
 論 文

大韓造船學會誌
 第21卷 第1號 1984年 3月
 Journal of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 21, No. 1, March 1984

有孔直四角形平板의 接水振動*

李 昊 燮** · 金 極 天***

Transverse Vibration of Rectangular Plates Having an Inner Cutout in Water*

by

H.S. Lee** · K.C. Kim***

Abstract

This paper is concerned with the experimental investigation of transverse vibration characteristics in water of rectangular plates having an inner free cutout.

Systematic experiments are carried out to investigate effects of the surrounding water on the added mass and the natural frequency of the plates due to the changes of the aspect ratio, hole size and eccentricity. The main subject is the clamped rectangular plate with a circular hole. For the purpose of comparative evaluations, some other common-type boundary conditions and hole shapes such as ellipses and rectangles are also investigated.

Some of the results obtained are as follows;

- 1) For each given aspect ratio of the plate, there is a hole area ratio which gives a minimum value of the nondimensional frequency parameter for each mode. The hole area ratio increases as the order number of the mode increases.
- 2) The nondimensional mass-increment parameter decreases as the aspect ratio or the order number of the mode increases. For each given aspect ratio, the parameter of the fundamental mode decreases monotonically as the hole area ratio increases. In cases of the second and higher order modes, however, each mode has a hole area ratio which gives a maximum value of the parameter for each aspect ratio more than 2/3.
- 3) Comparing elliptic holes with rectangular ones with same hole area ratio, nondimensional frequency parameters are almost same for each given ratio of the shorter axis to the longer one.
- 4) The influences of difference in boundary condition on nondimensional frequency parameters in water are similar to those in air.

接受日字：1984年 1月 30日，再接受日字：1984年 2月 28日

* 本論文은 1983年 4月 23日 大宇造船工業(株) 玉浦造船所에서 開催되었던 學會 春季研究發表會에서 發表되었던 論文임.

** 正會員, 韓國機械研究所

*** 正會員, 서울大學校 工科學科 造船工學科 教授

記 號

A	有孔板의 구멍面積
$A^0 = a \times b$	有孔板의 板面積
$D = \frac{Ek^3}{12(1-\nu^2)}$	板의 굽힘剛性度
E	板材料의 引張彈性係數
M_a	附加(水)質量
M_n	단위 길이당 굽힘 모우먼트
M_p	平板의 質量
T_p	平板의 運動에너지
T_w	平板 周圍流體의 運動에너지
V_n	단위 길이당 有效剪斷力
$W(x, y)$	板의 振幅
a	直四角形板의 長邊
b	直四角形板의 短邊
c	有孔直四角形板에서 圓孔의 直徑, 橢圓孔의 長軸 또는 直四角形孔의 長邊
d	有孔直四角形板에서 圓孔의 直徑, 橢圓孔의 短軸 또는 直四角形孔의 短邊
e	有孔直四角形板에서 구멍의 板中心으로부터의 偏心거리
f	眞空中 固有振動數
f_a	空氣中 固有振動數
f_w	水中 固有振動數
$f(t)$	時間變數 調和函數
h	平板의 두께
n	板의 境界線에서의 外向法編
x, y, z	直角座標系
$w(x, y, t)$	板의 z 軸 方向의 變位
t	時間變數
β	質量增分率
$\Gamma = \frac{\beta}{\frac{\rho_w}{\rho_p} \frac{b}{h}}$	無次元 質量增分 Parameter
$\lambda = \omega b^2 \sqrt{\frac{\rho_p h}{D}}$	眞空中 또는 空氣中 無次元 振動數 Parameter
$\lambda' = \omega' b^2 \sqrt{\frac{\rho_p h}{D}}$	水中 無次元 振動數 Parameter
ν	板材料의 Poisson比
ρ_p	平板의 質量密度
ρ_w	平板 周圍流體의 質量密度
ω	眞空中 또는 空氣中 固有圓振動數

ω'	水中 固有圓振動數
C	板이 固定緣
S	板의 單純支持緣
F	板의 自由緣

1. 緒 論

船體構造의 경우 증량경감, 사람의 통행 및 배관등의 목적으로 船首尾深水艙, 二重底, 貨油艙등의 板構造部材에 구멍이 뚫리는데, 선박의 局部構造 損傷의 많은 사례가 이와 같은 有孔板의 振動으로 인한 피로 파괴 현상임은 잘 알려진 사실이다. 따라서 有孔板, 특히 有孔直四角形板의 接水振動特性을 구체적이고 신빙성있게 파악할 필요성이 있다.

空氣中에서의 有孔直四角形板의 振動문제에 Kumai [1]가 圓孔을 갖는 外緣 固定 및 單純支持인 正四角形板에 대하여 近似的 理論計算과 실험을 수행한 이래, Takahashi[2], Hegarty등[3], Joga-Rao등[4], Kristiansen등[5], Monahan등[6], Paramasivam등[7], Matsumoto등[8], Aksu등[9], Eastep등[10], Nagaya[11], Kurpa[12]등 많은 연구 결과가 발표되었다. 이들 연구의 흐름은 주로 理論的 解析方法에 대한 연구와 系의 特性値에 관하여 數值計算例를 통한 부분적 parametric study에 치중하였다. 위에서 기술한 여러 연구 중 Matsumoto등[8]은 外緣 固定과 單純支持인 有孔直四角形板의 基本振動型에 대하여 幅·長比, 구멍의 모양과 크기 및 偏心등이 振動特性에 미치는 영향을 체계있게 다루었다.

彈性平板의 接水振動문제에 관한 연구는 無孔板인 경우도 공기중에 비하면 연구사례가 많지 않다. Lamb [13]이 周緣固定圓板의 片面接水效果를 理論解析한 것이 彈性平板의 接水振動에 관한 연구의 효시이다. 그는 非壓縮性 理想流體에 接하여 振動하는 圓板에 대하여, 板의 振動으로 인한 주위유체의 운동에너지 T_w 와 板 자체의 운동에너지 T_p 를 계산하여 眞空中 振動數 f 의 接水振動에서의 振動數 f_w 에 대한 비가 $\sqrt{1+T_w/T_p}$ 임을 보여주었다. Lamb의 해석결과는 Powell[14]의 實驗의 研究에 의하여 그 타당성이 확인되었다. McLachlan[15]은 Lamb과 같은 解析方法으로 周緣自由인 兩面接水 圓板의 振動을 다루었다. 그는 附加質量概念을 도입함으로써, T_w/T_p 가 附加質量의 板自體質量에 대한 비 즉, 質量增分率과 같다고 하였다. Peake등[16]은 周緣自由인 片面接水圓板에 대하여 理論解析을 하였다.

直四角形板의 接水振動 문제에 대해서는 Kito[17] 및 Kim[18]이 周緣單純支持인 경우를 다루었다. 즉 Kito는 直角座標系를 이용하여 幅, 길이 방향 모두 準有無限概念으로 처리하였고, Kim은 橢圓柱座標系를 이용하여 길이 방향만 準有無限長으로 처리하였는데 실험결과[19]에 따르면 후자가 보다 타당하다.

Carmichael[20]은 周緣이 單純支持 및 固定인 直四角形板에 대하여 系統的 實驗을 수행, 幅·長比가 接水效果에 미치는 영향을 究明하였다. 又 橢圓直四角形板에 대해서는, Lindholm등[21]이 接水效果에 대한 系統的 實驗研究를 수행하였다. Marcus[22]는 NAST-RAN 프로그램을 이용하여 수치계산을 하여 Lindholm 등의 실험결과와 잘 일치되고 있음을 보여주었다. Muthuverappan[23]과 Chowdhury[24]등도 有限要素法으로 계산하고 Lindholm등의 실험결과와 비교·검토하여 要素分割과 形狀函數에 대한 고찰을 하였다.

