

〈논 문〉 SAE NO. 96370041

자동차용 등속조인트의 AXIAL FORCE와 VEHICLE SHUDDER (I)

Vehicle Shudder Associated with Axial Thrust Force of C.V.Joint For Automobile

오 승 탁*
S. T. Oh

ABSTRACT

The plunge joints of C. V. Joint for vehicle tend to produce a cyclic axial disturbance at a frequency of three or six times shaft speed, in which this disturbance caused by internal frictional effect is related to joint angle, rotational speed, torque, and joint size. This principal axial thrust force might make vehicle shuddered when coinciding with vehicle frequency of tranverse direction, and be one of reasons to have driver feel uncomfortable, unesay, while driving vehicle.

The paper makes analysis of axial thrust force & vehicle shudder through computer simulation, comparing the result with experimental data, and reviewing the effect by changing of variables such as dimensions and driving conditions.

주요기술용어 : Cyclic axial disturbance, Shudder, Axial thrust froce.

1. 서 론

등속조인트(Constant Velocity Joint)는 주로 승용차의 전륜 혹은 후륜구동방식에 사용되고 있으며, 등속의 동력전달과 조향의 기능을 동시에 갖춘 동력전달부품으로, 역할에 따라 고정형(Fixed Type)과 플런지형(Flunge Type)으로 구분되며, 일반적으로 고정형은 차륜측에 플런지형은 변속기측에 채용된다.

플런지형 조인트는 TJ(Tripod Joint), DOJ

(Double Offset Joint), VL(Cross Groove Joint)로 크게 구분되며 차량변위를 흡수하기 위해서 조인트 중심이 축방향으로 자유롭게 움직일 수 있도록 허용된 점이 고정형 조인트에 비해 또 다른 특징이라고 할 수 있다.

플런지형 조인트는 동력전달과정에서 조인트 중심의 축방향이동에 따라 일종의 Axial Force가 발생하게 되며 이것은 차량의 급발진시 차체의 Shudder(차체횡요동)을 가져오는 기진원(起振原)으로 작용할 수가 있어, 불안감, 불쾌한 승차감 등을 유발할 수 있다. 또한 이러한 Axial Force는 플런지형 조인트 종류에 따라 차량

* 정희원, 기아중공업(주) 기아기계기술연구소

NVH성(Noise, Vibration, Harshness 性)이 다르게 나타난다. 예를들면 차체의 횡요동, 아이들링 진동, Booming & Beat 음 등이 있으며, 이와같은 NVH문제는 최근차량설계의 주요인자로서 고려되어지고 있다.

본고에서는 플런지형 조인트인 TJ, DOJ의 Axial Force특성 및 부품품질에 의한 영향등을 분석하고, 이것을 차량에 장착한 상태에서, Axial Force 등에 의한 차량횡요동의 영향을 고찰하고자 한다.

2. 본 론

2.1 TJ와 DOJ의 Axial Force

플런지형 조인트의 구조 및 작동원리에 따라 DOJ는 6개볼에 의한 미끄럼운동을 TJ는 3개의 구면로울러에 의한 구름운동을 하게되며, 각각을 임의의 조인트각 및 토오크 상태에서 회전시키면 DOJ는 회전당 6회, TJ는 회전당 3회의 Axial Force가 발생하게 된다^{1), 2), 3)}.

이러한 TJ, DOJ의 Drive Shaft에 걸리는 Total Axial Force는 다음 (1)식으로 표현될 수 있다¹⁾.

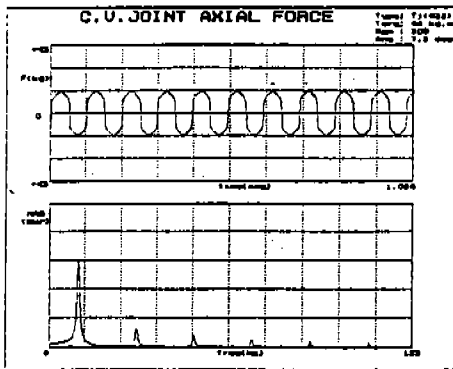
$$Q_e = \sum_{i=1}^n F_{1i}(T, \theta, \alpha, PCD) + F_{2i}(F_{1i}, \mu, \dots) \quad (1)$$

- 여기서 Q_e : Total Axial Force
- F_{1i} : 플런지조인트의 기구학적 Axial 분력
- F_{2i} : 플런징 저항
- T : 구동토크
- θ : 플런지조인트의 조인트각
- α : 볼 혹은 로울러와 그루우브와의 접촉각
- μ : 마찰계수
- n : 볼 혹은 로울러수(TJ : 3개, DOJ : 6개)

