

차체의 유연성을 고려한 차량 승차감 해석

김정훈^{*1)} · 최광성¹⁾ · 박성용¹⁾ · 이장무¹⁾ · 강상욱²⁾ · 강주석³⁾

서울대학교 기계항공공학부¹⁾ · 한성대학교 기계시스템공학과²⁾ · 지엠대우오토엔테크놀로지(주)³⁾

Analysis of Ride Comfort for an Automobile with Flexible Vehicle Body

Junghoon Kim^{*1)} · Kwangsung Choi¹⁾ · Sungyong Park¹⁾

Jangmoo Lee¹⁾ · Sangwook Kang²⁾ · Juseok Kang³⁾

¹⁾School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea

²⁾Department of Mechanical Systems Engineering, Hansung University, Seoul 136-792, Korea

³⁾GM Daewoo Auto & Technology, 199-1 Cheongcheon-dong, Bupyeong-gu, Incheon 403-714, Korea

(Received 2 December 2004 / Accepted 6 April 2005)

Abstract : In most researches on the ride comfort analysis of passenger vehicles, the flexibility of the vehicle body has been not considered as an important factor, because the resonance frequencies of the vehicle body related to pitching, yawing and rolling motions are below 10 Hz while the resonance frequencies of the vehicle body related to the flexibility are above 20 Hz approximately. Nevertheless, the paper shows that the consideration of the local flexibility (or local stiffness) of the 4 corners on which shock absorbers are mounted influences the ride comfort. A simple beam model is devised to qualitatively examine the effect of the change of the local stiffness of the vehicle body on the ride comfort. Based on the results obtained from the analysis of the one-dimensional model, multi-body dynamic analysis considering the flexibility of the vehicle body is performed using ADAMS and MSC/NASTRAN. Natural frequencies and mode shapes computed by MSC/NASTRAN are used as input data for multi-body dynamic analysis in ADAMS. Through simulations using ADAMS, it has been found that the ride comfort can be improved by changing the local stiffness of the vehicle body and that the simulation results agree with experiment results.

Key words : Ride comfort analysis(승차감 해석), Vehicle dynamics(차량 동역학), FEM(유한요소법), B.I.W.(Body In White), Modal analysis(모드해석), Local stiffness(국부강성)

Nomenclature

m_F, m_R : unsprung mass, at front and rear respectively, kg
 u_F, u_R : y displacement of unsprung mass, at front and rear respectively, m
 Y_r, Y_s : distinct eigenfunction
 H : heaviside function

δ : differentiation of heaviside function
 z_F : front wheel y displacement of impulse input
 δ_{rs} : kronecker delta,
 η_r : normal coordinates

1. 서론

기존의 차량 동역학 해석은 차체 및 샴시를 강체로 모델링 하였으나, 실제로 차체는 변형이 상당히 큰 탄성체 이므로 차체를 강체 동역학 방법으로 해

*To whom correspondence should be addressed.
jhkimtyson@naver.com

석할 경우 차량의 정확한 동특성 예측을 기대하기는 어렵다. 그러므로 차체 및 샤시를 유연체로 모델링 하면 차량 승차감 해석 및 평가에 유용하며, 또한 차체의 국부 강성이 차량의 운동 성능에 미치는 영향을 파악할 수 있다. 본 연구에서는 차체를 유연체로 모델링하여 차체의 유연성이 동특성에 어떠한 영향을 미치는지 확인하기 위하여 유한 요소 해석 프로그램 MSC/NASTRAN에서 모델링 된 차체의 유연체 모델을 다물체 동역학 프로그램인 ADAMS와 통합하여 해석을 수행하였다. 그러나 차체를 복잡한 유연체 모델로 구성하는 것은 많은 시간이 필요하며 비효율적이므로 차체를 단순화된 모델로 구성하여 차체의 국부강성(local stiffness)에 따른 승차감 개선을 위한 설계변경에 응용하였다.^{1,2)} 샤시 결합 부위를 대상으로 입력점 강성(Input Point Inertance)과 전달점 강성(Transfer Point Inertance) 해석을 수행하여 주파수 응답 함수(frequency response analysis)를 통하여 진동 전달 경로 및 크기를 분석하여, 진동 전달을 저감할 수 있는 개선안을 도출하고, 그 개선안을 검증하였다. 차체는 B.I.W.와 Trimmed 모델을 이용하여 실차 유한 요소 모델을 구성하였고, 이 모델은 모달 해석(Modal Analysis)을 통하여 시험 결과와 비교 검증하였다.