有孔直四角形板의 接水振動에 관한 연구 사례는 매우 적다. Nagamoto등[25]은 圓孔 또는 長圓孔을 갖는 外緣單純支持 直四角形板의 基本振動型에 대하여 幅·長比 1/2 및 1/4일 때 각각 세가지 구멍面積比를 택하여 실험하고 구멍面積比 변화에 따른 附加質量減少率에 대한 實驗式을 제시하였다. Fujii등[26]도 圓孔 또는 長圓孔을 가지며 幅·長比 1/2인 外緣單純支持 直四角形板의 基本振動型에 대하여, 구멍크기가 다른 7개의 試片을 택하여 실험하고 Nagamoto등[25]의 실험식과 비교 검토후 修正 實驗式을 제시하였다. Fujii등은 有限要素法에 의한 수치계산도 병행하였는데, 計算値가 實驗値에 비하여 30~45% 정도 높다. Tanida[27]는 偏心圓孔을 갖는 外緣板에 대하여 실험하고 有限要素法에 의한 計算結果와 비교하였는데, 計算値가 약 30% 높다. Volcy등[28], Ward등[29]은 有限要素法으로 有孔板의 接水振動 문제를 취급할 경우에 있어서의 要素分割方法에 대하여 일반적 고찰을 하였다.

有孔直四角形板, 특히 圓孔을 갖는 外緣固定直四角形板은 船體構造를 비롯하여 그 응용사례가 많다. 이러한 有孔板의 接水振動문제 취급에 있어서의 어려움은 古典의 解法이 용이하지 못하며, 有限要素法에 의한 數值的 解法도 그 결과가 충분한 精度에는 이르지 못하는데 있다. 따라서 有孔板의 接水振動 特性을 신빙성있게 파악하려면 現在로서는 체계적이고 精度 높은 實驗研究가 必須的이다.

本 研究에서는 圓孔을 갖는 外緣固定 直四角形板에 대하여 接水振動 特性을 實驗的으로 구명하였다. 즉 板의 幅·長比, 구멍의 크기, 偏心등이 振動特性에 미

치는 영향을 系統的으로 考察하였다. 外緣境界條件에 따른 振動特性差를 파악하기 위하여 外緣單純支持등 다른 境界條件에 대한 비교실험 및 구멍의 모양에 따른 振動特性變化를 조사하기 위하여 圓孔과 구멍面積比가 같은 橢圓 및 直四角形 구멍들과의 비교실험도 수행하였다.

質量增分率에 대한 구체적인 고찰을 위하여 모든 實驗은 空氣中과 水中 양자에서 1대 1로 수행되었다. 또 空氣中과 水中 양자에서 對應振動型을 정확히 확인하기 위한 보조수단으로 空氣中에 대하여 汎用構造解析 프로그램인 SAP IV에 의거 수치계산을 수행하였다.

2. 實驗計劃

2.1 理論的 背景

均質, 等方性, 均一두께이고, 비교적 얇은, 直四角形板의 自由振動에 대한 運動方程式은 다음과 같다.

$$D\nabla^4 w + \rho_p h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

여기서, $w=w(x, y, t)$ 는 板의 z 軸方向의 變位, ρ_p 는 板의 質量密度, h 는 板의 두께, t 는 時間變數, D 는 板의 굽힘剛性度이며 D 와 ∇^4 는 다음과 같이 정의된다.

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2)$$

$$\nabla^4 = \frac{\partial^4}{\partial w^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4} \quad (3)$$

(1)에서 板의 橫變位 $w(x, y, t)$ 를

$$w(x, y, t) = W(x, y)e(t) \quad (4)$$

와 같이 變數分離할 수 있다고 가정하면, 自由振動에서 $f(t)$ 는 圓振動數 ω 를 갖는 時間變數 調和函數로 되고 $W(x, y)$ 에 대해서는 다음과 같은 方程式이 얻어진다.

$$D\nabla^4 W = \omega^2 \sigma_p h W \quad (5)$$

基本境界條件 즉, 周緣單純支持, 自由 및 固定에 대한 境界條件式 境界線에서의 外向法線을 n 으로 표기하면 다음과 같이 기술된다.

$$\text{單純支持線에서 } W=0, M_n=0 \quad (6)$$

$$\text{固定線에서 } W=0, \frac{\partial W}{\partial n}=0 \quad (7)$$

$$\text{自由線에서 } M_n=0, V_n=0 \quad (8)$$

여기서, M_n 및 V_n 은 단위 길이당 굽힘 모우먼트 및 有效剪斷力이다.

周緣單純支持이고 邊의 길이가 a 및 b 인 直四角形板의 固有圓振動數 嚴密解가

$$\omega_{mn} = \sqrt{\frac{D}{\rho_p h}} \frac{\pi^2}{b^2} \left[\left(\frac{b}{a} m \right)^2 + n^2 \right],$$

$$m, n = 1, 2, \dots \quad (9)$$

로 주어지는데서 비롯되어 無孔 또는 有孔 直四角形板의 無次元振動數 Parameter를

$$\lambda = \omega b^2 \sqrt{\frac{\rho_p h}{D}} \quad (10)$$

로 정의하는 方法 [8, 26, 30]이 많이 이용되고 있다.

板의 接水振動에 의해서 板의 單位面積當 質量이 M_p 일 때 板의 運動에너지가

$$T_p = \frac{1}{2} M_p \iint_s \dot{w}^2(x, y, t) dx dy \quad (11)$$

에 의하여 산정되고, 單位面積當 附加質量 M_a 는 眞空中과 水中에서의 mode shape이 같을 때 周圍流體의 運動에너지 T_w 로부터

$$T_w = \frac{1}{2} M_a \iint_s \dot{w}^2(x, y, t) dx dy \quad (12)$$

인 관계식에 의하여 정의되므로, 眞空中과 水中에서의 固有振數 f 및 f_w 의 比는

$$\frac{f_w}{f} = \sqrt{\frac{M_p}{M_p + M_a}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \beta}} \quad (13)$$

에 의하여 산정된다. 여기서 質量增分率 β 는

$$\beta = \frac{M_a}{M_p} = \frac{T_w}{T_p} \quad (14)$$

이다. 無孔直四角形板의 接水振動의 경우 質量增分率 β 는

$$\beta_{mn} = \left(\frac{\rho_w}{\rho_p} \right) \left(\frac{b}{h} \right) \Gamma \left(\frac{b}{a}, \text{boundary condition, mode shape, etc.} \right) \quad (15)$$

와 같이 산정된다 [17, 18]. (15)에서 ρ_w 는 周圍流體의 質量密度이며, Γ 는 無次元 質量增分 parameter이다.

同一 振動型에 대한 空氣中과 水中에서의 固有振動數 f_a 와 f_w 를 측정하고, (10)에 의거하여 無次元 振動數 parameter

$$\lambda = \omega b^2 \sqrt{\frac{\rho_p h}{D}}, \quad \omega = 2\pi f_a \quad (16)$$

$$\lambda' = \omega' b^2 \sqrt{\frac{\rho_p h}{D}}, \quad \omega' = 2\pi f_w \quad (17)$$

을, (13)과 (15)에 의거하여 質量增分率과 無次元 質量增分 parameter

$$\beta = \left(\frac{f_a}{f_w} \right)^2 - 1 \quad (18)$$

$$\Gamma = \frac{\beta}{\left(\frac{\rho_w}{\rho_p} \right) \left(\frac{b}{h} \right)} \quad (19)$$

가 형성된다.

2.2 實驗計劃

有孔直四角形板의 振動特性을 구체적으로 파악하기 위해서는 板의 幅·長比, 구멍의 크기 및 偏心 등의 영향을 소상히 밝혀야 한다. 接水振動에 있어서 附加質量으로 集約되는 接水效果는 振動型에 대한 의존도가 높기 때문에, 水中에서의 振動型을 정확히 확인할 수 있는 實驗技法이 전제되어야 한다. 本研究의 주 대상은 圓孔을 갖는 外緣固定 直四角形板인데, 구멍의 形狀에 있어서 橢圓, 直四角形 등과의 비교 및 外緣單純支持 등 다른 境界條件과의 비교·고찰도 필요하다.

위의 같은 사항을 고려한 本 實驗의 기본 계획은 다음과 같다.

