

차량 주행시 동력전달계의 진동 특성 연구

0최은오* · 홍동표** · 안병민***

A Study on the Vibration Characteristics of Powertrain in Motion

Euno Choi · Dongpyo Hong · Byungmin Ahn

Abstract

The powertrain is a system of exciters which are connected by vibration transmitters and noise radiators. The powertrain has infinite natural frequencies. If the engine explosion excites a certain natural frequency, then the powertrain system seriously vibrates. The torsional vibration arises from here. Torsional vibration like this can cause various noises as rattle and booming. In this study, the simulation models of multiple degrees of freedom were developed to reduce the torsional vibration of the powertrain. These models are combined mass moment of inertias with torsional springs. The free and forced vibration analyses were carried out by these models; and the validity of the simulation models were checked by the field test. The reduction effect of the torsional vibration along the driveline design factor is presented by the analytical results.

1. 서 론

자동차 설계시 낮은 연료소비와 고출력화로 인해 구동계의 회전속도는 증가하고 무게는 감소되는 추세이다. 그러나 엔진의 고출력화와 경량화에 의해 플라이휠에서는 토크 변동이 크게 되고, 이는 구동계 진동 소음 악화의 원인이 된다.

차량 구동계는 진동을 발생시키는 많은 요소들로 이루어져 있는데, 특히 4륜구동 차량의 구동계는 변속기에 트랜스퍼 케이스가 결합되고, 전후 추진축으로 동력이 배분되며 두 개의 디퍼렌셜과

네 개의 액슬 샤프트가 덧 붙여지는 복잡한 구조를 갖고 있다. 이러한 구동계의 복잡성으로 인하여 다양한 진동 소음이 발생하고 있어, 구동계의 진동 소음 저감을 위해서는 구동계 회전에 의한 비틀림 진동에 대한 연구가 요구되고 있다. 구동계의 비틀림 진동은 모든 구성 요소가 복합적으로 연관되어 발생하고 있기 때문에 전체를 고려한 시스템 문제로서 진동원 규명이 필요하다.

구동계 진동 소음 저감을 위하여 많은 연구들이 수행되었으나 엔진 크랭크축에 대한 비틀림 진동^{(1),(2)}이나 대형 트럭 구동계의 비틀림 진동^{(3),(4),(5)}에 대한 연구로서 2륜구동 차량 구동계에 대한 진동 해석이 주류를 이룬 반면 4륜구동에 대한 연구는 미진한 상태이다. 이는 이제까지의 4륜구동 차량에 대한 연구는 진동 소음 문제 보다 견인력, 주행 안정성, 전후륜의 효율적인 동력배분 등의 문제

* 단국대학교 기계공학과

** 전북대학교 정밀기계공학과

*** 전북대학교 정밀기계공학과 대학원

에 보다 큰 관심이 있었기 때문으로 생각된다. 그러나 세계적으로 상시 4륜구동 차량(Full-time 4WD)이 증가하고 있는 추세에서 4륜구동 차량 구동계의 진동 소음 저감에 대한 연구가 필요시 된다.

본 연구에서는 구동계 진동원 규명과 진동 소음 저감 방안을 목적으로 하였다. 이러한 목적을 위해 구동방식별로 질량관성모멘트와 비틀림 스프링이 조합된 진동 해석 모델을 이용하여 자유 진동과 강제 진동 해석을 하였다. 자유 진동 해석으로 고유진동수와 모우드를 구하여 비틀림 진동 특성을 분석하였고, 실제 엔진 가진 토크를 적용하여 구동계의 강제 진동 응답을 조사하였으며, 또한 시뮬레이션의 검증을 위하여 실차실험을 수행하였다. 이를 통하여 구동계 설계 인자의 비틀림 진동 영향도와 비틀림 진동 저감 방안 및 저감 효과에 대해 연구하였다.

