

4WD 차량의 주행 차체진동 개선을 위한 Driveline 최적화 Optimization of 4WD Driveline for Improvement of Body Vibration in Driving Condition

이재운*·⁰민경재**·정승균***
JaeWoon Lee, KyoungJae Min, SeungGyun Chung

Key Words : propeller shaft(추진축), CV joint(등속조인트), running mode analysis(러닝모드 분석)

ABSTRACT

Generally the noise and vibration characteristics of 4WD vehicle is closely related to the characteristics of driveline such as bending mode, torsional mode, unbalance and nonuniformity of propeller shaft. In this paper the 4WD vehicle which has body vibration problem in high speed driving condition was tested. The sources of the body vibration and its transfer path are investigated by experimental approach. According to the experimental assessment, the body vibration is caused by the nonuniformity of joint of propeller shaft. And this paper presents a kinematic model of a vehicle driveline for the optimization of a driveline characteristics. Finally the optimized result of the driveline has been verified through the experiment.

1. 서론

일반적으로 4WD 차량에서는 차량 전체의 소음진동 성능이 드라이브라인의 진동특성에 크게 영향받는다. 따라서 자동차의 소음진동 특성을 개선하기 위해서는 구동계 드라이브라인의 비틀림, 굽힘진동 특성의 평가 해석 및 드라이브라인에 사용되는 조인트 특성들에 대한 상세한 고찰 및 개선이 필수적이다. 특히 드라이브라인에 사용되는 조인트들의 특성은 조인트의 거치상태에 따라 비틀림 진동의 가진력이 결정되므로 차량 개발의 레이아웃 설계 단계에서부터 최적화되어야 함은 물론이다.

4WD 차량은 파워트레인의 길이가 전륜구동 차량보다 길기 때문에 굽힘진동에 의한 문제가 발생될 가능성이 매우 높으며 4WD 차량에 요구되는 주행성능과 관련하여 서스펜션 상하거동에 의해 드라이브라인의 조인트 각도가 크게 변화되므로 토크 변동 및 비틀림진동에 의한 문제가 야기될 가능성도 높다. 또한 프로펠러샤프트의 질량이 크고, 길이가 길기 때문에 프로펠러샤프트의 밸런싱이 매우 중요하며 축의 선회운동에 대한 특성들에 대한 검토가 매우 필요하다. (1), (2)

본 연구에서는 고속주행시 차체진동 및 부밍노이즈가 문제된 4WD 차량에 대해 문제발생 원인을 실험적으로 조사하여 문제현상이 프로펠러샤프트

트의 진동특성 부적절에서 기인함을 밝혔고 그에 따른 개선대책을 드라이브라인의 최적화 관점에서 수립하여 개선효과를 확인하였다.

2. 고속주행 소음진동 특성평가 및 원인 분석

2.1 초기 평가 결과

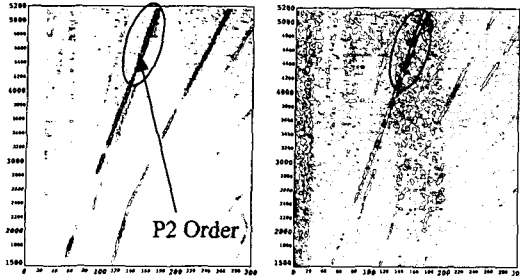
고속주행시 차체 진동 및 부밍노이즈 과다 문제가 발생된 차량은 중치엔진의 4WD 차량으로 V6 가솔린엔진이 장착되어 있으며 원래 모델에 비해 휠베이스가 축소된 파생차종이다. 일반 주행 평가시 차체진동 및 부밍노이즈가 차속 135kph에서부터 증가하기 시작하여 145kph에서 피크를 나타내고 있었다. 또한 탑승인원 및 탑재중량에 따라 진동 및 소음의 레벨차이가 커서 차량의 자세에 따라 변하는 프로펠러샤프트 조인트각도와 연관이 있다는 것을 예측하고 계측평가를 실시하였다. Fig. 1은 문제차량의 실내소음과 차체진동에 대한 초기 평가결과 데이터이다. Fig. 1(a)에서와 같이 차속이 증가됨에 따라 프로펠러샤프트의 2차 회전성분의 기여도가 매우 큼을 알 수 있다.

