JFMSE, 29(4), pp. 1129~1135, 2017.
수산해양교육연구, 제29권 제4호, 통권88호, 2017.
www.ksfme.or.kr
http://dx.doi.org/10.13000/JFMSE.2017.29.4.1129

U자형 액체탱크의 진동특성에 관한 연구

배 성 용†
(부경대학교)

A Study on Vibration Characteristics of an U-type Liquid Tank

Sung-Yong BAE†
(Pukyong National University)

Abstract

Recently, ship and marine structures are more complex and larger. Also the structure and equipment become electronic, it has an effect on economy according to the weight of ship. In order to produce such ships, new technology development is urgently required. In particular, there is a need to acquire technology through dynamic analysis as well as statistical techniques and interpretations to ensure structural safety. Dynamically, it is necessary not only to global analysis that assumes the ship as a single structure, but also to local analysis to partially analyze it assuming it is a complex structure. There exists various tanks which is filled with the substance like fuel, oil and clear water. So the natural frequency is getting lower through a fluid. Therefore, it is very important to control the vibration, and also it needs to know the characteristic of vibration at the first design phase. There exists various tanks in the ship and marine structure. It continues to be as vigorous as ever about the vibration characteristic of the various tanks, and we need to study the characteristic of vibration of the U-Type Anti-Rolling Tank(ART). The goal of this study is to find out the vibration characteristic of U-Type liquid tanks.

Key words : U-type Liquid Tank, Finite Element Method, Boundary Element Method, Vibration Characteristic

Ⅰ. 서 론

21세기에 들어와 생산되었거나 발주를 계획하고 있는 선박은 일반적으로 대형화, 고속화, 다양화 되어가고 있다. 이러한 특징을 지닌 선박들을 생산하기 위해서는 새로운 기술개발이 절실히 요구되고 있는 실정이다. 특히 구조상의 안전을 담보하기 위한 정역학적인 기술 및 해석뿐만 아니라 동역학적인 해석을 통한 기술을 확보할 필요성이 있다. 동역학적으로는 선박을 단일구조물로 가정하여 해석하는 전선해석을 해야 될 뿐만 아니라 복합구조물로 가정하여 부분적으로 해석하는 국부해석도 하여야 한다. 국부해석을 수행하기 위해서는 매우 다양한 형상과 환경, 기진원 등을 파악할 필요가 있고, 그에 대응하는 조건을 입력하여 해석을 해야 한다.

선박에 존재하는 국부 구조물 중에서는 유체에 접하는 구조물이 많이 존재하고 있으며, 그 중 대표적인 것이 각종 탱크이다. 이러한 접수구조물은 부가질량의 영향을 받아 비접수구조물에 비해 고유진동수가 낮아진다. 뿐만 아니라 선박의 운동으로 인한 슬로싱 현상이 발생하기도 하고,

† Corresponding author : 051-629-6616, sybae@pknu.ac.kr
※ 이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2015)에 의하여 연구되었음.

엔진이나 프로펠러 같은 각종 기진원에 의한 공진이 발생할 가능성이 있다. 그로 인해 피로손상으로 인한 파괴의 원인이 되기도 한다. 따라서 이러한 공진현상을 회피시키기 위해서는 초기설계단계에서부터 진동특성을 파악하여 설계에 반영할 필요가 있다.

한편, 구조물들이 유체에 접하고 있을 때의 진동 특성에 대해서는 많은 연구가 이루어 졌다. 사각형 탱크 구조물에 대한 연구는 Kito(1960)가 탄성체인 얇은 판이 접수되어 있을 때 비접수 진동수에 부가질량의 영향을 고려하였고, Mazuch et al.(1996)은 원통형 탱크의 진동에 대해서 유체와 구조부분을 유한요소법을 이용하여 해석하였다. Cho & Song(2001)은 원통형 탱크의 슬로싱 모드와 벌징 모드에 관해서 연구를 행하였다. 또한, Bartlett et al.(2001)은 사각형 탱크의 밑면의 고유진동수를 평가하기 위하여 유한요소법을 이용하여 부가질량을 계산하였다. Bae(2003)는 유체에 접하고 있는 사각탱크를 구조부는 유한요소법으로 유체부는 경계요소법을 이용해 계산하여 진동특성을 파악하고 있고, 그 후 탄성판 사이의 경계조건, 폭, 두께, 수위 등의 변화에 따른 부가질량의 영향 등을 이용하여 다양한 연구를 진행해왔다.

