

## 구동계를 고려한 엔진 마운트의 다분야 통합 최적설계

### Multidisciplinary Design Optimization of Engine Mount with Considering Driveline

서명원\*, 심문보\*\*, 김문성\*\*\*, 홍석길\*\*\*\*, 이신복\*\*\*\*  
M. W. Suh, M. B. Shim, M. S. Kim, K. S. Hong, S. B. Lee

#### ABSTRACT

This paper discusses a multidisciplinary design optimization of the engine mounting system to improve the ride quality of a vehicle and to remove the possibility of the resonance between the powertrain system and vehicle systems. The driveline model attempts to support engine mount development by providing sufficient detail for design modification assessment in a modeling environment. Design variables used in this study are the locations, the angles and the stiffness of an engine mount system. The goal of the optimization is both decoupling the roll mode of a powertrain and minimizing the vibration transmitted to the vehicle including the powertrain, simultaneously. By applying forced vibration analysis for vehicle systems and mode decouple analysis for the engine mount system, it is shown that improved optimization result is obtained.

주요기술용어 : Multidisciplinary design optimization(다분야 통합 최적화, MDO), Engine mount(엔진 마운트), Driveline(구동계), Powertrain(파워트레인), Mode decouple(모드 분리), Frequency response function(주파수 응답 함수, FRF)

#### 1. 서론

최근 아이들 셰이크(Idle shake), 전달계의 래틀(rattle)과 같은 저주파수에서 발생하는 진동 현상들이 차량 개선을 위한 주된 관심사로 대두되고 있다. 특히, 아이들 셰이크는 차량의 안락성을 평가하는 중요한 항목 중의 하나이다. 아이들 셰이크는 엔진 연소에 기인한 엔진 토크의 변동에 의한 엔진의 롤(Roll) 진동을 가진력으로 하여 구

동계(Driveline system), 배기계(Exhaust system) 및 엔진 마운트(Engine mount) 등으로 전달되어 차체 굽힘 공진을 유발시켜 승객에 불쾌감을 주는 현상이다. 이는 엔진 롤 진동과 차체의 1차 굽힘 진동이 동일 위상이기 때문에 발생하는 것이다. 또한 자동 변속기 차량의 경우 시프트(shift)의 위치가 "D" range 상태에서 정지하고 있을 때 차체 및 조향계(steering wheel) 등에서 진동이 발생한다. 시프트의 위치가 "D" range 상태에서 엔진부하가 커지고 차체로 전달되는 진동이 더욱 커진다. 이러한 아이들 셰이크를 개선하기 위해서는 가진력이 차체로 전달되는 주연결부인 엔진 마운트의 최적설계가 필수적이다.

\* 회원, 성균관대학교 기계공학부  
\*\* 회원, 성균관대학교 대학원  
\*\*\* 회원, Engineous Korea  
\*\*\*\* 회원, 현대·기아자동차

엔진마운트 설계에 대한 연구는 다양한 방법으로 연구되어 왔다. Geck<sup>1)</sup> 등은 전륜 구동 차량을 대상으로 롤 모드를 비연성화할 목적으로 최적설계 기법을 도입하였다. James<sup>2)</sup> 등은 운동에너지 분포를 이용하여 엔진 지지계의 각 진동모드를 분리시키는 것을 목적으로 방진고무의 위치, 강성을 구하였고, 각 모드에 대한 고유진동수 범위를 제시하였다. 그러나 이러한 방법들은 파워트레인 계의 고유진동수를 공진영역 밖으로 이동시킴으로써 공진을 피하였으나 다른 고유진동수가 공진 영역으로 들어와 새로운 공진문제를 발생시킬 수 있다. 그리고 실제 엔진 마운트의 궁극적인 목적은 승객의 승차감을 향상시키는 것이므로 운전석 및 조향계에서의 진동레벨을 감소시키는 것이 보다 직접적인 방법이다. 이러한 연구를 위해서 황운걸<sup>3)</sup> 등은 최적화 목적함수를 차체에 전달되는 엔진 가진력의 크기와 인체에 미치는 승차감으로 설정하였다. 또한 황인수<sup>4)</sup> 등은 모드분리 방법에서 벗어나 응답 최소화 방법을 사용하여 운전석에서의 가속도 응답 크기를 최소화하였으며 설계변수 선택에 따른 응답 크기를 비교하였다. 이러한 가속도 응답을 최소화시키는 방법은 파워트레인의 고유진동수에 대한 제한이 없어 차체와 공진이 발생할 수 있다. 이외에도 Hayashi<sup>5)</sup> 등은 엔진 마운트계를 유한요소법을 이용하여 모델링하고 차체는 실험적 모드 해석을 이용한 모델링을 통해 엔진 마운트계와 차체의 동특성을 해석하였다. Lee, J.M<sup>7)</sup> 등은 엔진 마운트가 고정되어 있는 그라운드계(Ground system)를 유연한 기초(Flexible support)로 대체하여 최적화를 수행하였다. 이외에도 엔진 마운트에 대한 많은 연구가 진행되고 있다.

