

대형트럭 구동계의 저진동 설계 시스템의 개발연구

황원걸*, 김기세**

A Study on an Analysis of Torsional Vibration of a Driveline of Heavy Duty Truck

Won-Gul Hwang*, Ki-Sei Kim**

ABSTRACT

This paper develops a torsional vibration model of heavy duty truck drive line for simulation of a driving rattle, which causes very annoying noise to driver at the full load driving condition. Test results show a peak in the fft plots at the frequency of the 2nd harmonics of propeller shaft revolution. A 10 d.o.f. lumped parameter nonlinear torsional vibration model is constructed and engine torque variation is calculated from P- θ diagram. Time responses are simulated and compared with the test results, which show fairly good agreement. The effects of parameter change are investigated, and the optimum configuration is proposed.

Key Words : rattle(구동계 이음), torsional vibration(비틀림 진동), engine torque variation(엔진 토크 변동), nonlinear model(비선형 모델)

1. 서론

근래 자동차의 저소음화에 대한 요구는 갈수록 높아지고 있으며, 정숙성은 중요한 상품성의 척도가 되었다. 그러나 한편으로 저소음화되는 상반되게 자원절약, 원가절감, 경량화 및 동력성능 향상을 위한 파워 유니트의 출력 향상 등도 강력히 추진되고 있어, 이러한 상반되는 2가지의 명제를 어떻게 적절히 양립시킬 수 있는가가 자동차의 상품력을 좌우하게 되었다.

이러한 상황은 트럭이나 버스 등 대형차에 대해서도 마찬가지인데, 특히 트럭의 경우 운전자로서는 일의 도구일 뿐만 아니라, 직장 그 자체이므로 그 환경의 좋고 나쁨이 중요한 의미를 갖고 있으며 또한 일의 효율에도 상당한 영향을 미치게 된다. 이러한 대형 차량에는 경제성에 따라 대부분 디젤 엔진이 탑재되어 소음원, 가진원의 크기를 고려하면 진동 및 소음 측면에서 불리한 상황으로서, 이에 대한 개선 노력이 더욱 절실하다. 그 중에서도 특히 구동계에서 발생하는 진동, 소음은 대단히 귀에 거슬리고

* 전남대학교 공과대학 기계설계학과
** 목포전문대 자동차과

음압이 낮아도 문제가 되는 경우가 많다.⁽¹⁾

차량 구동계에는 엔진, 클러치, 변속기, 추진축, 후차축, 타이어 등 여러 종류의 서로 다른 특성을 갖는 요소로 구성되어 있으므로 이들이 조합 되었을 때의 특성 또한 다양하고 복잡하게 나타나게 된다. 이에 M.Inagawa 등⁽¹⁾은 대형차 구동계 진동, 소음을 곱집진동 및 비틀림진동으로 구분하여 해석하였으며, T.Kondou 등⁽²⁾은 대형차량 구동계에서 발생하는 진동, 소음 현상을 주파수, 원인별로 분류하여 정리하였고, 트럭의 구동계 비틀림 진동에 관한 현상을 유한요소 기법으로 해석하였고, S.Ohnuma 등⁽³⁾은 4기통 디젤 차량의 공회전시 이음을 집중 파라미터 진동모델을 수립하여 비선형 해석을 하였으며, Y.Chikatani 등⁽⁴⁾은 트럭의 변속기 공회전 이음을 실험실 리그테스트 및 4자유도 비선형 비틀림 진동으로 시뮬레이션하였다. 또한 Y.Kanbe 등⁽⁵⁾은 주행시 변속기에서 발생한 이음의 원인을 비틀림 진동과 치차사이의 치면 충돌로 규명하였다.

대형 화물트럭의 경우, 모델에 따라 고속 주행시 특정속도에서 변속기에서 이음(rattle)현상이 관찰되기도 한다. 따라서 본 연구에서는 이와 같은 현상을 시뮬레이션 할 수 있는 비틀림 진동 모델을 수립하고 고찰하였다. 엔진토크 변동을 계산하여 구동계에 가진력으로 작용시켜 비틀림 진동을 시뮬레이션하였으며, 그 결과와 실험 결과를 비교하고, 파라미터 변화에 대한 영향을 분석하였다.

2. 구동계의 모델링

2.1 구동계

본 연구에 사용된 차량은 대형 화물트럭(6×4 구동방식)으로서, 구동계는 그림1과 같이 엔진(터보차저), 변속기(6단 싱크로메쉬), 추진축, 트윈(twin)후차축, 타이어 등으로 이루어졌다. 동력전달축은 프로펠러 샤프트(propeller shaft), 후차축을 연결하는 탠덤 샤프트(tandem shaft), 포워드 후차축을 통과하는 스루 샤프트(through shaft)로 구성되어 있고, 축의 교차지점에는 혹 조인트(Hooke's joint)를 사용하고 있다.

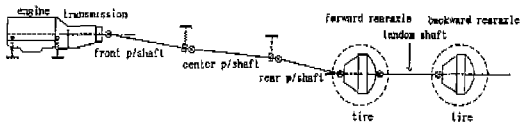
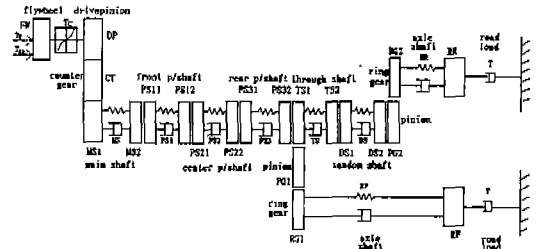


Fig. 1 Layout of drive line

본 연구 대상인 트럭은 6단 시속 75km, 전부하 주행시 변속기 내부에서 거칠은 이음이 발생하였고, 이에 대한 시험 결과를 보면 변속기 출력축의 비틀림 진동 각가속도가 다른 위치에 비해 크게 나타난 것을 확인할 수 있었다.