- 1) 板의 基本外緣支持條件은 四緣固定(CCCC)으로 한다.
- 2) 空氣中과 水中에서의 상호간의 實驗의 誤差를 줄이기 위하여 空氣中 실험도 水槽內에서 행하고 充水한 다음 水中 실험을 행한다.
- 3) 幅·長比에 따른 계통적 실험을 행한다.
- 4) 구멍 形狀의 비교는 橢圓 및 直四角形으로 하고, 구멍의 크기에 따른 계통적 조사는 圓孔으로 한다.
- 5) 구멍의 偏心 영향을 조사한다.
- 6) 外緣支持條件에 따른 비교 목적으로 單純支持(SSSS), 한 맞邊이 固定이고 다른 맞邊이 自由(CFCF), 한 맞邊이 單純支持이고 다른 맞邊이 自由(SFSF)인 경우를 택한다. 實驗精度的 檢證을 위하여 다음과 같은 實驗을 先行한다.

7) 理論的 嚴密解가 알려져 있는 周緣單純支持 無孔直四角形板에 대한 실험을 수행하여 비교·검증한다.

8) 理論的 近似解가 알려져 있는 周緣固定 無孔直四角形板에 대한 실험을 수행하고 비교·검증한다.

9) 接水振動에 있어서 自由水面 및 水槽 바닥으로부터의 深度 영향을 조사하기 위한 실험을 수행한다.

10) 接水振動에 대해서 理論的 近似解가 알려져 있는 周緣單純支持 無孔直四角形板에 대한 실험을 수행하여 비교·검증한다.

2.3 試片

앞 節에서 記述된 實驗計劃에 따라 Table 1과 같은 試片들이 마련되었다. 試片用 材料는 一般構造用 壓延鋼板과 알루미늄板인데 이들의 機械的 性質은 다음과 같다.

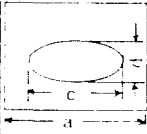
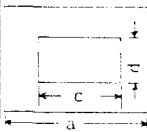
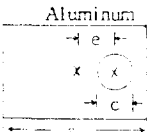
鋼板(SS-41)

質量密度 $\rho_p = 7.85 \times 10^{-3} / 980 \text{ kgf} \cdot \text{sec}^2 / \text{cm}^4$

引張彈性係數 $E = 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}$

Table 1. Test Plates

(unit : mm)

	Group	Hole Shape	Dimension				
	Group A hole size, aspect ratio and boundary condition	circular	600×600×3.2	600×500×3.2	600×400×3.2	600×300×3.2	600×200×3.2
			0 φ	0 φ	0 φ	0 φ	0 φ
			100	100	100	100	
			200	200	200	200	
			300	300	300	300	
	400						
	Group B	elliptic	500×600×3.2		600×400×3.2		
			250×160		250×160		
	hole shape		333.3×120		333.3×120		
			500×80		500×80		
			600×600×3.2		600×400×3.2		
	rectangular		177.2×177.2		177.2×177.2		
300×104.7				300×104.7			
500×62.8				500×62.8			
	Group C	eccentricity	circular	400×400×3.2	400×400×3.2	400×400×3.2	
				133 φ	e/a = 0	e/a = 0.15	e/a = 0.30

Poisson比 $\nu=0.3$

알루미늄板(5086)

質量密度 $\rho_p=2.705 \times 10^{-3}/980 \text{ kgf} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}^4$

引張彈性係數 $E=0.7 \times 10^9 \text{ kgf}/\text{cm}^2$

Poisson比 $\nu=0.3$

Table 1에서 구멍의 偏心영향을 조사하기 위하여 알루미늄板을 채택한 것은 단순히 試片加工의 편의성을 고려한 것이다.

3. 實驗方法

3.1 概要

彈性體의 固有振動 特性을 밝히기 위한 實驗方法은 크게 나누어 Chladni의 방법과 Holographic Interferometry 방법이 있다.

가장 오랜 역사를 가진 Chladni의 방법은 振動數應答法에 의하여 振動數應答傳達函數와 位相을 계속하여 共振點을 찾고, 동시에 Chladni Figure를 구현시켜 확인하는 方法으로서 平板振動에 대해서는 비교적 손쉽게 적용될 수 있는 方法이다. 최근 우수한 성능의 Fourier Analyzer가 초현함으로써 보다 정확하고 간편

하게 振動實驗을 할 수 있는 새로운 기술이 개발되고 있으나 이들 새로운 方法도 기본적으로는 Chladni의 方法의 범주에 속한다고 볼 수 있다.

Holographic Interferometry 方法은 현대의 첨단 技術으로서 여러 분야에서 그 유용도가 높이 평가되고 있다. 최근 이 方法에 의하여 보 및 板에 대한 많은 실험적 연구가 수행되고 있는데, 實驗에서 명확히 확인하기 어려운 板의 物理的, 機械的 特性등을 관찰할 수 있는 利點이 있다[31].

최근에는 衝擊起振法에 의하여 비교적 용이하게 振動數應答傳達函數를 구한 후 mini-computer를 이용하여 modal analysis를 수행함으로써 보다 정확 신속하게 각종 振動特性值들을 산정하는 技術이 광범위하게 도입되고 있다. 本 研究에서도 주로 衝擊起振法이 사용되었는데, 구체적으로는 Cawley등[32]이 直四角形板의 振動特性 조사에 적용했던 方法을 많이 참고하였다.

3.2 實驗틀 및 境界條件 具現

實驗은 크기 6.0×2.5×2.0m인 수조내에서 수행되었으며, 수조바닥에 철근콘크리트기초와 18mm두께의 鋼板을 설치하고 그 위에 고무판을 올린 후 試片支持 frame을 올려놓고 anchor bolt로 고정하여 實驗틀의 微

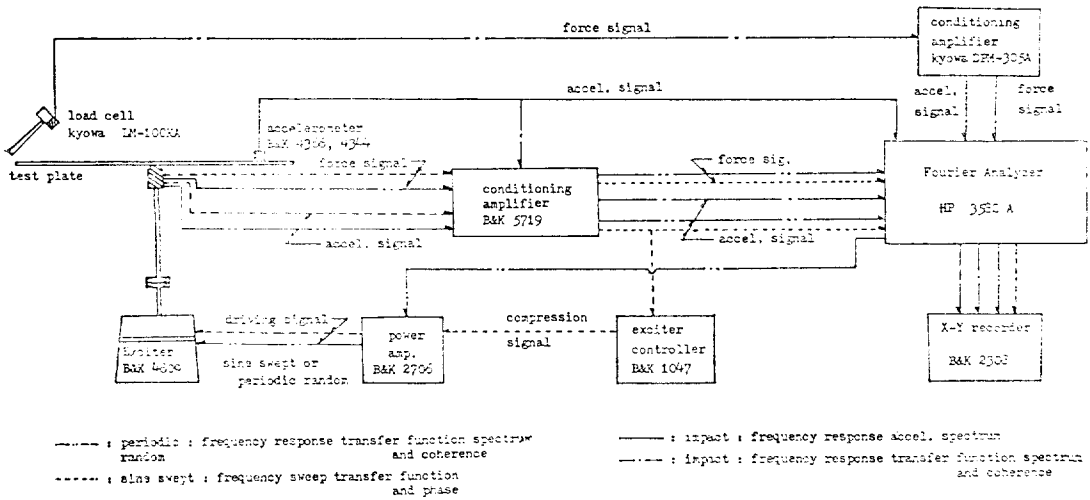


Fig. 1 Block diagram of measuring and analysis systems with instrumentation details

동을 방지하였다. 시편지지 frame은 380×100×18/16 mm ㄷ型鋼으로 조립되었으며 물의 流動을 자유롭게 하기 위하여 web에 구멍을 뚫었다.

試片의 周緣境界條件의 具現에 있어서, 固定緣의 경우 시편지지 frame 위에 試片을 놓고 그 위에 900×900mm 平鋼을 올려 15.5mmφ bolt로 고정시켰다. 단 스톱지에는 knife edge가 이용되었다. 즉, 시편지지 frame 위와 900×900mm 평강 아래에 각각 直三角形 斷面鋼棒을 7.5mmφ로 고정시킨 후 이들 사이에 試片의 두께를 고려한 적절한 두께의 평강을 삽입하였다.

