

## 차량 동력 전달계의 비틀림 가진력 해석

김병삼<sup>1\*</sup>, 장일도<sup>1</sup>, 문상돈<sup>2</sup>

### Analysis of Torsional Excitation Force of the Vehicle Driveline

Byoung-Sam Kim<sup>1\*</sup>, Il-do Chang<sup>1</sup> and Sang-don Moon<sup>2</sup>

**요 약** 엔진의 토크 변동과 추진축의 각속도 변화는 차량 동력 전달계의 주요 가진원이다. 본 논문에는 이들 가진원의 발생 기구에 대하여 논하였다. 이 시스템의 등가모델은 가진원과 유사하게 구성되었고, ARLA Simul v 6.7과 ARLA-Simstat v 2.3을 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 컴퓨터 시뮬레이션의 결과는 동력 전달계의 비틀림 가진원의 특성을 보였다. 엔진과 추진축 시스템에 대한 실험 장치는 차량의 부품으로 구성되었다. 플라이휠의 토크 변동과 추진축의 각속도는 실험 장치로 부터 측정하였다. 실험결과는 시뮬레이션 결과와 비교하였고, 이론적 결과와 일치하였다.

**Abstract** Torque fluctuation of an engine and angular velocity variation of a propeller shaft are the main excitation sources in the vehicle driveline. This paper presents brief mechanism of these excitation sources. Equivalent models of these systems are constructed to simulate the excitation source. The computer simulation was carried out by ARLA Simul v 6.7 and ARLA-Simstat v 2.3. Results of the simulations show the characteristics of torsional excitation source of the driveline. Experimental setups for engine system and propeller shaft system are constructed with component of the vehicle. Torque fluctuation of the flywheel and angular velocity of the propeller shaft were measured from this experimental setups. Experimental results are compared with simulation results. The results from experimental analysis agree with those from theoretical results.

**Key words** : Driveline, Engine, Propeller Shaft, Torsional Vibration, Torque Fluctuation

### 1. 서 론

차량의 동력 전달계는 엔진에서 발생하는 동력을 엔진으로부터 휠까지 전달하는 부품들의 조합으로 이루어진 장치이다. 동력은 토크의 형태로 전달이 되며 각각의 구성 부품들이 회전력을 전달하고 있으므로 동력 전달계에서의 진동 문제는 비틀림 진동의 지배를 받는다고 볼 수 있다. 또한 동력 전달계에서 발생하는 주요 가진원으로는 엔진의 폭발력에 기인한 토크 변동과 추진축에 포함된 유니버설 조인트의 메카니즘에 의한 각속도의 변동을 들 수 있다.

W. Exner, H. Schiffbanker[1,2] 등은 경트럭 동력 전달계의 진동소음 현상과 차량에서 발생하는 소음

및 전달경로, 진동 저감 대책에 대하여 연구하였다. C. S. Keeney[3]는 상용차 동력 전달계 비틀림 진동 특성과 구조 감쇠에 대하여 설명하였고, 비틀림 진동을 해석하기 위한 프로그램을 개발하여 시뮬레이션을 수행하였다. P. Coudrec[4]는 전륜구동 자동차의 동력 전달계를 등가 모델화하여 클러치 특성, 기어 백래쉬 등을 고려하여 해석하였고 이에 대한 실험 장치를 구성하여 해석 결과를 검증하였다. 동력 전달계 전체 시스템에 대한 연구와는 별도로 동력 전달계의 주요 구성 부품들에 대한 연구 역시 여러 연구자들에 의해 수행되었다. 동력 전달계의 비틀림 진동의 주요 가진원인 엔진의 토크에 대한 연구는 크랭크 축계의 거동에 대한 관점과 엔진의 폭발 상태를 진단하는 관점에서 주로 연구되어 왔다.

