

원통형 수직 펌프의 공진회피를 위한 접수진동해석

이재환^{1,†}·왕즈텡²·아코마링³
충남대학교 선박해양공학과¹
신장금풍기술공사²
진영전기(주)³

Fluid-Structure Interaction (FSI) Modal Analysis to Avoid Resonance of Cylinder Type Vertical Pump at Power Plant

Jae-Hwan Lee^{1,†} · Ji-Teng Wang² · Kothilingam Maring³
Chungnam National University, Naval Architecture and Ocean Engineering¹
Xinjang Goldwind Science & Technology Co. Ltd.²
Jinyoung Electro-Mechanics Co. Ltd.³

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Resonance phenomena occurs at large vertical pump which is operating to cool down the hot steam using sea water in the power plant. To avoid the resonance, the natural frequency needs to be isolated about 20% from motor operating speed. Yet, excessive vibration occurs especially at low tide. At first, natural frequency of the whole pump system and each part is calculated using ANSYS. As it is revealed in the previous journal papers that only circular pipe part is related to resonance, the FSI technique is applied for free vibration analysis. The natural frequency is reduced to 60% (compared to that) of the frequency measured in air as it is similar to other published results. And the frequency obtained by finite element analysis is almost same to that obtained from modal test. Based on the accurate finite element model and analysis, design change is tried to avoid the resonance by changing the thickness of pipe and base supporting plate. In stead of doing optimization process, design sensitivity is computed and used to find such designs to avoid resonance.

Keywords : Fluid-structure interaction(FSI, 유체구조 연성), Modal analysis(모드 해석), Resonance of vertical pump(수직펌프 공진), Resonance avoiding design(공진회피 설계)

1. 서론

발전소의 수직형 순환수 펌프에서 해수(냉각수)로 수증기를 응수로 재생산할 때, 공진이 발생하여 소음과 기기 파손의 원인이 된다. 이러한 진동현상을 규명하고 공진회피 설계를 위해서는 접수진동해석이 필요하고 또한 개선방안이 필요하다. 본 연구에서는 펌프 시스템의 접수진동의 기존 연구결과들을 분석하여 유용한 결과들을 제공하고, 공진회피를 위한 접수진동 해석을 하였다. 펌프 공진 원인이 주로 파이프라는 사실과, 접수진동시에 고유진동수가 대략 40% 정도 감소한다는 결과를 문헌조사를 통하여 도출하였다. 접수진동 이론식은 80년대부터 유한요소해석에서 사용되고 있고, 특수한 문제들에 대해서는 주어진 조건에 적합한 수정된 이론식들이 발표되고 있다. 대표적으로 Olson and Vandin (1989)에 의해 Fluid-Structure Interactions(FSI)의 고유진동수 해석 연구가

있다. 유한요소해석 코드로 물속에 잠긴 평판의 접수진동해석에서, 대형 행렬문제의 해법으로 subspace iteration 방법이 determinant search 알고리즘보다 빠름을 보여주었다.

경계조건이 명확하고 원통기동만 고려된 문제에 대한 고유진동수 해석은 이론적인 해석이 정형화되어 있다. (Rahman et al., 1993) 등에 의해 밀면이 해저에 고정된 원통형 실린더의 부가수 질량계수식이 해석적인 방법으로 도출되어 실험값과 일치함을 보인다. Han and Xu (1996)에 의해 Rahman과 같이 밀면이 해저에 고정되고 외부가 유체에 접한 원통형 실린더의 경우, 해저의 가속도운동에 대한 해석 식으로 간편한 고유진동수 계산식이 도출되었다. 해석방법으로 접수진동수를 계산한 후에, 접수진동의 부가수 질량계수를 (기 계산된 진동수를 사용하여) 구하는데, 궁극적으로는 진동수를 구하는 과정이 필요 없는 간단한 방법으로 정확성도 입증된 실용적인 방법이라고 할 수 있다. 원통의 반

지름과 길이 비율에 따라 간단히 접수고유진동수를 구하는데 비접수에 비하여 85% 정도로서 접수효과는 적은 편이다. Goncalves et al. (2006)에 의해서 내부에만 유체가 있는 박판 원통형 실린더의 해석적 결과로서 1차 고유진동수가 비접수 고유진동수의 42%가 되었다. Sigrist et al. (2006), Sigrist and Broc (2008) 등은 내부 유체만 있는 원자력 반응로에 대한 충격 하중 동적해석에서 압력을 받은 압축성 유체의 접수진동 고유진동수가 59.6%이며 비압축 유체의 접수 고유진동수 보다 조금 더 적음을 보였다. Amabili (1995)는 내부에 유체가 있는 원통형 실린더 표면에 작은 집중질량이 2개 있는 경우에 대한 해석에서 접수진동 고유진동수가 43%임을 보이고 있다. Bae et al. (2012) 등에 의해 하부가 물에 잠긴 원통형 실린더에 내부에 축이 있는 경우의 접수진동해석과 실험에 의한 고유진동수가 비교되었는데 두 결과가 근접하게 산출되었다. Thinh et al. (2015)는 하면이 고정되어 있고 내부에 유체가 있는 두꺼운 이방성 원통형 실린더에 대해, 외판의 전단 변형과 회전관성을 고려한 이론해석 식 결과로서, 접수높이가 길이 대비 0.5와 1일 때 진동수가 비접수시에 비해 94%와 51%인 것을 보였다. 이방성 실린더이긴 하지만 유체높이가 0.5일 때, 접수 진동수가 의외로 94% 밖에 안 되는 점이 타 논문 결과들에 비해 차이가 많이 난다. 한편 평판에 대한 접수진동 논문에서 (Jeong & Kim, 2008), 2개의 평판이 기립되어 있고 그 사이에 유체가 있는 경우, 이론식과 유한요소 코드 ANSYS의 결과가 2% 내로 잘 일치함을 보이고 있다. 대부분 내부에 유체가 있는 데 비해, Jeong and Kim (2015)은 외부에 유체가 있는 사각형용기의 경우 이론식과 ANSYS의 결과 차이가 4% 정도임을 보이고 있다. (Oh et al., 2013) 등에서 평판의 접수진동 고유진동수를 ANSYS로 FSI를 적용한 경우에는 고유진동수가 평판자체에 비해 32.0%이나 부가수질량으로 계산한 경우에는 63.2%가 되어 상당한 차이가 있음을 보이며, 결론에서 유체의 슬로싱 효과가 적고 유체영역 대비 구조물이 협소할 경우에는 부가수 질량법도 사용할 수 있으나, 그렇지 않은 경우 큰 차이가 있음을 강조하고 있다.