본 연구에서는 안정되고 효과적인 모델링 환경에서 엔진 마운트 설계가 이루어질 수 있도록 구동계를 포함한 차량을 모델링하여 엔진의 롤 진동 및 차체에 전달되는 진동을 동시에 향상될 수 있는 엔진 마운트를 설계하였다. 이를 위해 강제 진동해석과 모드 분리(Mode decouple)해석을 동시에 수행하여 엔진 마운트를 설계하는 다분

야 통합 최적화를 수행하였다. 다시 말해서, 파워트레인 단품에 대하여 롤 모드의 모달 운동에너지(Modal kinetic energy)를 최대화하여 모드를 비연성화 하였으며 이와 동시에 차량 모델에 대해서 조향계 및 운전석의 가속도 응답을 최소화함으로써 진동 저감 및 안정성을 향상시켰다. 이는 모드 분리만을 통해 설계된 마운트나 조향계 및 운전석의 가속도만을 최소화함으로써 설계된 마운트보다 유용한 결과를 보여 주었다.

## 2. 2해석방법

다분야 통합 해석을 통한 엔진 마운트 설계를 위해 구동계를 고려하여 아이들링 상태에서의 강제 진동 해석과 파워트레인 단품에 대한 모드 분리해석이 동시에 수행된다. 이를 위해 엔진 가진력을 분석하며 구동계를 고려한 파워트레인 과 차체 모델을 수립한다.

### 2.1 엔진 가진력 해석<sup>11)</sup>

아이들 세이크 진동의 주파수특성을 파악하기 위하여 아이들링 시의 엔진 가진력을 계산한다. 엔진 가진력은 크게 두개의 성분으로 나눌 수 있는데, 하나는 피스톤 상하 왕복운동에 의한 관성력이고, 다른 하나는 폭발 행정 시 실린더 내의 가스 폭발에 의한 토오크 변동이다. 엔진 가진력은 낮은 속도 영역에서는 실린더 내의 가스 폭발에 의한 2차 토오크가 주 가진원이 되고, 중, 고속 영역에서는 2차 관성력이 주 가진원이다.

본 연구에서는 전륜 구동 횡치 엔진(FF) 차의 직렬 4기통 엔진을 사용하였으며 이에 작용하는 관성력과 토오크는 다음과 같은 방법으로 구할 수 있다.

#### 2.1.1 피스톤 상하운동에 의한 관성력

Fig. 1에서 보는 바와 같이 엔진의 기구학적 해석에 의하여 피스톤의 가속도는 다음과 같은 식 (1)로 표현될 수 있다.

수식 (1)에서,  $l$ 은 커넥팅 로드 길이고,  $r$ 은

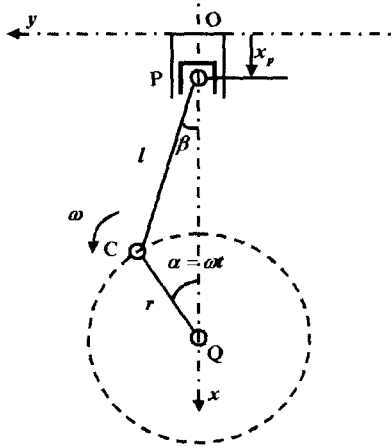


Fig. 1 Structure of cylinder

$$\frac{d^2 x_p}{dt^2} = r\omega^2 (\cos \alpha t + \sum_{n=0}^{\infty} 4nA_{2n} \cos 2n\alpha t)$$

$$A_0 = -\frac{1}{4\lambda} - \frac{3}{64\lambda^3} - \frac{5}{256\lambda^5} - \dots$$

$$A_2 = \frac{1}{4\lambda} + \frac{1}{16\lambda^3} + \frac{5}{256\lambda^5} + \dots$$

$$A_4 = -\frac{1}{64\lambda^3} - \frac{3}{256\lambda^5} - \dots$$

$$\lambda = \frac{l}{r} \tag{1}$$

크랭크 반경,  $\omega$ 는 각속도이다. 피스톤, 크랭크 기구에서는 일반적으로 그 질량 중심을 왕복 질량부와 회전 질량부로 나누어 생각한다. 따라서 왕복 질량부에 의한 관성력과 회전 질량부에 의한 관성력은 다음과 같은 식 (2)로 나타낼 수 있다.

$$F_{tra} = m_{tra} \frac{d^2 x_p}{dt^2} = m_{tra} r \omega^2 (\cos \alpha t + \sum_{n=1}^{\infty} 4n^2 A_{2n} \cos 2n\alpha t)$$

$$F_{rot} = m_{rot} r \omega^2 \tag{2}$$

여기서,  $m_{tra}$ 은 피스톤 질량과 커넥팅 로드의 왕복운동 질량부의 합이고,  $m_{rot}$ 은 크랭크 스로우의 질량과 커넥팅 로드의 회전운동 질량부의 합이다. 이와 같은 관성력을 4기통 실린더 전체에 대해서 고려하면 식 (3)과 같은 관성력만이 남게 된다.