Fig. 1(b),(c)는 프로펠러샤프트의 2차 성분 에 대해 차수분석한 결과를 나타내는데 고속주행 영역에서 전체 레벨에 기여하는 기여도가 매우 크게 나타났으며 문제주파수는 167Hz임을 확인할 수 있었다

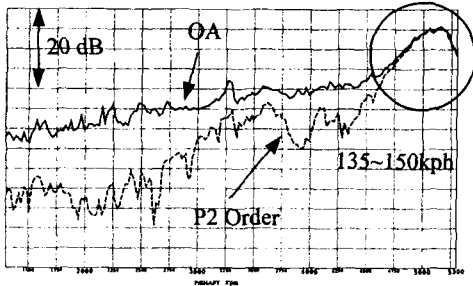
* 현대자동차 기능시험2팀
E-mail : jwleenv@hyundai-motor.com
Tel : (031) 369-5677, Fax : (031) 369-5699

** 현대자동차 기능시험2팀

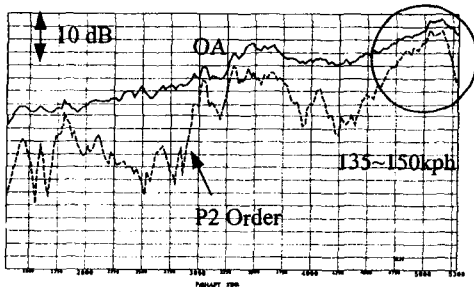
*** 현대자동차 기능시험2팀



(a) Waterfall Data (Noise/Vibration)



(b) Order Tracking Data of Body Vibration



(c) Order Tracking Data of Interior Noise Data

Fig.1 Initial Measurement Data of the Tested Vehicle in Driving Condition

3. 실험적 접근을 통한 원인 분석

3.1 러닝모드 분석

초기평가를 통해 확인된 바와 같이 문제현상은 프로펠러샙프트의 조인트에서 야기되는 2 차 회전성분의 토크 불균일 전달 및 회전불균일 전달에 따른 관성력에 의한 것이므로 이러한 가진력이 어떠한 전달경로로 문제가 발생되는지 조사하기 위해 주행시 주요 샤시시스템의 러닝모드를 분석하였다.

Fig. 2 는 러닝모드 분석에 사용된 모델을 나타내고 있다. 엔진 및 변속기등의 드라이브라인과 샤시프레임, 로워아암 및 바디마운트등을 표현하기 위해 총 72 개의 지점에서 주행중 가속도를 측정하여 러닝모드를 분석하였다.

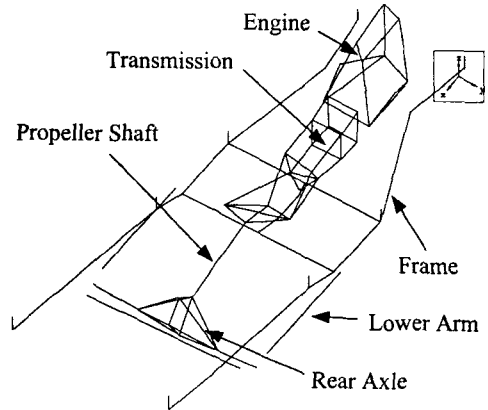


Fig. 2 Model for Running Mode Analysis

러닝모드 분석 결과 확인된 진동모드중 167Hz 모드는 Fig. 3 에서와 같이 로워아암이 상하로 진동하면서 파워트레인의 끝단부와 샤시프레임이 상하 굽힘진동, 리어액슬은 피치운동하는 형태로 프로펠러샙프트의 2 차가진력에 의해 공진되는 것으로 확인되었다.

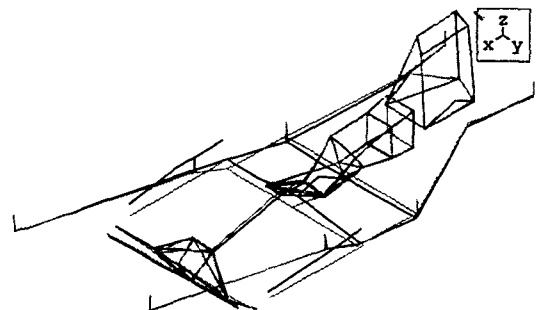


Fig. 3 Lower Arm Bouncing Mode(167Hz)

3.2 고속주행시 진동 소음의 발생원인

이상과 같은 평가 결과를 종합하면 고속주행시 진동 소음의 발생원인 및 전달경로는 Fig. 4 와 같이 프로펠러샙프트의 2 차 성분 가진이 리어액슬, 파워트레인 및 로워아암의 공진에 의해 샤시

프레임의 진동을 발생시키고 이 진동이 바다마운트를 통해 차체진동과 부밍노이즈로 전달되는 것으로 확인되었다.

