

DFSS기법을 이용한 차량 엔진마운팅 시스템 최적화

The Optimization of Vehicle Engine Mounting System Using DFSS(design for six sigma) Technique

박 운 환† · 송 윤 철*

Un-Hwan Park and Yoon-Chul Song

(2009년 10월 22일 접수 ; 2010년 2월 9일 심사완료)

Key Words : Engine Mount(엔진마운트), DFSS(design for six sigma), Transfer Path Analysis(전달경로분석), Taguchi Method(다꾸치 방법)

ABSTRACT

Engine Mount plays an important role which supports engine, isolates vibration from engine and blocks the vibration from road. Development of engine mount for NVH costs great a deal. So, the cost of development being reduced, the way developed effectively engine mount using DFSS technique is proposed in this paper. CTQ(critical to quality) is vibration and parameter is dynamic stiffness of mounts. The core parameters are selected with TPA(transfer path analysis) technique. It uses design of experiments(DOE) or Taguchi Methods to optimize parameter values and reduce variation. And then, this paper shows the result of improvement for vibration in the developing vehicle.

1. 서 론

요즈음 차량의 엔진은 고성능화 되고 연비저감으로 인하여 중량은 낮아지고 있다. 또한 고객의 진동 및 소음 저감 요구 수준은 높아지고 있는 반면 가격 경쟁을 위한 원가저감의 부담은 높아지고 있다. 차량에서 발생하는 진동과 소음을 줄이는 시스템은 여러 가지가 있는데 그 중에서 엔진마운팅 시스템은 진동을 절연하고 소음을 줄이는데 큰 기여를 하고 있다. 엔진마운트는 차량의 파워트레인을 지지하며 차량 내부 및 외부로부터의 진동을 절연하고 소음을 저감시키는 역할을 한다. 뿐만 아니라 외부의 충격력으로부터 엔진을 보호하며 거동제어를 통하여 다른 부품과의 간섭을 방지한다. 엔진 진동을 줄

일 수 있는 엔진마운트는 크게 능동 엔진마운트^(1~5)와 수동 엔진마운트가 있다. 수동 엔진마운트인 하이드릴릭 마운트^(6~8)는 관성 트랙을 사용하여 저주파 진동을 줄였다. 속도 또는 운전 조건에 따라 마운트의 특성을 다르게 하는 반능동 마운트^(9,10)를 사용하여 진동을 줄이는 방법도 있다. 또한 제어력을 발생시키는 구동기를 마운트에 포함하여 진동을 제어하는 능동 엔진마운트가 현재 많이 연구되고 있다. 그러나 능동적인 방법은 비용과 장착상의 문제점으로 많은 어려움이 있다. 가변 엔진에 대한 진동을 제어하기 위하여 능동 엔진마운트를 사용하는 자동차는 있으나 일반적인 엔진에는 거의 사용하지 않는다. 따라서 현재까지는 저렴한 비용으로 반영구적으로 사용할 수 있는 수동적인 엔진마운트를 많이 사용한다.

이 연구에서는 이 수동 엔진마운트를 DFSS(design for six sigma, 이하 DFSS) 기법으로 이들 진동에 최적의 인자 값으로 설계하는 연구를 진

† 교신저자; 정회원, (주)파브코

E-mail : uhpark@ph.co.kr

Tel : (053)610-7383, Fax : (053)610-7377

* (주)파브코

행하였다. 6시그마는 고객의 관점에서 품질에 결정적인 요소인 CTQ(critical to quality)를 찾고 과학적인 방법을 사용하여 100만개 중 3, 4개의 불량 수준인 무결점 품질을 달성하는 것이다. DFSS란 R&D(research and development)에서 사용되는 6시그마 방법론으로 신상품 개발에 주로 활용되며 추진 절차는 DIDOV(define/identify/design/optimize/validate)이다. 이와 같은 절차를 차량 진동 저감에 적용하여 엔진마운팅 시스템을 최적화 하였다.