$$F = \frac{4}{\lambda} m_{tra} r \omega^2 \cos 2\alpha t \tag{3}$$

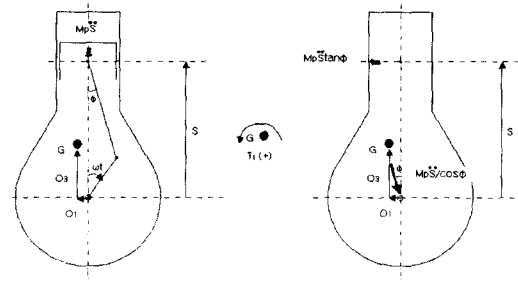


Fig. 2 Torque due to inertia force

### 2.1.2 피스톤 상하운동에 의한 관성토크

피스톤의 상하운동에 의해서 발생하는 토오크는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 질량중심과 크랭크축과의 거리에 의해서 발생하며 식 (4)로부터 구할 수 있다.

$$T_{inertia} = mr\omega^2 s \sin \phi - m\dot{s}O_1$$

$$= mr^2 \omega^2 \sum_{n=1}^4 (t_n \sin n\alpha t) + mr\omega^2 O_1 (\cos \alpha t + \lambda \cos 2\alpha t)$$

$$t_1 = \left(\frac{1}{4\lambda}\right) + \left(\frac{1}{16\lambda^3}\right) + \left(\frac{15}{512\lambda^5}\right) + \dots$$

$$t_2 = -\left(\frac{1}{2\lambda^2}\right) - \left(\frac{1}{32\lambda^4}\right) - \left(\frac{1}{32\lambda^6}\right) + \dots$$

$$t_3 = -\left(\frac{3}{4\lambda}\right) - \left(\frac{9}{32\lambda^3}\right) - \left(\frac{81}{512\lambda^5}\right) + \dots$$

$$t_4 = -\left(\frac{1}{4\lambda^2}\right) - \left(\frac{1}{8\lambda^4}\right) - \left(\frac{19}{256\lambda^6}\right) + \dots \tag{4}$$

여기서,  $\phi$ 는 크랭크 각도이다.

### 2.1.3 가스 폭발에 의한 토오크

가스 폭발에 의해서 발생하는 토오크는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 안내력과 크랭크축과의 거리에 의해서 발생하며 식 (5)으로부터 구할 수 있다.

$$T_p = PA_p s \tan \phi$$

$$= PA_p r \left( \sin \alpha t + \sum_{n=1}^{\infty} 2na_{2n} \sin 2n\alpha t \right)$$

$$a_2 = \frac{1}{4\lambda} + \frac{1}{16\lambda^3} + \frac{15}{512\lambda^5} + \dots$$

$$a_4 = -\frac{1}{64\lambda^3} - \frac{1}{256\lambda^5} + \dots$$

$$a_6 = \frac{1}{512\lambda^5} + \dots \tag{5}$$

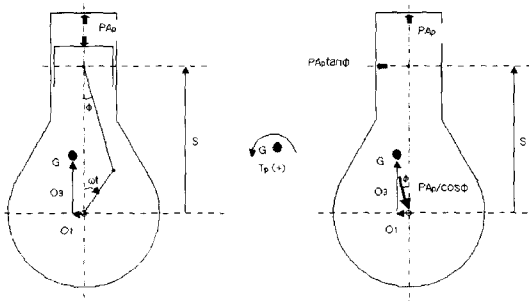


Fig. 3 Torque due to gas combustion

## 2.2 시스템 모델링 및 운동방정식

다분야 통합 엔진 마운트 최적설계를 위해 파워트레인 계와 파워트레인이 장착된 차체 구조물을 나누어 모델링하였다. 여기서 파워트레인 계는 엔진과 변속기 결합체가 엔진 마운트 위에 장착된 상태를 의미하고, 차체 구조물은 차체, 조향계, 구동계, 배기계를 포함한 구조물을 의미한다. 유한요소 해석을 위해 파워트레인 계는 공간 모델로 표현된 스프링, 질량 모델을 적용하며, 차체 구조물은 보 요소를 이용하여 모델링된다.

