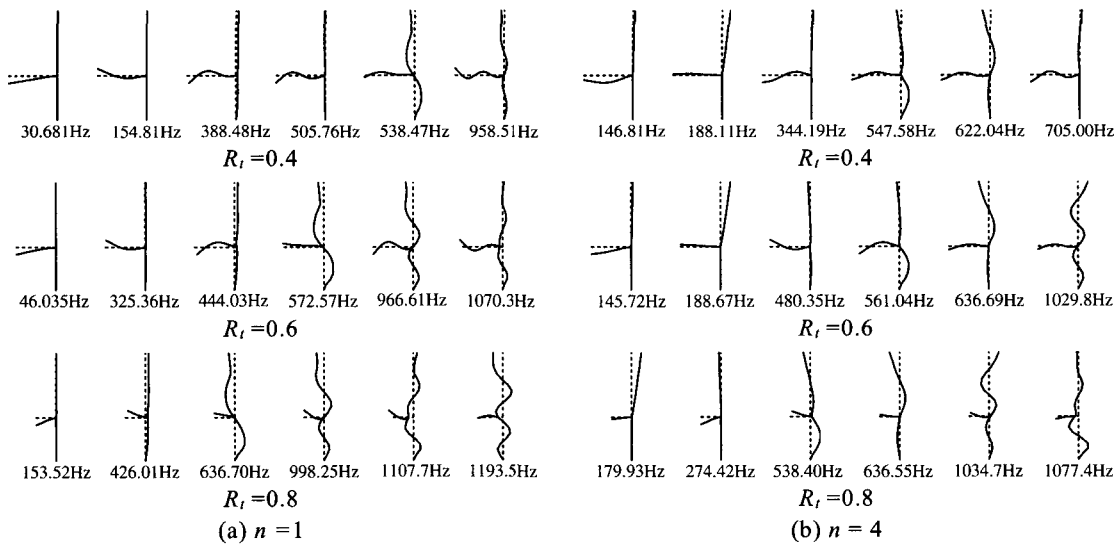


Fig. 5 Mode shapes of 6 lowest frequencies of fluid-filled tanks with a baffle for various R_t ratio

경우 배플의 설치각이 양의 값을 가질수록 즉, 배플의 끝이 윗 쪽을 향할수록 진동수는 감소한다. 배플의 끝이 윗 쪽을 향한다는 것은 배플이 담당하는 유체의 양이 줄어들어 배플을 자유표면 쪽으로 가까이 위치시키는 것과 같은 효과를 가지므로 진동수는 감소한다. 일반적으로 환원판형 배플의 경우 배플을 자유표면 쪽으로 위치시키게 되면 슬로싱 진동수의 변화가 저차에서만 크게 일어나지만 원추형 배플의 경우 모든 차수에서 진동수의 변화가 일어나고 있다.

한편 유체가 채워지지 않은 저장탱크에 대해 배플의 설치각에 따른 진동수와 모드형상을 Fig. 6에 제시하였다. 1차 모드형상의 경우 설치각이 0°일 때 모드형상이 배플 지배모드지만 0°이 아닌 다른 설치각으로 할 경우 탱크지배 또는 혼합모드가 나타난다. 설치각이 비교적 작은 22.5°인 경우에만 배플 지배모드가 3차 모드형상에서 나타나고 나머지는 모두 탱크지배 또는 혼합모드를 갖는다. 설치각이 0°이 아닌 경우 배플은 더 이상 판이 아니라 원추셸이 되어 상대적으로 환원판에 비해 강성이 크기 때문에 배플 지배모드는 거의 나타나지 않는다. 전반적으로 설치각이 클 경우 진동수가 증가한다. 한편 설치각의 부호에 관계없이 같은 설치각을 갖는 경우 동일한 진동모드에 대해서는 거의 같은 진동수를 갖는 것을 볼 수 있다. 한 예로 설치각이 -45°인 경우 3차 진동수는 1280.8 Hz이고 45°인 경우 3차 진동수가 1284.7 Hz로 거의 같은 진동수를 보이고 있다. 그러나 이와 같은 현상은 유체가 채워질 경우 Fig. 7에서처럼 더 이상 유지되지 않는다. 유체가 채워진 연료탱크에 대해 설치각에 따른 벌징 모드형상과 이에 따른 진동수를 Fig. 7에 제시하였다. 유체가 채워진 탱크의 모드형상이 유체가 채워지지 않은 연료탱크의 모드형상과 매우 다르다는 것을 볼 수 있다. 설치각이 작은 경우 1차 모드형상은 배플 지배모드지만 설치각이 클 때에는 탱크 지배모드를 나타내고 있다. 이는 설치각이