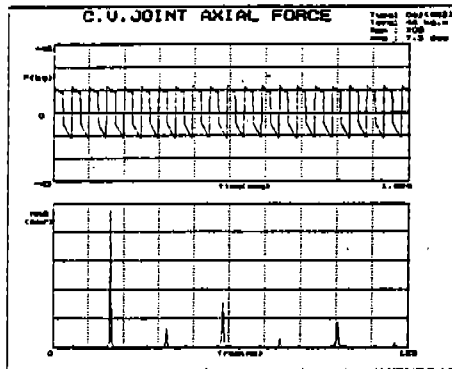
PCD : 조인트의 Pitch Dia. Circle

식 (1)에서 Axial Force는 여러인자의 함수 관계에 있지만, 특히 T, θ , α , μ , n에 크게 영향을 받는다고 할 수 있다. 그림 1은 식 (1)에 의거 동일조건(토크, 조인트각, 회전수)하에서, TJ, DOJ에 대하여 각각 해석한 시뮬레이션 결과이다. 여기서 TJ, DOJ공히 Axial Force의 크기는 비슷하지만, DOJ의 Axial Force 발생주파수가 TJ대비 약 2배정도 높은 것으로 나타나 있다. 이것은 앞에서 언급된 바와 같이 구조적인 차이점(DOJ: 6회 발생/1회전, TJ: 3회 발생/1회전)과 일치함을 알 수 있다.

그림 2는 일정한 토크, 조인트각, 회전수 하에서 TJ, DOJ 각각의 Axial Force를 측정된 결과²⁾인데, 앞서 행한 시뮬레이션결과와 Axial



TJ



DOJ

그림 1 Axial Force 시뮬레이션결과

Force파형상에 차이점이 보이는 것은 TJ의 경우 형상의 오차를 감안하지 않은것이고, DOJ의 경우 DOJ특성상 발생할수 있는 끼임현상(접촉점이 2개소로 되는 경우에 발생)을 고려하지 않은 것에 기인된다고 할 수 있다. 단, Axial Force 크기에 대한 측정치와 시뮬레이션치는 거의 유사하다. 여기서 지면상 그 증명은 생략하기로 한다.

그림 3은 조건하에서 TJ, DOJ에 대하여 각각 0~2500Rpm의 회전수영역에서 해석한 Axial Force 결과이다.

2.2 TJ품질에 의한 Axial Force의 영향

TJ에 있어서 Axial Force에 영향을 줄수있는 품질인자로서는 구름운동부의 형상, 틈새, 마찰계수등을 들수 있다. 먼저 형상변화는 구면로올러가 조립될 수 있도록 그루우브(Groove) 형상을 갖고있는 하우징(Housing)에서 주로 발생한다. 일반적으로 하우징은 냉간단조 혹은 온간단조등의 방법으로 제조된다. 소재제조과정에 따

라 소재내부에 잔류응력의 잔존으로 가공시 그루우브부위의 축방향으로의 형상변화를 초래할수 있으며, 열처리시 열처리장치의 부적합등으로 형상변화를 더욱 열악하게 할수 있다. 그림 4은 관련 하우징의 그루우브 형상(ΦD)의 그루우브 길이(L)를 도시한 것으로서, ΦD의 L방향으로의 변화에 따라, 직선형상, 테이퍼형상, 돌출형상 등으로 그루우브경(ΦD)이 변화할 수 있다.

한편, 하우징 그루우브에 조립되는 구면로올러는 원활한 구름운동을 위하여 그루우브경 보다는 다소 작은 치수로 관리되어지며 이는 곧 부품상호간의 일정한 틈새가 유지되어져야함을 의미한다.

이와같은 틈새는 결국 부품상호간의 접촉각으로서 표현될 수 있다.

이러한 두가지의 품질인자(형상변화, 틈새)는 앞에서도 언급된 바와 같이 기구학적인 Axial Force발생에 그 영향을 줄것으로 판단된다. 먼저 형상변화 측면에서 보면 테이퍼형상과 돌출형상은 전구간 혹은 일정구간에서 형상변화에 따라

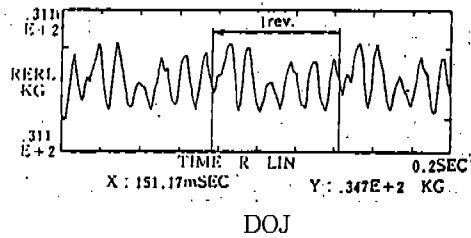
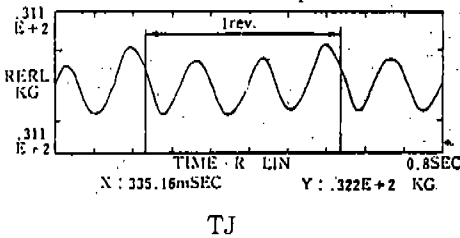


