

회전 시스템 내 기어 동역학적 특성에 대한 이론적 해석

조성민 · 안민주 · 손유선 · 윤종윤* · 류성기***

경상대학교 대학원 기계항공공학부 · *오하이오주립대학교 기계공학과

**경상대학교 기계항공공학부(항공기부품기술연구소-지식기반기계부품소재연구개발클러스터사업단)

(2006. 10. 14. 접수 / 2007. 2. 12. 채택)

Theoretical Analysis of Geared Dynamic Characteristics in a Torsional System

Sungmin Cho · Minju Ahn · Yusun Son · Jongyun Yoon* · Sungki Lyu***

Graduate School of Division of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University

*Department of Mechanical Engineering, Ohio State University

**Division of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University

(ReCAPT(K-MEM R&D Cluster))

(Received October 14, 2006 / Accepted February 12, 2007)

Abstract : In the field of the system dynamics related to the vibration characteristics, there are lots of examples introduced for the translational system, however the analysis of the torsional systems such as driveline in the automobile is rare compared with the translational system. The purpose of this study is to show the simple concepts for the torsional system analysis and explain how to adjust the mathematical methods for the geared motions, which can be applied to the driveline of the automobile. In order to do it, there are several systematical approaches described about how the sub-system motions can be understood with the mathematical descriptions. Based upon this fundamental study, several torsional system modeling methods will be suggested. Therefore, the characteristics of the torsional system and the gear motions will be explained, which can be adjusted in a further study as a next step.

Key Words : torsional system, driveline, gear backlash, gear mesh stiffness

1. 서 론

여기서 다루게 될 회전 시스템 해석은 주로 자동차 내 파워트레인(Powertrain)에서 작용하는 동역학적 특성 해석을 위한 것으로서, 기계 진동학에서 다루는 일반 시스템해석과 동일하나, 대부분의 진동역학 주 관심 분야가 시스템의 수직 또는 수평 운동에 초점이 맞추어져있었다면, 본 논문에서의 관심 사항은 회전운동(torsional motion)이 되겠다. 기본적으로 다루게 될 시스템 역학적 관심 사항은 자동차 엔진으로부터 동력이 전달되는 타이어까지의 전반적인 회전 시스템(torsional system)이 되겠으며, 이를 위한 기본 개념을 이해하고 수학적 해석 방법을 제시하는 것이다.

따라서 일반적으로 다루어지던 시스템의 수직, 수평적 진동특성을 발전시켜 회전체에서 일어나는 진동 특성을 연구하는 것이 본 논문의 주 관심 사항이 되겠으며, 기어비를 고려한 기본 시스템설명 및 이해를 통해 수학적 모델을 제시하고, 실제 드라이브라인(driveline)에 적용할 수 있는 기본적인 개념을 정립하는 것이다.

이러한 회전시스템 특성 연구를 통한 시스템역학 및 진동 특성을 해석함으로써, 자동차 드라이브라인과 같은 회전 시스템에서 발생하는 실험적 특성을 해석결과와 비교할 수 있으며, 선형적(linear)해석을 적용함으로써 시스템 특성을 파악하는데 있어서의 시간 및 물질적 낭비를 줄이는데 본 개념을 활용할 수 있다. 사실, 시스템의 질적수준을 떨어뜨리는 원인을 찾아 분석하고 해결하기 위해 일반적으로 실험적 접근을 많이 사용하는데, 이런 방법은 실제 시스템을 가지고 측정하기 때문에 시스템 현상과

* To whom correspondence should be addressed.
sklyu@gsnu.ac.kr

및 분석을 위한 신뢰성 높은 데이터를 얻거나 직접적으로 현상을 관측하는 데는 유리하나 데이터를 얻기 위한 비용이나 소요 시간을 고려한다면 비합리적일 수 있다. 따라서 시스템 현상을 분석하고 주요 컨트롤 요소를 파악하기 위해 사전에 실시하는 해석적 방법이 합리적으로 이용될 수 있으며, 기타 여러 불합리한 기회비용을 줄일 수 있다.