이러한 현상을 시뮬레이션하기 위하여 엔진으로부터 타이어까지를 포함하고 비틀림 진동을 시뮬레이션할 수 있는 그림2와 같은 10 자유도 집중 파라미터 모델을 구성하였다. 엔진에는 플라이휠, 변속기에는 드라이브피니언, 카운터기어, 메인샤프트 등이 포함되며, 동력전달축은 3개의 추진축, 1개의 스루 샤프트, 그리고 1개의 탠덤 샤프트로 구성되어 있으며, 각 축은 혹 조인트로 연결되어 있다. 후차축은 링기어, 피니언, 액슬샤프트 등으로 구성되어 있다. 모델 구성에 있어서 구동계에 존재하는 치차의 각극은 무시하였으며 기어는 관성만을 갖는 것으로 하였고, 클러치는 마찰에 의한 히스테리시스 토크를 고려한 비선형 요소로 모델링하였다.



FW	플라이휠	TS1	스루샤프트 앞부분
DP	변속기 입력축	TS2	스루샤프트 뒷부분
CT	변속기 부속	DS1	탠덤샤프트 앞부분
MS1	변속기 출력축 앞부분	DS2	탠덤샤프트 뒷부분
MS2	변속기 출력축 뒷부분	PG1	포워드 리어액슬 피니언
PS11	프론트 추진축 앞부분	PG2	백워드리어액슬 피니언
PS12	프론트 추진축 뒷부분	RG1	포워드 리어액슬 링기어
PS21	센터 추진축 앞부분	RG2	백워드 리어액슬 링기어
PS22	센터 추진축 뒷부분	RR	포워드 리어액슬, 휠
PS31	리어 추진축 앞부분	RF	리워드 리어액슬, 휠
PS32	리어 추진축 뒷부분		

Fig. 2 10 d.o.f model of drive line

2.2 엔진 토크

그림 3과 같은 단기통 엔진에 있어서 플라이휠에 작용하는 토크는 엔진 폭발압력에 의한 폭발 토크와 피스톤 등의 운동 부분의 관성력에 의한 관성 토크의 합으로 이루어진다. 실린더 압력 곡선(P-θ선도)으로부터 압력을 구하여 폭발 토크를 계산하고, 운동 부분의 질량,

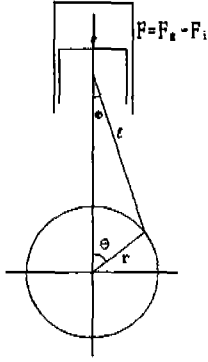


Fig. 3 Forces acting on a cylinder

크랭크 반경 등으로부터 관성 토크를 구하면 식(1)과 같이 된다.⁽⁶⁾

$$T = T_g + T_i \quad (1)$$

여기서 T_i 는 관성 토크, T_g 는 폭발 토크이며, T_i 와 T_g 는

$$T_g = F_g(\theta) \cdot r \cdot \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \\ = P_g(\theta) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot r \cdot \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad (2)$$

$$T_i = -F_i(\theta) \cdot r \cdot \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \\ = -M_{rec} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot \left(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta \right) \cdot \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad (3)$$

으로 표현되고, 여기서 F_i 는 관성력, F_g 는 가스력, M_{rec} 는 왕복 질량, $P_g(\theta)$ 는 실린더 압력, r 은 크랭크 반경,

l 은 컨넥팅 로드 길이, λ 는 r/l , D 는 실린더 직경, θ 는 크랭크 각도, ω 는

회전 각속도이다.

4행정 직렬 6기통 디젤엔진의 토크 변동 T_{eng} 은 각 기통간의 크랭크각의 위상차를 고려하여 합성하면 다음 식 (4)에 의해 계산된다.

$$T_{eng} = \sum_{i=1}^6 \left(T_{g_i}(\theta_i) + T_{i_i}(\theta_i) \right) \quad (4)$$

2.3 클러치

클러치는 공회전시 이음 및 주행시 비틀림 진동, 소음을 저감하기 위하여 다단 스프링 특성을 갖는다.⁽¹⁾ 본 연구에서 사용한 클러치는 그림 4와 같은 2단 스프링 특성을 갖는 건식 단판 마찰클러치로서 클러치를 포함하는 플라이휠과 변속기 입력축 피니언에 대한 운동방정식은 마찰에 의한 히스테리시스 토크오크를 고려하면 다음과 같이 표현된다.

$$I_{FW} \ddot{\theta}_{FW} = -k(\theta_{FW} - \theta_{DP}) - \text{sgn}(\dot{\theta}_{FW} - \dot{\theta}_{DP}) \cdot \frac{H}{2} + T_{eng} \\ I_{DP} \ddot{\theta}_{DP} = -k(\theta_{DP} - \theta_{FW}) - \text{sgn}(\dot{\theta}_{DP} - \dot{\theta}_{FW}) \cdot \frac{H}{2} \quad (5)$$

여기서

$$\text{sgn}(\dot{\theta}) = \begin{cases} 1 & \text{if } \dot{\theta} > 0 \\ -1 & \text{if } \dot{\theta} < 0 \end{cases}$$

이고, I_{FW} , I_{DP} 는 플라이휠, 변속기 입력축 피니언의 관성모멘트이고, k 는 작용점에서의 비틀림 스프링 상수, H 는 히스테리시스 토크(hysteresis torque)이고, T_{eng} 는 플라이휠에 가해지는 엔진 토크이다.