엔진마운트는 파워트레인을 지지하면서 엔진의 진동을 절연하는 역할을 한다. 진동 절연을 위해서 마운트의 강성이 낮으면 좋지만 엔진 거동제어에 불리하며 creep과 내구 특성이 나빠질 수 있다. 따라서 서로 상반되는 특성을 요구하므로 적절한 선에서 절충점을 찾아야 한다. 엔진마운트 설계 시, 파워트레인 롤 모드는 바운스 모드와 분리시켜야 하며 가진 주파수(1차 엔진 폭발 주파수)에서 멀리 떨어져서 설계되어야 한다⁽¹¹⁾. 그러나 너무 낮게 설계되면 파워트레인의 저주파 진동(0.5차 엔진 폭발 주파수)이 발생할 수 있고 거동제어에 불리할 수 있다. 또한 너무 높게 설계 되면 엔진의 전달력이 커져서 아이들 시, 진동 절연에 불리할 수 있다. 따라서 이 논문에서는 시뮬레이션, TPA(transfer path analysis) 기법⁽¹²⁾ 그리고 다투치 실험계획법^(13,14)을 이용하여 보다 효율적으로 엔진마운팅 시스템을 최적화하는 방법을 제안한다.

2. 본 론

차량 진동에 영향을 미치는 인자는 엔진의 소스 진동, 전달계의 공진, 그리고 엔진마운팅 시스템 등 여러 가지가 있다. 그러나 이 논문에서는 차량 개발 시 차량 진동을 최소화하기 위하여 엔진마운트의 강성들을 최적화하기로 한다. 따라서 핵심품질특성인 CTQ(critical to quality)는 차량 진동이다. 마운트의 인자에도 차량 진동에 영향을 미치는 부분이 많이 존재한다. 그 중에서도 마운트 위치의 경우는 엔진의 진동 및 소음에 큰 영향을 미친다. 그러나 마운트의 위치는 파워트레인과 다른 부품의 공간 및 간섭 문제로 인하여 성능만으로 결정할 수 있는 사항이 아니므로 이 논문의 연구에서 제외하기로 한다. 엔진마운트 제품에 대한 QFD(quality fuction

deployment)를 실시하여 Table 1과 같은 도표를 만들 수 있다. QFD는 엔진마운트 개발의 자료와 품질팀에서 고객 불만 접수사항을 근거로 하여 작성하였다. QFD에서 보는 바와 같이 진동에 영향을 많이 미치는 기술적인 인자는 동강성이다. 동강성은 내구 및 엔진 거동 제어에도 영향이 있으므로 이러한 성능을 악화시키지 않으면서 진동을 최소화하여야 한다. 이 연구에서는 아이들 진동을 최적화 하는 것을 목표로 하며 전체 과정은 Fig. 1과 같다.

과거에는 시뮬레이션과 실차 조율의 방법을 많이 사용하였다. TRA(torque roll axis)^(15,16)를 이용하여 기본적인 위치를 결정하고 시뮬레이션을 통하여 초기 마운트 강성을 결정하였다^(11,17). 시뮬레이션에 의해 결정된 마운트 강성으로 초기 샘플들을 제작하고 실차 시험으로 평가한다. 시험 평가를 통하여 초기 샘플들의 강성을 변경하면서 마운트 시스템을 조율하였다. 그러나 이 연구에서는 TPA 기법을 통한 핵심 인자 선정, 다투치 실험계획법 등 DFSS의 기법^(13,14,18,19)을 이용하여 보다 정확하고 효율적으로 엔진마운팅 시스템을 최적화하는 방법을 소개한다.

Table 1 QFD(quality function deployment) for engine mounting system

	++	+	+	
	Static stiffness	Dynamic stiffness	Durability	Weighting
Vibration	4	12	4	4
Noise	4	12	4	4
Movement control	9	3	6	3
Validation	10	10	15	5
How important	27	37	29	