본 연구에서는 엔진에서 발생하는 토크의 변동과 추진축에서 발생하는 각속도의 변동을 해석하였다. 엔

<sup>1</sup>원광대학교 공과대학 기계자동차공학부

<sup>2</sup>이산대학교 산업설비제어과

\*교신저자: 김병삼(anvkbs@wonkwang.ac.kr)

진에 의한 가진력을 해석하기 위하여 6자유도계 등가 비틀림 모델을 구성하였다. 수치해석의 입력 함수로 사용하기 위하여 해석 대상 엔진의 실린더 폭발 압력을 측정하였고, 수치해석 결과를 검증하기 위하여 해석 대상 엔진의 플라이휠에서의 각가속도 변동을 측정하였다. 추진축계의 가진력은 엔진에서의 가진력을 배제하기 위하여 모터로 구동하는 모터-추진축-액슬-휠로 구성된 실험 장치를 구성하였고 이 장치에 대하여 10자유도계 등가 비틀림 모델을 구성하였다. 해석 대상은 1.5톤 경트럭의 4사이클 4실린더 엔진과 추진축이다. 수치해석은 비틀림 진동 해석 전용 상용 프로그램인 ARLA Simul v6.70과 ARLA Simstat v2.3을 사용하였다. 개발 모델에 대한 수치해석 결과와 실험결과를 비교 분석하였다.

## 2. 가진 메카니즘

### 2.1 엔진 가진 메커니즘

엔진의 가진력은 실린더의 폭발 압력에 기인하고 크랭크 메커니즘과 관계되어 회전 질량에 의한 토크와 합성되어 플라이휠을 통하여 동력 전달계로 작용한다. 각각의 실린더는 일정한 위상 차이를 가지고 폭발한다. 엔진의 폭발력에 기인한 가진력은 각 실린더의 행정 수와 엔진의 실린더 수 및 회전수의 함수로 작용한다. 식 (1)은 동력 전달계에 가해지는 가진력의 엔진 회전수에 대한 조화 차수를 보여준다.  $N_{cylinder}$ 와  $N_{cycle}$ 은 각각 실린더 수와 행정수를 나타낸다. 식 (2)는 주된 가진 주파수를 보여준다.  $f_{Hz}$ 는 엔진의 회전 주파수이다.

$$ORDER_{dominant} = \frac{N_{cylinder}}{N_{cycle}/2} \quad (1)$$

$$f_{rpm} = \frac{60 \cdot f_{Hz}}{ORDER} \quad (2)$$

식 (1)로부터 4행정 4실린더 엔진인 경우 크랭크축 회전수의 2차 성분이 주 가진 성분임을 알 수 있다. 그림 1은 단 실린더의 개략도를 보여준다. 단 실린더에 있어서 크랭크축에 작용하는 토크는 폭발에 의한 가진 토크와 관성력에 의한 토크의 합으로 나타내어진다.

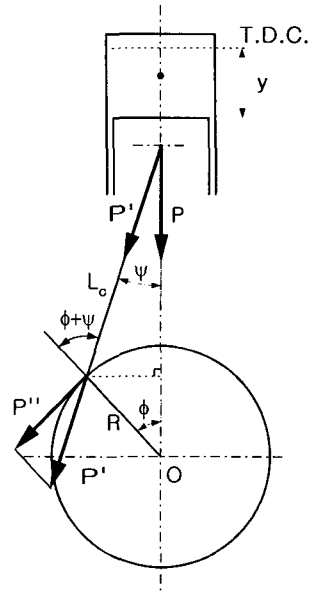


그림 1. 단 실린더의 개략도

폭발에 의해 크랭크축에 작용하는 가진 토크는 폭발 압력의 크랭크축에 대한 수직 방향 성분에 의해 발생하고 식 (3)과 같다.

$$T_g \approx RAp(\sin\phi + \frac{R}{2L_c} \sin 2\phi) \quad (3)$$

관성력에 의한 토크는 식 (4)와 같다.

$$T_{rec} = M_{rev} \omega^2 R^2 [\frac{R}{4L_c} \sin\phi - \frac{1}{2} \sin 2\phi - \frac{3R}{4L_c} \sin 3\phi] \quad (4)$$

단 실린더에서 크랭크축에 전달되는 토크는 식 (5)와 같다.

$$T(t) = T_g(t) + T_{rec}(t) \quad (5)$$

식 (5)에 식 (3), (4)를 적용하면 식 (6)과 같이 정리할 수 있다.

