

부유식 해상풍력발전기의 자세제어장치 개발을 위한 환형 실린더 탱크의 슬로싱 실험

Experiment on Sloshing of Annular Cylindrical Tank for Development of Attitude Control Devices of Floating Offshore Wind Turbines

서 명 우* · 정 의 봉† · 조 진 래**

Myeongwoo Seo, Weuibong Jeong and Jinrae Cho

(Received September 5, 2012 ; Revised November 19, 2012 ; Accepted November 19, 2012)

Key Words : Floating-type Offshore Wind Turbine(부유식 해상풍력발전기), Annular Cylindrical Tank(환형의 실린더탱크), Omnidirectional(무지향성), Sloshing(출렁임), Transfer Function(전달함수), Natural Sloshing Frequency(고유 슬로싱 주파수)

ABSTRACT

The floating offshore wind turbines are usually exposed to the wave and wind excitations which are irregular and undirected. In this paper, the sloshing characteristics of annular cylindrical tank were experimentally investigated to reduce the structural dynamic motion of floating offshore wind turbine which is robust to the irregular change of excitation direction of wind and wave. The formula for the natural sloshing frequencies of this annular cylindrical tank was derived theoretically. In order to validate this formula, the shaking equipment was established and frequency response functions were measured. Two types of tank were considered. The first and second natural sloshing frequencies were investigated according to the depth of the water. It has been observed that between theoretical and experimental results shows a good agreement.

1. 서 론

현재의 해상 풍력발전기 기술은 비교적 수심이 얇은 속에 고정식으로 설치하는 수준이지만, 더 먼 바다로 나간다면 바람의 질이 좋아지고, 구조물을 고정시키면서 생기는 환경문제를 해결할 수 있다. 이에 먼 바다에 설치할 부유식 해상풍력발전기에 대한 연구의 필요성이 더욱 부각되고 있다.

부유식 해상 풍력발전기의 경우, 동적하중으로부터 노출되어 있고, 구조적 안정성의 확보를 위해 자세 제어가 꼭 필요하다. 특히, 발전기의 거동으로 인해 구조물에 극한하중을 줄 수도 있으며 파손의 우려까지 있다. Shin⁽¹⁾, Bagbanci⁽²⁾ 등은 수치해석을 통해 5MW급 부유식 해상풍력발전기의 운동 성능을 6자유도에 대하여 해석하였고, 바람과 파도에 노출된 구조물의 안정성에 대한 문제 해결이 필요함을 언급하였다. 하지만, 급변하는 해상환경을 고려할

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University
E-mail : wbyeong@pusan.ac.kr

* Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan National University

** Research and Development Institute, Midas IT Co. Ltd.

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

때, 바람이나 파도는 불규칙적이고 방향이 일정하지 않아 부유식 해상 풍력발전기의 자세 제어에 많은 어려움이 있을 것으로 예상된다.

고층 빌딩의 경우, 동조액체감쇠기 및 동조액체기동감쇠기와 같은 수동형 액체 감쇠기들이 지진이나 바람과 같은 동적하중에 대한 구조적 안정성을 확보하기 위해 적용되어 왔다⁽³⁾. 실제 이러한 액체 댐퍼들은 Heo⁽⁴⁾, Min⁽⁵⁾, You^(6,7) 등에 의해 진동 제어 성능도 입증되었다. 하지만, 기존의 동조액체감쇠기 및 동조액체기동감쇠기는 원형액체감쇠기를 제외하고 특정 방향에 대해서만 감쇠기 역할을 하였다. 따라서 부유식 해상풍력발전기에 기존의 감쇠기를 적용하는 것은 알맞지 않다고 판단된다. 이 논문에서는 파도의 방향에 상관없이 성능을 유지하기 위한 무지향성 감쇠기 개발을 위해 환형 실린더 탱크를 고안하였고, 수평방향의 가진에 대한 환형 실린더 탱크의 주파수 응답특성과 고유진동수 특성을 실험과 이론으로 조사하였다.