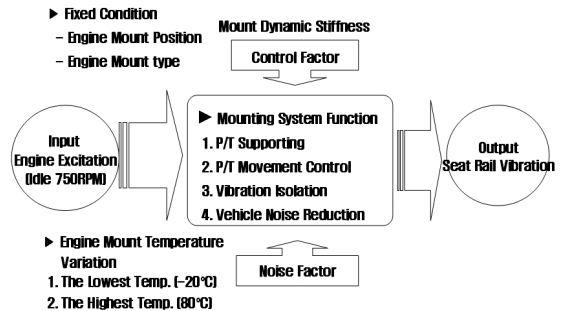


Fig. 1 The process diagram

이 연구에 사용된 차량은 SUV(sports utility vehicle) 디젤 엔진의 4WD(wheel drive) 차량이며 엔진마운트 방식은 관성지지 방식이다. 차량 시스템 데이터로 차량을 모델링한 후, 시뮬레이션을 통하여 기본적인 마운트 강성들을 결정한다. 그리고 그 강성 값으로 초기 샘플을 제작하여 차량에 장착을 한다. 아이들 시, 엔진의 전달력을 구하고 차량 바디의 민감도를 이용하여 각 마운트 방향별 아이들 진동 기여도를 계산한다. 여기에서 기여도가 큰 마운트 방향 인자를 핵심 인자로 결정하고 다꾸치 실험 계획법으로 실험을 계획한다. 그리고 실차에서 강제 모드를 측정하여 시뮬레이션 모델로 계산된 진동 모드와 비교하면서 실차모델과 시뮬레이션 모델의 상관관계를 높이는 작업을 진행한다. 이와 같이 모델의 신뢰성을 높인 후, 실험 계획표와 같이 시뮬레이션을 실시한다. 시뮬레이션 결과로 반응표를 만들어 최적의 인자 값을 찾아낸다. 최적의 인자 값이 현실적으로 구현 가능한지 또는 내구 및 다른 목표에 큰 영향을 주는지 확인한다. 최종적으로 최적의 인자 값을 결정하고 샘플을 제작하여 차량에 장착한 후 시험 검증하는 순으로 진행한다.

2.1 초기 강성 결정

처음부터 엔진마운팅 시스템 사양을 결정하기 위하여 실차 시험을 하게 되면 많은 시간과 비용이 소요된다. 따라서 마운트 초기 강성은 시뮬레이션으로 결정을 한다. 시뮬레이션에서 사용된 차량 시스템 모델은 파워트레인 6자유도, 차량 바디 6자유도, 휠 상하 방향 4자유도이며, 휠 전후 방향의 모델은 차량 바디에 등가 모델로 구성하였다. 기본적인 마운트 위치는 TRA로 정하였으며 분담 하중을 계산하여 Creep 및 내구에 영향을 미치지 않는 범위에서 Z-방향 정강성 범위를 정하였다. 파워트레인 롤 모드 분리를 유도하고 저주파 진동을 피하도록 동

강성을 선정하였다. 동강성이 너무 높아지지 않는 범위에서 각 모드 분리율이 높아지도록 하였으며^(11,15) 제작의 난이도 또한 고려하여 결정하였다. 초기 정강성은 Table 2와 같이 결정하였다. 엔진마운트 시험을 하면 동배율이 1.1에서 1.8까지 나오지만 1.4가 빈도수가 높다. 그래서 정강성에 동배율 1.4를 곱하여 동강성으로 진동 모드를 계산하였다.

2.2 핵심 인자 선정

초기 샘플을 제작하여 차량에 장착 후 시험을 진행하였다. 그러나 실차 시험을 진행하기 전, 기본적인 측정을 통하여 차량이 정상 상태임을 확인하여야 한다. 초기 샘플 장착 차량에서 마운트가 스톱퍼에 접촉하여 동강성이 비정상적이지 않은지 확인을 하였다. 그리고 파워트레인 또는 마운트가 다른 부품과 간섭이 생겨 비정상적인 진동이 발생하고 있는지를 확인하였다. 또한 차량 각 부분의 공진 부분을 점검하여 아이들 진동에 영향을 주는 전달계 공진이 있는지 점검하였다. 시험 차량은 서브프레임이나 프로펠러 샤프트의 공진이 아이들 진동에 영향을 주지는 않았다. 그러나 범퍼와 라디에이터의 공진이 25 Hz에 있는 관계로 라디에이터 마운팅 부분을 풀어서 아이들 주파수 영역의 공진을 제거하였다. 모든 부분이 정상 상태임을 확인한 후, 진동 수준을 측정하였으며 아이들 진동은 seat-rail Z-방향이 109 dB 이었다. Fig. 2는 차량을 위에서 바라본 개략도이며 각 마운트에서 seat-rail까지 진동이 전달되는 것을 표현한 것이다. 핵심 인자는 아이들 시, 엔진 전달력과 마운트 방향별 전달함수를 이용하여 진동 전달 기여도가 큰 인자로 선정하였다. 엔진 전달력을 측정