3.3 計測 및 分析方法

Fig. 1에 計測 및 分析을 위한 기본 system이 주어 져 있다. 그림에는 衝擊起振法, 正弦波掃引起振法 및 周期的 random 波形起振法 등의 system이 나타나 있는데 이중 본 實驗에는 충격기진법과 정현파 소인 기진 법이 이용되었고, 그 외는 예비실험에만 함께 사용되 었다.

예비실험에서는 圓孔(200mmφ)을 갖는 外緣固定 直 四角形板을 試片으로 하여 上記한 여러 실험방법을 비 교·고찰하였는데 그 결과는 다음과 같이 要約된다. 충격기진법의 경우, nodal line을 피하여 충격을 가하 여만 하기 때문에 高次振動型까지 실험하기 위해서는 多點충격이 필요하며, 固有振動數단을 확인하기 위한 應答曲線으로서는 加速度 檢出과 傳達函數檢出 양자 사이에 뚜렷한 장단점이 발견되지 않았다. 주기적 정 현파 소인 기진법은 高次에 갈수록 應答曲線의 判讀精 度は 나빠지나, 試片에 특정 nodal pattern을 직접적으 로 具現시킬 수 있는 이점이 있다.

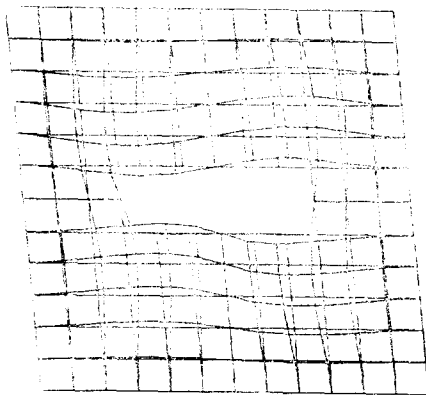
本 實驗에서는 충격기진의 위치를 옮겨가면서 주파 수응답 가속도를 계측하여 고유진동수와 진동형을 일 차 확인하고, 그 부근에서 정현파기진기를 사용하여 진동형을 재확인하는 방법을 채택하였다.

Chladni Figure의 구현을 위해서 공기중에서는 줄살 을 이용하였다. 수중의 경우, 예비실험에서 납알, 모 래, 줄살 등에 의한 시행착오적 시도끝에 줄살을 이용 하는 것이 가장 좋은 것으로 확인되어, 본 실험에서는 줄살로 일관하였다. 특기할 사항은 Fig. 2에서 보는 바와 같이, 수중에서는 공기중에서와는 달리 줄살이 nodal line에 모이지 않고 最大振幅位置에 모인다. 有 孔板에서 구멍의 자유경계선이 최대진폭이 되는 振動 型일 때는 구멍緣에 인접한 물粒子의 상대적 운동이 줄살의 이동경로를 제한하는 탓으로 그 보다 약간 안 쪽에 모이는 현상이 발견되었다. 따라서 수중실험에서 는 이와같은 현상에 근거하여 nodal pattern을 확인하 였다.

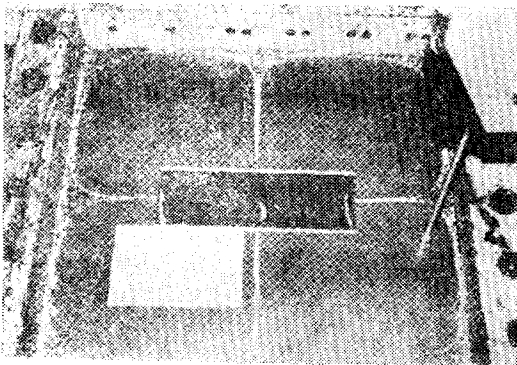
3.4 精度檢證

本 實驗에 앞서 實驗精度檢證을 위하여 2.2節에서 기술한 제회에 따라 일련의 실험을 행하였다.

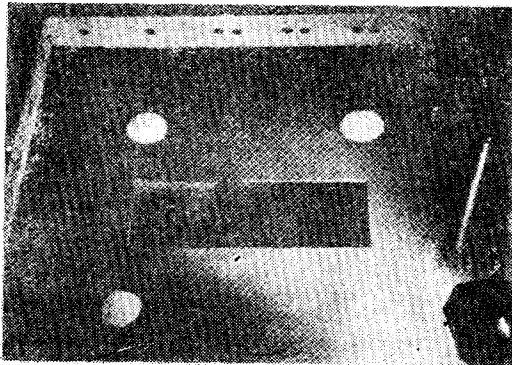
먼저 空氣中에서 外緣單純支持 및 外緣固定 無孔板 에 대한 실험결과를 전자의 경우에는 嚴密解와 비교하 였고, 후자의 경우에는 Leissa[33]의 Rayleigh-Ritz方 法에 의한 近似計算結果와 비교하였다. 水中에서는 外 緣單純支持板에 대한 Kim[18]의 近似計算結果와 비교 하였다. 空氣中에서는 外緣單純支持인 경우 嚴密解와 實驗值의 차이가 약 2~3%이고, 外緣固定인 경우에는



F.E.M. Calculation (in air)



Experimental Observation (in air)



Experimental Observation (in water)

Fig. 2 Examples of Nodal Patterns of a clamped rectangular plate with a rectangular hole

Rayleigh-Ritz 方法에 의한 近似計算值에 대하여 약 4~9%의 차이를 갖는다. 水中에 대한 비교결과는 약 3~10%의 차이를 보인다.

Leissa[34]가 空氣中 振動實驗時에 空氣의 효과도 무

시할 수 없다고 지적한 점, Rayleigh-Ritz 方法에 의한 경우 計算值가 上界值라는 점, Kim[18]의 近似計算이 板의 幅方向 境界條件 충족을 準有 限長概念에 의하여 처리하였다는 점등을 감안할 때 本實驗에 있어서의 境界條件 具現, 水中實驗을 위한 試片들의 처리 및 計測 技法등의 타당성을 인정할 수 있다고 믿는다.

水中實驗에 있어서 自由水面 및 水槽 바닥으로부터의 深度영향을 조사하기 위해서 外緣固定인 600×600×3.1mm 板에 長軸×短軸=333.3×120mm인 橢圓孔을 갖는 경우에 대하여 自由水面에서의 片面接水로부터 시작하여 400mm 깊이에 이르기까지 계통적으로 실험하였다. 이로부터 深度 250mm 이상이면 質量增分率計測 值들이 일정한 값으로 수렴함을 확인할 수 있었다. 따라서 本實驗에서는 試片을 항상 水面下 380mm 및 水槽 바닥으로부터 380mm인 위치에 놓고 수행하였다. 또 有孔板의 경우에도 片面接水時의 質量增分率이 兩面接水時의 약 1/2임이 확인되었다.

4. 實驗結果 및 考察

2.2節의 實驗計劃에 따라 수행된 실험결과들이 [35]에 수록되어 있다. 즉, 圓孔을 갖는 直四角形板에 대하여 外緣支持條件別(SSSS, CFCF, SFSF, CFFF), 外緣固定 有孔圓四角形板에 구멍형상別(圓, 橢圓 및 直四角形), 外緣固定 直四角形板에 대하여 幅·長比 및 구멍의 크기別, 偏心圓孔을 갖는 外緣固定 直四角形板에 대한 결과들이 수록되어 있으며, 眞空中 振動에 대한 SAPW 電算프로그램에 의한 계산결과도 함께 실려 있다.

SAPW 電算프로그램에 의한 計算을 병행한 것은 첫째 高次振動型에 갈수록 실험수행에 있어서 實驗技法上 固有振動型의 구현이 어려워지므로 미리 振動型別 固有振動數의 근사치를 파악할 必要가 있고, 둘째 實驗值 基準으로 SAPW 電算프로그램에 의한 計算이 여러가지 境界條件, 구멍形狀 및 크기, 偏心 등에 대하여 어느 정도의 計算精度를 보장할 수 있는가를 確認하기 위해서이다.

SAPW 電算프로그램에 의한 計算에 있어서 要素分割에 따른 計算值 收斂性은 充分히 조사하였다.

