

〈논 문〉

## 내부가 유체로 채워진 보강원통셸의 동적거동 해석

염기언\* · 윤경호\* · 이영신\*\* · 김종균\*

(1996년 3월 29일 접수)

### Dynamic Behavior Analysis of Stiffened Cylindrical Shell Filled with Fluid

Ki-Un Youm, Kyung-Ho Yoon, Young-Shin Lee and Jong-Kiun Kim

**Key Words :** Stiffened Cylindrical Shell(보강원통셸), Fundamental Frequency(기본진동수), Fluid(유체), Mode Shape(모드형상), Fluid-Coupled Cylinder(유체연성 실린더)

#### Abstract

This work presents the experimental results for the free vibration of unstiffened, stiffened cylindrical shell filled with air, half water and full water. The natural frequencies and mode shapes of unstiffened, stiffened cylindrical shell are obtained experimentally also. The natural frequencies of stiffened cylindrical shell were generally higher than those of unstiffened cylindrical shell and natural frequencies were decreased as cylindrical shell was filled with water. The effect of circumferential stiffener in the first mode was shown that natural frequency more increased 25% at air environment, 29% at half water environment and 37% at full water than those of unstiffened cylindrical shell, respectively. Also, the natural frequencies were decreased according to the added mass effect of fluid in the shell of the unstiffened and stiffened cylindrical shell. The six mode shape results of all cases are similar and given. The natural frequencies are determined for a wide range of parameters : e.g. unstiffened, stiffened shell, and filled with air, half and full water. The effects of varying the parameters on the free vibration frequencies and mode shapes are discussed.

#### 기 호 설 명

$A_r$ : 잔여행렬	$r$ : 모드수
$B(S)$ : 임피던스행렬	$S_r$ : $(\zeta + j\omega_r)$
$C$ : 감쇠행렬	$U_i$ : 고유벡터
$f$ : 고유진동수 및 힘벡터	$x$ : 변위벡터
$H(S)$ : 전달함수행렬	$\dot{x}$ : 속도벡터
$K$ : 강성행렬	$\ddot{x}$ : 가속도벡터
$M$ : 질량행렬	$\zeta$ : 감쇠율
$m$ : 축방향반과수	$\omega_r$ : 감쇠 고유진동수
$N$ : 절점	
$n$ : 원주방향과수	

#### 1. 서 론

오늘날 원유, 기름, 물 등을 저장하는 유체 저장 탱크는 중요한 설비중의 하나이다. 화학정유 공장

\*회원, 한국원자력연구소

\*\*회원, 충남대학교 기계설계공학과

의 LPG, LNG 저장탱크, 선박, 로켓 연료탱크 등의 공학적인 구조물에서는 원통형셸의 형상이 널리 사용되고 있다. 예를 들면, 화학공장에서는 원통형 셸안에 액상의 화학물질이나 원유 등을 저장하고 있는 경우가 많고, 원자로 압력용기나 핵연료를 지지하고 있는 원자로 내부는 얇은 셸구조물로 되어 있고 이들 사이에는 냉각수가 빠른 속도로 유동하고 있다. 즉 셸 자체만으로 운동하고 있는 경우보다는 유체와 셸구조물이 연성된 경우가 산업계에서는 일반적이다.

내부가 유체로 채워진 셸에서는 액체의 자유표면 운동이 셸운동에 연성되기 때문에 해석하기가 어려우며, 유체 저장탱크에 대한 자유진동 해석방법으로 탱크와 유체가 연성된 모델은 유한요소법, 진동셸 방정식을 얻기 위한 Rayleigh Ritz법, 축대칭 원통셸과 유체의 연성진동으로 인한 해를 얻기 위한 변수분리법, 또는 실험적인 방법이 사용되어 왔다.

항공기 보강동체의 자유진동, 내부가 유체로 채워진 셸의 동적거동과 이상유체 및 유체의 저장탱크의 내지진, 슬러싱(sloshing) 탱크의 고유진동수와 같이 셸자체의 자유진동 및 셸과 유체의 연성된 구조물의 자유진동에 관한연구가 진행되어 있다. <sup>(1-12)</sup> Sharma<sup>(1)</sup>는 Rayleigh-Ritz법과 Flugge의 셸이론을 사용하여 일단고성, 타단자유인 원통셸의 고유진동수를 계산하였고, Mead와 Bardell<sup>(2)</sup>은 에너지법을 사용하여 항공기 동체의 주기적인 보강셸의 자유진동해석을 하였다. Gupta와 Hutchinson<sup>(3)</sup>은 Complementary Rayleigh's Quotient를 이용하여 부분적으로 유체가 채워진 원통셸의 슬러싱효과를 고려한 연성 고유진동수를 결정하였고, Tedesco<sup>(4)</sup>는 원통형 유체 저장탱크의 정확한 기본진동수를 예측하는 수치해석적인 방법을 제시하였다. Sivak과 Telalov<sup>(5)</sup>는 유체가 채워진 원통셸과 유체에 잠겨있는 원통셸의 자유진동해석을 실험적으로 수행하였고, Chiba<sup>(6)</sup>는 일부가 유체로 채워진 외관보 형태의 원통셸을 Shaking Table에 수평가진하는 방법으로 동적 안정성에 대한 실험적 연구를 하였다. 또한 Minowa와 Ogawa<sup>(7)</sup>는 배관라인을 스프링-질량 시스템으로 가정하여 용접부위가 있는 얇은 원통셸을 실험하였다. Tani<sup>(8)</sup>는 수직가진을 받는 동축원통셸의 경계조건을 만족시키기 위하여 수정된 Galerkin법으로 동적안정성에 대한 이론적 해석을 하였으며, Brebart와 Fuller<sup>(9)</sup>는 셸

과 유체가 연성된 시스템에서 연성 급수방정식을 유도하여 내부유체가 균일유동하는 무한 탄성원통셸의 진동에너지 분포에 관한 연구를 수행하였다. K. S. Lay<sup>(10)</sup>는 셸은 유한요소법, 유체요소는 경계요소법을 적용하여 축대칭 원통탱크의 지진해석을 하였으며, Yu Tang<sup>(11)</sup>은 이상유체 저장탱크의 지배방정식을 Lagrange방정식과 조합하고 Rayleigh Ritz법을 응용하여 서로 다른 두 유체가 채워진 원통셸의 기본 고유진동수와 모드형상을 구하였다. 정경훈<sup>(12,13)</sup>들은 유체와 셸이 연성된 경우의 고유진동수를 구하기 위하여 Sanders의 셸방정식에 Stokes변환과 푸리에 급수전개를 이용하여 빈 셸영역과 유체가 채워진 셸영역으로 구분하여 수식을 전개하고, 두 영역이 만나는 경계에서 기하학적 연속성과 하중의 연속성이 유지되어야 하는 조건에서 두 영역을 결합하는 해석적인 방법을 제시하였다. 유체가 채워진 원통셸과 보강셸의 자유진동 해석에 관한 연구는 많이 진행되어 왔으나 유체가 채워진 보강원통셸의 연성 자유진동에 관한 연구결과는 많지 않다.

