자동차 엔진마운트의 내구성 해석

한 문 식¹⁾ · 조 재 웅^{*2)}

계명대학교 기계자동차공학과¹⁾ · 공주대학교 기계자동차공학부²⁾

Durability Analysis on Automotive Engine Mount

Moonsik Han¹⁾ · Jaeung Cho^{*2)}

¹⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

²⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju National University, Chungnam 330-717, Korea

(Received 21 July 2011 / Revised 27 June 2011 / Accepted 5 October 2011)

Abstract : Engine mount is used to soften the impact of bumper with elasticity recovery and damping capacity. Inner noise and vibration to influence the comfortableness for passenger cause the engine to the chattering phenomenon. In this study, structural analysis can be done by engine mounts designed with 3D modelling. Natural frequencies and harmonic responses are analyzed by using models with some kinds of configurations. When the simulation model is applied by the force of 600N within the range of natural frequencies, the magnitude of deformation becomes 0 to 3mm. As the number of holes around inside mount increases, the capability of vibration absorption and durability becomes larger. In case of 5holes around inside mount, it can be safest on durability. The life of mount becomes larger by changing the configuration of model. The engine mount improved with durability can be designed through the result of simulation.

Key words : Engine mount(엔진 마운트), Vibration(진동), harmonic response(하모닉 응답), Hole(구멍), Durability(내구성)

1. 서 론

기술의 발전에 따라 사람들의 생활은 윤택해지고, 편안함과 실용성이란 것을 당연하게 여기게 되었다. 또한 운전자의 자동차 선택 시에는 성능과 가격, 디자인도 중요한 요소로 채택 되지만, 탑승 승차감도 제품 구매의 중요한 요소가 되어가고 있다. 승차감의 영향을 주는 것은 소음과 진동 문제를 들 수 있으며 차량의 주요 소음 진동 원으로는 노면의 형상 및 엔진의 떨림과 외부의 항력과 바람에 의한 항력 등이 관련 되고, 시트의 쿠션력과 마운트 등은 승차감에 영향을 주게 된다. 이 중에서 마운트는 정차 시와 주행 시에도 움직이는 엔진의 진동을 줄이는

필수 부품으로 자리 잡고 있다. 차량에서 엔진마운트는 엔진과 미션, 앞, 뒤 하부 쪽에 위치하여서 엔진과 미션을 차체에 고정해주는 동시에 차체와 엔진을 분리시키어 주면서, 실린더에 폭발과 회전에 의해 발생하는 진동을 흡수 변조하여, 차량의 내구성을 향상시키는 역할을 한다. 일반적인 경우 엔진마운트와 미션마운트가 대부분의 하중들이 지탱하며 변속기의 주행과 후진 상태 시, 엔진이 토크로 인해 앞, 뒤로 움직이는 것을 잡아주는 것이 앞과 뒤의 마운트의 역할이다. 만약 엔진이 적절한 구속이 되어있지 않거나 절연되어 있지 않다면, 차체의 진동을 일으키는 원인이 되며 축과 리어스트링에서 소음이 발생한다. 차체 내부의 진동을 줄이기 위해서는 마운트의 크기와 모형, 재질, 설치 위치 등을 변

*Corresponding author, E-mail: jucho@kongju.ac.kr

형시켜야 하며, 기본적인 변형으로도 소음 및 진동을 향상시킬 수 있다. 통상적으로 승용차량의 승차감에 있어서 중요한 역할을 하는 엔진마운트는 지능유체 및 압전작동기를 이용하여 실험한다. 지능유체를 이용한 엔진마운트는 낮은 주파수의 큰 가진 변위의 진동절연에 효과적인 반면 작은 가진 변위를 갖는 고주파수 영역에서도 압전작동기를 이용하여 고주파영역에서도 좋은 진동절연 성능을 가지도록 하고 있다.¹⁾ 본 연구에서는 기본적인 형상을 단순하게 하여 마운트의 형상을 최적화 하는 절차를 제안하였고,^{2,4)} 마운트의 가장 기초적인 엔진의 마운트부터 Fig. 1과 같이 현재 승용차에 사용하고 있는 엔진 마운트를 적용 모델로 선택하였고, 엔진 마운트 모델의 구조에 변화에 따른 진동수 저감 효과를 연구하였다.⁵⁻⁷⁾ 엔진마운트의 설계 시, 중공부의 크기와 갯수 및 중공부를 지탱해주는 모형의 변화로 인하여 마운트의 내구성을 증가할 수 있었다. 그리고 본 연구에서는 간단한 실험 및 예측을 통해서 진동에 대하여 내구성이 향상된 엔진마운트를 설계할 수 있었다.