2. 동력전달계 비틀림 진동 해석

2.1 동력전달계 모델링

차량 동력전달 과정을 따라 엔진에서 타이어에 이르기까지 동력전달계 전체를 질량 관성 모멘트, 비틀림 강성 그리고 감쇠의 변수들로 등가화하였다. 각 요소의 질량 관성 모멘트와 비틀림 스프링 강성들은 단면 형상으로부터 계산할 수 있으나 크랭크축의 크랭크 압은 형상이 복잡하여 무게 중심과 질량을 구하는 것이 어려우므로 관성모멘트를 얻기 위하여 도면을 CAD화하여 I-DEAS Master Series 1.2b를 이용한 해석적 방법으로 구하였고, 기어 물림시나 조인트(joint)에서는 백래쉬(backlash)가 없는 선형으로 고려하였다.

연구 대상 차량은 4 실린더 4 사이클 엔진이며, 수동변속기가 탑재되어 있는 변환방식 4륜구동으로 2륜 구동시에는 후륜이 구동되는 방식이다. 4륜구동시는 변속기로부터 전달 받은 토크를 트랜스퍼 케이스(transfer case)에서 전후륜으로 분배하게 된다. 2륜·4륜구동시 시뮬레이션 모델링은 이러한 동력 분배 과정을 토대로 이루어졌으며 Fig. 1은 4×2 차량 동력전달계 진동 모델을 엔진을 포함한 18자유도로 나타냈으며, 그림에서 번호는 질량 관성모멘트를 가리키고 있다. 그리고 Fig. 2는 4×4 차량 동력전달계 진동 모델을 25자유도로 나타낸 것으로 2륜구동시와 달리 트랜스퍼 케이스의

출력축에서 전후 스프라켓 드라이브(Front/rear sprocket drive)로 분기되어 전후 타이어에 동력이 전달되는 과정을 표시하였다.

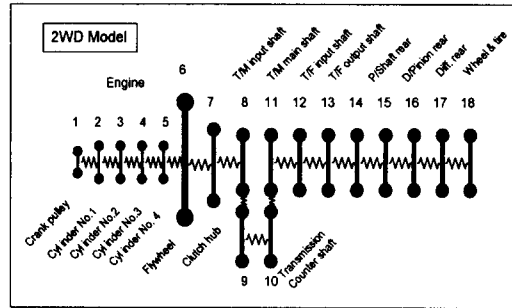


Fig. 1 Two wheel drive model

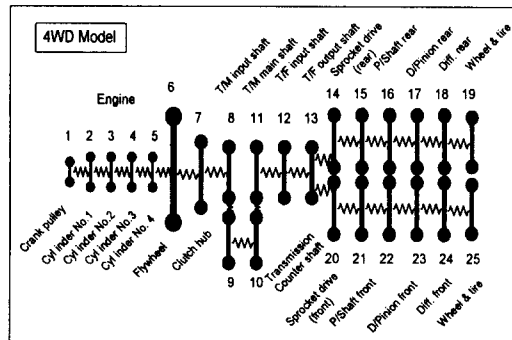


Fig. 2 Four wheel drive model

2.2 운동 방정식

Fig. 1과 Fig. 2의 다자유도 모델에서 자유진동 해석을 위한 다음과 같은 운동방정식으로 계의 고유진동수와 모우드형을 구할 수 있다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{0\} \quad (1)$$

$$- \omega_n^2 [J]\{\theta\} + [K]\{\theta\} = \{0\} \quad (2)$$

윗 식에서 ω_n 은 고유진동수이고 $[J]$ 는 관성 행렬이며 $[K]$ 는 강성행렬이다. 그리고 모델의 강제진동 해석을 위한 다자유도 모델의 운동방정식은 다음과 같다.

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

여기서 $[C]$ 는 감쇠행렬이며 $\{F\}$ 는 가진 벡터이다.

2. 3 시뮬레이션

각 구동방식별 동력 전달계 전체에 대한 비틀림 고유진동수 및 고유모우드 계산을 위한 자유진동 해석, 강제진동 해석에 비틀림 진동 해석 전용 상용 프로그램인 Maschinetechnik GmbH의 ARLA-SIMUL과 ARLA-SIMSTAT^{(6),(7),(8)}을 이용하였다.

