

진동시험 치구의 최적설계 및
제작에 관한 연구(I)

김도영*, 남궁석**

A Study on an Optimal Design &
Manufacture of Vibration Test Fixture (I)

Do Young Kim,* Suk Namgung**

Abstract

The purpose of test fixture is to mechanically couple energy from a shaker into a test specimen. And then it is necessary to design a fixture of which the fundamental natural frequency is over than one half times as high as the highest frequency of interest. But the dynamic behavior of vibration test fixture is usually different from, often far different from, what has been calculated.

In this paper, the optimal dimensionless frequency parameter, λ 's, are calculated from the test results of a various and complex shaped fixtures.

I. 서론

진동시험은 치구(Fixture), 시험물 및 진동 시험기로 구성되고, 정확한 진동시험을 하기 위해

서는 진동 시험기로 부터의 에너지를 시험물에 기계적으로 전달시켜줄 수 있는 최적의 치구를 설계하는 것이 중요하다.

치구를 설계하기 위해서는 기본고유진동수(Fun

* 국방과학연구소

**충남대학교 교수

damental Natural Frequency)가 시험사양의 주파수 보다 약 1.5배¹⁾ 이상에서 공진이 일어나도록 설계하여야 하는데, 이론적인 고유진동수를 구하는 것은 치구형상 및 치구구성부품간의 체결방법 등에 따라 적용하는 공식이 달라지고, 시험치구와 진동시험기의 경계조건, 형상 및 포아손비의 함수인 무차원 주파수계수(Dimensionless Frequency Parameters)인 λ 에 따라서도 달라지므로²⁾ 진동시험장비의 체결조건에 맞는 λ 값을, 실제 진동시험에서 얻은 고유진동수와 계산에 의해 구한 고유진동수를 상호비교하여 구하였다. 그리고 복잡한 형상을 갖는 치구의 기본고유진동수를 계산하기 위해서는 치구를 밑면평판(Base Plate), 수직평판(Face plate), 보강판(Gusset)의 부분품으로 구성된 것으로 고려하고 각각의 기본고유진동수를 구한 다음 Dunkerley 방정식을 적용하여 복잡한 형상을 갖는 치구의 기본고유진동수를 계산하였다.^{1) 3)}

본 논문에서는 치구로 가장 많이 사용되는 원형평판 6개와 사각평판 5개에 대해 진동시험을 통하여 λ 를 구하였으며, 좀더 복잡한 형상의 치구 5개에 대하여는 이론적 계산을 통해 구한 고유진동수와 시험에 의해 구한 결과와 비교하였다.

본 연구의 결과로 평판치구에 대한 λ 값과 형상이 복잡한 치구의 각 축별로 고유진동수를 높이는 방법에 대해 제시함으로써 진동시험 치구를 설계하는데 있어서 시행착오를 피할 수 있고 시간과 경비를 줄이는데에 도움이 될 것이다.

II. 이론해석

II.1 고유진동수 계산에 필요한 사항

II.1-1 치구 설계의 기본 개념

그림 II.1은 고정벽에 용접된 외팔보로서 끝단에 하중이 작용하고 있는 것을 보여준다. 이와같은 외팔보의 진동해석은 그 보에 무게가 없고 정적굽힘을 하며 벽에 완전히 고정되었다고 가정

한다.

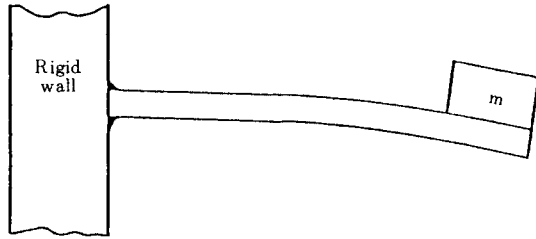


Fig. II.1 Cantilever Beam

그림 II.2는 그림 II.1을 모델링한 것으로 밑판강성(Base Stiffness) 부분에 2개의 스프링 k_1 , k_1 가 존재하고 이 두 k_1 , k_1 는 아주 stiff하다고 가정한다. 즉 보가 rigid하게 고정될 조건이다. 이 k_1 , k_1 가 그렇게 stiff하지 않는 실제적인 경우에는 두 개의 부가굽힘(x_1, x_2)이 발생하게되어 결국 전체 굽힘은 x_1, x_2, x_3 의 합으로 된다. 굽힘 x_1 은 동적인 힘 $F=ma$ 에 의해 생기고, 굽힘 x_2 은 무게 W 에 의한 벽으로 부터의 모멘트로 인하여 생기며, 굽힘 x_3 은 외팔보 자체의 굽힘에 의한 것이다. 진동시험 치구분석에는 위3가지 조건을 모두 고려해야 한다.

또한 스프링력 $F=kx$ 에서 치구분석시에 스프링은 선형이라고 가정한다.

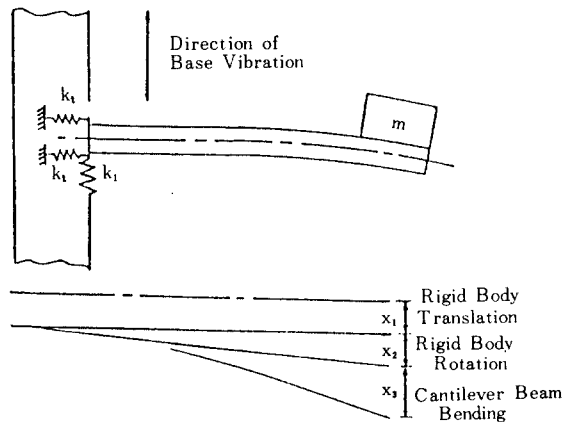


Fig. II.2 Modeling of Cantilever Beam

스프링상수 k 와 질량 m 인 진동계의 고유진동수 f_n 은 다음과 같다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = 15.76 \sqrt{\frac{k}{W}} \dots\dots\dots (1)$$

k : [N/mm]

W : [N]

II. 1-2 Dunkerley 방정식

Dunkerley 방정식은 여러개의 부분품으로 구성된 질량스프링계에 있어서 각 부분품의 고유진동수가 계산되면 그 고유진동수를 합함으로서 근사적으로 전체계의 기본고유진동수 f_t 를 구할 수 있다. 아래 식(2)는 Dunkerley 방정식을 나타낸다. ¹⁾³⁾

$$\frac{1}{f_t^2} = \frac{1}{f_1^2} + \frac{1}{f_2^2} + \dots + \frac{1}{f_n^2} \dots\dots\dots (2)$$

II. 1-3 치구 분석에 사용되는 재료, 공식 및 도표 ¹⁾²⁾⁵⁾

치구 제작에는 먼저 제작방법을 결정한 후 재질이 선정된다. 재질은 알루미늄, 마그네슘, 철이 사용되는데 알루미늄은 철보다 3배정도 가볍고 마그네슘 보다는 약 2배정도 무겁다. 치구의 무게는 치구설계에 있어 상당한 비중을 차지하는데 무게가 가볍고 감쇠효과가 좋은 마그네슘은 가격이 비싸고 용접성이 불량하며, 철은 무게가 무겁고 감쇠효과도 좋지 않음으로 용접성 및 무게면에서 알루미늄이 치구재질로 주로 사용된다.