따라서 본 연구는 유체가 채워진 보강원통셸의 동적거동, 즉 셸의 고유진동수와 모드형상을 실험을 통하여 파악하고자 하였다. 또한 실험결과들의 비교를 위하여 유한요소해석을 수행하였다. 보강된 원통셸의 동적거동 비교를 위하여 다음과 같은 여섯 가지 경우에 대하여 실험을 하였다.

첫째, 유체를 충전하지 않고 보강되지 않은 원통의 아크릴 셸

둘째, 유체를 충전한 보강되지 않은 원통 아크릴셸  
셋째, 유체를 셸높이의 반만 충전한 보강되지 않은 원통 아크릴셸

넷째, 유체가 충전되지 않은 보강한 원통 아크릴셸  
다섯째, 유체를 셸높이의 전체에 충전한 보강된 원통 아크릴셸

여섯째, 유체를 셸높이의 반만 충전한 보강된 원통 아크릴셸

실험과 유한요소해석 결과들은 고유진동수로 제시하였으며, 실험의 고유모드형상을 제시함으로써 유체가 충전된 보강원통셸의 동적거동을 규명하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험모델

실험을 위한 보강원통셸은 아크릴로 제작하였으

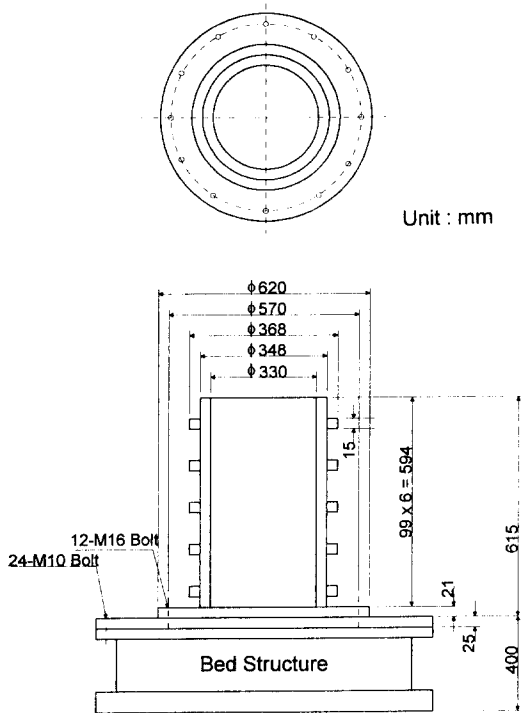


Fig. 1 Schematic diagram of stiffened cylindrical shell model

며, 아크릴의 물성은 실험을 통하여 구하였다. 이 모델의 기하학적 형상은 Fig.1과 같다. 이 보강원통셸을 베드에 고정하기 위하여 아크릴로 된 플랜지를 별도로 제작하였으며, 셸과 플랜지는 접착제를 사용하여 결합하였고 원통셸 밑면과 볼트로써 체결하여 충분한 강성을 갖도록 하였다. 또한 플랜지 밑면에는 중간판을 제작하였다. 이는 베드가 셸 플랜지와 직접 조립할 수 없는 형상이므로 원통셸 플랜지를 베드 구조물에 조립할 수 있도록 중간판과 베드 구조물을 먼저 체결하고 다시 중간판과 플랜지를 조립함으로써 모델을 완성하였다. 또한 셸 내부를 유체로 채웠을 때 셸의 틈새로 유체가 새는 것을 방지하기 위하여 중간판의 상단면에 오링을 끼워 넣었다. 이 원통셸에 링형상의 보강재를 제작하여 원통셸의 외부에 접착제를 사용하여 고정하여 보강 원통셸을 제작하였다.

2.2 실험장치

유체가 채워진 보강원통셸의 동특성 변화를 관찰하기 위한 실험장치의 개략은 Fig.2와 같다. 모달

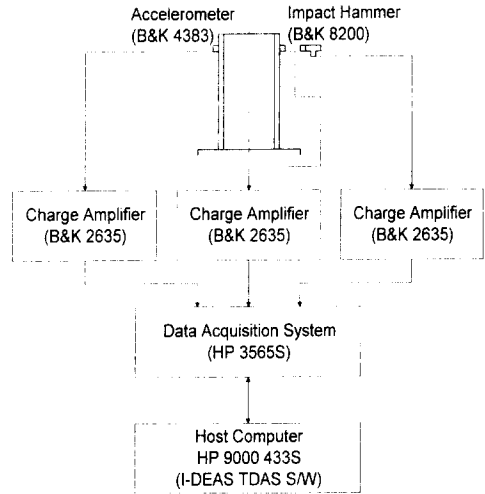


Fig. 2 Block diagram for modal test equipment

실험을 위하여 사용된 진동실험장치는 입력신호의 가진을 위하여 충격해머(B & K Model 8200)를 사용하였으며, 응답신호인 셸의 진동을 측정하기 위하여 가속도계 2개(B & K Model 4383)를 사용하였다. 또한 충격해머의 입력신호 증폭과 가속도계의 응답신호의 증폭을 위한 전하증폭기(B & K Model 2635) 3대를 사용하였다. 가진 및 응답신호를 동시에 측정하여 데이터의 수집 및 변환을 위해 데이터 수집장치(HP Model 3565S)를 사용하였으며, 변환된 데이터의 분석은 워크스테이션(HP Model 9000 433S)을 통하여 수행하였다.

2.3 모달실험을 위한 모델링

원통구조물에서는 일반적으로 축방향모드와 원주방향 모드가 존재한다. 이의 모달실험을 위한 원통셸의 가진위치는 Fig.3과 같다. 원통셸의 축방향 모드를 추출하기 위해 원주방향 0°에서 축방향으로 12개의 절점을 등간격으로 분할하였으며, 원주방향 모드를 구하기 위해 축방향 N2 위치에서 원주방향으로 22.5°의 등간격으로 16개 절점으로 분할하였다. 즉, 원통셸 모델에 대한 총절점수는 28개이다. 유체가 채워진 원통셸과 원주방향으로 보강된 원통셸의 경우도 동일하게 모델링하였다. 보강하지 않은 셸의 각 절점위치에서 동특성 실험을 완료한 후에 보강링을 셸의 길이방향으로 등간격을 갖도록 한 보강셸의 동특성 실험을 수행하였다. 원통셸 내부의 유체는 상우의 물을 사용하였다.