무지향성 감쇠장치로 원형동조액체감쇠기가 있지만, 몇 가지 단점을 가지고 있다. 동조액체감쇠기는 물의 높이에 따라 낮은 물 높이(shallow water)와 높은 물 높이(deep water)로 구분된다. 감쇠기의 수평 길이(L)에 대한 물의 높이(h)의 비(h/L)가 0.15를 기준으로 하여 작으면 낮은 물 높이, 0.15보다 크면 높은 물 높이라 한다. Li⁽⁸⁾, Morsy⁽⁹⁾ 등은 낮은 물 높이의 동조액체감쇠기는 작은 외부 가진에는 큰 감쇠효과가 있지만, 큰 외부 가진에는 수조 내 물의 슬로싱이 비선형적으로 거동하여 해석이 어렵고, 주파수 동조에 어려움이 있다고 하였다. Li⁽¹⁰⁾ 등에 의하면, 원형동조액체감쇠기는 파도의 주파수인 0.2~0.3 Hz의 저주파수 동조를 위해서는 물의 높이(h)를 작게 하거나 감쇠기의 수평 길이(L)에 해당하는 직경(D)을 크게 해야 한다. 하지만, 그렇게 하면 물의 높이(h)와 수평 길이(L=D)의 비(h/D)가 작아지게 되어 낮은 물 높이를 피할 수 없다. 이 논문에서는 이러한 비선형성의 원인인 낮은 물 높이를 피하면서 무지향성을 가지는 장치로 환형의 실린더 탱크를 고려하였다. 환형 실린더 탱크는 물이 차지하는 공간인 환형 너비와 물 높이의 비가 일정 수준(0.15) 이상 유지될 것이기 때문에 낮은 물 높이를 피할 수 있을 것으로 기대된다.

이 연구의 목적은 진동대 실험을 수행하여 동적

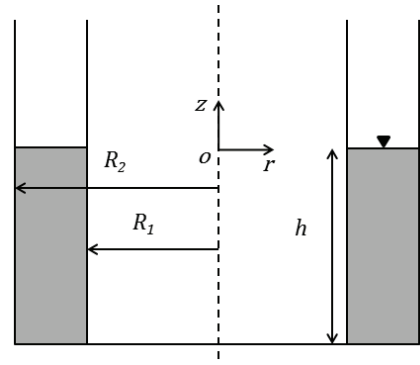


Fig. 1 The dimensions of annular cylindrical tank

질량을 구하고, 그 동적질량을 통해 물 높이에 따른 환형 실린더 탱크 내 슬로싱 주파수의 변화를 확인하는 것이다. Faltinsen⁽¹¹⁾ 등은 라플라스 방정식을 통해 원형, 사각형 등의 용기 내 슬로싱 주파수식을 전개하였다. 이 논문에서는 실험 결과를 이론과의 비교를 통한 검증 과정을 거쳐 환형 실린더 탱크의 주파수를 이론적으로 계산하여 슬로싱 고유진동수를 조절할 수 있는지를 확인하고자 한다.

2. 이 론

2.1 지배 방정식

환형 실린더 탱크 내 유체 슬로싱 거동에 대한 지배 방정식은 점성 효과를 무시한 potential flow로 가정하고 속도퍼텐셜 $\Phi = \phi(r, \theta, z)Ae^{j\omega t}$ 을 이용하면 다음과 같이 라플라스 방정식으로 표현할 수 있고, 원통좌표계로 표현하면 다음 식과 같다.

$$\nabla^2 \Phi(r, \theta, z, t) = \frac{1}{r} \left(r \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = 0 \tag{1}$$

2.2 슬로싱 주파수

Fig. 1과 같은 단면을 환형 실린더 탱크를 고려해 보자. z=0인 유체의 표면 부분은 다음과 같은 자유 표면 경계 조건식을 만족하게 된다.

$$\eta = -\frac{1}{g} \frac{\partial \phi}{\partial t}, \quad \frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{\partial \eta}{\partial t} \tag{2}$$

수면에서의 변위 $\eta(r, \theta, t) = \phi(r, \theta, 0)Be^{j\omega t}$ 라 하고, 식 (2)에 대하여 풀면 다음과 같은 결과를 얻

는다.

$$\Phi(r, \theta, z, t) = j \frac{g}{\omega} \phi(r, \theta, z) e^{j\omega t} \quad (3)$$

환형 실린더 탱크는 다음과 같은 경계조건을 갖는다.

$$\frac{\partial \phi}{\partial r} = 0 \text{ at } r = R_1, R_2 \quad (4)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \text{ at } z = -h \quad (5)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial z} = \lambda \phi \text{ at } z = 0 \quad (6)$$

탱크 내 내벽과 외벽, 그리고 바닥면에서 속도가 0인 것을 알 수 있다. 식 (6)은 자유 표면 조건에 해당한다. 여기서, $\lambda = \omega^2/g$ 을 나타낸다.

속도퍼텐셜은 시간 항을 제외하고 변수분리법을 통해 다시 나타낼 수 있다.

$$\phi(r, \theta, z) = R(r)\Theta(\theta)Z(z) \quad (7)$$

식 (7)을 식 (1)에 대입하고 식을 전개한다.