2. 4 자유도계 시스템 해석

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

- I_f : 플라이 휠, I_{g1} : 입력축 기어, I_{g2} : 출력축기어,
- I_t : 액셀 및 타이어, (I : 관성치, Inertia Value)
- θ_f : 플라이 휠, θ_{g1} : 입력축기어, θ_{g2} : 출력축기어,
- θ_t : 액셀 및 타이어, (θ : 변위, Displacement)
- R_2 : 입력축 기어 반지름, R_3 : 출력축 기어 반지름
- T_E : 엔진 토크(Engine Torque),
- T_D : 드랙 토크(Drag Torque)

위에서 묘사한 시스템은 Fig. 2와 같이 간단히 회전 관성치와 회전 스프링(torsional spring)상수로 표현할 수 있다. 여기서 k_1 과 k_2 은 회전 스프링 상수

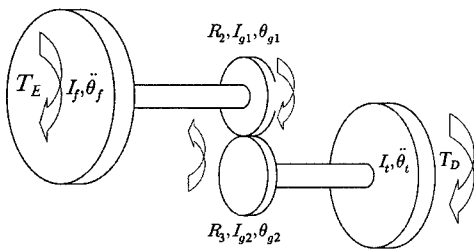


Fig. 1. Description for the generic type of torsion system with 3 DOF.

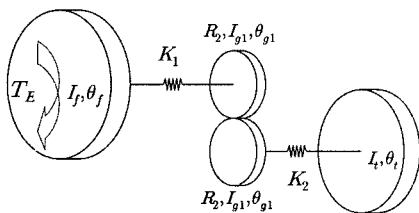


Fig. 2. Description of the torsion system with lumped masses and springs.

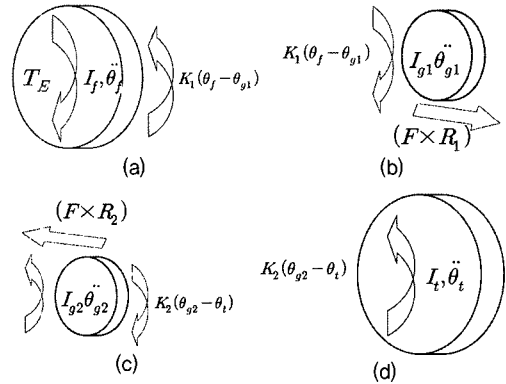


Fig. 3. Free body diagram for the equation of motion.

를 나타낸다. Fig. 1에서 묘사된 트랙 토크는 비선형(nonlinear) 요소로서, 선형적 요소 및 시스템 고유 특성 해석을 위해 제외하기로 한다.

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

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

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

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

Fig. 2에서와 같이 간단히 묘사된 그림으로부터 시스템 해석을 위한 방정식을 세울 수 있는데, Fig. 3은 각 시스템 별로 작용하는 토크 방향에 따른 자유물체도(FBD, Free Body Diagram)를 나타낸다. Fig. 3에서 제시된 자유물체도와 뉴턴의 제 2법칙을 이용하여 각 시스템에 따른 운동 방정식을 세울 수 있다. 각 시스템 별로 하나씩 고찰해보자¹⁻⁷⁾.

위 성립된 방정식에서 항목 (b)와 (c)는 기어비에 의해 하나의 방정식으로 통합할 수가 있는데, 이는 맞물려 있는 두 기어 사이에 작용하는 힘과 회전 스프링 상수는 동일하며 토크는 일정 기어비에 의해 전달된다는 가정하에 하나의 등가 방정식으로 만들 수 있다. 이를 위해서는 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 방정식 (2)와 (3)은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$(2) = \frac{I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} - k_1\theta_f + k_1\theta_{g1}}{I_{g2}\ddot{\theta}_{g2} + k_2\theta_{g2} - k_2\theta_f} = \frac{-(F \times R_1)}{(F \times R_2)} = -n$$

$$\rightarrow I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} - k_1\theta_f + k_1\theta_{g1} = -nI_{g2}\ddot{\theta}_{g2} - nk_2\theta_{g2} + nk_2\theta_f$$