그러나 각종 탱크들 중에서 선박의 운동제어에 필수적인 Anti-Rolling Tank(ART)와 같은 U자형 구조물에 대하여 종합적으로 고찰한 연구는 찾아보기 힘들다.

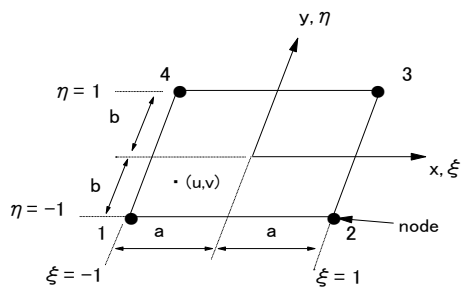
따라서 본 연구에서는 연구자가 사각탱크에 적용한 프로그램을 이용하여 계산한 결과 값과 U자형의 ART를 이상화한 구조물을 가정하여 탱크를 제작하여 실험을 통한 결과 값을 검증을 하고, 그 이상화한 탱크에 수위를 변화시켜가면서 진동특성을 종합적으로 검토하여 보았다.

Ⅱ. 이론 해석

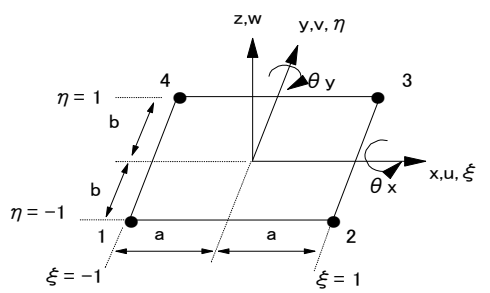
1. 유한요소법 의한 탄성판의 정식화

본 연구에서는 탄성판을 유한요소법으로 이산화하고 유체부분을 경계요소법으로 이산화 하여서 유체-구조사이의 경계조건을 적용하여 부가질량 행렬을 구하고 그것을 자유진동방정식에 고려한다.

본 연구에서 사용된 탄성판은 얇은 평판이라고 가정하고 면내변위를 고려한 막 요소와 면외변위를 고려한 굽힘요소를 조합한 평면 쉘 요소를 고려한다([Fig. 1]참조).



(Membrane Element)



(Bending Element)

[Fig. 1] Geometry of a rectangular element

유한요소법으로 이산화하면 탄성체의 지배방정식은 다음과 같다.

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

여기서, $M,K,\vec{u}$는 각각 질량행렬, 강성행렬, 절점변위벡터이다. 등가외력벡터 $\vec{f}$는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

여기서 N은 형상함수이다.

2 경계요소법에 의한 유체부분의 정식화

탱크내부의 유체를 비압축, 비점성, 비회전인 이상유체라고 가정하면 속도 포텐셜이 존재하고, 식으로 나타내면

$$\triangle^2 \Phi = 0 \quad \text{in } \Omega \quad \cdots\cdots (3)$$

여기서 $\Phi(x,y,z;t)$ 는 다음방정식으로 정의되는 속도 포텐셜이다.

$$v_i(x,y,z;t) = \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \quad \cdots\cdots (4)$$

여기서 v_i는 x_i방향의 유체 질점 속도이다. 베르누이의 원리에 의해 동압력과 속도 포텐셜은 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$p = -i\omega\rho_f\phi \quad \cdots\cdots (5)$$

여기서 ω는 원진동수이고 ρ_f는 유체 밀도이다. 식(3)에 대한 경계적분 방정식은 3차원 문제에 대한 기본 해를 이용하면 경계적분방정식이 얻어지고, 이 경계적분방정식을 경계요소를 이용하여 이산화하면 다음과 같은 방정식을 얻을 수 있다.

$$H\phi = G\left\{\frac{\partial \phi}{\partial n}\right\} \quad \cdots\cdots (6)$$

3. 연성문제의 정식화

우선, 압력과 속도벡터, 유체밀도를 이용하고 체적력을 무시하면 선형화된 유체의 운동방정식은 다음과 같이 된다.

$$\rho_f \frac{\partial V}{\partial t} = -\triangle P \quad \cdots\cdots (7)$$

그리고 속도와 속도 포텐셜의 관계는 다음과 같다.

