

카메라의 렌즈 생산 시스템에 대한 진동 내구성에 관한 해석 연구

조재웅¹, 김영춘^{1*}, 정운세²
¹공주대학교 기계자동차공학부, ²제이엔씨테크

Analysis Study on Vibration Durability on Lens Manufacturing System of Camera

Jae-Ung Cho¹, Young-Choon Kim^{1*} and Woon-Se Joung²

¹Division of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju National University

²JNC-TECH Company

요약 본 연구에서는 카메라 생산 시스템의 모터가 Z축 방향으로 작업할 때 시스템에 발생하는 위험진동수를 해석하였다. 모달해석을 통하여 얻어진 결과를 보면 두 가지 모델에 발생한 고유진동수에 있어서의 각 모드의 형상을 조사할 수 있다. 본 연구 시스템에서 고유진동수 범위는 100Hz부터 500Hz로 나왔다. 모터의 무게가 20kg인 경우에 모델의 최대 등가응력이 6.2335MPa로 발생하는 것을 확인할 수 있고 이 값은 모터가 10kg인 경우의 최대 등가응력 값보다 50배 큰 것으로 나타났다. 본 카메라 생산 시스템의 고유진동과 하모닉 응답해석을 통하여 시스템의 작업 안전성을 고찰할 수 있었다.

Abstract In this study, the critical frequency happened at system is analyzed when the motor of camera manufacturing system is working on the direction of Z axis. Configurations of modes at natural frequencies happened at two models are investigated by the study result through modal analysis. The range of natural frequency in this study system is from 100 Hz to 500 Hz. At this range, the maximum equivalent stress in case of 20 kg weight becomes 6.2335MPa and this stress is shown as 50 times more than in case of 10 kg weight. The working safety of system can be investigated through the analyses of natural frequency and harmonic response of this camera manufacturing system.

Key Words : Camera manufacturing system, Critical frequency, Natural frequency, Modal analysis, Harmonic response

1. 서론

휴대폰 카메라 모듈시장은 이동통신 단말기의 지속적인 보급과 고성능/고사양화로 인하여 급속도로 성장하고 있다. 멀티미디어 무선복합 단말기로 진화하고 있는 이동통신 단말기의 핵심부품인 카메라 모듈은 카메라 폰 수요와 더불어 2008년에 6억개 정도 생산이 되었다. 카메라 모듈은 휴대폰뿐만 아니라 다양한 분야에서 그 수요가 폭발적으로 늘어날 것으로 예상되고 있다. 이와 같이 대량생산이 필요한 고화질/고성능 카메라 모듈 생산에는 효율적

인 자동화 품질 관리 시스템이 필요하지만 아직까지 검사 인력이 수반되는 반자동 형태로 운영되고 있는 실정이다 [1-3]. 위에서 언급했듯이 현재 카메라 모듈 생산 시스템은 대부분 인력이 수반되는 반자동화 형태로 운영되고 있다. 그러나 늘어가는 카메라 폰 수요와 더불어 카메라 모듈의 생산량도 함께 증가하고 있어 자동화 카메라 시스템 개발이 절대적으로 필요하다. 따라서 각국의 기업은 제품 설계 초기단계에서부터 CAE 기술을 적극 적용하여 설계 및 시제품 제작을 거쳐 제품 개선을 위한 시험 횟수를 줄여 개발 기간의 단축을 꾀하고 있으며, 선진 회사

본 연구는 2013년도 한국산업단지공단에서 지원을 받아 수행된 것임.

*Corresponding Author : Young-Choon Kim(Kongju National Univ.)

Tel: +82-11-9550-0374 email: yckim59@kongju.ac.kr

Received March 19, 2014

Revised April 23, 2014

Accepted May 8, 2014

는 CAE 기법을 확대 적용하여 고객의 요구를 고려한 제품의 개발을 위해 CAE 해석을 통해 제품에 대한 품질을 높이는 방향으로 제품을 설계, 생산하고 있다[4,5].