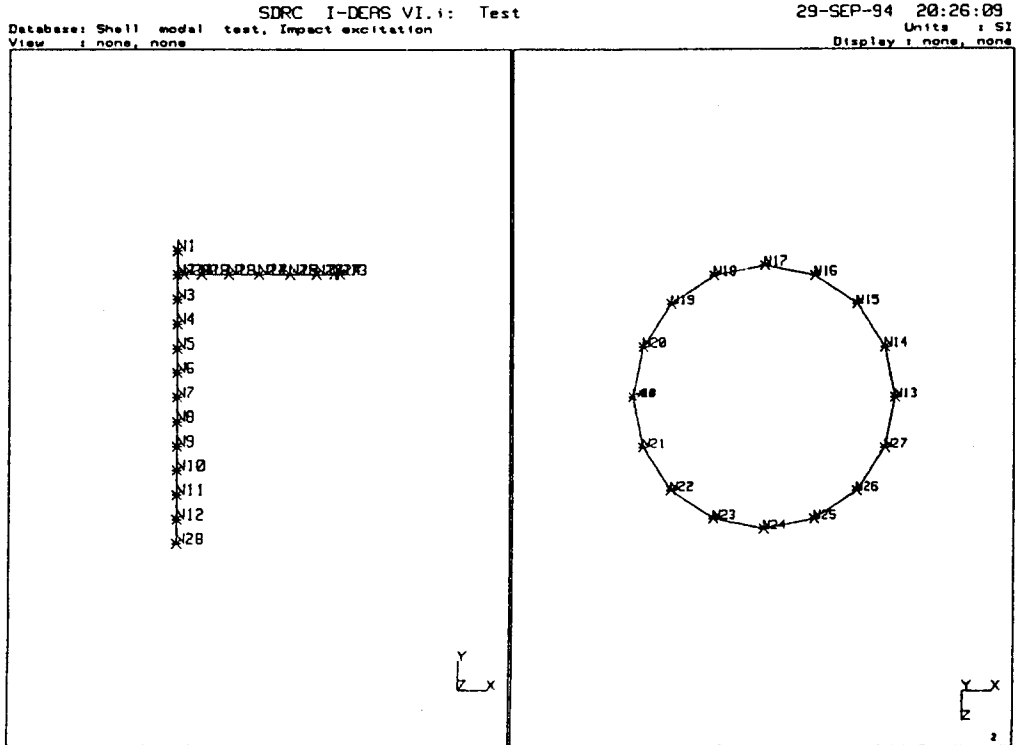


Fig. 3 Nodal position of cylindrical shell for modal test

#### 2.4 동특성 추출을 위한 가진실험

가진실험을 통한 구조물의 동특성, 즉 고유진동수, 감쇠율 및 진동모드형상 등의 모달 매개변수를 추출하기 위해서는 각 절점에 대한 주파수 응답함수가 필요하다. 이 주파수 응답함수들을 구하는 이상적 방법으로 먼저 한 개의 절점에서 가진을 하고 다른 모든 절점에 부착된 가속도계로부터 얻은 진동응답을 통하여 각 절점의 주파수 응답함수를 동시에 구하는 방법이 있다. 그러나 이 방법으로 모든 주파수 응답함수를 구할 경우 모든 절점수 만큼의 가속도계를 필요로 하므로 측정하고자 하는 절점의 수가 많으면 곤란해진다. 또 다른 방법은 몇 개의 가속도계를 선택된 절점에 부착하고 충격지점을 각 절점마다 이동하면서 주파수 응답함수를 구할 수 있다. 이 방법은 모든 절점에 충격가진을 하여야 하므로 다소 시간이 많이 걸리고 선형구조물에만 사용될 수 있지만 경제적이므로 본 실험에서는 이 방법을 사용하여 2개의 절점에 가속도계를 부착하고 모든 절점에 충격가진을 하여 주파수 응답함수를 구하였다.

#### 2.5 동특성 매개변수 추출

충격가진실험을 위해 측정된 가진 및 응답신호는 I-DEAS TDAS 소프트웨어<sup>(14)</sup>를 사용하여 HP 3565S 시스템의 전면 입력모듈(HP 35652A)로 입력된다. 입력된 신호들은 동시에 A/D(analog-to-digital)로 변환된 후 신호처리 모듈(HP 35651A)을 통하여 FFT변환 및 평균화되어 주파수 응답함수로 계산되어진다. 잡음의 영향을 최소화하기 위하여 각 절점에 대한 가진실험을 5회 반복하였으며, 주파수 응답함수의 최대 주파수 범위는 1600 Hz로 하였다. 이때 샘플링 주파수는 4096 Hz이며, FFT를 위한 데이터의 주기길이는 2초로 하였다. 고유진동수와 진동모드형상의 동특성 매개변수의 추출도 I-DEAS TDAS 소프트웨어를 사용하여 구하였다. 고유진동수의 경우에는 전체 절점에 대한 주파수 응답함수를 이용하여 계산된 MIF(mode indication function) 함수를 이용하여 구하였으며 진동모드형상은 TDAS 내의 다점비교 시간영역<sup>(15)</sup>(polyreference time domain) 알고리즘을 이용하여 구하였다.

### 3. 유한요소해석

#### 3.1 모달해석 이론

진동모드해석은 기계 구조물의 복잡한 동적거동을 단순한 진동모델의 중첩현상으로 설명하고자 함을 목적으로 한다. 즉, 모드해석을 통해 모델링을 함으로써 기계 구조물의 동적거동을 고유진동수, 감쇠율, 진동모드형상 등의 모달 매개변수들로서 나타낼 수 있다.

구조물의 거동을 모달 매개변수로 나타냄으로써 구조물의 설계나 구조변경, 더 나아가 방진이나 결함진단 등에 필요한 정보를 제공할 수 있다. 모드해석은 이론적인 방법과 실험적 방법이 있으며, 이론적 방법은 구조물의 운동방정식으로부터 모달 매개변수를 구하는 방법이고 실험적 방법은 구조물이 복잡하고 운동방정식의 유도가 용이하지 못한 경우에 구조물에 대한 가진실험을 통해 수집된 자료로부터 모달 매개변수를 추정하는 방법이다. 기계 구조물의 동적거동을 나타내는 운동방정식은 다음과 같이 N자유도(degree of freedom)를 갖는 행렬 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (1)$$

위 식에서  $[M]$ 은 계의 관성력에 의한 항이고  $[C]$ 는 속도에 비례적인 에너지의 소실을 나타내는 항이며,  $[K]$ 는 변위에 비례적인 계의 탄성력에 의한 항을 나타낸다.