$$V = -\triangle \Phi \quad \cdots\cdots (8)$$

식(7),(8)을 이용하여 적분을 행하고, 압력 P와 속도 포텐셜 Φ에 관하여 원진동수 ω의 조화진동을 가정하면 다음 식으로 표현 할 수 있다.

$$P = i\omega\rho_f\phi \quad \cdots\cdots (9)$$

행렬 방정식(6)과 식(7)을 이용하면 다음과 같이 압력과 압력구배의 관계로 나타낼 수 있다.

$$HP = G\left\{\frac{\partial P}{\partial n}\right\} \quad \cdots\cdots (10)$$

(10)식에 경계조건을 대입하면 구조물에서의 압력과 압력구배의 관계식이 얻어진다. 또, 구조부의 면외방향 변위성분을 w로 하여 조화진동을 가정하면 연성에서의 운동학적조건 (9)식에 의해 w와 압력구배의 관계는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial P_1}{\partial n} = \rho_f \ddot{w} \quad \cdots\cdots (11)$$

그러므로, 식(2)에 (10), (11)식을 대입하면 등가외력벡터 $\vec{f}$는 다음과 같이 기술된다.

$$\vec{f} = \int_s N_w^T \vec{p}\, dS = \omega^2 M^* u_0 \quad \cdots\cdots (12)$$

여기서, M^*는 부가질량 행렬이다. 절점변위 $\vec{u}$를 조화진동이라고 가정하면 (12)식을 식(1)에 대입하여 다음과 같은 자유진동 방정식을 얻을 수 있다.

$$\{K - \omega^2(M + M^*)\}\vec{u_0} = 0 \quad \cdots\cdots (13)$$

Ⅲ. 실험 및 방법

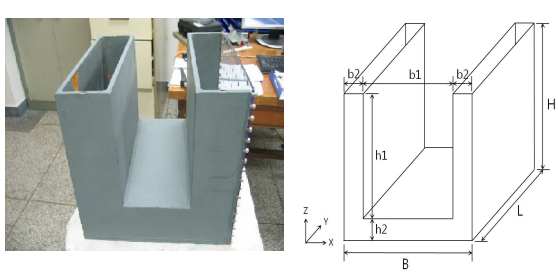
우선 계산방법을 검증하기 위해 단순평판으로 이루어진 U자형 탱크를 제작하여 실험을 행하였다([Fig. 2] 참조). U자형 탱크는 한 측면만을 실험값 측정대상으로 설정하여 5mm두께의 카보나이트(Carbonite)로 제작하였고, 나머지 모든 판들은 강체로 가정하기 위하여 두께가 12mm인 강판

으로 제작되었다. 이것은 실험으로 얻어지는 카보나이트의 1차부터 10차까지의 고유진동수가 강판의 최 저차 고유진동수와 상당히 차이가 남으로 고유모드의 간섭 없이 탄성판으로 가정한 카보나이트의 고유진동수의 정확한 값을 측정할 수 있다. 실험에 사용된 U자형 탱크는 가로, 세로, 높이가 400mm × 400mm × 400mm이며 전체 계산 모델에서 윗면은 자유표면으로, 밑면은 강벽으로 가정하였다. 모델의 제원과 재료특성은 <Table 1>에 나타내었다.

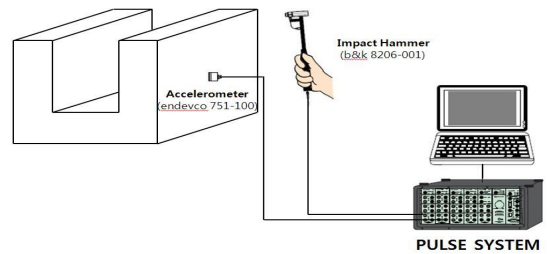
측면판과 마운트 되어 있는 탱크의 강판은 육각볼트를 이용하여 결합하였고, 측면과 밑면은 고정 경계조건을 만족하도록 하였으며, 윗면은 자유경계조건을 만족하도록 하였다. 수위에 따른 측면판의 모드 해석을 실험하기 위해 유체의 수위(d/H)가 0%, 12.5%, 50%, 100% 인 경우로 나누어 수행하였다. 수위가 0%인 것을 비접수로 하고 나머지를 접수로 구분하여 해석을 수행하였다.