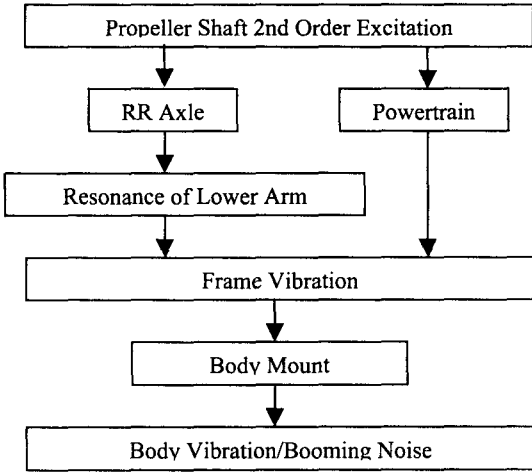


Fig. 4 Excitation Source and Transfer Path

4. 프로펠러샤프트 조인트 특성

4.1 후크 조인트 특성

후크조인트는 구동축과 수동축의 2 개의 요크와 이를 연결하는 크로스(또는 스파이더)로 이루어지는데 구동축과 수동축이 일정한 각도를 유지하면서 동력을 전달할 때 널리 사용된다. 그러나 구동축과 수동축간의 각도에 따라 토크 및 회전속도가 불균일하게 전달되는 부동속성에 의해 진동 및 소음 문제가 야기되기도 한다(Fig. 5).

Fig. 5 에서와 같이 구동축이 1 회전할 때, 수동축은 회전각, 각속도, 각가속도등이 2 회 변동하게 되어 진동소음원으로 작용하게 된다.

구동축의 회전각 및 각속도를 각각 θ , ω (일정)라 하고 수동축의 회전각, 각속도 및 각가속도를 각각 Θ_1 , ω_1 , a_1 , 구동축과 수동축간의 조인트 각도를 ϕ 라고 하면, 이들의 관계는 조인트 각도가 10° 이내일 때, 근사적으로 다음과 같다.⁽³⁾

$$\Theta_1 = \theta - A \sin 2\theta \quad \text{----- (1)}$$

$$\omega_1 = \omega - 2A\omega \cos 2\theta \quad \text{----- (2)}$$

$$a_1 = 4A\omega^2 \sin 2\theta \quad \text{----- (3)}$$

$$A = \phi^2 / 4$$

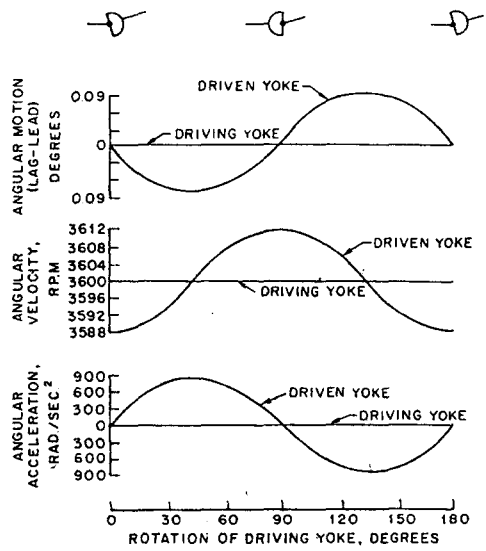


Fig. 5 Nonuniformity of Hooke's Joint (4.5° , 3600rpm)

4.2 프로펠러샤프트 특성

프로펠러샤프트는 엔진으로부터의 구동력을 액슬 및 타이어로 전달하여 추력을 발생시키는 것으로 서스펜션의 범프 및 리바운드 거동을 흡수해 주기 위해 유니버설조인트를 2 개이상 사용한다. 2 개의 후크조인트로 이루어진 프로펠러샤프트의 특성은 다음과 같다.