여기서 $\theta_{g2} = n\theta_{g1}$ 이므로,

$$I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} - k_1\theta_f + k_1\theta_{g1} = -n^2I_{g2}\ddot{\theta}_{g1} - n^2k_2\theta_{g1} + nk_2\theta_f$$

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

따라서 위에서 언급한 공식은 다음과 같이 3차 유도계로 표현할 수 있다.

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

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

$$I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} - k_2\theta_{g2} + k_2\theta_f = 0 \quad (3)$$

3. 일반 회전 시스템(torsional system)에서 발생하는 비선형 요소 고찰

자동차 드라이브라인(driveline)을 포함한 일반적인 회전 시스템(torsional system)에서 일어나는 여러 가지 소음 및 진동 문제는 비선형 요소와 관계가 있는데, 이는 하부 시스템 내에서 작용하는 비연속적 시스템 특성(piecewise type nonlinearity)에 의해 발생한다^{2,4-8)}. 예를 들면, 자동차 엔진에서 클러치로 작용하는 토크의 크기에 따라 몇 개의 스프링이 그 토크 범위에 맞게 작용하도록 설계되어 있는데, 이는 비선형모델에 의하지 않고는 해석이 불가능하다. 상대적으로 작은 관성치를 갖는 기어에서는 엔진으로부터 발생하는 폭발작용에 의한 영향으로 기어 백래쉬(gear backlash)에서 접촉 및 단절에 의한 비선형적 진동 특성으로 이어진다.

Fig. 4는 드라이브라인(driveline)에서 관찰할 수 있는 몇 가지 비선형 모델을 설명하고 있다.

Fig. 4에서 제시한 몇 가지 비선형요소 중에서 기어에서 작용하는 비선형적 특징을 어떻게 수학적으로 설명할 수 있는지 살펴보도록 하자.

이미 방정식 (5), (6) 및 (7)에서 제시한 모델은 일반적인 회전 시스템을 해석할 수는 있으나, 구체적으로 기어가 어떻게 동역학적으로 움직이고 있으며, 기어 사이에서 작용하는 치강성(Gear mesh stiffness)이 적절한 범위에 있는지를 파악하는 데는 한계가 있다.

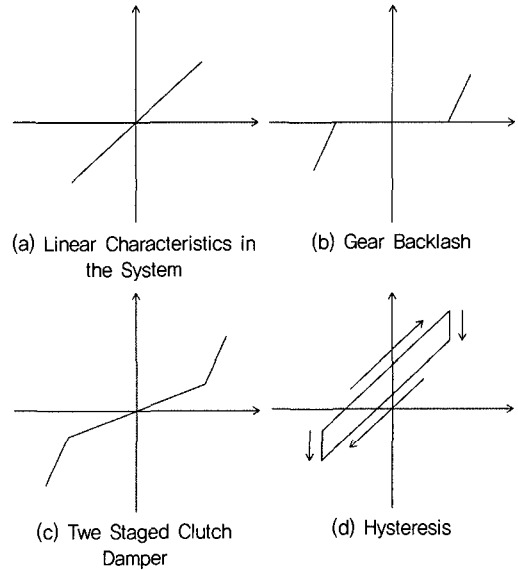


Fig. 4. Nonlinear Characteristics in the torsional system⁵⁻⁸⁾.

따라서 기어 사이의 변위가 어떻게 작용하며, 치강성(Gear mesh stiffness)과 어떠한 상관관계가 있는지 이해할 필요가 있다. 먼저, 기어의 움직임은 크게 세 가지의 경우로 나누어 볼 수가 있는데, 이는 Fig. 5에 자세히 설명되어 있다.