<Table 1> Principal dimensions and material properties of the model

Length	L=0.4(m)
Breadth of under plate	B=0.4(m)
Breadth of upper plate	b1=0.2(m)
Breadth of free surface	b2=0.1(m)
Height	H=0.4(m)
Height of upper part	h1=0.3(m)
Height of under part	h2=0.1(m)
Young's modulus	5300(Pa)
Poisson's ratio	0.37
Density of elastic panel	$1.19E-09(kg/mm^3)$



[Fig. 2] The model for experimental and numerical analysis



[Fig. 3] Experimental apparatus for modal analysis

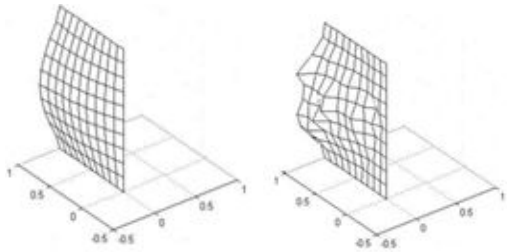
설정된 실험모델을 Impact Hammer로 가진 실험하였다. 측정 장치는 FFT 분석기(b&k, 3560-B-004), Impact Hammer (b&k, 8206-001), 가속도계(ENDEVCO, 751-100)와 컴퓨터로 구성된다. 측면 판은 각각 가로 10개, 세로 10개씩 총 100개의 측정 점을 갖도록 등분하였고, 센서 이동, Hammer 이동을 하여 각 측정 점마다 10회 평균하여 가진 실험을 수행하였다([Fig. 3] 참조). FFT분석기로부터 측정된 신호를 이용하여 모드 특성 값을 얻기 위해 신호 분석 프로그램인 Pulse Labshop(b&k)을 이용하였고 측정된 특성 값으로부터 고유 모드를 표현하기 위해 MATLAB프로그램을 이용하였다.

Ⅳ. 이론해석과 실험결과의 고찰

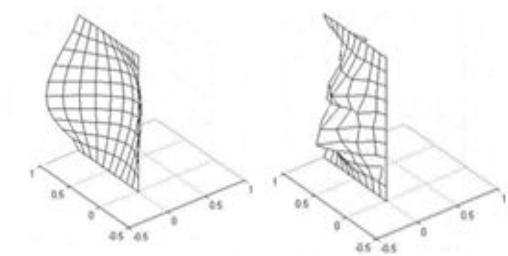
1. 실험결과를 통한 이론해석의 검증

탱크에 액체가 들어 있지 않는 비접수인 경우, 1차 고유진동수에 대한 모드는 탱크 윗면의 경계조건이 자유로 인하여 상하 반파모드가 나타나며, 2차 고유진동수에 대한모드에서는 상하1파 모드가 나타남으로 인해 경계조건의 영향이 1차 고유진동수 때보다 크게 나타나고 있다. 따라서 실험 모델에서 구속경계조건으로 볼트를 체결하였지만 실제로 구속과 단순지지 조건 사이의 애매한 경계조건으로 계산결과 값보다 실험결과 값이 낮게 나타나는 것으로 파악하여 이후 접수 실험에서 이 결과를 고려할 것이다([Fig. 4] 참조).

1st mode



2nd mode



Cal. Exp.