조선해양분야의 접수진동 분야 연구는 Kim (1976)의 평판의 부가수질량을 구하는 연구를 시점으로, Kim et al. (1979)에서 접수진동실험에 의한 고유진동수 측정과 이를 이용하여 부가수 질량을 산출하는 과정 등이 있다. 유한요소법이 활성화 되면서 판으로 된 탱크구조의 접수진동해석이 유한요소법과 경계요소법의 결합으로 Bae (2003), Son et al. (2001) 등에 의해 유한요소와 경계요소를 사용한 선박에 대한 고유진동수가 계산되었다. Kim et al. (2011) 등에 의해 NASTRAN을 사용하여 유체 압력의 질량효과를 계산하여 이를 질량으로 선박에 질점분포시켜 (질량 행렬에 첨가되는 동일 효과) 고유진동해석에 반영하였다. (Seo et al., 2013) 등에 의한 탱크의 접수진동해석과 실선에 대한 실험 계속 결과가 있다. Kim et al. (2012) 등에 의해 원주의 와유기 진동해석을 ADINA로 구현하였다. 근래에 슬로싱에 관한 연구에서 FSI 문제가 언급되고 있으며, Lee et al. (2013) 등에 의해 LNG 탱크의 동적응답해석이 발표되었다.

접수진동에 대한 연구는 교량기둥, 해양구조물, 선박 외에도

발전설비에 사용되는 펌프의 원통형 파이프에 관한 내용이 많다. 냉각수로 사용하기 위한 해수 유입을 위해 화력발전소에서 사용되는 axial pump (수직펌프)는, 공진현상이 발생하여 소음과 기기의 파손의 원인이 된다. 펌프 시스템의 통상적인 규정에서 고유진동수는 운전속도와 20% 이상의 이격을 권고하고 있다(API).

Bae et al. (2001)에서 10 m의 길이, 1000 rpm의 저주파 구동 대형 수직펌프 동특성개선의 경우, 펌프의 전동기, 전원박스, 공기통로박스, 펌프 축, 배관에 대해 진동계측과 NASTRAN으로 접수진동 해석을 하여 배관의 수위별 고유진동수를 발표하였는데, 계측과 실험이 같은 경향을 보였다. 비접수시의 고유진동수 34.6 Hz에 비하여, 접수진동해석 고유진동수는 해수 수위가 만수위, 저 수위, 중간 수위시 각각 50%, 38%, 46%인 것을 보였다. Bae et al. (2006)에 의해 원자력발전소 대형 수직펌프의 진동에서 접수가 없는 상태 (비접수)에서의 측정된 고유진동수가 29 Hz이고, ANSYS로 접수진동 해석한 고유진동수가 비접수에 비해 40%가 낮아짐을 보이고 있다. Kwon et al. (2014) 등은 17.7 m 대형 수직펌프에 대해 ANSYS로 접수진동해석을 하여 고유진동수가 25~28% 낮아졌으나, 회전주파수와 11%~16%의 마진으로 여전히 공진가능성이 존재함을 보여주고 있다. 이와 같이 발전소 수직펌프의 고유진동수는 해수에 의한 접수 효과로 약 40% 정도 감소하였음을 보여주고 있다.

Fig. 1(a)는 본 논문에서 적용된 펌프 시스템의 도면이고 유사한 형상은 Fig. 1(b), (c)와 같다. 이러한 시스템의 상부에 모터와 케이싱이 있고 배수관(파이프)과 내부에 축과 끝단에 임펠러가 있다. 본 연구에서 모달 테스트로 측정된 펌프 시스템의 공진 주파수는 썰물/밀물 시에 18.3 Hz, 17.8 Hz이고 특히 썰물시에 공진현상을 보인다. 본 논문에서는 펌프시스템의 ANSYS 접수진동해석에 의해 진동특성을 파악하였고, 공진과 연관되는 파이프 위주로 공진을 회피할 수 있는 설계변경 안을 마련하였다. 또한 민감도 값을 적용하는 예도 제시되었다. Table 1에서 위에 소개된 논문들에 의하면, 실린더 파이프의 고유진동수가 비접수시에 비해 접수면의 비율에 따라 43%~85%의 분포를 보이고 있다. 본 연구에서는 접수 효과로 고유진동수가 40% 감소하였다. 내부에만 유체가 있는 경우에는 접수진동개념 보다는 질량이 추가된 효과로 볼 수 있다.

Table 1 Natural frequency of cylinder with fluid interaction

Reference	Interface (water)	Wet/air freq. ratio%	Method
Amabili, 1995	Inside	43%	Analytic
Han, 1996	Inside	85%	Analytic
Goncalves, 2006	Inside	42%	Analytic
Sigrist, 2006	Inside	60%	Analytic
Thinh, 2015	Outside	51%	Analytic
Bae, 2001	In/outside	54%	FEA
Bae, 2006	In/outside	60%	FEA
Kwon, 2014	In/outside	72~75%	FEA