Fig. 5에서 묘사된 세 가지 경우의 비선형 특성은 Fig. 4(b)의 그래프를 가지고 설명할 수 있는데, Fig. 5(a)는 시스템이 회전시, 정상적으로 두 기어가

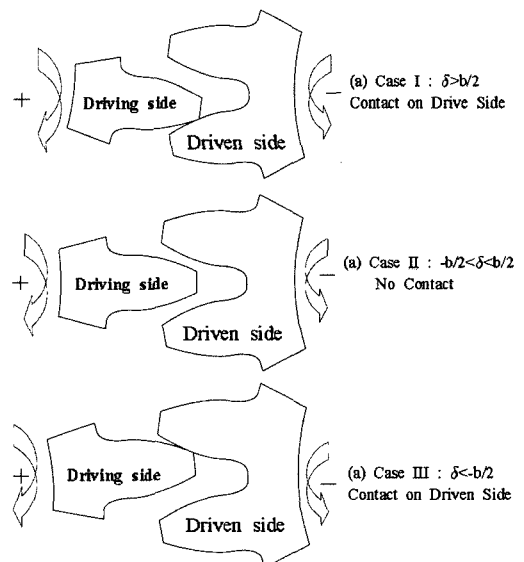


Fig. 5. Nonlinear Characteristics in the Gear Motions^{7,8)}.

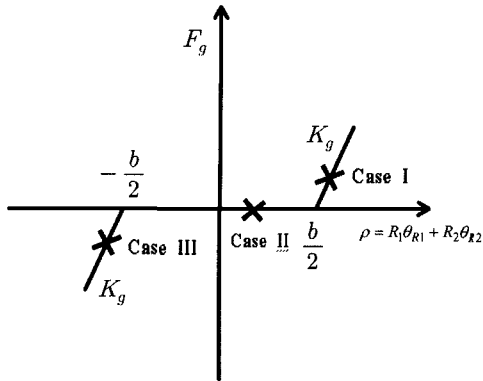


Fig. 6. Relationship between Gear Mesh Force and Relative Displacement^{5,7,8)}.

접촉한 상태로 맞물려 돌아가는 경우를 나타내며, (b)는 두 기어가 어느 쪽에도 접촉이 이루어져 있지 않는 상태를 설명한다. (c)의 경우는 접촉은 이루어져 있으나, 토크를 전달하는 쪽과 전달 받는 쪽이 서로 역전이 되어 있는 경우에 나타나는 현상이다.

Fig. 6은 위 세 가지 경우를 기어 상대변위(ρ , Relative Displacement)와 기어 사이에 작용하는 힘(F_g , gear force)과의 관계를 나타낸다.

여기서, 상대변위 (ρ)는 토크를 전달하는 기어측과 전달받는 기어측과의 토크 방향성을 고려하여 유도한다. 즉, 토크를 전달하는 측 기어 변위는 (+)로 토크를 전달받는 기어측 변위는 (-)로 가정하며, 기어 사이에서의 변위는 상대적으로 작기 때문에 회전 방향이 아닌 수평 방향으로 가정한다. 따라서 $\rho = R_1\theta_{R1} - (-R_2\theta_{R2}) = R_1\theta_{R1} + \theta_{R2}$ 로 약속한다⁵⁾. 차후 이 상대 변위를 적용하여 시스템 상태방정식을 유도할 시에는 기어 사이에서 작용하는 요소는 토크가 아닌 힘이므로, 입력 및 출력측 기어에 작용하는 토크는 F_g 에 해당하는 기어 쪽 반지름을 곱하여 정의한다^{1,8)}.

4. 기어 변위를 고려한 일반 회전시스템 고려

지금까지 일반적인 회전 시스템 및 이에 따른 운동 방정식과 시스템 내에서 발생할 수 있는 몇 가지 비선형 요소에 대해 고찰하였다. 방정식 (1)로부터 (7)까지는 이런 회전 시스템에서 고려할 수 있는 기어 동역학적인 모델이 생략되어 있는데, 3장에서 언급한 개념을 적용하면 기어를 포함한 일반 회전 시스템 운동 방정식을 유도할 수 있으며, 차후 고유치 해석(eigensolution)을 통한 시스템 특성을 파악할 수 있다. 그러면, 기어 변위와 관련이 있는 방정식

(2)와 (3)을 고려해 보자.