본 연구에서는 차체의 국부강성 값이 차량 승차감에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통하여 해석하였고, 해석적인 방법과 더불어 시험을 통하여 마운팅 부위의 강성 값을 정의하는 방법과 차량 승차감 개선을 위한 설계 변경에 응용하는 연구를 수행하였다.

2. 단순이론모델 구성 및 해석

차체를 유연체로 모델링 하여 차량 동특성 해석을 수행하는 것은 차체를 강체로 고려하는 방법과는 달리 차체의 유연성과 진동모드의 영향으로 해석의 결과가 상이하다.^{1,2,3)} 그러나, 차체 전체를 유연체로 고려하는 해석 모델은 해석방법상 무리가 있으므로 단순모델을 구성하여 차량의 동특성을 예측하고, 그 결과를 통하여 전 차량의 해석에 대한 접근방법을 모색 하고자 한다.

2.1 자유 진동 해석

Fig. 1은 차체를 유연체 빔^{4,5)}으로 가정하여 모델링한 단순모델이다. 샤시 마운팅 부위의 두께를 변화시키기 위하여 Fig. 1과 같이 헤비사이드 함수(Heaviside function)를 사용하여 모델링 하였다. Euler-Bernoulli Beam 이론에 의한 지배방정식은 식 (1)과 같이 구할 수 있다. 유연체 빔 단순모델에서 강성과 질량이 변화하는 것을 식 (2)과 같이 표현할 수 있다. 식 (2)를 식 (1)에 대입하여 풀면, 식 (3)과 같이 정리할 수 있다. 매질 변화구간에서의 연속조건을 이용하여 식 (3)을 라플라스 변환 하고, 매질 변화구간이 넓은 경우 변화구간에서의 적분은 가우스 적분법을 이용한다.

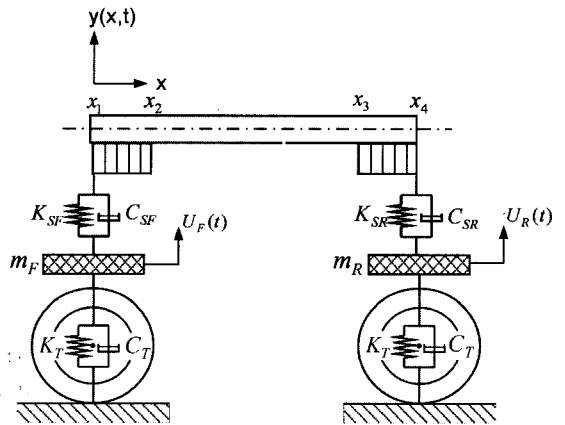


Fig. 1 Simplified model for flexible beam

$$\frac{d^2}{dx^2} \left[EI(x) \frac{d^2 Y(x)}{dx^2} \right] - \omega^2 m(x) Y(x) = 0 \quad (1)$$

$$EI(x) = EI_u + EI_{Fa} [H(x-x_1) - H(x-x_2)] + EI_{Ra} [H(x-x_3) - H(x-x_4)]$$

$$m(x) = m_u + m_{Fa} [H(x-x_1) - H(x-x_2)] + m_{Ra} [H(x-x_3) - H(x-x_4)] \quad (2)$$

$$Y^{(4)}(x) - \omega^2 \frac{m_u}{EI_u} Y(x) + \left[\frac{EI_{Fa}}{EI_u} Y^{(4)}(x) - \omega^2 \frac{m_{Fa}}{EI_u} Y(x) \right] (H_1 - H_2)$$

$$\begin{aligned}
 & + \left[\frac{EI_{Ra}}{EI_u} Y^{(4)}(x) - \omega^2 \frac{m_{Ra}}{EI_u} Y(x) \right] (H_3 - H_4) \\
 & + 2 \frac{EI_{Fa}}{EI_u} (\delta_1 - \delta_2) Y^{(3)}(x) \\
 & + 2 \frac{EI_{Ra}}{EI_u} (\delta_3 - \delta_4) Y^{(3)}(x) \\
 & + \frac{EI_{Fa}}{EI_u} (\delta_1^{(1)} - \delta_2^{(1)}) Y^{(2)}(x) \\
 & + \frac{EI_{Ra}}{EI_u} (\delta_3^{(1)} - \delta_4^{(1)}) Y^{(2)}(x) = 0 \quad (3)
 \end{aligned}$$