아래는 치구 고유진동수 계산에 필요한 공식 및 표를 나타낸다.

1) 원형평판의 고유진동수

그림 II. 3의 치수를 가지는 원형평판의 고유진동수는

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\lambda}{a^2} \sqrt{\frac{D}{\rho_a}} \dots\dots\dots (3)$$

이다.

여기서 a : 반경 [mm]

ρ_a : 단위면적당 질량 [kg/mm²]

D : 동강성계수 (Dynamic Flexibility) [N-mm]

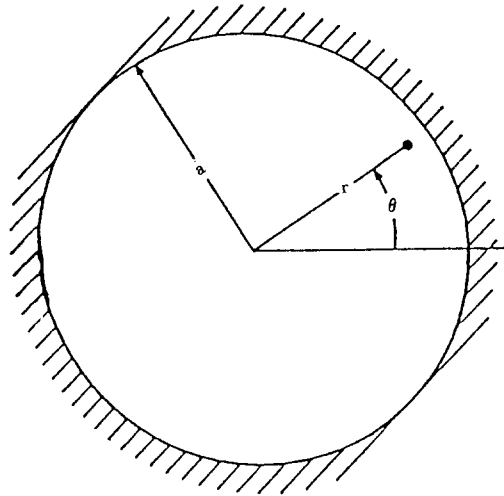


Fig. II. 3 Circular Plate

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

h : 두께 [mm]

E : 탄성계수 [N/mm²]

ν : 포아손비

이다.

치구재질이 알루미늄인 경우 재료의 물성치를 식(3)에 대입하면 아래 식(4)처럼 표시된다.

$$f_n = 2.47 \times 10^5 \left(\frac{h}{a^2}\right) \times \lambda \dots\dots\dots (4)$$

2) 사각평판의 고유진동수

그림 11. 4는 “o”와 “q”의 nodal line을 가지는 사각평판으로 고유진동수 f_n 은 Rayleigh방법에 의해 식(5)로 표시된다.

$$f_n = \frac{\pi h \lambda}{b^2} \left[\frac{g}{48} \frac{E}{\rho} \frac{1}{(1-\nu^2)} \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (5)$$

여기서 b : 가로길이 [mm]

ρ : 단위체적당 질량 [kg/mm³]

치구재질이 알루미늄인 경우는 식(6)으로 표시된다.

$$f_n = 2.39 \times 10^6 \left(\frac{h}{b^2}\right) \lambda \dots\dots\dots (6)$$

그리고 여러가지 경계조건과 하중에 따른 값이

표 II.1에 나타나 있다. 경계조건에서 "-----" 표시는 단순지지, "//////"는 고정지지를 나타

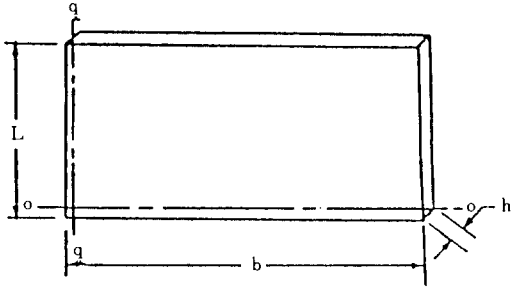


Fig. II. 4 Rectangular Plate

Table II. 1 Plate Mode Shape Constants

Reference	β	λ^2	λ^{2*}	Reference	β	λ^2	λ^{2*}
-1	2 2	$[1 + (\frac{b}{L})^2]^2$	4	-10	0 2	$(\frac{b}{L})^2$	1
	2 3	$[16 (1 + (\frac{b}{L})^2)]^2$	1024		2 2	$5.2 + 7.8(\frac{b}{L})^2 + (\frac{b}{L})^4$	14.0
-2	2 2	$5.2 + 3.12(\frac{b}{L})^2 + 5.2(\frac{b}{L})^4$	13.52		1 2	$.426 (\frac{b}{L})^2 + (\frac{b}{L})^4$	1.43
-3	1 1	$2.08(\frac{b}{L})^2$	2.08	-11	2 2	$2.44 + 4.52(\frac{b}{L})^2 + (\frac{b}{L})^4$	7.96
	2 2	$5.2 + 36.34(\frac{b}{L})^2 + 5.2(\frac{b}{L})^4$	46.74		1 2	$.13 + .76(\frac{b}{L})^2 + 5.2(\frac{b}{L})^4$	6.09
-4	2 2	$2.44 + 2.90(\frac{b}{L})^2 + 5.2(\frac{b}{L})^4$	10.54	-12	2 2	$5.08 + 6.76(\frac{b}{L})^2 + 5.2(\frac{b}{L})^4$	17.04
-5	2 2	$2.44 + 2.70(\frac{b}{L})^2 + 2.44(\frac{b}{L})^4$	7.58	-13	1 1	$.13 + .32(\frac{b}{L})^2 + .12(\frac{b}{L})^4$.57
-6	2 2	$5.2 + 2.50 (\frac{b}{L})^2 + (\frac{b}{L})^4$	8.7		2 0	5.2	5.2
-7	2 2	$2.44 + 2.32 (\frac{b}{L})^2 + (\frac{b}{L})^4$	5.76	-14	2 2	$5.2 + 9.74(\frac{b}{L})^2 + 5.2(\frac{b}{L})^4$	20.14
					2 1	$5.2 + 2.08 (\frac{b}{L})^2$	7.28
-8	1 0	0	0		1 0	.13	.13
	1 1	$.52 (\frac{b}{L})^2$.52	-15	1 1	$.13 + .8 (\frac{b}{L})^2$.93
-9	1 1	$.130 (\frac{b}{L})^2$.130	-16	(Diagonal Node Line)	$.39 + .96(\frac{b}{L})^2 + .36(\frac{b}{L})^4$	1.71

낸다. 단순지지 경계조건은 체결된 요소가 몇개의 볼트로만 체결되어 있는 경우 즉, 한 모서리에 1-2개 정도로 체결되어 있는 경우에 적용하며,

용접부위나 볼트로 체결되어 있더라도 간격이 조밀하게 체결된 요소의 경계조건에는 고정지지 경계조건을 적용하면 만족스런 결과를 얻을 수 있음이 실험적으로 언급되고 있다.⁶⁾

또한 두 경계조건중 어느것을 적용해야할 것인지 확실하지 않는 경우에는 두 경계조건에 대한 고유진동수를 계산한 후 평균하여 구하면 된다.

3) 보의 굽힘 고유진동수

보의 굽힘 고유진동수는

$$f_b = 15.76 \sqrt{\frac{k}{W}} \dots \dots \dots (7)$$

$$k = \frac{B_1 EI}{L^3}$$

이다.