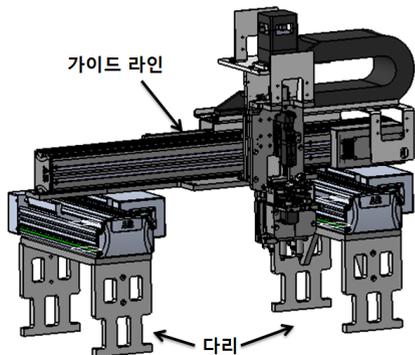
구조물의 동적 거동을 예측하기 위하여 유한요소법은 거의 필수적인 해석 도구가 되었다. 설계단계에서는 물론이고 문제 해결에도 반드시 이용하는 도구로 유한요소법이 그 자리를 확고히 하고 있다. 본 연구에서는 카메라 생산 시스템의 고유진동수와 모터가 Z축 방향으로 작업하면서 시스템에 발생하는 위험진동수를 해석하여 시스템의 작업 안전성을 확보할 수 있음을 고찰하였다[6,7].

2. 연구모델 및 경계조건

2.1 연구모델

Fig. 1과 같이 본 연구에서는 CATIA V5를 이용하여 양측에 다리가 있는 카메라 시스템의 주요한 부분을 3D 모델링하였다. 그리고 Table. 1과 같이 다리 부분만 JIS S45C Steel로 지정하였고, 시스템 전체는 Al-6061를 적용하였다[8].

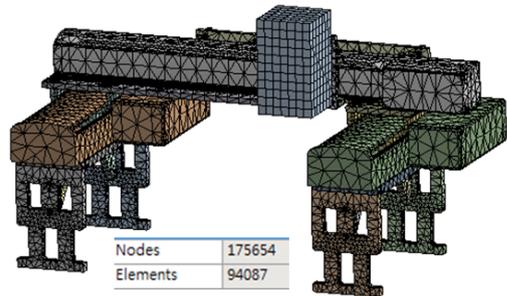
유한요소 모델링을 하기 위해서 불필요한 부품과 기하학적 요소를 제거하고, 나머지 필요한 부분은 유한요소 모델링이 용이하게 표면을 다듬질 하거나 조합하는 전처리를 수행하였다. 모터의 구성 부품에서 실린더, 스프링 같은 복잡한 부품은 원활한 해석을 저해하여 시간이 오래 걸리기 때문에 이러한 불필요한 부분을 제거하여 원활한 해석을 할 수 있게 하였다. 이와 같이 전처리된 시스템의 CAD데이터를 유한요소 해석 전용 소프트웨어인 ANSYS를 이용하여 해석하였다. 아래에 도시된Fig. 2는 본 연구의 해석모델로서 시스템의 Mesh는 다음과 같다.



[Fig. 1] 3D model of System

[Table 1] Property of material

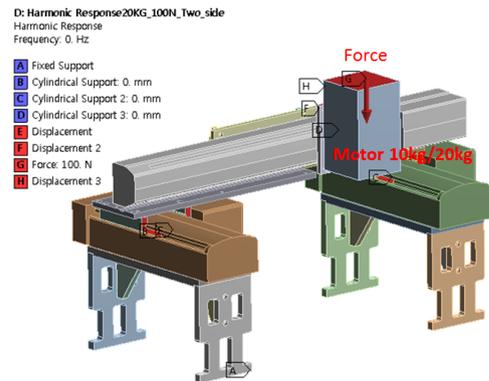
	JIS S45C Steel	Al-6061
Density(kg/m ³)	7861	2698
Young's Modulus	205GPa	69GPa
Poisson's Modulus	0.29	0.33
Ultimate Tensile Strength	569MPa	310MPa
Yield Tensile Strength	343MPa	276MPa



[Fig. 2] Mesh of analysis model

2.2 구속조건

시스템에서 10kg과 20kg의 모터가 50N의 힘을 받는 환경에서 작업하는 경우를 고려하여 Fig. 3에서와 같이 다리에 Fixed support로 고정시키고 가이드 라인은 슬라이드 방향의 자유도가 구속되지 않는 Cylindrical support로 설치하였다.