가우스 적분점에서 연속조건을 적용하고, 부분분수법을 이용하여 정리한 후, 빔의 변위에 양 끝단에서의 경계조건을 적용하여 정리하면 식 (4)와 같은 운동방정식을 유도할 수 있다. 식 (4)에서 해가 존재하기 위해서는 시스템 행렬 **[SM]**의 행렬식이 0이 되어야 하고, 그때의 β 값으로부터 고유진동수를 구할 수 있고, 이 때의 고유벡터를 이용하여 고유모드를 구할 수 있다.⁶⁾ Table 1은 국부적으로 매질의 변화가 없는 균일한 빔에 대한 이론적 해석 결과와 FEM 해석의 결과이다. 이론적 해석 결과가 FEM 해석 결과와 거의 동일한 결과를 보임으로써 이론적 해석의 타당성이 있다고 볼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 & \mathbf{[SM]}\{\mathbf{Y}\} \\
 & = \begin{bmatrix} AE_{ki} & AF_{ki} & AG_{ki} & AH_{ki} \\ BE_{ki} & BF_{ki} & BG_{ki} & BH_{ki} \\ CE_{ki} & CF_{ki} & CG_{ki} & CH_{ki} \\ DE_{ki} & DF_{ki} & DG_{ki} & DH_{ki} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y^{(2)}(x_{Fi}) \\ Y^{(2)}(x_{Ri}) \\ Y(x_{Fi}) \\ Y(x_{Ri}) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4)
 \end{aligned}$$

Table 1 Natural frequency of the uniform beam

Mode	Analytic (Hz)	FEM (Hz)	Differ (%)
1	1.13	1.14	-0.88
2	1.98	1.99	-0.51
3	9.47	9.47	0
4	10.27	10.28	-0.10
5	24.16	24.15	0.04
6	66.3	66.06	0.36
7	129.92	128.75	0.90
8	214.74	211.28	1.61

2.2 강제 진동 해석

단순모델 차량에 Fig. 2와 같이 변위 가진이 주어졌을 때의 응답을 강제진동 해석에서 구하고자 한다. 강제진동 응답을 구하기 위한 지배방정식은 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \\
 & + m(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = f(x, t) \quad (5)
 \end{aligned}$$

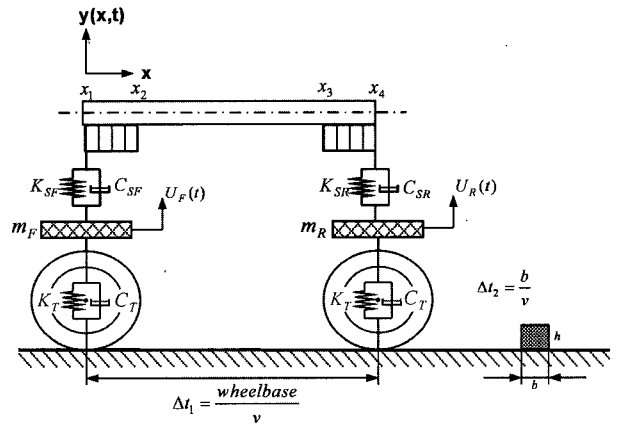


Fig. 2 Simplified model for forced response

변위 $y(x, t)$ 를 식 (6)과 같이 가정하고, 식 (5)에 대입한 후 $Y_s(x)$ 를 양변에 곱하고 길이에 대해 적분하면 식 (7)과 같은 질량과 고유모드의 직교상태(orthogonality condition)에 의해 식 (8)과 같은 각각의 독립적인 모달좌표(Modal coordinate)로 표현할 수 있다. 최종적으로 Unsprung mass의 운동방정식은 식 (9)와 같이 구할 수 있다.