여기서 B_1 : 보형태와 경계조건에 따른 상수 (표 11.2)

Table II.2 Values of B_1 for Beams

No.	Beam Type	Bending Sketch 1st Mode	B_1	No	Beam Type	Bending Sketch 1st Mode	B_1
-1	CANTILEVER Uniform Load		8	-9	Fixed Ends (Uniform Load)		384
-2	Point Load at End		3	-10	Simple Supported (Point Load)		48
-3	Distributed Load at End		$\frac{24(L-a)}{3L-4a+\frac{a^2}{L}}$	-11	Fixed Ends (Point Load)		192
-4	Load at any Point		$\frac{2}{\frac{a^2}{L}(L-\frac{a}{3})}$	-12	Simply Supported Uniform & Point Loads		$\frac{47.9(P+WL)}{P+62WL}$
-5	Point Load at End Plus Uniform Load		$\frac{24(WL+P)}{3WL+8P}$	-13	Fixed with Off-Center Load		$\frac{3(3a_1+a_2)^2 L^3}{2a_1^3 a_2^3}$
-6	Uniform Load Varying Cross- section, Constant Width (b)		2	-14	Fixed with Uniform & Point Loads		$\frac{384(P+WL)}{2P+WL}$
-7	Point Load Varying Cross- section, Constant Width (b)		$\frac{2}{2}$	-15	Fixed/ Simply Supported Uniform Load		186
-8	SUPPORTED ENDS Simply Supported (Uniform Load)		$\frac{384}{5}$	-16	Simply Supported with Off- Center Load		$\frac{3L^4}{a_2 \left[\frac{a_1(L+a_2)}{3} \right]^{3/2}}$

L : 보길이 [mm]

I : 단면 2차 모멘트 [mm⁴]

k : 스프링 상수 (표 11.3)

4) 강체평행운동 (Rigid Body Translation) 에
의한 고유진동수

강체평행운동의 고유진동수는 아래 식(8)로 표시
된다.

$$f_{rbl} = 15.76 \sqrt{\frac{k_b}{W}} \dots \dots \dots (8)$$

여기서,

$$k_b = \frac{nAE}{L_b} : \text{볼트강성} \dots \dots \dots (9)$$

n : 볼트 갯수

A : 볼트 단면적 [mm²]

L_b : 볼트 grip length [mm]

이다.

5) 강체회전운동 (Rigid Body Rotation) 에 의
한 고유진동수

Table II.3 Translational & Rotational Spring Constants

Line	Constraints and Loading	Translational Force F	Rotational Moment M
-1		$k = \frac{3EI}{L^3}$	$k_r = \frac{EI}{L}$
-2		$k = \frac{3EIL}{(ab)^2}$	$k_r = \frac{3EIL}{L^2-3ab}$
-3		$k = \frac{96EI}{b(5b^2-3L^2)}$	$k_r = \frac{4EIL^2}{b[4L-3b(L+a)(1+ab)]}$
-4		$k = \frac{3EIL^2}{(ab)^3}$	$k_r = \frac{EIL^3}{ab(L^2-3ab)}$
-5		-	$k_r = \frac{3EI}{L}$
-6		-	$k_r = \frac{4EI}{L}$
-7		-	$k_r = \frac{2EI}{L} \quad G = \text{Shear Modulus}$
-8		-	$J = ab^3 \left[\frac{16}{3} - 3.36 \frac{b}{a} \left(1 - \frac{b^2}{2a^2} \right) \right]$ $k_r = \frac{2EI}{L}$

강체회전운동 고유진동수는

$$f_{rbr} = 3.13 \sqrt{\frac{K_r}{TL}} \dots\dots\dots (10)$$

으로 표시된다.

여기서

$$K_r = \frac{4nEI}{L_b} \dots\dots\dots (11)$$

$$TL = W_t \cdot X \cdot L_b \text{ [N} \cdot \text{mm}^2] \dots\dots\dots (12)$$

W_t : 전체무게 [N]

X : 모멘트 거리 [mm]

이다.

II.2 이론치 및 측정치에 의한 계산

그림 II.5와 같이 각 치구에 응답가속도계(Res
ponse Accelerometer)를 두곳에 부착한 후 1G의
가속도레벨로 5-2000Hz 범위를 15분간 치구를 가진
시켜 고유진동수 및 부착위치에 대한 확대계수
(Amplification Factor; Q)를 측정하였고, 3축 방향
(X, Y, Z)으로 시험을 실시하여 치구의 축 방향
이 바뀔에 따라 생기는 고유진동수와 Q값의 변
화를 측정하였다.

그리고 제어가속도계(Control Accelerometer)는
X축 시험때는 야마츄어(Armature)에 부착하고
Y, Z축 시험때는 슬립 플레이트(Slip Plate)에 부
착하여 시험하였다.

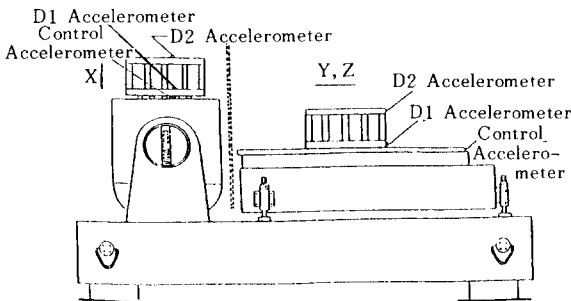


Fig. II. 5 Vibration Test Fixture mounted on Shaker

II.2-1 원형 및 사각평판의 치구 고유진동수

1) 원형평판 치구(I) : (8- ϕ 30 관통구멍)
지름이 480.0mm, 두께 30.5mm인 원형평판의 고

유진동수 f_n 은 식(4)에 의해 $f_n=130.8 \lambda$ 이다. 그
리고 그림 II.6에서 처럼 시험에 의해 측정된
고유진동수 f_n 은 1387Hz이므로

$$f_n = 130.8 \lambda = 1387$$

에서 λ 는 10.60을 얻을 수 있다.

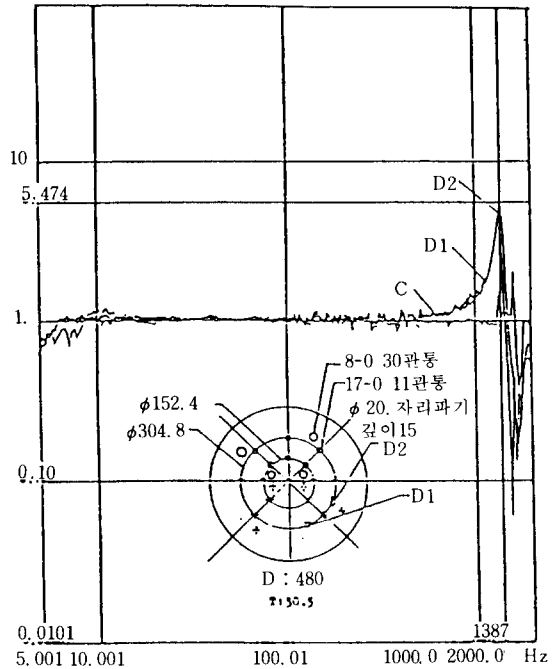


Fig. II. 6 X-Axis Response Curve of Fixture I

2) 원형평판 치구(II) : (24- ϕ 50.0 관통구멍)
지름이 457.2mm, 두께 50.0mm인 원형평판의 고
유진동수 f_n 은 236.3 λ 이며 측정된 고유진동수는
1708Hz이므로

$$f_n = 236.3 \lambda = 1708$$

에서 λ 는 7.23를 얻을 수 있다.