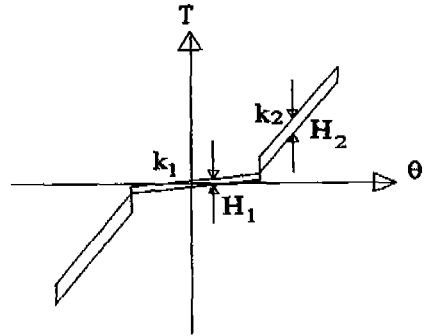


Fig. 4 Clutch characteristics

2.4 축 조인트

축 조인트에 있어서 입력축과 출력축의 회전 전달은 다음 관계식 (6), (7), (8)로 표현된다.^(7,8)

$$\theta_2 = \tan^{-1}(\cos \delta \tan \theta_1) \quad (6)$$

$$\dot{\theta}_2 = \frac{\cos \delta}{1 - \sin^2 \delta \sin^2 \theta_1} \dot{\theta}_1 \quad (7)$$

$$\ddot{\theta}_2 = \frac{\cos \delta \sin^2 \delta \sin 2\theta_1}{(1 - \sin^2 \delta \sin^2 \theta_1)^2} \dot{\theta}_1^2 + \frac{\cos \delta}{1 - \sin^2 \delta \sin^2 \theta_1} \ddot{\theta}_1 \quad (8)$$

여기서 θ_1, θ_2 는 각각 입력축, 출력축의 회전각이며, $\dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2$ 는 입력축, 출력축의 회전 각속도, $\ddot{\theta}_1, \ddot{\theta}_2$ 는 입력축, 출력축의 회전 각가속도, δ 는 입력축과 출력축의 교차 각도이다.

이러한 축 조인트를 통하여 연결되는 2개의 추진축에 대하여 축의 탄성을 고려하여 그림5와 같이 모델링하면, 운동방정식은 식 (9)와 같이 된다.

$$I_{12}\ddot{\theta}_{12} + I_{21}\ddot{\theta}_{21} = k_1(\theta_{11} - \theta_{12}) + c_1(\dot{\theta}_{11} - \dot{\theta}_{12}) - k_2(\theta_{21} - \theta_{22}) - c_2(\dot{\theta}_{21} - \dot{\theta}_{22}) \quad (9)$$

여기서 I, k, c, δ 는 각각 관성모멘트, 강성계수, 감쇠계수, 축의 교차각도이다. 관성모멘트에는 컴패니언플랜지, 플랜지요크, 슬리브 등의 축 회전에 관한 관성모멘트가 포함되고, 강성계수는 축의 튜브 및 구성부품의 비틀림 스프링상수, 그리고 감쇠계수는 축의 구조 감쇠계수를 포함한다.

식 (9)에서 식 (6), (7), (8)을 대입하여 정리하면 다음 식과 같이 표현된다.

$$[I_{12}V_1(\theta_{12}) + I_{21}\ddot{\theta}_{21} + I_{12}A_1(\theta_{12}, \dot{\theta}_{12})] = k_1[\theta_{11} - P_1(\theta_{21})] + c_1[\dot{\theta}_{11} - V_1(\theta_{12})\dot{\theta}_{21}] - k_2[\theta_{21} - P_2(\theta_{31})] - c_2[\dot{\theta}_{21} - V_2(\theta_{22})\dot{\theta}_{31}] \quad (10)$$

여기서

$$P_1(\theta_{21}) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\cos \delta} \tan \theta_{21}\right)$$

$$V_1(\theta_{12}) = \frac{1 - \sin^2 \delta \sin^2 \theta_{12}}{\cos \delta}$$

$$A_1(\theta_{12}, \dot{\theta}_{12}) = -\frac{\sin^2 \delta \sin 2\theta_{12}}{1 - \sin^2 \delta \sin^2 \theta_{12}} \dot{\theta}_{12}^2$$

이다.

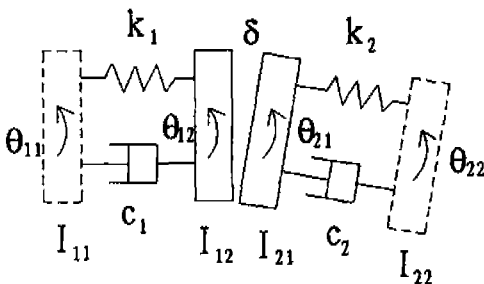


Fig. 5 Torsional dynamic model of shaft with Hooke's joint

2.5 운동 방정식

이상의 주요 요소를 조합하여 구동계 전체에 대한 10 자유도 운동방정식을 세우고, 상태벡터 x 를

$$x = \begin{bmatrix} \theta_{FW} \theta_{MS1} \theta_{PS11} \theta_{PS21} \theta_{PS31} \theta_{TS1} \theta_{RF} \theta_{DS1} \theta_{RG2} \theta_{RR} \\ \dot{\theta}_{FW} \dot{\theta}_{MS1} \dot{\theta}_{PS11} \dot{\theta}_{PS21} \dot{\theta}_{PS31} \dot{\theta}_{TS1} \dot{\theta}_{RF} \dot{\theta}_{DS1} \dot{\theta}_{RG2} \dot{\theta}_{RR} \end{bmatrix}^T \quad (11)$$

와 같이 정의하면 다음과 같은 비선형 상태 방정식을 얻을 수 있다. (부록 참조)

$$\dot{x} = f(x) \quad (12)$$

3. 시뮬레이션 결과 및 검토

이음 발생속도인 6단, 시속 75km에서의 비틀림진동을 해석하기 위하여 엔진의 토오크 변동을 구하고 그에 대한 비틀림 진동응답을 시뮬레이션 하였다.