Fig. 6 에서와 같이 2 개의 후크조인트로 이루어진 프로펠러샤프트의 조인트각을 각각 ϕ_1 , ϕ_2 라 할 때, 각가속도 변동량에 관한 식을 근사화하여 ϕ_{res} 을 계산할 수 있다. 이는 2 개의 조인트로 이루어진 프로펠러샤프트의 각가속도 변동량과 동일한 1 개의 후크조인트로 모델링하는 것과 상응한다.

$$\phi_{res} = \sqrt{|\phi_1^2 - \phi_2^2|} \quad \text{----- (4)}$$

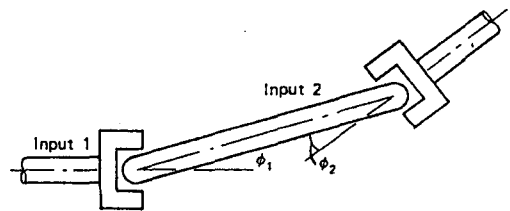


Fig. 6 Typical Cross-Type Universal Joint

식 (4)에서 알 수 있듯이 2 개의 후크조인트로 이

루어진 샤프트에서 조인트각을 서로 같도록 하면 ϕ_{res} 이 0° 가 되어 부동속성을 상쇄시킬 수 있다.

ϕ_{res} 이 결정되면 식(3)에서 최대 각가속도는

$$a_{max} = \phi_{res}^2 \omega^2$$

이고 일반적으로 최대 각가속도를 400 rad/sec^2 이하로 설계하면 문제없는 것으로 보고되어 있다. (3)

5. 드라이브라인 최적화 및 개선 확인

5.1 드라이브라인 최적화

엔진에서 발생된 토크가 변속기 및 크랜스퍼를 거쳐 프로펠러샤프트를 통해 리어액슬로 전달되는 동력전달계를 모델링하기 위해 트랜스퍼 출력축의 각가속도가 일정하다고 가정하고 액슬샤프트의 각가속도 변화를 조인트의 기구학적 관계를 유도하면 다음과 같다.

$$a_{AXLE} = \frac{\omega_{TF}^2 \cos\phi_{TF} \cos\phi_{AXLE}}{(1 - \sin^2\theta_{TF} \sin^2\phi_{TF})^2 (1 - \sin^2\theta_p \sin^2\phi_{AXLE})} \cdot \left(\sin^2\phi_{TF} \sin 2\theta_{TF} + \frac{\cos\phi_{TF} \sin^2\phi_{AXLE} \sin 2\theta_p}{1 - \sin^2\theta_p \sin^2\phi_{TF}} \right) \quad (5)$$

$$\theta_p = \tan^{-1}(\tan\theta_{TF} \cos\phi_{TF}) + \pi/2 - \delta_{PL}$$

여기에서 a_{AXLE} 은 리어액슬의 각가속도, ω_{TF} 는 트랜스퍼의 각속도, ϕ_{TF} 는 트랜스퍼 샤프트와 프로펠러샤프트가 이루는 삼차원 각도, ϕ_{AXLE} 는 프로펠러샤프트와 액슬샤프트가 이루는 삼차원 각도, θ_{TF} 는 트랜스퍼 샤프트의 회전각도, δ_{PL} 은 트랜스퍼축, 프로펠러샤프트가 이루는 평면과 프로펠러샤프트, 액슬샤프트가 이루는 평면의 사잇각을 의미한다.

식(5)를 사용하여 문제차량의 드라이브라인에 대해 ϕ_{TF} 가 6500 rpm (프로펠러샤프트의 최대회전수)로 주어질 때 각가속도를 계산하였다(Fig. 7) Fig. 7 에서와 같이 최대각가속도는 7085 rad/sec^2 으로 기존 스펙을 크게 상회하는 것으로 나타나 설계 변경 요구됨을 확인할 수 있었다.

개선안을 도출하기 위해 트랜스퍼축 조인트 각

도, 리어액슬축 조인트 각도, 리어액슬 센터의 좌우 편심량 유무(23mm) 및 등속조인트 사용 여부를 변수로 하여 리어액슬 샤프트의 최대 각가속도를 계산하여 Table 1 에 나타내었다. 프로펠러샤프트에 사용된 후크조인트를 모두 등속조인트로 대체하는 것도 개선안이 될 수 있으나 효율적인 개선안을 찾기 위해 등속조인트 2 개 사용하는 것은 배제하였다.