3) 원형평판 치구(III) : (150- ϕ 30.0 관통구멍)
지름이 570.0mm, 두께 48.0mm인 원형평판의 고
유진동수 f_n 은 146.0 λ 이며 측정된 고유진동수는
791Hz이므로

$$f_n = 146.0 \lambda = 791$$

에서 λ 는 5.42을 얻을 수 있다.

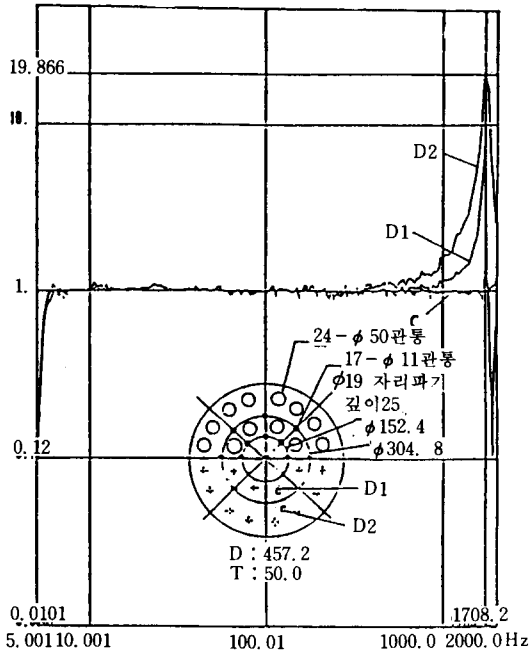


Fig. II. 7 X-Axis Response Curve of Fixture II

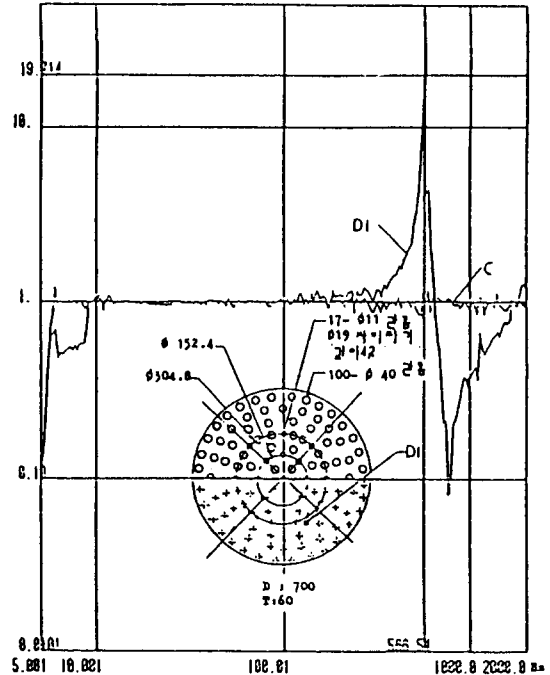


Fig. II. 9 X-Axis Response Curve of Fixture IV

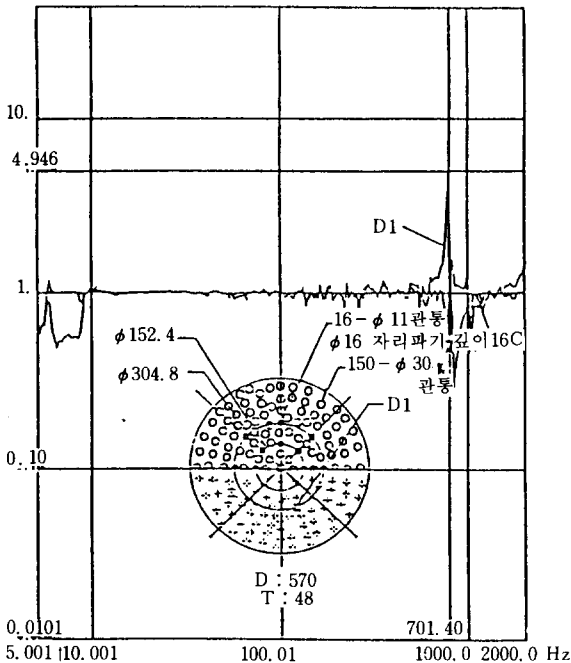


Fig. II. 8 X-Axis Response Curve of Fixture III

4) 원형평판 치구(IV) : (100-φ40.0 관통구멍) 지름이 700.0mm, 두께 60.0mm인 원형평판의 고유진동수 f_n 은 121.0λ이며 측정된 값은 566Hz이므로

$$f_n = 121.0 \lambda = 566$$

에서 λ는 4.68을 얻을 수 있다.

5) 사각평판 치구(V) : (12-φ12.0 관통, 18.0mm 자리파기, 깊이 15.0mm, 4-φ11.0 관통구멍) 가로 500.0mm, 세로 500.0mm, 두께 40.0mm인 사각평판의 고유진동수 f_n 은 식(5)에 의해 $f_n = 382.4 \lambda$ 이다. 그리고 그림 II.10에서처럼 측정된 고유진동수 f_n 은 552Hz이므로

$$f_n = 382.4 \lambda = 552$$

에서 λ는 1.44를 얻을 수 있다.

6) 사각평판 치구(VI) : (17-φ10.9 관통구멍, 15.8 자리파기, 깊이 20.0)

가로 400.1mm, 세로 374.7mm, 두께 39.9mm인 사각평판의 고유진동수 f_n 은 679.2λ이며 측정값

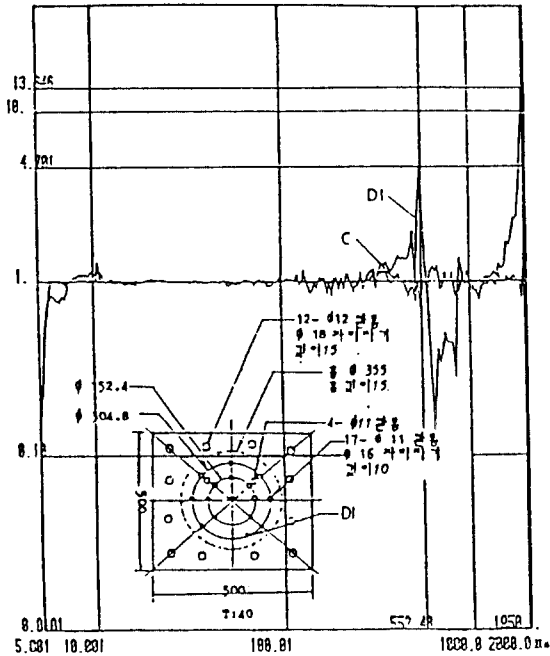


Fig. II. 10 X-Axis Response Curve of Fixture V

은 1574Hz이므로

$$f_n = 679.2 \lambda = 1574$$

에서 λ 는 2.31을 얻을 수 있다.