3.1 엔진토오크

차량 속도 6단 시속 75km에 해당하는 엔진 회전속도 1700rpm, 전부하(full load)에서 실험으로부터 얻어진 P- θ 선도에서 크랭크 각도 10° 간격으로 실린더 압력을 취하여 식 (4)에 의해 엔진 토오크를 계산한 결과를 그림 6에 나타내었다. 이 결과에 의하면, 토오크는 -300~2200N-m의 크기를 갖으며 주기는 크랭크 회전의 3차 성분이 지배적인데 이는 6기통 엔진에서의 폭발에 의한 것이다. 이 결과를 푸리에 변환하고 크랭크 회전 12차 성분까지를 포함하여 수식으로 표현하고, 플라이휠에 작용하는 비틀림진동 해석의 가진력으로 사용하였다.

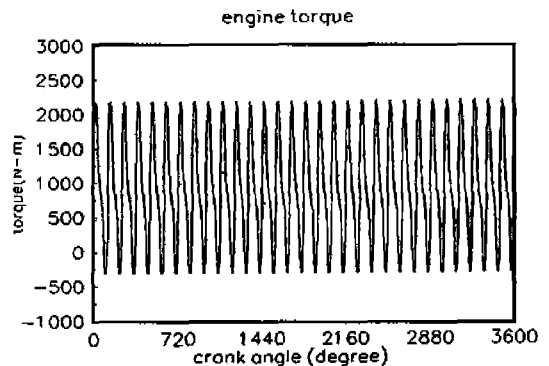


Fig. 6 Engine torque

3.2 비틀림 진동

구동계 비틀림 진동을 해석하기 위하여 식 (12)로 표현된 비선형 상태방정식을 4차 Runge-Kutta 적분법에 의해 $\Delta t=0.001\text{sec}$ 로 시간 영역에서 시뮬레이션하였고, 그 결과를 FFT분석하여 실험결과와 비교하였다.

그림 7,8에는 이음이 발생한 변속기 출력축(MS2)의 각가속도를 시뮬레이션 결과와 실험결과를 보였고, 표 1에는 그 측정 위치에서의 결과를 비교하였다. 주파수나 크기가 비교적 잘 일치함을 알 수 있고, 모델 및 시뮬레이션 결과의 타당성을 확인할 수 있다. 그림에 의하면 엔진 폭발과 관련된 엔진 회전의 3차 성분(E_3)인 83Hz의 크기는 220rad/sec^2 로 미약하고, 추진축 회전의 2차 성분(p_2)인 75Hz가 크기 1250rad/sec^2 로 뚜렷하게 나타난다. 이는 폭 조인트의 부동속회전 전달에 의해 발생된 축회전 2차 성분의 각가속도에 회전축의 관성 모멘트가 곱해져 관성력으로 되어 시스템에 가진력으로 작용하며, 이 성분이 구동계 비틀림 진동에 엔진 가진력보다 크게 기여하는 것으로 판단 된다.

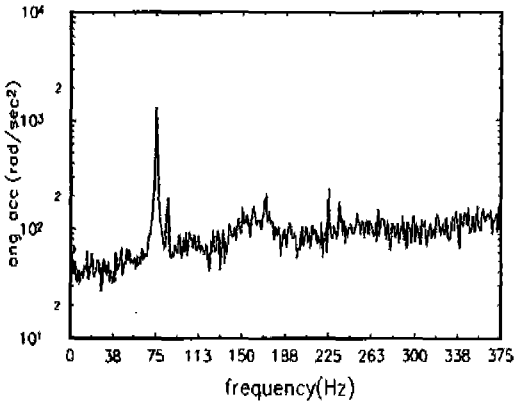


Fig. 7 Angular acceleration(Simulation)

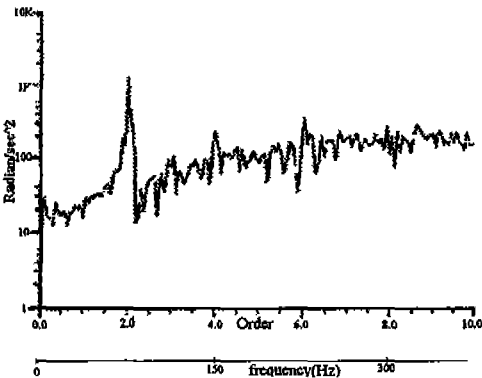


Fig. 8 Angular acceleration(Test)

표1에 기타 특정 위치에서의 각가속도 측정 및 시뮬레이션 결과를 비교해놓았다. 이 표의 측정점의 위치는 그림 2에 표시되어 있다. 이를 보면 변속기에서의 각가속도가 다른 위치에서 보다 크게 나타나 이로 인해 변속기 기어 사이의 치면 충돌이 크고 이음으로 된다고 해석된다.

Table 1 Angular Acceleration(P_2)

(단위 : rad/sec^2)				
측정점	# 1(MS2)	# 2(TS1)	# 3(TS2)	# 4(PG2)
시뮬레이션	1250	778	694	972
실험	1225	701	746	1017

또한 문제가 발생하지 않은 다른 속도 영역(6단 시속 62km, 시속88km)및 다른 변속단의 동일 속도(5단 시속75km)에서 시뮬레이션을 행하고 변속기 출력축의 각가속도 P_2 성분을 표 2에 정리하였는데, 문제 속도영역인 6단 시속 75km의 결과에 비해 크기가 50%정도로 나타나 이음이 발생하지 않는 것으로 생각된다.

Table 2 Angular Acceleration(P_2)

(단위 : rad/sec^2)				
조건	6단 시속62km	6단 시속75km	6단 시속88km	5단 시속75km
각가속도	652	1250	634	660

또 그림 9에는 비선형 요소로 작용하는 클러치의 작동 각도를 보였는데, 4° 부근에서 작동하고 있는 것으로 나타나, 클러치 작동영역중 주행시에 해당하는 2단계 영역에서 작용하는 것을 알 수 있어, 해석 과정도 적절한 것으로 판단 된다.