### 2.2.1 파워트레인 계

파워트레인 계의 모델에 대한 좌표계는 Fig. 4에 나타나 있으며, O점은 엔진의 무게 중심에 원점을 둔 좌표계로 이를 이용하여 비감쇠 자유진동 미분방정식이 유도된다.

$$[M_p] \{\ddot{x}_p\} + [K_p] \{x_p\} = \{0\} \quad (6)$$

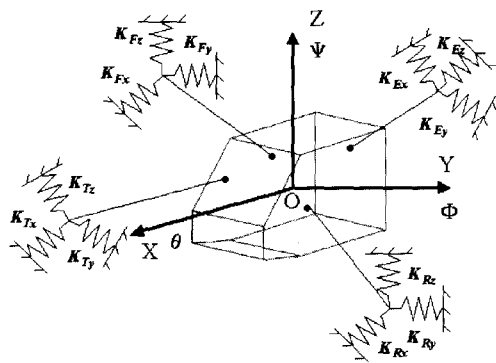


Fig. 4 Powertrain engine mount system configuration

여기서,  $[M_p]$ 은 6자유도 질량 행렬이고,  $[K_p]$ 는 엔진 마운트 강성 행렬이다. 이때 파워트레인 계의 무게 중심에 대한 질량 행렬은 다음과 같다.

그리고  $[K_p]$ 는 수치해석에 의해 얻어진다. 이와 같이 계산된 행렬을 이용하여 모달 해석을 수행하고 모드 분리해석을 수행하기 위해 모달 운동 에너지를 구한다.  $j$ 번째 모드에 대한 운동 에너지는 다음과 같이 표현된다.<sup>10)</sup>

$$[M_p] = \begin{bmatrix} m_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{xx} & -J_{xy} & -J_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -J_{xy} & J_{yy} & -J_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -J_{xz} & -J_{yz} & J_{zz} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$KE_j = \{\Phi_j\}^T [M] \{\Phi_j\} \quad (8)$$

여기서  $\{\Phi_j\}$ 는  $j$ 번째 모달 벡터이다.

### 2.2.2 차체 계

본 연구에서 적용한 모델은 자동 변속기 차량으로 아이들 셰이크에 대한 영향을 효과적으로 고려하기 위해 시프트의 위치가 “D” range 상태에서 정지하고 있는 구동계 모델링하여 적용하였다. 차체로 전달되는 진동특성을 고려하기 위한 구동계를 고려한 구성도는 Fig. 5에 나타내었다.

차체, 조향계, 구동계, 배기계를 포함한 차체의 운동방정식은 일반적인 진동계와 마찬가지로 질량 강성 행렬로 표현될 수 있다.

$$[M_B] \{\ddot{x}_B\} + [K_B] \{x_B\} = \{F_B\} \quad (9)$$

여기서,  $[M_B]$ 는 차체 질량 행렬이고  $[K_B]$ 는 차체 강성 행렬 그리고  $\{F_B\}$ 는 2.1장에서 설명한 엔진에서 발생되는 가진력 성분이다. 식 (9)에 정의된 운동방정식으로부터 강제 진동 해석이 가능하며, 응답점은 조향계 및 운전석 위치로 설정하였다.

## 3. 다분야 통합 엔진 마운트 최적화

엔진 롤 진동과 차체의 1차 굽힘 진동이 동일

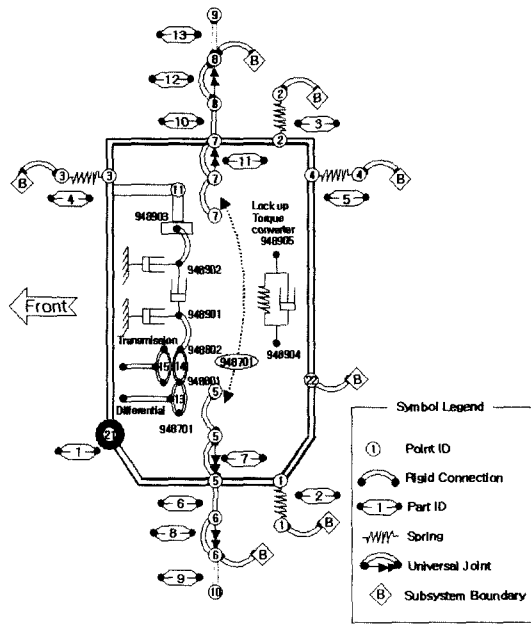


Fig. 5 Graphical representation of driveline model

위상이고 주파수 대역이 비슷하기 때문에 아이들 셰이크 발생 요인인 엔진 롤 모드를 비연성화시키면서 저주파수 영역으로의 이동이 필요하고, 승차감은 조향계 및 차량의 탑승자 부분의 진동 응답 특성에 비례하므로 가속도 응답이 최소화되어야 한다.

이러한 두 가지 목적을 동시에 만족시키기 위하여 다분야 통합 최적화를 수행하였다. 세부적인 방법으로는 다음과 같다.

1) 차체의 전달 특성을 파악하여 구동계를 고려한 파워트레인 단품 및 전체 차량 시스템을 구성한다.

2) 다분야 통합 최적화 구현을 위한 해석 진행 순서 및 변수 흐름, 목적함수 및 구속조건을 결정한다.