외력이 없는 자유진동의 경우 식 (1)은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2)$$

위식의 해, 즉 변위  $\{x\}$ 를 구하기 위해서는 먼저  $\{x\} = \{u\}e^{\lambda t}$  (3)

로 가정하고 식 (2)에 대입하여 정리하면

$$(\lambda^2[M] + \lambda[C] + [K])\{u\}e^{\lambda t} = \{0\} \quad (4)$$

가 되며, 이때  $e^{\lambda t}$ 는 0이 될 수 없으므로 결국

$$(\lambda^2[M] + \lambda[C] + [K])\{u\} = \{0\} \quad (5)$$

가 된다. 식 (5)가 해를 갖기 위해서는

$$\det(\lambda^2[M] + \lambda[C] + [K]) = 0 \quad (6)$$

를 만족하여야 하며, 이때의  $\lambda_i$ 를 고유치(eigen value) 그리고 각  $\lambda_i$ 에 대해 식 (5)를 만족하는

$\{u\}_i$ 를 고유벡터(eigen vector)라 한다.  $\lambda_i$ 와  $\{u\}_i$ 는 일반적인 고유치문제(eigen value problem)

$$\begin{bmatrix} [M]^{-1}[C] - [M]^{-1}[K] \\ [1] \quad [0] \end{bmatrix} \{\Psi\} = \lambda \{\Psi\} \quad (7)$$

의 고유치를 구하는 알고리즘을 이용하여 구할 수 있다.  $\lambda_i$ 와  $\{u\}_i$ 가 구해지면 식 (2)의 해  $\{x\}$ 는

$$\begin{aligned} \{x\} &= \sum_{i=1}^N c_i \{u\}_i e^{\lambda_i t} + c_i^* \{u^*\}_i e^{i\lambda_i^* t} \\ &= \sum_{i=1}^{2N} c_i \{u\}_i e^{\lambda_i t} \end{aligned} \quad (8)$$

로 나타내어 진다. 여기서  $c_i$ 는 초기조건으로부터 구해지는 상수이며, \*는 복소수의 공액(conjugate)을 의미한다. 강제진동의 경우에는 식 (1)에 대하여 Laplace 변환을 하고 초기조건을 0으로 간주하면 다음 식과 같이 된다.

$$(s^2[M] + s[C] + [K])\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (9)$$

계의 임피던스행렬  $[B(s)]$ 를 다음과 같이 정의하면

$$[B(s)] = (s^2[M] + s[C] + [K]) \quad (10)$$

식 (9)로부터

$$\begin{aligned} \{X(s)\} &= [B(s)]^{-1} \{F(s)\} \\ &= [H(s)] \{F(s)\} \end{aligned} \quad (11)$$

가 되며, 전달함수행렬(transfer function matrix)  $[H(s)]$ 는

$$[H(s)] = [B(s)]^{-1} = \frac{[D(s)]}{\det[B(s)]} \quad (12)$$

가 된다. 여기서,  $\det[B(s)]$ 는  $[B(s)]$ 의 행렬식이고  $[D(s)]$ 는  $[B(s)]$ 의 수반행렬(adjoint matrix)이다. 행렬식과 수반행렬은 고차방정식으로 나타내어지기 때문에  $[H(s)]$ 는 다음과 같이 분수형태로의 표현이 가능하다.

$$[H(s)] = \sum_{r=1}^N \frac{[A_r]}{s - S_r} + \frac{[A_r^*]}{s - S_r^*} \quad (13)$$

여기서,

$S_r = \zeta + j\omega_r$  : system pole

$\zeta$  : 감쇠비 (damping factor)

$\omega_r$  : 감쇠 고유진동수(damped natural frequency)

$[A_r]$  : 잔여행렬(residue matrix)

$r$  : 모드수(mode number)

이다.  $a$  번째 입력에 대한  $b$  번째 출력의 주파수 응답함수 (frequency response function)는 전달함수에  $s=j\omega$ 를 대입하여 구할 수 있다.

$$H_{pq}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{A_{pqr}}{j\omega - S_r} + \frac{A_{pqr}^*}{j\omega - S_r^*} \quad (14)$$

그리고 이때의 단위 충격 함수 (unit impulse response function)은 식 (14)를 역 Fourier 변환하여 구하면

$$h_{pq}(t) = \sum_{r=1}^N A_{pqr} e^{S_r t} + A_{pqr}^* e^{S_r^* t} \quad (15)$$

가 된다.

### 3.2 유한요소해석 과정

본 연구에서는 범용 유한요소해석 코드인 ANSYS Ver. 5.0A를 사용하였다. 보강된 원통형

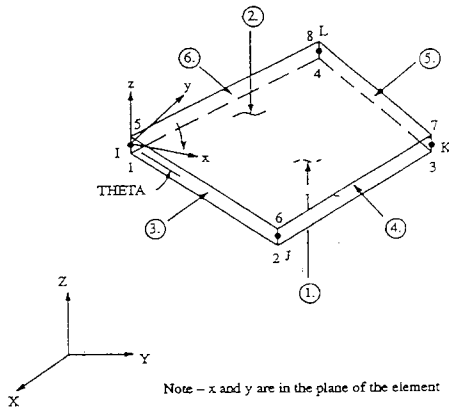


Fig. 4 Elastic shell element using FEM modeling

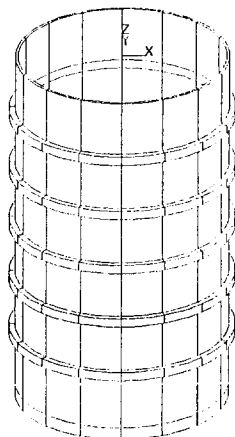


Fig. 5 FEM model of stiffened cylindrical shell

셸구조물은 탄성거동을 하는 4절점 ( $J, j, k, l$ )과  $x, y, z$ 의 길이방향 및  $x, y, z$ 의 회전방향의 6 자유도를 갖는 탄성 셸요소 (Fig. 4)로 보강된 원통형 셸 모델의 동적거동 해석을 위한 모델을 작성하였다. (Fig. 5)

원통형 셸구조물은 셸의 하단부에 플랜지를 삽입하고 이 플랜지를 볼트를 사용하여 베드에 고정하는 구조로 되어 있다. 따라서 셸의 하단부는 고정이라 가정하여 모든 방향으로의 변위를 구속하였으며, 셸의 최상단의 절점에는 모든 방향으로의 주자유도 (MDOF, master degree of freedom)를 적용하였다.

보강하지 않은 원통형 셸의 경우 요소수는 1874개이고 절점수는 2185개이며, 전체 자유도수는 390개이고 보강된 원통형 셸의 경우 요소수는 6252개이고 절점수는 6695개이며 전체 자유도수는 582개이다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 보강하지 않은 원통셸의 동특성

Fig. 6은 보강하지 않은 원통셸의 모달실험 결과인 주파수 응답함수를 나타낸 것이다.

Fig. 7은 보강하지 않은 원통셸의 공기중의 경우 내부의 반을 유체로 채운 경우 및 내부의 전체를 유체로 채운 경우의 변화를 도시하였다. 2, 3차 모드에서는 내부의 반을 유체로 채운 경우의 고유진동수가 공기중에서 보다 20.2%, 27.5% 감소하였으며, 내부의 전체를 유체로 채운 경우의 고유진동수는 공기중에서 보다 58.5%, 53.7%로 감소하였다. 그러나 내부를 유체로 채운 경우의 고차모드(4차 이상)를 추출하지 못하여 이는 공기중의 경우와 비교하지 못하였다. 이것은 셸 내부에 채워진 물의 질량이 셸에 부가질량 (added mass effect)으로 작용하여 고유진동수가 감소함을 알 수 있다.

