

# 이동 전화기의 기구구조 안정화설계

노승훈<sup>#</sup>, 손재율<sup>\*</sup>

## Design of a Mobile Phone Structure for the Improved Stability

Seung-Hoon Ro<sup>#</sup>, Jae-Yul Shon<sup>\*</sup>

### ABSTRACT

The contents of mobile phones are rapidly appended and the structures are being changed substantially. Most of the problems with mobile phones are related with the vibrations and the displacements of PCB boards. In this study, the vibration magnitudes of the boards by impulses on the case are analyzed with the variations of the selected design parameters. The result shows that the extensive suppression of the vibrations are feasible by the proper selection of the design parameters. Also the suggested relationships between the parameter selections and the magnitudes of vibrations can be applied to establish a database for improved stability of the mobile phone structure which is a critical concern considering the short life span of the mobile phone models.

**Key Words :** Mobile Phone(휴대전화기), Natural Frequency(고유진동수), FEM(Finite Element Method, 유한요소법), Frequency Response Function(주파수 응답 함수)

### 1. 서 론

최근 이동전화 사업은 3세대 초고속 이동전화 서비스의 도입으로 이동 중 동영상 수신이 가능해졌으며 단순한 음성통화의 기능에서 벗어나 PDA (휴대용 개인정보 단말기)와 동일한 기능을 갖춘 '스마트폰'으로 발전하고 있다. 이러한 추세에 따라 이동통신회사들은 3세대 이동통신 서비스를 시행하고 있고 단말기 제조업체들은 PDA 기능과 함께 인터넷 익스플로러, 파일검색, 편지수신, GPS (위성항법장치), 동영상 수신, 디지털카메라 등의 기능을 첨가시킨 제품으로 시장 경쟁에 나서고 있으며 특히 동영상수신기능은

대형 액정화 및 3D 디스플레이를 가능케 하는 방향으로 발전해 가고 있다.

이러한 변화는 필연적으로 휴대폰의 크기를 크게 하는 요인으로 작용하지만 소비자는 점점 소형·경량화 되면서도 세련된 제품을 선호하는 추세이다. 이 두 가지 상충되는 조건을 해결하기 위해서는 휴대폰의 기구설계 최적화가 절대적으로 필요하다. 즉 복잡한 구조의 휴대폰은 낙하 및 폴더 여닫음에 의한 충격에 취약해질 수밖에 없으며, 통화 수신시의 벨소리나 진동모드에서 유발되는 진동이 동영상화질에 많은 악영향을 줌은 물론 고장의 원인이 될 수 있다.

현재 우리의 기술은 통신 모듈과 휴대폰의 디자인에 관련된 부분은 세계적인 경쟁력을 가지고 있지만 휴대폰의 기구적 해석에 대한 연구는 활발하지 못한 것이 현실이다. 정보단말기인 PDA가 통신기능을 갖추고 통신단말기인 휴대폰이 정보기능을 갖추게 될

# 교신저자 : 금오공과대학교 기계공학부

E-mail : shro@kumoh.ac.kr

\* 금오공과대학교 기계공학부

으로써 휴대폰 제조는 통신, 반도체 및 영상 디스플레이 등 다양한 기술의 집적이 필연적이며 따라서 현존하는 여러 가지 문제에 대한 요인 분석을 통한 설계 개선안의 도출과 문제의 해결을 위한 최적설계가 절실하다.

## 2. 구조물의 동특성분석

휴대폰에 가해진 여러 충격 및 진동원에 의한 진동량 및 충격량을 파악하고 운동에너지의 전달과정을 조사하기 위하여 각 부위의 동특성을 분석하였다<sup>11-12</sup>. 각 부품에 대한 동특성을 파악한 후 부품을 하나씩 더해 조립하면서 동특성의 변화를 살펴보았다.

### 2.1 실험장치 및 Setup

실험에 사용된 장비 및 Setup 상태는 Fig. 1 및 Table 1과 같다.

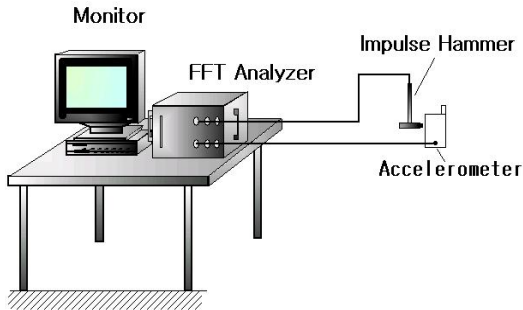


Fig. 1 The setup for the frequency response test

Table 1 Spec. of the test equipment

	Model	Company
FFT Analyzer	DSA 212	Difa Measuring Systems
Accelerometer	8634b5	Kistler
Impact Hammer	DYTR PULSE	Dytran

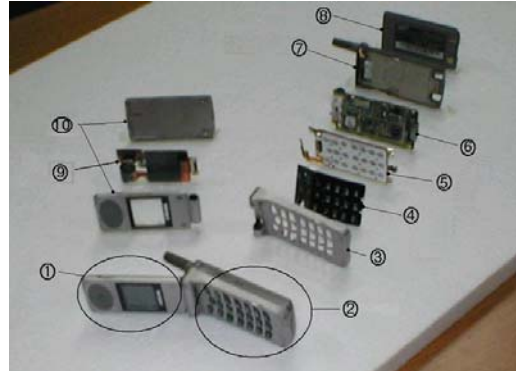


Fig. 2 The parts of a mobile phone

본 논문에서는 휴대폰의 설계변수의 변화에 따른 동특성의 변화를 조사하고 이를 바탕으로 데이터베이스 구축의 기본 자료를 얻고자 함을 그 목표로 한다.