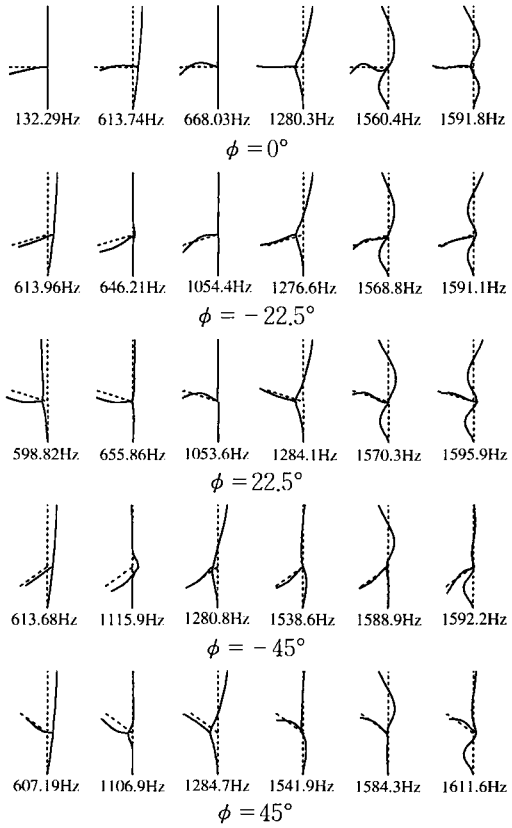


Fig. 6 Mode shapes of 6 lowest frequencies of empty tanks with baffle for various setting angles ($n=1$)

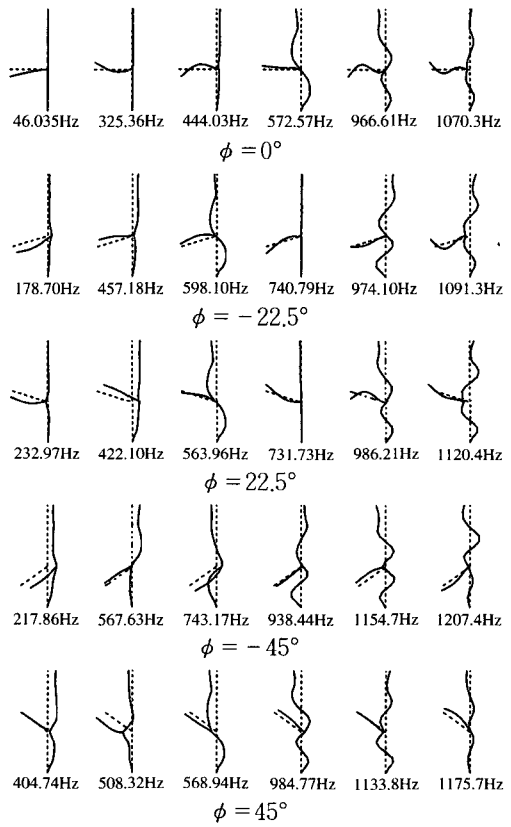


Fig. 7 Mode shapes of 6 lowest frequencies of partially fluid-filled tanks with baffle for various setting angles ($n=1$)

클 경우 탱크에 미치는 유체의 영향이 배플에 미치는 영향보다 크기 때문에 나타나는 현상이다. 설치각의 절대값이 서로 같을 경우 유체가 채워지지 않은 탱크의 경우 진동수나 모드형상이 거의 같지만 유체가 채워질 경우 이와 같은 현상은 사라진다. 유체의 유무에 관계없이 배플을 원추형으로 할 경우 진동수는 크게 증가한다.