II.4는 실험 및 측정에 의해 여러가지 원형, 사각평판에서 얻은 λ 값을 나타낸다.

II.2-2 복잡한 형상의 치구 고유진동수

본 절에서는 II.2-1에서 얻은 여러가지 평판에 대한 λ 값을 복잡한 형상의 치구 고유진동수 계산에 적용하여 이론적인 고유진동수 계산에 관한 일련의 과정을 기술한다.

1. 치구(I)의 고유진동수 계산

그림 II.12는 복잡한형상 치구(I)의 치수와 형상을 나타낸다.

1) X축 고유진동수 계산

① 치구 무게

bar 무게 : $W_{bar} = 12.0(N)$

Base plate 무게 : $W_{bp} = 133.4(N)$

Table II.4 λ Values of Circular and Rectangular Plates

단위 : [mm]

번호	치구크기	치구크기	치구형상조건	λ
1	원형평판	d=480.0 t=30.5	8- ϕ 30.0관통구멍	10.6
2	원형평판	d=457.2 t=48.0	24- ϕ 50.0관통구멍	7.23
3	원형평판	d=570.0 t=48.0	150- ϕ 30.0관통구멍	5.42
4	원형평판	d=700.0 t=60.0	100- ϕ 40.0관통구멍	4.6
5	직사각 평판	a=500.0 b=500.0 t=40.0	12- ϕ 12.0관통구멍 ϕ 18.0자리파기 깊이15.0 4- ϕ 11.0관통구멍	1.44
6	"	a=400.1 b=374.7 t=39.9	관통구멍 없음	2.3

번호	치구명	치구크기	치구형상조건	λ
7	원형평판	d=599.4 t=50.0	5- ϕ 50.0관통구멍 5- ϕ 39.9 " 5- ϕ 30.0 " 8- ϕ 65.0 "	6
8	원형평판	d=538.5 t=48.0	52- ϕ 80.5관통구멍	6
9	정사각 평판	a=480.1 b=353.1 t=38.1	90- ϕ 15.0, 깊이21.8 8- ϕ 14.0, 깊이20.0	1.5
10	직사각 평판	a=500.4 b=619.8 t=36.1	8- ϕ 98.0관통구멍	1.5
11	"	a=431.8 b=558.8 t=24.1	330.2홈 홈깊이7.6 22- ϕ 10.7관통구멍 17.8자리파기 깊이6.9	1.5

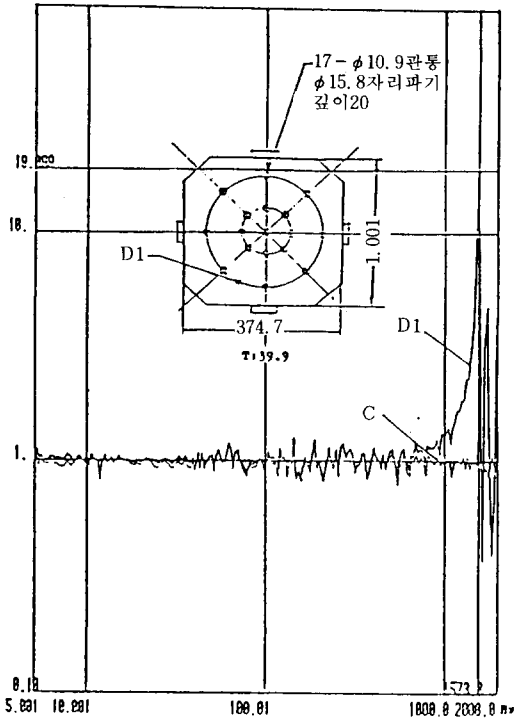


Fig. II. 11 X-Axis Response Curve of Fixture W

Upper plate 무게 : $W_{up}=89.0(N)$

② Base Plate 고유진동수 (f_{bp})

식(4)에 $a=250.2mm$, $h=25.4mm$, $\lambda=10$ (원형 평판 관통구멍없는 경우)을 대입하면 $f_{bp}=1002.2Hz$ 이다. 여기에서 밀판 위에 있는 무게를 고려하면 고유진동수 f_{bp}' 는 실험적으로 식(13)으로 근사화할 수 있다.⁶⁾

$$f_{bp}' = f_{bp} \sqrt{\frac{W}{W+W'}} \dots\dots\dots (13)$$

여기서 $W=W_{bp}=133.4(N)$

$W'=8 \cdot W_{bar} + W_{up}=184.7(N)$

이므로 $f_{bp}'=649.0Hz$ 이다.

③ 강체평행운동 고유진동수 (f_{rbt})

식(8)에 $n=17$, $A=71mm^2$, $E=206.8 \times 10^3 N/mm^2$, $W=8 \cdot W_{bar} + W_{bp} + W_{up}=315.8N$, $L_b=30.48mm$ 를 대입하면 $f_{rbt}=2538Hz$ 이다.

④ 치구의 고유진동수 (f_t)

식(2)에 의해 f_t 는

$$\frac{1}{f_t^2} = \frac{1}{f_{bp}^2} + \frac{1}{f_{rbt}^2}$$

이다.

따라서 f_t 는 628.8Hz이다.

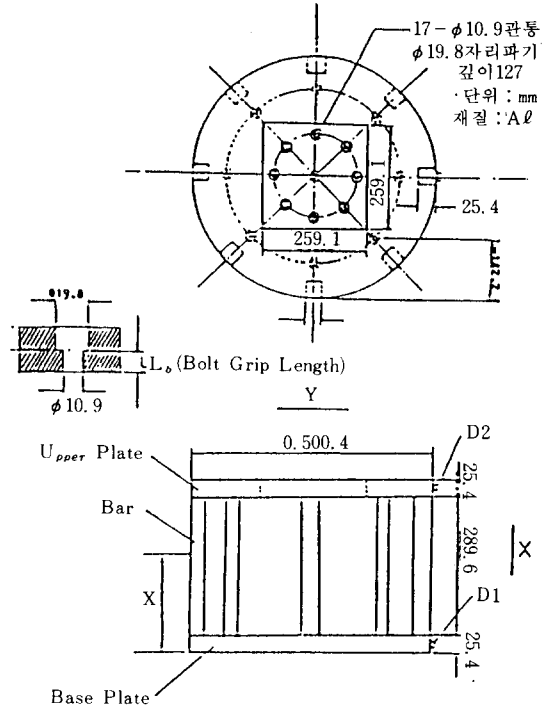


Fig. II. 12 Dimension and Shape of Complex Shaped Fixture I

2) Y축 고유진동수 계산

① Bar의 고유진동수 (f_{bar})

표 II. 2의 No. 5를 적용하면

$$k = \frac{24EI(wL+P)}{L^3(3wL+8P)}$$

w : 단위길이당 무게(N/mm)이다. 여기에 $wL=95.6N$, $L=289.6mm$, $I=81.58 \times 10^3 mm^4$, $P=89N$ 을 대입하면 $k=3.08 \times 10^3 N/mm$ 인데 bar가 8개이므로 $k=8 \times 3.08 \times 10^3 N/mm=2.46 \times 10^4 N/mm$ 이다. 따라서 bar의 고유진동수 f_{bar} 은

$$f_{bar} = 15.76 \sqrt{\frac{k}{W}}$$

에서 $f_{bar}=182.1 \text{ Hz}$ 이다.