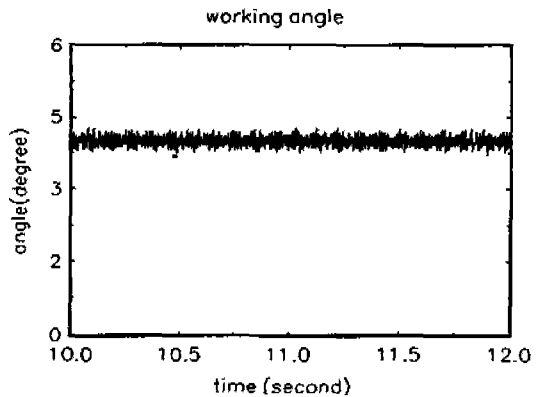


Fig. 9 Working angle of clutch(Simulation)

4. 파라미터 변화의 영향

구동계 구성 요소인 동력 전달축의 교차각도, 축의 비틀림 강성, 클러치 비틀림 특성을 변화시켜 이음 발생 위치인 변속기 출력축의 각가속도(P_2)의 변화 경향을 살펴 보았다.

4.1 축의 교차각도에 의한 영향

동력 전달축인 추진축, 탭덤샤프트, 스루샤프트의 교차각도를 초기치를 기준으로 하여 대비 $-8^\circ \sim +8^\circ$ 범위에서 변화시켜 이음 발생 위치인 변속기 출력축의 각가속도(P_2)의 변화를 그림 10, 11에 나타냈다.

1번 조인트(프론트 추진축)의 교각(δ_{PS1})의 변화에 대하여는 초기치 대비 -4° 의 위치에서 최소값을 나타내며, 2,3,4,5번조인트의 교각($\delta_{PS2}, \delta_{PS3}, \delta_{TS}, \delta_{DS}$)의 변화에 대하여는 거의 변동이 없으나, 6번 조인트(백워드 리어액슬)의 교각(δ_{PG})의 변화에 대하여는 교각의 증가와는 반대로 변속기 축의 각가속도가 감소함을 알 수 있다.

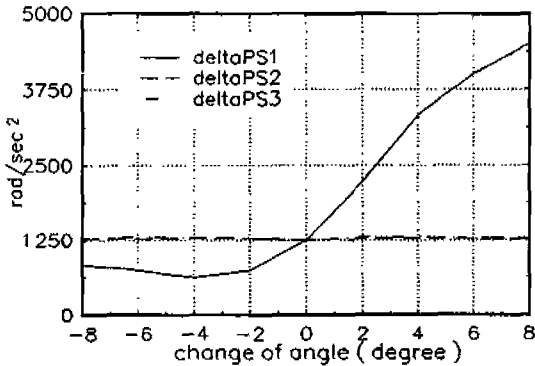


Fig. 10 Effect of change of angle(1)

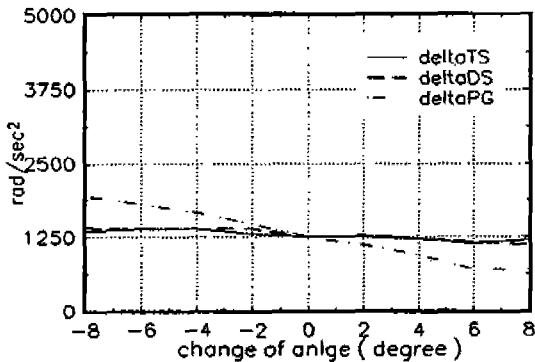


Fig. 11 Effect of change of angle(2)

4.2 축의 비틀림 강성에 의한 영향

앞에서 본 바와 같이 이음 현상이 구동계의 추진축의 회전과 관련된 것을 알 수 있으므로 구성 축의 비틀림 강성을 $-90\% \sim 200\%$ 범위에서 변화시켜 변속기 주축의 각가속도 변화를 그림 12,13에 나타내었다. 결과에 의하면 강성을 증가시키면 변화가 나타나지 않고, 감소시키면 각가속도가 증가하는데, 기타 강도 등의 실용적인 측면을 고려할때 강성의 변화는 거의 영향을 주지 않는다고 판단 된다.

4.3 클러치 특성에 의한 영향

구동계 비틀림 진동에 비선형 요소로 작용하는 클러치의 2단 영역에서의 스프링 상수와 히스테리시스 토오크를 변경시켜 변속기 축의 각가속도의 변화를 살펴보았다.

2단 스프링 특성 (k_2)를 변경가능한 범위인 초기치 대비 60%~90%에서 변화시켜 변속기 출력축의 P_2 성분의 각가속도를 그림 14에 보였고, 히스테리시스 토오크(H_2)를 초기치의 5%~1000%범위에서 변화시킨 결과

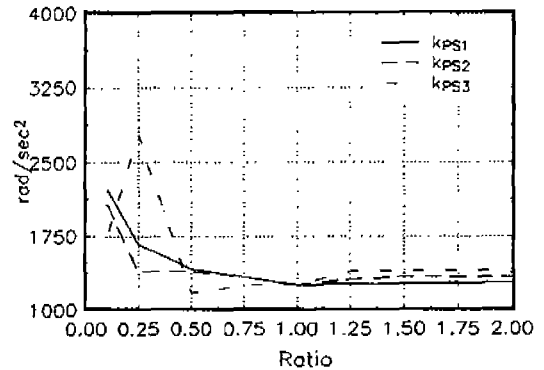


Fig. 12 Effect of stiffness change(1)