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dR(r)}{dr} \right) \frac{1}{R(r)} + \frac{1}{r^2} \frac{\Theta''(\theta)}{\Theta(\theta)} + \frac{Z''(z)}{Z(z)} = 0 \quad (8)$$

식 (8)은 $\Theta''/\Theta = -m^2$, $Z''/Z = k^2$ 으로 치환하고 식 (9)와 같이 전개할 수 있다.

$$R''(r) + \frac{1}{r} R'(r) + \left(k^2 - \frac{m^2}{r^2} \right) R(r) = 0 \quad (9)$$

우선, 식 (8)에서 치환한 항을 가지고 z , θ 에 대하여 미분방정식을 전개하면,

$$Z(z) = c_1 \cosh kz + c_2 \sinh kz \quad (10)$$

$$\Theta(\theta) = d_1 \cos m\theta + d_2 \sin m\theta \quad (11)$$

이고, c_1 , c_2 , d_1 , d_2 는 임의의 상수이다. 경계조건식 (5), (6)을 식 (10)에 대입하고 함수 $Z(z)$ 에 대하여 풀면, 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\lambda = \frac{\omega^2}{g} = k \tanh kh \quad (12)$$

식 (12)에서 g 는 중력가속도, h 는 탱크 내 물의 높이, k 는 식 (9)에 의해 결정되는 상수이다. 식 (12)를 주파수에 대해서 다시 전개하고 정리하면 다음과 같은 주파수 계산식을 얻게 된다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{kg \tanh kh} \quad (13)$$

k 값을 구하기 위해서는 변수 r 에 대한 미분방정식을 풀어야 한다. 식 (9)에서 함수 $R(r)$ 은 다음과 같은 Bessel function으로 나타내어진다.

$$R(r) = c_3 J_m(kr) + c_4 Y_m(kr) \quad (14)$$

마찬가지로 c_3 , c_4 는 임의의 상수이다. 식 (14)에 경계조건식 (4)을 대입하면 다음과 같다.

$$c_3 J'_m(kR_1) + c_4 Y'_m(kR_1) = 0 \quad (15)$$

$$c_3 J'_m(kR_2) + c_4 Y'_m(kR_2) = 0 \quad (16)$$

여기서, c_3 , c_4 값에 상관없이 식 (15), (16)을 만족하는 연립방정식의 non-trivial solutions을 찾아야 하고 근의 조건식으로 다음과 같은 행렬식을 얻어낼 수 있다.

$$H_m(k) = \begin{vmatrix} J'_m(kR_1) & Y'_m(kR_1) \\ J'_m(kR_2) & Y'_m(kR_2) \end{vmatrix} = 0 \quad (17)$$

$m = 0, 1, 2, 3, \dots$

식 (17)을 만족하는 근 k 는 Bessel function의 차수로 결정되므로, $k = k_{m,n}$ 으로 다시 나타낼 수 있다. 계산 편의를 위해, $p_{m,n} = k_{m,n}R_1$, $q_{m,n} = k_{m,n}R_2$ 라고 치환하고 정리하면 $p_{m,n} = (R_1/R_2)q_{m,n}$ 로 정의할 수 있고, H_m 은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$H_{m,n}(q_{m,n}) = \begin{vmatrix} J'_m\left(\frac{R_1}{R_2}q_{m,n}\right) & Y'_m\left(\frac{R_1}{R_2}q_{m,n}\right) \\ J'_m(q_{m,n}) & Y'_m(q_{m,n}) \end{vmatrix} = 0 \quad (18)$$

$m = 0, 1, 2, 3, \dots \quad n = 1, 2, 3, \dots$

행렬식에 의해 결정된 $q_{m,n}$ 을 주파수 계산식에 대입하면, 식 (13)은 다음과 같이 바꿀 수 있다.

$$f_{m,n} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{q_{m,n}g}{R_2} \tanh\left(\frac{q_{m,n}h}{R_2}\right)} \quad (19)$$

