

기어변위를 고려한 회전시스템 특성연구

Characteristics on the Torsional System for The Geared Motions

*안민주¹, 윤종윤², 탁성훈³, 김준성³, 류성기⁴

*M. J. Ahn(lovecnc@kopo.ac.kr)¹, J. Y. Yoon², S. H. Tac³, J.S. Kim³, #S.K.Lyu(sklyu@gsnu.ac.kr)⁴

¹ 한국폴리텍VII대학(경상대학교 대학원 기계항공공학부), ² 오하이오 주립대학교 기계공학과,

³경상대학교 대학원 기계항공공학부, ⁴경상대학교 기계항공공학부ReCAPT(K-MEM R&D Cluster)

Key words : Torsional System, Driveline, Gear Backlash, Gear Mesh Stiffness

1. 서론

기계 진동학에서 다루는 일반 시스템 해석과 동일하나, 대부분의 진동역학 주 관심 분야가 시스템의 수직 또는 수평 운동에 초점이 맞추어졌었다면, 본 논문에서의 관심 사항은 회전운동 (torsional motion)이 되겠다. 기본적으로 다루게 될 시스템 역학적 관심 사항은 자동차 엔진으로부터 동력이 전달되는 타이어나까지의 전반적인 회전 시스템 (torsional system)이 되겠으며, 이를 위한 기본 개념을 이해하고 수학적 해석 방법을 제시하는 것이다.

2.4 자유도계 시스템 해석

회전 시스템 해석을 위해 간단한 4 자유도계 시스템을 고찰해 보도록 하자. Fig. 1 은 일반적인 4 자유도계 시스템을 묘사하고 있다. 각각의 하부 시스템은 다음과 같다.

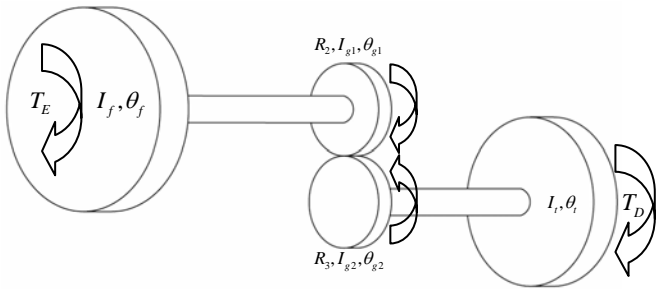


Fig. 1 Description for the generic type of torsion system with 4 DOF

위에서 묘사한 시스템은 Fig.2 와 같이 간단히 회전 관성치와 회전 스프링 (torsional spring) 상수로 표현할 수 있다. 여기서 k_1 과 k_2 은 회전 스프링 상수를 나타낸다. Fig. 1 에서 묘사된 트랙 토크는 비선형 (nonlinear) 요소로서, 선형적 요소 및 시스템 고유 특성 해석을 위해 제외하기로 한다.

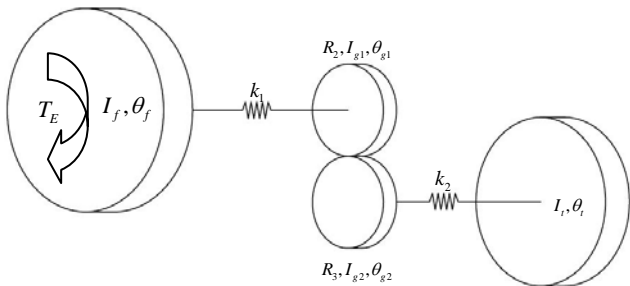


Fig. 2 Description of the torsion system with lumped masses and springs

Fig. 3 은 각 시스템 별로 작용하는 토크 방향에 따른 자유물체도 (FBD, Free Body Diagram)를 나타낸다. Fig. 3 에서 제시된 자유물체도와 뉴턴의 제 2 법칙을 이용하여 각 시스템에 따른 운동 방정식을 세울 수 있다. 각 시스템 별로 하나씩 고찰해보자.

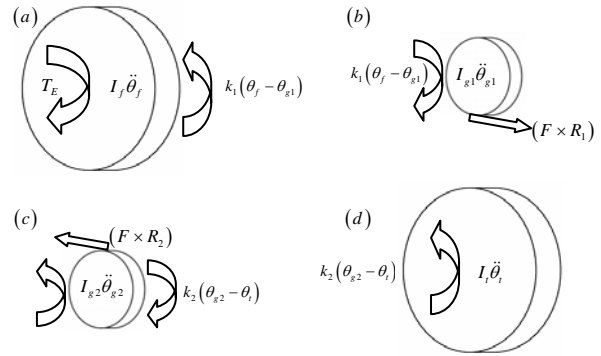


Fig. 3 Free body diagram for the equation of motion

$$(a): T_E - k_1(\theta_f - \theta_{g1}) = I_f \ddot{\theta}_f \rightarrow I_f \ddot{\theta}_f + k_1 \theta_f - k_1 \theta_{g1} = T_E \quad (1)$$