그림 2 Axial Force 측정결과

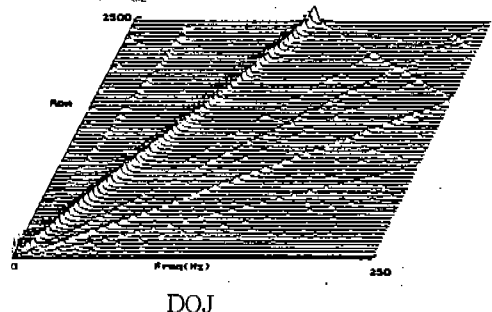
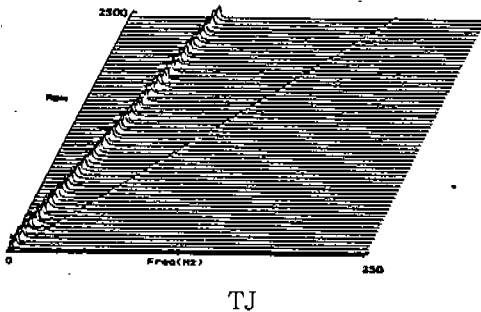


그림 3 회전수변화에 따른 Axila Force 해석 결과

추가적으로 기구학적 Axial 분력발생을 수반하게 된다.

또한 형상변화에 의한 치수의 변화로, 부품상호간의 접촉각이 변화될 수 있기때문에 이영향 또한 고려되어져야 할것으로 보여진다.

따라서 상기 내용을 감안하여 식 (1)을 다시 표현하면 다음과 같다¹⁾.

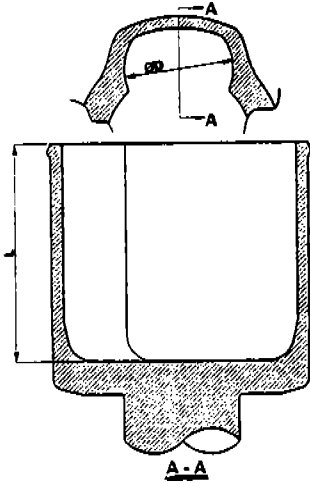


그림 4 하우징그루우브 형상

$$Q_e = \sum_{i=1}^n F_{1i}(T, \theta, \alpha_i, PCD) + F_{2i}(F_{1i}, \mu, \dots) + F_{3i}(T, \theta, \beta, \dots) \quad (2)$$

여기서 Q_e : Total Axial Force

F_{1i} : 플린지조인트의 기구학적 Axial 분력

F_{2i} : 플린징 저항

F_{3i} : 하우징의 형상변화에 의한 기구학적 Axial 분력

β : 하우징 그루우브의 경사각

(직선형상 : 0, 테이퍼형상 : β ,

중앙돌출형상 : $+\beta - \beta$)

식 (2)에, 그루우브의 형상변화와 각형상에 대한 틈새변화를 적용하여 Axial Force의 크기를 계산하면 그림 5과 같다. 이때 마찰계수, 토오크, 조인트각, 회전수 등은 모두 일정한 값으로 가정하고 형상변화 및 틈새변화에 대한 축력의 영향만을 조사하였다. 그림 5에서 직선형상은 —, 테이퍼형상은 /, 돌출형상은 ^으로 모델링하여 해석하였다.

한편, TJ에 있어서 그리이스의 역할은 대단히 중요하다. 그리이스 품질은 Axial force성분중 마찰저항과 직접관계가 있으며, 그리이스종류에 따라서 상당한 Axial Force 저감효과를 가져올