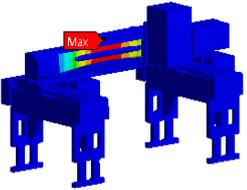
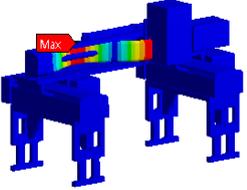
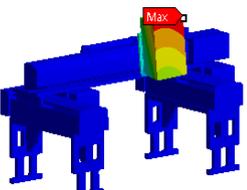
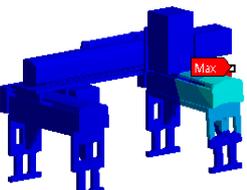
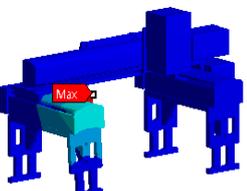
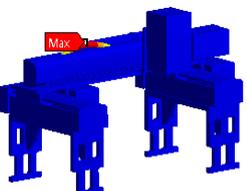
[Fig. 3] Constraint conditions of model

3. 해석결과

3.1 모델해석

Fig. 2에 도시된 해석모델에 대하여 고유진동해석을 수행하였다. 하모닉 진동을 해석하기 위한 전 단계로서 해석모델의 모달 해석이 수행되었으며, 모달 해석을 통하여 구해진 모드들을 참고하여 하모닉 진동으로 위험진동수를 구하였다. 질량이 10kg인 Model1과 20Kg인 Model2인 모터의 1차부터 6차까지의 모드는 다음의 Table 2, Table 3과 같다.

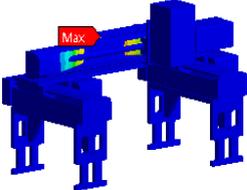
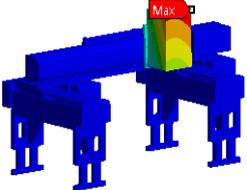
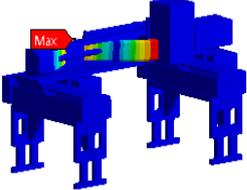
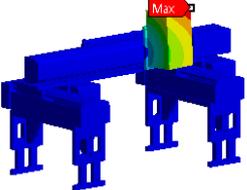
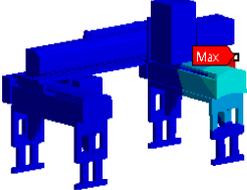
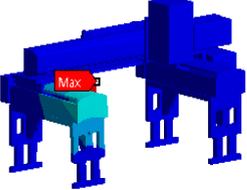
[Table 2] Configurations of total deformations at natural frequencies of modes (model 1)

	
1 st mode: 134.01Hz Maximum deformation: 72.7mm	2 nd mode: 365.99Hz Maximum deformation: 70.1mm
	
3 rd mode: 379.24Hz Maximum deformation: 17.3mm	4 th mode: 453.99Hz Maximum deformation: 39.1mm
	
5 th mode: 454.67Hz, Maximum deformation: 39.2mm	6 th mode: 463.96Hz Maximum deformation: 39.2mm

Model 1의 모달 해석을 통하여 얻어진 결과를 살펴보면 1차 모드, 2차 모드, 6차 모드는 가이드 라인의 진동형상이고, 3차 모드는 모터의 진동형상이며, 4차 모드와 5

차 모드는 다리 쪽의 진동형상이다. 그리고 model 1의 6차 모드까지의 고유진동수 범위는 100Hz~500Hz이다.