### 4.2 원주방향으로 보강한 원통셸의 동특성

Fig. 8은 원주방향으로 보강한 원통셸의 모달실험 결과인 주파수 응답함수를 나타낸 것이다.

Fig. 9은 원주방향으로 보강한 원통셸의 공기중의 경우 내부의 반을 유체로 채운 경우 및 내부의 전체를 유체로 채운 경우의 고유진동수 변화를 도시하였다. 2차 모드에서 내부의 반을 유체로 채운

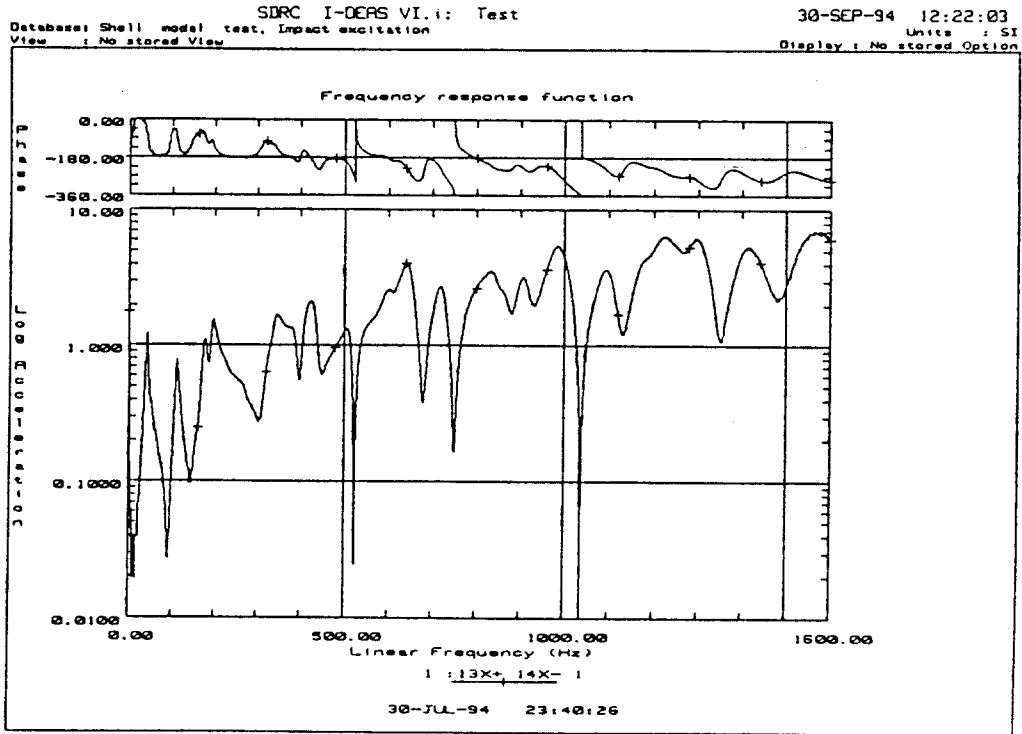


Fig. 6 Frequency response function of unstiffened cylindrical shell filled with full water

경우 고유진동수는 공기중에서 보다 18% 감소하였고, 내부의 전체를 유체로 채운 경우 공기중에서 보다 54.7% 감소하였다. 또한 내부의 전체를 유체로 채운 경우에는 반을 유체로 채운 경우보다 44.7

% 감소하여 보강된 원통셸에서도 내부의 유체가 셸에 부가질량 효과를 미치고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10은 보강링의 영향을 파악하기 위해 보강링의 개수를 증가시키면서 유한요소법을 사용하여 해석한 결과이다. 이를 살펴보면, 셸에서 나타나는 기본진동수를 명확히 보여주고 있으며, 본 해석모델의 경우 보강링이 3개 이상이 되면 고유진동수는 오히려 감소하는 것으로 나타났다. 따라서 본 해석모델의 경우 보강을 하고자 한다면 보강링은 3개가 적절함을 알 수 있다.

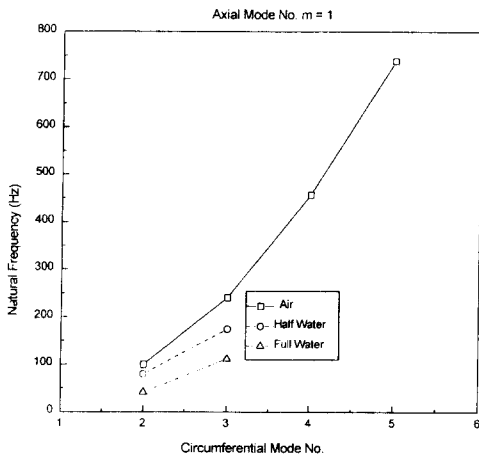


Fig. 7 Comparison of natural frequency of unstiffened cylindrical shell filled with air, half water and full water

#### 4.3 보강 및 보강하지 않은 유체가 채워지지 않은 셸의 동특성

Fig. 11은 유체가 채워지지 않은 셸의 보강 및 보강되지 않은 경우에 있어 고유진동수 변화를 보여주고 있다. 1차에서 4차 모드까지의 고유진동수 변화를 살펴보면 보강한 셸의 고유진동수는 보강하지 않은 셸의 고유진동수 보다 25.4%~34.8% 증가하며 이것은 보강효과를 나타내고 있음을 알 수 있다.