### 2.2 실험방법 및 결과

휴대폰의 구조적 특성상 측정이 쉽지 않아 고차 고유진동수와 진동모드의 측정은 어려워 각 부품 및 각 부품이 조립된 상태에 대한 1차 고유진동수만을 파악한 후 유한요소법에 의한 해석결과와 비교 분석을 통해 고차 고유진동수 및 진동 모드를 파악한다.

#### 2.2.1 전지 연결부 케이스(case 1)의 동특성 분석 (Fig. 2의 ⑦)

전지가 부착되는 케이스 1(Fig. 3)에 대하여 Fig. 9와 같이 안테나 쪽 면을 고정(이하 같은 구속조건)한 후 주파수 분석기를 통해 구한 고유진동수는 54.7 Hz이다.



Fig. 3 Photo of the case 1 (⑦ of Fig. 2)

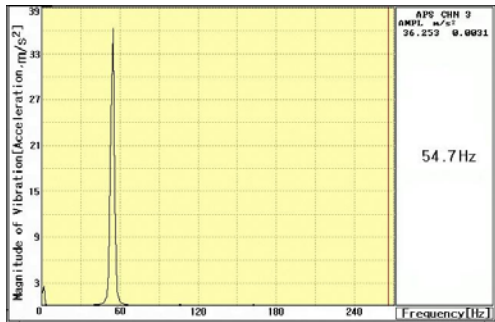


Fig. 4 The measured 1st natural frequency of the case 1

2.2.2 조립된 두 개의 케이스의 동특성분석 (Fig. 2의 ③+⑦)

두 개의 케이스가 조립된 경우(Fig. 5)에 대하여 주파수 분석기를 통해 구한 고유진동수는 154.7Hz이다.



Fig. 5 Photo of the parts ③, ⑦ and the assembly

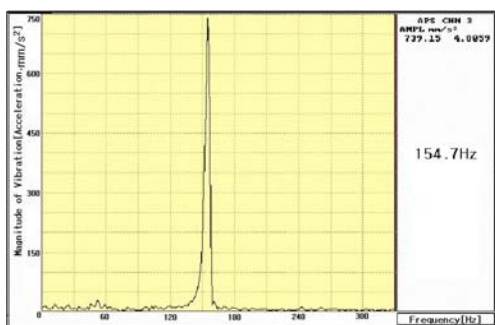


Fig. 6 The measured 1st natural frequency of the assembly(Fig. 5)

2.2.3 케이스와 기판이 조립된 상태의 동특성 분석 (Fig. 2의 ③+⑤+⑥+⑦)

두 개의 케이스와 기판 두 개가 조립된 경우(Fig.

7)에 대하여 주파수 분석기를 통해 구해진 1차 고유진동수는 158.3Hz이다.



Fig. 7 Photo of the parts ③, ⑤, ⑥, ⑦ and the assembly

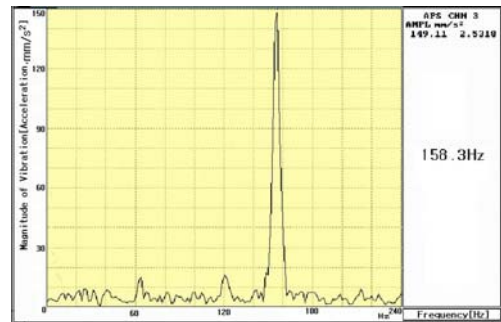


Fig. 8 The measured 1st natural frequency of the assembly(Fig. 7)

2.2.4 완전 조립된 휴대폰의 동특성분석

주파수 분석기를 이용하여 Fig. 9와 같은 조건에서 구해진 완전 조립된 휴대폰의 1차 고유진동수는 220.3Hz임을 확인할 수 있다.

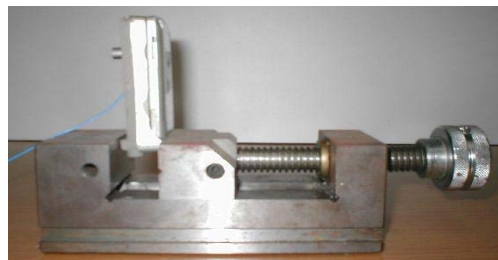


Fig. 9 A test Setup for the frequency response test of the fully assembled mobile phone

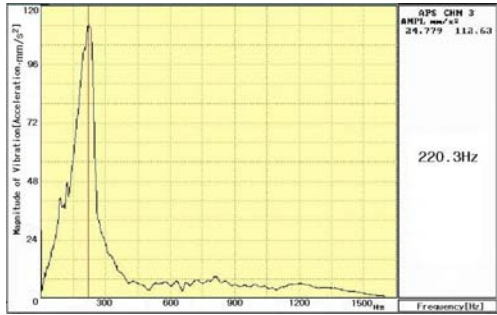


Fig. 10 The measured 1st natural frequency of the test setup in Fig. 9

### 2.3 이론적 진동해석

각 부품 및 각 부품이 조립된 경우에 대해 2.2에서와 같이 주파수 분석기로 측정된 1차 고유진동수와 유한요소해석을 위한 모델을 구현한 후 해석을 통해 구해진 고유진동수를 비교 분석하는 과정을 통하여 실제 모델과 동일한 동특성을 가지는 유한요소모델을 완성하였다. 이 모델을 이용하여 각 부품과 조립된 상태에 대한 고차(2차 이상) 진동모드와 고유진동수를 얻는다.