[Fig. 4] Analytical and Experimental mode shapes in air

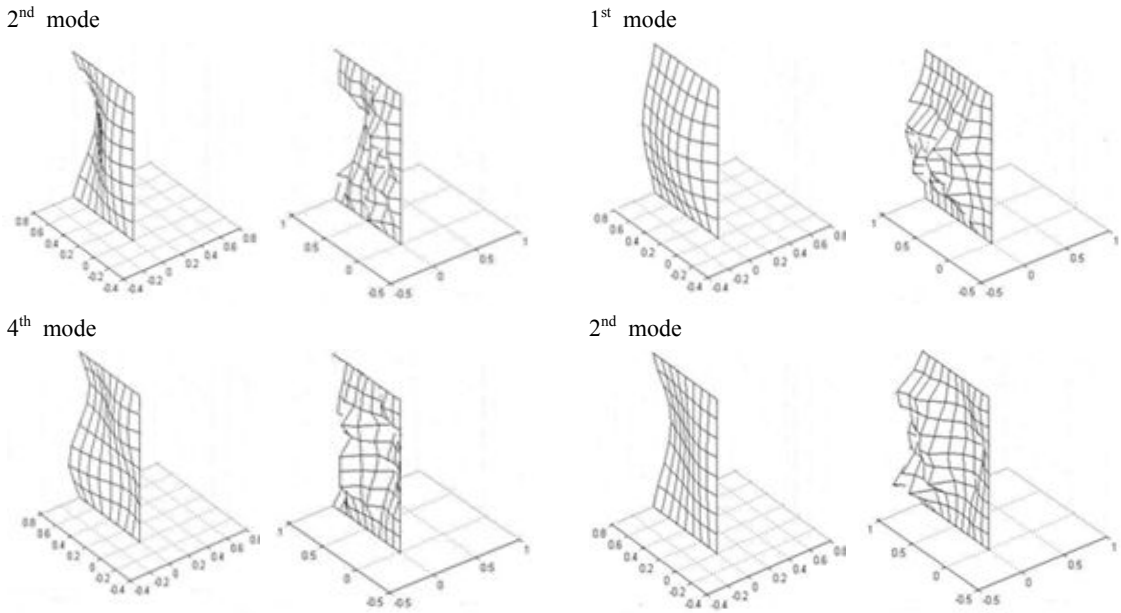
U자형 탱크의 측면 판에 대해 비접수 및 접수 상태에 대해 실험과 해석을 통해 얻은 고유진동수를 <Table 2>에 일괄적으로 정리하였으며, d/H=100%와 50%에서 측정된 고유진동수에는 약간의 오차가 있으나 모드의 경우 각 차수에 따라 거의 같은 형상의 모드가 나타나는 것으로 확인되어 실험과 해석의 결과가 비교적 일치하고 있음을 확인할 수 있었다. 전반적으로 고유진동수는 실험값이 낮게 나타나며, 실험값에서 나타나지 않는 고유진동수는 가속도 센서가 20 Hz이하는 감지를 할 수 없는 특성 때문으로 사료된다.

2. 윗폭 b1의 폭 변화에 대한 진동특성

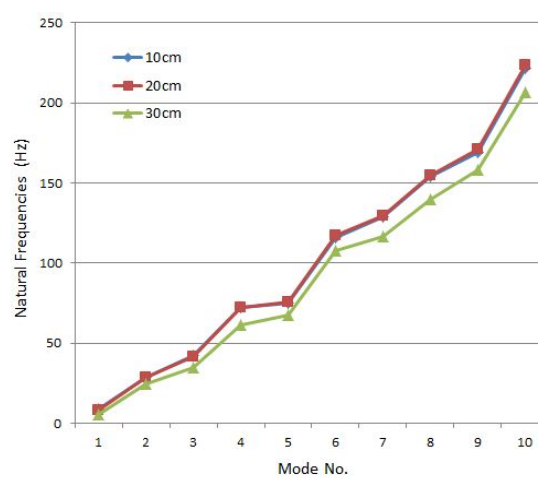
계산을 통하여 윗폭(b1)을 10cm, 20cm, 30cm로 변화시켜 가면서 진동특성을 파악하였다. 일반적으로 액체가 들어 있는 사각탱크인 경우, 부가질량의 효과로 인하여 고유진동수가 낮아지는 경향을 보이고 있는데, U자형 탱크도 동일한 경향을 보이고 있다. 그러나 윗폭이 늘어나면 액체의 양은 줄어들기 때문에 부가질량 효과는 줄어들어서 고유진동수가 올라갈 것으로 예상되었지만 오히려 고유진동수가 낮아지는 경향을 보이고 있다. 이것은 부가질량의 효과가 액체의 양보다 그 액체가 모드형상에 의해 움직일 수 있는 경계의 효과가 더 크게 작용한다는 것을 의미한다. 따라서 이번 실험을 통하여 검증된 해석방법을 활용하여 U자형 탱크의 모든 부분이 탄성판으로 이루어져 있을 때의 종횡비의 변화, 경계조건 및 두께의 변화에 따른 진동특성을 고찰할 필요성이 대두 되었다([Fig. 6], [Fig. 7] 참조).