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

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

여기서 F_g 는 기어 사이에 작용하는 힘으로 Fig. 6에서 설명한 치강성(k_g , gear mesh stiffness)과 기어 상대변위(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.

$$\begin{aligned} I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} - k_1\theta_f + k_1\theta_{g1} &= -k_g (R_1\theta_{g1} + R_2\theta_{g2}) \times R_1; \\ \therefore F &= k_g (R_1\theta_{g1} + R_2\theta_{g2}) \\ \rightarrow I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} - k_1\theta_f + (k_1 + k_g R_1^2)\theta_{g1} + k_g R_1 R_2 \theta_{g2} &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} I_{g2}\ddot{\theta}_{g2} + k_2\theta_{g2} - k_2\theta_f &= -k_g (R_1\theta_{g1} + R_2\theta_{g2}) \times R_2; \therefore F = -k_g (R_1\theta_{g1} + R_2\theta_{g2}) \\ \rightarrow I_{g2}\ddot{\theta}_{g2} + k_g R_1 R_2 \theta_{g1} + (k_2 + k_g R_2^2)\theta_{g2} - k_2\theta_f &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

방정식 (11)과 (12)에서 F의 부호는 반대로 대입하는데 이것은 입력측 기어와 출력측 기어사이에서 작용하는 힘의 방향성을 고려하기 때문이다. 또한 F_g 의한 발생 토크는 Fig. 6에서와 같은 비선형 요소가 아닌, 단순 선형 요소로 가정하였다. 기어 백래쉬(Backlash)에 의한 비선형적 특성은 본 논문의 범위를 벗어나므로 생략하기로 한다. 따라서 본 모델에서 작용하는 힘, F_g 는 Fig. 6에서 Case I 또는 Case III 경우에 해당한다. 따라서 방정식 (1), (2) 및 (11), (12)로부터 Fig. 2에서 제시한 기어를 포함한 일반적인 회전 시스템은 다음과 같이 수학적 모델로 나타낼 수 있다.

$$I_f\ddot{\theta}_f + k_1\theta_f - k_1\theta_{g1} = T_E \quad (13)$$

$$I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} - k_1\theta_f + (k_1 + k_g R_1^2)\theta_{g1} + k_g R_1 R_2 \theta_{g2} = 0 \quad (14)$$

$$I_{g2}\ddot{\theta}_{g2} + k_g R_1 R_2 \theta_{g1} + (k_2 + k_g R_2^2)\theta_{g2} - k_2\theta_f = 0 \quad (15)$$

$$I_t\ddot{\theta}_t - k_2\theta_{g2} + k_2\theta_t = 0 \quad (16)$$

방정식 (13)으로부터 (16)까지는 기어를 포함한 4 자유도계 모델을 묘사하고 있지만, 지금까지 고찰한 기본적인 회전 시스템 특성 및 기어 사이에서 발생하는 상대 변위에 대한 개념을 가지고 보다 더 복잡하고 많은 수의 기어를 포함한 회전 시스템 모델 해석이 가능하며, 차후 연계될 비선형 모델에 대한 수학적 해석 및 실험적 특성과의 비교가 가능하다.

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

본 장에서는 앞으로 연계되어 설명되어질 실제 드라이브 라인으로부터 나타나는 해석 결과에 대한 고찰을 실시하고자 한다. 구체적으로 어떤 수학적 모델링을 통하여 해석을 하는지에 대한 설명은 차후 연계되어질 논문에서 제시하기로 하고, 본 장에서는 간략하게나마 위에서 제시한 이론적 배경으로부터 얻어질 수 있는 일반적인 자동차 내에서 구동하는 회전 시스템에 대한 고유특성을 제시함으로써, 실차 시스템에서 일어나는 실제 물리적 현상과 연계하여 생각해보고자 한다. Fig. 7은 앞굴림 방식 차량에서 플라이휠로부터 바퀴까지 토크가 전달되는 드라이브 라인을 묘사하고 있다.

