

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0072

자동변속기 장착 차량의 아이들 셰이크 진동 성능 개선 대책에 대한 고찰

Investigations on Improvement of Vehicle Design Features on Idle Shake with Automatic Transmission

최 천*, 서명원**, 김영진***
Cheon Choi, Myungwon Suh, Youngjin Kim

ABSTRACT

In order to improve the vibration characteristics of mid sized passenger car automatic transmission at idle, experimental and theoretical studies have been carried out. Idle shake in "D" range occurs by various reasons such as characteristics of body bending, resonance between subsystems and engine mounts, etc. Using full vehicle finite element analyses and modal tests, we introduce the way to reduce the idle shake in the early design stage. It shows that the exciting forces are the 2nd order torque and force of engine. A powertrain system modes in "D" range are entirely effected by the additional boundary conditions of drive line. As a result, the frequencies of subsystems are arranged to be lined up at the idle frequency range in order to avoid the resonances with subsystems. To reduce the idle shake, mounts of radiator are tuned to act as a dynamic damper to 1st bending frequency of the body. In addition, a hydraulic mount which is optimized by Phase Shift Method is applied to the rear engine mount.

주요기술용어 : Idle Shake(아이들 셰이크), Exciting Force(가진력), Design Sensitivity Analysis(설계 민감도 해석), Hydraulic Engine Mount(유체봉입 엔진 마운트), FRF(주파수 응답 함수), BIW(Body-In-White, 차체), FF(전륜구동), FR(후륜구동)

Nomenclature

τ : Time, radian

θ : Phase Angle, Degree

A_j : Acceleration at point j, mm/sec²

H_{ij} : Transfer Function at Mount i and point j

Subscripts

* 회원, 기아자동차 소하리연구소

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

*** 회원, 성균관대학교 기계공학부

δ : Loss Angle, Degree

k : Spring Constant, N/mm

f : Frequency, Hz

P, F : Force, N

1. 서론

진동·소음 현상은 각 부품 및 시스템 특성의 집합체로서 구성되어 서로 복잡하게 관련되어 있기 때문에, 차량 개발 초기에 각 부품 및 시스템의 목표치를 설정하여 각 부품을 최적화하고 진동·소음 목표 성능을 만족하도록 해야한다. 저주파 영역에서 고려하여야 할 진동·소음 성능은 시미(Shimmy), 셰이크(Shake), 및 저주파 부밍노이즈(Booming Noise)등 여러가지가 있지만, 그 중에서 아이들 셰이크는 차량의 승차감과 안락성을 평가하는 중요한 항목중의 하나이다. 아이들 셰이크는 자동변속기 장착 차량의 주행영역(이하 "D" 레인지) 상태에서 정지하고 있을 때 15~30Hz 영역에서 차체 및 스티어링 휠등에서 진동이 발생하는 현상이다. 아이들 셰이크 가진력은 엔진 연소에 기인한 엔진 토크의 변동에 의한 엔진의 롤(Roll) 진동 및 드라이브 라인계의 등속 조인트(CV Joint) 절각에 의해서 발생하는 힘을 가진력으로 하여, 드라이브 라인계, 배기계, 및 엔진 마운트등으로 전달되어 차체 굽힘모드와 공진을 유발하여 승객에게 불쾌감을 주는 현상이다. 특히 시프트의 위치가 "D" 레인지나 에어컨 컴프레서가 작동시 엔진부하가 커지고 등속 조인트의 절각에 의한 축력이 커져서 진동이 더욱 커진다. 또한 전륜구동(이하 FF) 차량의 경우에는 후륜구동(이하 FR) 차량에 비하여 약 4배의 구동반력을 흡수할 필요가 있고 엔진 롤 진동과 차체의 1차 굽힘진동이 동일 위상이기 때문에 아이들 셰이크가 발생하기 쉽다.^{1),13)} 앞에서 설명한 아이들 셰이크의 발생원인 이외에도 연료탱크, 차체 비틀림 공진, 2차 이상의 차체 굽힘진동의 영향도 고려할 필요가 있다. H. Hata등은 아이들 셰이크를 개선하기 위하여 엔진 마운트와 차체의 동특성 및 마운트와 차체사이의 진동전달률을 저감시켰다.²⁻³⁾ N. Yoshikawa 등은 "D" 레인지 아이들 진동 시 엔진 마운트, 구동계 등의 비

선형 요소 특성과 차체의 탄성특성을 고려하여 해석을 수행하였다.⁴⁾ Kiyoji Ishimatsu등은 "D" 레인지에서 드라이브라인계의 등속조인트가 아이들 셰이크의 진동전달 특성에 미치는 영향을 실험과 해석으로 규명하였다.⁵⁾ Koji Kadomatsu는 아이들 셰이크를 개선시키기 위하여 유체봉입 마운트의 동특성을 이용하여 엔진 아이들 주파수에서 진동을 최소화하였다.⁷⁾