엔진의 가진 주파수는 엔진 실린더의 수에 따라 비틀림 진동에 미치는 주파수가 달라진다. 4실린더 4사이클 엔진의 특성에 의해 비틀림 진동은 엔진의 가진 주파수와 이 주파수의 배조파에서 발생한다. 비틀림 진동의 6차 차수(order) 이상은 2차와 4차에 비해 상당히 작은 진동 성분으로 거의 영향을 미치지 않는다고 볼 수 있다. 따라서 구동계의 비틀림 진동에 영향을 미치는 진동 차수는 2차와 4차인데 이러한 진동이 구동계의 비틀림 특성에 의하여 절연되거나 증폭되어 나타난다.

엔진 가진은 왕복운동부 즉 피스톤, 커넥팅로드, 그리고 크랭크의 주기적인 가속과 실린더 내 가스압력의 주기적 진동의 조합에 의해 발생하는데, 이것은 동력전달계를 강제진동시키는 주요 원인이 된다. 따라서 비틀림 강제진동해석을 수행하기 위해서는 크랭크축에 작용하는 실린더 내의 가스압력과 왕복질량의 관성력에 의한 엔진 가진 토크의 정확한 분석이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 가진 토크의 정확한 계산을 위해 실제 엔진의 크랭크 각도에 따른 가스 압력 변화 선도를 적용하였다. 가스 압력선도로 부터 계산된 엔진 가진 토크를 Fig. 3에 나타냈으며, 가진 토크를 차수별로 분석하여 Fig. 4에 표시하였다.

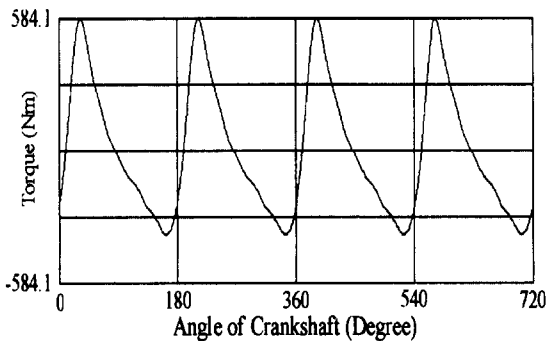


Fig. 3 Engine excitation torque

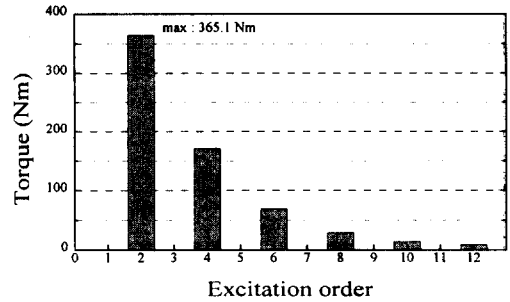


Fig. 4 Order analysis of engine excitation torque

3. 실험

실험 대상 차량은 변환방식 4륜구동 차량으로 2륜/4륜 절환이 가능하여 동일한 차량에 대해 구동방식을 변환하여 실험하였다. 차량에 가속도계 및 사운드 레벨미터, 타코 센서 등을 부착한 상태에서 테이프 레코더(tape recorder), 앰프(amplifier)를 장착하고 기상 조건이 양호할 때 건조한 포장로에서 주행실험하였다. Fig. 5에 가속도계와 소음계의 부착위치, 그리고 실험 및 결과 분석에 이용된 장비와 분석과정을 간략히 나타냈다.