본 시스템은 14자유도계로 이루어져 있는데, 시스템의 고유 특성을 해석하기 위해서는 고유치 해석 (Eigensolution) 방법이 필요하다. 이를 위한 구체적인 방법은 차후 연계되어질 논문에서 수학적 모델과 더불어 자세히 다루기로 하고, 여기서는 고유치 해석결과로부터 얻어진 해석결과만을 다루기로 한다. 일반적으로 회전 시스템 해석으로부터 얻어지는 결과는 첫번째 고유치가 0, 고유벡터가 단일 강성체 (Rigid body) 동적 특성을 나타내는 Semi-definite 시스템으로서 이런 첫번째 고유 특성을 제외하고 나머지 동적 특성을 살펴보도록 한다. 따라서 14자유도계의 모델인 경우, 고유 진동수 및 mode shape은 첫번째를 제외한 13개가 되겠다. Fig. 8은 고유치 해석 모델을 통해서 얻은 고유 시스템 특성을 나타내고 있다.

보통 자동차 시스템은 최초 제작시, 8000RPM 이내의 엔진 회전속도 범위를 갖도록 설계되기 때문에 이를 엔진 폭발 주파수(Firing Frequency)로 환산해보면, 대략 300HZ 이내의 범위를 갖는다.

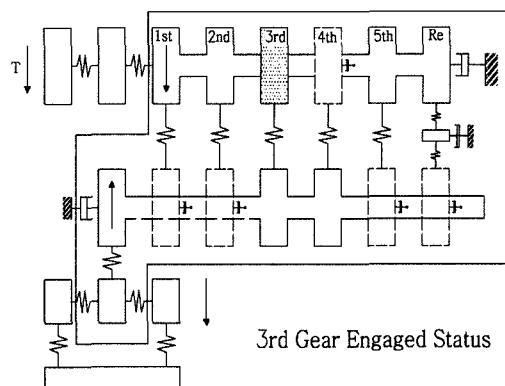


Fig. 7. Torsional model of driveline with 14 degrees of freedom⁸⁾.

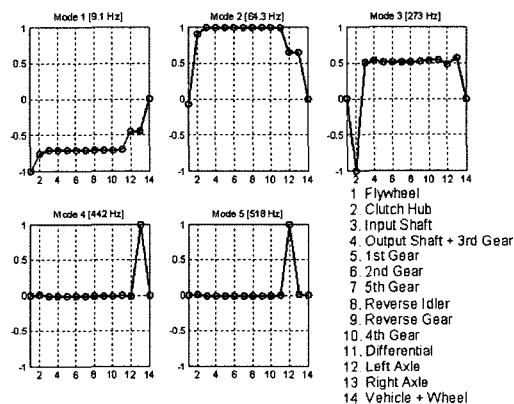


Fig. 8. First five modes of a 14DOF system(Figure 1).

Table 1은 Fig. 8로부터 얻어진 결과에 따른 각각의 Mode Shape에 대한 시스템 동적 특성 설명 및 이에 해당하는 엔진 폭발 주파수에 대하여 정리한 것이다.

위에서 설명하였듯이, 첫번째 고유 진동수 및 폭발 주파수는 일반적 회전 시스템 특성을 파악하는데 있어서 무의미하다. 왜냐하면, 드라이브 라인과 같은 회전 시스템은 각각의 하부 시스템간의 상대적인 변위에 따라 하부 시스템 간 동적 특성이 나타나기 때문에 Mode Shape 0과 같은 모드는 시스템 동적 특성으로서는 무의미하다. Mode Shape 1과 Mode Shape 2는 일반적으로 저주파수 대역에서 나타나는 특성으로서, 일반적으로 Shuffle, Judder 또는 Rattle과 같은 현상과 깊은 연관이 있다.

