

승용차 조향계의 시미해석 프로그램 개발

Shimmy Analysis Program Development of Steering System for a Passenger Car

박상규 · 송상기 · 이용호 · 송각기

S. K. Park, S. K. Song, Y. H. Lee and K. K. Song

Key Words : Steering System(조향장치), Suspension System(현가장치), Tire Uniformity(타이어 균일성), Natural Frequency(고유진동수), Shimmy(시미)

Abstract : The shimmy phenomenon, or the radial vibration of steering wheel, happens frequently at a high speed, complicated with suspension system, steering system, vehicle body, engine, transmission and tire. In this study, the suspension system and steering system are modeled by the reference of vehicle body design coordinates(T.L.H), the coordinate system usually used by passenger car maker. In addition, the theoretical results from numerical method have been investigated and compared with the experimental ones by the correlating analysis between the tire and sub-system. The steering and suspension system modeled for the numerical analysis are both independent type. This study developed an analysis program which could forecast the shimmy level in advance by the variation of properties in each system and the change in design of new model.

1. 서론

주행시 승용차의 조향계 진동은 보다 쾌적한 승차감이나 조종안정성을 저해하고 운전자에게 불쾌감을 초래하는 진동으로 이에 대한 개선책이 강하게 요구되고 있다^{1,2)}. 자동차 조향계의 실험결과를 통해 고찰해 본 바에 의하면 조향휠의 고유진동수가 17Hz 근방으로서 바퀴의 회전 주파수가 조향계의 고유 진동수와 가까워질 때 발생하는 공진 현상으로 판단된다³⁾. 승용차 조향계에 발생하는 진동을 해석하기 위해서 차량의 각부 구조(조향계, 현가계, 차체, 구동계, 타이어)등을 명확하게 파악하여 시스템을 모델링하고 운동방정식을 세워 컴퓨터 프로그램을 작성하였으며 이론해석을 통하여 이를 기존의 실험결과와 비교·검토하여 이론해석 시스템과 프로그램을 검증하였다. 또한, 승용차 조향휠에 나타나는 시미 현상을 해석하기 위해서는 시스템의 가진력과 이를 전달하는 전달계 그

리고 응답계를 각각 심도있게 모델링하여 프로그램화하였으며 조향계와 현가계의 모델링, 차체의 동특성, 엔진과 트랜스미션의 운동, 타이어의 불균형 질량 뿐만 아니라 유니포머티 성분 그리고 새로운 차종에 대응할 수 있도록 T.L.H. 좌표를 이용하여 조향휠의 시미 현상에 미치는 인자에 대하여 심도있게 분석할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 본 연구는 연구 대상 차량에 대한 이해는 물론 새로운 승용차의 개발에 필요한 설계해석 능력의 기반 구축에 그 목적이 있다^{4,7)}.

2. 시스템 모델링

자동차 조향계의 진동문제를 해석하기 위해서 진동의 발생원으로 엔진과 타이어가 있으며 이를 전달하는 전달계 그리고 최종적으로 진동을 나타내는 응답계 등을 명확하게 규명하여야 한다. 조향휠에 나타나는 진동 현상을 해석하기 위하여 타이어의 불균형 질량, 유니포머티를 고려한 이론해석 프로그램 개발과 진동 전달계와 응답계의 모델링은 차후 설계변경에 대처하기 위해 자동차 메이커에서 사용하고 있는 설계기준 좌표를 이용하여 각부 세부 모델링을 하였으며 이를 프로그램화하