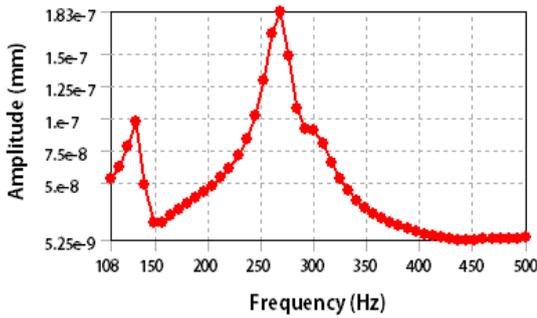
[Table 3] Configurations of total deformations at natural frequencies of modes (model 2)

	
1 st mode: 134.01Hz Maximum deformation: 72.7mm	2 nd mode: 268.31Hz Maximum deformation: 12.3mm
	
3 rd mode: 365.99Hz Maximum deformation: 70.1mm	4 th mode: 377.16Hz Maximum deformation: 12.8mm
	
5 th mode: 453.99Hz Maximum deformation: 39.1mm	6 th mode: 454.67Hz Maximum deformation: 39.2mm

Model 2의 모달 해석을 살펴본 결과 1차 모드, 3차 모드는 시스템의 가이드 라인의 진동형상이고, 2차 모드, 4차 모드는 모터의 진동형상이며, 4차 모드, 5차모드는 다리 쪽의 진동형상이다. 그리고 model 2의 고유진동수 범위는 100Hz부터 500Hz까지로 나타났다.

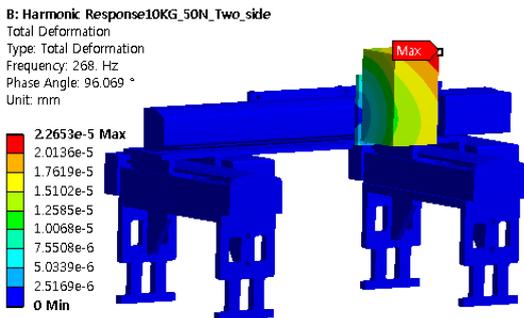
3.2 하모닉 진동해석

실제적인 진동으로서 Fig. 4와 동일한 구속조건을 적용하였다. 본 연구의 카메라 시스템 모달 해석 결과를 토대로 하모닉 진동해석을 수행하였을 때 가해지는 주파수 범위는 100Hz~500Hz로 설정하였다.

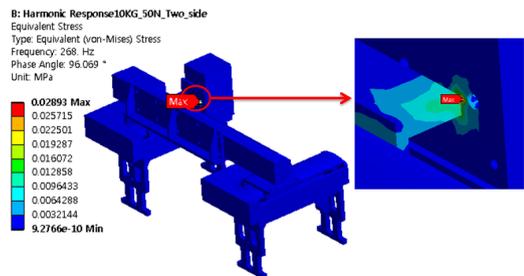


[Fig. 4] Frequency response at model 1

Fig. 4에 도시된 진동수의 진폭 범위 응답 곡선을 살펴본 결과, 모터가 10kg인 경우에 이 카메라 생산 시스템의 공진주파수는 268Hz이었고, 이때의 최대 진폭은 약 1.83×10^{-7} mm로 나타났다. 그리고, 공진이 발생하였을 때 시스템의 최대 변형량과 최대 등가응력은 Fig. 5와 같이 나타났다.

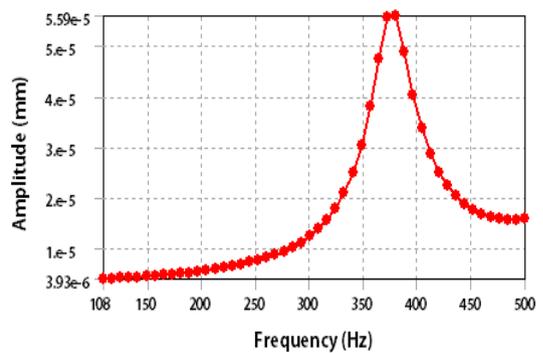


[Fig. 5] Total deformation at critical frequency(model 1)