② 강제회전운동 고유진동수(f_{rbr})

식(10)과 (11)에 $L_b=30.5\text{mm}$, $n=16$, $I=405.8 \text{ mm}^4$, $W_t=92.3\text{N}$, $X=144.8\text{mm}$ 를 대입하면

$$f_{rbr}=328.9\text{Hz}$$

이다.

③ 밀판 비틀림 고유진동수(f_{bt})

식(10)에 표 II.3의 No.7을 적용하면

$$f_{bt}=1120.3\text{Hz}$$

이다.

④ 치구의 고유진동수(f_t)

$$\frac{1}{f_t^2} = \frac{1}{f_{bar}^2} + \frac{1}{f_{rbr}^2} + \frac{1}{f_{bt}^2}$$

따라서 f_t 는 157.7Hz 이다.

2. 치구(II)의 고유진동수 계산

그림 II.13은 복잡한 형상 치구(II)의 치수와 형상을 나타낸다.

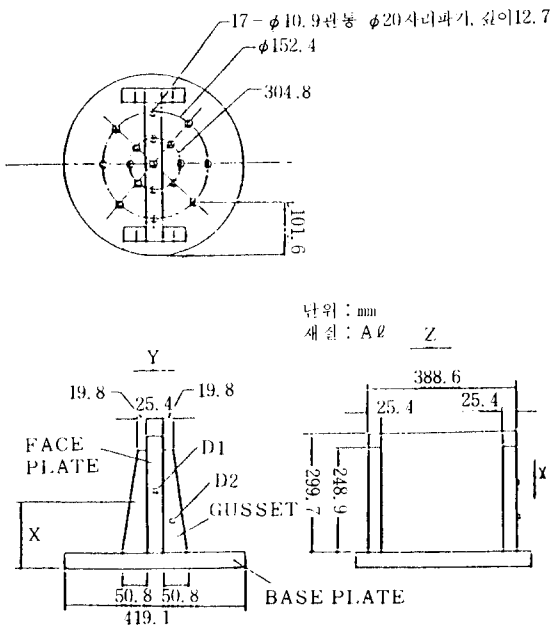


Fig. II.13 Dimension and Shape of Complex Shaped Fixture II

1) X축 고유진동수 계산

①치구부계

수직평판 무게 : $W_p=80.1\text{[N]}$

보강판 무게 : $W_g=6.2\text{[N]}$

밀면평판 무게 : $W_{bp}=93.4\text{[N]}$

②밀면평판 고유진동수 계산(f_{bp})

식(4)에 $a=209.6\text{mm}$, $h=25.4\text{mm}$, $\lambda=10$ (원형평판 관통구멍이 없는 경우)을 대입하면 고유진동수 f_{bp} 는

$$f_{bp}=1428.1\text{Hz}$$

이다.

③강제평행운동 고유진동수(f_{rbt})

식(8)에 $n=17$, $A=71\text{mm}^2$, $E=206.8 \times 10^9\text{N/mm}^2$, $L_b=15.24\text{mm}$, $W_t=198.4\text{N}$ 을 대입하면

$$f_{rbr}=4528.2\text{Hz}$$

이다.

④치구 고유진동수(f_t)

$$\frac{1}{f_t^2} = \frac{1}{f_{bp}^2} + \frac{1}{f_{rbt}^2}$$

따라서 f_t 는 1361.9Hz 이다.

2) Y축 고유진동수 계산

①치구 부계중심 계산

$$\bar{X} = \frac{\bar{W}_g \bar{X}_g + \bar{W}_p \bar{X}_p/2}{\bar{W}_g + \bar{W}_p/2} = 166.1\text{mm}$$

②보강판 고유진동수 계산(f_g)

식(7)에 표 II.2의 No.6을 적용하여 고유진동수를 계산하면

$$f_g=305\text{Hz}$$

이다.

③수직평판의 고유진동수(f_p)

식(6)에 표 II.1의 No.12를 적용하면

$$f_p=623\text{Hz}$$

이다.

④밀면평판의 강제회전운동 고유진동수 계산(f_{rb})

식(10)과(11)을 적용하여 고유진동수를 계산하면

$$f_{rbr}=882.1\text{Hz}$$

이다.

⑤ 밀면평판의 비틀림 고유진동수(ft)
 식(10)에 표 II.3의 No.7을 적용하면
 $ft=708.2\text{Hz}$

이다.

⑥ 치구 고유진동수(ft)

$$\frac{1}{f_t^2} = \frac{1}{f_g^2} + \frac{1}{f_{rbt}^2} + \frac{1}{f_p^2} + \frac{1}{f_{br}^2}$$

이다.

따라서 $ft=245.4\text{Hz}$ 이다.

3) Z축 고유진동수 계산

① 보강판 고유진동수(f_g)

식(7)과 표 II.2의 No.6을 적용하면
 $f_g=2029.1\text{Hz}$

이다.

② 수직평판의 고유진동수(f_p)

보강판과 마찬가지로 식(7)과 표 II.2의 No.6을 적용하면

$$f_p=1226.9\text{Hz}$$

이다.

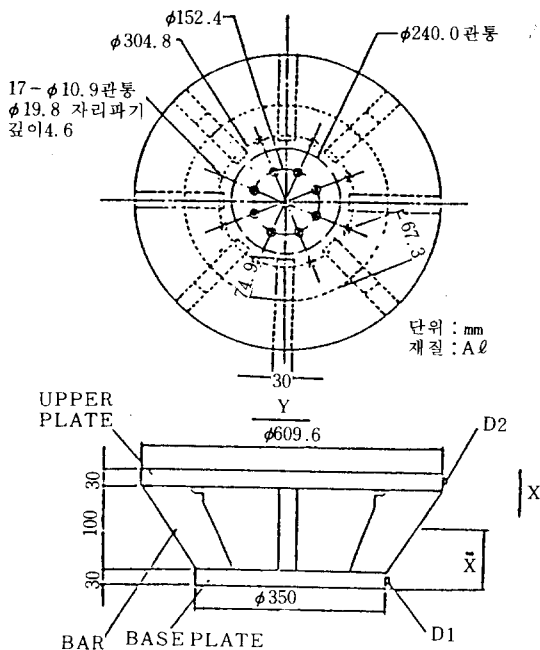


Fig. II.14 Dimension and Shape of Complex Shaped Fixture III

③ 밀면평판 강제회전운동 고유진동수(frbr)
 Y축과 동일하게 $frbr=882.1\text{Hz}$ 이다.