$$y(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} Y_r(x) \eta_r(t) \quad (6)$$

$$\begin{aligned}
 & \int_0^L m(x) Y_r(x) Y_s(x) dx = \delta_{rs} \quad r, s = 1, 2, \dots \\
 & \int_0^L Y_s(x) \left[\frac{d^2}{dx^2} EI(x) \frac{d^2 Y_r(x)}{dx^2} \right] dx = \omega_r^2 \delta_{rs} \quad (7)
 \end{aligned}$$

$$\ddot{\eta}_r(t) + \omega_r^2 \eta_r(t) = N_r(t), \quad r = 1, 2, 3, \dots \quad (8)$$

$$N_r(t) = \int_0^L Y_r(x) f(x, t) dx, \quad r = 1, 2, 3, \dots$$

$$m_F \ddot{u}_F(t) + (C_{sF} + C_T) \dot{u}_F(t) + (K_{sF} + K_T) u_F(t) \quad (9)$$

$$= C_T \dot{z}_F(t) + K_T z_F(t)$$

$$+ C_{sF} \sum_{s=1}^N Y_s(0) \dot{\eta}_s(t) + K_{sF} \sum_{s=1}^N Y_s(0) \eta_s(t)$$

$$m_R \ddot{u}_R(t) + (C_{sR} + C_T) \dot{u}_R(t) + (K_{sR} + K_T) u_R(t)$$

$$= C_T \dot{z}_R(t) + K_T z_R(t)$$

$$+ C_{sR} \sum_{s=1}^N Y_s(L) \dot{\eta}_s(t) + K_{sR} \sum_{s=1}^N Y_s(L) \eta_s(t)$$

이번 연구에서 수행한 해석 조건은 차량속도가 40Km/h이고, 충격 입력 형태가 폭 0.01m, 높이 0.01m일 때, 운전석(2.2m)과 VIP석(2.85m)에서 가속도를 측정하였다. 가진에 대한 가속도 응답을 확인하기 위해 식 (10)과 같이 RMSI지수를 사용하였다. 여기서, x(t)는 과도 신호에 의한 시간 영역 데이터이고, ΔT는 시간 간격 0.04(s)이다.

$$RMSI(t) = \sqrt{\frac{\int_{t-\Delta T/2}^{t+\Delta T/2} |y(x, t)|^2}{\Delta T}} \quad (10)$$

Fig. 3은 RMSI 평균값으로 0.8L 지점에서의 값이 가장 작은 값을 보이고 있고, 0.1L 지점에서의 값이 가장 크다. 이는 국부강성의 변화로부터 주파수 응

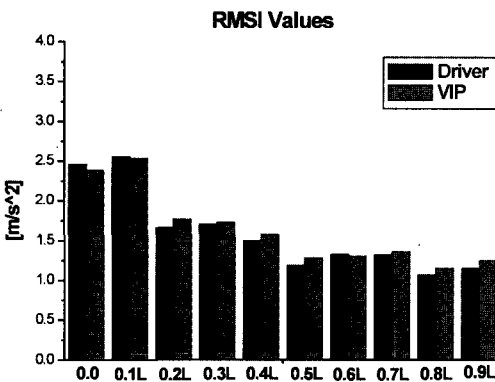


Fig. 3 RMSI mean value

답의 변화를 확인할 수 있었고, 사시의 마운팅 부위의 강성은 상대적으로 전륜보다 후륜이 민감하게 승차감에 영향을 미칠 것이라는 것을 확인할 수 있었다.

3. 차량 해석 모델 구성

3.1 준정적 해석(Quasi-Static Analysis)

탄성기구학적 특성해석에서 차량 동역학 해석의 분류는 기구학적 해석(kinematic analysis), 준정적 해석(quasi-static analysis), 동역학 해석(dynamic analysis)으로 나눌 수 있다.⁸⁾ 준정적 해석은 시스템에 상하력이나 횡력 등의 입력이 주었을 때 매순간 정적 평형상태를 유지 하도록 시스템의 반력, 움직임 등을 계산하는 해석방법으로 각종 스프링(spring), 부쉬(bush), 빔(beam)등 유연 부재를 포함하여 해석이 가능하고, 이 때문에 컴플라이언스 해석(compliance analysis)이라고도 한다.

