

## 4×2 대형 트럭 구동계의 비틀림 주파수 응답 특성 연구 A Study on the Torsional Frequency Response Characteristic of 4×2 Heavy Duty Truck Powertrain

안병민(전북대학교 대학원 정밀기계공학과),  
최은오(단국대학교 기계공학과), 홍동표(전북대학교 기계공학부)

### Abstract

In recent truck industry, ride quality improvement as well as payload capacity is a very important subject. In order to achieve this goal, it is necessary to study several sub-systems (powertrain, suspension, engine mount, exhaust, etc) of truck which are major components of vehicle. In this research, torsional vibration reduction method of 4×2 truck powertrain is demonstrated by using computer simulation and experiment. First, truck powertrain is modeled as a vibrating system and validity of developed model is verified by comparing free vibration results with experiment results. Second, Most key parameters which influence torsional resonance are examined utilizing mode analysis. Finally, frequency responses of truck powertrain are obtained and reduction counterplans of torsional vibration are suggested.

### 1. 서 론

최근 트럭 산업계에서는 트럭의 화물 수송뿐만 아니라 승차감을 향상시켜 운전자의 피로 방지를 통한 작업 능력을 향상을 위해서 많은 노력을 기울이고 있다. 이러한 목적 달성의 일환으로 트럭 시스템을 구동계, 현가계, 엔진 마운트, 배기계통의 소구름으로 나누어 많은 연구가 수행되고 있는 추세이다.

트럭 구동계의 주된 가진원은 엔진 변동 토크, 부등속 조인트의 상호절각에 의한 2차가진, 기어쌍의 전달 오차에 의한 가진<sup>(1,2)</sup> 등이 있다. 이중에서 부등속 조인트에 의한 2차 가진은 상호절각의 크기를 규제치 이하로 줄이거나 입력

절각과 출력절각의 크기를 같게 하여 저감<sup>(1)</sup>시킬 수 있으며 기어의 전달오차에 의한 가진은 주로 기어 와인(gear whine) 진동<sup>(2)</sup>에서 연구를 수행하는 분야이다. 본 연구에서는 엔진 토크 변동<sup>(3,4)</sup>에 의해 구동계에서 발생하는 진동·소음<sup>(5)</sup>을 저감시키고자 하였다. 먼저 구동계를 비틀림진동을 해석할 수 있는 진동계로 모델링하였다. 개발된 모델은 자유진동을 수행하여 그 결과를 실차 실험 결과와 비교검토하여 모델을 검증하였다. 그리고 타당성이 검증된 모델을 바탕으로 주요 공진 주파수의 모드 분석을 수행하여 공진에 가장 큰 영향을 미치는 구동계 파라미터를 구하였다. 그리고 구해진 주요 파라미터에 따라 강제진동을 수행하여 구동계의 비틀림 주파수 응답을 구하였으며 그 결과를 바탕으로 비틀림진동을 저감시킬 수 있는 저감 대책을 제시하고자 한다.

### 2. 모델링

#### 2.1 구동계 비틀림진동 해석 모델 개발

대형 트럭 구동계를 진동계로 바꾸어 비틀림진동을 해석하기 위해서는 비틀림진동의 특성을 나타낼 수 있는 정확한 모델의 개발이 필수적이다. 본 연구에서는 고속 주행시 가장 빈번히 사용하는 6단을 모델링하였다.

엔진의 크랭크축과 암과 같이 형상이 매우 복잡한 부분은 무게 중심과 질량을 구하기 매우 어려우므로 정확한 값을 결정하기 위하여 도면을 캐드(CAD)화하여 I-DEAS를 이용한 해석적 방법<sup>(4)</sup>으로 질량관성모멘트와 비틀림 스프링상수를 구하였다. 축 시스템은 Fig. 1의 (a)와 같이 단면이 일정한 축과 (b)와 같이 단면이 여러 개로 구성된 축이 있다. 이때 Fig.1의 (a)와 같이

