

일체형 컴퓨터의 구조 안정화를 위한 설계 개선

김동욱*, 노승훈#, 김건형*, 양용준**

(*,#,** 금오공대)

Design Alteration of a All in One PC for the Improved Stability

Dong Wook Kim*, Seung Hoon Ro#, Geon Hyeong Kim*, Yong Jun Yang**

(Received 11 October 2013; received in revised form 30 October 2013; accepted 28 November 2013)

ABSTRACT

Vibrations are generally recognized as the biggest concern in maintaining part' longevity of an All-in-one PC. The vibrations in PCs originate from excitation sources such as the HDD and the cooling fan. In this study, the vibrations from these sources were investigated in order to analyze the individual effects of the parameters on the structural vibrations of the PC; further, we attempted to establish design alterations that could successfully suppress vibrations, in order to achieve improved stability and part' longevity. The results show that relatively simple design alterations can substantially improve the stability of PCs.

Key Words : All in One PC(일체형 컴퓨터), Dynamic Property(동특성), Design Alteration(설계 변경), Stability(안정성), Parts' Longevity(부품 수명)

1. 서 론

최근 누구나 사용하고 있는 스마트폰은 때와 장소를 가리지 않고 간편하게 사용할 수 있는 편리성과 함께 공연예매, 영화예매, 은행업무 등 일상생활과 밀접한 일들을 손쉽게 처리할 수 있는 다양한 기능으로 휴대폰 시장의 완전한 전환을 일으켰다.

유사하게 개인용 컴퓨터(PC) 분야도 휴대용과 일체형 컴퓨터(All in One PC)로 시장의 전환이 접

차적으로 일어나고 있다.

IDC(미국 IT 전문 시장조사기관)는 일체형 컴퓨터의 경우 모니터와 몸체가 분리되어 있던 형식에서 일체화됨에 따라 심플한 디자인과 낮은 가격을 장점으로 그 수요가 급격히 늘어날 것으로 분석하고 있다.[Fig. 1]

일체형 컴퓨터는 1996년 디스플레이 제조업체인 KDS에서 출시된 후 1998년 애플아이맥의 등장

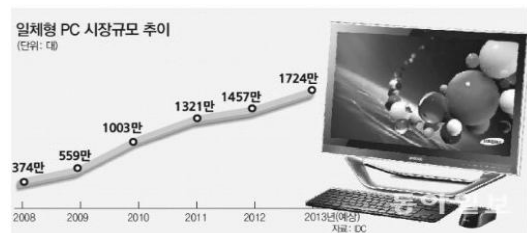


Fig. 1 All in One PC Market Trend

* Kumoh National Institute of Technology

Corresponding Author

Dept. intelligent mechanical engineering of Kumoh National Institute of Technology

E-mail : shro@kumoh.ac.kr

**Dept. Mechatronics of Kumoh National Institute of Technology

으로 본격적으로 시장이 형성되었고 2008년에는 전체 데스크톱 시장의 1.2%에 불과하였으나 그 이후 폭발적인 성장으로 2012년 데스크톱 시장의 8%까지 점유율을 증가시켜왔다. 향후 일체형 컴퓨터 시장은 기존의 한계점을 넘어 시장 성장 잠재력이 매우 클 것으로 전망되고 있다.

본 논문의 연구대상인 일체형 컴퓨터는 이동성과 설치 및 사용의 편리성으로 여러 나라에서 공식적으로 채택된 제품으로 하드디스크(HDD)가 제품 내부에 장착되어 케이블 처리는 물론 제품의 이동과 설치 문제를 동시에 해결 할 수 있는 제품이다. 하지만 내부에 장착된 저장용 하드디스크와 내부 방열용 냉각 팬이 구조물에 진동을 일으킴으로써 부품의 수명과 제품의 가치에 큰 영향을 미치게 됨은 물론 순간적 화질 불안정의 원인이 되는 것으로 알려져 있다.