접수일 : 2000년 1월 13일

박상규 : 여수대학교 기계공학과

송상기 : 순천제일대학 차량기계과

이용호 : 여수공업대학 기계설계과

송각기 : 조선대학교 산업대학원

였다. 시스템 모델링에 사용된 조향계와 관련된 현가계는 맥퍼슨 타입의 현가장치이며 Fig. 1에 타이어(M_t), 로어암(그림에서 점선부분), 기어박스(M_{GB}), 조향계, 타이로드(τ_s) 등을 각각 모델링하였다. Fig. 1에서 자유도는 17자유도이며 각 자유도에 대한 설명은 다음과 같다. 킹핀 회전축 중심과 타이어 회전 중심과의 교점에서 양쪽 바퀴의 차체 앞 방향 운동(x_1, x_2), 킹핀 회전축 중심과 타이어 회전 중심과의 교점에서 양쪽 바퀴의 차체 좌우 방향 운동(y_1, y_2), 킹핀 회전축 중심과 타이어 회전 중심과의 교점에서 양쪽 바퀴의 차체 상하 방향 운동(z_1, z_2), Q점에서 양쪽 바퀴의 조향각 방향의 운동(θ_1, θ_2), Q점에서 양쪽 바퀴의 캐스터가 방향의 운동(α_1, α_2), 로어 암의 A, G 점을 회전축으로 한 양쪽 바퀴의 운동(φ_1, φ_2), 랙의 길이 방향의 변위 (y_{r1}, y_{r2}, y_p), 기어 박스의 y 방향 운동(y_{sh}), 조향휠의 시뮬 운동(θ_h) 등이며 속 업소버 윗부분의 킹핀축 운동 2자유도(z_{s1}, z_{s2}), 차체의 비틀림, 좌우 그리고 상하 1차 진동(p, q, r)의 3자유도, 엔진과 트랜스 미션의 중심점에서 x, y, z 방향의 병진운동과 회전운동의 6자유도($U_e, V_e, W_e, \theta_{eu}, \theta_{ev}, \theta_{ew}$)를 합하여 전체 28자유도로 구성되어 있다. 이와같은 현가계, 조향계, 차체, 엔진과 트랜스 미션, 조향휠과 타이어 그리고 이들 사이의 진동을 전달하는 컬럼과 링크지를 포함하여 차체와 연결되는 암과 부시류(A, G점) 같은 부재로 이루어져 있으며 이들은 각각 질량, 스프링 및 감쇠특성을 갖고 있다. 각 부재의 감쇠

는 특성에 따라 구조감쇠, 점성감쇠로 모델링하고 볼 조인트 부분(타이로드와 로어 암)의 건마찰을 등가 점성감쇠 형태로 모델링하였다.

3. 시스템의 운동방정식

3.1 T. L. H 좌표와 좌표변환

T. L. H 좌표는 일반 x, y, z 좌표계를 자동차 메이커에서 다른 이름으로 설정한 좌표로서 양 바퀴의 중심점을 연결한 선과 차량의 좌우대칭면이 만나는 점을 원점으로 하는 좌표계이다. 이 좌표계를 기준으로 하여 차량 각부의 연결점이나 주요 부분의 위치가 좌표 값으로 되어있으며 추후 이를 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션 상에서 설계 좌표 값의 변화에 따른 시뮬 양상을 예측할 수 있는 장점이 있다. 이론해석을 위한 각종 데이터는 시험 대상 차량의 실측과 실험을 통하여 각각 구하였다.

3.2 현가계

승용차의 현가장치는 주행중에 노면으로부터의 진동이나 충격을 차체에 직접 전달되지 않도록 하여 차체의 손상을 방지하고 승차감을 좋게 하는 장치로서 독립식과 차축식이 있으며 독립식 중에서도 현재 가장 많이 사용되는 스트럿 형태의 각 서브 시스템을 각각 모델링한 후 운동방정식을 유도하기 위하여 각 에너지 항을 구하였다. Fig. 2에