단면이 일정한 축은 식 (1)을 이용해 질량관성모멘트를 식 (2)를 이용해 스프링상수 계산할 수 있고 (b)와 같이 축은 단면이 일정한 부분으로 나누어 식 (1), (2)를 이용해 질량관성모멘트와 비틀림 스프링상수를 구하고 식 (3), (4)를 이용해 등가화하여 등가 질량관성 모멘트와 비틀림 스프링 상수를 구하였다.

$$J = \rho \cdot I_p \cdot L \quad [kgm^2] \quad (1)$$

$$K = \frac{G \cdot I_p}{L} \quad \left[ \frac{Nm}{rad} \right] \quad (2)$$

$$J_{total} = \sum_{i=1}^n J_i \quad (3)$$

$$K_{total} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n 1/K_i} \quad (4)$$

여기서  $I_p$ 는 축의 극관성 모멘트,  $\rho$ 와  $G$ 는 금속의 성질을 나타내는 상수로써  $\rho$ 는 금속의 밀도,  $G$ 는 종탄성계수이다.

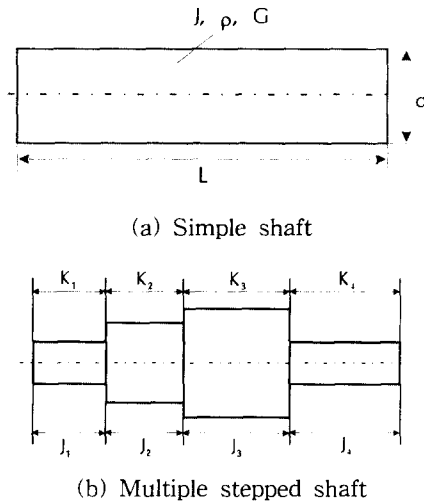


Fig. 1 Mass moment of inertia and torsional stiffness calculation

## 2.2 엔진 토크 모델링

엔진 토크는 가스 폭발에 의한 압력토크와 크랭크 시스템의 왕복운동에 의한 관성토크의 합으로 나타낼 수 있고 주기적이므로 푸리에 급수로 전개 가능<sup>(6)</sup>하다. 관성 토크는 엔진 크랭크 시스템의 캐드 도면을 이용해 계산할 수 있고 압력토크는 실린더 내의 지압선도를 계측하여

이를 이용해 계산<sup>(4,7)</sup>할 수 있다. 또한 엔진 토크는 실린더 수와 사이클 수에 따라 주요가진 차수<sup>(6)</sup>를 갖고 본 연구대상 차량이 6실린더 4사이클 차량이므로 3차 차수가 주요가진 차수가 되고 이것의 조화항이 주요 고려 차수가 된다.

Fig. 2는 실차실험을 통해 구한 엔진 실린더의 지압선도이다. 압력 측정은 엔진 1사이클에 대해서 측정하였다. Fig. 3은 단 실린더의 엔진 가진 토크를 차수 분석한 것이며, Fig. 4는 각 실린더의 위상차를 고려하여 계산한 엔진 전체 토크를 차수 분석한 것이다. 3차 성분이 다른 성분에 비해서 현저하게 크게 나타나고 있으며 6차 성분은 3차 성분의 약 37%정도이며 9차와 12차는 3, 6차수에 비해서는 그 크기가 작은 편이다. 본 연구에서는 12차 차수까지 고려하였으며 그 이상 차수는 그 크기가 매우 작으므로 고려하지 않았다.