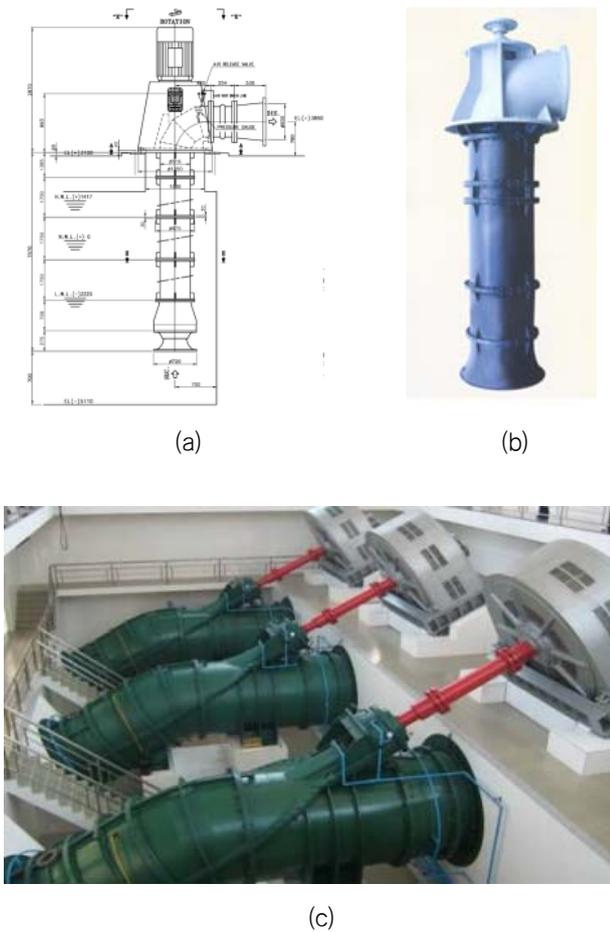


Fig. 1 Vertical pump system at power plant

2. 유체구조 연성 이론

유체구조 연성은 Fig. 2와 같다. 유체의 유동이 고체의 변형을 유도하고 이 변형이 경계면의 유체유동을 유발하는 과정이다. 진동의 경우 고체주위의 유체가 부가질량(added mass)역할을 하여 고유진동수가 감소하는 현상이 발생한다.

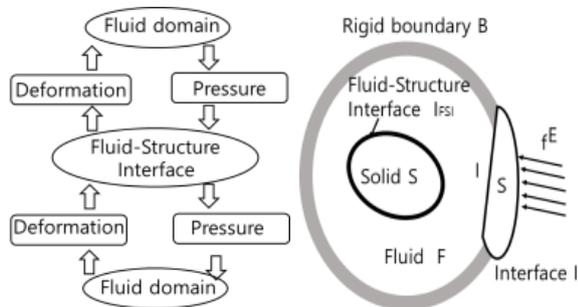


Fig. 2 Fluid-structure interaction

접수진동에 유한요소 이론을 적용하여 행렬식을 푸는 과정은 다음과 같다 (Olson & Vandini, 1989; Zienkiewicz & Taylor,

1989). 구조와 유체의 지배방정식에서 유체의 압력이 구조 표면에 다음과 같이 적용된다. 식 (1)은 구조의 가상일로 표현된 지배방정식이고 변위 u 와 가상변위 \bar{u} , ϵ 는 변형률, 점자 S 는 구조, F 는 유체, ρ 는 유체 밀도, u_n 은 유체-구조면(FSI)의 수직변위, C_S 는 고체 응력-변형을 행렬, P_0 는 유체압력, f^E 는 고체 외력, Φ 는 유체 퍼텐셜, l 는 경계면, l_{FSI} 는 접수경계면을 의미한다. 식(2)는 유체의 퍼텐셜 지배방정식이고 β 는 유체의 체적탄성률이며 변위 u 와 퍼텐셜 Φ 에 대한 유한요소 행렬은 식 (3)과 같다. 이 과정까지는 고체 변위에 대해서는 형상함수가 유체 퍼텐셜에 대해서는 베셀함수해가 적용된다. 각 행렬의 의미는 K_{SS} : 구조강성, K_{FF} : 유체 운동에너지, K_{PP} : 유체 체적(bulk) 강성, K_{FS} : FSI에서의 변위에 대한 정압의 커플링, C_{PF} : FSI에서의 속도 퍼텐셜에 대한 압력 커플링, C_{FS} : FSI에서의 변위에 대한 속도 퍼텐셜 커플링, M_{SS} : 구조 질량, M_{FF} : 유체 퍼텐셜 에너지 행렬이다.

$$\int \bar{\epsilon}^T C_S \epsilon dS + \int \rho_S \bar{u}^T \cdot u dS = \int \bar{u}^T f^E dI - \int \bar{u}_n (P_0 - \rho_F \Phi) dI_{FSI} \quad (1)$$

$$\int \frac{1}{\beta} (P_0 - \rho_F \Phi) (P_0 - \rho_F \Phi) dF - \int \rho_F (\nabla \Phi)^T (\nabla \Phi) dF = \int (P_0 - \rho_F \Phi) u_n dI_{FSI} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} K_{SS} & 0 & K_{PS}^T \\ 0 & -K_{FF} & 0 \\ K_{PS} & 0 & K_{PP} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ \Phi \\ P_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & C_{FS}^T & 0 \\ C_{FS} & 0 & C_{PF}^T \\ 0 & C_{PF} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{U} \\ \dot{\Phi} \\ \dot{P}_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{SS} & 0 & 0 \\ 0 & -M_{FF} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{\Phi} \\ \ddot{P}_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_S \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

식 (3)에서 압력에 의한 질량효과를 적용하며 수식의 간략화를 위해 압력항 P_0 를 식 (4)에 의해 치환하면 식 (5)가 되며 내부의 행렬식들은 (6)~(8)과 같다. 이 식을 사용하면 속도나 가속도 하중에 대한 동적응답도 구할 수 있다.

$$P_0 = -K_{PP}^{-1} (K_{PS} U + C_{PF} \Phi) \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} \hat{K}_{SS} & 0 \\ 0 & \hat{K}_{FF} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ \Phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \hat{C}_{FS}^T \\ -\hat{C}_{FS} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{U} \\ \dot{\Phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{SS} & 0 \\ 0 & \hat{M}_{FF} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{\Phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_S \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\hat{K}_{SS} = K_{SS} - K_{PS}^T K_{PP}^{-1} K_{PS} \quad (6)$$

$$\hat{C}_{FS} = C_{FS} - C_{PT}^T K_{PP}^{-1} K_{PS} \quad (7)$$

$$\hat{M}_{FF} = M_{FF} + C_{PP}^T K_{PP}^{-1} C_{PF} \quad (8)$$

이제 고유진동수를 구하기 위한 과정으로 식 (9)의 복소수변위 함수를 적용하고 허중항을 제로항으로 변경하면 식 (10)이 된다. 이 과정에서는 고유치가 허수가 되므로 조화변위로 치환하는 식 (11)을 사용하면 식 (12)와 (13)이 된다. 이제 강성, 감쇠, 질량 행렬을 양정치 형식으로 변경하기 위하여 식 (13)에 $Z=\omega X$ 를 사용하면 식 (14)와 고유진동수가 계산되는 특성방정식 식 (15)가 도출된다. 상기한 행렬형 수식화 과정이 아니고, 방정식의 미분 해를 해석적인 방법에서 비교적 단순화된 이론은 Bae et al. (2003), Son et al. (2010) 등에서, 엄밀하게 전개된 이론은 1절 서론에 소개된 Rahman, Han과 Think에 설명 되어 있다.