Fig. 1 Installation of engine mount

2. 모델링 및 해석

3차원으로 모델링한 엔진마운트를 ANSYS 프로그램 이용하여 하중과 진동을 주어 그 변형량을 살펴보고 하모닉 해석을 통하여 고찰해보았다. Fig. 2는 첫 번째 모델의 형상과 치수를 나타낸다. 본 연구에서는 다른 모델들에 대해서도 외곽의 폭과 직경 및 축 구멍의 직경들은 Fig. 2와 동일하다.

Fig. 2 Configuration of model 1 (Unit : mm)

엔진마운트는 기본형인 우레탄 마운트 중에서 옵티마 차량에 부착 가능한 제품 중 시중에서 쉽게 구할 수 있는 마운트를 표본으로 하였고, 크기와 모형을 실제와 같이 하여 모델링하였다. 또한 물성치는 Table 1과 같이 엔진 마운트로 사용되는 변형량이 큰 고무 소재를 선택하였다.

그리고 원활한 해석을 수행하기 위하여 해석모델을 Fig. 3과 같이 유한요소로 분할하였으며 요소의 크기는 2.2mm로 나누었다. Fig. 4에서와 같이, 모델의 구속조건으로서는 외부와의 접촉 부위인 마운트 주위를 고정하고 하중은 최대의 엔진무게를 고려하여 원형 구멍이 있는 구멍의 내부면에 베어링 하중 600N을 가하였다.

Fig. 5는 고유진동수의 최소치가 7830.8Hz가 나왔을 때의 변형량을 본 것으로서 자동차의 엔진진동수는 평균 40Hz ~ 75Hz까지이며, 외부의 진동수를 계산하면 최대 100Hz안에서 실험 되어야 하지만, 모형의 변형량을 단시간 내로 살펴보기 위하여 비교적 큰 진동수를 가하여 해석하였다. 따라서 Fig. 5는 모드해석 중에 양방향으로 진동이 전달되며 완

Table 1 Material property

Young's modulus	1100MPa
Poisson's ratio	0.42
Density	950kg/m ³
Thermal expansion	0.000231/°C
Tensile yield strength	25MPa
Compressive yield strength	0MPa
Tensile ultimate strength	33MPa
Compressive ultimate strength	0MPa

Fig. 3 Finite element model at model 1

Fig. 4 Constraint condition of model 1

Fig. 5 Modal analysis at model 1

전파괴가 일어날 수 있는 고유진동수 7830.8Hz에서 해석을 하였으며, 이러한 진동수 이내에서의 하모

Fig. 6(a) Amplitude displacement according to frequency at harmonic response 1 at model 1

Fig. 6(b) Harmonic response 1 at model 1 (Maximum deformation 0.17817mm)

닉 진동을 시뮬레이션 하였다.

Fig. 6(a)의 경우는 Fig. 4에서와 같이 베어링 하중을 가한 경우로서 하모닉 해석에서의 진동수에 대한 진폭 변위를 나타내는 것이다. 이러한 해석 결과들로서 양방향으로 전달되는 진동수는 모형의 형태에 따라서 차이를 보여 주었고, 마운트의 모형의 형상에 따라서 각기 다른 진동수를 볼 수 있었다. Fig. 6(b)에서 보면 모드해석에서 나온 7830.8Hz를 하모닉 해석을 통하여 변형률이 0.17817mm로 나왔다.

Fig. 7은 두 번째 모델의 형상과 치수를 나타내며 Fig. 2인 첫 번째 모델에서 없었던 곡선형 네모의 중공부를 마운트의 위, 아래로 만들어 주었다.

Fig. 8(a)는 최대 진폭점에서의 진동수인 7215.9 Hz에서 변형량이 0.075026mm가 되었다.