본 연구에서는 경험에 의존하여 진행하여 왔던 일체형 컴퓨터의 설계를 주파수 분석 실험을 통해 구조물의 동특성을 파악하고 작동 중에 발생하는 진동의 크기 및 진동양상을 분석하여 진동의 원인을 규명하고 이를 바탕으로 PC 내부의 설계변경 없이 간단한 외부 제원의 변경을 통하여 진동을 억제함으로써 기구적 안정성을 향상시키는 설계선을 완성함을 목표로 하였다.

2. 동특성 분석

2.1 이론적 배경

일체형 컴퓨터의 냉각팬과 하드디스크 같은 회전체에 회전중심과 질량중심의 불일치가 존재하면 회전과 함께 원심력이 자연 발생되어 진동이 발생한다.

일체형 컴퓨터의 경우 내부 가진원의 작동진동수가 ω , 구조물의 질량, 감쇠능, 강성이 각각 m , c , k 일 때 구조물을 1자유도계로 가정하면 진동은 아래의 식과 같은 운동방정식으로 표현된다. 가진력의 크기(f_0)는 회전체의 질량, 편심량 및 회전각속도에 의해 결정되는 원심력에 해당된다.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f_0 \sin \omega t$$

위 미분방정식의 해를 구하면 아래와 같고

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi)$$

진동의 크기 X 는 다음과 같이 표현된다.

$$X = \frac{f_0/k}{\sqrt{(1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2)^2 + (2\xi(\frac{\omega}{\omega_n}))^2}} \approx \frac{f_0/k}{|1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2|}$$

위 식에서 ξ 는 일반적으로 매우 작은 값으로 무시할 수 있으며 내부 가진원의 작동진동수(ω)가 구조물의 고유진동수(ω_n)와 일치하게 되면 위 식의 분모가 0에 근접하여 매우 큰 진동이 유발되며 이 경우를 공진이라 한다. 따라서 구조물의 진동을 억제하기 위해서는 구조물의 회전부위의 작동진동수 및 고유진동수를 파악하여 이 값들이 근접한 경우 구조물의 고유진동수 변경을 통하여 작동진동수와 고유진동수 간의 공진이 억제되도록 설계하여야 한다.

2.2 주파수 분석 실험

일체형 컴퓨터의 기구안정화를 위한 설계 개선안 도출을 위해 주파수분석 실험을 통하여 동특성을 분석하고 큰 진동의 원인이 되는 고유진동수와 진동형에 대하여 정확히 조사함으로써 구조물의 안정화를 위한 설계 변경안을 도출한다^[1-4].

본 연구의 진동을 측정하기 위해 Fig. 2와 Table 1에 본체의 실험 장치 구성과 센서의 설치 상태를 도시하였다.

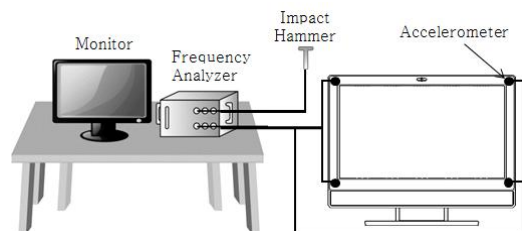


Fig. 2 Setup for the Frequency Response Test

Table 1 Spec. of the Test Equipments

Equipments	Spec.	Model	Company
Frequency Analyzer		DSA 212	Difa M. S.
Accelerometer		8634b5	Kistler
Impact Hammer		DYTR PULSE	Dytran
All in One PC		HV22	Hikari

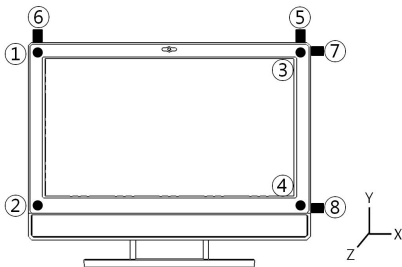


Fig. 3 Locations of the Sensors

2.3 실험방법 및 결과

주파수 분석 실험을 통하여 진동의 크기, 전달 경로, 고유진동수 및 진동 형태 등의 구조 동특성을 조사한다.