$m = 0, 1, 2, 3, \dots \quad n = 1, 2, 3, \dots$

Table 1 The sizes of tank taken for the theoretical study

Model	A	B
R_1	100 mm	80 mm
R_2	170 mm	170 mm

Table 2 The values of $q_{1,n}$ obtained by the numerical method

n	1	2	3	4
Tank A	1.272	7.826	15.357	22.954
Tank B	1.385	6.251	12.026	17.907

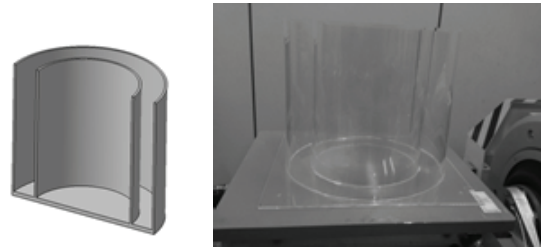
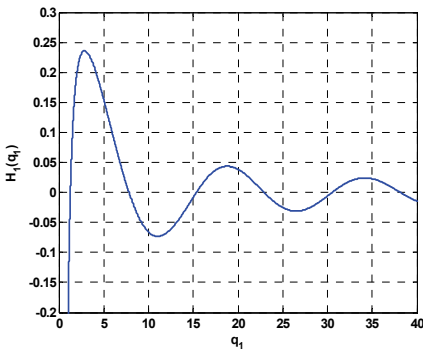
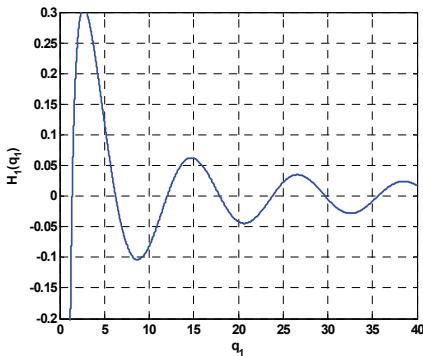


Fig. 3 The annular cylindrical tank used in the experiment



(a) Tank A



(b) Tank B

Fig. 2 The plots of $H_1(q_1)$ versus q_1 by the numerical method

Table 1과 같은 내경과 외경을 가지는 두 개의 환형 실린더 탱크에 대하여 이론을 적용하여 보았다. 우선, 식 (18)을 만족하는 $q_{m,n}$ 값을 찾기 위해 수치연산을 수행하였다. Bessel function의 연산은 MATLAB의 내장함수인 ‘besselj’와 ‘bessely’를 사용하였고,

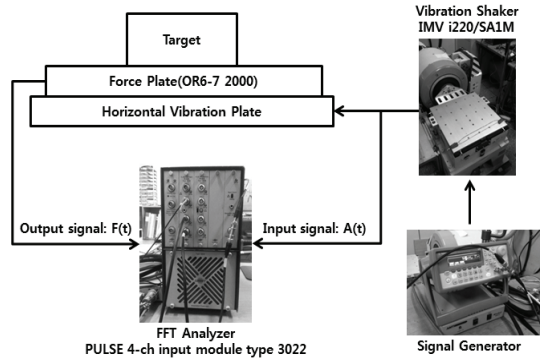


Fig. 4 The composition of experiment equipments

미분연산은 내장함수 ‘diff’를 사용하였다. 유효숫자는 소수점 이하 다섯째자리로 하였으며, 차수 $m=1$ 에 대하여 계산하였다. Bessel function의 차수를 1로 하는 이유는 슬로싱에 의해서 생기는 유체 힘이 대부분 탱크 벽에 작용해서 상대적으로 지배적인 모드가 $m=1$ 인 모드이기 때문이다. Fig. 2는 식 (18)에 나타나 있는 함수 $H_1(q_1)$ 을 나타낸 그래프이다. 수치연산으로 얻어진 $H_1(q_1)$ 그래프를 통해서 $H_1(q_1)=0$ 을 만족하는 $q_{1,n}$ 값들을 찾을 수 있다. $q_{1,n}$ 값은 Table 2에 소수점 이하 셋째자리까지 반올림하여 정리하였다. 이론적으로 얻어진 결과는 실험으로 얻어진 결과와 비교 검증을 위해 사용된다.

3. 실험

3.1 실험 모델

실험모델은 Table 1에 나타나 있는 것처럼 이론에서 사용된 모델과 같은 크기로 제작하였다. 제작된 환형 실린더 탱크는 Fig. 3과 같다. 탱크 내 슬로싱을 잘 관찰하기 위해 아크릴로 제작하였으며, 실험

시 탱크 내 유체는 물감을 섞은 물을 사용하였다.

3.2 실험 구성

진동대 실험장비는 Fig. 4에 나타나 있는 것처럼 구성하였다. 이 연구에서는 일정한 크기의 백색잡음신호를 생성하여 가진기로 진동대를 가진하였다. 진동대와 가진기 연결부에 가속도계를 부착하여 입력신호를 측정하였고, 진동대 위에는 실험 모델인 환형의 실린더 탱크를 올려놓고, 진동대와 탱크 사이에는 force-plate를 부착하여 탱크 내 슬로싱에 의한 바닥전달력을 측정하였다. 입력신호인 가속도 신호와 출력신호인 바닥전달력간의 전달함수를 계산함으로써 주파수 영역에서의 응답특성을 확인하였다.