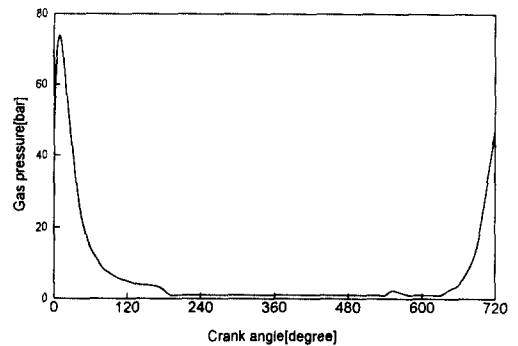


Fig. 2 Gas pressure diagram

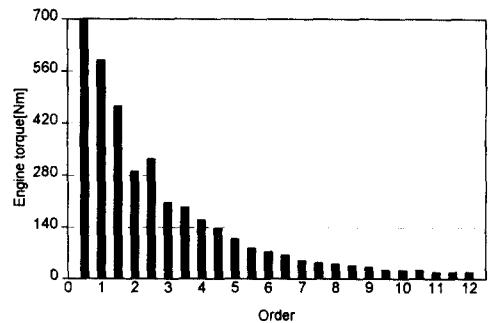


Fig. 3 Order analysis of single cylinder engine torque

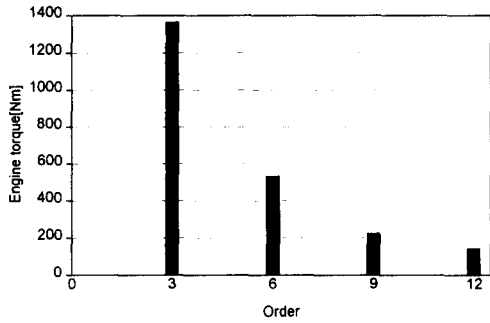


Fig. 4 Order analysis of total engine torque

### 2.3 구동계 비틀림진동 모델링

식 (1)~(4)를 이용해 4×2 대형 트럭 구동계의 비틀림진동을 해석할 수 있는 Fig. 5의 21 자유도 모델을 개발하였다. 엔진 플라이휠은 8개의 집중질량(J<sub>1</sub>~J<sub>8</sub>), 클러치를 포함한 변속기는 5개의 집중질량(J<sub>9</sub>~J<sub>13</sub>), 주차 브레이크를 포함한 추진축은 중공축으로 구성되어있지만 센터 베어링을 고정하기 위한 부분과 액슬의 상하운동에 따른 길이 변화를 보상하기 위한 슬립 요크 부분은 중실축으로 모델링하여 5개의 집중질량(J<sub>14</sub>~J<sub>18</sub>), 액슬 부분은 드라이브 피니언과 링기어로 나누어 두 개의 집중질량(J<sub>19</sub>, J<sub>20</sub>), 양쪽 구동륜은 하나의 집중질량(J<sub>21</sub>)으로 모델링하였다. 그리고 기어나 조인트에는 백래쉬가 없는 선형으로 하여 모델링하였으며 변속기와 액슬에서의 기어비를 고려하였다.

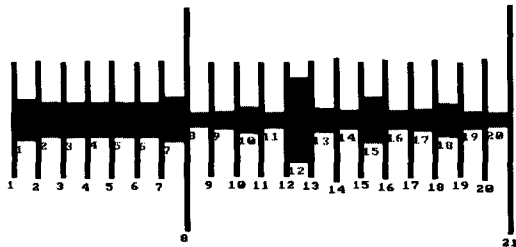


Fig. 5 Torsional vibration analysis model

Fig. 5의 구동계 모델링으로부터 식 (5)와 같은 운동 방정식을 유도할 수 있으며 여기서  $[J]$ 는 질량관성모멘트,  $[K]$ 는 비틀림 강성,  $[T_E]$ 는 엔진 가진 토크 행렬이다. 식 (5)를 수치계산하여 구동계의 비틀림 고유진동수와 각각의 고

유진동수에 해당하는 모드형 그리고 비틀림 주파수 응답을 구할 수 있다.

$$[J] \cdot [\ddot{\theta}] + [K] \cdot [\theta] = [T_E] \quad (5)$$

### 3. 시뮬레이션

자유진동 및 강제진동 해석은 상용화된 비틀림진동 전용해석 프로그램<sup>(8)</sup>인 ARLA-SIMUL 및 ARLA-SIMSTAT을 사용하였다. ARLA는 크게 pre-processor, processor, post-processor로 구성되어 있으며 pre-processor에서는 텍스트(text) 입력 화일을 읽고 시스템의 고유진동수와 모드형을 계산하고, processor에서는 주계산을 수행하고 계산된 결과를 파일로 저장하며, post-processor에서는 계산된 결과를 그래픽을 이용해 사용자와의 인터페이스(interface)를 제공하고 주파수 분석을 수행할 수 있다.