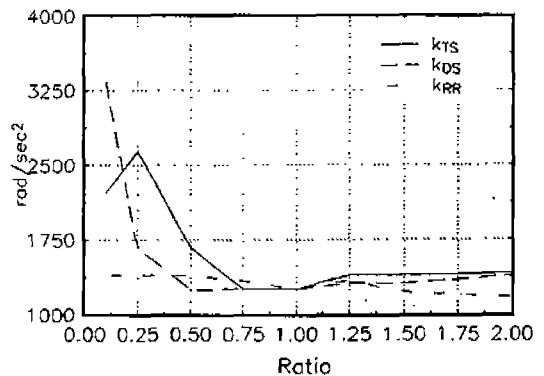


Fig. 13 Effect of stiffness change(2)

를 그림 15에 나타낸다. 스프링 특성의 변화에 대해서는 각가속도가 초기 대비 10% 이내에서 변화하여 영향을 거의 없는 것으로 판단되고, 히스테리시스 토오크가 증가 되면 각가속도가 다소 증가하나, 감소시키면 변화는 나타나지 않는다. 따라서 클러치 특성은 전체적으로 거의 영향이 없는 것으로 생각된다.

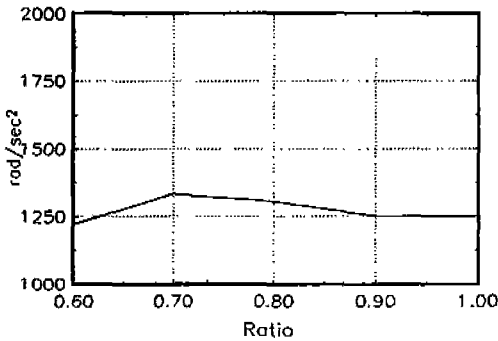


Fig. 14 Effect of clutch stiffness

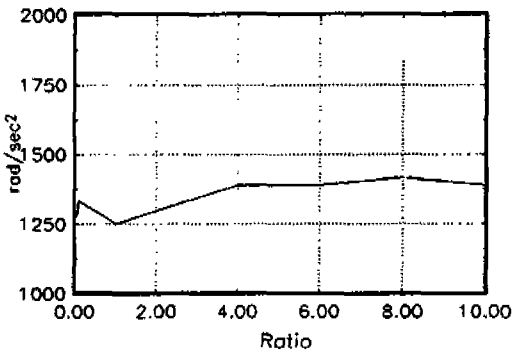


Fig. 15 Effect of clutch hysteresis

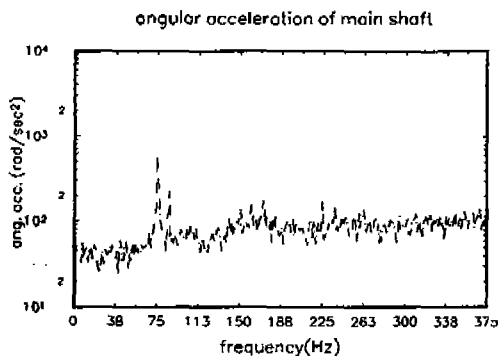


Fig. 16 Results with optimized parameter

4.4 최적화

위에서 확인한 파라미터의 변화중 영향이 가장 크게 나타난 조인트의 교차각중 1번·조인트 각도(α_{PS1})를 -4° , 6번 조인트 각도(α_{PG})를 $+6^\circ$ 변경시켰을 때의 변속기 출력축의 각 가속도를 그림 16에 나타내었다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 각가속도 P_2 성분은 초기치 1250 rad/sec^2 의 48%인 600 rad/sec^2 로 저감되었고, 표2와 비교하면 이음이 발생하지 않은 영역에 있는 것을 알 수 있다.

5. 결론

대형 화물트럭의 고속 주행시 발생한 변속기 이음을 규명하기 위해 구동계에 대한 10 자유도 비선형 비틀림진동 모델을 수립하고, 엔진 토오크를 가진력으로 사용하여 시뮬레이션 한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 폭 조인트가 있는 다축 추진축을 갖는 구동계에 대하여 비선형 해석을 할 수 있는 모델을 개발하였고, 시뮬레이션 결과는 실험 결과와 잘 일치하여 모델 및 해석의 타당성을 확인하였다.

2) 주행시 발생하는 변속기 이음은 변속기 출력축에서 구동계의 다른 위치보다 비틀림 진동에 의한 각가속도가 크게 나타나고, 주성분은 추진축 회전 2차 성분으로서, 폭 조인트의 부동속 회전진달에 의해 발생하는 회전 2차 성분으로 인한 관성력이 구동계에 가진력으로 작용한 결과임을 알 수 있었다.

3) 구성요소의 파라미터 변경에 대한 각 가속도의 변화를 확인한 결과, 동력 전달축의 폭 조인트에서 1번 조인트의 교차각, 6번 조인트의 교차각순으로 영향이 크게 나타났으며 1번 조인트의 교차각을 감소시키고, 6번 조인트의 교차각을 증가시켰을때 변속기 출력축의 각 가속도가 문제되지 않은 수준으로 감소되었다.

후 기

본 연구는 94년도 산학협동 재단 학술 연구비 지원에 의해 이루어진 것이며, 도움을 주신 아시아 자동차(주)관계자에게 감사드립니다.