본 논문은 아이들 셰이크 성능을 개선하기 위하여 차체 저주파 진동특성, 엔진 강체 공진 특성, 스티어링계 진동특성 및 엔진-차체사이의 진동전달특성을 동시에 검토하였다. 엔진으로부터의 가진력은 기통수에 따른 엔진의 기구학적 거동에 의한 관성력과 토크 변동을 계산식으로 구하지 않고, 실험을 통하여 엔진의 가스압을 구한 후 ADAMS¹⁰⁾ 프로그램을 이용하여 계산하였다. 또한 파워트레인계 모드는 중립영역(이하 "N" 레인지)에 비하여 "D" 레인지에서는 엔진 가진력이 커지고 드라이브라인계에 구동토크가 발생하게 되므로 경계조건이 달라진다. 그러므로 파워트레인계 모드의 주파수가 변경되고 등속조인트(CV Joint)에 축방향으로 힘이 발생하게 된다. 따라서 차량개발 초기단계에서 아이들 셰이크를 저감시키기 위하여 본 논문에서는 여러 가지 방법을 실험과 해석을 통하여 검토하였다.

2. 해석모델

본 해석에서 사용한 BIW(Body-In-White) 및 대쉬보오드(Dash Board)는 Fig. 1과 같이 탄성효과를 고려하기 위하여 쉘 요소로 모델링하고 샤시계, 파워 트레인계 및 배기계 등은 보 요소로 모델을 구성하였다. 아이들 셰이크는 브레이크가 작동하고 있는 상태에서 발생하므로 타이어 휠 중심에서의 회전을 구속시킨다. 또한 "D" 레인지에서는 "N" 레인지에 비하여 엔진부하가 증가하고 등속 조인트에 토크가 전달되므로 조인트 내부 마찰력이 증가하고 축방향 및 굽힘방향으로 저항이 발생한다. 이러한 가진력과 경계조

건의 변화는 파워 트레인의 거동에 영향을 주어서 파워 트레인모드를 변화시키고, 차체로의 엔진 가진력 전달을 증가시킨다.

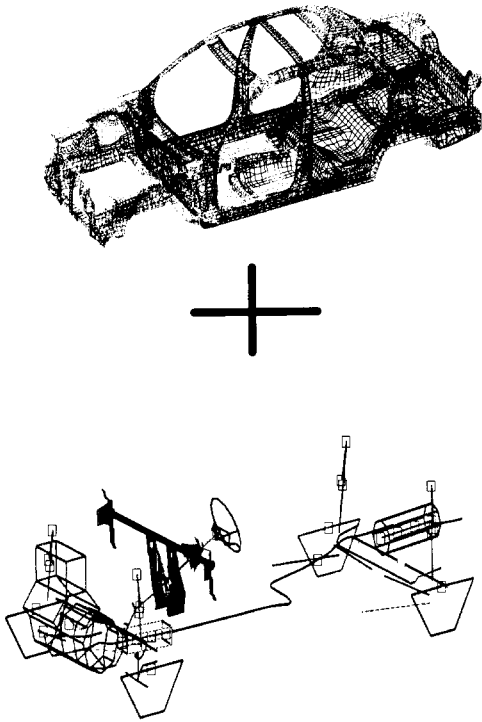


Fig. 1 Finite Element Model of Full Vehicle with BIW(upper) and Underbody(lower)

3. 아이들 시 가진력 및 전달특성

3.1 엔진가진력

아이들 셰이크 진동의 주파수 특성 뿐만 아니라 진동 레벨의 절대값을 구하기 위하여 엔진 가진력을 계산한다. 엔진 가진력은 크게 2개의 성분으로 나눌 수 있는데, 하나는 피스톤 및 커넥팅 로드 의 상하 왕복운동에 의한 관성력(Unbalance Force)이고, 다른 하나는 폭발 행정 시 실린더 내의 압력에 의한 토크 변동이다. 직

렬 4기통 횡치엔진을 장착한 전륜구동 차량의 엔진 가진력은 낮은 속도 영역에서는 실린더 내의 가스 압력 변동에 의한 2차 토크가 주 가진원이 되고, 중·고속 영역에서는 2차 관성력이 주 가진원이다.^{1),11)}

Fig.2는 직렬 4기통 횡치 엔진의 크랭크 축 배치를 나타내고, Fig.3은 대상 차량의 아이들 영역(750rpm)에서 가스압력을 나타내는 실험 데이터이다. Fig.2와 Fig.3과 같은 입력 데이터를 이용하여 ADAMS 프로그램을 이용하여 엔진 2차 토크 및 2차 관성력을 계산하면 Fig.4와 같다. Fig. 4에서 구한 관성력과 토크는 90°의 위상차를 가지고 엔진의 크랭크축에 입력된다. MSC/NASTRAN¹²⁾ 에서 주파수에 따른 동적하중을 식 (1)과 같이 나타낸다.

$$P(f) = A[C(f) + jD(f)]e^{j(\theta - 2\pi f\tau)} \quad (1)$$

- 여기서 P(f) : 주파수에 따른 동적하중
- A : 동적 하중의 스칼라량
- C(f), D(f) : 주파수에 따른 동적하중
- θ : 동적 하중 함수의 위상 지연
- τ : 동적 하중 함수의 시간 지연