Table 3 The specification of equipment used in the experiment

Accelerometer(Kistler 8310B10)				
Acc. range	Sensitivity 5 %	Resolution (threshold)	Frequency response 5 %	Noise typ. (0~100 Hz)
10 g	197 mV/g	2830 ug	0~180 Hz	2000 ug rms
Force-plate(OR6-7 2000)				
Capacity	Sensitivity	Excitation	Hysteresis	Nat. Freq.
4450 N	0.34 mV/N	max.10 V	0.2 %	370 Hz
Vibration shaker(i220/SA1M)				
Type	Rated force	Frequency range	Max. acceleration	Max. payload
Electro-dynamic	5.6 kN	DC~2500 Hz	203 m/s ²	200 kg

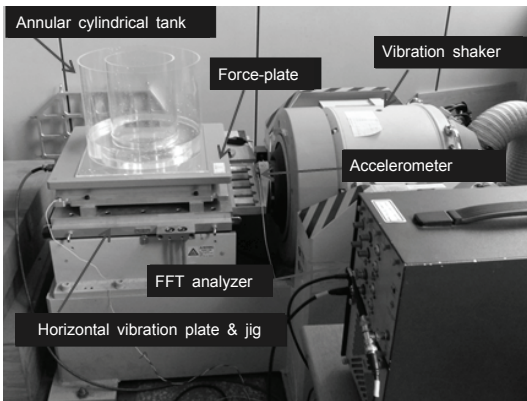
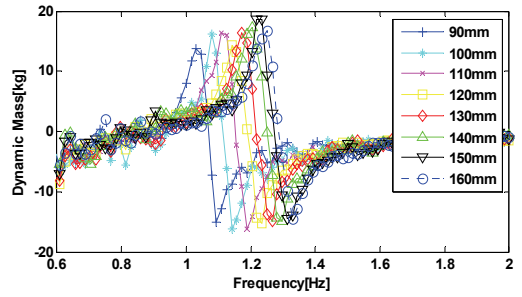
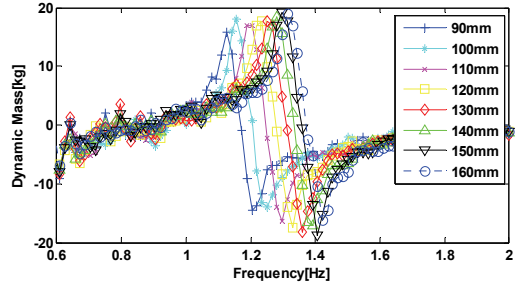


Fig. 5 The installation of equipment

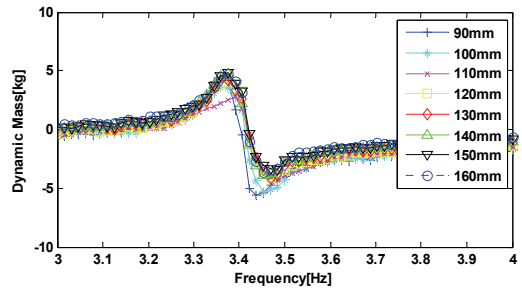


(a) Tank A

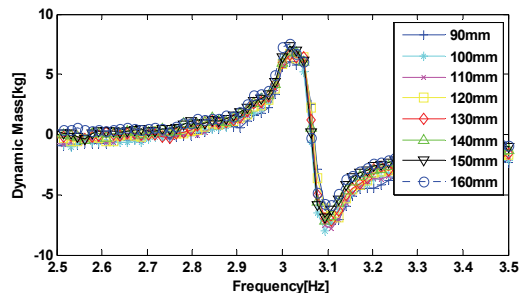


(b) Tank B

Fig. 6 The transfer functions for the first natural frequency by experiment



(a) Tank A



(b) Tank B

Fig. 7 The transfer functions for the second natural frequency by experiment

백색잡음신호를 생성하기 위해 디지털신호생성기를 사용하였고, 측정된 신호 분석과 전달함수 계산을 위해 FFT analyzer를 사용하였다. 데이터는 1회 계측할 때 마다 0 Hz에서 12.5 Hz까지 주파수 간격은 약 0.016 Hz로 하여 800개의 데이터를 얻었으며, 20회 계측한 결과를 평균하였다. 사용된 실험 장치의 상세 정보는 Table 3에 나타내었다. 그리고 실제 실험 장치에 실험 대상인 환형 실린더 탱크가 설치된 모습은 Fig. 5에 나타나 있다.