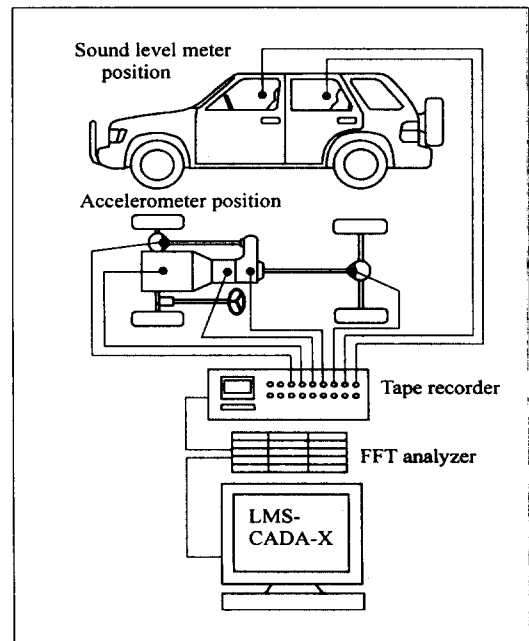


Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus

실험의 신뢰성 확보를 위해 3단 완가속으로 1500 ~ 4000rpm까지 3번 이상 반복 실험하였다. 모든 신호는 테이프 레코더에 저장하였으며, 실험실에서 재생 신호를 주파수분석기를 이용하여 분석하였다. 각각의 센서에서 측정된 데이터로부터 먼저 전체 레벨(overall level)을 구하고 차수분석(order analysis)을 통해 가장 지배적인 차수의 주파수 대역을 조사하였고, 구동방식별 차이와 특성을 파악하였다.

4. 결과 및 고찰

4. 1 구동방식별 진동특성

Fig. 1과 Fig. 2의 다자유도 반한정계 모델을 이용한 2륜구동, 4륜구동에 대한 자유 진동 해석을 수행하여 Table 1에 각 모드별 고유진동수를 나타내었다.

Table 1 Natural frequency of the modes(Hz)

Mode no.	1	2	3	4	5
2WD	8.3	31.6	215.1	391.1	412.5
4WD	7.4	9.2	26.8	142.0	215.0

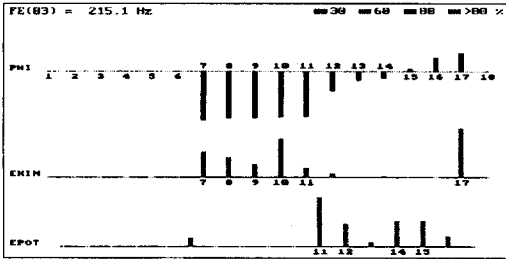


Fig. 6 Mode shape of 2WD (3rd mode)

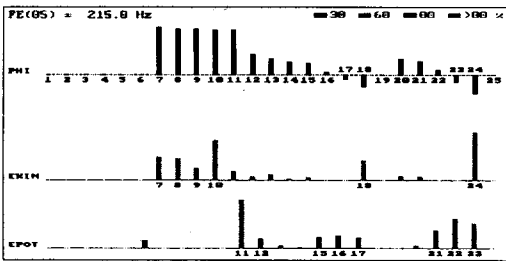


Fig. 7 Mode shape of 4WD (4th mode)

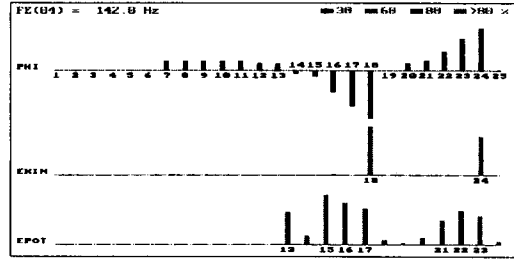


Fig. 8 Mode shape of 4WD (5th mode)

Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8은 자유 진동 해석에 의해 구해진 진동 모우드를 나타내고 있다. 여기서 PHI, EKIN, EPOT는 ARLA-SIMUL에서 제공되는 분석형태로서 PHI는 각 질량요소에서 회전각변위, EKIN은 각 질량 요소에 대한 운동에너지로서 질량관성모멘트의 영향도, EPOT는 이웃하는 두 질량요소 사이의 상대변위에 대한 위치에너지로서 비틀림 강성의 영향도를 나타내고 있다.