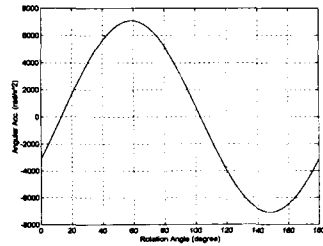


Fig. 7 Calculation Result of Axle Shaft Angular Acceleration

Table 1 Optimization Case study(Maximum Angular Acceleration)

Case	Angle Between Axle Shaft and Frame (rad/sec ²)	
	14.5° (Original)	12.0°
1. Original	7085.1	8155.4
2. Axle Offset (-23mm)	808.5	6372.7
3. CV Joint (Transfer Side)	3668.1	1038.1
4. 2 + 3	2646.7	0.8

Table 1 에서 리어액슬과 샤시프레임 기준선과 이루는 각도 14.5° 는 초기각도, 12° 는 액슬축 조인트각도가 0° 가 되는 각도를 의미한다. 또한 Table 1 에서 2 번 경우는 액슬 센터가 23mm 편심되어 있던 것을 편심량을 제거한 경우이고 3 번 경우는 트랜스퍼축의 조인트를 후크조인트에서 등속조인트로 대체한 경우, 4 번 경우는 2 번 경우와 3 번 경우를 동시에 적용한 경우이다.

Table 1 에서와 같이 액슬의 자세를 조정하여 액슬축 조인트 각도를 0° 로 해도 부동속성이 서로 상쇄되지 않아 각가속도가 8155 rad/sec^2 로 오히려 증가된다. 리어액슬의 편심량을 23mm 제거함으로써(2 번 경우, 액슬각도 14.5°) 최대 각가속도

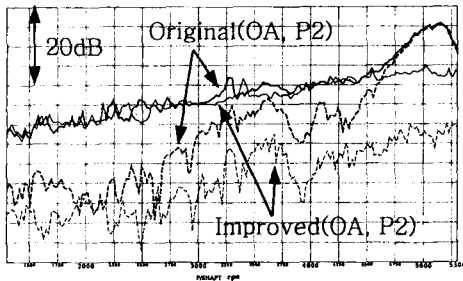
를 개선할 수 있으나 개선치가 809 rad/sec²로 기준 스펙에는 미치지 못한다. 등속조인트를 사용하는 것도 리어액슬의 편심량 개선 및 리어액슬의 각도 개선과 동시에 적용하지 않으면 개선효과가 미미함을 확인할 수 있다.

로워아암의 상하방향 공진모드를 제어하는 것도 개선안으로 검토되었으나 프로펠러샤프트의 회전 2 차 성분의 가진력이 과다해서 전달경로상의 개선대책은 효용성이 적었다.

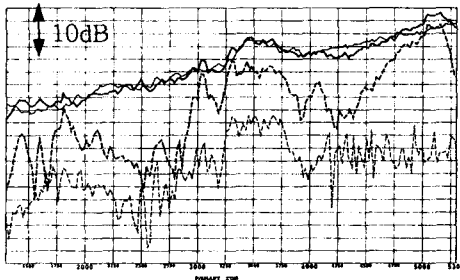
이상의 계산 결과 및 검토에 의해 트랜스퍼측의 후크조인트를 등속조인트로 바꾸고 리어액슬의 편심량 수정(-23mm) 및 리어액슬의 각도를 변경(12°)하는 것이 최적의 개선안인 것을 확인할 수 있다.

5.2 개선효과

최적화된 드라이브라인 개선안의 효과를 검증하기 위해 확인시험을 수행하였다. Fig. 8 은 확인 시험 결과를 나타내고 있다. Fig. 8 에서와 같이 최적화된 개선안을 적용하였을 때, 차체진동은 12dB, 실내소음은 약 3dB 개선되는 것을 확인하였다.



(a) Vibration Data



(b) Interior Noise

Fig. 8 Optimized Result of the Tested vehicle

6. 결론

본 연구에서는 고속주행시 차체진동 및 부밍노이즈가 과다하게 발생하는 차량에 대해 러닝모드 분석 및 차수분석등의 실험적 방법에 의해 문제현상의 발생원인과 전달경로를 규명하였고 드라이브라인의 기구학적 검토를 통해 드라이브라인을 최적화하여 개선안을 수립하였다. 최종적으로 실차에 개선안을 적용하여 효과를 확인하므로써 본 연구의 접근 방법의 효율성을 검증하였다.

참고문헌

- (1) Rob Higley, John Hiatt, 2001, "Errors in the Drivelin System Balancing Process", SAE 2001-01-1504
- (2) H.Y. Isaac Du, Jeff Morgan, Jason M. Wong, Richard Salmon, 2001, "Modeling and Correlation of Driveshaft Whirl Dynamics for RWD Sport Utility Vehicles", SAE 2001-01-1503
- (3) E. R. Wagner etc., 1991, Universal Joint and Driveshaft Design Manual, SAE
- (4) George H. Martin, 1982, Kinematics and Dynamics of Machines, McGraw-Hill