#### 2.3.1 전지연결부 케이스의 진동분석(Fig.2의 ⑦)

케이스 1에 대한 유한요소모델을 완성하고 해석한 결과는 Fig. 11과 같으며 주파수 분석기를 통해 측정된 1차 고유진동수와 비교할 경우 오차는 2.2%이다.

따라서 케이스에 대한 유한요소모델은 신뢰성을 가진다고 할 수 있으며 이 유한요소모델을 이용하여 고차 고유진동수 및 진동모드를 분석하여 Table 2에 나타내었다.

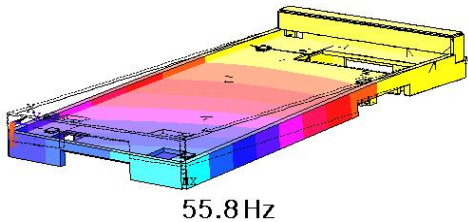
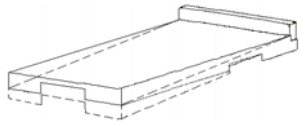
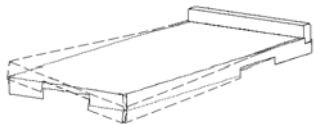
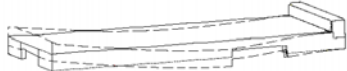
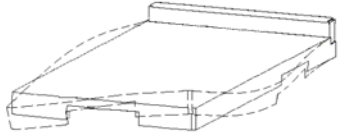


Fig. 11 Analyzed 1st natural frequency and the vibration mode of the case 1

Table 2 Natural frequencies and corresponding modes of the case 1

Nat. Freq.	Vibration Modes(FEM)	
1st		
	Analysis(FEM) 55.8Hz[Fig. 11]	Experiment(FFT) 54.7Hz[Fig. 4]
	Error : 2.2%	
2nd		
	Analysis 146.7Hz	
3rd		
	Analysis 360.3Hz	
4th		
	Analysis 456.4Hz	

#### 2.3.2 조립된 두개의 케이스의 진동분석 (Fig. 2의 ③+⑦)

Fig. 5와 같이 두 개의 케이스가 조립된 경우에 대한 유한요소모델을 완성하고 해석한 결과는 Fig. 12와 같으며 주파수 분석기를 통해 측정된 1차 고유진동수와 비교할 경우 오차는 0.6%이다. 이 유한요소모델을 이용하여 고차 고유진동수 및 진동모드를 분석하여 Table 3에 나타내었다.

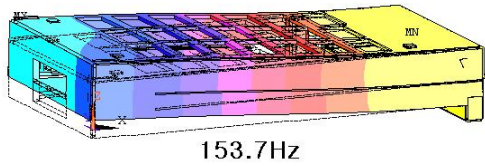
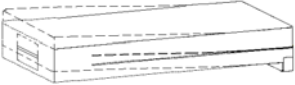
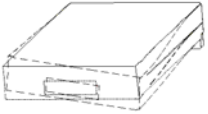
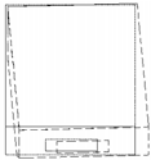



Fig. 12 Analyzed 1st natural frequency and the vibration mode of the assembly(③+⑦) of Fig. 2)

Table 3 Natural frequencies and corresponding modes of the assembly(③+⑦) of Fig. 2)

Nat. Freq.	Vibration Modes(FEM)	
1st		
	Analysis(FEM) 153.7Hz[Fig. 12]	Experiment(FFT) 154.7Hz[Fig. 6]
	Error : 0.6%	
2nd		
	Analysis 360.6Hz	
3rd		
	Analysis 587.8Hz	
4th		
	Analysis 638.2Hz	

### 2.3.3 케이스와 기판이 조립된 상태의 진동분석 (Fig. 2의 ②)

Fig. 7과 같이 두 개의 케이스와 기판 두 개가 조립된 경우에 대하여 유한요소모델을 완성하고 해석한 결과는 Fig. 13과 같으며 주파수 분석기를 통해 측정된 1차 고유진동수와 비교할 경우 오차는 2.3%이다.

이 유한요소모델을 이용하여 고차 고유진동수 및 진동모드를 분석한 결과는 Table 4에 나타내었다.