3) 파워트레인 단품 및 차량 모델 각각의 해석 영역에 대해 독립적인 목적함수를 설정하여 통합화, 자동화한다. (파워트레인 단품의 고유진동수 해석, 차량 모델의 강제 진동 해석)

전반적인 다분야 통합 엔진 마운트 최적화 흐름도는 Fig. 6과 같다.

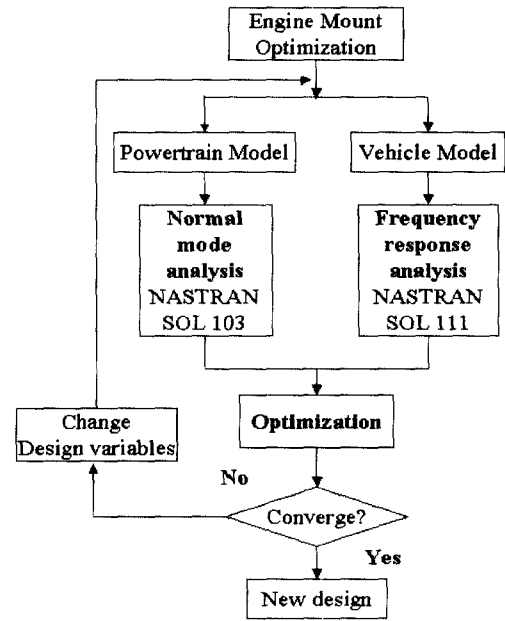


Fig. 6 Schematic diagram for MDO of engine mount

본 연구에서 적용된 다분야 통합 최적화에 대한 목적함수는 파워트레인 단품과 차량 모델에 대해 각각 설정하고 이를 결합하여 표현하였다. 먼저, 파워트레인 단품 모델에 대해서는 모달 해석을 통해서 롤 모드 모달 운동에너지를 최대화함으로써 아이들 시 차체 진동을 저감시키도록 목적함수를 설정하였다. 또한 주행 시에는 상하 모드(bounce mode)가 차체 진동과 연관이 크기 때문에 각 강체모드의 주파수 대역은 설계 사양에 맞게 위치하도록 제한함으로써 차체 모델과 결합시 공진 위험을 제거하였다. 차량 모델에 대해서는 주파수 응답 해석을 통해서 조향계 및 운전석에서의 진동을 최소화하는 것으로 목적함수를 설정하였다. 진동을 최소화하는 방법으로 주파수 응답 함수의 면적을 최소화하여 전체적인 진동레벨을 감소시키고 이와 동시에 특정 주파수에서의 최대 피크를 방지하기 위해 매회 주파수 해석에 대한 최대 응답치를 최소화시키는 방법을 사용하였다. 이와 같은 해석을 위한 유한 요소 모델은 Fig. 7과 Fig. 8에 나타나 있다.

설계변수는 엔진 마운트 강성과 위치 그리고

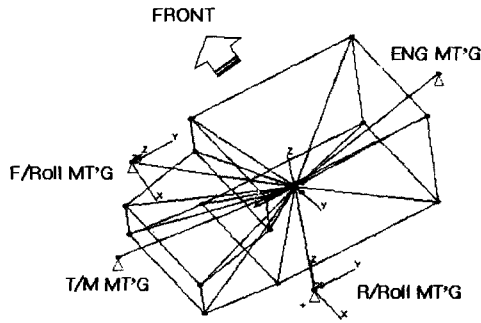


Fig. 7 Finite element model for powertrain mount system

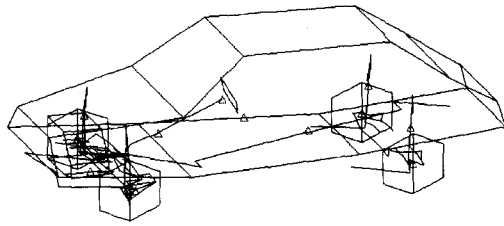


Fig. 8 Finite element model for vehicle system

마운트 장착각도로 설정하였다. 엔진 마운트 장착각도는 엔진 가진에 가장 민감한 전·후 마운트의 롤 방향 각도만을 고려하였다. 이러한 장착각도를 변화시키기 위해 전·후 마운트 위치에 국소 좌표계를 설정하여 기준 좌표계인 엔진 마운트 질량 중심에 대해 변화시킴으로써 장착각 변화가 가능하였다.

이상에 대한 최적화 문제를 정리하면 다음과 같다.