2륜구동시 첫번째 모드와 4륜구동시 첫번째 두번째 모우는 거의 비슷하며 타이어에 의한 모우드로 볼 수 있다. 그리고 2륜구동시 두번째 모드(31.6 Hz)와 4륜구동시 세번째 모드(26.8 Hz)는 클러치 강성의 영향이 큰 클러치 모우드인 것으로 나타났다. 모두 동일하여 그림은 생략하였다. 또한 Fig. 6과 Fig. 8을 비교하여 보면 고유진동수가 거의 일치하고 있으며, 2륜 구동의 J1~J17까지와 4륜 구동의 J1~J18까지는 후륜 구동에서 거의 동일한 위상을 보인다. 이 모우드에서 관성과 강성의 영향도를 살펴보면 J11은 카운터 기어이고, 강성의 11번째는 변속기 출력축의 강성이다. 따라서 2륜구동, 4륜구동이 동일하게 카운터 기어의 관성과 변속기 출력축의 강성이 가장 많은 영향을 주고 있음을 알 수 있으므로 변속기에 의한 모우드라고 할 수 있다. 고유진동수와 모우드형이 거의 비슷하나 Fig. 7의 4륜구동시 네번째 모우는 2륜구동에서는 나타나지 않는 모우드이다. 후륜구동측인 J14~J18과 전륜구동측인 J20~J24까지의 위상은 반대이나 그 크기는 거의 동일하다. 여기서 J18, J24 즉 EKIN의 18, 24는 각각 후륜디퍼렌셜과 전륜디퍼렌셜이다. EPOT의 15번은 후추진축의 강성이고, 이 모우는 후추진축의 강성에 의한 영향이 큰 모우드인 것을 알 수 있다.

자유진동 해석 결과 4륜구동시 구동계의 비틀림 진동에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 추진축

의 강성임을 알 수 있었다. 따라서 추진축 강성에 의한 영향도를 평가하기 위해서 엔진토크 가진에 의한 강제진동 해석으로 추진축에서의 토크 변동을 구하였다.

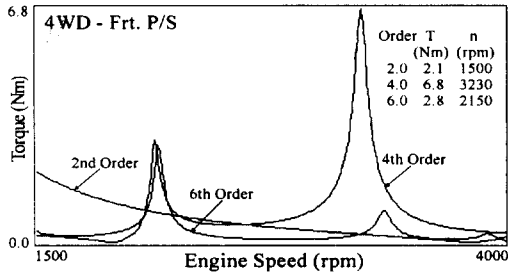


Fig. 9 Torque fluctuation of front propeller shaft for 4WD

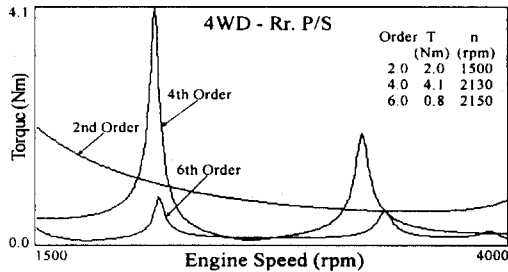


Fig. 10 Torque fluctuation of rear propeller shaft for 4WD

Fig. 9와 Fig. 10에서 4륜구동시 전후 추진축에서의 토크 성분을 차수별로 분석하면 4차 차수가 가장 지배적이며 1500~4000rpm에서 4차 차수의 공진점은 두 개가 나타나고 있음을 알 수 있다. 그리고 Fig. 9와 Fig. 10을 비교하여 보면 Fig. 9의 4륜구동시 전추진축의 토크변동은 3140rpm에서 4차 차수가 가장 현저하게 나타나고 있다. 또 Fig. 10의 4륜구동시 후추진축의 토크변동은 2220rpm에서 4차 차수가 지배적이다. 이는 전추진축의 길이가 후추진축에 비해 짧아 관성은 작고, 강성이 후추진축에 비해 거의 2배에 이르고 있어 충분한 강성으로 인하여 Fig. 4(c)에서도 알 수 있듯이 2220rpm 대역에서 전추진축 강성의 영향은 적은 것을 알 수 있다.