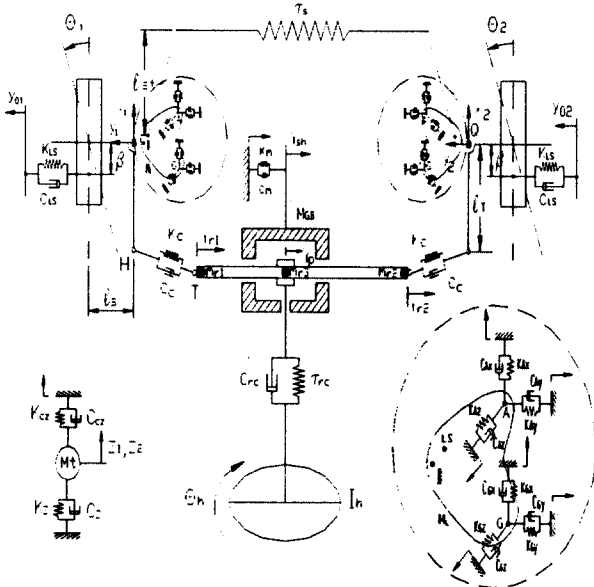


Fig. 1 System Model and DOF

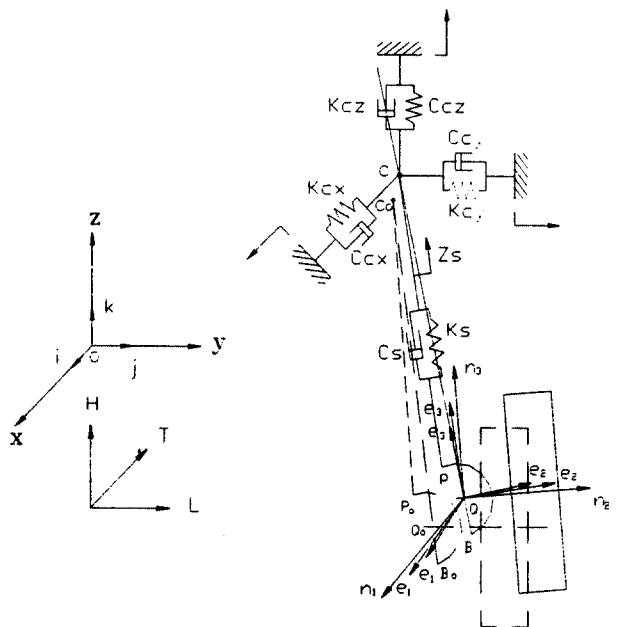


Fig. 2 Definition of Coordinate Axes

서는 스트럿 형의 현가계 모델을 도시하였으며 i-j-k는 기준 좌표계의 단위 방향 벡터이고 Q점은 킹핀 회전축과 구동축 간의 공간상 교점이며 너클에 고정된 n₁-n₂-n₃ 좌표계의 원점이다. 여기서 n₁-n₂-n₃ 좌표계는 i-j-k 좌표계에 대하여 병진운동(X_i, Y_j, Z_k)과 회전운동(γ_i, α_j, θ_k)을 한다. 또한 너클에 고정된 또 다른 단위 벡터 e₁-e₂-e₃와 e₁'-e₂'-e₃'은 킹핀축과 스트럿 축에 일치된 방향으로 e₃와 e₃'을 향하게 하였을 때의 단위 벡터가 된다.

로어 현가암의 포텐셜 에너지와 운동에너지는 Fig. 1에서 기준좌표계에서 본 A점과 G점을 벡터로 표현하여 그 벡터의 증분량과 차체 변위량의 차로 로어 현가암 부시의 포텐셜 에너지를 구하였다. 로어암의 운동에너지, 너클과 스트럿 실린더의 운동에너지, 속 어브소버 스트럿 피스톤의 운동에너지 그리고 타이어의 geometry는 Fig. 3과 같이 각각 구하였다. 스트럿 인슐레이터 부시의 포텐셜 에너지는 Fig. 2에서 부시를 지지하고 있는 차체의 변위와 C점 위치의 변위량의 차로써 구하였다.

3.3 타이어

타이어의 포텐셜 에너지는 Fig. 1에서 타이어 모델을 보면 타이어가 지면과 수직인 방향의 변위로 인하여 생기는 포텐셜 에너지를 고려하여 구하였으며 타이어의 운동에너지를 구하기 위하여 먼저 바퀴를 강체로 가정하였다. 또한 타이어의 불균형 질량의 운동에너지는 바퀴의 림에 불균형 질량이 부착되었다고 가정할 때 불균형 질량으로 인