참고문헌

1. M.Inagawa, T. Kondou and H. Shiniyo, "대형차에서의 구동계 진동, 소음에 대하여," 자동차 기술, Vol. 35, No. 12, pp. 1375-1380, 1981.
2. T. Kondou, H. Shinuyo, T. Fujimoto and Y. Ckikatini, "Truck 구동계 비틀림 진동에 기인하

- 는 제현상에 대하여.” 자동차 기술, Vol. 39, No. 12, pp. 1386-1395, 1985.
3. S. Ohuma, S. Yahata, M. Inagawa and T. Fujimoto, "Research on Idling Rattle of Manual Transmission," SAE850979, 1985.
 4. Y. Chikatani and A. Suehiro, "Reduction of Idling Rattle Noise in Trucks," SAE 911004, 1994.
 5. Y. Kanbe, K. Yamamoto, K. Wakahara and Y. Horiuchi, "구동계 이음 현상," 자동차 기술, Vol. 35, No.12, pp. 1299-1304, 1982.
 6. 栗野誠一 内燃 機關工學 山海堂, pp. 459-563, 1963.
 7. 조선휘, 기구학, 문운당, pp.135-138, 1991.
 8. J.E. Shigley, Kinematic Analysis of Mechanisms, McGraw-Hill Co., 1969.
 9. B.Y. Park and W. Stuhler, "Dynamic Behavior of a Driveline with Universal Joints," SAE 912491, 1991.

부 록

상태 방정식

$$\dot{x} = f(x) = \begin{bmatrix} f_{1n} \\ f_{1d} \\ \dots \\ f_{10n} \\ f_{10d} \end{bmatrix}^T$$

$$f_{1n} = T_{E0} + T_E - T_C$$

$$f_{1d} = I_{FW}$$

$$f_{2n} = n_{DP} n_{CT} T_C - k_{MS} [\theta_{MS1} - P_{MS}(\theta_{PS11})] - c_{MS} [\dot{\theta}_{MS1} - V_{MS}(\theta_{MS2}) \dot{\theta}_{PS11}]$$

$$f_{2d} = n_{DP}^2 n_{CT}^2 I_{DP} + n_{CT}^2 I_{CT} + I_{MS1}$$

$$f_{3n} = -I_{MS2} A_{MS}(\theta_{MS2}, \dot{\theta}_{MS2}) + k_{MS} [\theta_{MS1} - P_{MS}(\theta_{PS11})] + c_{MS} [\dot{\theta}_{MS1} - V_{MS}(\theta_{MS2}) \dot{\theta}_{PS11}] - k_{PS1} [\theta_{PS11} - P_{PS1}(\theta_{PS21})] - c_{PS1} [\dot{\theta}_{PS11} - V_{PS1}(\theta_{PS12}) \dot{\theta}_{PS21}]$$

$$f_{3d} = I_{MS2} V_{MS}(\theta_{MS2}) + I_{PS11}$$

$$f_{4n} = -I_{PS12} A_{PS1}(\theta_{PS12}, \dot{\theta}_{PS12}) + k_{PS1} [\theta_{PS11} - P_{PS1}(\theta_{PS21})] + c_{PS1} [\dot{\theta}_{PS11} - V_{PS1}(\theta_{PS12}) \dot{\theta}_{PS21}] - k_{PS2} [\theta_{PS21} - P_{PS2}(\theta_{PS31})] - c_{PS2} [\dot{\theta}_{PS21} - V_{PS2}(\theta_{PS22}) \dot{\theta}_{PS31}]$$

$$f_{4d} = I_{PS12} V_{PS1}(\theta_{PS12}) + I_{PS21}$$

$$f_{5n} = -I_{PS22} A_{PS2}(\theta_{PS22}, \dot{\theta}_{PS22}) + k_{PS2} [\theta_{PS21} - P_{PS2}(\theta_{PS31})] + c_{PS2} [\dot{\theta}_{PS21} - V_{PS2}(\theta_{PS22}) \dot{\theta}_{PS31}] - k_{PS3} [\theta_{PS31} - P_{PS3}(\theta_{TS1})] - c_{PS3} [\dot{\theta}_{PS31} - V_{PS3}(\theta_{PS32}) \dot{\theta}_{TS1}]$$

$$f_{5d} = I_{PS22} V_{PS2}(\theta_{PS22}) + I_{PS31}$$

$$f_{6n} = -I_{PS32} A_{PS3}(\theta_{PS32}, \dot{\theta}_{PS32}) + k_{PS3} [\theta_{PS31} - P_{PS3}(\theta_{TS1})] + c_{PS3} [\dot{\theta}_{PS31} - V_{PS3}(\theta_{PS32}) \dot{\theta}_{TS1}] - k_{TS} [\theta_{TS1} - P_{TS}(\theta_{DS1})] - c_{TS} [\dot{\theta}_{TS1} - V_{TS}(\theta_{TS2}) \dot{\theta}_{DS1}]$$

$$-n_{RG1} n_{PG1} k_{RF} (n_{RG1} n_{PG1} \theta_{TS1} - \theta_{RF})$$

$$-n_{RG1} n_{PG1} c_{RF} (n_{RG1} n_{PG1} \dot{\theta}_{TS1} - \dot{\theta}_{RF})$$

$$f_{6d} = I_{PS32} V_{PS3}(\theta_{PS32}) + I_{TS1} + n_{PG1}^2 I_{PG1} + n_{RG1}^2 n_{PG1}^2 I_{RG1}$$

$$f_{7n} = k_{RF} (n_{RG1} n_{PG1} \theta_{TS1} - \theta_{RF}) + c_{RF} (n_{RG1} n_{PG1} \dot{\theta}_{TS1} - \dot{\theta}_{RF}) - c_T \dot{\theta}_{RF}$$

$$f_{7d} = I_{RF}$$

$$f_{8n} = -I_{TS2} A_{TS}(\theta_{TS2}, \dot{\theta}_{TS2}) + k_{TS} [\theta_{TS1} - P_{TS}(\theta_{DS1})] + c_{TS} [\dot{\theta}_{TS1} - V_{TS}(\theta_{TS2}) \dot{\theta}_{DS1}] - k_{DS} [\theta_{DS1} - P_{DS}(\theta_{PG2})] - c_{DS} [\dot{\theta}_{DS1} - V_{DS}(\theta_{DS2}) \frac{1}{n_{RG2}} \dot{\theta}_{RG2}]$$