4. 2 해석과 실차실험의 비교

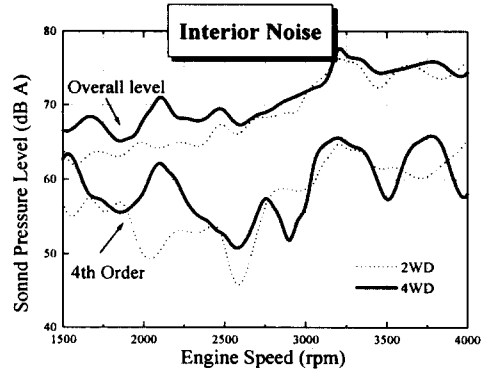


Fig. 11 Overall level and 4th order of interior noise - experiment

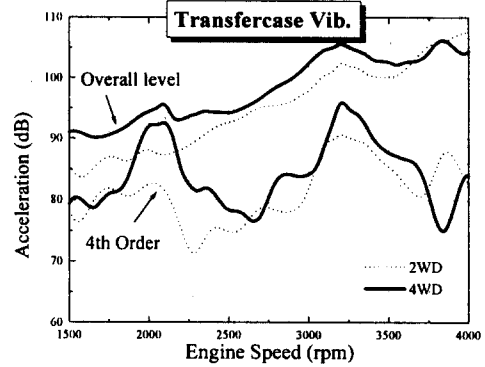


Fig. 12 Acceleration level on transcase - experiment

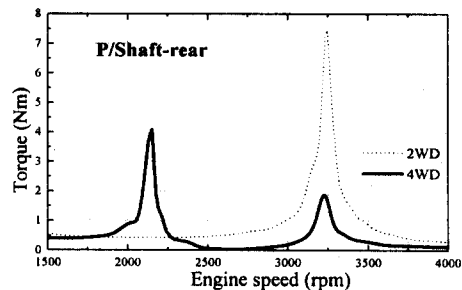


Fig. 13 Torque fluctuation of rear propeller shaft - simulation

Fig. 11은 구동방식별 차실 소음 측정 결과를 Overall 레벨과 함께 4차성분으로 보여주고 있다. 4륜구동에서는 2100 rpm, 3200 rpm의 두 곳에서 피크가 있으나 2륜구동에서는 2100 rpm 대역에서

는 피크가 존재하지 않는다는 것을 알 수 있다. 2100 rpm 대역에서 4륜구동시 피크는 4차 성분에 의한 영향임을 나타내고 있는데, 이는 Table 1의 구동방식별 계의 고유진동수 계산 결과와도 일치하고 있다. 4륜구동시 고유진동수가 약 142 Hz 대역인 계의 네 번째 모우드는 2륜 구동시에는 나타나지 않는 모우드이며, 고유진동수가 약 215 Hz 대역인 모우드는 모든 구동 방식에서 존재하므로 2100 rpm 대역에서의 피크는 4륜 구동의 특성임을 확인할 수 있다.

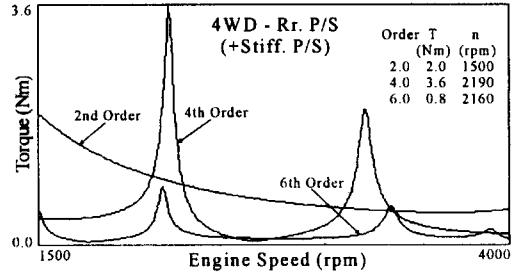
Fig. 12는 트랜스퍼 케이스에서의 진동가속도를 차수분석하여 Overall 레벨과 4차성분만을 구동 방식별로 나타낸 것이다. 그리고 Fig. 13의 엔진 토크 가진에 의한 시뮬레이션 결과중 4륜구동시 후추진축에서의 토크 변동과 Fig. 12의 실차 실험 결과중 트랜스퍼 케이스의 진동 가속도의 차수분석 결과를 비교하면, 진동가속도와 토크 변동의 크기의 차이는 있으나, 4차성분의 피크주파수가 일치하고 있음을 알 수 있고 2100rpm에서 부밍음은 전후 추진축의 회전에 의한 비틀림진동의 영향임이 확실하다. 또한 시뮬레이션상의 토크 변동은 다른 영향 없이 토크 변동만을 측정했기 때문에 실차 주행 상태에서 상하 진동과는 그 크기가 다를 수 있으나 비틀림 진동이 원인이 되어 진동현상으로 나타나게 되므로 실차 주행시 진동의 피크 주파수 대역이 일치하는 것으로 시뮬레이션은 그 타당성이 검증될 수 있다.