한 운동에너지를 구하였다. 또한, 타이어의 유니포머티의 특성은 중량의 불균일성, 강성의 불균일성, 치수의 불균일성등 크게 세가지로 나눌 수 있으며 중량의 불균일성은 타이어의 질량분포가 불균일하여 발생하는 것으로 일반적으로 휠 밸런스를 통하여 상쇄시킬 수 있다. 그리고 강성의 불균일성으로 인한 힘은 타이어에 일정한 하중을 가하면서 회전을 시켜 힘 성분을 구할 수 있는데 상하방향으로 나타나는 힘의 변화량(RFV), 좌우방향으로 나타나는 힘의 변화량(LFV), 그리고 전후방향으로 나타나는 힘의 변화량(TFV)등 세방향 성분으로 나눌 수 있다. 이러한 타이어의 유니포머티 특성에 의해 나타나는 힘 성분을 타이어 가진력¹⁰⁾으로 고려하여 조향계 진동 해석 프로그램을 개발하였다.

3.4 감쇠력에 의한 가상일

시스템 각 부재의 감쇠는 특성에 따라 구조감쇠, 점성감쇠 그리고 볼 조인트 부분의 건마찰을 등가 점성감쇠로 모델링하고 가상일 원리를 적용하여 타이어, 스트럿 부시, 로어암, 기어박스, 조향 컬럼의 감쇠력에 의한 가상일을 구하였다. 재료감쇠에 대한 등가 감쇠 상수는 C=BK/ω로 주어지며 여기서 B는 재질에 따라 주어지는 이력 감쇠 상수이다. 타이로드와 로어 현가암 볼 조인트부의 건마찰 댐핑이 시미에 미치는 영향을 해석하기 위하여 마찰 감쇠를 등가 점성감쇠로 모델링하였다.

3.5 운동방정식

시스템의 운동방정식을 구하기 위하여 다음과 같은 해밀톤 방정식⁸⁾을 사용하였다.

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T_{tot} - \delta V_{tot} + \delta W) dt = 0 \quad (1)$$

여기서, T_{tot}은 전체 시스템의 운동에너지, V_{tot}은 전체 시스템의 위치에너지이며 W는 가상일을 나타낸다. 각 부재에 대한 에너지 식을 식(1)에 대입하면 타이어 유니포머티를 고려한 행렬 형태의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{x}\} + [G]\{\dot{x}\} + [C_v]\{\dot{x}\} + [C_{ho}]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} \\ = \{F\} + \{FD1\} + \{FD2\} + \{F_{ij}\} \end{aligned} \quad (2)$$

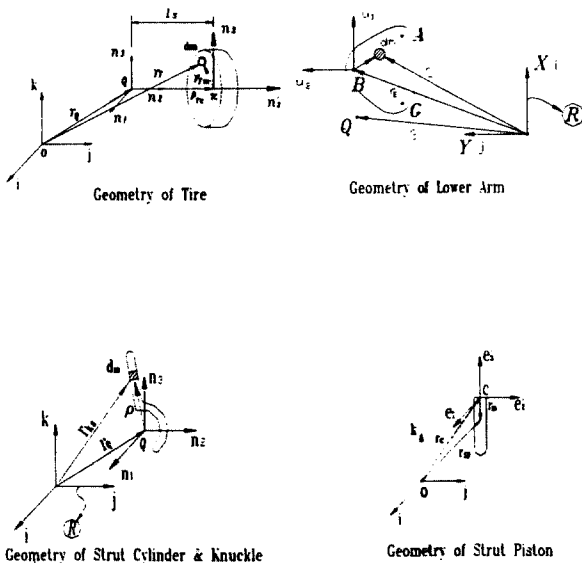


Fig. 3 Sub-system Model

여기서, M : 질량 매트릭스, G : 자이로 매트릭스, C_v : 비스코스 댐핑 매트릭스, C_{ho} : 재료 감쇠 매트릭스, K : 강성 매트릭스, F : 질량 불균형 가진력, $FD1$: 로어 암 볼조인트의 마찰력, $FD2$: 타이로드 볼조인트의 마찰력, F_U : 타이어 유니포머티에 기인한 가진력 들이다.