Table 2 Static stiffness for engine mount

Unit : kg/mm

Position	X	Y	Z
RH mount	19.6	21.0	26.0
LH mount	9.0	46.0	28.0
Roll front	17.0	5.0	7.0
Roll rear	16.0	4.0	7.0

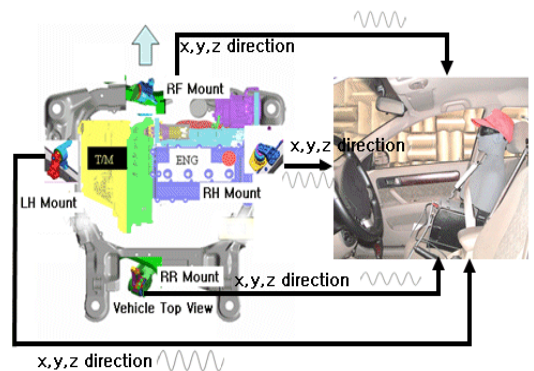


Fig. 2 Transfer path analysis

하기 위하여 마운트 브라켓과 서브프레임의 구조변경을 통하여 로드셀을 장착하여야 한다. 그렇게 하기에는 많은 시간과 비용이 소요되므로 TPA에서 간접방법인 마운트 강성법⁽¹²⁾을 이용하여 전달력을 구하였다. 각 마운트 통과 전후 가속도를 방향 별로 측정된 후 적분을 하여 상대변위를 구하였다. 그리

고 각 마운트 방향별로 동강성을 측정하여 식 (1)과 같이 엔진 전달력을 구하였다.

$$F(\omega) = K(\omega) [X_e(\omega) - X_b(\omega)] \tag{1}$$

$K(\omega)$: ω 에서 동특성

$X_e(\omega)$: ω 에서 엔진측 변위

$X_b(\omega)$: ω 에서 차량바디측 변위

Table 3 Dynamic stiffness for engine mount

Position	X	Y	Z
RH mount	33.0	36.0	47.0
LH mount	15.0	67.0	41.0
Roll front	22.0	5.8	10.0
Roll rear	22.0	7.0	12.0

(Unit : kg/mm)