구조물의 동특성을 분석하기 위하여 Fig. 3과 같은 위치에 8개의 가속도 센서를 각각 부착하고 임팩트 해머로 전면을 가진하여 주파수 분석기를 통해 분석하는 방법으로 진동의 크기, 전달 경로, 고유진동수 및 진동형 등을 파악한다.

Fig. 4의 실험결과를 분석하여 구조물의 고유진동수와 진동형을 Fig. 5와 Table 2에 정리하였다.

실험 결과 구조물의 고유진동수는 4.6 Hz, 9.5 Hz, 17.1 Hz, 31.3 Hz, 45.2 Hz, 88.2 Hz로 확인되었으며 냉각팬과 하드디스크의 작동속도가 각각 50 Hz 및 90 Hz임을 감안할 때 5차와 6차 고유진동수와와의 공진으로 인해 구조물이 크게 진동함을 알 수 있다.

Fig. 6은 컴퓨터 시뮬레이션 해석을 위하여 구현한 모델이다. 컴퓨터 시뮬레이션의 경우 실험에서 센서의 부착이 불가능한 내부 요소들의 진동 상황 까지도 분석이 가능하며 개선안을 시뮬레이션 모델에 적용하고 결과를 확인하는 과정을 반복

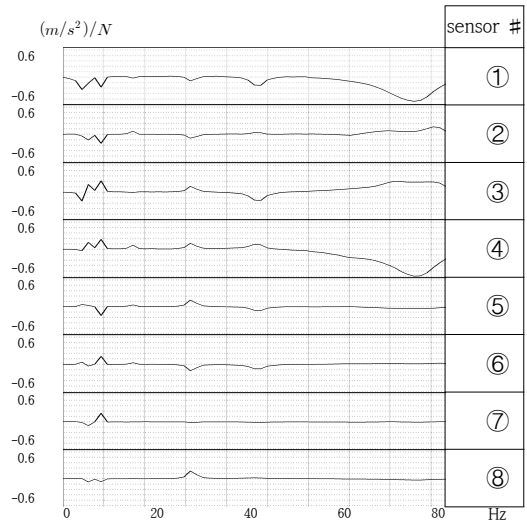


Fig. 4 Transfer Functions of the All in One PC

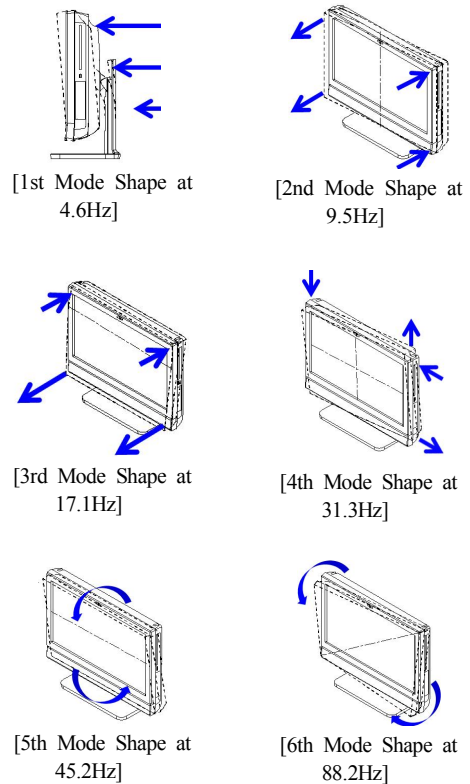


Fig. 5 Mode Shapes of the All in One PC

Table 2 Natural Frequencies and Mode Shapes of the Original Structure from the Experiment