Minimize:  $OBJ_t = OBJ_2 - OBJ_1$

Subject to:

$$f_{Lower} \leq f_i \leq f_{Upper}, \quad i = 1, 2, \dots, 6$$

Design values: (10)

$$K_{Ex}, K_{Ey}, K_{Ez}, K_{Tx}, K_{Ty}, K_{Tz}, K_{Rx}, K_{Ry}, K_{Rz}, K_{Fx}, K_{Fy}, K_{Fz}$$

$$G_{Ex}, G_{Ey}, G_{Ez}, G_{Tx}, G_{Ty}, G_{Tz}, G_{Rx}, G_{Ry}, G_{Rz}, G_{Fx}, G_{Fy}, G_{Fz}$$

$$D_R, D_F$$

여기서,  $OBJ_1$ 는 파워트레인의 롤 모드에 대한 모달 운동에너지를 의미하고  $OBJ_2$ 는 주파수 영역에서 조향계와 운전석 각각 수직 방향 가속도 성

분의 합 및 최대 가속도의 선형 결합이다.  $f_i$ 는 파워트레인 각 강체 모드에 대한 주파수를 의미하며, 설계 사양에 따라 상한값과 하한값으로 제한 조건을 적용하여 차체 결합시 차체의 공진 위험을 제거하였다.  $K_{ij}$ 과  $G_{ij}$ 는 마운트의  $x, y, z$ 방향의 강성값과 위치를 의미하고  $D_R$ 과  $D_F$ 는 전·후 마운트의 롤 방향 장착 각도이다.  $OBJ_2$ 를 수식적으로 다시 표현하면 다음과 같다.

$$OBJ_2 = w_1 F_1 + w_2 F_2 + w_3 F_3 + w_4 F_4$$

where

$$\begin{aligned} F_1 &= \sum_{i=1}^n (A_{Seat})_i \\ F_2 &= \text{MAX}(A_{Seat1}, \dots, A_{Seatn}) \\ F_3 &= \sum_{i=1}^n (A_{Steering})_i \\ F_4 &= \text{MAX}(A_{Steering1}, \dots, A_{Steeringn}) \end{aligned} \quad (11)$$

여기서,  $(A_{Seat})$ 는 운전석에서의 가속도를 의미하며  $(A_{Steering})$ 는 조향계에서의 가속도,  $W_i$ 는 가중치 (weighting factor)이다.

#### 4. 수치해석

다분야 통합 엔진 마운트 최적화를 위한 파워트레인 단품 해석 및 차체 해석을 위해 MSC/NASTRAN v.70.7을 사용하였으며 MDO 프로세스의 흐름 및 최적화 모듈은 Engineous Software Inc./iSIGHT v.5.5를 사용하였다. Fig. 9는 iSIGHT의 GUI를 이용하여 MDO 프로세스를 구성한 것이다.

3장에서 언급한 바와 같이 최적화 문제정의를 하였고, 아이들링 750rpm 운전 속도에 대한 조향계와 운전석 진동을 최소화하기 위해 주파수 영역을 20~34Hz에서 가속도 응답을 최소화 및 최대 응답치를 최소화 하도록 하였다. 파워트레인에 대해서는 롤 모드 모달 운동에너지를 최대화 하도록 하였으며 이때 각 강체모드의 주파수 대역은 다음과 같이 설정하였다.

최소 주파수 대역을 7Hz부터 설정한 이유는 고무 강성의 구속 조건을 주었기 때문에 고유주파수가 아무리 낮게 내려간다고 하더라도 7Hz 부

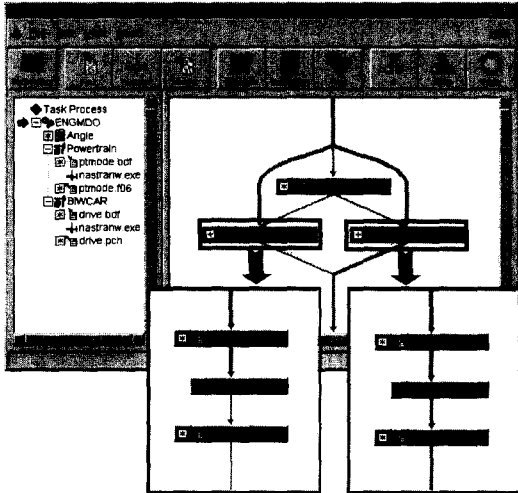


Fig. 9 Integration of Nastran and iSIGHT programs using graphical user interfaces for MDO of engine mount

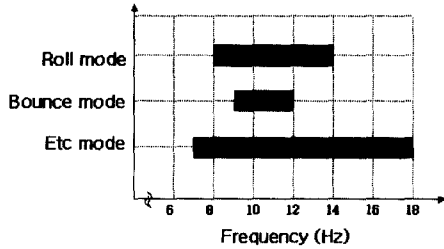


Fig. 10 Constraint frequency range of powertrain mode

근에 머물 것을 경험상으로 알기 때문이다. 또한 파워트레인 계의 강체모드는 보통 18Hz를 넘지 않게 하는데 이는 아이들 주파수인 750rpm의 2차 주파수 성분에 해당하는 25Hz의 공진영역을 벗어나는 임계값이 18Hz이기 때문이다. 차체 모드와의 공진을 피하기 위해 영향도가 높은 파워트레인의 롤 모드와 상하 모드 및 롤과 상하 모드를 제외한 나머지 강체 모드는 Fig. 10과 같이 설정하였다.