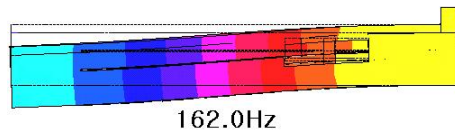

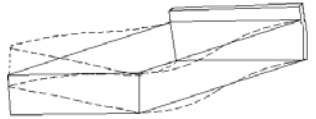

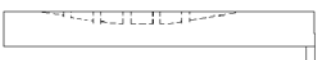


Fig. 13 Analyzed 1st natural frequency and the vibration mode of the assembly (③+⑤+⑥+⑦) of Fig. 2)

Table 4 Natural frequencies and corresponding modes of the assembly(③+⑤+⑥+⑦) of Fig. 2)

Nat. Freq.	Vibration Modes(FEM)	
1st		
	Analysis(FEM) 162.0Hz[Fig. 13]	Experiment(FFT) 158.3Hz[Fig. 8]
	Error : 2.3%	
2nd		
	Analysis 444.0Hz	
3rd		
	Analysis 592.5Hz	
4th		
	Analysis 638.2Hz	

2.3.4 완전 조립된 휴대폰의 진동분석

2.3.1~2.3.3의 결과를 보면 유한요소모델(Fig. 14)은 실제 휴대폰의 동특성을 잘 구현하고 있음을 알 수 있다. Table 5는 완전 조립된 휴대폰의 고유진동수 및 진동 모드를 정리한 것이다.

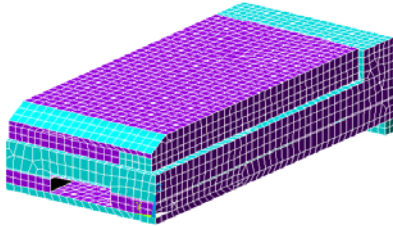

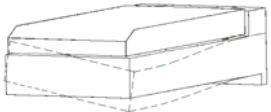

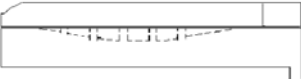


Fig. 14 An FEM model of the fully assembled mobile phone

Table 5 Natural frequencies and corresponding modes of the fully assembled mobile phone

Nat. Freq.(Hz)	Vibration Modes(FEM)	
1st		
	Analysis(FEM) 197.0Hz	Experiment(FFT) 220.3Hz[Fig. 10]
	Error 11.8%	
2nd		
	Analysis 472.0Hz	
3rd		
	Analysis 592.5Hz	
4th		
	Analysis 638.2Hz	

3. 진동량 감소를 위한 휴대폰 설계 변경

3.1 설계 변경 요소 선택

기본적인 분석결과를 토대로 휴대폰이 충격적인 힘을 받을 경우 발생하는 기판의 진동은 케이스의 형상, 기판고정 볼트 수 및 고정위치, 휴대폰의 전체길이 및 폭, 기판의 칩 부착위치, 기판의 두께, 케이스의 리브 두께에 의하여 결정되는 것으로 설정하였다<sup>[3~4]</sup>.

3.2 설계 요소 변경에 따른 진동량

3.1에 소개된 설계요소를 변화시키며 이에 따른 진동량의 변화를 조사한다.

3.2.1 설계요소 ① : 케이스의 형상

동일한 충격량(동일한 낙하높이)에 대하여 접촉위치에 따른 힘과 접촉시간의 차이를 조사하기 위하여 Fig. 15와 같은 Setup 상태에서 6개면과 12개의 변 및 8개의 모서리가 접촉하는 경우에 대하여 실험한 결과는 Table 6과 같다.

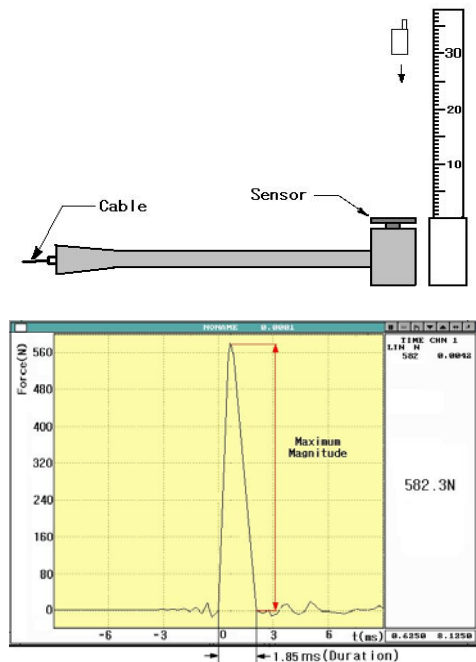
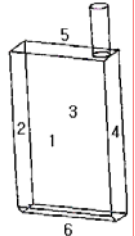
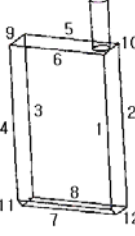
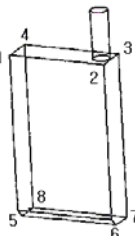


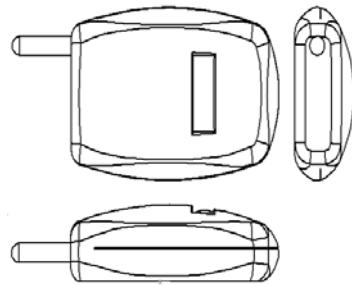
Fig. 15 Setup for the drop test and a result