강제진동 해석시 가진 주파수는 엔진의 상용 회전수 대역인 900~2300rpm 범위내에서 비틀림진동에 많은 영향을 미치<sup>(7)</sup>는 엔진의 3, 6차 차수의 주파수 응답을 구하였다.

#### 3.1 자유진동 해석 및 검증

Fig. 5 모델의 자유진동 해석 결과인 고유진동수와 각각의 고유진동수에 해당하는 모드형을 처음 6개에 대해서 Fig. 6에 나타내었다. 엔진의 상용 회전수 대역이 900~2300rpm이므로 엔진의 주 가진 차수인 3차 가지는 주파수는 45~115Hz, 6차 차수 가진 주파수는 90~230Hz이며, 3 차나 6차 차수에 비해서 그 크기는 미비한 9차와 12차 차수 가진 주파수는 각각 135~345Hz, 180~460Hz 이다.

해석된 고유진동수와 가진 주파수를 비교해보면 첫 번째, 두 번째 고유진동수는 가진 주파수에 비해서는 저주파에 해당하여 공진이 발생하지 않고 있고, 4번째 이상의 고유진동수는 엔진의 가진 차수 중 가장 중요한 3, 6차 차수의 가진 주파수보다는 고주파이므로 공진이 발생하지 않고 있으며 4, 5, 6번째 고유진동수는 엔진의 9, 12차 차수 가진 주파수와는 공진 가능성이 있다. 그리고 세 번째 주파수는 3차 차수와는 공진을 유발시키고 있지 않지만 6차 차수와는 공

진을 유발시키고 있다. 따라서 세 번째 고유진동수인 171.5Hz는 특히 관심을 가져야 주파수가 된다.

Fig. 7은 실차 실험을 통해서 구한 플라이휠의 각가속도를 보여주고 있다. 1700rpm 부분에서 엔진의 6차 차수 가진 주파수와 공진을 유발시키고 있다. 이것을 주파수로 환산해보면  $1700/60 \times 6 = 170\text{Hz}$ 로 되어 자유진동 해석 결과인 세 번째 고유진동수와 그 값이 매우 유사하여 개발된 모델이 구동계 비틀림진동을 해석할 수 있는 타당성이 있다고 말할 수 있다.