준정적 해석에서는 차량의 실험을 통하여 구한 SPMD(Suspension Parameter Measurement Device) 결과와 비교하여 차량의 현가계, 조향계의 Hard Points와 관성 파라미터, 스프링, 댐퍼, 부쉬, 타이어의 데이터를 입력 또는 수정을 통하여 다물체 모델을 구성하는 것을 말한다. 다물체 동역학 모델을 이용하여 구한 준정적 해석 결과와 실험을 통하여 구한 결과를 비교하였다. 탄성기구학적 해석 결과가 실험 결과와 잘 일치하는 것을 확인할 수 있으며, 이로써 다물체 동역학 모델의 신빙성을 확보하였다. Fig. 4는 준정적 해석 모델 형상을 나타낸다.

Caster change(deg)는 Design 기준으로 Wheel cg 기준의 Suspension Stroke과 Jack을 Bump, Rebound 하였을 때의 바퀴 중심선과 주행축선이 이루는 각도를 나타낸다. Caster angle은 보통 0~3 (deg)으로 설정한다. Fig. 5에 실험결과와 시뮬레이션 결과를 나타내었는데 여기서는 0.7~0.8 (deg)의 변화량을 보인다.

Camber change(deg)는 Design 기준으로 Wheel cg 기준의 Suspension Stroke과 Jack을 Bump, Rebound 하였을 때의 바퀴 중심선과 노면의 수직선이 이루는 각도를 나타낸다. Camber angle은 보통 0 ~ 2.5 (deg)으로 설정한다. Fig. 6에 실험결과와 시뮬레이

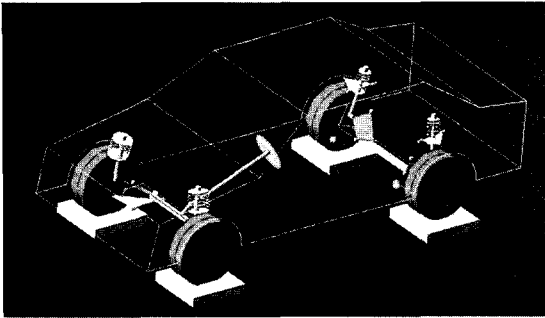


Fig. 4 Quasi-static analysis model

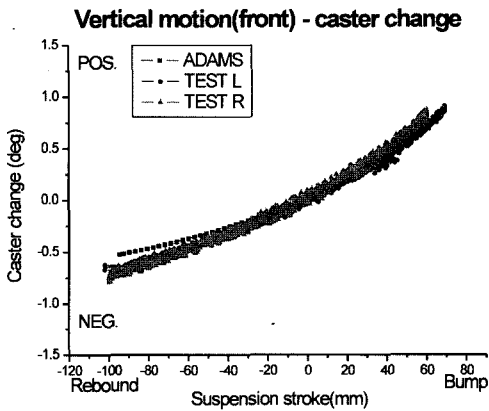


Fig. 5 Caster change

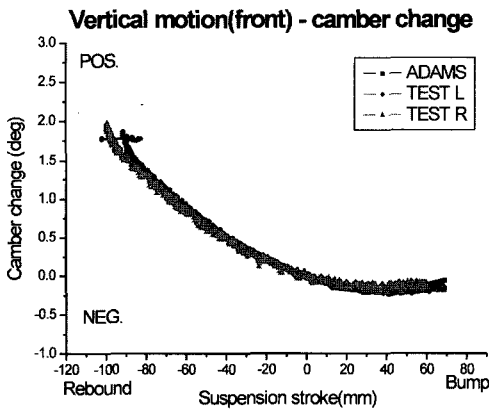


Fig. 6 Camber change

선 결과를 나타내었는데 여기서는 1.8 (deg)의 변화량을 보인다. 이처럼 준정적 해석 모델은 시험을 통하여 구한 특성치들과 잘 일치함을 확인하였다.

3.2 유연체 모델 구성

B.I.W. (Body In White) 차체를 이용하여 MSC/

NASTRAN으로 유한요소 해석을 수행해 보았다.