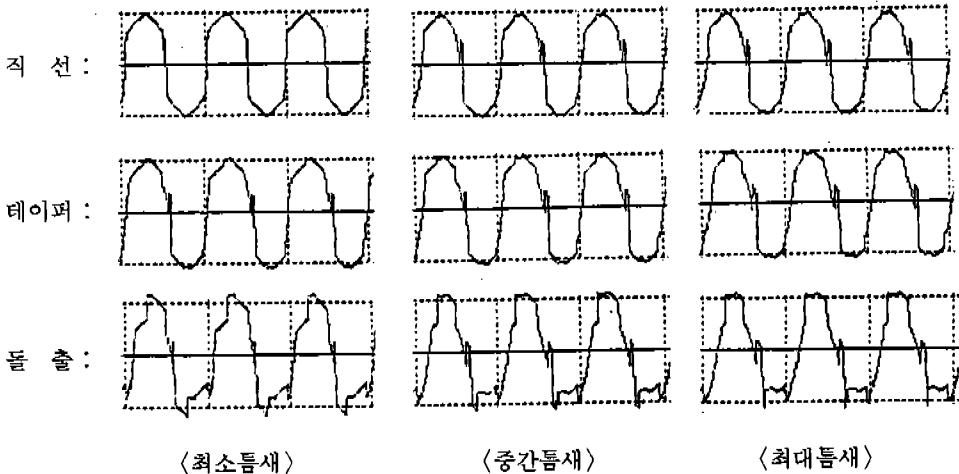


그림 5 그루우브 형상변화에 의한 Axial force 영향

수도 있다.

TJ용 그리이스는 이류화몰리브덴을 적용하지 않는 Li계 그리이스를 사용하고 있으나, 최근들어 저마찰용 그리이스 개발추세에 따라 점차 Urea계로 변모되고 있다. 그림 6은 이러한 그리이스의 마찰계수에 따라 Axial Force변화를 도시한 것이다. 이상의 결과에서 TJ품질에 따른 Axial Force은 하우징그루우브의 형상변화가 직선형상 → 테이퍼형상 → 돌출형상 순서로 증가하며, 틈새가 작을수록 증가하고, 그리이스의 마찰계수가 클수록 증가하는 것으로 나타난다. 그림 7은 이러한 결과를 도시한 것이다.

2.3 Axial Force와 차량흔들음(Shudder)

TJ를 구동축으로 장착한 차량의 경우에 차체 횡방향의 고유진동수와 TJ의 Axial Force 발생 주파수가 일치하게 되면 공진현상이 발생하여 급발진 주행시 차체의 횡방향진동을 체감할 수 있다.

발생원인으로서 차량에서의 기진력 즉 차체 횡방향의 가속도가 큰 경우를 들수 있으며 엔진

마운팅의 불안 및 지지강성 부족등이 그예로서 지적되기도한다. 그리고 TJ의 Axial Force가 조인트각, 전달토크의 증대 및 TJ의 품질상의 문제등으로 증가되어 횡요동의 기진원으로 작용하는것 또는 그 발생원인으로 들 수 있다.

이러한 횡요동문제가 발생하게 되면 다음과 같은 대책방안으로 해결책을 모색할 수 있다.

첫째, 공진주파수를 변경(증가)한다. 여기에는 차량의 지지강성을 보강하는 방법과 플런지형 조인트 타입을 TJ에서 DOJ로 변경하는 방법등이 있다. 단 DOJ를 자동변속기차량에 채용하는 경우에는 아이들링문제가 발생하기 때문에 반드시 수동변속기용에만 한정적으로 적용해야 하는 단점이 있다.

둘째, 기진력을 저감시킨다. 여기에는 차량횡방향의 가속도를 줄이는 방법과 차량배치를 재조정하여 조인트각을 작게하는 방법을 들 수 있으나 이들은 시간비용과 측면에서 현실성이 없는관계로 최근에는 차량설계 단계에서 부터 Low Axial TJ를 채용하는 경향이 있다.