$$T(t) = \sum_{k=0.5}^{h_0} s_k \sin(k\omega t) + \sum_{k=0.5}^{h_0} c_k \cos(k\omega t) \quad (6)$$

$$= \sum_{k=0.5}^{h_0} T_k \sin(k\omega t + \gamma_k)$$

여기서  $k$ 는 조화 차수이고, 이는 크랭크축이 1회전 하는 동안 발생하는 가진 횟수와 관계가 있다. 본 연구에서는 4행정 4사이클 기관에 관심을 두고 있으므로  $k = \frac{1}{2}, 1, \frac{3}{2}, 2, \frac{5}{2}, \dots$ 이다. 이때  $T_k$ 와  $\gamma_k$ 는 각각  $k$ 번 째 차수의 진폭과 위상각을 가리킨다.

### 2.2 추진축 가진 메커니즘

추진축의 가진 메커니즘은 추진축이 포함하고 있는 유니버설 조인트의 지배를 받는다. 그림 2는 상하교각 ( $\alpha_u$ )와 좌우교각 ( $\beta_u$ )을 갖는 유니버설 조인트 기구이다.

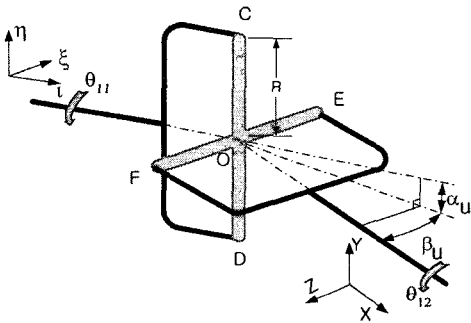


그림 2. 유니버설 조인트 시스템

구동축의 좌표계를  $\xi, \zeta, \eta$ 로, 피동축의 좌표계를  $x, y, z$ 로 설정하고 십자축의 중심으로부터 점 C, E에 접촉하는 벡터를 각각  $r_C, r_E$ 라하고, 구동축의 회전각이  $\theta_{11}$ 이라 하면  $r_C$ 는 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다. 이때  $R$ 은 십자축의 한끝에서 중심까지의 거리이다.

$$r_C = [T_0] \begin{bmatrix} 0 \\ R \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\theta_{11} & -\sin\theta_{11} \\ 0 & \sin\theta_{11} & \cos\theta_{11} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ R \\ 0 \end{bmatrix} = -r_D \quad (7)$$

동일한 시간 간격동안 피동축에서의 회전각을  $\theta_{12}$ 라 하면  $r_E$ 는 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$T_1, T_2, T_3$ 는 각각 직선  $\overline{EF}$ 에 대하여 각도  $\alpha$ ,  $\overline{CD}$ 에 대하여 각도  $\beta$ , 피동축에 대하여 각도  $\theta_{12}$ 에 대한 변환 행렬이다.

$$r_E = T_1 T_2 T_3 \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ R \end{bmatrix} = -r_F \quad (8)$$

### 3. 수치해석 모델 및 운동방정식

엔진과 추진축에서 발생하는 비틀림 가진력을 수치 해석하기 위하여 엔진계를 그림 3과 같이, 추진축계를 그림 4와 같이 등가화 하였다. 각각의 관성은 질량이 없는 강성과 감쇠로 연결되어있고 실린더에는 질량 감쇠가 작용한다고 가정하였다. J1은 실린더 전방의 폴리류를 포함하고 J2~J5는 각각 실린더의 등가 관성을 나타낸다. 각 실린더에는 가진 토크  $T_e$ 가 작용한다고 가정하였다.