	Nat. Freq. (Hz)	Mode Descriptions
1st	4.6	Bending Mode of Stand along Z Direction
2nd	9.5	Twisting Mode of Monitor along Y Direction
3rd	17.1	Twisting Mode of Monitor along X Direction
4th	31.3	Twisting Mode of Monitor along Z Direction
5th	45.2	Twisting Mode of Monitor along X Direction
6th	88.2	Twisting Mode of Monitor along Diagonal

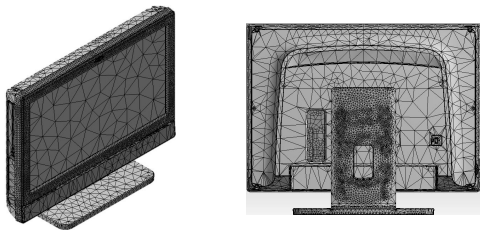


Fig. 6 The Simulation Model for the Analysis of the Original Structure(ANSYS 14.57)

하여 제작이 용이하고 효과가 큰 최적 설계 개선안을 완성할 수 있다^[5-6].

하드디스크와 냉각팬의 가진 조건은 실제 작동 상황을 고려하여 설정하였다. 하드디스크의 경우 질량(40g), 편심량(0.001 mm), 회전 속도(565.5 rad/sec)를 고려하여 $0.1N(0.04 \cdot 0.001 \times 10^{-3} \cdot 565.5^2)$ 의 크기와 90 Hz의 주파수를 갖는 조화가진력을 적용하였고 냉각팬의 경우도 하드디스크와 마찬가지로 $0.02N(0.03 \cdot 0.007 \times 10^{-3} \cdot 314^2)$ 의 크기와 50 Hz(3000 rpm)의 주파수를 갖는 조화가진력을 적용하였으며 구조물은 바닥에 단순지지된 것으로 간주하였다.

시뮬레이션을 통하여 얻어진 결과[Fig 7]가 실험 결과와 일치하면 시뮬레이션을 위한 모델링이 실제 구조물과 같은 동특성을 갖도록 구현되었음을 확인할 수 있게 된다.

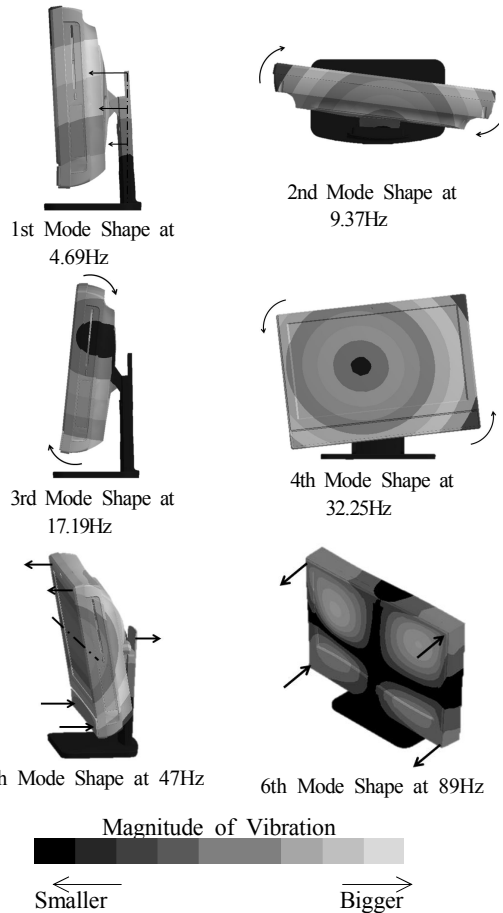


Fig. 7 Natural Frequencies and Vibration Modes of the Simulation Model

Table 3 The Result from the Experiment and the Computer Simulation

		Experiment (FRT)	Computer Simulation	Error(%)
Nat. Freq. (Hz)	1st	4.6	4.69	2
	2nd	9.5	9.37	1.4
	3rd	17.1	17.19	0.5
	4th	31.3	32.25	3
	5th	45.2	47	4
	6th	88.2	89	1

실험과 Computer Simulation 결과는 Table 3에 비교 정리하였다.