이 모델은 약 50만개의 노드와 요소로 구성되어 있다. Trimmed 차체를 이용하여 실차의 질량과 맞추기 위해서 엔진 및 트랜스미션을 모델링 하였다. 집중질량으로 모델링 하였고, 엔진은 4점 지지 방식이고, 센터 멤버에 2점(front, rear), 차체에 2점(right, left) 6자유도 고정 지지시켰다.

강결합요소(RBE2)와 스프링요소(CELAS2)를 이용하여 차체와 결합하여 실차의 질량을 가진 유한요소 모델을 구성하였다. 이 모델은 고유진동해석을 수행하여 시험 결과, MSC/NASTRAN9)의 노말 모드해석 결과, ADAMS의 Modal Neutral File(.mnf)의 결과가 잘 일치함을 확인하였다. 1차 모드인 비틀림 형상을 Fig. 7에 나타내었고, 차량 시뮬레이션에서는 1차~7차 모드까지의 해석결과를 사용하였다.^{1,10)}

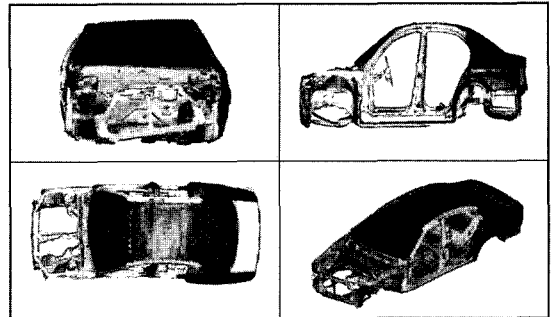


Fig. 7 1st Mode of flexible body

3.3 주파수 응답 함수

노면 가진으로 인한 서스펜션의 진동은 연결부를 통하여 차체로 전달된다. 본 연구에서 사용한 다물체 동역학 모델의 서스펜션은 18개의 연결부가 차체와 결합되어 있다. 차체의 강성에 기여도가 큰 부위를 설계 변수로 설정하기 위하여 MSC/NASTRAN을 이용하여 IPI (Input Point Inertance)와 TPI(Transfer Point Inertance) 해석을 수행하였다. 관심 주파수 영역은 인체진동에서 중요하게 고려하는 80Hz 이하로 설정하였다. IPI는 PIF(Point Inertance Functions)라고도 하며, 단위힘(unit force)을 동일한 지점과 방향으로 가진하고 동일한 지점에서 측정하여 국부 강성(local stiffness)의 특성 변화를 주파수 함

수의 비로 나타낸다. 즉, 가진점과 측정점이 같은 주파수 응답함수를 말한다. TPI는 TIF(Transfer Inertance Functions)라고도 하며, 단위힘(unit force)을 한 지점에서 가진하고 다른 지점에서 측정하여 전역 강성(global stiffness)의 특성 변화를 주파수 함수의 비로 나타낸다. 즉, 가진점과 측정점이 다른 주파수 응답함수를 말한다.

Fig. 8은 TPI 해석시 측정 지점을 나타내었다. 운전자의 승차감에 영향을 미치는 플로워(floor), 전후 시트 트랙(seat track), 스티어링 휠(steering wheel)에서 측정점으로 하였다. Fig. 8의 노드(node) 208017, 208018의 진폭이 상대적으로 크게 나타남을 확인할 수 있다. 이 노드들은 후방 샤시 마운팅 부위인데, 다른 부위보다 상대적으로 강성이 약하다는 것을 나타낸다.

Fig. 9는 TPI 해석시 전방 시트 트랙에서의 결과를 나타낸 것이다. 이 결과들로부터 알 수 있는 것은 전방보다 후방에 위치한 샤시 마운팅 부위(208017, 208018)의 단위 힘에 대한 응답이 승차감과 관련된 측정점에서의 진폭이 상대적으로 크다는 것이다. 그러므로, 전방보다 후방의 마운팅 부위의 강성을 상대적으로 더 강화하는 것이 승차감 측면에서 좋을 것으로 판단된다.