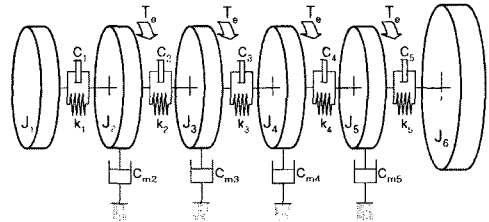


그림 3. 엔진계의 등가 모델

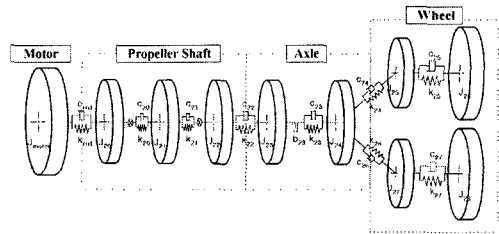


그림 4. 모터-추진축-액슬-휠계의 10자유도 모델

추진축계는 엔진의 가진 효과를 배제하기 위하여 모터로 구동되는 실험 장치에 대한 등가 모델을 구성 하였다. 3자유도계로 구성된 추진축을 포함하며, 모터-추진축-액슬-휠로 구성된 시스템이다. 10자유도계 등가 모델을 구성하였다. 회전관성은 실측과 규격표를 참조하여 계산하였고 강성 및 감쇠값은 식 (7)을 참조 하였다. 추진축의 유니버설 조인트는 각각 측면과 상하 교각  $\alpha, \beta$ 를 포함한다. 등가 모델에 대한 운동 방정식은 엔진의 경우 6×6, 모터-추진축-액슬-휠 시

스텝의 경우 10×10 행렬식으로 나타낼 수 있다.

각 실린더에 작용하는 가진 토크  $T_e$ 는 엔진 다이 나모미터로부터 측정되어진 폭발 압력을 사용하였다. 그림 5는 850 rpm, 0% 하중시의 실린더 내부의 폭발 압력 선도이다. 이를 푸리에 급수 전개하여 0.5 차수 간격으로 12차까지의 계수와 위상각을 입력함수 조합에 사용하였다. 그림 6은 폭발 압력의 주파수 성분을 보여준다.

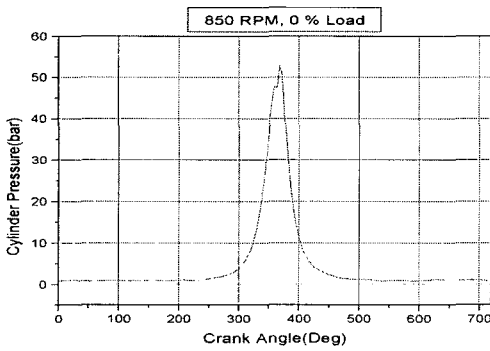


그림 5. 엔진 폭발 압력(850rpm, 0%하중)

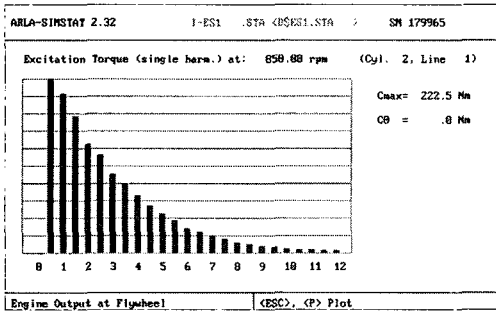


그림 6. 1사이클에 대한 가진 토크의 조화성분(850rpm, 실험)

#### 4. 실험 장치 및 구성

엔진의 동력 전달계에 대한 가진력은 플라이휠에서의 토크의 변동이라고 볼 수 있다. 이를 측정하기 위하여 마그네틱 픽업을 삽입하여 플라이휠의 각속도 변동을 측정하였다. 측정되어진 펄스 신호는 F/V 변환기를 통하여 연속 신호로 변환한 후 디지털 테이프 레코더에 저장하였다. 그림 7은 엔진 실험 장치에 장착된 센서의 종류와 위치를 보여준다. 그림 8은 추진

축 계의 실험 장치이다. 모터로 구동되어지며 추진축의 각 부분에서의 각속도 변동을 측정하기 위하여 회전 관성을 무시할 만큼의 질량을 갖는 톱니를 제작하여 장착하였다. 마그네틱 센서를 사용하여 각속도를 측정하였고, 데이터의 변환 및 전달과정은 그림 7과 동일하다. 표 1, 2는 각각 장치 구성에 사용된 부품들과 센서 및 계측장치이다.