$$(b): k_1(\theta_f - \theta_{g1}) - (F \times R_1) = I_{g1} \ddot{\theta}_{g1} \rightarrow I_{g1} \ddot{\theta}_{g1} - k_1 \theta_f + k_1 \theta_{g1} = -(F \times R_1) \quad (2)$$

$$(c): (F \times R_2) - k_2(\theta_{g2} - \theta_t) = I_{g2} \ddot{\theta}_{g2} \rightarrow I_{g2} \ddot{\theta}_{g2} + k_2 \theta_{g2} - k_2 \theta_t = (F \times R_2) \quad (3)$$

$$(d): k_2(\theta_{g2} - \theta_t) = I_t \ddot{\theta}_t \rightarrow I_t \ddot{\theta}_t - k_2 \theta_{g2} + k_2 \theta_t = 0 \quad (4)$$

토크와 기어비 및 변위와의 상관관계 $\left(\frac{T_1}{T_2} = \frac{FR_1}{FR_2} = \frac{R_1}{R_2} = n \right)$

및 $\left(R_1 \theta_{g1} = R_2 \theta_{g2} \Rightarrow \frac{R_1}{R_2} = \frac{\theta_{g2}}{\theta_{g1}} = n \right)$ 를 적용하며, 여기서 n 은 기어비를 나타낸다.

따라서, 위에서 언급한 공식은 다음과 같이 3 자유도계로 표현할 수 있다.

$$I_f \ddot{\theta}_f \rightarrow I_f \ddot{\theta}_f + k_1 \theta_f - k_1 \theta_{g1} = T_E \quad (5)$$

$$(I_{g1} + n^2 I_{g2}) \ddot{\theta}_{g1} - k_1 \theta_f + (k_1 + n^2 k_2) \theta_{g1} - nk_2 \theta_t = 0 \quad (6)$$

$$I_t \ddot{\theta}_t - k_2 \theta_{g2} + k_2 \theta_t = 0 \quad (7)$$

3. 기어 변위를 고려한 일반 회전 시스템 고려

방정식 (1)로부터 (7)까지는 이런 회전 시스템에서 고려할 수 있는 기어 동역학적인 모델이 생략되어 있는데, 차후 고유치 해석 (eigensolution)을 통한 시스템 특성을 파악할 수 있다. 그러면, 기어 변위와 관련이 있는 방정식 (2)와 (3)을 고려해 보자.

$$I_{g1} \ddot{\theta}_{g1} - k_1 \theta_f + k_1 \theta_{g1} = -(F \times R_1) \quad (8)$$

$$I_{g2} \ddot{\theta}_{g2} + k_2 \theta_{g2} - k_2 \theta_t = (F \times R_2) \quad (9)$$

여기서 F_g 는 기어 사이에 작용하는 힘으로 치강성

(k_g , gear mesh stiffness) 과 기어상대변위

(ρ , relative displacement) 를 이용하여 나타낼 수 있다.

F_g 를 k_g 와 ρ 로 나타내면 다음과 같다.

$$F_g = k_g (R_1 \theta_{g1} + R_2 \theta_{g2}) \quad (10)$$

방정식 (10)을 방정식 (8)과 (9)에 각각 대입하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} - k_f\theta_f + k_i\theta_{g1} = -k_g(R_1\theta_{g1} + R_2\theta_{g2}) \times R_1;$$

$$\therefore F = k_g(R_1\theta_{g1} + R_2\theta_{g2})$$

$$\rightarrow I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} - k_f\theta_f + (k_1 + k_g R_1^2)\theta_{g1} + k_g R_1 R_2 \theta_{g2} = 0 \quad (11)$$

$$I_{g2}\ddot{\theta}_{g2} + k_2\theta_{g2} - k_2\theta_f = -k_g(R_1\theta_{g1} + R_2\theta_{g2}) \times R_2; \therefore F = -k_g(R_1\theta_{g1} + R_2\theta_{g2})$$

$$\rightarrow I_{g2}\ddot{\theta}_{g2} + k_g R_1 R_2 \theta_{g1} + (k_2 + k_g R_2^2)\theta_{g2} - k_2\theta_f = 0 \quad (12)$$

방정식 (11)과 (12) 에서 F 의 부호는 반대로 대입하는데 이것은 입력축 기어와 출력축 기어사이에서 작용하는 힘의 방향성을 고려하기 때문이다

4. 기어 변위를 고려했을 시 나타내는 실차 모델에서의 드라이브 라인 (Driveline) 고유특성 해석결과

Fig. 4 는 앞굴림 방식 차량에서 플라이 휠로부터 바퀴까지 토크가 전달되는 드라이브 라인을 묘사하고 있다.

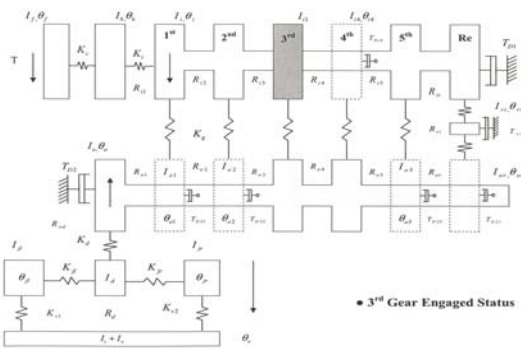


Fig. 4 Torsional model of driveline with 14 degrees of freedom [8]

Fig. 5 는 고유치 해석 모델을 통해서 얻은 고유 시스템 특성을 나타내고 있다.