전체적으로 SAPW 電算프로그램에 의한 계산결과와 空氣中 실험결과의 符合性은 만족스럽다. 즉 外緣固定인 경우 實驗值가 5~10% 낮고, 外緣에 있어서 自由緣이 갈수록 그 差異가 작은 경향이지만 外緣固定대와 전주어 差異가 그다지 두드러지지 않는다.

일반적으로 FEM計算値는 上界値라는 점, 周圍空氣의 영향 및 試片마다 空氣中 實驗도 水槽內에서 수행하고 바로 이어 充水한 다음 水中實驗을 수행한 점 등을 고려한다면 本實驗 結果는 空氣中, 水中 모두 좋은 精度로 計測·分析된 것이라고 믿는다.

實驗結果로부터 (18) 및 (19)에 의거하여 λ , λ' , β 및 Γ 를 도출하여 정리한 資料도 [35]에 수록되어 있다.

實驗結果로부터 導出した 無次元振動數 parameter λ 및 λ' 와 質量增分率 β 및 無次元 質量增分 parameter Γ 에 의거하여 먼저 外緣境界條件 및 구멍의 形狀 등에 관련된 振動特性을 비교·考察하고, 다음 本研究의 主考察 대상인 外緣固定 直四角形板에 대하여 구멍의 크기 및 板의 幅·長比가 振動特性에 미치는 영향을 定量的으로 分析한다. 아울러 板中心으로부터의 偏心距離에 따른 영향을 考察한다.

4.1 外緣境界條件

外緣境界條件別로 振動型次數 對 λ 및 λ' 의 關係를 200mm ϕ 圓孔을 갖는 正四角形板($A/A_0=0.0874$) 600 \times 600 \times 3.2mm에 대하여 도시한 것이 Fig. 3이다. [35]에는 板의 幅·長比가 5/6, 2/3, 1/2에 대한 결과도 수록되어 있다.

Fig. 3으로부터 外緣境界條件이 無次元 振動數 parameter에 미치는 영향이 매우 큼을 알 수 있는데, 그 차이는 高次振動型일수록 더욱 현저해진다. Fig. 3은

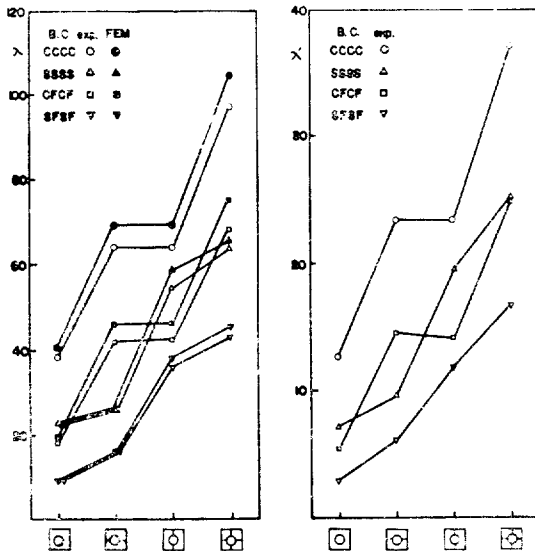


Fig. 3 Dependency of frequency parameters on boundary conditions; Plate, 600 \times 600 \times 3.2mm with a circular hole, 200mm ϕ

Table 2. Dependency of β on boundary condition; 600 \times 600 \times 3.1mm, 200mm ϕ

Nodal Pattern b. c. A/A ₀	□	○	◐	◑	◒
CCCC 0.0874	8.13	6.52	5.90	4.71	
SSSS 0.0874	16.13	9.21	6.50	5.15	

$b/a=1.0$ 일 때인데 다른 b/a 에 대해서도 그 성향은 같다.

接水振動인 경우 外緣境界條件에 다른 λ' 의 변화 성향은 λ 의 경우와 유사하나 外緣境界條件의 차이가 β 에 미치는 영향은 크다. β 는 外緣固定인 경우가 外緣單純支持때보다 작고, 한 맞 邊에 自由境界線을 갖는 경우 보다는 크다. 또한 上記 어느 境界條件에서나 高次振動型에 갈수록 β 는 감소한다. 例로서 外緣固定과 外緣單純支持인 경우의 β 를 상호 비교한 것이 Table 2이다

4.2 구멍形狀

구멍의 板에 대한 상대적 크기 즉, 구멍面積比 A/A_0 가 같은 경우라도 구멍形狀이 달라짐에 따라 振動特性이 달라진다. 이를 비교 考察하기 위하여 Table 1의 Group B試片을 이용하여 체계적으로 實驗했다.

外緣固定 直四角形板 600 \times 600 \times 3.2mm 및 600 \times 400 \times 3.2mm를 母板으로 택하고 이들이 橢圓 또는 直四角形 구멍을 갖는 경우에 대하여 振動特性의 변화를 조사하였다. 전자 즉, $b/a=1.0$ 일 때는 구멍面積比를 $A/A_0=0.0873$ 으로 일정하게 유지하고 그 偏平度 d/c 를 변화시켰고, 후자 즉, $b/a=2/3$ 일 때는 구멍面積比를 $A/A_0=0.1309$ 로 유지하고 역시 偏平度 d/c 를 변화시켰다.

4次振動型까지의 λ 및 λ' 을 b/a 와 A/A_0 값 別로 偏平度 對 λ 및 λ' 으로 도시한 것이 Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)이다. 이 그림의 橫軸에는 c/a 와 d/c 가 함께 표시되었는데, $d/c=1.0$ 은 圓 또는 正四角形이다.

이 문제는 Matsumoto 등[8]이 外緣單純支持 有孔直四角形板의 眞空中 基本振動型에 대하여 Rayleigh-Ritz 方法에 의한 近似計算으로 조사한 바 있다. 그는 구멍面積比가 일정할때 形狀의 영향은 매우 작아 사실상 여러가지 形狀의 구멍을 等價圖으로 간주하여도 무방하다고 주장한 바 있다.

Fig. 4에 따르면 外緣固定 有孔直四角形板에서도 基本振動型에 한해서는 空氣中 뿐만 아니라 接水振動에서도 Matsumoto 등의 주장과 대체로 符合한다. 그러나 2

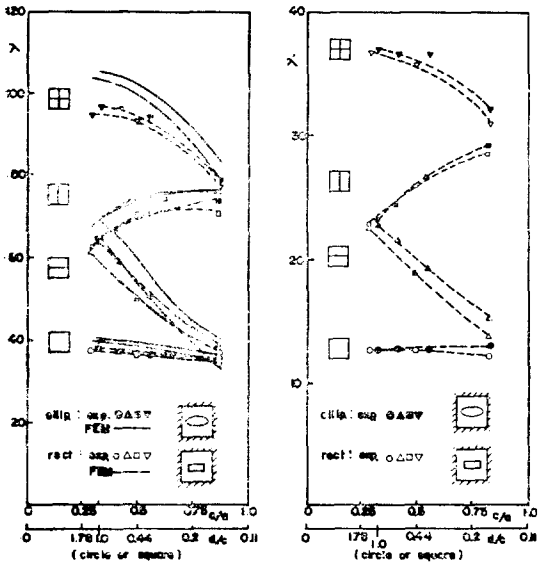


Fig. 4 (a) Comparisons of hole shapes;
Clamped plates, $b/a=1.0$, $A/A_0=0.0873$

次 이상의 振動型에서는 橢圓과 直四角形 사이의 차이는 무시할 만큼 작지만, 구멍形狀의 偏平度에 따른 변화는 현저하다.

2次 이상의 振動型에 있어서 偏平度에 따른 λ 및 λ' 의 변화성향은 空氣中과 水中 모두 구멍의 長軸에 평행인 nodal line을 갖는 振動型에서는 偏平度の 增加에 따라 λ 및 λ' 이 감소하며 長軸에 垂直한 nodal line이 있는 振動型에서는 偏平度增加에 따라 λ 및 λ' 이 증가한다. 또한 서로 直交하는 nodal line이 있는 경우에는 長軸에 평행한 nodal line을 갖는 振動型이 지배적이어서 偏平度の 增加에 따라 λ 및 λ' 이 감소한다.