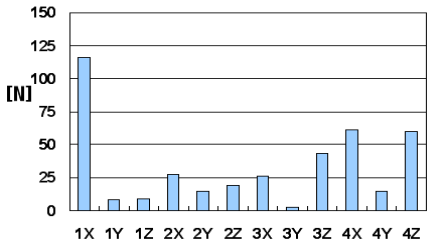


Fig. 3 Operating force on idle

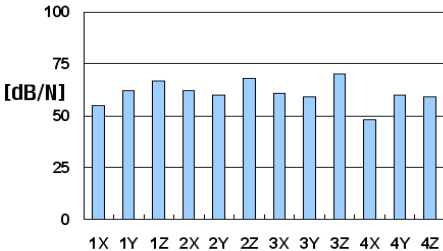


Fig. 4 Vibration transfer function

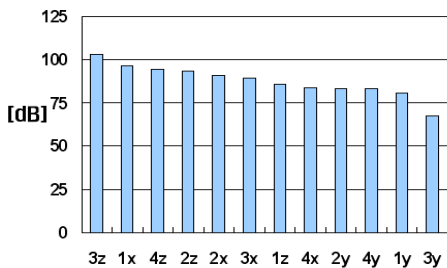


Fig. 5 Vibration path contribution

Table 3은 초기 샘플로 제작된 마운트의 동강성이며 Fig. 3은 측정된 변위와 동강성으로 구한 엔진 전달력이다. 1번은 RH(right hand) 마운트, 2번은 LH(left hand) 마운트, 3번은 RF(roll front) 마운트, 4번은 RR(roll rear) 마운트이다. Fig. 4는 각 마운트 방향 별로 seat-rail까지 측정된 차량 진동 감도이다. 전달력과 차량 진동 감도를 이용하여 식 (2)와 같이 진동 전달 경로 기여도를 구할 수 있다. Fig. 5는 구하여진 진동 전달 기여도이며 기여도가 큰 순서는 3Z, 1X, 4Z, 2Z 순이다. 그래서 RF 마운트 Z-방향, RH 마운트 X-방향, RR 마운트 Z-방향, LH 마운트 Z-방향을 동강성을 핵심 인자로 결정하였다.

$$R_{TPA} = F_i \times T_b \tag{2}$$

F_i : 엔진 전달력

T_b : 진동 감도

2.3 마운트 최적화

수십 개의 마운트를 제작하여 시험하기에는 시간과 비용이 너무 많이 소요되므로 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 엔진마운트 최적화 파라미터 값을 구하였다. 시뮬레이션을 이용하여 최적화 작업을 수행하기 전, 시뮬레이션 모델의 신뢰성을 높이기 위하여 진동 모드 측정 결과로 실차 모델과 시뮬레이션 모델의 상관관계를 높였다. 마운트 강성들의 오차 값을 고려하여 상관관계를 높일 때 조정된 인자는 마운트 동강성 값들이며 RH 마운트 X-방향만 10% 정도 조정을 하였다. Table 4는 임팩트 해머를 이용하여 측정된 파워트레인의 진동 모드와 시뮬레이션 모델로 계산된 진동 모드이며 전후와 측면의 진동 모드는 실측에서 나타나지 않아 측정이 어려웠다. 제어 인자와 잡음 인자를 모두 고려한 다

꾸찌 실험계획법을 사용하였으며 직교표는 4개의 인자 3수준을 사용하므로 $L_9(3^4)$ 를 선택하였으며 Table 5와 같이 직교표를 만들었다. A는 RF 마운트 Z-방향, B는 RH 마운트 X-방향, C는 RR 마운트 Z-방향, D는 LH 마운트 Z-방향이다. 초기 샘플의 동강성을 수준 2로 하였으며 수준 1과의 차이는 동강성의 -20%로 하였으며 수준 3과의 차이는 +20%로 하였다. 잡음 인자는 온도로 정하였으며 온도 변화에 대해서는 10% 동강성이 변화된다고 가정하였다. 엔진 가진력은 직접 측정하기 어려워 마운트 브라켓의 진동을 측정한 후, 최소자승법을 이용한 최적화

방법으로 엔진 가진력을 역으로 구하여 아이들 시뮬레이션을 실시하였다. 시뮬레이션 결과는 Table 6과

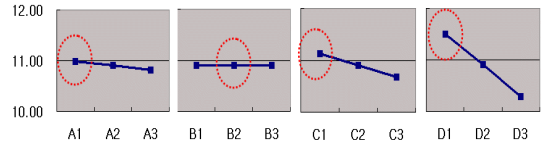


Fig. 6 Response graph(S/N)

Table 4 The measured mode and correlated mode

Mode	Test [Hz]	Calculation [Hz]
Bounce	13.0	13.0
Fore/Aft	-	9.5
Lateral	-	11.3
Pitch(E/G roll)	8.0	8.0
Roll	15.5	15.7
Yaw	13.5	13.6

Table 5 Orthogonal array

No.	Control factor (engine mount dynamic stiffness)			
	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

Table 6 The result of idle shake simulation

No.	N1 [m/s^2]	N2 [m/s^2]	Mean	S/N
1	0.22	0.29	0.28	11.8
2	0.24	0.32	0.25	11.0
3	0.26	0.35	0.28	10.1
4	0.26	0.35	0.31	10.3
5	0.23	0.31	0.30	11.3
6	0.24	0.31	0.27	11.1
7	0.25	0.33	0.27	10.6
8	0.26	0.34	0.29	10.4
9	0.23	0.30	0.30	11.4