$$\begin{bmatrix} U \\ \Phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{U} \\ \tilde{\Phi} \end{bmatrix} e^{\lambda t} \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} \tilde{K}_{SS} & 0 \\ 0 & K_{FF} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{U} \\ \tilde{\Phi} \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} 0 & \tilde{C}_{FS}^T \\ -\tilde{C}_{FS} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{U} \\ \tilde{\Phi} \end{bmatrix} + \lambda^2 \begin{bmatrix} M_{SS} & 0 \\ 0 & \tilde{M}_{FF} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{U} \\ \tilde{\Phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} U \\ \Phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{U} \sin \omega t \\ \tilde{\Phi} \cos \omega t \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\begin{bmatrix} \tilde{K}_{SS} & 0 \\ 0 & K_{FF} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{U} \\ \tilde{\Phi} \end{bmatrix} - \omega \begin{bmatrix} 0 & \tilde{C}_{FS}^T \\ \tilde{C}_{FS} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{U} \\ \tilde{\Phi} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_{SS} & 0 \\ 0 & \tilde{M}_{FF} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{U} \\ \tilde{\Phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$KX - \omega CX - \omega^2 MX = 0 \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Z \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} C & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Z \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\det(K - \mu C - \mu^2 M) \equiv \det(K^*) = 0 \quad (15)$$

3. 유한요소 접수진동 해석

1절 참고문헌에서 소개된 펌프 시스템의 연구에서 (Bae et al., 2006), 수직펌프의 각 부분별 진동특성을 파악한 결과 공진의 원인이 배관부(파이프)임을 확인하여, 타 부분은 배제하고 오직 배관부 공진회피에 중점을 두었다. 펌프 시스템의 진동 발생 현상은, 20 Hz ± 20% (16~24 Hz)인 속도로 회전하는 모터에

의해 축이 회전되고 이 축을 통하여 파이프에 모터의 회전운동이 전달되며, 공진은 이 회전속도가 파이프의 고유진동수와 근접한 경우에 발생하게 된다. 펌프 설치 시에 접수진동 효과를 고려하지 않고 모터 회전수만 고려하여 이러한 문제가 발생할 수 있고, 썰물에서의 공진 현상이 특히 문제가 되고 있다.

펌프시스템 진동해석시에 유한요소 모델링의 범위와 경계조건 설정 등이 중요하다. Table 2의 제원 외에도, 무게 0.6 톤인 모터는 1.11 톤인 강철 케이스 위에, 케이스는 바닥 sole plate (0.44 톤) 위에 지지되어 있고, 이 판은 지면에 앵커링 되어 있다. 총 1.03 톤인 파이프는 케이스 내부에서 곡선 파이프로 발전소 내부 파이프에 연결된다. 수직 부분은 0.85 톤이며 0.24 톤의 플랜지로 연결되었고, 내부에 0.68 톤인 축이 있으며 파이프와 축 사이에는 축을 지지해 주는 0.28 톤의 연결부/베어링이 있다. 파이프의 수직 길이는 7.6 m이며, 축 끝단에는 0.08 톤의 임펠러가 있다. ANSYS의 유한요소 모델링에서 축은 BEAM188 요소로, 대부분의 구조는 SOLID185로, 해수는 FLUID30로, 케이스 내부의 펌프와 임펠러는 질량 MASS21로 모델링되었다.

Table 2 Pump properties

Parts	Mass (ton)	Remark(mm)	Finite element
Sole plate	0.44	t: 40	SOLID185
Pipe	1.03	t:8,D: 516	SOLID185
Pipe flange	0.24	t: 30	SOLID185
Shaft	0.68	D: 110	BEAM188
Rib/bearing	0.28	t*:3,**	SOLID185
Impeller	0.08		MASS21
Sea water	1030 kg/m ³	Density	FLUID30

t: thickness, t*: Bearing cover thickness, D: diameter
**: Connector between pipe and shaft

본 연구가 시작된 시점에서는 공진현상 해결이 시급하여 우선적으로 진동해석을 수행하기 시작하였고, 진동계측 (모달 테스트)으로 측정된 공진 주파수는 썰물/밀물 시에 18.3 Hz, 17.8 Hz로 낮게 제시되었다. 전체 시스템의 진동 특성을 우선 파악하고자, Fig. 3(a)의 전체 시스템과 축과 임펠러 Fig. 3(b)에 대한 ANSYS 비접수 진동 해석에서, 곡선파이프 끝단과 케이스가 볼팅 고정되었고 축의 회전 변위는 허락되었다. 전체 시스템(a)는 대칭구조와 가까워 고유진동수도 대칭을 보이고 있다. 흡수 차에서, 1차 1 Hz는 축의 굽힘, 3차 7 Hz는 파이프의 굽힘이고 5, 7, 9 차는 축의 굽힘으로 각각 7.4, 20.5, 41.2 Hz가 산출되었다. 접수진동시 고유진동수가 비접수시의 60% 정도가 됨을 고려하면, 현재 산출된 비접수 상태의 진동수들은 운전속도인 20 Hz에 근접하지 않는다. 따라서 Fig. 3의 펌프시스템, 축, 축과 임펠러는 공진영역대의 자유진동 현상을 유발하지 않는다고 볼 수 있

다. 이 현상은 문헌 (Bae et al., 2001; 2006)에서도 상부 펌프 케이싱의 동특성이 공진에 영향이 적다고 하였다.

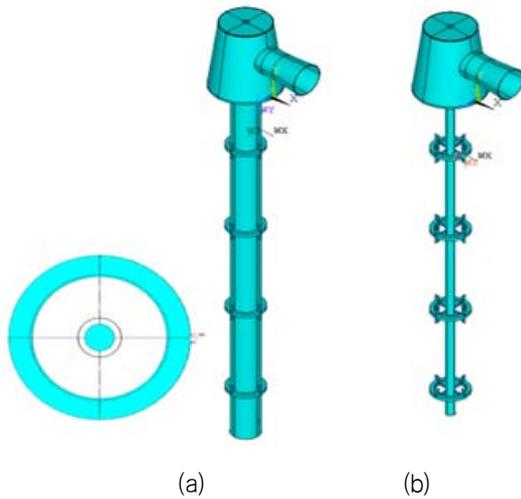


Fig. 3 Pump system model

공진영역대의 진동특성과 관계가 적은 상부 모터부와 축을 제외하고, 배관부 파이프 전체의 진동특성 파악을 위한 (Fig. 4) 접수 고유진동수 해석 결과는 Table 3과 같다. 경계조건으로 상부 끝단이 고정되었고 내부에 유체가 없는 경우 Fig. 4(a)와 있는 경우 Fig. 4(b)의 결과인데, 비접수에 대한 접수진동 고유진동수의 비율 (b/a)이 63% 정도이다.