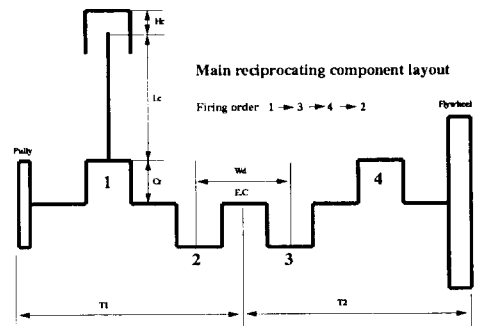


Fig. 2 Main Reciprocating Component and Crankshaft Layout of In-Line 4-Cylinder Engine

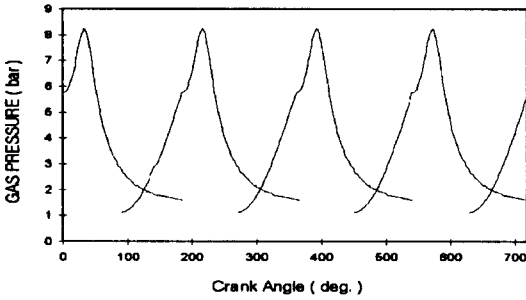


Fig. 3 Gas Pressure of Cylinder v.s. Crankshaft Angle on Idling

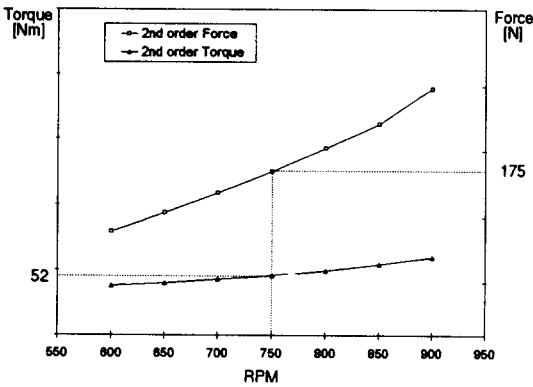


Fig. 4 2nd Order Torque and 2nd Order Unbalance Inertia Force

4. 서브 시스템(Sub-System) 검토

아이들 셰이크 성능에 관한 검토 내용은 다음과 같다. (1) BIW의 강성분포의 연속성을 검토하기 위하여 BIW 정적 강성 분포를 우선 검토하고, (2) 차체 저주파 진동특성, (3) 엔진 강체 공진특성, (4) 스티어링계 진동특성을 검토한다. 또한 진동(전달)량을 저감시키기 위하여 (5) 라디에타 마운트 진동특성, (6) 유체봉입 마운트 진동특성을 차례로 검토하여, 아이들 셰이크 성능을 개선한다.

4.1 BIW 정적 강성 분포

BIW 정적 굽힘강성은 셰이크나 부밍 노이즈와 관련이 있고, 정적 비틀림강성은 셰이크와 주행 안정성(Handling) 성능과 관련이 있다. 따라

서 BIW의 강성분포의 연속성은 고유진동(Normal Mode) 해석에서는 불가능하기 때문에, 부재 단면이 변화하는 곳과 결합부를 중점으로 BIW 굽힘 모드 및 비틀림 모드에서 차체 골격부재의 강성분포의 연속성(Continuity of Rigidity Distribution)과 심한 국부 변형을 검토한다. Fig. 6은 정적 비틀림 및 굽힘강성의 테스트 및 해석 결과가 잘 일치하고 있음을 나타낸다. Fig. 7 과 같이 총 변형 에너지를 줄이기 위하여 정적 굽힘 시 각 부재에 대한 설계 민감도 해석(Design Sensitivity Analysis)을 실시하였다. 센타 필라 (J, K), 센타 필라 조인트(U, W) 및 앞 사이드실(E) 부재가 상대적으로 민감도가 크다.

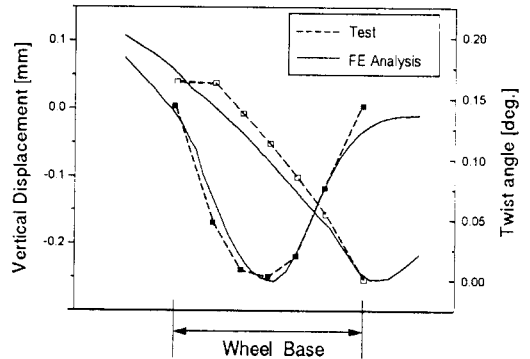


Fig. 5 Static Bending and Twisting Modes Comparisons between Analysis and Test of BIW (□: Bending, ■:Twisting)

4.2 차체(Body) 굽힘 진동 모드

FF 차 직렬 4기통 횡치 엔진의 아이들 영역(600~900 RPM, 20~30Hz)에서는 엔진의 롤방향과 차체 굽힘방향이 동일 위상에 존재하고 주파수 영역이 비슷하기 때문에 아이들 셰이크가 발생하기 쉽다. 따라서 엔진 회전 2차 물 가진 주파수를 구하고 차체의 굽힘 모드를 실험/해석적으로 측정하여 두 계 사이의 공진 발생 여부를 검토한다. Fig.7는 모달 테스트와 유한 요소 해석으로 구한 차체의 1차 굽힘 진동모드를 비교한