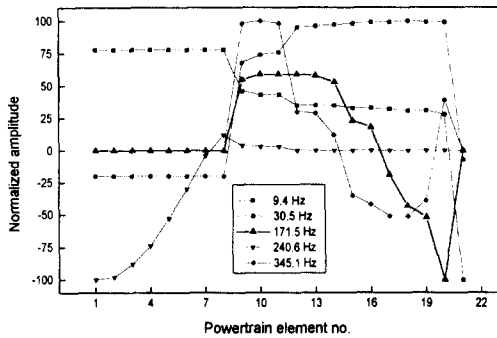


Fig. 6 Natural frequencies and mode shapes

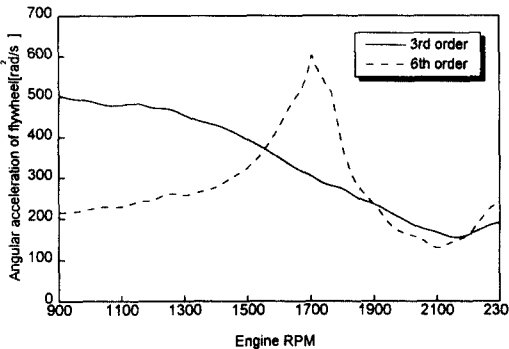


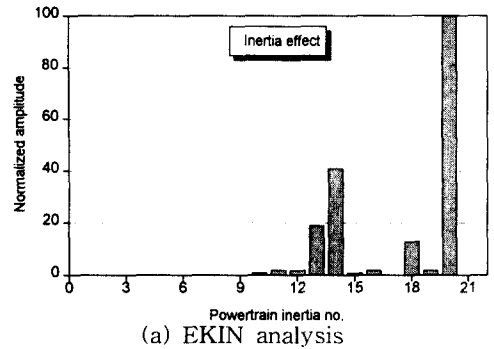
Fig. 7 Angular acceleration of flywheel

### 3.2 모드형 분석

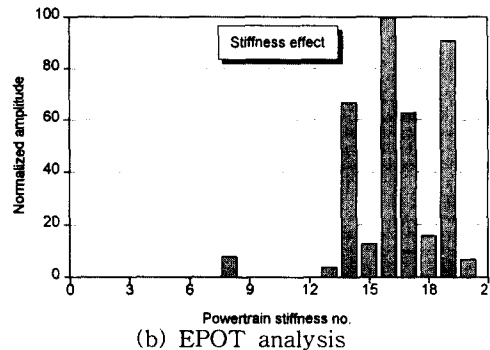
자유진동해석 및 실차실험 결과를 보면 시스템의 세 번째 고유진동수인 171.5Hz와 엔진의 6차 차수 가진 주파수가 1700rpm부근에서 공진을 유발시키고 있다. 공진 주파수에 가장 많은 영향을 미치고 있는 파라미터가 무엇인지를 살펴보기 위해서 모드 분석을 수행 하였다. Fig. 8은 구동계 비틀림 공진 문제가 되고 있는 세 번째 고유진동수의 모드 분석 결과이다.

EKIN과 EPOT는 ARLA에서 제공되는 분석

방법 중의 하나로 EKIN은 질량관성 모멘트의 운동에너지로써 질량관성모멘트의 효과를 나타내고 있고, EPOT는 비틀림 스프링의 위치에너지로써 비틀림강성의 효과를 나타낸다. 세 번째 고유진동수의 모드 분석 결과를 보면 20번째 질량관성 모멘트와 14, 16, 17, 19번째의 강성이 많은 영향을 미치고 있다. 많은 영향을 미치고 있는 질량관성 모멘트는 디퍼렌셜 링기어의 관성이며 비틀림 강성은 추진축의 강성이다. 이 중 링기어의 관성을 변경시키는 것은 매우 어렵기 때문에 본 연구에서는 추진축의 강성 변화와 액슬 기어비 변경을 통해서 공진 주파수와 진폭을 저감시키고자 하였다.



(a) EKIN analysis



(b) EPOT analysis

Fig. 8 Mode analysis of each natural frequencies

### 4. 구동계 비틀림 주파수 응답

모드분석 결과 추진축의 강성 및 디퍼렌셜 링기어의 관성이 문제의 세 번째 고유진동수에 많은 영향을 미치고 있음을 확인하였다. 위에서 언급했듯이 링기어의 관성을 변경하는 것이 곤란하므로 추진축의 강성변화 및 액슬 기어비 변경에 따라 구동계의 비틀림 주파수 응답을 구하였다.

#### 4.1 추진축 강성에 따른 주파수 응답

본 연구대상 차량은 2개의 추진축으로 구성되어 있는데 모드 분석 결과 첫 번째, 두 번째 추진축 모두가 공진 주파수에 많은 영향을 미치고 있다. 따라서 두 개의 추진축 강성의 15%, 30% 가감하여 이에 따라 주파수 응답을 구하였다. Fig. 9는 14, 16, 17번째 강성의 변화에 따른 3차 차수의 주파수 응답을 보여주고 있고 Fig. 10은 6차 차수의 주파수 응답을 보여주고 있다. Fig. 9의 3차 차수 주파수 응답을 보면 추진축의 강성변화에 대해서 거의 변화가 없는 것을 확인할 수 있으며 아주 미소하나마 추진축의 강성이 증가할 때 그 진폭이 감소하고 있다. 하지만 Fig. 10의 6차 차수 주파수 응답을 보면 추진축의 강성 변화에 따라 민감하게 고유진동수가 변화고 있으며 주파수 응답의 진폭 또한 변하고 있다. 추진축의 강성을 증가 시킬 때가 문제 고유진동수인 171.5Hz를 고주파 영역으로 이동시키고 그 진폭을 저감시키고 있다.