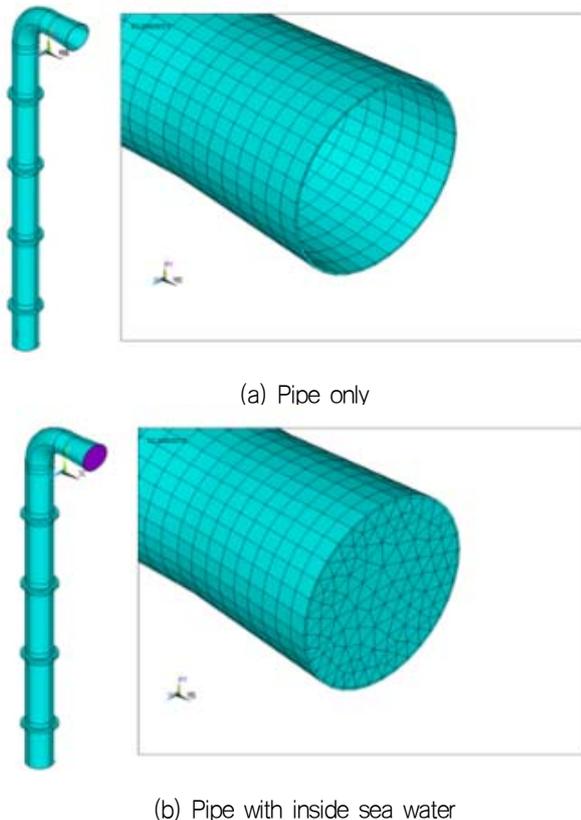


Fig. 4 All pipe finite element model

Table 3 All Pipe and pipe with water (Hz)

Mode	(a)Pipe only	(b)Pipe with inside sea water	b/a(%)
1	7.7	4.9	63.6%
3	46.7	29.8	63.8%
5	123.4	79.6	64.5%

외부 해수의 영향을 파악하기 위한 쉘물과 (Fig. 5(a), Low Sea Level: LSL, 파이프의 침수 높이 5147 mm) 밀물시의 (Fig. 5(b), High Sea Level: HSL, 침수 높이 7089 mm) 접수 고유진동수 (a)LSL과 (b)HSL가 Table 4에 있는데, 비접수 고유진동수인 Table 4(O)의 고유진동수에 비해 a/O와 b/O가 50~58%를 보인다. 외부 해수로 인하여 Table 3 결과에 비하여 10% 정도 감소되었다. 진동형상은 파이프의 굽힘이고 구조와 유체가 완전 대칭은 아니나 고유진동수 값이 대칭 비슷하여 흡수 차수 값만 수록되었다.

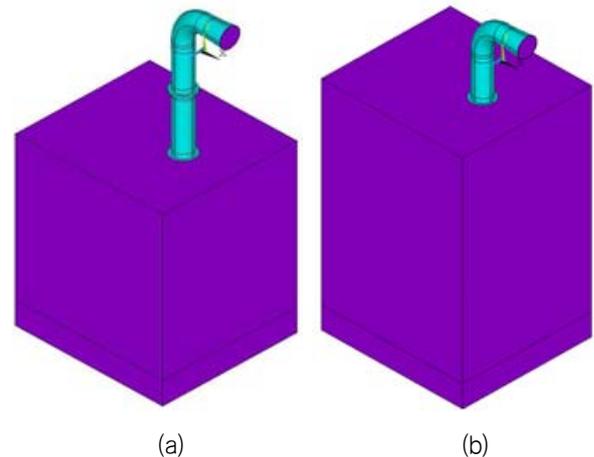


Fig. 5 All pipe with sea water in and out side

Table 4 FSI Frequency of all pipe (Hz)

Mode	(O)Pipe only	(a) LSL	a/O%	(b) HSL	b/O%
1	7.7	3.9	50.6%	3.9	50.6%
3	46.7	25.6	54.8%	24.4	56.4%
5	123.4	72.4	58.6%	65.7	57.4%

LSL: Low Sea Level, HSL: High Sea Level

전체 펌프 시스템의 진동해석이 어느 정도 진행된 후, 펌프 파이프에서 가속도기로 측정된, (공진을 유발하는) 고유진동수는 쉘물 시에 18.3 Hz이며 밀물시의 진동수는 17.8 Hz로 제시되었다. 전체시스템에서 sole plate로 강건하게 지지된 파이프로 된 수직배관부만 고려되었다. Fig. 6는 sole plate의 앵커링된 곳에

설정된 경계조건과 유한요소 모델이다. 진동모드는 X, Y 축에 대해 대칭인 구조라 흡수와 짝수 차수의 진동수가 비슷하다. Table 5에서 1차, 3차, 5차는 3.8 Hz, 31.0 Hz, 89.7 Hz이다. 한편 유체의 접수 효과를 보기 위하여 파이프 내부에 유체가 있는 경우의 고유진동수는 2.7 Hz, 22.6 Hz, 62.7 Hz로, 고유진동수 비교 b/a는 72%를 보이고 있다 (비접수시에 비하여 고유진동수가 28% 감소하였다).