것이다. 차체 공진 주파수는 24.6Hz 부근(해석은 25.0Hz)에서 나타나고 엔진의 2차 아이들 주파수는 25.0Hz이므로, 이 두 모드는 공진을 발생시킬 수 있다. 차체의 1차 굽힘 진동모드에서 앞 노드점 (Front Nodal Point)은 전,후 엔진 마운트 사이에 존재하고, 뒤 노드점(Rear Nodal Point)는 뒤 사이드 실 중간에 존재한다. 앞 노드점이 앞쪽에 존재하면 차체의 진동을 증가시키므로 앞 노드점을 가능한 한 뒤쪽으로 이동시킬 필요가 있다. 따라서 두 모드의 공진을 피하고 진동 전달률을 낮추기 위하여 엔진 2차 주파수는 가능한 한 낮추고 차체 1차 굽힘 주파수는 가능한 한 높일 필요가 있다. 차체 1차 굽힘 주파수를 목표 주파수인 27Hz 이상으로 높이기 위하여 차체 1차 굽힘모드에서 스트레인 에너지 밀도 분포와 설계 민감도 해석을 수행한다

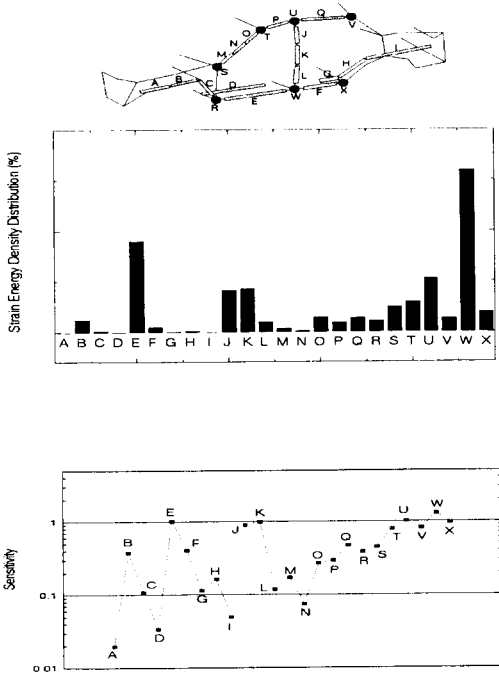


Fig. 6 Positions(Upper), Strain Density Distribution Results (Middle) and Design Sensitivity Analysis Results(Lower) of Static Bending for BIW FE Model

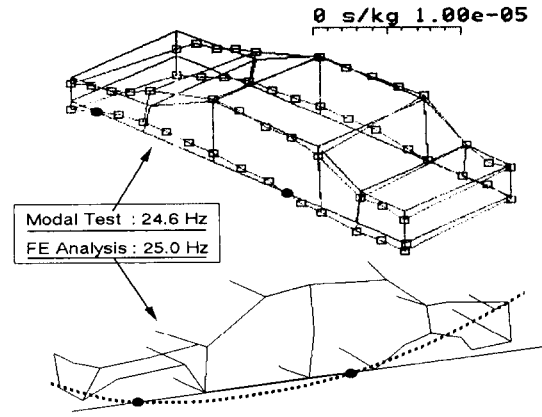


Fig. 7 First Bending Modes Comparison Between Analysis and Test of BIW

Fig.8은 차체 1차 굽힘모드에서의 설계 민감도 해석의 결과를 나타낸다. 부재 D와 G 사이의 불연속성 때문에 D와 G 근처의 G와 X에서 스트레인 에너지의 밀도 분포가 높게 나타난다. 차체 1차 굽힘 모드의 뒤 노드점이 강성의 불연속 영역인 D와 G 사이에 존재하므로 D와 G 사이를 연결하여 불연속성을 제거하면 스트레인 에너지 밀도 분포는 상대적으로 부재 B와 S에서 커지게 된다.

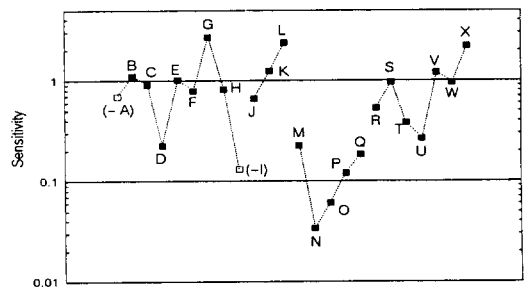


Fig. 8 Design Sensitivity Analysis Results of 1st Bending Mode for BIW

Fig.9는 주요 부재, 조인트, 및 플로아 비드의 변경에 대한 차체 1차 굽힘모드의 주파수 변경을 나타낸다. 플로아는 차량의 스트레인 에너지가 가장 많은 부분이므로 플로아 비드의 효과로 차체 1차 굽힘 주파수를 약 1Hz 높일 수 있었고, 전체적으로 1.4Hz 높일 수 있었다.