**Table 6 Contact time and maximum height of impulse for each contact position**

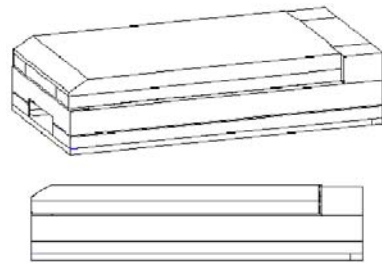
Faces	Number	Contact Time(ms)	Max. Height(N)
	1	3.125	345.47
	2	1.875	575.78
	3	2.500	431.85
	4	1.875	575.78
	5	2.188	493.53
	6	1.563	692.08
Sides	Number	Contact Time(ms)	Max. Height(N)
	1	1.822	592.71
	2	1.563	690.96
	3	1.563	690.96
	4	1.822	592.71
	5	1.563	690.96
	6	1.563	690.96
	7	1.853	582.30
	8	1.563	690.96
	9	1.563	690.96
	10	1.563	690.96
	11	1.563	690.96
	12	1.563	690.96
Corners	Number	Contact Time(ms)	Max. Height(N)
	1	1.563	690.96
	2	1.563	690.96
	3	1.563	690.96
	4	1.563	690.96
	5	1.853	582.30
	6	1.853	582.30
	7	1.563	690.96
	8	1.563	690.96

동일한 충격량에 대하여 기관에 전달되는 충격력을 줄이기 위해서는 접촉시간(충격의 작용시간)을 증대시켜 충격력을 줄이는 방향으로 설계하는 것이 바람직하다.

Fig. 16과 같이 위 케이스 부분의 형상을 곡면화하면 기존 모델(Fig. 17)에 비하여 접촉시간의 증가와 함께 충격력이 감소되며 1차(빔의 굽힘 1차 진동), 2차(판의 굽힘 1차 진동) 진동의 강성증가효과도 가능하며 진동량 감소 효과가 기대된다<sup>[3]</sup>.

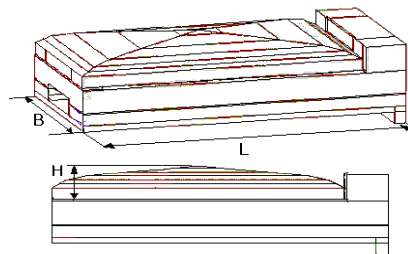


**Fig. 16 A curved shape of the case**



**Fig. 17 The original shape**

Fig. 18과 같이 먼저 뒷부분(액정부분 케이스)만을 곡면화한 다음 기관에 대한 진동량을 비교하였다. 곡면의 높이(Fig. 18에서 H부분)를 변화시키며 기관 진동량을 조사한 결과 값은 Table 7과 같다.



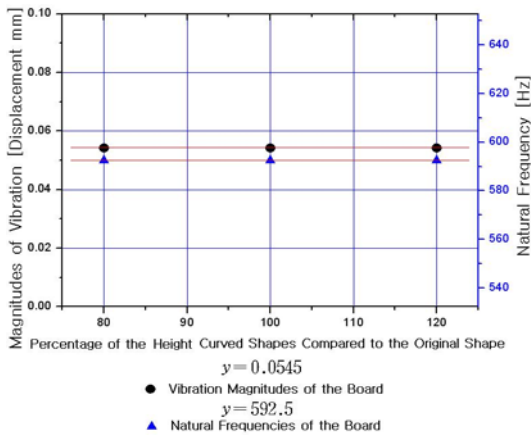
**Fig. 18 An improved shape**

**Table 7 Variation of the vibrations with the case shape**

Shapes		Magnitude of Vibration (mm)	Comparison
Flat(Original)		0.0545	.
Curved	80% of the Original H	0.0545	Same
	100% of the Original H	0.0545	Same
	120% of the Original H	0.0545	Same

(※ H : Refer Fig. 17)

곡면 높이에 따른 기관 진동량과 고유진동수의 변화 그래프 및 관계식은 Fig. 19와 같다. 기대와는 달리 케이스의 곡면 높이를 변화시킬 경우 기관 진동량과 기관 고유진동수에는 변화가 거의 없음을 알 수 있다. 현실적으로 가능한 케이스 형상범위 내에서는 실험에서와 같은(Table 6) 접촉시간의 큰 차이를 구현할 수 없어 큰 변화가 없었던 것으로 사료된다. 이 부분은 접촉부위를 중심으로 케이스 재료특성을 변화시키고 형상변화의 범위를 확대시킬 경우 효과를 기대할 수 있을 것으로 사료된다.



**Fig. 19 The vibration magnitudes and the natural frequencies with the curvature**

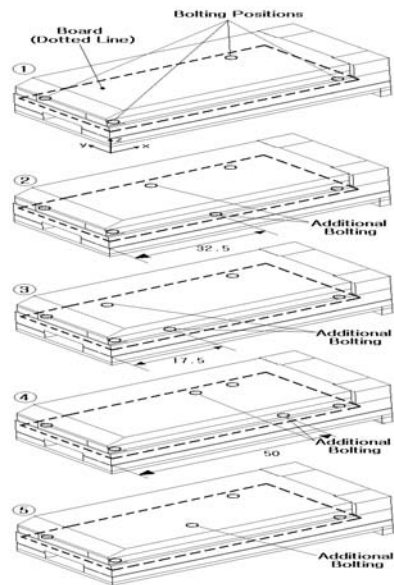
**3.2.2 설계 요소② : 기관 고정 볼트 수 및 고정위치**

기존의 기관은 케이스에 4개의 볼트로 고정되어 있다. 충격적인 힘이 가해질 때 기관은 4곳의 볼트 부분을 기준으로 상하(Fig. 20 ①의 Z방향)로 진동하게 된다. 볼트의 위치와 개수를 변화시키며 기관 진동량을 조사한 결과 값은 Table 8과 같다.