4.3 板의 幅·長比 및 구멍의 크기

이節에서는 圓孔을 갖는 外緣固定 直四角形板에 대하여 板의 幅·長比와 구멍의 크기 즉, 구멍面積比가 振動特性에 미치는 영향을 考察한다.

試片은 Table 1의 Group A와 같고 실험결과는 [35]에 수록되어 있다. 이로부터 空氣中 無次元 振動數 parameter λ , 水中 無次元 振動數 parameter λ' , 質量 増分率 β , 無次元 質量 増分 parameter Γ 를 산정하고, 4次까지의 振動型에 대하여 幅·長比 b/a 別로, 구멍面積比 A/A_0 對 λ 및 λ' 의 關係를 도시한 것이 Fig. 5이고, A/A_0 對 Γ 의 關係를 도시한 것이 Fig. 6이다.

Fig. 5로부터, λ 와 λ' 은 일반적으로 A/A_0 의 增加에 따라 감소후 增加하며 모든 振動型에서 b/a 에 關係

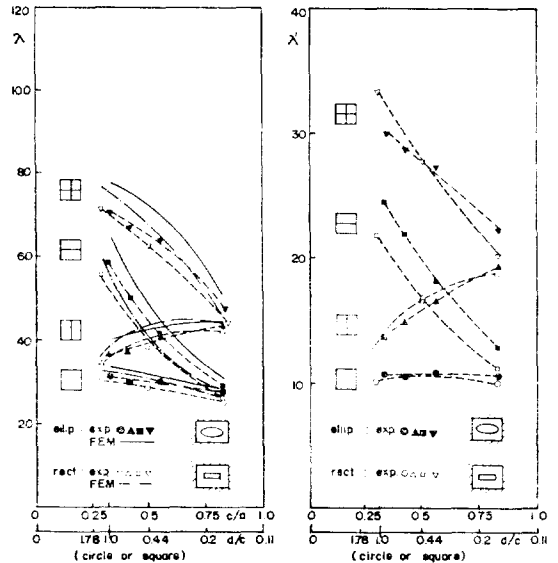


Fig. 4 (b) Comparisons of hole shapes;
Clamped plates, $b/a=2/3$, $A/A_0=0.1309$

없이 λ 와 λ' 이 최소로 되는 A/A_0 가 존재함을 알 수 있다. 接水振動의 경우 즉 λ' 에 있어서는 振動型次數가 높아질수록 이러한 현상이 보다 분명해진다. 또한 λ 와 λ' 이 최소로 되는 A/A_0 는 振動型次數가 높아질수록 증가한다.

λ 와 λ' 은 모든 振動型에서 A/A_0 가 같을 경우 b/a 의 增加에 따라 상대적으로 커진다. 단, 3次 振動型 즉, 板의 長邊에 평행한 nodal line 하나만을 갖는 振動型에서는 A/A_0 가 작을때 그 성향이 일정하지 않다.

Fig. 6으로부터 Γ 는 b/a 및 振動型次數의 增加에 따라 일반적으로 감소한다. 단, b/a 에 대해서는 역시 3次 振動型에서 A/A_0 가 매우 작을 경우 그 성향이 일정하지 않다.

A/A_0 의 크기가 Γ 에 미치는 영향은 基本振動型과 2次 이상의 振動型에서 서로 다르다. 즉, 基本振動型에서는 A/A_0 의 增加에 따라 Γ 가 감소하되 A/A_0 가 0.025까지는 그 감소율이 매우 높다. 2次 이상의 振動型에서 幅·長比 2/3이상인 경우 Γ 가 최대로 되는 구멍面積比 A/A_0 가 존재한다. 그 A/A_0 는 대체로 0.02~0.04 사이에 있고, 上記 A/A_0 이하에서는 Γ 의 增加율이 매우 높다.

接水振動에 있어서 A/A_0 가 매우 작을 경우, 구멍의 효과는 민감하며 복잡한 성향을 갖는 것으로 추정된다 本節의 Fig. 5, Fig. 6은 圓孔을 갖는 外緣固定 直四角形板의 防振設計 목적에 직접 이용될 수 있다. 이

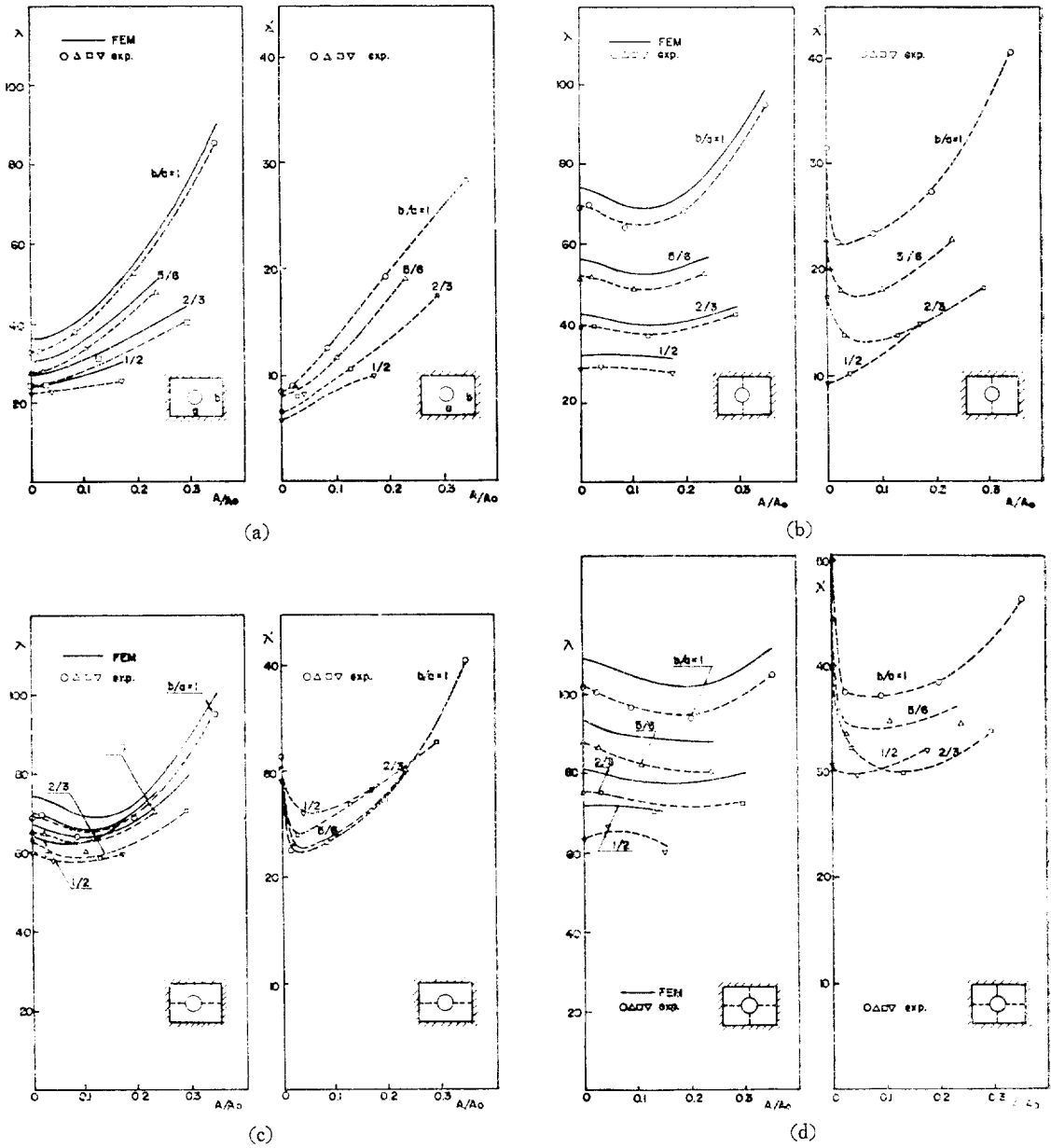


Fig. 5 Dependency of frequency parameters on aspect ratio and hole size; Clamped plates with a circular hole

경우 구멍위치가 偏心되었을 때는 다음절의 Fig. 7 | 의거하여 偏心도에 대한 상대적 修正이 가능하다.