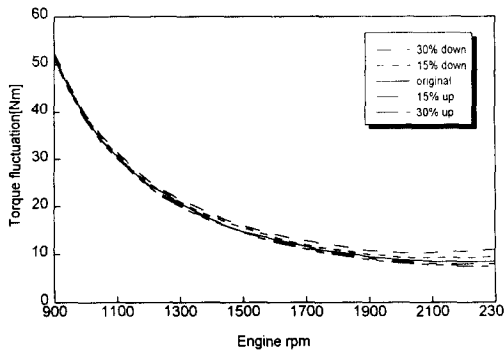


Fig. 9 3rd order torque fluctuation according to the propeller shaft stiffness

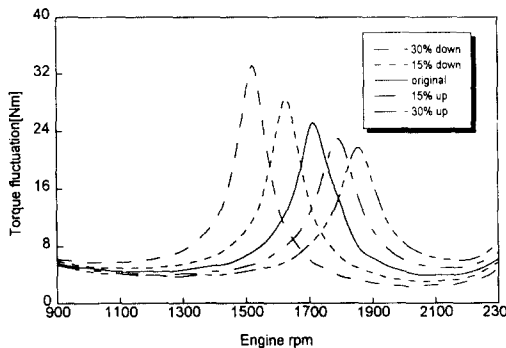


Fig. 10 6th order torque fluctuation according to the propeller shaft stiffness

Fig. 10을 보면 추진축의 강성 변화에 따라 세 번째 고유진동수는 민감하게 변하고 있다. 추진축 강성변화가 다른 시스템의 고유진동수 거동에 미치는 영향을 살펴보기 위해서 Fig. 11에 추진축 강성에 변화에 따른 다른 시스템 고유진동수의 변화를 표시하였다. Fig. 11을 보면 문제가 되었던 3번째 고유진동수와 5번째 고유진동수만이 추진축의 강성이 변화에 따라 고유진동수가 변하고 나머지는 변하지 않고 있다. 5번째 고유진동수는 Fig. 5의 모드형을 보면 추진축 부분에서 변화가 심한 것을 알 수 있다. 즉 추진축의 강성을 변화시키더라도 상용회전수 대역 내에서는 추진축 이외의 다른 부분에는 영향을 미치고 있지 않음을 확인할 수 있다. 따라서 엔진의 6차 차수 가진과 시스템의 3번째 고유진동수와의 공진 문제를 해결하기 위해서 추진축의 강성 변화를 주더라도 추진축 모드가 아닌 다른 시스템의 고유진동수에는 전혀 영향을 미치지 못하고 있음을 알 수 있다.

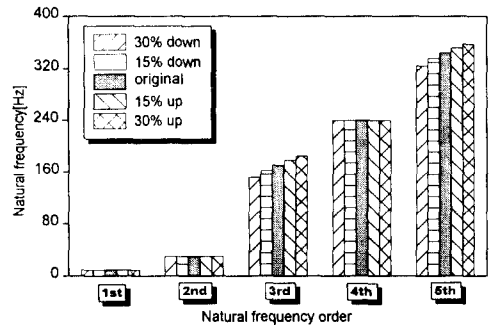


Fig. 11 System natural frequencies according to the propeller shaft stiffness

#### 4.2 액슬 기어비에 따른 주파수 응답

링기어의 관성을 바꾸는 것은 거의 불가능하기 때문에 액슬 설계자와의 상의를 통해서 액슬 기어비를 원래의 4.875에서 5.571로 바꾸어 계산을 수행하였다. 액슬 기어비 변경에 따른 처음 5번째 까지의 고유진동수 중 첫 번째, 두 번째, 4번째 고유진동수는 변화가 없었으며 문제가 되었던 세 번째 고유진동수는 171.5Hz에서 177.6Hz, 5번째 고유진동수는 345.1Hz에서 335.6Hz로 변화하였다. 그리고 액슬 기어비 변경에 따른 구동계의 3차, 6차 주파수 응답은 Fig. 12

와 같다. 액슬 기어비를 4.875에서 5.571로 변경하면 문제가 되었던 3번째 고유진동수가 고주파 영역으로 이동하였으며 진폭이 감소하였다.