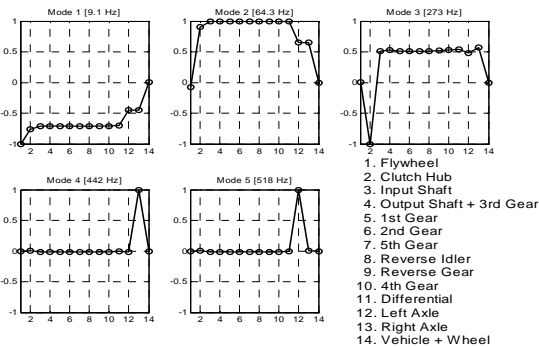


Fig. 5 First five modes of a 14DOF system (Figure 1)

보통 자동차 시스템은 최초 제작시, 8000 RPM 이내의 엔진 회전속도 범위를 갖도록 설계 되기 때문에 이를 엔진 폭발 주파수 (Firing Frequency)로 환산해보면, 대략 300Hz 이내의 범위를 갖는다. Table 1 는 Fig. 5 로부터 얻어진 결과에 따른 각각의 Mode Shape 에 대한 시스템 동적 특성 설명 및 이에 해당하는 엔진 폭발 주파수에 대하여 정리한 것이다.

Fig. 5 와 Table 1 을 비교해 봄으로써, 각 모드간 주요 컨트롤 요소를 파악할 수 있다. 즉, Table 1 에서와 같이 Mode 2 의 고유 진동수가 64.3Hz 인 경우, 고유 진동수와 동일한 주파수로 Rattle 이 발생할 경우, 시스템 공진 주파수 대역과 일치함으로 인해 하부시스템 및 전체적인 시

스템 안정성과 연계하여 바람직하지 못한 현상이 야기되므로, 가능한 이런 공진 주파수 대역을 피하도록 설계하는 것이 바람직하다.

Table 1. First five natural frequencies of a 14DOF system.

Mode	Description	Natural Freq.(Hz)
0	Rigid body mode (f_0)	0
1	Driveline surging mode (f_1)	9.1
2	Clutch spring mode (f_2)	64.3
3	Clutch + Input Shaft mode (f_3)	273
4	Right Axle mode (f_4)	442
5	Left Axle mode (f_5)	518

5. 결론

본 논문에서는 진동 및 시스템 특성 해석을 위한 단순 4 자유도계 회전 시스템 분석 및 수학적 모델링을 진행하였다. 첫째, 4 자유도계 모델 특성에 대한 수학적 모델을 제시함으로써, 보다 더 복잡한 모델 해석을 위한 기본적인 개념을 수립하였다. 둘째, 회전 시스템에서 관찰되는 일반적인 비선형 모델을 제시하였다. 셋째, 이미 수립한 회전 시스템 모델로부터 기어의 동역학적 모델을 적용함으로써, 기어의 시스템 내 운동 특성을 알 수 있는 수학적 모델을 제시하였다. 넷째, 위에서 살펴본 개념을 적용하여 실제 시스템을 이용한 일반적인 앞 굴림 방식의 실 차 모델을 적용하여 개략적인 시스템 특성을 제시하였다.

후기

이 논문은 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI 04-01-03) 과 산업기술재단 기업혁신 인력양성사업 지원에 의해 연구 되었으며 이에 감사 드립니다.

참고문헌

1. P. Couderc, J. Callenaere, J.D. Hagopian and G. Ferraris, Vehicle Driveline Dynamic Behavior: Experimentation and Simulation, Journal of Sound and Vibration, 1998, 218(1), pp. 133-157
2. J.P. Den Hartog, Mechanical Vibrations, Dover, pp. 351-353
3. C.L. Gaillard and R. Singh, Dynamic analysis of automotive clutch dampers, Applied Acoustics, 1997, 60 (2000) 399-424
4. T.C. Kim and R. Singh, Dynamic Interactions between Loaded and Unloaded Gear, SAE Noise and Vibration Conf. April-May 2001, pp. 158-165, 01NVC-100
5. R. Singh, H. Xie and R.J. Comparin, Analysis of Automotive Neutral Gear Rattle, Journal of Sound and Vibration, 1989, 131(2), pp. 177-196
6. E.P. Trochon and R. Singh, Effect of Automotive Gearbox Temperature on Transmission Rattle Noise, Noise-Con, 1998, pp. 151-156
7. E.P. Trochon, Analytical Formulation of Automotive Drivetrain Rattle Problems, MS Thesis, The Ohio State University, 1997.
8. JY. Yoon, Effect of Multi-Stage Clutch Damper Characteristics on Vibro-Impacts within a Geared System, MS Thesis, The Ohio State University, 2003.