구멍形狀이 橢圓 또는 直四角形에 가까울 경우 圓孔과 비교하여 구멍面積비가 같을때 주요 因子가 偏平度임을 앞절에서 밝혔다. 따라서 실제와 같은 구멍面積비를 갖는 圓孔에 대한 無次元 振動數 파라미터를 기

준으로 하되 偏平도에 대한 상대적 修正이 必要하다. 이 경우 Fig. 4가 도움이 될 수 있다. 外緣境界의 固着度에 관련된 無次元 振動數 파라미터의 修正에는 Fig. 3이 유익할 것이다.

4.4 구멍의 偏心

外緣固定인 有孔直四角形板에 대하여 구멍의 板中心

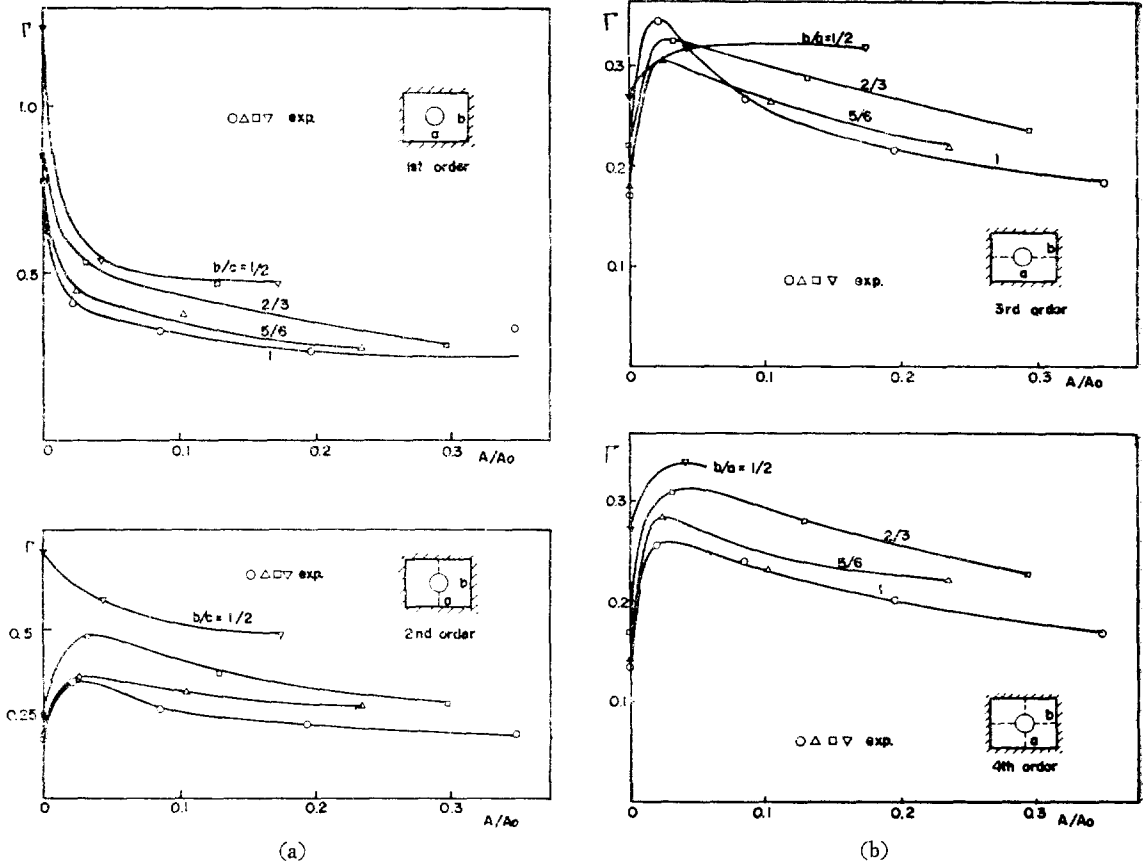


Fig. 6 Mass increment parameters vs. hole area ratio; Clamped plates with a circular hole

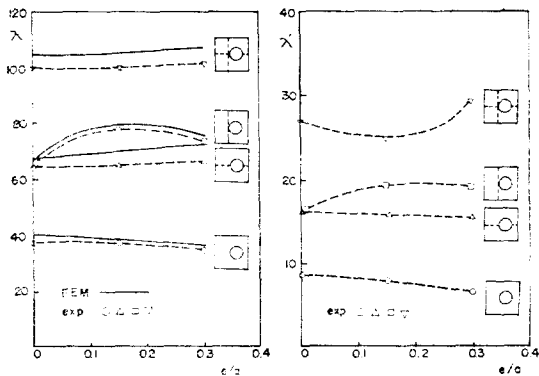


Fig. 7 Frequency parameters vs. hole eccentricity

으로 부터의 偏心거리에 따른 영향을 조사하기 위하여 Table 1의 試片 group C를 이용하여 偏心度 e/a 를 0~0.30까지 변화시켜 實驗한 결과를 λ , λ' 및 β 로 환산한 것이 Fig. 7이다.

λ 는 e/a 의 증가에 따라 基本振動型에서는 약간 감소

하고 2次 이상의 振動型에서는 증가하는 성향이다. 基本振動型의 경우 Matsumoto 등 [8] 및 Nagaya [11]의 결과와 같다.

λ' 은 e/a 의 증가에 따라 基本振動型과 2次振動型에서 감소하나 3次 이상의 振動型에서는 증가성향이다.

β 는 偏心度 증가에 따라 基本振動型과 2次振動型에서 증가하고, 3次振動型에서 감소하는 성향이다.

일반적으로 外緣固定 正四角形板에서 無孔이거나 板中心에 圓孔이 있을 때는 2次振動型에서 2개의 對角線 nodal line의 임의의 조합형태인 振動型이 존재하나, 偏心圓孔을 갖는 正四角形板에서는 그와 같은 振動型은 없고, 板의 外緣에 平行인 1개의 nodal line을 갖는 振動型만이 존재함이 확인되었다.

5. 結 論

有孔直四角形平板의 接水振動 特性을 파악하기 위하

여 원孔을 갖는 外緣固定 直四角形板의 幅·長比, 구멍의 크기 및 偏心이 振動特性에 미치는 영향을 조사하고, 아울러 다른 境界條件의 경우와의 비교, 橢圓孔 및 直四角形孔의 경우와의 비교 등을 위한 實驗의 研究를 수행한 결과 다음과 같은 結論을 얻었다.

境界條件 및 구멍形狀에 대하여 ;

1) 원孔을 갖는 直四角形板의 接水振動時 外緣境界條件에 따른 無次元 振動數파라미터의 변화성향은 空氣中에서와 같다. 質量增分率은 外緣固定인 경우가 外緣單純支持때보다 작고, 한 맞邊에 自由境界線을 갖는 경우 보다는 크다. 上記 어느 境界條件에서나 高次振動型에 갈수록 質量增分率은 감소한다.

2) 外緣固定 有孔直四角形板에서 板의 幅·長比, 구멍面積比 및 偏平面가 같으면 無次元 振動數 parameter는 구멍形狀이 橢圓일 경우와 直四角形일 경우 모두 거의 같은 값이다. 基本振動型에서는 偏平도가 변하더라도 그 영향이 무시할 수 있을만큼 작으나, 2次이상의 振動型에서는 nodal line이 구멍의 長軸과 평행한 경우 偏平도의 증가에 따라 無次元 振動數 parameter가 증가하고, 수직한 경우에는 감소한다. 이러한 性向들은 공기중에서도 마찬가지다.

圓孔을 갖는 外緣固定直四角形板에 대하여 ;

3) 幅·長比 別로 無次元 振動數 parameter가 최소로 되는 구멍面積比가 존재하는데, 振動型次數가 높아짐에 따라 그 구멍面積比가 커진다. 이는 공기중에서도 마찬가지다.

4) 無次元 質量增分 parameter는 幅·長比가 증가하거나 振動型次數가 높아짐에 따라 감소한다. 단, 長邊에 평행한 nodal line만을 갖는 振動型에서 구멍面積比가 작을 경우 그들의 상관관계가 일정하지 않다.