4. 3 구동계 비틀림 진동 저감 방안 제시

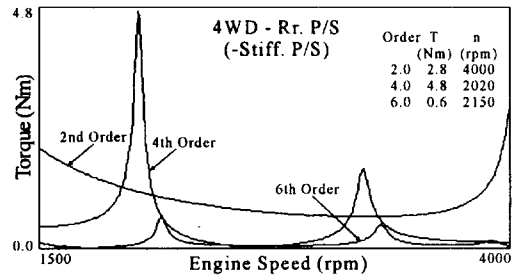
자유진동 해석시 모우드분석과 강제진동 시뮬레이션을 통해서 동력 전달계 비틀림 진동에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 추진축의 강성임을 알 수 있었다. 이에 따라 추진축 외경의 증감에 대한 기준을 시뮬레이션상에서 추진축 강성의 $\pm 25\%$ 로 하여 추진축강성의 변화에 대한 비틀림 진동 기여도를 조사하였고, 이로써 약간 변화된 추진축의 비틀림 강성에 의해 공진주파수가 크게 영향을 받을 수 있음을 알게 되었다.

Fig. 14는 추진축의 비틀림 강성을 증가, 감소시킨 후 토크 변동의 변화를 비교한 것으로, 강성을 감소시킨 경우 원래 상태와 비교하여 보면 피크 주파수 대역은 저주파 대역으로 이동하고 그 진폭은 커졌음을 알 수 있으며, 반대로 후추진축의 강성을 증가시킨 경우는 피크 주파수 대역이 고주파 대역으로 이동하고 그 진폭은 줄어드는 결과를

보였다. 따라서 추진축의 강성을 증가시키면 상대 각가속도의 피크 주파수 대역이 이동됨과 동시에 진폭이 줄게 되어 비틀림 진동의 저감에 유효함을 알 수 있다.



(a) Increased in stiffness



(b) Decreased in stiffness

Fig. 14 Torque fluctuation of rear propeller shaft

- (a) Increased in stiffness,
- (b) Decreased in stiffness

5. 결 론

4륜구동 차량에 대해 4×2와 4×4에 대한 질량관성모멘트와 비틀림 스프링이 조합된 다자유도 해석 모델을 이용한 자유진동 해석과 엔진 토크 가진하에서 강제진동 해석을 수행하였다. 그리고 실차실험으로 시뮬레이션의 타당성을 검증하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 구동 방식별 실차 소음 실험 결과, 실차 진동 실험, 그리고 자유 진동 해석시 고유진동수 계산과 엔진 가진 토크에 의한 강제 진동 해석시의 결과와 잘 일치하고 있어 동력전달계 비틀림 진동 해석을 위한 모델의 타당성은 검증되었다.

(2) 동력 전달계 비틀림 진동에는 추진축 강성의 영향이 크게 나타났다. 따라서 추진축 강성을 증가시키면 공진주파수 대역을 피할 수 있고 토크 변동폭을 줄임과 동시에 구동 피니언축의 토크 변동이 작아지므로 진동 저감에 효과적이다.

(3) 이로써 개발된 4륜구동 모델을 통한 해석으로 동력전달계 비틀림 진동 특성을 예측함으로써 동력전달계 비틀림 진동 저감을 위한 설계 인자의 변경이나 동력전달계 소음 진동 조정에 유용할 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

- (1). Drexl H., "Torsional Dampers and Alternative Systems to Reduce Driveline Vibrations," SAE 870393.
- (2). Schwibinger P., Hendrick D., Wu W., and Imanishi Y., "Noise and Vibration Control Measures in the Powertrain of Passenger Cars," SAE 911053.
- (3). Tecco T. and Grohnke D., "Computer Simulation of Drivetrain Torsional Vibration in Heavy and Medium Duty Trucks," SAE 861960.
- (4). Lü H., Feng D., Wu L. and Cheng, S., "Theoretical Study of Structural Modification Control and Analytical Model Reduction of Torsional Vibration in FR-Type Automotive Power Drivetrain," SAE 945083.
- (5). March P. and Powell N., "Practical Applications of Dynamic System Modelling in Powertrain & Vehicle Refinement," International Symposium on Vehicle NVH, pp. 297~314, 1996.
- (6). Laschet A., "ARLA-SIMUL Quick User's Guide Version 6.70B," ARLA Maschinenteknik GmbH.
- (7). Laschet A., "Computer Simulation of Vibration in Rotating Machinery," Machine Vibration, Springer-Verlag, pp. 41~51, 1992.
- (8). Laschet A., "Computer Simulation of Vibrations in Vehicle Powertrains Considering Nonlinear Effects in Clutches and Manual Transmissions," SAE 941011.