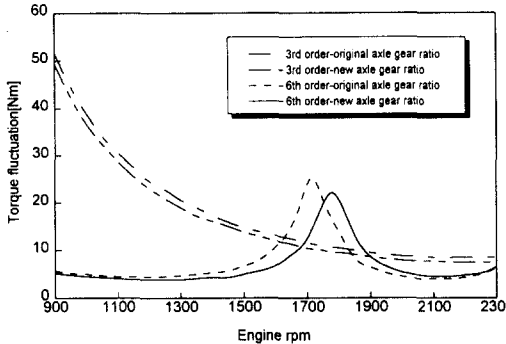


Fig. 12 Torque fluctuation according to the axle gear ratio

## 5. 결론

구동계 비틀림 주파수 응답을 계산할 수 있는 모델을 개발하여 자유진동 및 강제진동 해석을 수행하였다. 자유진동 결과 시스템의 세 번째 고유진동수와 엔진의 6차 차수 가진 주파수가 약 1700rpm 부근에서 공진을 유발시키고 있음을 확인 하였다. 그리고 모드 분석 결과 공진 주파수에 가장 많은 영향을 미치고 있는 구동계 파라미터는 추진축의 강성 및 링기어의 관성임을 확인 하였다. 그리고 추진축 강성 및 액슬 기어비에 따라 구동계의 비틀림 주파수 응답을 구하였다. 해석 결과 추진축의 강성을 증가시키는 것이 공진 주파수를 고주파로 이동시키고 공진 진폭을 감소시키고 있음을 확인할 수 있었다. 또한 액슬 기어비를 4.875에서 5.571로 변경한 결과 공진 주파수가 문제의 고유진동수가 고주파 대역으로 이동하였으며 진폭이 저감되었다.

## 참고문헌

[1] Universal Joint and Driveshaft Design Manual, Advances in Engineering Series No. 7, Second Printing, 1991

[2] Powertrain NVH design guide, 1985, Ford passenger car corporation.

[3] B.I.C.E.R.A., "A Handbook of Torsional Vibration", Cambridge University Press, 1958.

[4] Moon Hong Jun, 1996, "Torsional Vibration Analysis and Measurement of Hollow Crankshaft", Master Thesis, Hong Ik University.

[5] 최은오, 김희승, 홍동표, "4륜구동 차량구동계의 비틀림진동 특성에 관한 연구, 대한기계학회 논문집(A) 제 21권, 제 11호, pp. 1957~1964.

[6] Christopher S. Keeney, Shan Shih, "Prediction and Control of Heavy Duty Powertrain Torsional Vibration", SAE Paper 922481

[7] Choi, Eun-O, 1998, "A Study on the Reduction of Torsional Vibration of Powertrain", Ph.D. Thesis, Dankuk University.

[8] ARLA-SIMUL User's & Reference Manual, 1996, ARLA Maschinentechnik GmbH

[9] 안병민, 홍동표, 1998, "대형 트럭 구동계의 비틀림 자유진동 해석", 대한기계학회논문집(A) 제22권 제2호, pp. 437~443.

[10] Z. H. Lu, Z. D. Feng, H. L. Wu, S. Cheng, "Theoretical Study of Structural Modification Control and Analytical Model Reduction of Torsional Vibration in FR-Type Automotive Power Drivetrain", FISITA 945083

[11] R. L. Fox, "Measurement and analysis of Truck Power Train Vibration", SAE Paper 760844