Fig. 10은 아이들 시 엔진 가진력을 받을 때 앞 시트 트랙과 스티어링 휠에서의 강제 진동 해석 결과를 나타낸다.

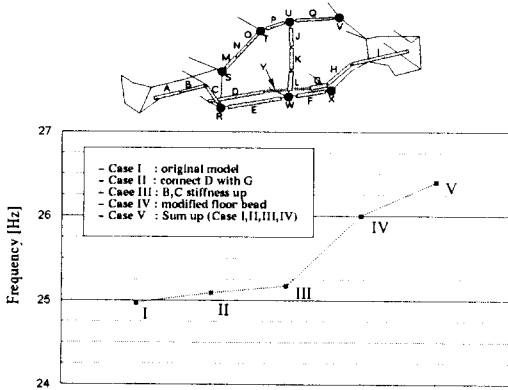


Fig. 9 1st Bending Frequency Change of BIW

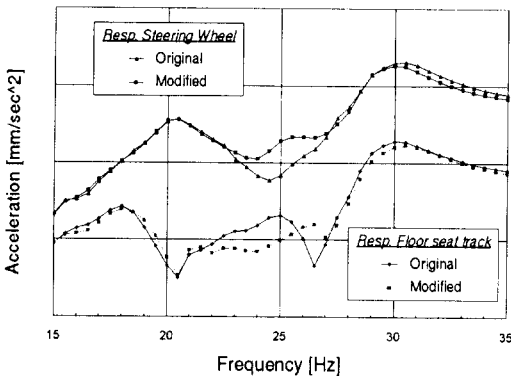


Fig. 10 Forced Vibration Analysis Results on Idling

4.3. 라디에타 마운트 특성

라디에타 마운트 및 범퍼는 차체 굽힘 진동에 대하여 다이나믹 댐퍼 역할을 할 수 있도록 튜닝한다. 라디에타 마운트의 특성을 상하방향과 전후/좌우방향의 스프링 상수의 비를 일정하게 유지하면서 25Hz 아이들 영역에서 차체 및 라디에타의 위상이 서로 반대가 되도록 라디에타 마운

트 특성을 최적화하였다. Fig.11은 라디에타 마운트 특성변경에 따른 시트 트랙에서의 진동 저감 효과를 나타낸 것으로 25Hz부근에서 약 30% 정도의 진동 저감 효과가 있음을 나타낸다.

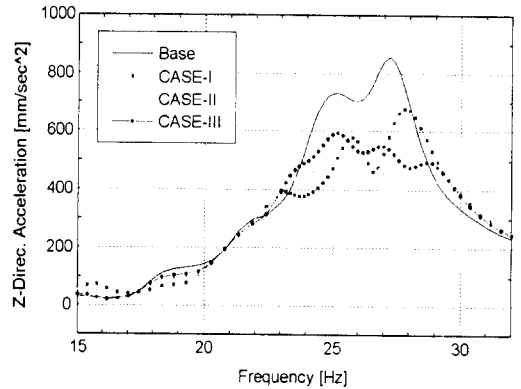


Fig. 11 The Effect of Characteristic's Change on Radiator Mount

4.4 스티어링계 진동 모드

아이들시 스티어링계 진동을 줄이기 위하여 Table 1과 같이 각 설계변수를 $\pm 15\%$, $\pm 30\%$, $\pm 45\%$ 변경 하였을 때, 여러가지 설계 변수에 대한 주파수 이동 및 진동량의 변화를 검토하였다. 설계 민감도 해석 결과 오버행(Overhang, 스티어링 지지 상부 브라켓 ~ 스티어링 휠 중심까지의 거리)이 가장 민감하고, 다음으로 스티어링 휠의 중량이 민감하다. 그러나 이러한 변수는 설계 초기 단계에서 레이아웃(Layout)나 스티어링 휠 디자인 시 고려하지 않으면 불가능하다. 또한 스티어링계 및 스티어링계 지지구조의 강성은 차체의 굽힘진동과 함께 저주파 진동성능에 매우 큰 영향을 미친다.

아이들 영역(20~30Hz)과 차체의 굽힘진동을 고려하여 스티어링계의 굽힘진동 주파수를 32Hz 이상을 목표로 하여, 스트레인 에너지를 가장 많이 받고 있는 스티어링 샤프트 지지 브라켓 및 카울 브라켓 부위의 형상변경 등을 실시하여 차

체 1차 굽힘진동과 아이들 주파수와의 분리를 실시 하고 엔진 가진 주파수와의 비를 $\sqrt{2}$ 이상에 존재하도록 하였다.

Fig. 12는 스티어링계의 형상 및 체결이 변경된 부분을 나타내고, Fig. 13은 브라켓 등의 형상 변경을 통하여 지지(체결) 강성을 올린 경우 스티어링 휠에서의 주파수 이동 및 진동레벨의 저감 효과를 주파수응답함수(FRF)로 나타낸 것이다.