Table 7 Dynamic stiffness by optimization

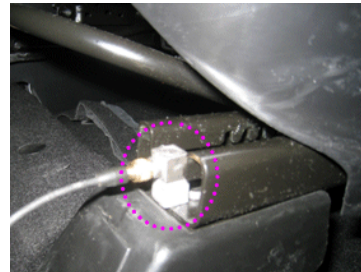
Position	X	Y	Z
RH mount	29.0	36.0	47.0
LH mount	15.0	67	32.8
Roll front	22.0	5.8	10
Roll rear	22.0	7.0	9.6

(Unit : kg/mm)

Table 8 Static stiffness by optimization

Position	X	Y	Z
RH mount	18	21	26.0
LH mount	9.0	46.0	22.4
Roll front	17.0	5.0	7.0
Roll rear	16.0	4.0	5.6

(Unit : kg/mm)



(a) Seat rail



(b) Steering wheel

Fig. 7 The attached acceleration sensor at the seat-rail and steering wheel

같으며 N1과 N2는 잡음 인자에 대한 시뮬레이션 결과 값이다. dB로 나타내었을 때 변별력이 떨어져서 m/s^2 로 나타내었다. 품질 특성이 목표치에 가까울수록 좋은 것은 망목특성이고, 클수록 좋은 것은 망대특성이다. 그리고 음수가 아니면서 작을수록 좋은 특성은 망소특성이라 하는데 차량 진동은 작을수록 좋기 때문에 망소특성이라 할 수 있다. 따라서 S/N비는 식 (3)과 같이 계산을 하였다.

$$S/N = -10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right] \quad (3)$$

여기서 $\left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right]$ 는 잡음 인자 제공의 평균이다.

Fig. 6은 결과에 대한 반응표로서 S/N비가 가장 높은 인자 값을 선택하면 A1, B2, C1, D1이다. 그 레벨에 대한 동강성 값은 Table 7과 같다.

시작 샘플을 제작하기 위하여 정강성 기준으로 변환하면 Table 8과 같다. RH 마운트의 Y 방향은 Fig. 5에서 보는 바와 같이 진동에 영향도가 크지 않으므로 제작이 쉽도록 정강성이 X 방향과 같게 하였다. 또한 형상적인 측면에서 제작이 용이하게 Z 방향을 22 kg/mm로 낮추어 제작 하였다. 그리고 RR 마운트의 정강성을 만들어 내기에는 고무 경도가 너무 낮으므로 7 kg/mm로 올려서 제작하였다. 이 강성으로 아이들 시뮬레이션을 실시한 결과는 seat-rail Z-방향 $0.21 m/s^2$ 로 나왔으며 초기 샘플 시험 결과 $0.28 m/s^2$ 비해 25% 정도 진동이 개선된다고 예측되었다. 최적의 조건으로 제작된 샘플을 실차에 장착하여 Fig. 7의 (a)와 같이 seat-rail의 Z-방향을 측정된 결과 $0.19 m/s^2$ 로 나와 실제로 32%로 진동이 줄어들었다. 그리고 Fig. 7의 (b)와 같이 steering wheel에 센서를 부착하여 Z-방향을 측정 결과 $1.42 m/s^2$ 에서 $1.05 m/s^2$ 로 진동이 26% 감소가 되었다. 이 때 차량 조건은 에어컨 Off에 변속기 D단이다.

3. 결 론

이 논문에서 차량 개발 시, DFSS 기법을 적용하여 효율적으로 엔진마운트를 개발할 수 있는 방법을 보여주었으며 이 방법이 시간과 비용을 절감할 수 있다는 것을 보여주었다.

이 연구에서는 최적화하기 위한 파라미터를 마운트 강성만 고려하였는데 마운트 장착 위치 및 각도까지 고려하여 이 방법을 적용한다면 더 좋은 결과를 얻을 수 있을 것이라 생각한다. 또한 시뮬레이션을 이용하였으므로 시간을 절약하고 효율을 많이 높였지만 모델의 신뢰성 문제에 대해서는 좀 더 많은 연구가 필요하다. 향후, 시뮬레이션 정확도 향상을 위하여 서브프레임의 모델도 추가 하여 진행할 예정이다. 또한 엔진마운팅 시스템의 특성을 이용한 소음 시뮬레이션 방법도 개발하여 진동과 소음을 함께 고려한 DFSS 방법을 연구할 계획이다.