이와 같은 문제 정의에 따라 최적화를 수행하였으며 이때 최적화 알고리즘은 Sequential Quadratic Programming을 사용하였고 매회 반복 계산에 따른 목적함수 결과 및 최적화 결과는 다음과 같다.

Table 1에 나타난 바와 같이 초기 상태에서는 롤 모드 모달 운동에너지 비율이 59.5%로 모든

강체 모드가 연성되어 있으며 상하 모드 주파수 제한조건에 위반되고 있다. 다분야 통합 최적화를 통해 얻은 결과인 Table 2는 롤 모드의 모달 운동에너지가 초기 상태에 비해 향상되었으며 모드 분리가 잘 이루어졌음을 보여주고 있다. 또한

Table 1 Modal kinetic energy(Initial)

Mode	Tx	Ty	Boun.	Roll	Pitch	Yaw
7.58	-	-	1.3	59.5	54.3	40.8
8.43	-	1.1	93.9	1.1	-	-
9.67	-	32.6	3.4	1.1	1.9	1.9
11.18	86.2	-	-	1.1	4.7	8.3
14.40	12.2	1.7	-	1.1	36.1	47.2
15.03	-	63.8	-	1.1	1.3	-

Table 2 Modal kinetic energy(Optimum)

Mode	Tx	Ty	Boun.	Roll	Pitch	Yaw
7.37	-	-	1.5	17.4	71.0	26.5
9.06	-	-	96.9	1.1	-	-
10.11	-	17.8	-	1.1	-	-
11.17	59.4	-	-	1.1	13.4	26.3
12.95	38.8	-	-	1.1	13.3	44.6
15.76	-	81.8	-	1.1	-	-

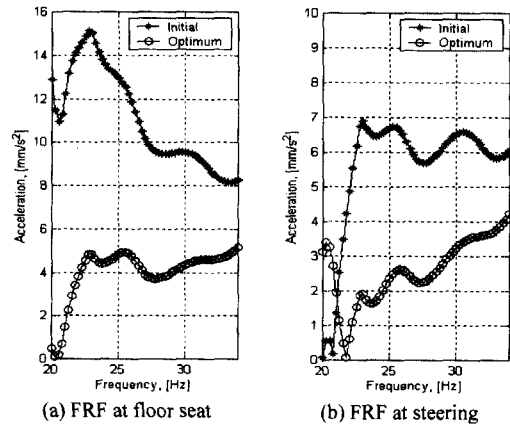


Fig. 11 Comparison of acceleration response between initial design values and optimal ones

25~34Hz 주파수 영역에서 조향계와 운전석 각각 수직 방향 가속도 성분의 합 및 최대 가속도를 최소화함으로써 얻은 수직방향 가속도 크기는 Fig. 11과 같이 효과적으로 감소되었음을 볼 수 있다.

본 연구에서 설정한 목적함수의 타당성을 검증하기 위해 목적함수를 (a)파워트레인의 모달 운동에너지만을 목적함수로 설정하여 롤 모드를 최대화한 경우와 (b)파워 트레인의 모달 운동 에너지를 롤 모드에 대해 최대화 및 조향계와 운전석 각각 수직 방향 가속도 성분의 합을 최소화시키는 것으로 하여 해석 결과를 비교해 보았다.

(a)경우에 대해서는 파워트레인의 롤 모드 모달 운동에너지는 최대화가 일어졌으나 차체의 조향계와 운전석 각각 수직 방향 가속도 성분은 초기 상태보다 더 악화된 것을 Fig. 12에서 볼 수 있

Table 3 Modal kinetic energy {case (a)}

Mode	Tx	Ty	Boun.	Roll	Pitch	Yaw
7.43	-	-	43.2	-	35.2	21.4
9.06	-	-	54.5	-	17.5	26.5
9.23	-	13.8	-	<b>85.6</b>	-	-
11.48	96.3	-	-	-	1.0	1.6
14.38	-	73.0	-	<b>10.8</b>	8.6	6.4
15.34	1.8	13.0	-	<b>3.1</b>	36.1	43.6

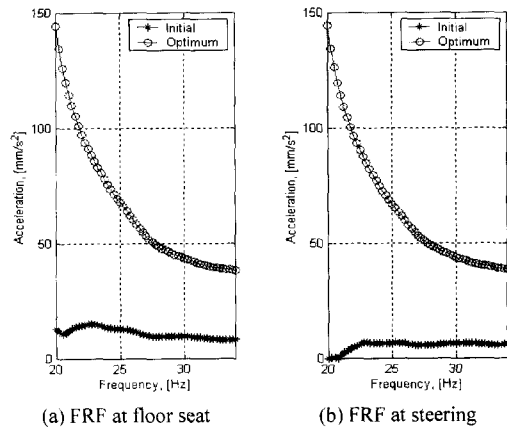


Fig. 12 Comparison of acceleration response between initial design values and optimal ones for case (a)