$$\begin{aligned}
 f_{9d} &= I_{TS2} V_{TS}(\theta_{TS2}) + I_{DS1} \\
 f_{9n} &= -k_{RR}(\theta_{RG2} - \theta_{RR}) - c_{RR}(\dot{\theta}_{RG2} - \dot{\theta}_{RR}) \\
 &\quad + \frac{1}{n_{RG2}} k_{DS}[\theta_{DS1} - P_{DS}(\theta_{PG2})] + \frac{1}{n_{RG2}} c_{DS}[\dot{\theta}_{DS1} - V_{DS}(\theta_{DS2}) - \frac{1}{n_{RG2}} \dot{\theta}_{RG2}] \\
 &\quad - \frac{1}{n_{RG2}} I_{DS2} A_{DS}(\theta_{DS2}, \dot{\theta}_{DS2}) \\
 f_{9d} &= I_{RG2} + \frac{1}{n_{RG2}^2} I_{PG2} + \frac{1}{n_{RG2}^2} V_{DS}(\theta_{DS2}) I_{DS2} \\
 f_{10n} &= k_{RR}(\theta_{RG2} - \theta_{RR}) + c_{RR}(\dot{\theta}_{RG2} - \dot{\theta}_{RR}) - c_T \dot{\theta}_{RR} \\
 f_{10d} &= I_{RR}
 \end{aligned}$$

여기서

$$\theta_{DP} = n_{DP} \theta_{CT}$$

$$\theta_{CT} = n_{CT} \theta_{MS1}$$

$$\theta_{PG1} = n_{PG1} \theta_{TS1}$$

$$\theta_{RG1} = n_{RG1} \theta_{PG}$$

$$\theta_{RG2} = n_{RG2} \theta_{PG2}$$

$$P_{MS}(\theta_{PS11}) = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\cos \delta_{PS1}} \tan \theta_{PS11} \right)$$

$$V_{MS}(\theta_{MS2}) = \frac{1 - \sin^2 \delta_{PS1} \sin^2 \theta_{MS2}}{\cos \delta_{PS1}}$$

$$A_{MS}(\theta_{MS2}, \dot{\theta}_{MS2}) = - \frac{\sin^2 \delta_{PS1} \sin 2\theta_{MS2}}{1 - \sin^2 \delta_{PS1} \sin^2 \theta_{MS2}} \dot{\theta}_{MS2}^2$$

$$P_{PS1}(\theta_{PS21}) = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\cos \delta_{PS2}} \tan \theta_{PS21} \right)$$

$$V_{PS1}(\theta_{PS12}) = \frac{1 - \sin^2 \delta_{PS2} \sin^2 \theta_{PS12}}{\cos \delta_{PS2}}$$

$$A_{PS1}(\theta_{PS12}, \dot{\theta}_{PS12}) = - \frac{\sin^2 \delta_{PS2} \sin 2\theta_{PS12}}{1 - \sin^2 \delta_{PS2} \sin^2 \theta_{PS12}} \dot{\theta}_{PS12}^2$$

$$P_{PS2}(\theta_{PS31}) = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\cos \delta_{PS3}} \tan \theta_{PS31} \right)$$

$$V_{PS2}(\theta_{PS22}) = \frac{1 - \sin^2 \delta_{PS3} \sin^2 \theta_{PS22}}{\cos \delta_{PS3}}$$

$$A_{PS2}(\theta_{PS22}, \dot{\theta}_{PS22}) = - \frac{\sin^2 \delta_{PS3} \sin 2\theta_{PS22}}{1 - \sin^2 \delta_{PS3} \sin^2 \theta_{PS22}} \dot{\theta}_{PS22}^2$$

$$P_{PS3}(\theta_{TS1}) = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\cos \delta_{TS}} \tan \theta_{TS1} \right)$$

$$V_{PS3}(\theta_{PS32}) = \frac{1 - \sin^2 \delta_{TS} \sin^2 \theta_{PS32}}{\cos \delta_{TS}}$$

$$A_{PS3}(\theta_{PS32}, \dot{\theta}_{PS32}) = - \frac{\sin^2 \delta_{TS} \sin 2\theta_{PS32}}{1 - \sin^2 \delta_{TS} \sin^2 \theta_{PS32}} \dot{\theta}_{PS32}^2$$

$$P_{TS}(\theta_{DS1}) = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\cos \delta_{DS}} \tan \theta_{DS1} \right)$$

$$V_{TS}(\theta_{TS2}) = \frac{1 - \sin^2 \delta_{DS} \sin^2 \theta_{TS2}}{\cos \delta_{DS}}$$

$$A_{TS}(\theta_{TS2}, \dot{\theta}_{TS2}) = - \frac{\sin^2 \delta_{DS} \sin 2\theta_{TS2}}{1 - \sin^2 \delta_{DS} \sin^2 \theta_{TS2}} \dot{\theta}_{TS2}^2$$

$$P_{DS}(\theta_{PG2}) = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\cos \delta_{PG}} \tan \theta_{PG2} \right)$$

$$V_{DS}(\theta_{DS2}) = \frac{1 - \sin^2 \delta_{PG} \sin^2 \theta_{DS2}}{\cos \delta_{PG}}$$

$$A_{DS}(\theta_{DS2}, \dot{\theta}_{DS2}) = - \frac{\sin^2 \delta_{PG} \sin 2\theta_{DS2}}{1 - \sin^2 \delta_{PG} \sin^2 \theta_{DS2}} \dot{\theta}_{DS2}^2$$