3.3 실험 결과

실험은 탱크 내 물의 높이를 90 mm에서 160 mm까지 10 mm간격으로 조절하며 반복적으로 진행하였고, 2가지 탱크에 대하여 총 16회 수행하였다. 각 tank의 물 높이(h)에 따른 전달함수 그래프를 Figs. 6, 7에 나타내었다. 전달함수로는 force-plate로부터 측정된 전달력을 입력가속도로 나눈 동적질량(dynamic mass, $\frac{F}{A}(\omega)$)을 사용하였다. 비교를 위해 그래프의 y축 scale을 동일하게 나타내었다. Fig. 6은 동적질량 중에 1차 고유진동수에 해당하는 그래프이다. 그래프에서 확인할 수 있듯이, 물의 높이가 높아짐에 따라 고유진동수가 증가하며, 이것은 이론적으로도 확인가능하다. 식 (19)에서 나타나듯이, 물의 높이(h)가 커지면서 tanh함수가 커지기 때문에 고유진동수가 증가하는 것이다. tanh함수는 점차 증가하면서 1에 수렴하는 경향이 있지만, 보통 저주파수를 동조시키는 경우에 반지름(R_2)보다 물의 높이(h)가 큰 경우가 없기 때문에 tanh함수의 수렴 문제는 무시할 수 있다. Fig. 6(a), (b)를 비교해 보면 2개 탱크 모두 같은 경향을 가지는 것을 확인할 수 있고, 실험 데이터도 어느 정도 객관성을 가진다고 볼 수 있다. 또한, 환형의 너비가 커지면서 같은 물의 높이(h)에서의 물의 양이 증가하므로 그래프 상의 동적 질량의 변화 폭이 커지는 것을 알 수 있다. 실험을 통해 얻어진 각 탱크의 물 높이에 따른 1차 고유진동수는 Table 4에 나타내었다. 실험값의 경우, 실험하는 과정에서 여러 가지 실험 장비들과 치수 측정의 정밀도 면에서 오차가 발생할 수 있음을 고려하여야 한다. 실험에서 주파수 분해능이 약 0.016 Hz이고, 실험적 오차 발생의 가능성과 치수의 정밀도 등을 고려하여 소수점 둘째 자리까지 반올림하였다.

Fig. 7은 동적질량 중에 2차 고유진동수에 해당하는 그래프이다. Fig. 7을 살펴보면, Tank A보다 Tank B가 고유 진동수에서의 동적질량의 변화 값이 더 크고, peak값도 더 크게 나타남을 알 수 있다. 그 이유도 1차 고유진동수와 마찬가지로, 환형의 너비가 커짐에 따라 같은 물 높이(h)에서 물의 질량이 커지기 때문이다. 또한 1차 고유진동수와는 달리, 2차 고유진동수는 물의 높이에 따른 변화가 거의 없음을 확인할 수 있다. 이것은 이론식에서 알 수 있듯이, 식 (18)에 의해 얻어지는 $q_{1,2}$ 값이 $q_{1,1}$ 값보다 상대적으로 크기 때문에 tanh함수가 1에 빨리 수렴해서 오히려 물 높이의 변화에 영향을 덜 받는 것으로 짐작된다. 2차 고유진동수도 1차 고유진동수와 마찬가지로 주파수 분해능, 실험적 오차, 치수의 정밀도 등을 고려하여 소수점 둘째자리까지 반올림한 근사값으로 Table 5에 나타내었다. Table 5를 보면, Tank A, B 두 경우 모두 물의 높이가 110 mm일 때, 약간 다른 경향의 값을 가지는 것을 확인할 수 있다. 이것은 실험적인 측정 오차 또는 1차 고유진동수에 비해 2차 고유진동수의 비선형성이 크게 나타남으로 인한 오차라고 생각된다.