실제 구조물에서 측정된 고유진동수와 시뮬레이션 결과를 보면 상대적 오차가 5% 이하로 실험에 의한 결과와 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하고 있다. 따라서 이 시뮬레이션 모델의 진동특성을 분석하여 설계 개선안을 도출하고 적용하여 개선효과를 확인하는 과정을 거쳐 최적설계 개선안을 찾는다.

3. 설계 개선안의 도출 및 적용

2장에서 언급된바와 같이 실제 모델에서의 큰 진동은 구조물의 5, 6차 고유진동수(45.2, 88.2 Hz)와 냉각팬, 하드디스크의 작동속도(50, 90 Hz)의 공진이 가장 큰 원인으로 분석된다. 따라서 공진을 회피시켜 진동을 최소화하는 것을 설계 개선의 목표로 한다. 개선 방향은 부품의 두께, 폭, 형상 변화를 설정하고 각각의 변경 사양을 적용하여 그 결과를 분석하고 이를 바탕으로 최적 설계안을 결정한다.

3.1 설계 변경 #1

45.2 Hz, 88.2 Hz에서 공진을 회피하여 구조물의 진동을 줄이기 위해 Fig. 8과 같이 모니터의 앞면커버의 두께를 증가시키는 방법으로 전체적인 강성을 강화하였다. 강성의 강화로 고유진동수가 공진영역에서 멀어지면 2.1에 소개된 식에서와 같이 공진회피가 가능하다.

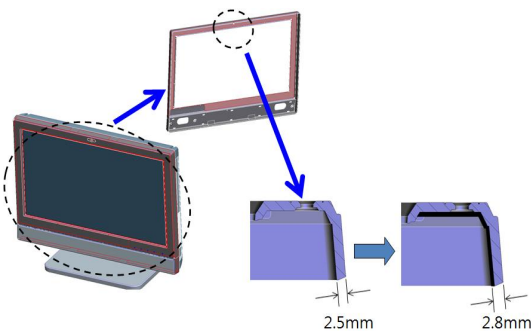


Fig. 8 Design Alteration #1

Table 4 The Comparison between the Original Model and the Alteration #1

		Original Structure	Alteration #1	Comparison	
Nat. Freq. (Hz)	4th	32.25	32.9		
	5th	47	48.1		
	6th	89	94		
Magnitudes of Vibrations ($10^{-9}m$)	Panel	X	25	27	8% ↑
		Y	12	11	8.3% ↓
		Z	35	32	8.6% ↓
		Average Magnitude : 3% ↓			

앞면커버의 두께를 늘려 고유진동수를 증가시키되(5~10% 상승 기대) 제품의 무게, 제조원가, 사출의 용이성 등을 고려 기존 2.5t에서 2.8t로 두께를 변경하여 해석한 결과는 아래 Table 3과 같다. Table 4는 설계 변경 #1 적용 전·후의 고유진동수 변화와 패널의 진동량을 비교한 것이다.

설계 변경 #1을 적용한 결과 앞면커버의 두께가 증가됨에 따라 고유진동수가 증가하였지만 5차 고유진동수가 냉각팬의 작동속도와 가까워져 X방향의 진동량은 오히려 증가하였으며 전체적으로 진동은 3% 감소되었다.