참 고 문 헌

- (1) Ushijima, T. and Kumakawa, S., 1993, "Active Engine Mount with Piezo-actuator for Vibration Control," Progress in Technology of Society of Automotive Engineers, pp. 291~298.
- (2) Mueller, M., Eckel, H.-G., Leibach, M. and Bors, W., 1993, "Reduction of Noise and Vibration in Vehicles by an Appropriate Engine Mount System and Active Absorbers," SAE Transactions, pp. 146~157.
- (3) Swanson, D. A., 1998, "Active Engine Mounts for Vehicles," Progress in Technology of the SAE, pp. 281~290.
- (4) Matsuoka, H., Mikasa, T. and Nemoto, H., 2004, "NV Countermeasure Technology for a Cylinder-On-Demand Engine - Development of Active Control Engine Mount," Noise and vibration of SAE International, pp. 149~154.
- (5) Lee, B. H. and Lee, C. W., 2009, "Model Based Feed-forward Control of Electromagnetic Type Active Control Engine-mount System," Journal of Sound and Vibration, pp. 574~593.
- (6) Wallace, C. Flower, 1985, "Understanding Hydraulic Mounts for Improved Vehicle Noise, Vibration and Ride Qualities," SAE Paper, 850975.
- (7) Sugino, M. and Abe, E., 1986, "Optimum Application for Hydroelastic Engine Mount," SAE Paper 861412.
- (8) Tako ZUhsijima and Takuya Dan, 1986,

“Nonlinear B.B.A. for Predicting Vibration of Vehicle with Hydraulic Engine Mount,” SAE Paper 861412.

(9) Bouchillon, S., Shoureshi, R., Knurek, T. and Schilke, P., 1989, “Optimal Tuning of Adaptive Hydraulic Engine Mount,” SAE transactions, pp. 363~370.

(10) Kim, G. and Singh, R., 1995, “TA Study of Passive and Adaptive Hydraulic Engine Mount Systems with Emphasis on Non-linear Characteristics,” Journal of Sound and Vibration, Vol. 179 No. 3, pp. 427~453.

(11) Kang, K. T. and Won, K. M., 2001, “Optimal Design of Vehicle Engine Mount,” Proceedings of the KSME Annual Spring Conference, pp. 361~368.

(12) Jee, T. H. and Choi, Y. B., 1999, “Transfer Path Analysis on the Passenger Car Interior Noise,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 9, No. 1, pp. 97~102.

(13) HMC DFSS Black Belt Process 2007.

(14) Yun, Y. M., Bae, K. S., Kim, J. H. and Choi, S. B., 2003, “Robust Design of an ER Damper Using Taguchi Method,” Proceedings of the KSNVE

Annual Spring Conference, pp. 157~162.

(15) Won, K. M., Yoon, H. W., Bang, J. H. and Kang, K. T., 2000, “Vibration Theory to Design Engine Mount System of Powertrain,” Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 1907~1911.

(16) Lee, J. Y., 1996, “Experimental Study of Engine Mount Optimizatio to Improve NVH Quality,” Proceedings of the KSNVE Annual Conference, pp. 330~337.

(17) Won, K. M., Yoon, H. W., Kang, K. T., Yun, W. S. and Joo, S. J., 2002, “Development of Engine Mount Analysis Software,” Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 700~704.

(18) Choi, H. S., Jang, I. K., Koo, J. K., Kim, S. M. and Kim, H. K., 2004, “The Optimal Design for Vehicle Door Trim Armrest Regard to Side Impact Test,” Proceedings of the KSME Annual Conference, pp. 882~886.

(19) Lee, W. S., Kim, Y. J. and Lee, Y. C., 2006, “Optimization of Engine Mounting System in Use of DFSS Tool,” Proceedings of the KSAE Annual Conference, pp. 1667~1674.