4. 검 증

실험으로 얻어진 고유진동수를 이론값과 비교하여 검증하였다. 앞서 언급한 Table 2에서 각 탱크에 해당하는 $q_{1,1}$, $q_{1,2}$ 값을 식 (19)에 대입하면 이론적인 1, 2차 고유진동수 값을 구할 수 있다. 실험과 이론으로 얻어진 1, 2차 고유진동수는 각각 Tables 6, 7에 비교하여 나타내었다. 1차 고유진동수의 경우, 오차범위 1.5% 이하로 실험과 이론이 거의 일치하는 것을 확인할 수 있다. 2차 고유진동수도 1차 고유진동수와 마찬가지로 결과이고, 오차가 비교적 더 적다. 2차 고유진동수의 경우, 실험에서는 계측기의 주파수 분해능 때문에 근사값을 얻을 수밖에 없지만, 이론에서도 실험과 마찬가지로 주파수가 10^{-5} 이하 자리에서 조금씩 변하기 때문에 그 변화가 미미하여 무시할 만하였다. 실험과 이론의 비교를 통한 검증 과정을 통해 이론과 실험 결과가 타당함을 증명하였다. 동조액체감쇠기로서 이용되기 위한 주파수 대역이 1 Hz내외에서 그 이하의 저주파 대역인 점, 1차 고유진동수가 동조주파수로써 사용된다는 점, 그리

Table 4 First natural frequencies depending on the height of water obtained by the experiment

Height(h)	90 mm	100 mm	110 mm	120 mm	130 mm	140 mm	150 mm	160 mm
Tank A[Hz]	1.03	1.08	1.11	1.14	1.17	1.20	1.22	1.25
Tank B[Hz]	1.13	1.16	1.20	1.23	1.25	1.28	1.30	1.31

Table 5 Second natural frequencies depending on the height of water obtained by the experiment

Height(h)	90 mm	100 mm	110 mm	120 mm	130 mm	140 mm	150 mm	160 mm
Tank A[Hz]	3.36	3.36	3.39	3.38	3.38	3.38	3.38	3.38
Tank B[Hz]	3.02	3.02	3.03	3.02	3.02	3.02	3.02	3.02

Table 6 The comparison between experiment and theory for the first natural frequency

Tank A($q_{1,1}=1.272$)								
Height(h)	90 mm	100 mm	110 mm	120 mm	130 mm	140 mm	150 mm	160 mm
Experiment[Hz]	1.03	1.08	1.11	1.14	1.17	1.20	1.22	1.25
Theory[Hz]	1.045	1.086	1.122	1.153	1.181	1.205	1.226	1.244
Error[%]	1.44	0.55	1.07	1.13	0.93	0.41	0.49	0.48
Tank B($q_{1,1}=1.385$)								
Height(h)	90 mm	100 mm	110 mm	120 mm	130 mm	140 mm	150 mm	160 mm
Experiment[Hz]	1.13	1.16	1.20	1.23	1.25	1.28	1.30	1.31
Theory[Hz]	1.124	1.166	1.202	1.233	1.260	1.284	1.304	1.321
Error[%]	0.53	0.51	0.17	0.24	0.79	0.31	0.31	0.83

Table 7 The comparison between experiment and theory for the second natural frequency

Tank A($q_{1,2}=7.826$)								
Height(h)	90 mm	100 mm	110 mm	120 mm	130 mm	140 mm	150 mm	160 mm
Experiment[Hz]	3.36	3.36	3.39	3.38	3.38	3.38	3.38	3.38
Theory[Hz]	3.381	3.381	3.382	3.382	3.382	3.382	3.382	3.382
Error[%]	0.62	0.62	0.24	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
Tank B($q_{1,2}=6.251$)								
Height(h)	90 mm	100 mm	110 mm	120 mm	130 mm	140 mm	150 mm	160 mm
Experiment[Hz]	3.02	3.02	3.03	3.02	3.02	3.02	3.02	3.02
Theory[Hz]	3.018	3.020	3.021	3.022	3.022	3.022	3.022	3.022
Error[%]	0.07	0.00	0.30	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07

고 1차 고유진동수를 이론적으로 계산하여 동조시킬 수 있다는 점 등을 미루어 볼 때 환형 실린더 탱크가 동조액체감쇠기로서 사용되어 질 수 있는 가능성이 있다고 판단된다.

5. 결 론

이 논문에서는 부유식 해상풍력발전기의 자세제어를 위한 장치 개발의 목적으로 무지향성을 가지는 환형 실린더 탱크 내 슬로싱주파수를 이론적으로 유도하였으며, 타당성 검증을 위하여 실험을 수행하였

다. 실험의 객관성을 위해 크기가 다른 2가지 탱크에 대하여 진동대 실험을 수행하였고, 실험을 통해 얻은 동적질량으로 탱크 내 물의 높이에 따른 동적 특성 변화를 확인하였다. 그리고 실험과 이론의 비교 검증을 통해 결과의 신뢰성을 확보하였다. 실험 결과에 따르면, 환형 실린더 탱크는 다른 동조액체감쇠기와 마찬가지로 이론을 바탕으로 물 높이에 따라 주파수 동조가 가능하였다. 또한, 이론으로 계산된 고유진동수와 실험으로 얻은 고유진동수가 거의 일치하므로 정확한 주파수 동조가 가능할 것으로 예상된다. 특히, 환형의 크기가 클수록 주파수 오차율