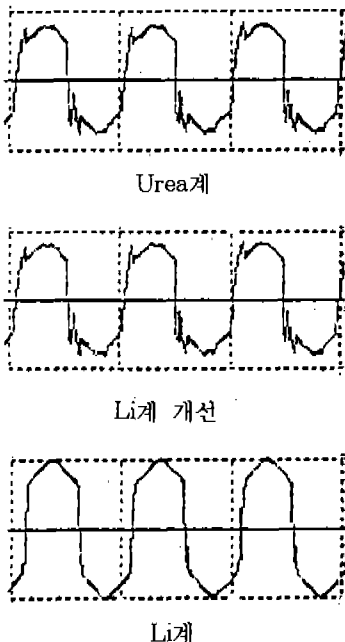


그림 6 그리이스 종류에 의한 Axial Force비교

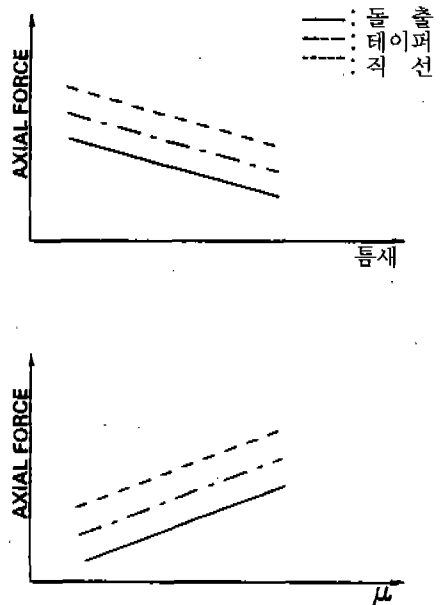


그림 7 마찰계수 및 틈새에 의한 영향

2.4 차량회요동 시뮬레이션

차량의 회요동시험은 1, 2속의 변속위치에서 클러치페달을 떼고 직진방향으로 저속(약 800 ~1000Rpm) 주행하다가 가속페달을 급속히 밟으며 최대속도까지 가속시킨다. 이때 차체의 앞부분은 상향되고 타이어는 하향되며 관성력으로 인하여 축중이 전륜에서 후륜으로 이동된다.

이러한 현상을 감안하여 다음과 같은 가정하에 그림 8과 같이 10자유도로 모델링 하였다.

- (1) 도로조건은 건조한 평탄면이다.
- (2) 주행방향은 직진이며, 주행속도는 변속단을 고정시켜 시간에 선형적으로 증가하고, 전륜의 타이어는 지면으로부터 분리되지 않는것으로 한다.
- (3) 조인트각의 현가장치의 구속전까지는 선형적으로 증가하고 구속이후에는 일정한 것으로 한다.
- (4) 전륜타이어는 구동력이 전달되는 부위로서 슬립을 고려하여 비선형으로하며 그의 선형으로 한다.
- (5) 차량거동에 의한 Power Hop계수는 고려하지 않는다.

그림 8의 모델링에 의해 Lagrange 방정식을 이용하면 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다⁴⁾.

$$[M](\ddot{X})+[C](\dot{X})+[K](X)={F} \quad (3)$$

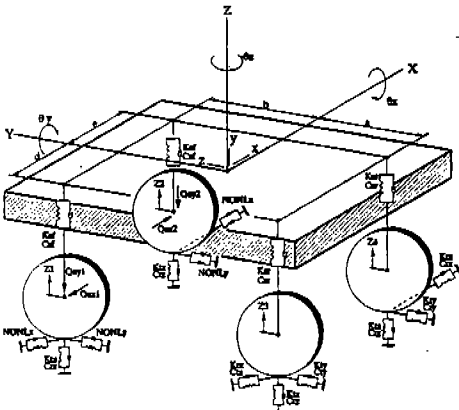


그림 8 차량회요동 모델링

여기서 [M] : 질량행렬
 [C] : 감쇠행렬
 [K] : 강성행렬
 {F} : 가진력 벡터(Qe, NONLy, NONLx, NONRy, NONRx)
 Qe : Axial Force
 NONLx, NONLy : x, y방향의 좌측전륜 타이어 비선형력
 NONRx, NONRy : x, y방향의 우측전륜 타이어 비선형력

식 (3)의 운동방정식중에서 비선형항목은 차량가속에 의한 전륜축의 축중감소로 지면과의 전륜타이어 접지상태가 변화하는 점이 고려된 것으로서 다음과 같이 정리될 수 있다³⁾.

$$\begin{aligned} &Wg1 \geq Ktz \times z1 \text{에서 } Abs(Kty(d \times \theta z - y)) \\ &\leq Abs(Wg1 - Ktz \times z1) \times \mu r \text{ 때} \\ &NONLx = Ktx(x - b \times \theta z) \\ &NONLy = Kty(\theta z \times d - y) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} &Wgr \geq Ktz \times z2 \text{에서 } Abs(-Kty(e \times \theta z + y)) \\ &\leq Abs(Wgr - Ktz \times z2) \times \mu r \text{ 때} \\ &NONLx = Ktx(x + b \times \theta z) \\ &NONLy = -Kty(\theta z \times e + y) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} &Wg1 \geq Ktz \times z1 \text{에서 } Abs(Kty(d \times \theta z - y)) \\ &\geq Abs(Wg1 - Ktz \times z1) \times \mu r \text{ 때} \\ &NONLx = Ktx(x - b \times \theta z) \\ &NONLy = (Wg1 - Ktz \times z1) \times \mu r \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} &Wgr \geq Ktz \times z2 \text{에서 } Abs(-Kty(e \times \theta z + y)) \\ &\geq Abs(Wgr - Ktz \times z2) \times \mu r \text{ 때} \\ &NONLx = Ktx(x + b \times \theta z) \\ &NONLy = (Wgr - Ktz \times z2) \times \mu r \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 Wg1, Wgr : 좌, 우측 전륜의 축중량
 Ktx, Kty, Kyz : x, y, z방향의 전륜타이어의 강성계수
 z1, z2 : 좌, 우측 전륜의 Z방향 변위
 x, y : 차체질량중심의 x, y방향 변위