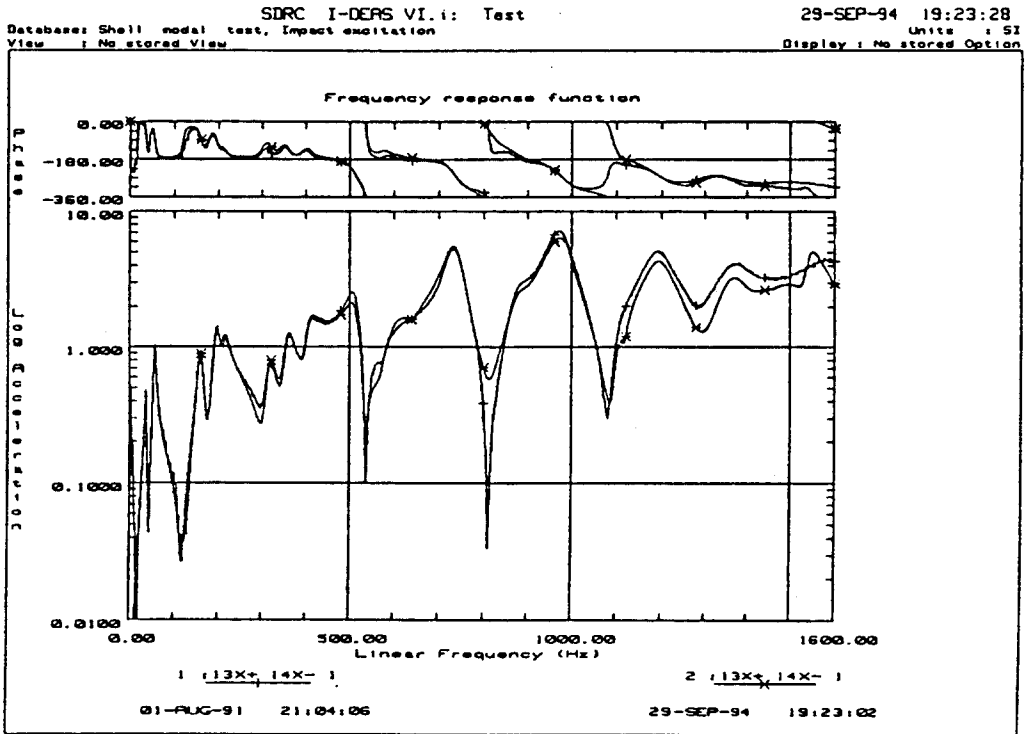


Fig. 8 Frequency response function of stiffened cylindrical shell filled with full water

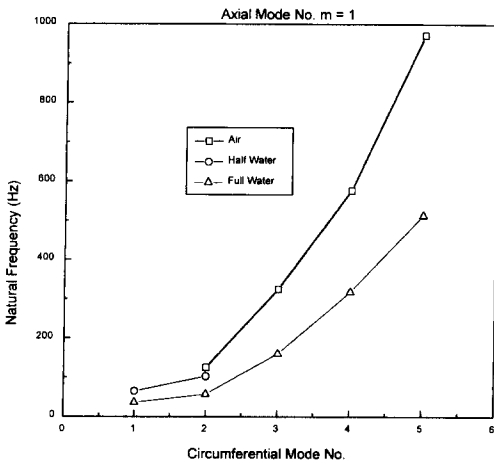


Fig. 9 Comparison of natural frequency of stiffened cylindrical shell filled with air, half water and full water

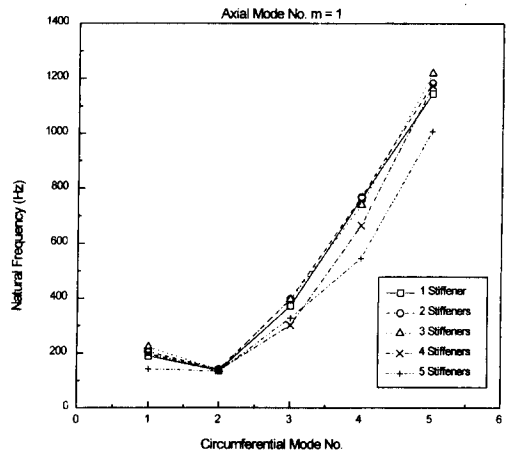


Fig. 10 Comparison of natural frequency of cylindrical shell with various circumferential stiffeners

4.4 보강 및 보강하지 않은 쉘에 유체를 채운 경우의 동특성

Fig. 12는 쉘의 전체를 물로 채운 보강 및 보강되지 않은 경우의 고유진동수 변화를 나타내고 있

다. 물이 채워지지 않은 경우의 Fig. 11과 비교해보면 고유진동수는 유체의 부가질량으로 인해 현저히 감소한다. 보강한 경우의 고유진동수는 보강하지 않은 쉘의 고유진동수 보다 2차 및 3차 모드에



서 37.1% 및 43%로 증가현상을 보이고 있으며 이는 유체가 채워지지 않은 경우보다 증가율이 두드러지게 컸다.

4.5 셸의 모드형상

Figs. 13~16은 각 모드별 모드형상을 나타내고 있다. 모드형상은 보강하지 않은 경우나 내부를 유

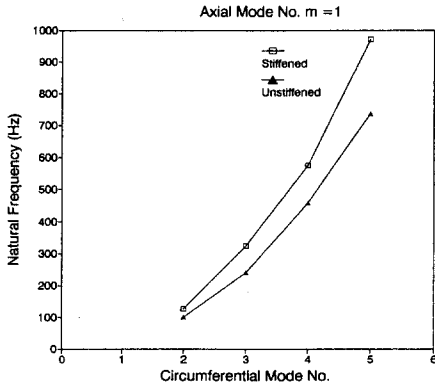


Fig. 11 Comparison of natural frequency of unstiffened and stiffened cylindrical shell filled with air

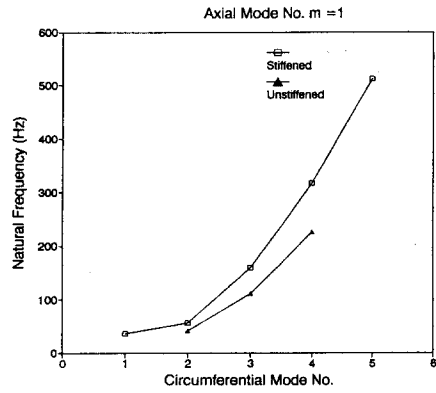


Fig. 12 Comparison of natural frequency of unstiffened and stiffened cylindrical shell filled with full water

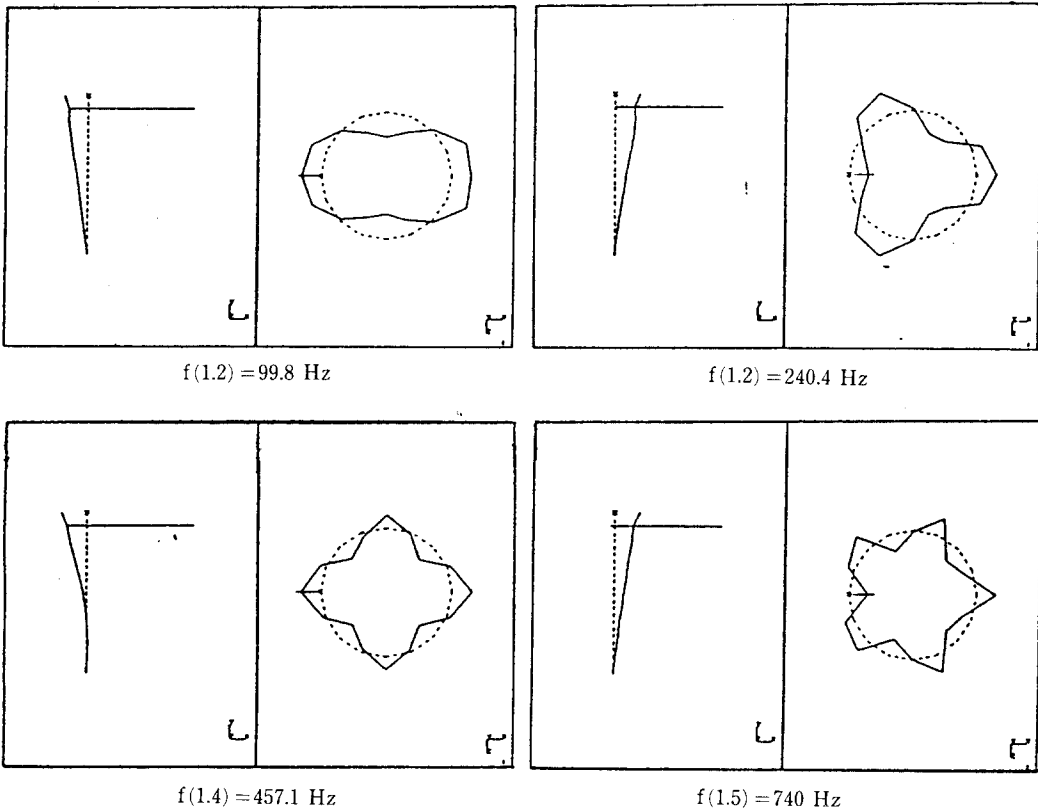


Fig. 13 Mode shape of unstiffened cylindrical shell filled with air (m, n)