Fig. 8(b)는 현재 자동차에 있는 모형을 본떠서 만

Fig. 7 Configuration of model 2 (Unit : mm)

Fig. 9 Configuration of model 3 (Unit : mm)

Fig. 8(a) Harmonic response at model 2 (Maximum deformation 0.075026mm)

Fig. 10(a) Harmonic response at model 3 (Maximum deformation 0.056092mm)

Fig. 8(b) Real model on Fig. 6(a)

들었으며, Fig. 7의 모형을 본 따서 만든 원형 모델로 되어 있는 마운트이다.

Fig. 9는 세 번째 모델로서 곡선형 네모 중공부를 양 옆에 더 추가하여 모델링하였다.

Fig. 10(b) Amplitude displacement according to frequency at harmonic response at model 3

Fig. 10(a)에서는 Fig. 9인 Model 3에 대하여 하모닉 진동으로 해석하여 그 변형량을 보았다.

Fig. 10(b)는 진동수에 대한 진폭 변위를 나타내는 그림으로서 양방향으로 전달되는 진동수로서의 최대 진폭 변위에서의 진동수인 6746.29Hz에서의 변위를 본 것이다.

Fig. 10(a)에서도 볼 수 있는 바와 같이 Fig. 8(a)의 경우보다도 0.02mm 정도의 변형이 감소되었다. 즉 주위에 4개의 구멍들을 만듦으로서 하모닉 진동에 대한 모형의 안전성을 확보할 수 있었다.

Fig. 11은 다섯 번째 모델로서 주위에 6개의 구멍들을 만들어 모델링하였다. 구멍이 5개가 있는 네 번째 모델과 6개가 있는 다섯 번째 모델은 구멍의 개수만 차이가 나고 그 형상들은 서로 동일하다.

Fig. 12(a)에서는 주위에 5개의 구멍들이 있는 Model 4에 대하여 하모닉 진동 해석을 한 것으로서 Model 3의 경우보다 더 낮은 변형량을 보여주었다.

Fig. 12(b)에서는 주위에 5개의 구멍들이 있는 Model 4에 대하여 하모닉 진동해석을 한 경우로서 등가응력을 나타낸 것이다. 이는 엔진의 무게로 인하여 변화하는 마운트의 취약부위를 보여주는 것으로 가장 약한 부위인 마운트 중심 가장자리 부분에서 그 응력이 최대가 됨을 알 수 있었다. 역시 주위에 5개의 구멍들을 갖는 Fig. 12(a)의 경우가 4개의 구멍들을 갖는 Fig. 10(a)의 경우보다도 그 변형량이 0.02mm정도 더 작아짐을 알 수 있었다.

Fig. 11 Configuration of model 5 (Unit : mm)

Fig. 12(a) Harmonic response at model 4 (Maximum deformation 0.039948mm)

Fig. 12(b) Harmonic response at model 4 (Maximum stress 7.9872 MPa)

중공부의 개수와 크기의 변화로서 진동수를 낮출 수 있다는 결론을 예상하였지만, 주위에 6개의 구멍들을 갖는 Fig. 13의 경우에는 2.9947mm의 무리한 변형량을 보여주었다. 따라서 마운트 내부에서 주위에 5개의 구멍들을 갖는 마운트의 형상이 모형에 대한 내구성면에서 가장 안전 됨을 확보할 수 있었다.

Fig. 14는 여섯 번째 모델로서 세 번째 모델인 Fig. 9의 형상에 중심축을 그 주위에 5mm 튀어나와 있는 부분을 추가적으로 더하였다.

Fig. 13 Harmonic response at model 5

Fig. 16 Configuration of model 7 (Unit : mm)

Fig. 14 Configuration of model 6 (Unit : mm)

Fig. 17 Harmonic response at model 7 (Maximum deformation 0.037294mm)

Fig. 15 Harmonic response at model 6 (Maximum deformation 0.031529mm)

Fig. 15는 하모닉 해석의 경우로서 Model 3인 형상의 경우인 Fig. 10(a)보다 최대의 변형량이 0.02 mm만큼 감소 할 수 있었다. 즉, 추가적인 형상으로 인하여 마운트의 진동흡수성을 높이며 마운트 내구성을 증가 시킬 수 있음을 보여주는 해석 값이 나왔다. 하지만 잘못된 추가적인 모형은 변형량을 증가시키는 원인이 되었다. 엔진 마운트의 모형에 맞는 고유진동의 범위에서 600N의 하중을 가하여 준 결과, 모형에 따라서 0~3mm의 변형량이 있음을 알 수 있었다.