**Table 8 Variation of the vibrations with the bolting positions**

Number in Fig.19	Positions	Magnitude of Vibration(mm)	Comparison
①	Original	0.0545	.
②	Two Additional Bolts (as ②)	0.0524	3.9% Down
③	Two Additional Bolts (as ③)	0.0535	1.8% Down
④	Two Additional Bolts (as ④)	0.0479	12.1% Down
⑤	One Additional Bolts (as ⑤)	0.0517	5.1% Down

Fig. 20 ④의 위치에 고정 볼트를 2개 추가하면 진동량을 효과적으로 억제시킬 수 있음을 알 수 있다. 고정 볼트 수에 따른 기관 진동량과 고유진동수의 변화 그래프 및 관계식은 Fig. 21과 같다.



**Fig. 20 The bolting positions on the board**



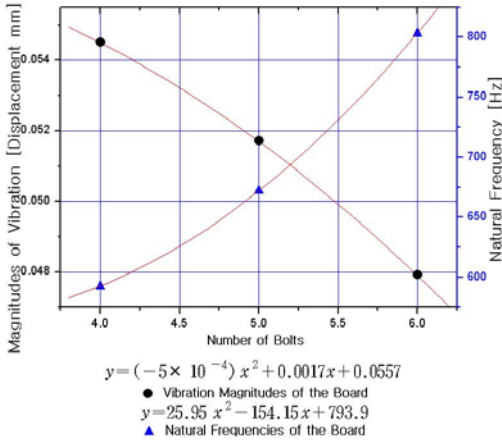


Fig. 21 The vibration magnitudes and the natural frequencies with the number of bolts

고정 볼트 수의 증가에 따라 기관 진동량은 감소하며 고유진동수는 증가함을 알 수 있다. 위의 그래프와 같이 고정 볼트 수의 증가에 따른 기관 진동량과 고유진동수의 그래프가 대칭적으로 나타나는 것에서도 알 수 있듯이 기관의 고정 볼트 수가 증가함에 따라 기관의 강성이 증가되어 고유진동수가 증가하게 되며 강화된 강성은 기관의 진동량을 감소시킨다. 고정 볼트 위치변화에 따른 기관 진동량과 고유진동수의 변화 그래프 및 관계식은 Fig. 22와 같다.

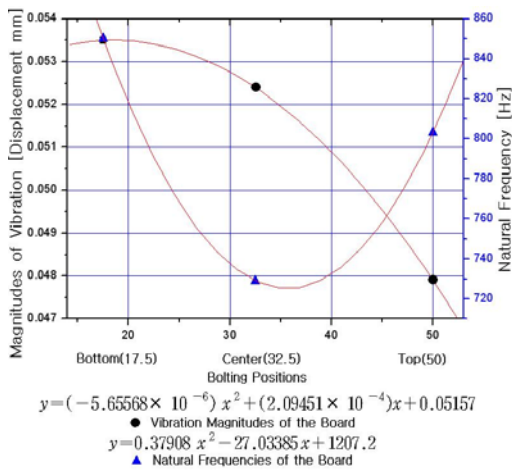


Fig. 22 The vibration magnitudes and the natural frequencies with the positions of bolting

볼트추가 위치를 위쪽(Fig. 22의 ④)으로 하면 볼트 추가 위치가 고정단과 가까워지며 그에 따른 강성강화로 인해 기관의 진동량이 감소하는 것을 알 수 있다.

### 3.2.3 설계 요소 ③ : 휴대폰 전체 길이 및 폭

휴대폰의 전체 길이와 폭을 변화(Fig. 18의 B와 L)시키며 진동량을 조사한 결과는 Table 9와 같다.

길이 변화에 따른 기관 진동량과 고유진동수의 변화 그래프 및 관계식은 Fig. 23과 같다. 길이가 증가함에 따라 강성의 약화를 초래하여 기관의 진동량은 증가하고 기관의 고유진동수는 감소하게 된다. 폭 변화에 따른 기관 진동량과 고유진동수의 변화 그래프 및 관계식은 Fig. 24과 같다. Fig. 23의 결과와 마찬가지로 폭 증가로 인한 강성 약화로 진동량 증가 및 고유진동수 감소 효과를 확인 할 수 있다.