샤시 마운팅 부위 요소의 두께(t)를 변경하면서 구한 유연체 모델의 고유주파수 변화는 4차 모드에서 7차 모드까지 고유진동수 값이 감소하고, 특히 4차 모드와 7차 모드에서의 감소가 심하게 나타나는

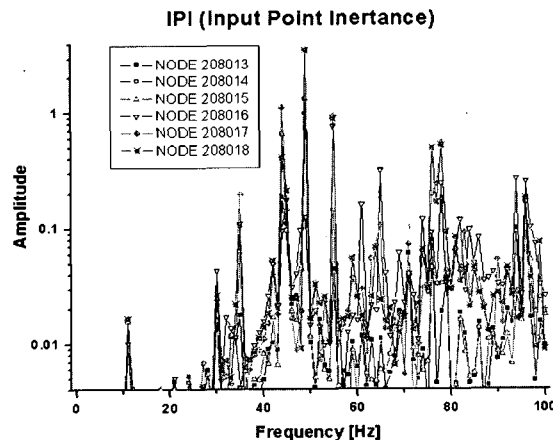


Fig. 8 Results of IPI

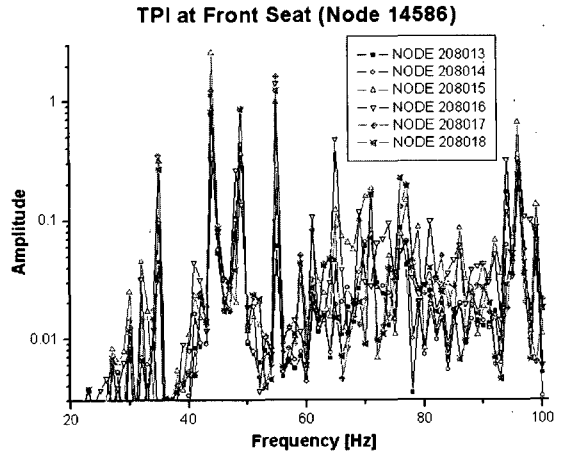


Fig. 9 Results of TPI at front seat track

경향을 보인다는 것을 볼 수 있었다.

4. 전차량 시뮬레이션

4.1 차량 시뮬레이션

본 연구에서는 다물체 동역학 시뮬레이션 프로그램 ADAMS를 사용하였으며 내구(durability) 타이어

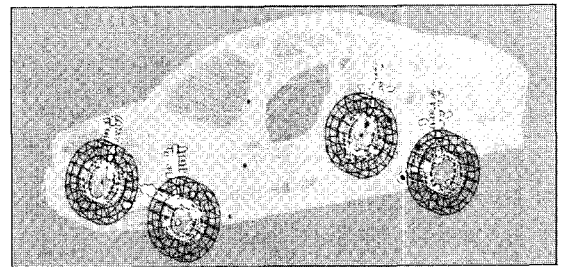


Fig. 10 Flexible body vehicle model

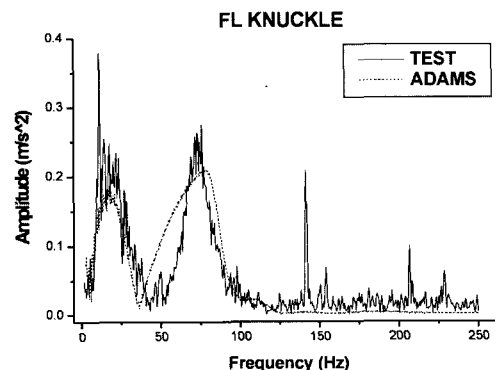


Fig. 11 Comparison of accelerations at fl knuckle

인 Ftire(Flexible ring tire model)를 사용하여 노면 입력(bar input)에 대해 시뮬레이션을 수행하였다.¹¹⁾

Fig. 10은 차체의 질량에 두 사람이 탑승하였을 때의 차체와 서스펜션의 형상을 보여준다. Fig. 11은 주파수영역에서 너클에서의 가속도 값을 시험과 비교한 것이며 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

4.2 승차감 해석 결과 비교

차체의 주파수 응답함수 결과를 이용하여 샤시 마운팅부의 강성을 변경한 후 차량 시뮬레이션을 통하여 승차감을 비교해 보았다. Fig. 12와 Fig. 13은 각각 X 축과 Z축에 대한 RMSI 지수를 나타낸다. 시트트랙, 운전석, 조수석, VIP 등에서 ‘STIFF 1’의 경우는 오히려 강성을 변경 시키지 않았을 경우 보다 더 좋지 않은 승차감을 도출 할 것으로 예측되고, 최적 강성 목표치인 ‘STIFF 2’가 낮은 값을 가져 가장 좋은 승차감을 도출할 것으로 예상된다.