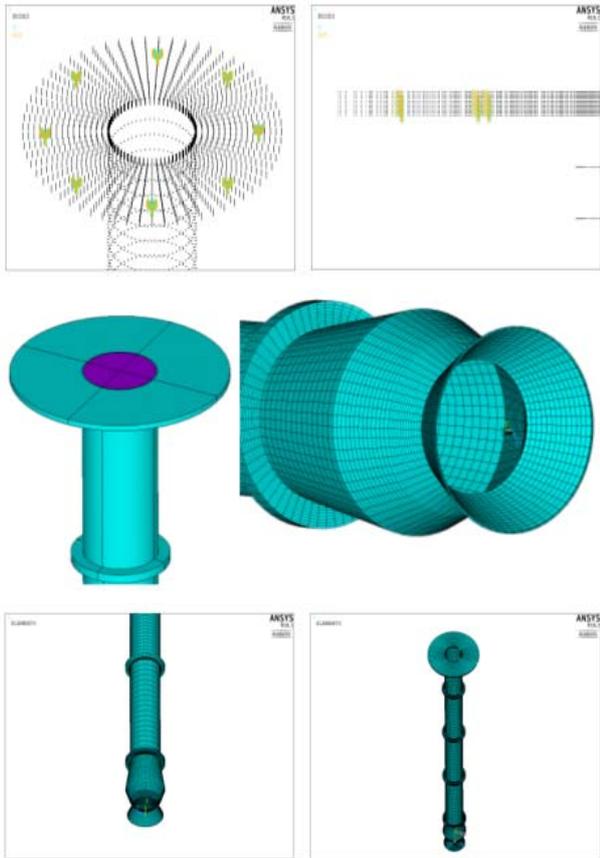


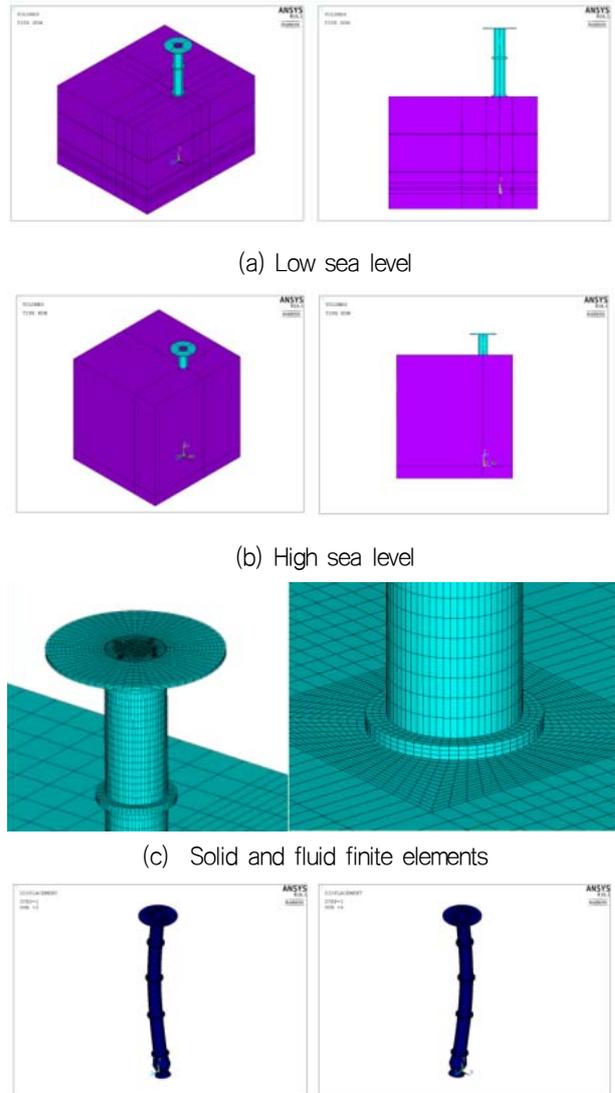
Fig. 6 Pipe and sole plate

Table 5 Frequency of pipe with supporting sole plate (Hz)

Mode	(a)Pipe only	(b)Pipe inside sea water	b/a %
1	3.8	2.7	71.0%
3	31.0	22.6	72.9%
5	89.7	67.0	74.6%

이제 Fig. 7과 같이 파이프의 안과 바깥에 해수가 있는 전체 접수진동해석 즉, 썰물(Fig. 7(a)), 밀물(Fig. 7(b))시의 결과인 Table 6에서, 파이프 (c)의 굽힘 고유진동수가 각각 18.7 Hz와 17.5 Hz로 이동한 것을 알 수 있다. 비접수 고유진동수인 (O)에 비해 a/O와 b/O가 52~64%로, 외부 해수로 인하여 내부에 해수

가 있는 Table 5(b)에 비하여 10~20% 정도 저감되었다. 이 고유진동 모드 (d)가 펌프 모터 회전수 영역 대와 일치하여 진동이 증폭되는 것으로 보인다. Table 7에는 진동해석과 모달 테스트에 의한 진동수가 비교되었는데 주파수 영역이 거의 일치하는 것을 알 수 있다.



(d) Pipe's 2nd bending mode shape

Fig. 7 Pipe with inside and outside sea water

Table 6 Pipe full FSI frequency (Hz)

Mode	(O)Pipe only	(a) LSL	a/O%	(b) HSL	b/O%
1	3.8	2.0	52.6%	1.9	52.3%
3	31.0	18.7	60.3%	17.5	56.4%
5	89.7	57.7	64.3%	54.2	60.4%

LSL: Low Sea Level, HSL: High Sea Level

Table 7 Comparison of FEA and modal test frequency (Hz)

	(a)FEA	(b)Modal test	b/a%
LSL	18.7	18.3	97.8%
HSL	17.5	17.8	101.7%

정리하면, Table 5에서 유체가 없는 파이프 상태에서는 굽힘 주파수가 31 Hz 이고, 내부에 유체가 있는 경우에는 22.6 Hz로 비접수(공기 중)에 비하여 27% 감소하여 72.9%가 되었다. 최종적으로 파이프 내부와 외부에 유체(해수)가 모두 있는 경우에는 (Table 8), LSL과 HSL에서 18.7 Hz와 17.5 Hz로 56~60%가 되어 접수진동 효과가 보이고 있다. 파이프 내부와 외부 전체가 완전히 접수시에는 비접수시의 55%가 예상된다.

Table 8 Frequency comparison (Hz)

(O)Pipe only	(a)Sea water Inside	a/O%	(b)Sea water inside & outside	bi/O%
31.0	22.6	72.9%	(b1)LSL:18.7	60.3%
			(b2)HSL:17.5	56.4%

설물과 밀물시의 접수높이와 파이프 길이 비율,
 LSL(5.1m)/Pipe Length(7.6m)=67.9%,
 HSL(7.1m)/Pipe Length(7.6m)=93.5%.