Fig. 16은 일곱 번째 모델로서 이 구조는 철판과 마운트 사이에 둥근기둥을 두었고, Fig. 2인 첫 번째

Model에서 크기 10mm의 기둥을 세워서 변화를 주어 모델링하였다.

Fig. 17에서는 Fig. 16인 일곱 번째 모델에 대한 하모닉 진동 해석으로서 최대의 변형량이 확연히 줄어들고 진동을 줄일 수 있어 주위에 원형구멍들을 만드는 효과와 비슷하다는 것을 알 수 있었다.

그러나 이 구조는 가공이 어렵고, 기둥과 마운트 본체 사이에서 절단이 이뤄질 수 있다는 취약성을 가지고 있어서 장기간 사용을 목적으로 하는 마운트에는 적합하지 않다고 사료된다.

3. 결 론

본 연구에서는 방진 부품 중 하나인 엔진마운트를 대상으로 마운트에 형상 변화를 주어 하중과 강제 진동을 주어서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 엔진 마운트의 모형에 맞는 고유진동의 범위에서 600N의 하중을 가하여 준 결과, 모형에 따라서 0 ~ 3mm의 변형량이 있음을 알 수 있었다.
- 2) 마운트 내부에 주위의 원형구멍들이 생김에 따라 마운트의 진동흡수성을 높이며 마운트의 내구성을 증가시킬 수 있었다.
- 3) 마운트 내부에서 주위에 5개의 구멍들을 갖는 마운트의 형상이 모형에 대한 내구성면에서 가장 안전 됨을 확보할 수 있었다.
- 4) 엔진마운트의 설계 시 고려할 사항은 중공부의 크기와 갯수 및 중공부를 지탱해주는 모형이 중요하다. 이러한 모형의 변화로 인하여 마운트의 수명이 증가할 수 있었다.
- 5) 국내외 시장에는 이미 많은 엔진마운트의 모형이 나와 있으며 이 제품들의 성능을 측정하고 설계할 수 있으나, 본 연구에서는 시뮬레이션으로의 해석 결과를 통하여 내구성이 향상된 엔진마운트를 설계할 수 있었다.

References

- 1) H. J. Song, S. B. Choi and Y. S. Jeon, "Vibration Control Performance of a Passenger Vehicle Featuring ER Engine Mounts," Annual Spring Conference A, KSME, pp.481-486, 2000.
- 2) C. H. Kim, K. J. Kim, H. T. Jeong, C. W. Kim, I. S. Sohn and J. B. Kim, "Prediction of Durability, Static and Dynamic Properties on Rubber," Transactions of KSAE, Vol.14, No.6, pp.17-23, 2006.
- 3) J. P. Lee, N. H. Jo and Y. S. Roh, "Classification of the Types of Defects in Steam Generator Tubes Using the Quasi-newton Method," Journal of Electrical Engineering & Technology, Vol.5, No.4, pp.666-671, 2010.
- 4) J. H. Kim, S. J. Lee, W. H. Lee and J. R. Kim, "Analysis of Mount Reaction Forces for Powertrain Mounting Systems Using Nonlinear Characteristics," Spring Conference Proceedings, KSPSE, pp.235-240, 2007.
- 5) W. D. Kim and W. S. Kim, "Evaluation and Prediction of the Mechanical Characteristics of Rubber Materials for Anti-vibration," Journal of KSNVE, Vol.13, No.5, pp.319-325, 2003.
- 6) H. S. Han, M. Y. Park, H. G. Cho, J. G. Kim and D. B. Im, "Definition and Verification of the Dynamic Characteristics of the Anti-vibration Mount for the Numerical Analysis," Journal of KAIS, Vol.11, No.9, pp.3190-3195, 2010.
- 7) J. Swanson, ANSYS 12.1, ANSYS Inc, U.S.A, 2009.