Fig. 8과 Table 1을 비교해 봄으로써, 각 모드간 주요 컨트롤 요소를 파악할 수 있다. 예를 들면, Mode 2와 같은 경우, 플라이휠과 차체를 제외한 대부분의 하부 시스템은 동시에 점프하는 특성을 보이는

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

데, 이런 모드의 특성은 플라이휠과 연결되는 클러치 회전 스프링 상수 및 차체와 연결되는 드라이브 샤프트(Drive shaft) 강성을 조절함으로써, 공진을 피할 수 있다.

즉, Table 1에서와 같이 Mode 2의 고유 진동수가 64.3Hz인 경우, 고유 진동수와 동일한 주파수로 Rattle이 발생할 경우, 시스템 공진 주파수 대역과 일치함으로 인해 하부시스템 및 전체적인 시스템 안정성과 연계하여 바람직하지 못한 현상이 야기되므로, 가능한 이런 공진 주파수 대역을 피하도록 설계하는 것이 바람직하다.

본 장에서는 간략하게 14 자유도계에서 일어나는 시스템 특성 중 일부만을 제시하였는데, 연계될 논문에서는 어떻게 시스템 고유치 해석을 실시하는지에 대한 수학적 모델을 제시하고, 실제 14 자유도계와 관련하여 알아 볼 수 있는 전체적인 시스템 특성 및 더 나아가서 각 하부 시스템에서 살펴 볼 수 있는 주파수 응답 특성(FRF: Frequency Response Function)에 대해 다루고자 한다.

6. 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 제시하였으며, 회전 시스템 중 기어와 관련된 일반적인 상대 변위 개념을 설명하였다. 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

앞글림 방식의 실차 모델을 적용하여 개략적인 시스템 특성을 제시하였다.

본 연구는 단순한 회전 시스템 모델링 및 시스템 특성 이해에 필요한 기본적인 개념을 제시하는데 목적을 두었는데, 차후 이와 연계하여 자동차 내 드라이브라인(Driveline) 내에서 일어날 수 있는 선형적 모델 해석을 통한 시스템을 특성을 파악하고자 한다. 또한 시스템 특성과 관련하여 중요 변수의 이해를 통한 선형 모델 내에서의 분석 가능한 선형적 해석 개념을 제시하고자 한다.

감사의 글 : 이 논문은 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI04- 01-03)과 한국산업기술재단 지역혁신인력양성사업 지원에 의해 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- 1) P. Couderc, J. Callenaere, J. D. Hagopian and G. Ferraris, Vehicle Driveline Dynamic Behavior: Experimentation and Simulation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 218, No. 1, pp. 133~157, 1998.
- 2) J. P. Den Hartog, Mechanical Vibrations, Dover, pp. 351~353, 1999.
- 3) C.L. Gaillard and R. Singh, Dynamic analysis of automotive clutch dampers, Applied Acoustics, 60 (2000), pp. 399~424, 1997.
- 4) T. C. Kim and R. Singh, Dynamic Interactions between Loaded and Unloaded Gear, SAE Noise and Vibration Conf. pp. 158~165, 01NVC-100, April-May 2001.
- 5) R. Singh, H. Xie and R. J. Comparin, Analysis of Automotive Neutral Gear Rattle, Journal of Sound and Vibration, Vol. 131, No. 2, pp. 177~196, 1989.
- 6) E. P. Trochon and R. Singh, Effect of Automotive Gearbox Temperature on Transmission Rattle Noise, Noise-Con, pp. 151~156, 1998.
- 7) E. P. Trochon, Analytical Formulation of Automotive Drivetrain Rattle Problems, MS Thesis, The Ohio State University, 1997.
- 8) J. Y. Yoon, Effect of Multi-Staged Clutch Damper Characteristics on Vibro-Impacts within a Geared System, MS Thesis, The Ohio State University, 2003.