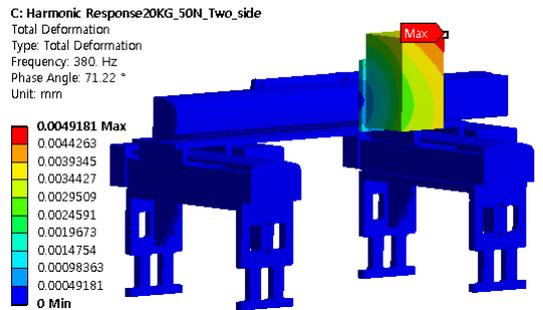
[Fig. 6] Equivalent stress at critical frequency (model 1)

위 그림들에서 보는 바와 같이 시스템에 공진이 발생할 때 최대 변형량은 2.2653×10^{-5} mm로 나타났고, 모터와 가이드 라인 연결부의 최대 등가응력은 0.02893MPa로 나타났다.



[Fig. 7] Frequency response at model 2

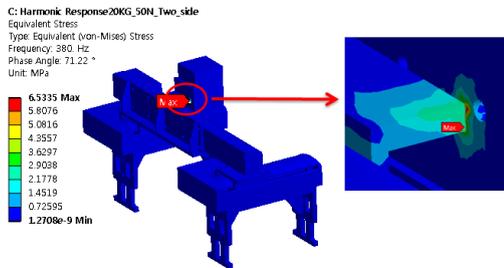
Fig. 7은 모터가 20kg인 경우에 시스템의 진폭 범위 응답 곡선이다. 해당 그래프를 살펴보면 시스템의 주파수가 380Hz일 때 최대 진폭은 약 5.59×10^{-5} mm로 나타났으며, Model 2의 공진주파수는 380Hz로 나타났다. 이 공진주파수는 Model 2의 고유진동 4차 모드 377.16Hz와 아주 근접하는 것을 확인할 수 있다. 그러므로 시스템을 해당 주파수에서 작업하면 부품의 진동이나 수명에 큰 영향을 미칠 것으로 사료된다. 공진주파수를 가하였을 때 시스템의 최대 변형량과 최대 등가 응력 분포는 다음의 Fig. 8과 같다.



[Fig. 8] Total deformation at critical frequency(model 2)

Fig. 8을 살펴보면 Model 2에 공진주파수가 가해졌을 때의 최대 변형량은 4.9181×10^{-3} mm로 나타났다. 이 값은 model 1의 최대 변형량보다 약 200배 크다는 것을 알 수 있다. 또한, model 2의 최대등가응력 분포도의 경우 Fig. 9를 보면 모터와 가이드 라인의 연결위치에서 최대 등가응력이 6.2335MPa로 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이 값은 model 1의 최대등가응력 값보다 약 50배 큰 값으로 앞선 내용들을 종합해보면 모터가 20kg인 경우의 시

시스템이 10kg인 경우의 시스템보다 피로나 파손이 쉽게 된다는 것을 예측할 수 있다.



[Fig. 9] Equivalent stress at critical frequency (model 2)

4. 결론

본 연구에서는 카메라 생산 시스템 모듈 개발을 위해 시스템에 대해 시뮬레이션 해석을 수행하여 그 고유진동과 하모닉 진동의 특성을 파악하였다. 이를 토대로 도출된 연구 결과는 다음과 같다.

1. 두 가지 모델의 모달 해석 결과, 모델들의 각 모드 형상을 살펴보면 고유진동수 범위는 100Hz부터 500Hz사이인 것으로 나타났다.

2. 모터가 10kg인 시스템의 경우 Harmonic Response 해석 결과, 최대 변형량은 2.2653×10^{-5} mm로 나타났고, 최대등가응력은 0.02893MPa로 나타났다.

3. 모터가 20kg인 시스템의 경우 Harmonic Response 해석 결과, 최대 변형량은 4.9181×10^{-3} mm로 나타났고, 최대등가응력은 6.2335MPa로 나타났다.