4. 프로그램 개발과 이론해석

조향계와 관련된 현가계, 타이어 그리고 각 서브 시스템을 모델링하고 운동방정식을 세워 해석한 이론해석 결과와 문헌상에 나타난 시미 실험결과를 비교함으로써 이론해석 모델 프로그램에 대한 검증은 하였으며 시스템 파라미터 변화에 따른 시미 양상을 예측할 수 있는 프로그램을 작성하였다. 이론 해석에 대한 프로그램의 흐름도는 Fig. 4와 같다.

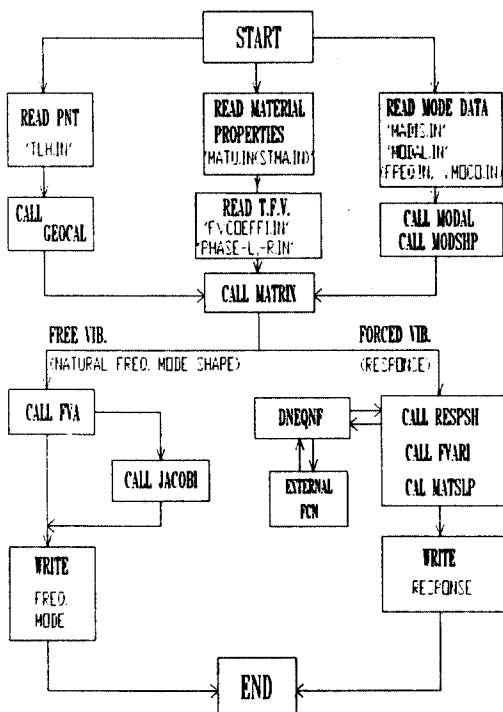


Fig. 4 Program Flow Chart

4.1 자유진동해석

승용차가 고속 주행시 조향휠에 나타나는 진동 중 시미 현상은 로드 휠의 회전에 의한 가진 주파수가 조향휠의 고유진동수와 일치하기 때문에 발생하는 공진 현상으로 조향휠의 진동과 관련된 각 시스템을 모델링하여 시스템 모델에 대한 검증과

시스템 전체의 공진주파수 그때의 진동모드를 해석하기 위하여 운동방정식으로부터 감쇠항과 가진항을 제외하고 다시 쓰면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [G]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (3)$$

여기서, 질량 행렬에 포함된 불균형 질량의 크기는 상대적으로 작으므로 이를 무시하고 고유진동수와 진동모드를 구하였다. Fig. 5에 시스템의 고유진동수와 모드 형상을 나타내었으며 고속(200km/h)에 해당하는 고유진동수와 진동모드는 생략하였다. Fig. 5에서 주행시 실제 조향휠의 공진(θ_h)에 해당하는 고유진동수는 12번째의 17.65 Hz에 해당함을 알 수 있다.

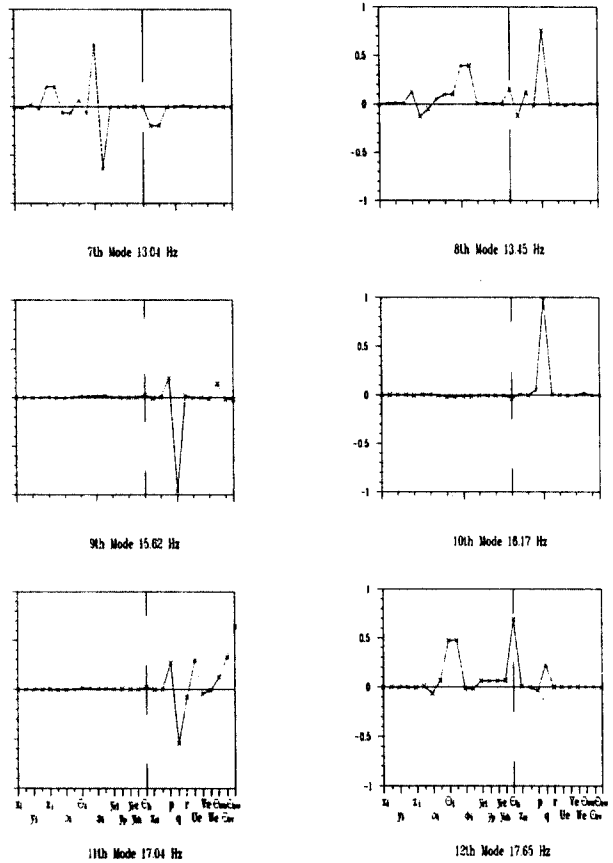


Fig. 5 Natural Frequencies

4.2 강제진동해석

조향휠에 발생하는 진동 문제는 일반적으로 타이어의 편마모 등으로 인한 중량불균형이 주원인이지만 타이어 제조 공정상 수공업에 의한 불균일성으로 타이어의 유니포머티 성분이 여러 가지 차량의 진동에 크게 기여하고 있다. 기존 문헌의 시