<Table 2> Natural frequency of side plate on the water level(unit: Hz)

d/H	0 (air)		100%		50%		12.5%	
Mode	Cal.	Exp	Cal.	Exp.	Cal.	Exp.	Cal.	Exp
1st	46.40	46.00	8.09	-	21.87	26.00	46.26	45.00
2nd	94.96	78.00	28.85	27.00	61.56	51.00	93.60	77.00
3rd	144.28	-	41.31	-	63.35	-	143.68	-
4th	199.82	-	72.10	57.00	125.44	-	193.12	-
5th	200.19	-	76.01	-	146.10	-	196.24	-



[Fig. 5] Analytical and experimental mode shapes



[Fig. 6] Natural frequencies according to upper breadth

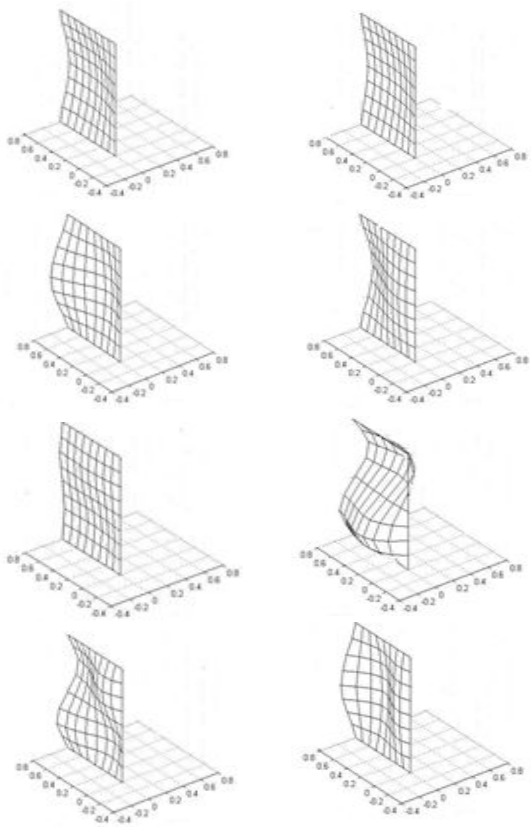
Ⅴ. 결 론

이상과 같이 Anti-rolling Tank를 이상화한 모형을 제작하여 비 접수, 100%, 50%, 12.5%인 접수 상태에서의 진동특성에 대하여 계산과 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 실험을 통해 얻은 결과와 유한요소법과 경계요소법으로 해석한 계산 값이 대체적으로 일치하다.

2) 구조의 형상에 따라서 부가질량효과를 계산할 필요가 있다. 즉, 부가질량효과는 유체의 양에도 의존하지만 유체가 움직일 수 있는 환경에 더 큰 영향을 받고 있는 것으로 판단된다.

이번에 검증된 해석 프로그램을 이용하여 Anti-rolling탱크의 폭과 길이의 변화에 대한 종합적인 연구가 필요하며 현재 양면 접수구조로 이루어진 탱크 등은 계산이 매우 어렵기 때문에 해석 프로그램을 더 확장 할 필요가 있을 것으로 사료된다.



(b1=10cm) (b1=30cm)

[Fig. 7] Analytical and experimental mode shapes

References

Bae, Sung-Yong(2003). A Study on Vibration Characteristics in Water Tank Structures-Change of Aspect Ratio and Pressure Distribution-. Journal of the Society of Naval Architects of Korea,40(6).Kito, F.(1960), On Vibration of a Rectangular Tank Filled with Water. J.Soc.Naval Arch. of Japan, 106.

J.R. Cho and J.M. Song, (2001). Assessment of Classical Numerical Models for The Separate Fluid-structure Modal Analysis, Journal of Sound and Vibration, 239(5).

S. Bartlett, M. Winton and P.D. Clausen, (2001). An Added Mass Theory for The Base Partially Filled Rectangular Tank for Use with FEA, Journal of Sound and Vibration, 246(2).

T. Mazuch, J. Horacek, J, Trnka and J, Vesely,(1996). Natural Modes and Frequencies of a Thin Clamped-free Steel Cylindrical Storage Tank Partially Filled with Water: FEM and measurement, Journal of Sound and Vibration, 193(3).

- Received : 21 April, 2017
- Revised : 08 May, 2017
- Accepted : 12 May, 2017