5. 결론

본 연구에서는 MSC/NASTRAN 유한요소 해석과 연계된 다물체 동역학 해석 프로그램 ADAMS를 이용하여 유연체로 모델링 된 차체와 현가시스템의 통합 수치해석을 수행하여 차체의 승차감을 개선하는 방안에 대한 연구를 수행하였다. 이러한 연구를 통하여 승용차 차체의 유연체 모델링 특성을 고려한 차량의 주행중 동특성을 해석하는 방법을 제시하였고, 이를 실차의 승차감 예측 및 개선에 적용하여 타당성을 검증하였다.

후 기

본 연구는 지엠대우오토엔테크놀로지(주)가 지원한 산학파제의 연구비 지원에 의해 수행된 연구의 일부로 관계자 여러분께 감사 드립니다.

References

- 1) S. S. Kim, S. B. Lee, H. K. Jung and H. S. Son, "Vehicle Ride and Handling Simulation with Flexible Car Body," Spring Conference of Proceeding, KSAE, pp.805-812, 2002.
- 2) K. S. Kim, W. S. Yoo, K. H. Lee and K. T. Kim, "Effect of Chassis Flexibility on Ride Quality," Transactions of KSAE, Vol.4, No.2, pp.127-136, 1996.
- 3) S. B. Lee, "Flexibility Effects of Frame for Vehicle Dynamic Characteristics," Transaction of the KSMTE, Vol.11, No.2, pp.80-86, 2002.
- 4) Klaus - Jurgen Bathe, Finite Element Procedures, Prentice - Hall International Editions, 1996.
- 5) H. G. Choi, S. W. Yoo, J. D. Jeong and J. M. Lee, "Acoustic Characteristics of Annular Cavities with Locally Non-uniform Media," Journal of Sound and Vibration 266, 2003.
- 6) M. J. Maurizi, R. E. Rossi and J. A. Reyes, "Vibration Frequencies for a Uniform Beam with One End Spring-Hinged and Subjected to a Translational Restraint of the Other End," Journal of Sound and Vibration, Vol.48, pp.565-568, 1976.

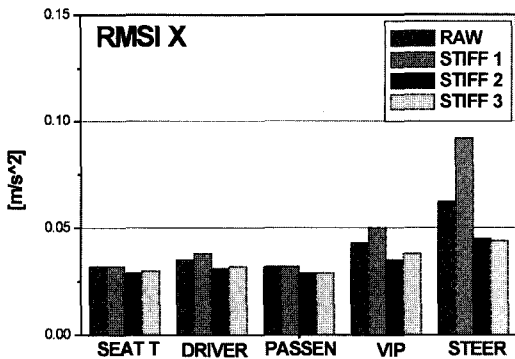


Fig. 12 RMSI values of X direction position

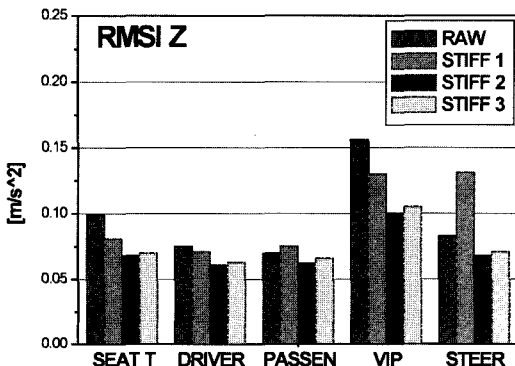


Fig. 13 RMSI values of Z direction position

- 7) Leonard Meirovitch, Elements of Vibration Analysis, Mcgraw-Hill International Editions, Mechanical Engineering Series, 1986.
- 8) T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, Inc., 1992.
- 9) MSC/NASTRAN User' Manual, MSC, 1989.
- 10) J. H. Lee, "Vibration Analysis of a Vehicle Body Considering High Frequency Characteristics of a Suspension System," Ph.D. Thesis, Seoul National University, 1997.
- 11) ADAMS User' Manual, Mechanical Dynamics Inc., May, 1994.