3.2 설계 변경 #2

설계 변경 #1의 문제점 해결을 위해 구조물의 고유진동수를 더욱 증가시켜 공진을 회피하기 위하여 모니터의 뒷면커버의 두께를 증가시키는 설계 변경(#1)을 시도하였다.[Fig. 9]

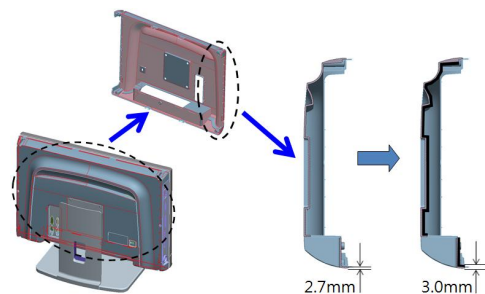


Fig. 9 Design Alteration #2

Table 5 The Comparison between the Original Model and the Alteration #2

		Original Structure	Alteration #2	Comparison	
Nat. Freq. (Hz)	4th	32.25	34.2		
	5th	47	50.1		
	6th	89	95		
Magnitudes of Vibrations ($10^{-9}m$)	Panel	X	25	29	16% ↑
		Y	12	11	8.3% ↓
		Z	35	30	14.3% ↓
	Average Magnitude : 2.2% ↓				

설계 변경 #1과 같은 배경으로 기존 2.8t에서 3.0t로 뒷면커버의 두께를 증가시켜 해석한 결과는 아래 Table 5와 같다.

뒷면커버의 두께 변경 개선안 또한 앞면커버와 같이 고유진동수의 증가 폭은 작고 5차 고유진동수가 냉각팬의 작동속도와 일치됨에 따라 X방향의 진동량이 증가되었음을 확인 하였으며 전체적으로 2.2% 진동감소 효과가 확인되었다.

3.3 설계 변경 #3

설계 변경 #3은 구조물의 주요 질량부(모니터)를 지지하고 지지부(스탠드)와 연결되는 모니터 내부의 메인새시를 1.0t에서 1.2t로 증가시켜 강성을 강화하는 방향[Fig. 10]으로 진행하였으며 시뮬레이션 해석의 결과는 Table 6에 요약하였다.

메인새시의 두께가 증가되고 강성이 강화됨에 따라 구조물의 5차와 6차 고유진동수(47, 89 Hz)가

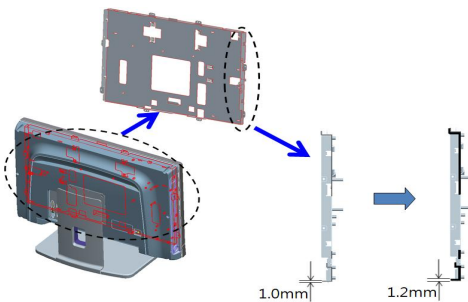


Fig. 10 Design Alteration #3

Table 6 The Comparison between the Original Model and the Alteration #3

		Original Structure	Alteration #3	Comparison	
Nat. Freq. (Hz)	4th	32.25	33		
	5th	47	58		
	6th	89	101		
Magnitudes of Vibrations ($10^{-9}m$)	Panel	X	25	26	4% ↑
		Y	12	10	16.7% ↓
		Z	35	29	17.1% ↓
	Average Magnitude : 9.9% ↓				

58 Hz, 101 Hz로 증가하여 공진 영역에서 다소 멀어졌으나 그 결과 Y방향 및 Z방향의 진동량은 감소됨에 반해 X방향의 진동량은 여전히 개선되지 않고 있음을 확인할 수 있다.

3.4 설계 변경 #4

구조물 지지부의 강성 강화와 47 Hz, 89 Hz에서의 공진 회피를 통해 진동의 크기를 줄이기 위한 방법으로 스탠드 프레임의 조건을 변경하여 구조물 전체가 안정되도록 설계 개선하였다. 기존 2.5t에서 2.8t로 두께를 변경하였으며[Fig. 11] 해석 결과는 Table 7과 같다.

설계 변경 #4를 적용한 결과 스탠드의 강성이 강화되어 구조물 전체가 안정화되고 구조물의 5, 6차 고유진동수(47, 89 Hz)가 65 Hz, 108 Hz로 증가하여 작동속도와의 공진 영역에서 멀어짐으로 인해 전 방향의 진동량이 감소되었다.