미 실험결과에서도 알 수 있듯이 중량 불균형을 완전하게 한 후 시미 실험을 행하여도 즉 중량 불균형이 없을 때도 시미 응답은 상당히 크게 나타남을 알 수가 있다. 따라서 이와 같은 조향휠의 진동 원인에 가장 민감한 타이어의 가진원 중 중량 불균형이 아닌 타이어의 치수 변화나 강성 변화에 따른 유니포머티 성분들이 조향휠의 진동에 중요하게 작용함을 알 수가 있다. 위와 같이 타이어의 중량 불균형 뿐만 아니라 타이어의 유니포머티를 고려한 조향휠의 동적 응답을 고찰하기 위하여 정상상태인 경우 다음과 같이 해를 가정하였다.

$$\{x\} = \{X\} \cdot e^{i\omega t}, \quad y_{oi} = Y_{oi} \cdot e^{i\omega t} \quad (4)$$

식 (4)는 비선형 대수 방정식이므로 이를 풀기 위해 IMSL 서브루틴 중 DNEQNF를 이용하였다⁹⁾. Fig. 6은 유니포머티 별 그리고 중량 불균형 크기에 따라 시미 실험결과를 도시하였다. 시미 실험을 통해 알 수 있는 바와 같이 유니포머티가 나쁜 타이어(bad uniformity)의 영향은 유니포머티가 좋은 타이어(good uniformity)보다 속도가 증가할수록 시미에 큰 영향을 주고 있음을 알 수 있다. 또한 115(km/h)까지는 시미 응답에 중량 불균형에 비례하여 커지지만 115(km/h) 이상에서는 좋은 유니포머티 타이어에 35(g)의 중량 불균형을 단 타이어보다 균일한 타이어의 유니포머티가 나쁜 타이어의 시미 응답이 더 커짐을 알 수 있다. 이는 속도의 증가와 더불어 시미 응답에 중량 불균형보다 타이어 유니포머티의 영향이 더욱 커짐을 알 수 있다.