4. 공진 회피 설계 안

공진을 회피하기 위해서는 바로 구조 변경을 해야 하는데, 현실적으로 시설을 변경할 수 있는 부분이 매우 제한된 실정이다. 지상 구조인 경우 보강재의 설치 가능하나 수중 구조에 보강재 설치나 배관부를 교체하는 것은 현실적으로 어렵다. Bae et al.(2006)에서는 대형수직펌프 동특성개선의 경우, 배수관 하부를 일부 줄여 저수위시 고유진동수를 낮추는 방안이 실행되었다. Jang et al. (2013)은 발전소 대형 수직펌프의 고진동 원인고찰을 위해 실험계측과 해석으로 모터가 있는 상부의 곡관부와 모터 스텐드를 보강하여 2.5 Hz를 이격시켜 공진감소를 시도하였다. Kim et al. (2011)의 수직 장축펌프 진동개선에서는 계측에 의한 고유진동수 18.7 Hz가 운전주파수 19.8 Hz에 근접하므로, 임시로 와서 삽입을 통한 강성조절로 고유진동수를 16~17 Hz로 이격시켜 공진영향을 감소시켰다. 끝단에 질량을 추가하는 경우도 (Yoo et al., 2014) 있다. 공진회피를 위해 현장경험에 의해 보강재 설치 등이 사용되는 방법들이다.

설물시의 공진회피를 위하여, 설계변경이 가능한 파이프와 지지판인 Sole Plate의 두께 변경을 가정하고, 여러 조건들에 대한 진동해석 결과는 Table 9와 같다. Case 2의 경우 18.7에서 17.7 Hz로 조금 변경되었고, 밀물시에도 같은 정도의 고유진동수 이

동이 발생한다. 만일 새롭게 설치할 경우에는 Case 3을 사용함이 좋을 것 같다. Case 4와 5의 경우에는 진동회피 효과가 크나 파이프의 두께가 얇아져 부식에 의한 손상 가능성을 검토할 필요가 있었다.

Table 9 Design cases

NO	Pipe t (mm)	SP t (mm)	Freq. (Hz)	Ci/O%
Origin	8	40	18.7(O)	-
Case 1	8	30	18.2(C1)	97.3%
Case 2	8	20	17.7(C2)	95.0%
Case 3	10	40	20.3(C3)	108.7%
Case 4	6	40	16.7(C4)	89.6%
Case 5	6	20	15.8(C5)	84.8%

SP: Sole plate

최적화설계를 위해 목적함수, 설계변수, 제한조건 등을 지정하고 최적화 루틴을 수행해야 하지만, 최적화 과정을 대신하여 주어진 설계변수들의 민감도 값을 이용하여 간단히 최적화 결과를 유추할 수 있다. 민감도 식은 (16)과 같으며 이를 활용하여 최적화에 적용한 연구결과가 있다 (Lee et al., 2004; Choi et al., 2013). Ha et al. (2007)의 유체-구조 연성 문제의 최적설계에서는 형상 변수의 민감도를 해석적으로 산출하여 최적화를 수행하였다. 접수진동 해석 후에 결과 값을 이용하면 설계변수별 민감도를 알 수 있고, 민감도 값을 적용하면 식 (17)을 사용하여, 치수변경 시의 고유진동수 값을 예측할 수 있다. 단 선형해석을 고려하여 설계변수 변화가 과다하지 않는 것이 좋다.

$$f(x)' = (f(x + \Delta x) - f(x))/\Delta x \tag{16}$$

- (1) Sole plate의 민감도 값 (파이프 두께: 8 mm 고정)
 30~20 mm 구간: (18.22-17.77)/(30-20)
 = 0.048 Hz/mm
 40~30 mm 구간: (18.70-18.22)/(40-30)
 = 0.045 Hz/mm
- (2)파이프 민감도 값(sole plate 두께: 40 mm 고정)
 10~8 mm 구간: (20.33-18.70)/(10-8)
 = 0.81 Hz/mm
 8~6mm 구간: (18.70-16.76)/(8-6)
 = 0.97 Hz/mm

Sole plate 민감도 값 (0.045~0.0048 Hz/mm)을 보면 고유진동수에 미치는 영향도가 파이프 (0.81~0.97 Hz/mm)보다 매우 작은 것을 알 수 있다. 10 mm 두께 변경을 하면 진동수가 0.45 Hz 정도 변경된다. 반면에 파이프의 경우 두께 1 mm 변경에 고유진동수가 0.8 Hz 이상 변경된다. 예로, 파이프의 두께를 8 mm

에서 12 mm로 할 경우의 고유진동수 예측 값은 식(17)에 의해 22 Hz가 된다.

$$f(x_N) = f(x_O) + f(x)' \times \Delta x \quad (17)$$

새 고유진동수 = 기준 진동수 + 민감도 x 설계증분치
= 18.7 Hz + 0.81 Hz/mm x (12-8) mm = 22 Hz.

5. 결론

본 연구 결과로 다음 사항들을 알 수 있다.

1. 조사된 참고문헌들에서 원형 파이프의 접수진동시에 약 40% 정도의 고유진동수가 감소함이 보여 지고 있다. 본 연구결과도 해수와의 접수진동시 파이프의 고유진동수는 비접수에 비해 60% 정도로서, 약 40% 정도가 감소되었다.
2. 본 연구를 통해 진동해석 수행 시에 고려해야 할 사항들을 고찰해 보면, 어느 부분의 진동특성이 주요한 가를 판단하기 위해서 우선 전체와 부분적인 진동특성을 고찰하고, 관련이 없는 부분(상부 케이싱 등)을 제외한 후에, 현상과 직결되는 부분(직선 배관부)에 대해서 해결해야 한다. 한편 정확한 유한요소 모델링과 해석에 의한 고유진동수가 파이프의 진동 계측 실험 값과 일치하여 해석모델이 검증되었으며, 이를 활용하면 향후 접수진동이 고려된 신뢰성 있는 시스템 설계에 도움이 될 것으로 보인다.
3. 공진회피를 위한 설계 변경 안 도출과정에는, 설계변수로 설정할 수 있는 항목과 범위가 제한되어 있어 파이프의 두께와 sole plate의 두께 정도를 선정하게 된다. 이러한 경우에는 본문과 같이 민감도를 사용하여 설계치수변경에 대해 간단히 고유진동수를 예측할 수 있다. 이 펌프 시스템의 경우 파이프 두께 변경이 공진회피에 영향이 큰 것을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 충남대학교 학술연구비에 의해 지원되었음.

References

Amabili, M., 1995. Free vibration of a fluid-filled circular cylindrical shell with lumped masses attached, using the receptance method. *Shock and Vibration*, 3(3), pp.159-167.

API, 2000. Standard 610, centrifugal pumps for petrochemical and natural gas industries. *American Petroleum Institute*.