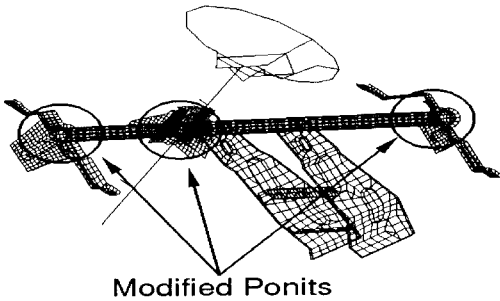


Fig. 12 Design Modification Parts of Steering System

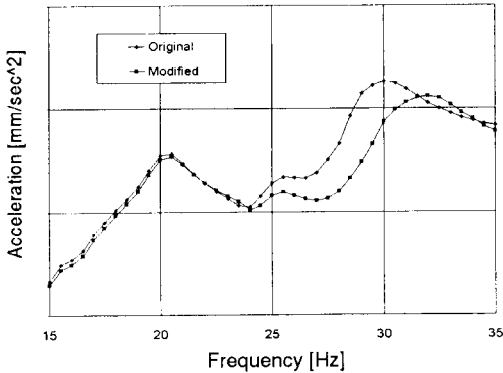


Fig. 13 FRF of Steering Wheel

4.5 파워 트레인 & 배기계 진동 모드

4점 마운트로 지지되고 엔진에서 발생하는 가진력의 진동전달률을 1 이하로 낮추기 위하여 엔진 가진 주파수와 파워 트레인모드의 주파수 비 (Frequency Ratio)가 $\sqrt{2}$ 이상 영역에 존재하여야 한다.

$$\text{주파수비} = \frac{\text{엔진 가진주파수(2차)}}{\text{파워트레인모드주파수}} > \sqrt{2} \quad (2)$$

20Hz 영역에서 배기계의 모드를 검토하여 배기계의 공진주파수를 아이들 주파수 영역 밖으로 이동시켜서 차체로의 진동 전달률을 저감시킨다. 해석 및 실험 결과, 엔진 아이들 주파수 영역에서 파워 트레인 모드 및 배기계 상하 모드는 존재하지 않으므로 두 계 사이의 공진 발생은 없다. 또한 파워 트레인 롤 모드의 주파수는 엔진의 2차 가진주파수의 1/2보다 낮은 영역에 존재하므로 목표 주파수를 만족하고 있다. Table 2는 파워 트레인 & 배기계의 모드를 나타내고, 모달 테스트 결과 13.3Hz 이상에서는 엔진의 강체모드가 나타나지 않는다.

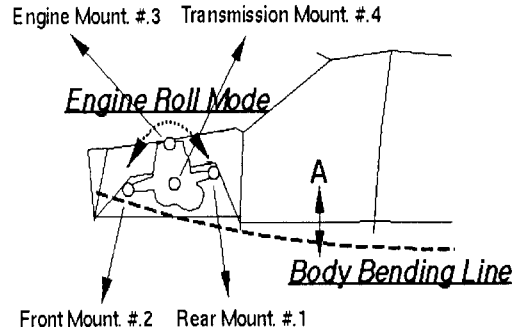


Fig. 14 Engine Mount Diagram for Idle Shake Improvement

Table 1 Resonant Frequency Change on Design Variables

변화율	-45	-30	-15	+15	+30	+45
설계변수	%	%	%	%	%	%
오버행 거리		2	3	4	5	
스티어링 휠 중량	7	8	9	10	11	12
스티어링샤프트 강성	13	14	15	16	17	18
스티어링지지세 강성	19	20	21	22	23	24

5. 유체봉입 엔진 마운트 특성

유체봉입 엔진 마운트는 자동차 진동·소음 문제에 널리 사용되고 있다. 그러나 유체봉입 엔진 마운트 육성 시 최초에는 고무 마운트로 시작하여 모든 마운트의 사양이 정해진 상태에서 가장 문제가 되는 주파수와 마운트에 적용하여야 유체봉입 마운트의 효과가 있을 것이다. 유체봉입 엔진 마운트는 높은 감쇠(High Damping), 낮은 동강성(Low Dynamic Stiffness), 위상 이동(Phase Shift)의 특성을 가진다. 높은 감쇠는 엔진 셰이크에 의한 승차감 저하를 막고, 낮은 동강성은 아이들 셰이크나 부밍 노이즈를 줄이기 위해서이다. 또한 유체봉입 마운트의 위상 이동 효과를 이용하여 아이들 셰이크를 개선한다. Table 3은 아이들 시 "N", "D" 레인지에서 각 마운트에 부하되는 가속도량의 크기를 테스트로 구한 것이다. 리어 마운트(#1)의 상하방향(Z방향)에서 진동량과 진동전달률(각 마운트~시트 트랙)이 가장 크므로, 아이들 셰이크의 개선을 위해서는 엔진 롤 방향인 리어 마운트(#1)에 유체봉입 마운트를 사용하는 것이 더 바람직하다.