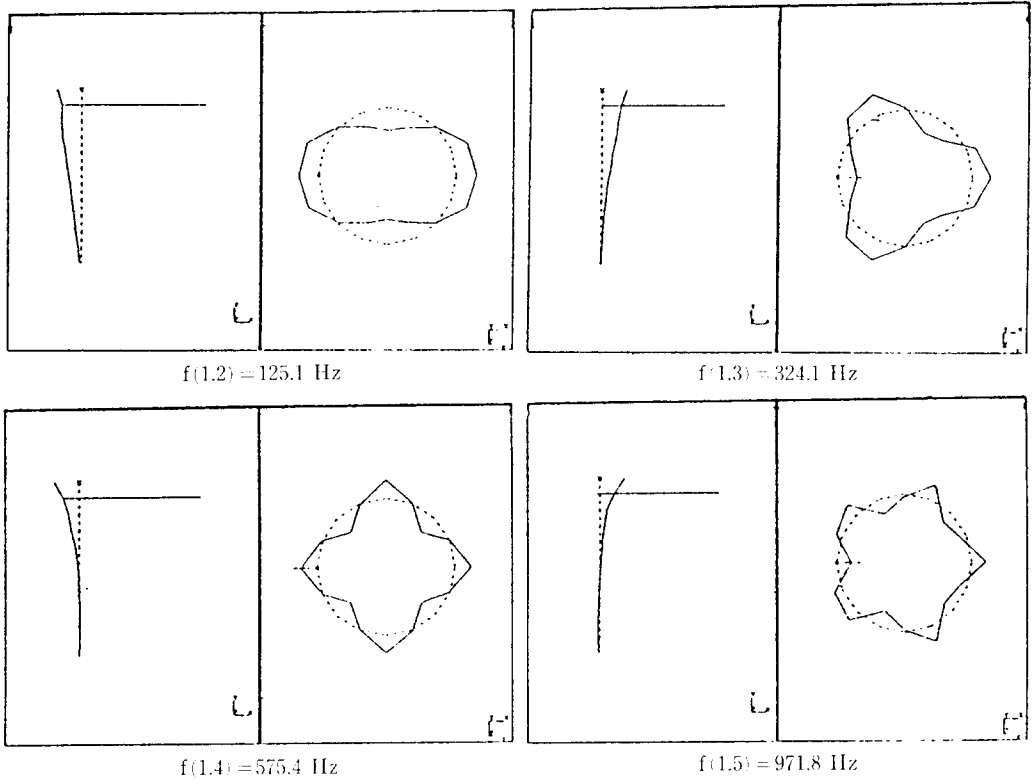


Fig. 14 Mode shape of stiffened cylindrical shell filled with air (m, n)

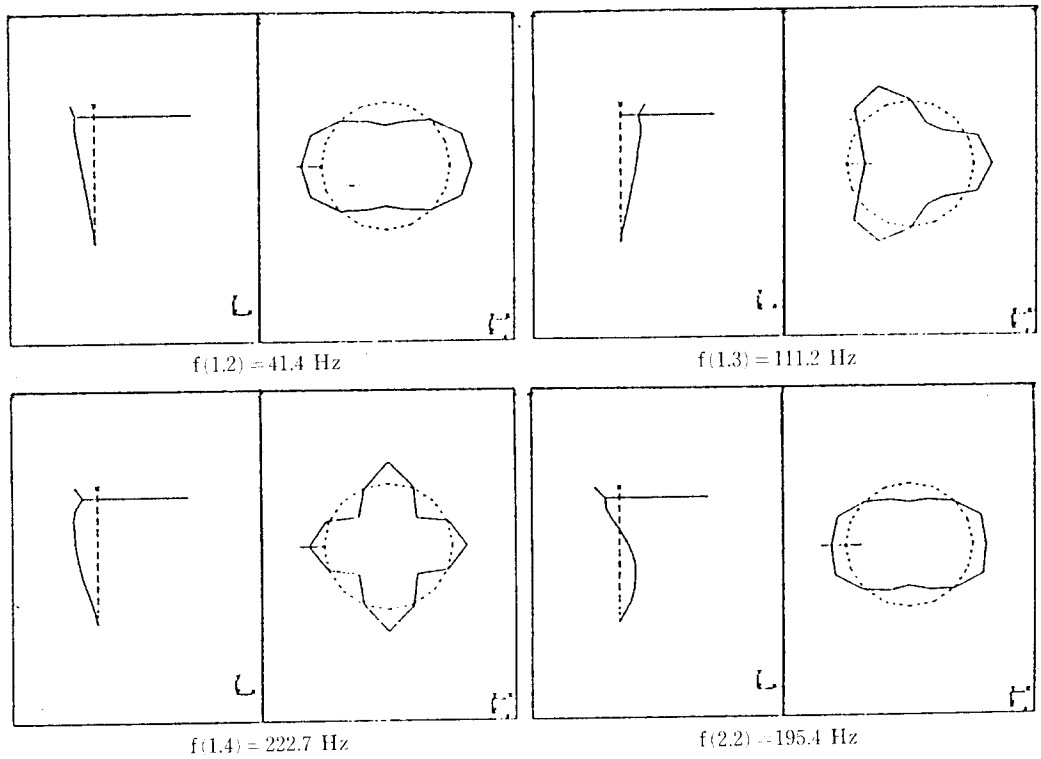


Fig. 15 Mode shape of unstiffened cylindrical filled with full water (m, n)