Table 4 Modal kinetic energy {case (b)}

Mode	Tx	Ty	Boun.	Roll	Pitch	Yaw
7.45	-	-	-	-	66.4	31.8
9.15	-	-	98.1	-	-	-
10.05	-	28.9	-	<b>70.4</b>	-	-
12.09	97.7	-	-	-	1.2	-
14.41	-	4.3	-	<b>2.5</b>	29.5	62.2
15.87	-	66.7	-	<b>26.4</b>	1.3	5.3

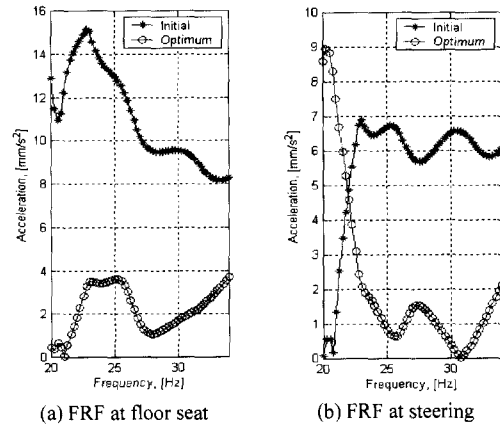


Fig. 13 Comparison of acceleration response between initial design values and optimal ones for case (b)

다. (b)경우에 대해서는 Table 4 와 Fig. 13에 나타난 바와 같이 파워트레인의 롤 모드 모달 운동에너지 증가 및 차체의 조향계와 운전석 각각 수직 방향 가속도 성분은 감소하였으나 예상치 못한 피크가 발생됨을 볼 수 있다. 결과적으로 본 연구에서와 같이 파워트레인 계에 대한 해석을 통해 모드분리를 수행하고 차체 계에 대해 관심 주파수 영역에서 조향계와 운전석 각각 수직 방향 가속도 성분의 합 및 최대 가속도를 최소화함으로써 엔진 마운트를 설계하는 것이 효과적임을 알 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 다분야 통합 최적화 기법을 적



용하여 모드 분리 방법과 응답 최소화 및 최대 응답치를 최소화시키는 방법을 동시에 고려하여 최적화를 수행하였으며 그 결과 승객에게 전해지는 진동을 현저히 감소시킬 수 있었다. 먼저 파워트레인 계에 대해 롤 모드를 모달 운동에너지를 최대화하여 차체와의 공진 발생 가능성을 개선하였으며 차량모델에 대해서는 운전석 및 조향계에서의 아이들 진동을 최소화함으로써 승차감의 개선을 도모하였다. 그리고 해석모델에 대한 신뢰도를 높이기 위하여 구동계를 모델링하여 차체의 전달특성을 파악하였으며 실제 아이들링 상태의 운전 조건 하에서 해석을 수행함으로써 해석에 대한 정확도를 높일 수 있었다. 또한 해석 방법의 타당성을 얻기 위해 기존 엔진 마운트 설계 방식인 파워트레인 모드 최적화 및 진동 최적화 방법과 비교하였고 이로부터 다분야 통합 최적화 기법을 이용한 엔진 마운트 설계의 효용성을 확인하였다.

## 후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비 및 Engineous Korea의 소프트웨어 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

## 참 고 문 헌

- 1) P. E. Geck, R. D. Patton, "Front Wheel Drive Engine Mount Optimization," SAE 840736, 1984.
- 2) J. E. Bernard, J. M. Starkey, "Engine Mount Optimization," SAE 830257, 1983.
- 3) 황원걸, "엔진마운트계의 최적설계에 관한 연구," 한국자동차공학회 논문집, pp.16-26, 1998.
- 4) 황인수, 지상현, 고병식, "Lanos의 Engine Mount 최적설계," 제어·자동화·시스템공학회지, pp.14-18, 1996.
- 5) S. Hayashi, S. Kano, "Optimization Method for Mount Layout and Mount Specifications of Vehicle Sub-frame," A-PVC, 1993.
- 6) D. S. Hine, "Simulation of Engine Idle Shake Vibration," SAE 830259, pp.1-6, 1983.
- 7) J. M. Lee, H. J. Yim, J. Kim, "Flexible Chassis Effects on Dynamic Response of Engine Mount Systems," SAE 951094, 1995.
- 8) M. Muller, T. W. Siebler, "Methods for the Reduction of Noise and Vibration in Vehicles using an Appropriate Engine Mount System," SAE 942414E, 1994.
- 9) iSIGHT v.5.5 Developer's Guide & Designer's Guide.
- 10) M. Wamsler, T. Rose, "Advanced Mode Shape Identification Method for Automotive Application via Modal Kinetic Energy Plots Assisted by Numerous Printed Outputs," MSC Americas Users' Conference, 1998.
- 11) J. C. Lee, "Optimal Mounting System of a Variable Displacement Engine," KAIST 석사 학위 청구 논문, pp.5-13, 1985.