④ 치구 고유진동수(f_t)

$$\frac{1}{f_t^2} = \frac{1}{f_g^2} + \frac{1}{f_p^2} + \frac{1}{f_{br}^2}$$

따라서 $ft=675.4\text{Hz}$ 이다.

표 II.5는 위 II.2-2에서 계산된 고유진동수와 측정에서 얻은 값을 비교하여 나타낸다. 또한 그림 II.14, 15, 16의 치구에 대한 계산 및 측정 값을 참고로 정리하여 실었다.

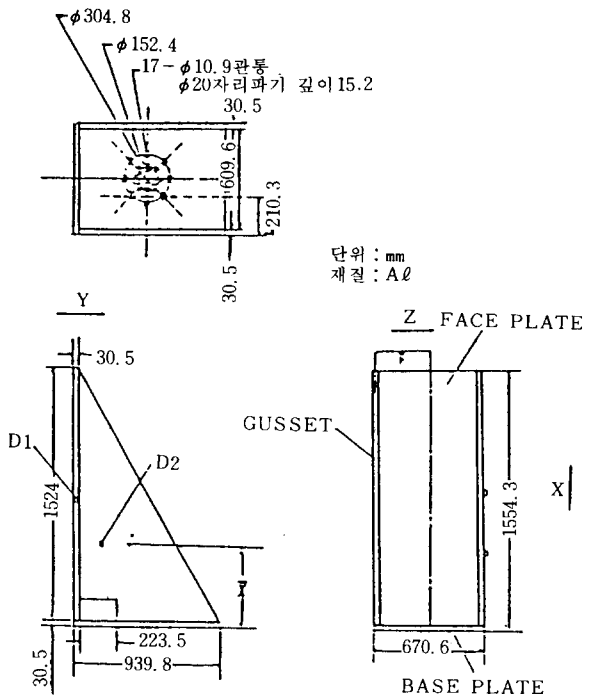


Fig. II.15 Dimension and Shape of Complex Shaped Fixture IV

그림 II.17, 18, 19, 20, 21은 복잡한 형상 치구 I, II의 각축에 대한 응답곡선들이다.

III. 계산 및 시험 결과

1) 원형 및 사각평판의 크기와 형상에 따른

Table II.5 Fundamental Natural Frequency of Various Complex Shaped Fixtures

치 구	X 축		Y 축		Z 축	
	계 산 값	측 정 값	계 산 값	측 정 값	계 산 값	측 정 값
No. 1	fbp=649.0 frbt=2538 ft=628.8	f't=607	fbar=182.1 frbr=328.9 fbt=1120.3 ft=157.7	f't=175	Y 축과 동일	
No. 2	fbp=1428.1 frbt=4528.2 ft=1361.9	f'f't=1524	fg=305 fp=623 frbt=882.1 fbt=708.2 ft=245.4	f't=320	fg=2029.1 fp=1226.9 frbt=882.1 ft=675.4	f't=837
No. 3	f'bp=966 frbt=2270 ft=912	f't=1119	fbar=956 frbt=457 fbt=2453 ft=406	f't=445	Y 축과 동일	
No. 4			fg=89 fp=444 frbr=58.4 fbt=133 ft=46	f't=36	fg=166 fp=19.7 frbr=58.4 fbt=88.5 ft=18	f't=22.7
No. 5			fg=1425.6 fp=751 fbr=125 frbr=460 frbt=2661 fbt=675 ft=116	f't=158	fg=1052 fp=196 frbr=460 frbt=217 fbt=972.7 ft=136.8	f't=209

λ 값은 표 II.4와 같다.

2) 원형평판의 경우 관통구멍의 크기와 수량에 따라 λ 값은 5-10의 분포를 보인다.

3) 사각평판의 경우는 관통구멍의 크기와 수량에 따라 λ는 1-2의 분포를 나타낸다.

4) 복잡한 형상을 갖는 치구는 이론적 고유진동수값과 측정값 사이에 10-30%의 오차를 나타낸다.

IV. 결론

1. 시험을 통해 구한 λ 값은 대부분의 원형 및 사각평판 치구의 설계에 적용될 수 있다.
2. 복잡한 형상을 갖는 치구의 각축 방향의 고유진동수를 높이기 위해서는, 전체 고유진동수에 근접한 고유진동수를 가지는 요소들을 설