- θ_z : 차체질량중심의 z축방향 각도변위
- μr : 전륜타이어와 지면과의 마찰계수
- b, d, e : 차량전축위치, 전축에서 좌우륜의 위치

2.5 계산방법

Axial Force해석은 조인트각의 위상변화에 따라 TJ, DOJ에 대하여 각각 계산을 수행하였고, 차량횡요동 해석은 식 (3)에 식 (2)와 식 (4~7)을 대입하고 차량주행조건을 가정(가-마)과 같이 적용하여 전체지배방정식을 만든다음, 수치적분방법인 Runge-Kutta법을 이용하여 차량의 횡방향가속도를 구하였다. 이것은 다시 FFT알고리즘을 만들어 주파수분석을 행하였다.

2.6 계산결과와 시험확인

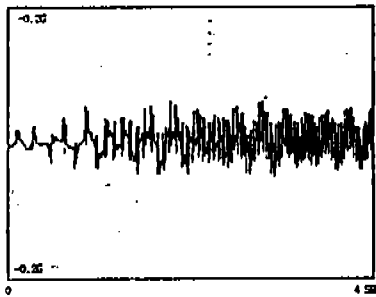
2.5항의 계산방법에 의거, 해석대상차량의 테

이타를 입력하여 차량의 횡방향가속도를 계산한 값은 실제차량의 횡요동시험결과와 유사한 파형을 나타내고 있으며, 크기 또한 비슷함을 그림 9에서 알 수 있다. 그러나 실차시험에 있어서 주행도로상에 약간의 구배가 있었던 점과 해석시 해석대상차량의 정확한 데이터 미입력(예를들면, 타이어의 y방향스프링상수 미입수로 인하여 레이디얼타이어의 편람을 이용한 추정데이터의 이용)된점, 그리고 엔진주변의 기진력등이 고려되지 않은점과 횡가속도용 계측기의 비좁은점 등으로 인하여 해석과 시험결과 사이에는 다소 차이가 있음을 분명히 하고자 한다.

2.7 해석 결과 분석

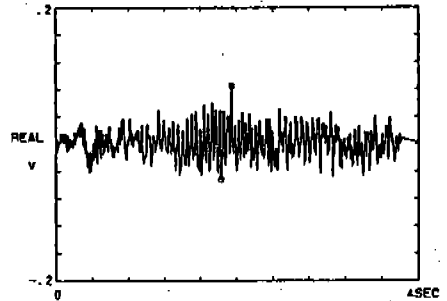
차량횡요동의 해석은 TJ와 DOJ의 구조적인 비교와 TJ품질에 의한 영향분석 등에 중점을 두고 행하였으며, 차량의 외부인자 및 주행조건에 대한 영향평가도 병행하여 수행하였다.