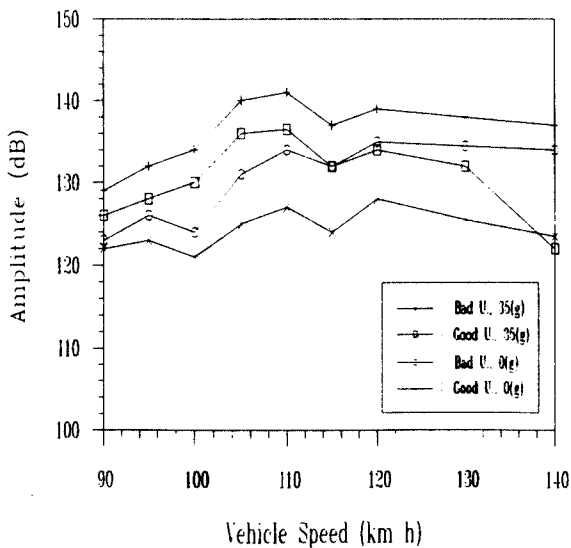


Fig. 6 Experimental Response for Shimmy

Fig. 7에서는 중량 불균형과 유니포머티를 고려하여 시뮬레이션 한 이론해석 결과를 나타내고 있다. 중량이 균일할 때(0g) 실험결과와 이론해석 결과를 비교해 보면 이론해석 결과가 실험해석 결과보다 낮은 응답을 보이고 있는데 이는 타이어의 발란싱 기계가 중량 불균형을 5(g) 이하는 완벽하게 맞출 수가 없어 실제 시미 시험에서는 5(g) 미만의 중량 불균형이 존재하기 때문에 시미 실험 결과가 이론해석 결과치 보다 전반적으로 크게 나타나고 있다. 또한, 불균형 질량을 35(g)씩 달고 유니포머티 크기에 따라 시미 응답에 대한 이론해석과 실험 결과를 비교해보면 이론해석 값이 약간 크게 나타나지만 시미가 가장 크게 나타나는 속도 구간은 잘 일치하고 있으며 전체 속도 구간에서 시미 양상은 대체적으로 일치한 것으로 볼 수 있다.

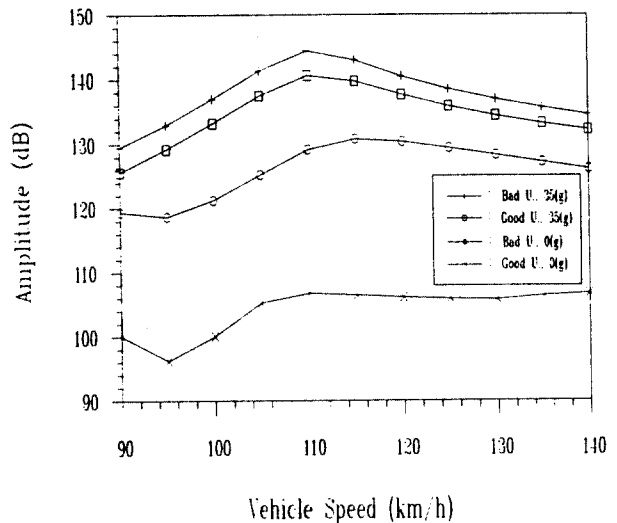


Fig. 7 Theoretical Response for Shimmy

5. 결 론

자동차 조향계의 진동 현상인 시미 현상을 해석하기 위해 연구 대상차량의 모델링 뿐만 아니라 차량진동의 가진원인 타이어 유니포머티 성분을 고려한 이론해석용 프로그램을 개발하였으며 이 프로그램을 이용하여 시미 해석용 모델의 정립과 검증을 통하여 차량의 모델변화나 신차종 개발시 본 연구 내용을 이용할 수 있도록 일반 차량메이커에서 사용하고 있는 T.L.H. 좌표를 기준으로 각 부재의 물성치 변화와 타이어의 질량 조건에 따라서도 시미 수준을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하였다.

참고문헌

1. L. E. Kung and W. Soedel, "On the Dynamic Response at the Wheel Axle of a Pneumatic Tire", Journal of Sound and Vibration, 107, pp. 195~213, 1986
2. M. G. Pottinger, K. D. Marshall and J. M. Lasfher, "A Review of Tire pavement Interaction Induced Noise and Vibration", The Tire Pavement Interface, ASTP STP American Society for Testing and Materials, Philadelphia, pp. 183~287, 1986
3. "P/EXCEL Steering Wheel Shimmy 현상 Test(1)", 현대자동차, 승용차시구동설계부, 1986
4. D. L. Nordeen, R. E. Rasmussen, "Factors Influencing the Measuring of Tire Uniformity", SAE 650734, pp. 71~76, 1965
5. J. C. Walker and N. H. Reeves, "Uniformity of Tyres at Vehicle Operating Speeds", American Society for Testing and Materials F9 Committee Symposium on Tyre Uniformity and Vibrational Characteristics on November 14th, 1973
6. T. R. Richards, L. T. Charek and R. W. Scavuzzo, "The Effect of Spindle and Patch Boundary Conditions on Tire Vibration Modes", SAE 860243, pp. 19~30, 1986
7. L. E. Kung and W. Soedel, "Natural Frequencies and Mode Shapes of an Automotive Tire with Interrelation and Classification Using 3-D Computer Graphics", Journal of Sound and Vibration, 102, pp. 329~346, 1985
8. Den Hartog, "Mechanical Vibrations", McGraw-Hill Book Company. Fnc., pp. 170~224, 1956
9. IMSL math library, Ver. 1.1, 1989