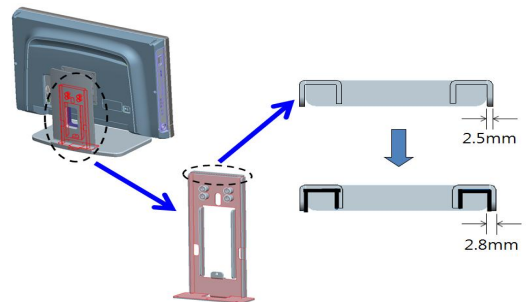


Fig. 11 Design Alteration #4

Table 7 The Comparison between the Original Model and the Alteration #4

		Original Structure	Alteration #4	Comparison	
Nat. Freq. (Hz)	4th	32.25	34.2		
	5th	47	65		
	6th	89	108		
Magnitudes of Vibrations ($10^{-9}m$)	Panel	X	25	20	20% ↓
		Y	12	9	25% ↓
		Z	35	27	22.9% ↓
	Average Magnitude : 22.6% ↓				

3.5 설계 변경 #5

전체적인 정적 안정성 향상 및 X방향으로의 강성 강화를 위해 Fig. 12와 같이 스탠드 프레임의 폭을 87.5 mm에서 93.5 mm로 증가시키는 방향으로 개선하였다.

설계 변경 #5를 적용하여 해석한 결과는 아래 Table 8에 요약하였다.

스탠드의 강성이 강화됨과 동시에 구조물 5, 6차 고유 진동수(47, 89 Hz)가 62 Hz, 112 Hz로 증가하였다. 특히 6차 고유진동수가 하드디스크의 작동속도인 90 Hz와의 공진영역에서 더욱 멀어짐에 따라 Table 7에서와 같이 진동량이 감소되는 효과를 확인할 수 있다.

3.6 설계 변경 #6

설계 변경 #6은 진동감소 효과가 컸던 설계 변

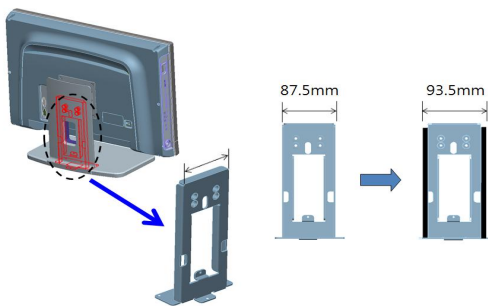


Fig. 12 Design Alteration #5

Table 8 The Comparison between the Original Model and the Alteration #5

		Original Structure	Alteration #5	Comparison	
Nat. Freq. (Hz)	4th	32.25	35		
	5th	47	62		
	6th	89	112		
Magnitudes of Vibrations ($10^{-9}m$)	Panel	X	25	19	24% ↓
		Y	12	8	33.3% ↓
		Z	35	31	11.4% ↓
	Average Magnitude : 22.9% ↓				

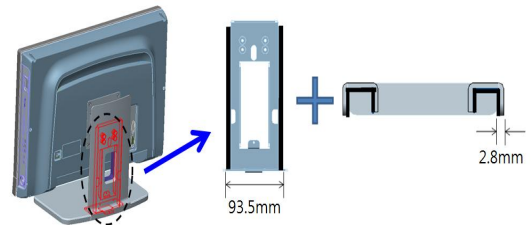


Fig. 13 Design Alteration #6

Table 9 The Comparison between the Original Model and the Alteration #6

		Original Structure	Alteration #2	Comparison	
Nat. Freq. (Hz)	4th	32.25	38		
	5th	47	73		
	6th	89	120		
Magnitudes of Vibrations ($10^{-9}m$)	Panel	X	25	16	36% ↓
		Y	12	8	33.3% ↓
		Z	35	22	37.1% ↓
	Average Magnitude : 35.5% ↓				

경 #4와 #5를 조합한 변경안이다.