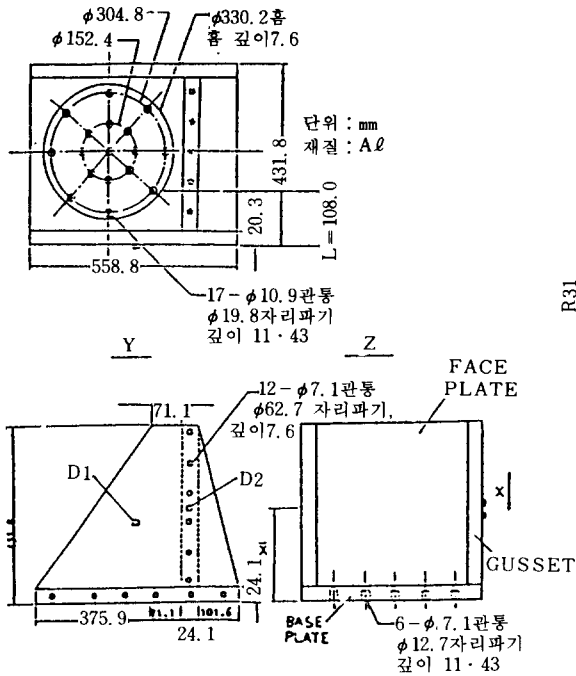


Fig. II.16 Dimension and Shape of Complex Shaped Fixture V

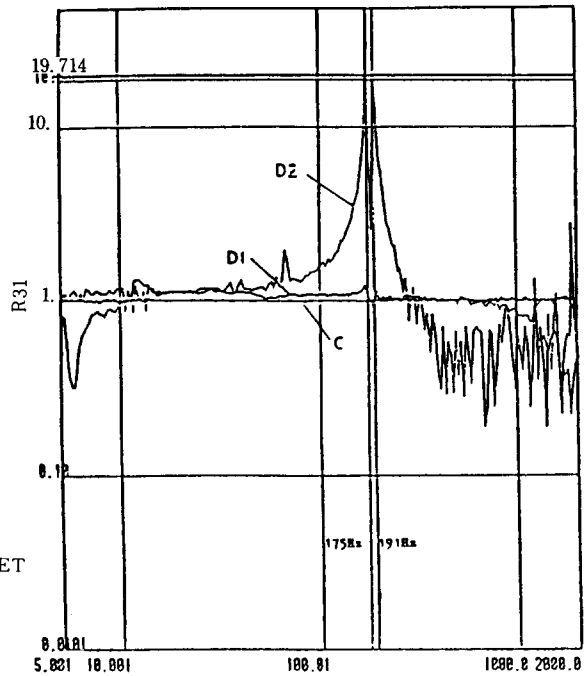


Fig. II.18 Y-Axis Response Curve of Complex Shaped Fixture I

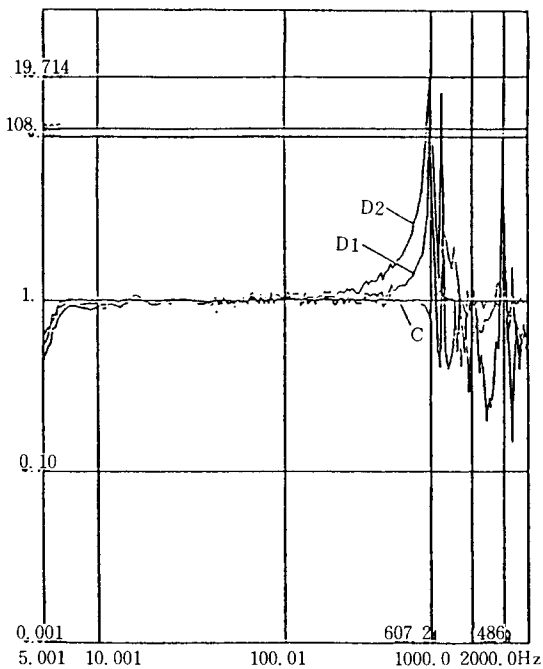


Fig. II.17 X-Axis Response Curve of Complex Shaped Fixture I

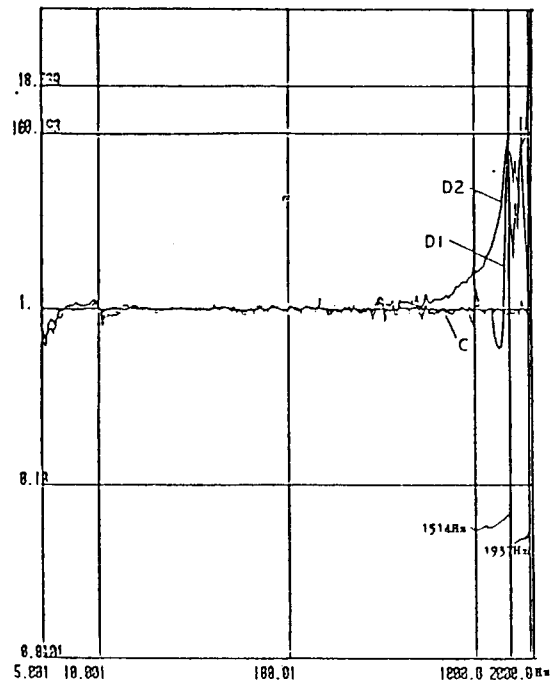


Fig. II.19 X-Axis Response Curve of Complex Shaped Fixture II

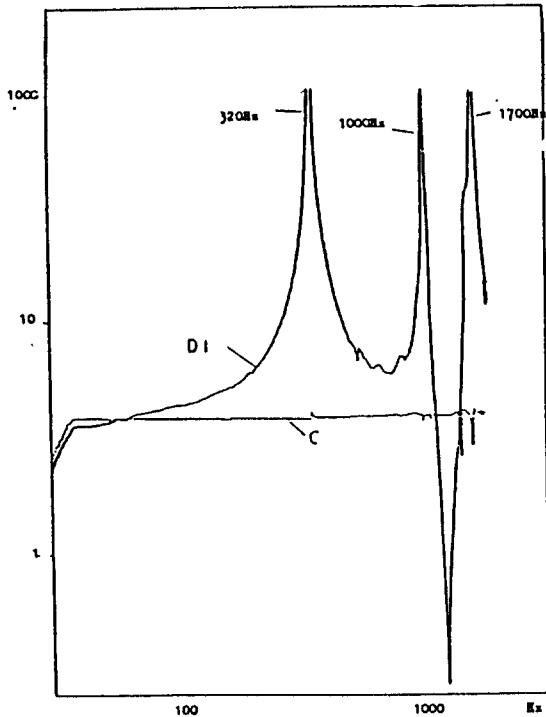


Fig. II.20 Y-Axis Response Curve of Complex Shaped Fixture II

계변경하는 것이 가장 효과적이다.

3. 여러가지 복잡한 형상을 갖는 치구의 이론적 고유진동수 계산 방법을 제시함으로써 다른 각종 치구설계 및 제작에 도움이 될 것이다.

參 考 文 獻

1. Klee Kimball, Tustin, Vibration and Shock Test Fixture Design, Tustin Institute of Technology, pp.10.1-10.3, 1971
2. Blevins, Formulus for Natural Frequency and Mode Shape, Van Nostrand Reinhold

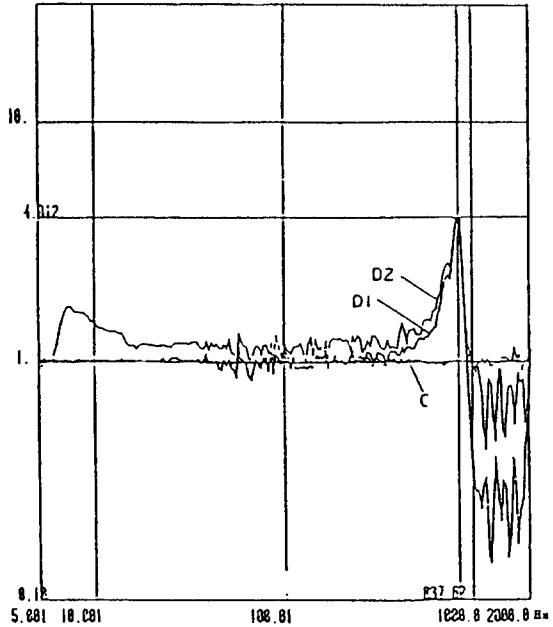


Fig. II.21 Z-Axis Response Curve of Complex Shaped Fixture II

Company, pp.233-258, 1979

3. Willian T. Thomson, Theory of Vibration with Applications, Prentice Hall, pp.276-281, 1981
4. Allen J. Curtis, N.G. Tining, Selection and Performance of Vibration Tests, Hughes Aircraft Company, pp.110-112, 1971
5. S. Timoshenko, D.H. Young, Vibration Problems in Engineering, Mc Graw Hill, pp313-320, 1975
6. G.B. Warburton, "The Vibration of Rectangular Plates", Proceedings of Instate of Mechanical Engineering, 1953