Fig. 14는 4점 마운트로 지지되고 각 점마다 3방향의 병진 스킨스프링으로 구성되어 총 12개의 병진 스킨스프링으로 구성된 모델이다. 이 모델에서 엔진 롤 2차 진동 시 전달된 힘을 각각의 마운트에서 측정한다. i 번째 병진 스킨스프링에서의 차체로의 전달력을 $F_j(f)$ 로 정의하고 j 번째 마운트와 시트 트랙 점 j 사이의 전달함수(FRF)를 $H_{ij}(f)$ 로 정의하면 차체에서의 진동응답(RESP)을 $A_j(f)$ 로 표현할 수 있다.

$$\sum_{j=1}^4 F_j H_{ij} = \sum A_j = A \quad (3)$$

여기서

F_j : i 번째 마운트를 통한 전달력 (N)

H_{ij} : i 번째 마운트와 시트 트랙 j 점 사이의 차체 전달함수 (G/N)

A_j : 마운트에 의한 시트 트랙에서의 가속도 (G)

전달함수는 가진 테스트에 의해서 측정하고, 전달력은 엔진 토크 축과 마운트 스프링상수로 부터 계산한다. Fig.15는 아이들 영역인 25.0Hz (750rpm)에서 각각 F_i , H_{ij} , 및 A_j 를 X-Z 성분으로 나타낸다. 그림에서 # 1 마운트에 의한 차체의 진동은 다른 엔진 마운트보다 크므로 # 1 마운트에 유체봉입 마운트를 사용하여 전달력 F 의 위상을 변경시킨다. 따라서 1Z의 위상을 변경시키면 합 벡터 A 를 줄일 수 있다. 1Z 벡터는 1Z를 제외한 모든 다른 요소의 결과 벡터에 크기가 같고 방향이 반대이어야 한다. 따라서 25.0Hz에서 유체봉입 마운트의 최적 손실각(Loss Angle)은 +164 °이고 최적의 동 스프링 상수는 고무 마운트에서 마운트에서 1Z를 제외한 합 벡터의 크기보다 0.8배 커야한다.

Table 2 Mode Shapes of Powertrain and Exhaust System

	주파수	모드 셰이프
1	9.8 Hz	P/T Yaw Mode
2	10.5 Hz	P/T Roll Mode
3	12.0 Hz	P/T Bounce Mode
4	16.0 Hz	Exhaust Lateral Bending Mode
5	18.2 Hz	Exhaust Vertical Bending Mode
6	27.7 Hz	Exhaust Roll Mode

합 벡터 A 를 줄이기 위하여 다음과 같은 방법도 이용할 수 있다. 즉, 전달력 F_i 를 줄일 수 있도록 엔진 마운트 동 스프링상수를 낮게하거나 전달함수 H_{ij} 를 줄일 수 있도록 차체 구조를 개선한 (테스트 데이터)다. 이외에 차량(Vehicle Structure)에 동흡진기를 부착 하여 전달함수

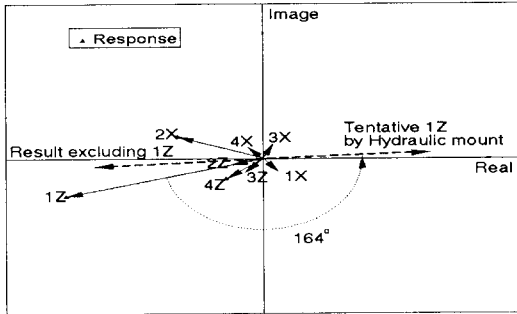


Fig. 15 Acceleration Representation of Idle Shake by Vector Synthesis method

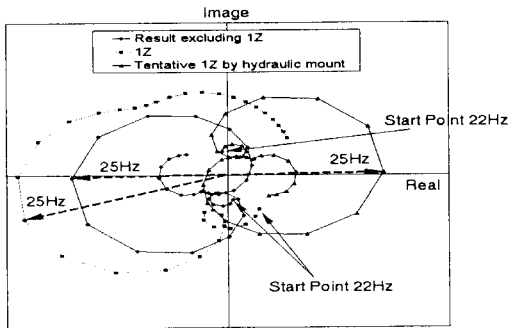


Fig. 16 Acceleration Reduction of Hydraulic Engine Mount by Vector Synthesis method

H_{ij} 를 변경 시킬 수도 있고, 설계 민감도 해석을 통하여 각 마운트의 장착 각도나 스프링 상수를 변경하여 전달률의 변화율을 조정할 수도 있다.

최적의 동 스프링상수 k 와 손실각 δ 값을 22~29Hz 영역에서 0.2Hz 간격으로 Fig.16과 같이 구한다. 25.0Hz의 아이들 영역 부근에서 1Z의 위상과 1Z를 제외한 합 벡터의 위상이 서로 같은 방향을 따라서 이동하므로, 1Z 성분을 위상이동 시키면 25.0Hz 부근의 아이들 영역에서 진동 저감의 효과가 있을 것이다. 최적의 특성값이 주파수에

따라 달라지는 이유는 엔진 가진력의 게인 (Gain)과 위상 그리고 차체의 전달합수가 주파수 의존성이 있기 때문이다. Fig.17은 엔진 롤 2차 가진에 대하여 시트 트랙 시트 트랙에서의 차체의 상하진동을 나타낸다. 유체봉입 마운트가 25.0Hz에서 위상 이동에 의한 벡터 합성에 의해서 차체의 진동을 최소화한다.