Table 9 Variation of the vibrations with the length[L] and the width[B]

Parameters	Modifications	Magnitude of Vibration (mm)	Comparison
L	0.8L	0.0307	43.7% Down
	L	0.0545	.
	1.2L	0.0893	63.9% Up
B	0.8B	0.0554	1.7% Up
	B	0.0545	.
	1.2B	0.0534	2.0% Down

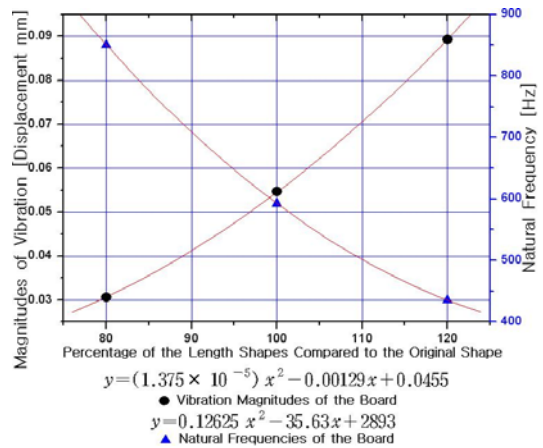


Fig. 23 The vibration magnitudes and the natural frequencies with the length[L]

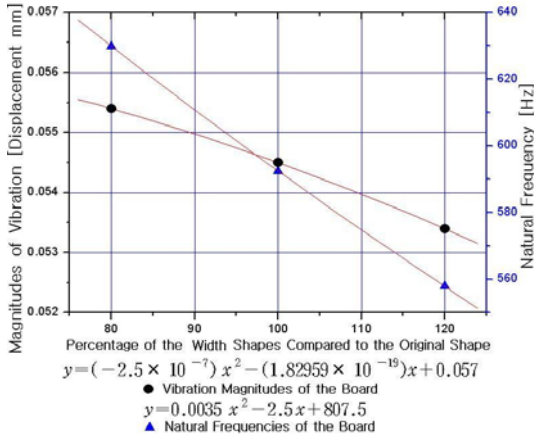


Fig. 24 The vibration magnitudes and the natural frequencies with the width[B]

3.2.4 설계 요소 ④ : 기관의 칩 부착 위치

질량이 가장 큰 휴대폰의 칩 위치를 Fig. 25와 같이 이동시키며 기관 진동량을 조사한 결과는 Table 10과 같다. 칩의 역할을 확실히 알아보기 위해 칩의 좌, 우 변화와 상, 하 변화에 따라 그래프를 구분하여 그려보았다. 칩의 좌, 우 및 상, 하 위치 변화에 따른 기관 진동량과 고유진동수의 변화 그래프 및 관계식은 Fig. 26 및 Fig. 27과 같다. 칩이 Fig. 25의 ③의 위치에 부착될 때 진동량이 가장 큰 것은 볼트의 위치가 직사각형이 아닌 ③쪽이 넓은 변을 갖는 사다리꼴이기 때문이며 이를 통하여 칩은 강성보다는 질량의 역할을 하고 있음을 알 수 있다.

Table 10 Variation of the vibrations with the chip positions

Number in Fig.25	Chip Position	Magnitude of Vibration(mm)	Comparison
①	Center (Middle)	0.1088	106.1% Up
②	Center (Right)	0.0570	8.0% Up
③	Center (Left)	0.1141	116.1% Up
④	Top (Right)	0.0528	.
⑤	Top(Left)	0.0524	0.8% Down

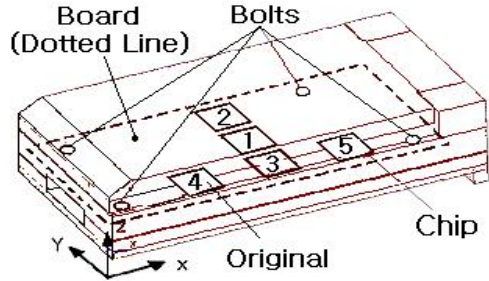


Fig. 25 The positions of the chips

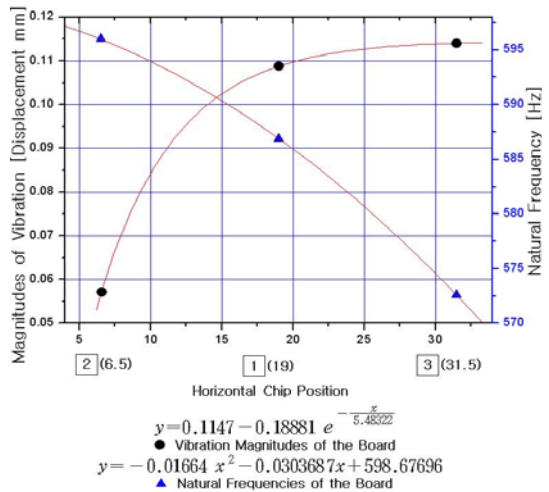


Fig. 26 The vibration magnitudes and the natural frequencies with the horizontal chip position