Fig. 13과 같이 앞에서 분석된 결과를 종합하여 최종 개선안(#6)을 적용(스탠드 프레임의 두께와 폭 변경)한 것으로 해석 결과는 Table 9와 같다.

설계 변경 #6을 적용한 결과 고유진동수가 Table 8과 같이 증가하여 5, 6차 고유진동수가 냉각팬과 하드디스크의 작동속도와 공진영역에서

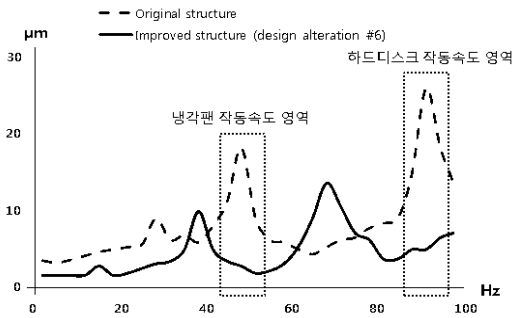


Fig. 14 Comparison of the Vibration Magnitudes

크게 벗어나 개선 전에 비해 진동이 35.5% 소멸되었음을 알 수 있다.

설계 개선 전·후의 진동 크기를 효과적으로 비교하기 위해서 Fig. 14와 같이 비교 그래프를 도시하였다.

4. 결론 및 검토

설계변경을 통하여 일체형 컴퓨터의 기구적 안정성을 높이고 진동을 억제하기 위해 진행된 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 본 연구의 대상인 일체형 컴퓨터의 경우 냉각팬의 회전속도는 50 Hz이고 하드디스크의 회전속도는 90 Hz이며 구조물의 고유진동수는 45.2 Hz, 88.2 Hz로 공진영역에 포함되어 있어 구조물의 큰 진동을 유발하는 원인으로 확인되었다.[Chap. 2]
2. 구조물의 강성 보강을 통하여 고유진동수를 변화시켜 공진을 억제하게 되면 정적안정성 향상과 함께 진동이 억제되므로 이러한 방향으로의 설계 개선을 목표로 연구를 진행하였다.
3. 도출된 설계 변경안을 적용하여 결과를 확인하는 과정을 거쳐 다음 설계 개선의 방향을 결정하는 방식으로 최종 설계안을 완성하였다.
4. 설계 개선 결과 진동량이 전체작동속도 영역(0~100 Hz)에서 35.5% 감소하는 효과를 확인하였으며[Table 9] 하드디스크와 팬의 작동속도 영역에서는 80% 이상 소멸되었음을 알 수 있다.[Fig. 14]
5. 본 논문의 결과는 현재 연구의 대상인 일체형 컴퓨터의 안정화 설계는 물론 내부에 자체 진

동원(스피커, 팬, 하드디스크, 모터, 압축기)을 갖는 모든 전자제품의 안정화 설계에 다양하게 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

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

REFERENCES

1. McConnell, K. G., "Vibration Testing," John Wiley & sons, Inc., New York, 1995.
2. Rao, S. S., "Mechanical Vibrations," 2nd ed., pp. 503~511, 1994.
3. Dimarogons, A. D., Haddad, S., "Vibration for Engineers", 2nd ed., Prentice-Hall, New Jersey, pp. 16~47, 1996.
4. Fertis, D. G., "Mechanical and Structural Vibrations," John Wiley & sons, Inc., New York, pp. 197~241, 1995.
5. Ro, S. H., Cho, H. J. and Choi, E. H., "Analysis of the Free Vibrations of Rectangular Plates Using Database," Transactions of the KSME, A, Vol. 24, No. 8, pp. 1978~1990, 2000.
6. 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," Transactions of the KSME, A, Vol. 23, No. 4, pp. 697~708, 1999.