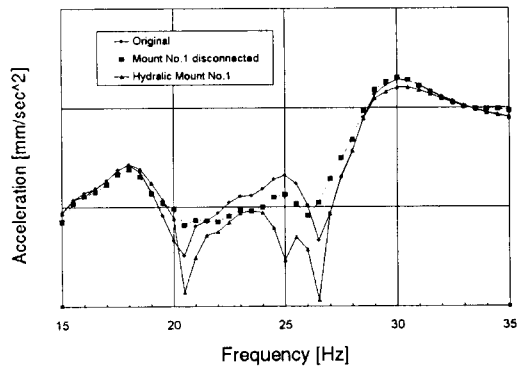


Fig. 17 The Effect of Hydraulic Engine Mount on Idling

6. 결 론

1) 아이들 세이크 진동을 줄이기 위하여 각 서브시스템 간의 주파수를 배열하여 서브시스템 간의 공진을 피하고 진동량을 줄일 수 있었다.

2) 아이들 시 진동(전달)량을 줄이기 위하여 라디에타 마운트 특성을 차체에 대하여 다이내믹 댐퍼 역할을 하도록 튜닝하고, 리어 엔진 마운트(# 1)에 유체봉입 마운트를 사용하여 위상과 동특성을 튜닝함으로써 아이들 영역에서 진동 전달률을 각각 30% 이상 저감할 수 있었다.

3) 스티어링 굽힘진동에 관한 민감도 해석 결과가 가장 민감한 설계변수는 오버행(Overhang) 거

Table 3 Vibration Amount and Transmission Rate at Each Rubber Engine Mount

	목표 주파수	결 과
차체 1차 굽힘 모드	- 27.0 Hz 이상	- 26.4 Hz
파워 트레인계 모드	- 파워트레인 모드 14.0 Hz 이하 - 특히 롤 모드는 엔진 2차 주파수의 1/2 (12 Hz) 이하	- 파워트레인 모드 13.3 Hz 이하 - 파워트레인 롤 모드 (10.5 Hz)
배기계 모드	- 아이들 영역에서 상하굽힘 진동이 없을것	- 아이들 영역에서 상하굽힘 진동이 없음
엔진 아이들 RPM (주파수)	- 700 ~ 750 RPM (23.3 ~ 25.0 Hz)	- 730 ~ 750 RPM (24.4 ~ 25.0 Hz)
스티어링 계 굽힘 모드	- 32.0 Hz 이상 (에어백 장착 시)	- 31.8 Hz (에어백 장착 시)

리와 스티어링 휠 중량임을 알 수 있었고, 이는 설계 레이아웃(Layout)단계에서 검토하여야 한다.

4)아이들 셰이크를 개선하기 위하여 이상에서 설명한 여러 방법들을 차량 개발 단계와 성능 목표 등을 고려하여 선택적으로 이용할 수 있다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1) V.A.W.Hiller, "Fundamentals of Motor Vehicle Technology", Stanley Thornes Ltd, p4-14, 1966.

2) H. Hata and H. Tanaka "Experimental Method to Derive Optimum Engine Mount System for Idle Shake" , SAE 870961 , 1987.

3) H. Hata " Body Vibration Analysis using System Model Approach " , JSAE of Japan Vol. 46 , 1992.

4) N.Yoshikawa, R.Magoshi, and H. Tanaka "Vibration Analysis on Engine Mounting " , JSAE of Japan Vol. 39 , 1985.

5) Kiyoji Ishimatsu, N. Satoh, H. Imaizumi, and J. Nobuhara "An Analysis of D Range Idle Shake" , SUBARU Technical Review, 1996.

6) S. L. Chiang " Using Experimental Modal Modeling Techniques to Investigate Steering Column Vibration and Idle Shake of a Passenger Car " , SAE 850996 , 1985.

7) Koji Kadomatsu " Hydraulic Engine Mount for Improved Idle Shake", Vector Cancellation by Phase Shift Principle,

- JSAE 9303564 ,1993.
- 9) Mounir M. Kamal, Joseph Wolf, Jr, "Modern Automotive Structural Analysis",VAN Norstrand Reinhold Company, p159-194, 1982.
- 10) ADAMS User's Manual Ver. 9, MDI.
- 11) 박주상,손교은 "Balance Shaft적용에 따른 엔진블럭의 강제진동 해석", KSAE 학술강연 초록집, pp. 13-18, 1998. 9. 11.
- 12) 김응서 외, "자동차 기술핸드북 - 기초. 이론편", 사단법인 한국자동차공학회, pp. 307-317, 1996.
- 13) 김응서 외, "자동차 기술핸드북 - 설계편", 사단법인 한국자동차공학회, pp. 58-68 , 1996.
- 14) MSC/NASTRAN User's Manual Version 68., Macneal-Schwendler Corp., 1998.