Bae, C.H., Cho, C.W., Kim, S.H. & Park, Y.P., 2001. Modal analysis in the dynamic behavior identification

of the fluid-structure coupled vertical pump. *The 2001 Fall Conference of The Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, PyeongChang, Republic of Korea, 14-16 November 2011.

Bae, C.H., Cho, C.W., Kim, Y.W. & Yang, K.H., 2006. Vibration characteristics of the vertical pump in a nuclear power plant. *The 2006 Fall Conference of The Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Hwasun, Republic of Korea, 16-17 November 2006.

Bae, C.H., Kwak, M.K. & Koo, J.R., 2012. Free vibration analysis of a hanged clamped-free cylindrical shell partially submerged in fluid: The effect of external wall, internal shaft, and flat bottom. *Journal of Sound and Vibration*, 331, pp.4072-4092.

Bae, S.Y., 2003. A study on vibration characteristics in water tank structure. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 40(4), pp.46-52.

Choi, B.K., Lee, J.H. & Kim, Y.J., 2013, Topology, shape, and sizing optimization of the jig supporting high voltage pothead, *Journal of the Computational Structural Eng. Institute of Korea*, 26(5), pp.351-357.

Goncalves, P.B.G., Silva, F.M.A. & Prado, Z.J.G., 2006. transient stability of empty and fluid-filled cylindrical shells. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science & Engineering*, 18(3), pp.331-338.

Ha, Y.D., Kim, M.G., Cho, H.G. & Cho, S.H., 2007. Shape design optimization of fluid-structure interaction problems. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 44(2), pp.130-138.

Han, R.P.S. & Xu, H., 1996. A simple and accurate added mass model for hydrodynamic fluid-structure interaction analysis. *Journal Franklin Institute*, 333(6), pp.929-945.

Jang, Y., Kim, K., Kim, D., Bae, C., Yang, K. & An N., Y., 2013. Study on Cause for vibration of large vertical pump in power plan. *The 2013 Spring Conference of The Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, pp.674-675.

Jeong, K.H. & Kim, J.W., 2008. Hydroelastic vibration analysis of two flexible rectangular plates partially coupled with a liquid. *Nuclear Engineering and Technology*, 141(3). pp.335-346.

Jeong, K.H. & Kim, J.W., 2015. Hydroelastic vibration of a rectangular tank partially surrounding with a

- liquid. *Trans. Korean Society for Noise and Vibration Eng.*, 25(3), pp.207–215.
- Kim, K.C., 1976. The vibration of an elastic rectangular plate in a fluid. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 13(4). pp.
- Kim, K.C., Kim, J.S. & Lee, H.Y., 1979. An experimental study on the elastic vibration of plates in contact with water. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 16(2). pp. 1–7.
- Kim, S.H., Ahn, H.T., Ryue, J.S., Shin, H.K., Kwon, O.J. & Seo, H.S., 2012. Fluid–structure interaction analysis for vortex–induced vibration of circular cylinder. *Journal of Computational Fluids Engineering*, 17(1), pp.29–35.
- Kim, W., Song, W. & Chagn Y., 2011. A Study on the vibration improvement of plant pump, *The 2011 Fall Conference of The Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Hwasun, Republic of Korea, pp.697–698.
- Kim, Y.B. & Choi, M.G., 2011. Global ship vibration analysis by using distributed fluid added mass at grid point. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 48(4), pp.368–374.
- Kwon, W., Hwang, T.G. & Kim, J.H., 2014. Study of vibration characteristics in operation of vertical pump at power plant. *The 2014 Winter Conference of Korean Society For Fluid Machinery*, November 2014. pp.26–28.
- Lee, C.S., Cho, J.R., Kim, W.S., Noh, B.J., Kim, M.H. & Lee, J.M., 2013. Evaluation of sloshing resistance performance for LNG carrier insulation system based on fluid–structure interaction analysis. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 5(1), pp.1–20.
- Lee, J.H., Huh, Y.J., Joung, T.H. & Lee, J.M., 2004. Optimal design of the deep–sea unmanned vehicle feame design using design sensitivity. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 41(3), pp.28–34.
- Oh, J.H., Choi, J.B. & Ryu, J.S. 2013. Dynamic characteristic of a structure affected of fluid–structure interaction. *The 2013 Fall Conference of The Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, pp.289–290.
- Olson, L. & Vandini, T., 1989. Eigen problems from finite element analysis of fluid–structure interactions. *Computers & Structures*, 33(3), pp.679–687.
- Rahman, M. & Bhatta, D.D., 1993. Evaluation of added mass and damping coefficient of an oscillating circular cylinder. *Applied Mathematical Modeling*, 17(2), pp. 70–79.
- Seo, M.K., Seok, H.I. & Lee, C.W., 2013. Study on vibration characteristics of fluid tank structure for ship. *Special Issue of the Society of Naval Architects of Korea*, pp.85–89.
- Sigrist, J.F., Broc, D. & Laine, C., 2006. Dynamic analysis of a nuclear reactor with fluid–structure interaction Part2: shock loading, influence of fluid compressibility. *Journal of Elsevier, Nuclear Engineering and Design*, 237(2007) pp.289–299.
- Sigrist, J.F. & Broc, D., 2008. Homogenisation method for the dynamic analysis of a complete nuclear steam generator with fluid–structure interaction. *Journal of Elsevier, Nuclear Engineering and Design*, 238, pp. 2261–2271.
- Son, C.Y., Kim, K.S. & Byun, H.I., 2001. A study on the vibration characteristics of 3–dimension submerged vehicle in consideration of fluid–structure interaction. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 15(1), pp.19–25.
- Thin, T.I., Cuong, N.M. & Hien, Q.H., 2015. Dynamaic stiffness method for vibrations analysis of partial fluid–filled orthotropic circular cylindrical shells. *Vietnam Journal of Mechanics, Vast*, 37(1), pp.43–53.
- Yoo, M.S., Oh, S.T., Ji, Y.H., Lee, J.W., Roh, C.W. & Park, G.H., 2014. Experimental modal analysis of submerged vertical pump. *2017 Joint Conference by KSNVE, ASK and KSME(DC)*, Gwangju, Republic of Korea, 26–28 April 2017.
- Zienkiewicz, O.C. & Taylor, R.L., 2014. *Finite element method, basic formulation and linear problems*. 7th ed. Elsevier.



이재환

왕즈형

아코마링