4. 두 가지 모델의 Harmonic Response 해석 결과를 비교하였을 때 model 2의 최대등가응력 값은 model 1의 최대등가응력 값보다 약 50배 크고, model 2의 최대 변형량 값은 model 1의 최대 변형량 값보다 약 200배 크다는 것을 알 수 있었다. 즉, model 2는 model 1보다 피로나 파손이 훨씬 쉽게 된다는 것을 예측할 수 있다.

5. 본 연구에서의 카메라 생산 시스템 모델의 고유진동과 하모닉 진동 해석 결과를 이용하여 시스템의 안전한 작업환경 조성에 실제 적용할 수 있는 모델 설계가 효율적으로 가능하다고 사료된다. 또한, 향후 시스템의 정적 및 피로 시험을 통하여 변형량 및 응력 등을 측정함으로써 그 내구성을 검증할 수 있다고 사료된다.

References

- [1] T. Kakinami, J. Sato, M. Saiki and K. Soshi, "Autonomous Vehicle Control System Using an Image Processing Sensor", SAE, No.1076, pp.48-56, 1995. DOI: <http://dx.doi.org/10.4271/950470>
- [2] D. M. Park, K. S. Kim, D. S. Choi, S. H. Kim, W. S. Park, J. U. Cho, "A basic study on plastic suspension system for automotive seat under consideration of body pressure distribution", Journal of KAIS, Vol. 12, No. 11, pp. 4751-4755, 2011. DOI: <http://dx.doi.org/10.5762/KAIS.2011.12.11.4751>
- [3] J. U. Cho, K. S. Kim, D. S. Choi, S. H. Kim, S. O. Bang and C. K. Cho, "Development of Plastic Suspension System for Automotive Seat", Journal of KAIS, Vol. 12, No. 3, pp. 1091-1097, 2011. DOI: <http://dx.doi.org/10.5762/KAIS.2011.12.3.1091>
- [4] Y. S. Lee, B. H. Jun, J. M. Oh, "A Study on the Design Optimization of Composite Cylindrical Shells with Vibration, Buckling Strength and Impact Strength Characteristics", Transaction of KSAE, Vol.5, No. 4, pp. 48-69, 1997.
- [5] T. K. Lee, B. S. Kim, "The structure of an Automotive Woofer Speaker", Jou. of Korean Soc. of Mechanical Technology, Vol. 14, No. 2, pp. 19-24, 2012
- [6] J. M. Kim, K. T. Lee, H. Y. Kim, "Numerical Modeling to Evaluate Reat Crashworthiness for Round Recliner of Automotive Seats", Transactions of KSAE, Vol, 17, No. 1, pp.64-71, 2009
- [7] H. K. Choi, J. U. Cho, "Structural Analysis on the Fracture of Bonded Double Cantilever Beam Model", Jou. of Korean Soc. of Mechanical Technology, Vol. 14(4) 2012.
- [8] H. Y. Kim, S. K. Lee, Y. J. Shin, "Analyses of Deployment Process and Sled Test for Designing Airbag Module", Transactions of KSAE, pp.118-128, 1998.

조 재 응(Jae-Ung Cho)

[종신회원]



- 1980년 2월 : 인하대학교 기계공학과 (공학사)
- 1982년 2월 : 인하대학교 기계공학과 (공학석사)
- 1986년 8월 : 인하대학교 기계공학과 (공학박사)
- 1988년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 기계·자동차공학부 교수

<관심분야>

기계 및 자동차 부품 설계 및 내구성 평가, 피로 또는 충돌 시 동적 해석

김 영 춘(Young-Chun Kim)

[종신회원]



- 1989년 8월 : 명지대학교 전기공학과 (공학석사)
- 1997년 2월 : 명지대학교 대학원 전기공학과 (공학박사)
- 2006년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 공과대학 기계자동차공학부 교수

<관심분야>

전기자동차전력변환, 전장제어, 태양광에너지

정 운 세(Woon-Se Joung)

[정회원]



- 2009년 11월 ~ 현재 : 제이엔씨 테크 대표이사

<관심분야>

반도체, LCD장비 제조 및 반도체 부품 가공