5) 구멍面積比가 無次元 質量增分 parameter에 미치는 영향은 基本振動型과 2次이상의 振動型에서 그 성향이 매우 다르다. 즉, 基本振動型에서는 無次元 質量增分 parameter가 구멍面積比 증가에 따라 감소하며, 구멍面積比 0.025정도까지는 그 감소율이 매우 높다. 2次이상의 振動型인 경우 幅·長比가 2/3이상일 때 無次元 質量增分 parameter가 최대로 되는 구멍面積比가 존재하며, 그 구멍面積比는 대체로 0.02~0.04사이에 있다. 이 구멍面積比 이하에서는 無次元 質量增分 parameter의 증가율이 매우 높다.

6) 구멍의 偏心도가 증가하면 無次元 振動數 parameter가 基本振動型과 2次振動型에서는 감소하고, 3次이상의 振動型에서는 증가성향이다. 空氣中에서는 基本振動型에서만 감소한다.

謝 辭

본 論文을 위한 實驗은 韓國機械研究所 大德船塢分所에서 행하였다. 物心兩面으로 支援하여주시신 韓國機械研究所의 朴勝德 前所長, 金燾喆 分所長을 비롯하여 實驗遂行을 도와준 李玄燁, 鄭鍾安 등 여러 研究員과 討論에 많은 시간을 허용하여준 李昶燮 博士에게도 이 기회에 심심한 감사를 드린다.

參 考 文 獻

- [1] Kumai, T.: "The Flexural Vibrations of Square Plate with a Central Circular Hole", Proc. 2nd Jap. Natl. Congr. Appl. Mech., pp. 339-342, 1952.
- [2] Takahashi, S.: "Vibration of Rectangular Plates with Circular Holes", Bull. JSME, 1(4), pp. 380-385, 1958.
- [3] Hegarty, R.F. and Ariman, T., "Elasto-Dynamic Analysis of Rectangular Plates with Circular Holes", Intl. J. Solids Structs., 11(7/8), pp. 895-906, 1975.
- [4] Joga-Rao, C.V. and Pickett, Gerald: "Vibrations of Plates of Irregular Shapes and Plates with Holes", J. Aeron. Soc. India, Vol. 13, No. 3, pp. 83-88, 1961.
- [5] Kristiansen, U. and Soedel, W.: "Fundamental Frequencies of Cutout Square Plates with Clamped Edges", Trans. ASME, Ser. B 93, pp. 343-345, 1971.
- [6] Monahan, Lt. J., Nemergut, P.J. and Maddux, G.E.: "Natural Frequencies and Mode Shapes of Plates with Interior Cutouts", Shock Vibr. Bull. 41, pp. 37-49, 1970.
- [7] Paramasivam, P.: "Free Vibration of Square Plates with Square Openings", J. Sound Vibr., 30(2), pp. 173-178, 1973.
- [8] Matsumoto, K., Obata, Y. and Ishihama, T.: "Natural Frequencies of Plates in Hull Structure", J. of Kansai Soc. of N.A., Japan, 1971.
- [9] Aksu, G. and Ali, R.: "Determination of Dynamic Characteristics of Rectangular Plates with Cutout Using a Finite Difference Formulation",

- J. Sound Vibr., 44(1), pp.147-158, 1976.
- [10] Eastep, F.E. and Hemmig, F.G.: "Estimation of Fundamental Frequency of Non-Circular Plates with Free Circular Cutouts", J. Sound Vibr., 56(2), pp.155-165, 1978.
- [11] Nagaya, K.: "Transverse Vibration of a Rectangular Plate with an Eccentric Circular Inner Boundary", Int. J. Solids Structures, Vol. 16, pp.1007-1016, 1980.
- [12] Kurpa, L.V.: "Natural Vibrations of Plates with Holes", Khartov Polytechnic Institute, Vol. 15, No. 2, pp.106-108, 1979.
- [13] Lamb, H.: "On the Vibrations of an Elastic Plates in Contact with Water", Proc. of Roy, (London), Ser. A, 1921.
- [14] Powell, J.H. and Roberts, J.H.T.: "On the Frequency of Vibration of Circular Diaphragms", Proc. Phys. Soc. (London), Vol. 35, pp.170-182, 1923.
- [15] Maclachlan, N.W.: "The Accession to Inertia of Flexible Discs Vibrating in a Fluid", Proc. of Phys., 1932.
- [16] Peake, W.H. and Thurston, E.G.: "The Lowest Resonant Frequency of a Water Loaded Circular Plate", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 26, No. 2, pp.13-17, 1954.
- [17] Kito, F.: "On the Added Mass of Flat Plates Vibrating in Water", (in Japanese), Zotsan No. 266, Zoxen Kyokai Japan, 1944.
- [18] Kim, K.C.: "Calculation of Added Mass of a Rectangular Plate in Elastic Vibrations", PRA-DS, Tokyo, Paper B-19, 1977.
- [19] Kim, K.C., Kim, J.S. and Lee, H.Y.: "An Experimental Study on the Elastic Vibration of Plates in Contact with Water", J. Soc. of Naval Architects of Korea, Vol. 16, No. 2, 1979.
- [20] Carmichael, T.E.: "Investigation into the Vibration of Ship's Plating: Part 3. The Effect of Entrained Water on the Vibration of Hull Plating below the Water-line", The British Shipbuilding Research Association Report No. 305 (R.B. 1597), 1960.
- [21] Lindholm, U.S., Kana, D.D., Chu, W.H. and Abramson, H.N.: "Elastic Vibration Characteristics of Cantilever Plates in Water", Journal of Ship Research, Vol. 9, No. 1, SNAME, June, 1965.
- [22] Marcus, M.S.: "A Finite Element Method Applied to the Vibration of Submerged Plates", J. Ship Research, Vol. 22, No. 2, 1978.
- [23] Muthuvarappan, G. et al.: "A Note on Vibration of a Cantilever Plate Immersed in Water", J. Sound and Vibration, Vol. 63, No. 3, 1979.
- [24] Chowdhury, P.C.: "Fluid Finite Elements for Added Mass Calculations", I.S.P. Vol. 19, pp. 302-309, 1972.
- [25] Nagamoto, R., Ushijima M., Othaka, K. and Ohnuma, S.: "Vibration of Local Structures Immersed in Water (1st Report)", JSNA, the West Japan, 1970.
- [26] Fujii, K., Tamita, K. and Yokokura, Y.: "Vibration of Elastic Body in Contact with Water", I.H.I. Technical Report Vol. 15, No. 6, 1975.
- [27] Tanida, K.: "Elastic Vibration of Cantilever Plate Submerged in Water", UDC 532.58, I.H.I. Tech. Report, 1981.
- [28] Volcy, G.C. Morel, P. Bereau, M. and Tanida, K.: "Some Studies and Researches Related to the Hydroelasticity of Steel Work", EUROMECH 122, Paris, September, 1979.
- [29] Ward, G. et al.: "Local Vibration in Ship's Structures", North East Coast Inst. of Engrs. and Shipbuilders, Nov., 1981.
- [30] Leissa, A.W.: "Vibration of Plates", NASA SP-160, 1969.
- [31] Rusu, O. and Borza, D.: "Holographic Study of Flexural Vibrations of Uniform Circular Plates", Mec. Appl. Tome 22, No. 2, pp.267-286, Bucarest, 1977.
- [32] Cawley, P. and Adams, R.D.: "Improved Frequency Resolution from Transient Tests with Short Record Lengths", J. Sound Vibr. 64(1), pp.123-132, 1979.
- [33] Leissa, A.W.: "The Free Vibration of Rectangular Plates", J. Sound Vib., 31(3), pp.257-293, 1973.
- [34] Leissa, A.W.: "The Relative Complexities of

Plate and Shell Vibrations”, Shock and Vib. Bull., Vol. 50, Sept., 1980.

[35] 李昊燮, “有孔直四角形平板의 接水振動特性에 관

한 研究”, 工學博士 論文, 서울大學校 造船工學科, 1982.