도 낮아지고 감쇠효과를 나타내는 동적질량 값이 커지는 것으로 보아, 실제 부유식 해상풍력발전기에 적용 가능한 크기를 생각했을 때 동조액체감쇠기로써 충분히 사용될 수 있을 것으로 짐작된다. 다만, 앞서 식 (19)에 나타나는 것과 같이 \tanh 함수는 장치의 크기(R_0)와 물의 높이(h)에 따라 수렴한다는 단점이 있다. 그러므로 실제 장치를 적용 시에 \tanh 함수의 수렴 정도를 고려하여 장치의 크기와 물의 높이를 결정해야 할 것이다. 또한, 실험 과정을 통해 2차 고유진동수가 나타났듯이, 구조물의 다른 영향을 미칠 가능성도 배제할 수 없다. 따라서 적절한 환형의 너비를 조절하여 2차 고유진동수의 영향을 최소화 할 필요가 있으며, 환형 실린더 탱크 내 슬로싱의 예측과 더욱 감쇠효과를 높일 수 있는 방법에 대한 연구가 더욱 진행 되어져야 할 것이다.

후 기

이 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 2011T100100320).

참 고 문 헌

(1) Shin, H. K. and Kim, K. M., 2011, Motion Analysis of 5MW Floating Offshore Wind Turbine, The Korean Society of Ocean Engineers, Vol. 25, No. 5, pp. 64~68.

(2) Bagbanci, H., Karmakar, D. and Guedes Soares, C., 2011, Dynamic Analysis of Spar-type Floating Offshore Wind Turbine, 2nd Proceeding of Coastal and Maritime Mediterranean Conference, Tangier, Morocco, pp. 407~412.

(3) Soong, T. T. and Dargush, G. F., 1997, Passive Energy Dissipation Systems in Structural Engineering, John Wiley & Sons.

(4) Heo, J. S., Park, E. C., Lee, S. H., Lee, S. K., Kim, H. J., Cho, B. H., Jo, J. S., Kim, D. Y. and Min, K. W., 2008, A Tuned Liquid Mass Damper(TLMD) for Controlling Bi-directional Responses of a Building Structure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 3, pp. 345~355.

(5) Min, K. W. and Park, E. C., 2009, Dynamic

Characteristics of Tuned Liquid Column Dampers Using Shaking Table Test, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 6, pp. 620~627.

(6) You, K. P., Ko, N. H., Kim, H. Y. and Kim, Y. M., 2004, The Performance Test of Tuned Liquid Damper to Rectangular and Circular, Proceedings of the Architectural Institute of Korea Autumn Conference, Vol. 24, No. 2, pp. 281~284.

(7) You, K. P., 2005, The Vibration Performance Experiment of Tuned Liquid Damper and Tuned Liquid Column Damper, Architectural Institute of Korea, Vol. 21, No. 5, pp. 19~26.

(8) Li, S. J., Li, G. Q., Tang, J. and Li, Q. S., 2002, Shallow Cylindrical Tuned Liquid Damper for Vibration Control of High-rise Structures, the Structural Design of Tall Buildings, Vol. 11, No. 4, pp. 295~308.

(9) Morsy, H., 2010, A Numerical Study of the Performance of Tuned Liquid Dampers, McMaster University, Hamilton, Canada.

(10) Li, S. J., 1997, Shallow TLD Device and its Application for Vibration Control of Flexible High-rise Structures, PhD. dissertation, Wuhan University of Technology, Wuhan.

(11) Faltinsen, O. M. and Timokha A. N., 2009, Sloshing, Cambridge University Press, New York.



Myeongwoo Seo received B.S. from Pusan National University in 2011 and he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University. He especially is interested in structural stability for vibration characteristics.



Weuibong Jeong received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a

professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea.

His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustic-structure interactions.



Jinrae Cho received a B.S. in Aeronautical Engineering from Seoul National University, Korea, in 1983. He then received his M.S. and Ph.D. degrees from The University of Texas at Austin in

1993 and 1995, respectively. He is currently a vice director of the Research and Development Institute of MidasIT, a world wide FEM software developing and engineering company. His current research interests include finite element method, natural element method, offshore wind turbine, fluid-structure interaction, functionally graded composites, computational tire mechanics, metal forming, and nonlinear structural analysis, design and evaluation.