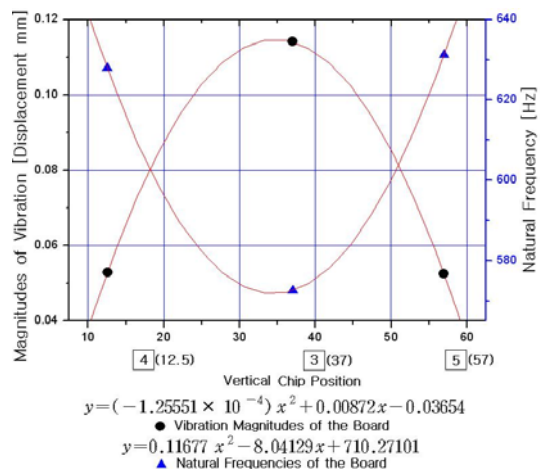


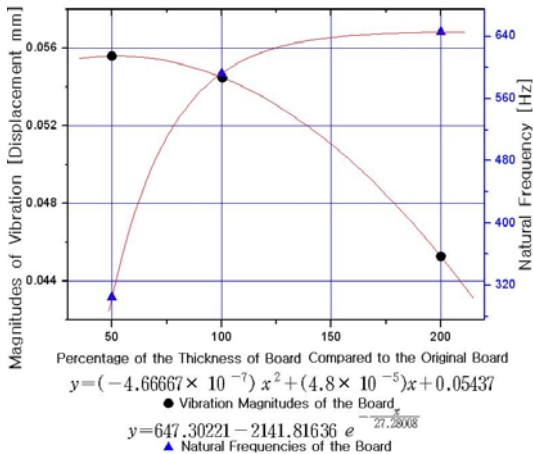
Fig. 27 The vibration magnitudes and the natural frequencies with the vertical chip position

**3.2.5 설계요소 ⑤ : 기관의 두께**

휴대폰의 기관 두께를 변화시키면서 기관 진동량을 조사한 결과 값은 Table 11과 같다. 기관의 두께 변화에 따른 기관 진동량과 고유진동수의 변화 그래프 및 관계식은 Fig. 28과 같다. 기관의 두께 증가는 기관의 강성을 높이게 되며 이로 인하여 기관의 진동량은 감소하며 고유진동수는 증가함을 알 수 있다.

**Table 11 Variation of the vibrations with the thickness of board**

Thickness of Board	Magnitude of Vibration (mm)	Comparison
50% of the Original Thickness	0.0556	2.0% Up
Original Thickness	0.0545	.
200% of the Original Thickness	0.0453	16.9% Down



**Fig. 28 The vibration magnitudes and the natural frequencies with the thickness of board**

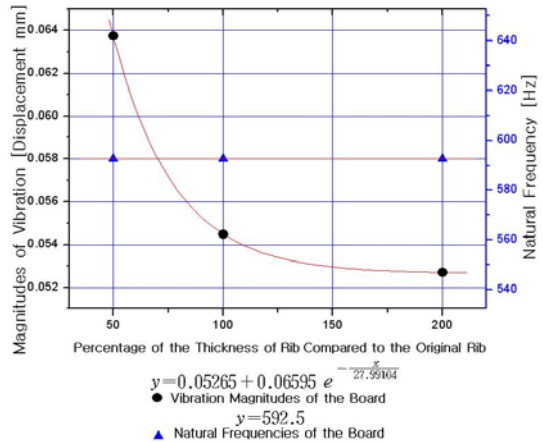
**3.2.6 설계 요소 ⑥ : 케이스 리브 두께**

케이스의 리브 두께를 변화시키면서 기관 진동량을 조사한 결과 값은 Table 12와 같다. 리브 두께 변화에 따른 기관 진동량과 고유진동수의 변화 그래프 및 관계식은 Fig. 29와 같다. 케이스의 리브 두께를

변화시키면 케이스의 고유진동수의 변화는 크지 않지만 진동량의 변화에는 상당한 영향을 미침을 확인할 수 있다.

**Table 12 Variation of the vibrations with the thickness of ribs**

Thickness of Rib	Magnitude of Vibration(mm)	Comparison
50% of the Original Thickness	0.0637	16.9% Up
Original	0.0545	.
200% of the Original Thickness	0.0527	3.3% Down



**Fig. 29 The vibration magnitudes and the natural frequencies with the thickness of rib**

**4. 결 론**

3장의 결과를 보면 단일 설계 변경에 의하여 충격 및 진동량은 40~90% 까지 감소되며 이를 조합할 경우 기존의 변형 및 진동이 95% 이상 소멸되는 효과를 기대할 수 있음은 물론 액정 대형화 및 3D 디스플레이 등 다양한 기능의 추가에 대비한 효과적인 설계 개선이 가능할 것으로 사료된다. 즉, 입력에 대한 분석(2장)을 바탕으로 요구되는 성능에 부합되는 응

답을 갖도록 시스템의 특성을 변화(3장)시킴으로써 문제가 되는 변형 및 진동량을 효과적으로 소멸시켜 기존의 구조에 비하여 월등히 안정된 구조의 휴대폰 설계가 가능함을 확인하였다. 또한 본 연구의 결과는 휴대폰의 기구구조 최적설계는 물론 설계변경의 효과를 미리 예측할 수 있는 데이터베이스 구축의 자료로 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

## 후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구된 논문으로 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- [1] McConnell, K. G., Vibration Testing, John Wiley & sons, Inc., New York, 1995.
- [2] Fertis, D. G., "Mechanical and Structural Vibration," John Wiley & sons, Inc., New York, pp. 197-241, 1995.
- [3] Ro, S. H., Cho, H. J. and Choi, E. H., "Analysis of the Free Vibrations of Rectangular Plates Using Database," Transaction of the KSME, A, Vol. 24, No. 8, pp. 1978-1990, 2000.
- [4] Cho, H. J. and Ro, S. H., "Effect of Design Parameters on the Variation of Natural Frequencies of the Uniform and the Nonuniform Cantilever Beams," Transaction of the KSME, A, Vol. 23, No. 4, pp. 697-708, 1999.