5. 결 론

이 연구에서는 유체가 부분적으로 채워지고 배플을 갖는 유체저장탱크에 대한 진동특성을 유한요소법을 이용하여 제시하였다. 본 해의 타당성을 검증하기 위해 참고문헌의 결과와 상용유한요소 프로그램을 이용한 결과와 비교하였다. 몇 가지 수치예를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

배플의 위치를 자유표면에 가깝게 위치시킬수록, 배플의 폭을 크게 할수록 슬로싱 진동수는 감소하며, 원추형 배플을 갖는 경우 설치각이 양의 값, 즉 배플의 자유단이 위로 향할수록 슬로싱 진동수는 감소한다. 배플이 유체의 자유표면에서 멀어질수록, 환원판형 배플의 폭이 클수록 유체의 영향이 커져 벌징 진동수는 크게 감소한다. 원추형 배플을 갖는 경우 원통탱크의 같은 위치에 배플을 설치하여도 배플의 자유단이 아래로 향할수록 유체의 영향이 커져 1차 진동수는 감소한다.

후 기

이 논문은 2003년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음(KRF-2003-041-D00032).

참 고 문 헌

(1) Balendra, T., Ang, K. K. Paramasivan, P. and Lee, S. L., 1982, "Free Vibration Analysis of Cylindrical Liquid Storage Tanks," Int. Journal of Mechanical Science, Vol. 24, No. 1, pp. 42(59.

(2) Amabili, M., 2000, "Eigenvalue Problems for Vibrating Structures Coupled with Quiescent Fluids with Free Surface," Journal of Sound and Vibration, Vol. 231(5), pp. 79~97.

(3) Kim, Y. W., Lee, Y. S. and Ko, S. H., 2004, "Coupled Vibration of Partially Fluid-filled Cylindrical Shells with Ring Stiffeners," Journal of Sound and Vibration, Vol. 276, pp. 869~897.

(4) Bauer, H. F. and Komatsu, K., 2000, "Coupled Frequencies of a Frictionless Liquid in a Circular Cylindrical Tank with an Elastic Partial Surface Cover," Journal of Sound and Vibration, Vol. 230 (5), pp. 1147~1163.

(5) 김영완, 2003, "환원판 덮개를 갖는 원통형 연료탱크의 진동해석," 한국소음진동공학회논문집, 제 13 권, 제 10 호, pp. 751~759.

(6) Kim, Y. W. and Lee, Y. S., 2005, "Coupled Vibration Analysis of Liquid-filled Rigid Cylindrical Storage Tank with an Annular Plate Cover," Journal of Sound and Vibration, Vol. 279, No. 1-2, pp. 217~235.

(7) Gedikli, A. and Erguven, M. E., 1999, "Seismic Analysis of a Liquid Storage Tank with a Baffle," Journal of Sound and Vibration, Vol. 223, No. 1, pp. 141~155.

(8) Cho, J. R., Lee, H. W. and Kim, K. W., 2002, "Free Vibration Analysis of Baffled Liquid-storage Tanks by the Structural-acoustic Finite Element Formulation," Journal of Sound and Vibration, Vol. 258, pp. 847~866.

(9) Biswal, K. C., Bhattacharyya, S. K. and Sinha, P. K., 2003, "Free-vibration Analysis of Liquid-filled Tank with Baffles," Journal of Sound and Vibration, Vol. 259, No. 1, pp. 177~192.

(10) Biswal, K. C., Bhattacharyya, S. K. and Sinha, R. K., 2004, "Dynamic Response Analysis of a Liquid-filled Cylindrical Tank with Annular Baffle," Journal of Sound and Vibration, Vol. 274, pp. 13~37.

(11) SASI, 2000, "ANSYS User's Manual," Swanson Analysis System Inc., Houston.