TJ 품질에 대한 영향은 그림 10에 도시되어

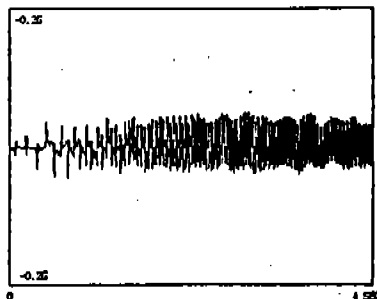


<해석결과>

(9a) 1단 가속 출발

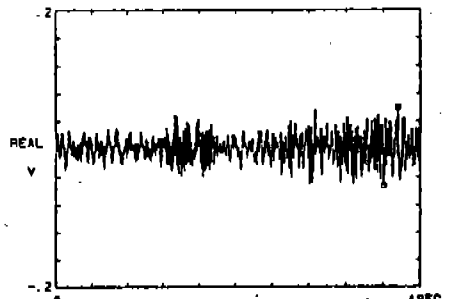


<시험결과>



<해석결과>

(9b) 2단 가속 출발

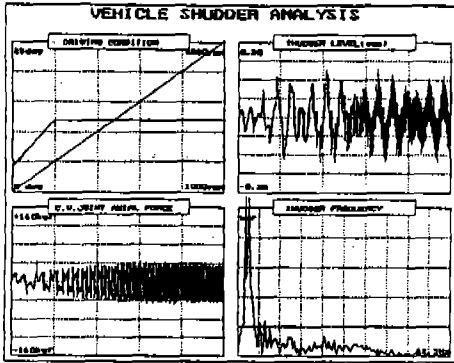


<시험결과>

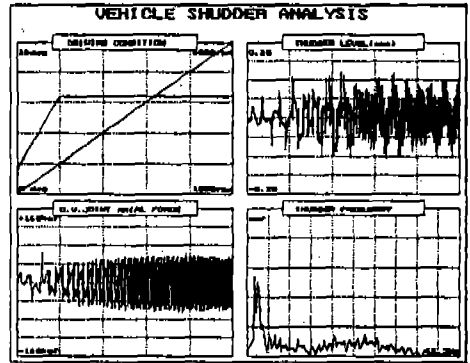
그림 9 TJ장착차량의 횡가속도

있다. 그림 10에서 TJ하우징의 그루우브형상변화는 그다지 큰차이는 아니지만, 그림 5에서의 경향과 유사하게 직선형상→테이퍼형상→돌출형상 순서로 횡요동레벨이 증가한다. TJ와 DOJ의 구조적인 차이로 인한 차량횡요동을 비교하면 그림 11과 같다. 그림 11에서 동일 차량상태 및 주행조건하에 같은 크기의 Axial Force에도 1단가속의 경우에는 DOJ의 횡요동레벨이 TJ보다 현저하게 낮은것을 알수 있으며 2단가속의 경우에는 횡요동발생 주파수가 TJ의 약 2배위치로 이동되어 있음이 쉽게 인지될수 있다. 이것은 결국 그림 1의 Axial Force의 발생주파수의 경향과 일치함을 나타낸다.

다음은 차량주행상태 변화에 대한 횡요동의 영향을 조사하기로한다. 차량에 TJ를 조립하는 과정에서 좌우측 TJ의 그루우브의 이상이 같거나 상이할수가 있다. 소위 동위상과 역위상이 그것이다. 역위상의 경우 TJ의 좌우 Axial force합(합)의 형태로 한쪽방향으로 기진력이 작용하게되며 동위상의 경우 좌우 Axial Force가 상호상쇄된 형태로 한쪽방향으로 기진력이 작용하게되어 전자의 횡요동레벨이 후자보다 크게 증가하게 된다. 또한 차량의 Lay-Out에 의하여 결정되어지는 조인트각은 주요설계인자로 인식되고 있을정도로 횡요동에 미치는 영향이 크다. 최근 횡요동저감을 위하여 차량설계 단계부터 낮은 조

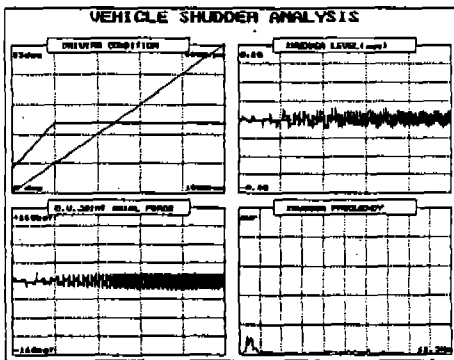


〈TJ의 역위상〉

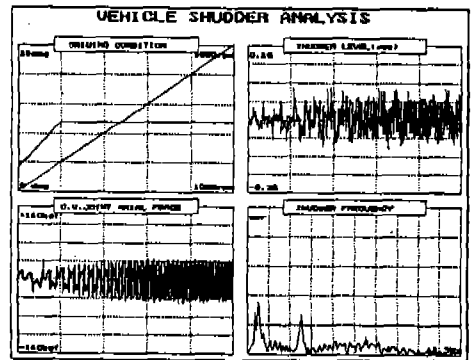


〈조인트각의 UP〉

그림 12 차량주행 조건변화에 의한 영향(TJ)



〈TJ의 마찰저항 저감〉



〈엔진마운팅의 기진력 생성〉

그림 13 기진력 변화 및 생성에 따른 영향

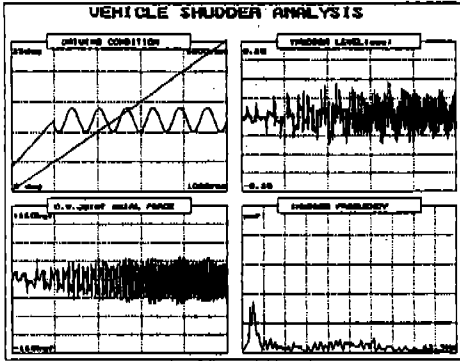


그림 14 현가시스템변동의 영향

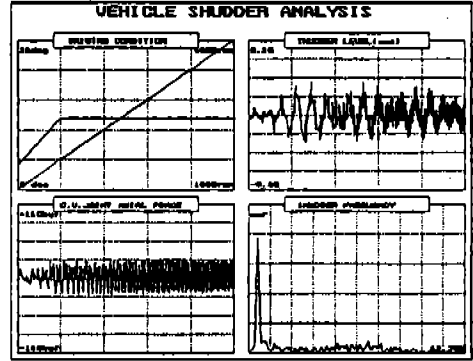


그림 15 TJ+DOJ 조합의 영향

인트각의 Lay-Out을 감안하고 있다. 그림 12는 전술내용에 관한 결과로서 도시한 것이다.