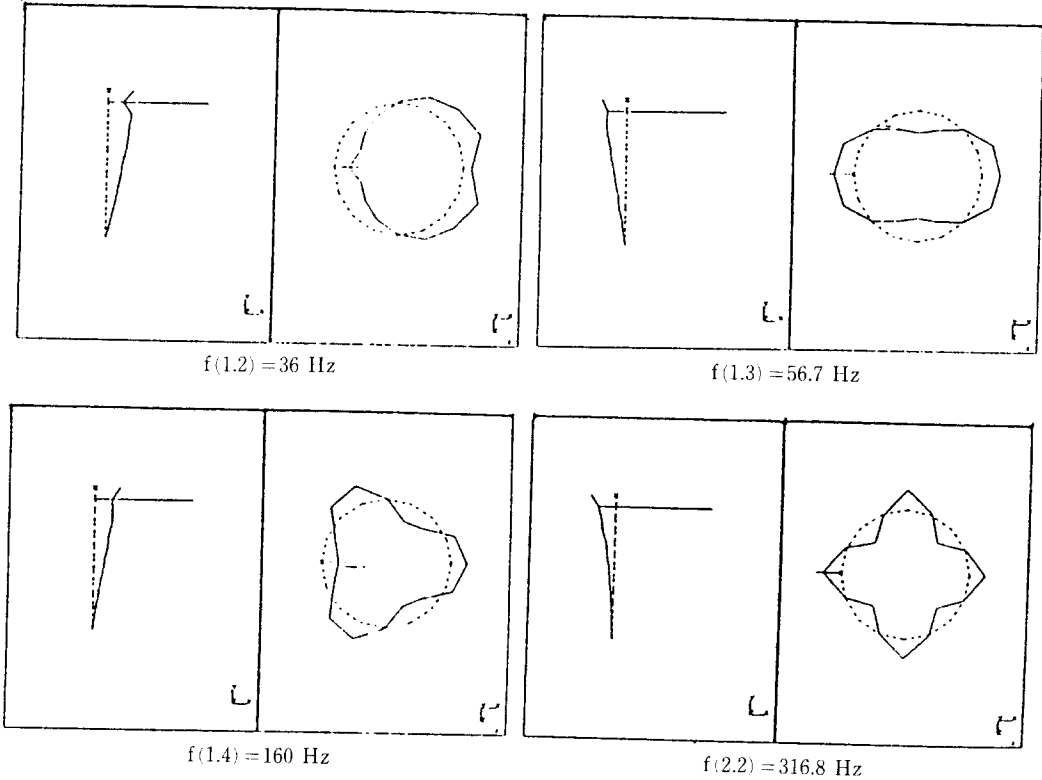


Fig. 16 Mode shape of stiffened cylindrical shell filled with full water(m, n)

체로 채운 경우 모두 비슷한 모드형상을 가짐을 알 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 원주방향으로 보강한 경우와 보강하지 않은 원통셸 및 이 셸의 내부를 유체로 채운 6가지 경우의 진동특성 규명을 실험을 통하여 수행하였다. 이 실험을 통해 하단이 고정된 외팔보 형상의 원통셸의 동특성에 대해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 원주방향으로 보강한 원통셸의 고유 진동수는 보강하지 않은 경우 보다 증가하는 경향을 갖고 있으며, 보강링의 개수가 3개 이상이 되면 고유진동수는 오히려 감소하는 것으로 나타났다.

(2) 내부를 유체로 채운 경우 유체에 의한 부가 질량효과로 인해 공기중에서 보다 고유진동수는 감소하였다.

(3) 1차 및 2차 모드에서 보강 원통셸의 고유진

동수는 보강하지 않은 경우와 비교하여 공기중에서는 25%와 35%, 셸 내부의 만을 유체로 채운 경우 29% 및 셸 내부 전체를 유체로 채운 경우 37%와 43%의 고유진동수가 각각 증가하여 보강된 효과를 나타내었다.

(4) 실험에서 추출한 각각의 진동 모드형상을 제시하여 비교한 결과 공기중에서나 셸 내부를 유체로 채운 경우 모두 비슷한 모드형상을 갖는 것으로 나타났다.

### 참고문헌

- (1) Sharma, C. B., 1974, "Calculation of Natural Frequencies of Fixed-Free Circular Cylindrical Shells," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 35, No. 1, pp. 55~76.
- (2) Mead, D. J. and Bardell, N. S., 1987, "Free Vibration of a Thin Cylindrical Shell with Periodic Circumferential Stiffeners," *J. of Sound*

- and Vibration*, Vol. 115, No. 3, pp. 499~520.
- (3) Gupta, R. K. and Hutchinson, G. L., 1988, "Free Vibration Analysis of Liquid Storage Tanks," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 122, No. 3, pp. 491~506.
- (4) Tedesco, J. W., Kostem, C. N. and Kalnins, A., 1987, "Free Vibration Analysis of Cylindrical Liquid Storage Tanks," *Computers and Structures*, Vol. 26, No. 6, pp. 957~964.
- (5) Sivak, V. F. and Telalov, A. I., 1991, "Experimental Investigation of Vibration of a Cylindrical Shell in Contact with a Liquid," Institute of Mechanics, Academy of Sciences of the Ukrainian SSR, Kiev. Translated from *Prikladnaya Mekhanika*, Vol. 27, No. 5, pp. 63~68.
- (6) Chiba, M. and Sudo, S., 1986, "Dynamic Stability of Liquid-Filled Cylindrical Shells under Horizontal Excitation part I: Experiment," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 104, No. 2, pp. 301~309.
- (7) Minowa, C. and Ogawa, N., 1991, "A Vibration Test of Cylindrical Tank with a Spring-Mass System," *SMiRT II Transactions*, Vol. K, pp. 601~606.
- (8) Tani, J., Sakai, T. and Chiba, M., 1989, "Dynamic Stability of Fluid-Coupled Coaxial Cylindrical Shells under Vertical Excitation," *일본기계학회논문집 C편*, 55권, 512호, pp. 870~876.
- (9) Brevart, B. J. and Fuller, C. R., 1993, "Effect of an Internal Flow on the Distribution of Vibrational Energy in an Infinite Fluid-Filled Thin Cylindrical Elastic Shell," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 167, No. 1, pp. 149~163.
- (10) Khai Seong Lay, 1993, "Seismic Coupled Modeling of Axisymmetric Tanks Containing Liquid," *J. of Engineering Mechanics*, Vol. 119, No. 9, pp. 1747~1763.
- (11) Yu Tang, 1994, "Free-Vibration Analysis of Tank Containing Two Liquids," *J. of Engineering Mechanics*, Vol. 120, No. 3, pp. 618~636.
- (12) 정경훈, 송희갑, 권대규, 이성철, 1993, "유체로 채워진 원통형 셸의 자유진동 해석," 대한기계학회, 1993년 추계학술대회논문집(I), pp. 261~219.
- (13) 정경훈, 이성철, 1994, "Fourier 급수전개를 이용한 부분적으로 유체가 채워진 원통형 셸의 고유진동 해석," 소음진동공학회, 제4권, 제12호, pp. 163~175.
- (14) 1990, *Introduction to I-DEAS*, Structural Dynamics Research Corporation.
- (15) Desalvo, D. J. and Gorman, R. W., 1992, *ANSYS Engineering Analysis System User's Manual*, Swanson Analysis Systems, Inc. Houston, Pennsylvania, USA.