기진력의 생성과 변화는 차량의 횡요동에 또다른 영향인자로서 고려될 수 있다. 그림 13은 이러한 내용을 도시한 것으로 TJ에 Low Axial용 그리이스를 채용할 경우 현저한 횡요동저감을 얻을 수 있다는 점과 엔진마운팅의 불안정으로 차량횡방향의 기진력이 생성되었을때, 횡요동의 변화와 또다른 주파수영역에서 공진이 발생할 수도 있다는 점이 분석의 주요포인트라고 할 수 있으며, 그림 14는 현가시스템의 기진력을 가정하여 조인트각을 일정한 주기로 변화시켰을때의 횡요동변화를 관찰한 것으로서 Axial Force 증가는 보이지만 횡요동의 급격한 변화는 보이지 않는다.

그리고 그림 15는 차량횡요동의 대책방안의 일환으로 채용되고있는 예를 해석한 것으로서 TJ+TJ조합에서 TJ+DOJ조합으로 변경적용하여 TJ와 DOJ의 질중효과를 횡요동저감을 피할 수 있다고 알려져 있다. 그러나 그림 15에서 보면 횡요동의 저감효과는 나타나지 않고 역으로 증가된 결과를 얻게되어 추후 재검토가 필요한 것으로 판단된다.

3. 결 론

지금까지 보고는 등속조인트의 종류 및 TJ품질에 따른 Axial Force의 영향을 조사하고, 차량시뮬레이션을 통하여 해석과 실험적 방법으로

횡요동현상을 분석하였으며, 이를 각각의 주행조건 및 차량조건 변화에 적용하여 차량횡요동에 미치는 영향을 조사하였다. 이상의 결과를 종합하여 정리하면 다음과 같이 요약될 수 있다.

- 1) 플러지형 조인트(TJ, DOJ)에 관한 Axial Force계산 프로그램과 차량횡요동해석을 위한 프로그램을 개발하였고, 이를 실험과 비교확인함으로써 향후 등속조인트의 거시적 사양결정에 이용할수 있는 기반을 마련하였다.
- 2) Axial Force는 플러지형조인트의 종류에 따라 TJ는 3회/1회전, DOJ는 6회/1회전으로 발생하여 기구학적상 발생주파수가 DOJ가 TJ의 약 2배정도 높다. 한편, TJ의 품질변동에 대한 Axial Force의 영향은 하우징 그루우브형상이 직선→테이퍼→중앙돌출의 순서로 좋지않으며, 틈새가 작을수록, 마찰계수가 클수록 열악(Axial Force의 UP) 해진다.
- 3) 차량횡요동은 구조적으로 DOJ가 TJ보다 낮아 유리하고(단, 수동변속기장착 차량에 한함), 조인트각이 작을수록, 조인트내 그리이스의 마찰계수가 작을수록 낮으며 TJ의 장착상태가 동위상의 경우에 낮다. 한편, 엔진마운팅 불안에 따른 추가기진력 생성은 차량횡요도에 다소영향을 미치며, TJ품질 및 현가계의 변화는 차량횡요동에는 큰 영향을 주지 않으나 차량의 전반적인 NVH성이 나빠진다.

- 4) TJ+DOJ조합의 채용은 차량횡요동 저감에 큰효과를 주지않는 것으로 판단되나 추후재분석이 요청된다.

참 고 문 헌

1. "Tripod Joint의 軸力解析 및 軸力低減方案에 관하여", 기공기보 제 3 권제 1 호, 1989, p. 37~51.
2. "等速ツ" ヨイントの 振動問題と ク"リースについて", NTN 기술보고서, No. 54, 1988.
3. 知久建一外: "ハ"ウホツフの 解析, 自動車技術會論文集, No. 1, 1970.
4. Wells, D. A., Lagrangian Dynamics (1967), Mc-Graw Hill.
5. ASME, Drive Shaft & C. V. Joint.
6. Andrew D. Vibration for Engineers, Prentice-Hall.
7. Lonniec. L., Fundamentals of Digital Signal Processing.
8. Daniel J., Vibration With Control Measurement & stability.
9. Johnny R., Introduction to Digital Signal Processing.
10. Paul M., C Language Algorithms for Digital Signal Processing.