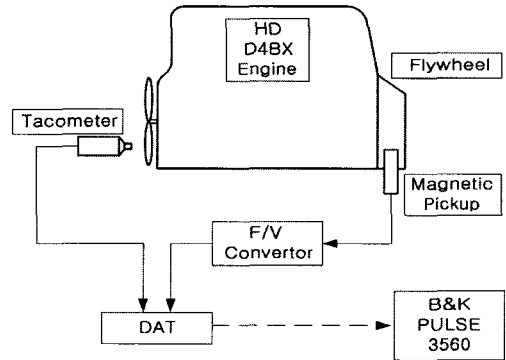


그림 7. 플라이휠 변동 측정시스템의 개략도

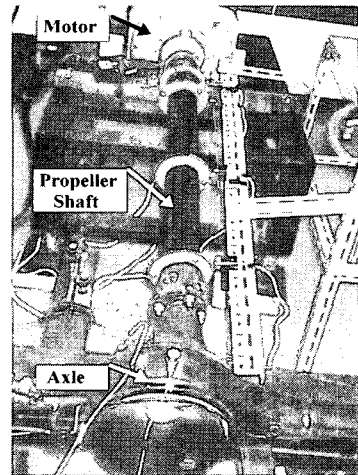


그림 8. 추진축 계의 실험 장치

표 1. 실험 장치의 요소

Elements	Specification
Engine	HD D4BX
Motor	SDT-0374, 3.7kW
Propeller Shaft	701×76.2×1.6
Axle	PCD 183
Wheel & Tire	4J×13/5.00×13

표 2. 부품과 센서의 목록

Equipments & Sensors	Specification
Tacho Probe	GWl Ltd. Model PI 231
Magnetic Pickup	Electro Co. Model 58423
F/V Converter	ONOSOKI FV-5304
Digital Tape Recorder	SONY PC 208Ax
FFT Analyzer	B&K 3560 PULSE

### 5. 해석 결과 및 분석

수치해석은 비틀림 진동 해석 전용 상용 프로그램인 ARLA-SIMUL v.6.7과 ARLA-SIMSTAT v.2.3을 사용하였다. 그림 9, 그림 10은 크랭크축이 2회전하는 동안 플라이휠에서 발생하는 토크 변동의 수치해석과 실험결과이다. 크랭크축 1회전 당 2회전의 커다란 토크의 변동이 발생하고 있음을 알 수 있다. 이는 엔진의 실제 회전수에 대하여 2차 조화 성분이 지배적으로 영향을 미치게 되는 원인이 된다. 실험결과는 고주파 성분을 포함하고 있으나 그 크기나 경향이 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

그림 11, 12는 그림 9, 10을 주파수 분석한 결과이다. 수치해석 결과나 실험결과가 같이 회전수의 2차 성분이 가장 큰 영향을 미치는 것이 파악이 된다. 즉, 850 rpm(14.17 Hz)의 2차인 28.3 Hz 성분이 주된 가진 성분임을 알 수 있다. 이는 식 (1)과 일치한다. 그림 10은 엔진의 회전속도가 850 rpm일 때 플라이휠에서의 각속도 변동을 측정하여 토크로 환산한 결과이다. 수평축의 시간 범위는 0.14초로 850 rpm일 때의 한 사이클에 해당한다. 실험결과와 수치해석 결과를 비교하여 보았을 때 전체적인 크기나 경향은 일치하나 실험결과에 고주파 성분이 포함되어 있음을 알 수 있다. 이는 이상적이고 간략화된 수치해석결과에 비해 실제 엔진의 작동과 측정에 따른 외란의 영향일 것으로 판단된다.

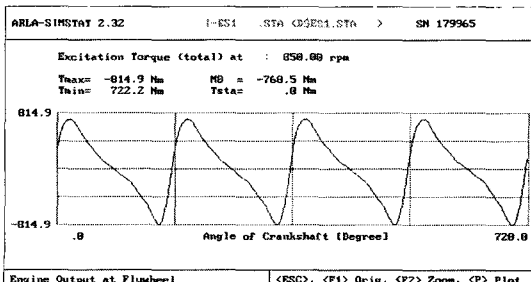


그림 9. 플라이휠의 토크 변동(850rpm, 시뮬레이션)

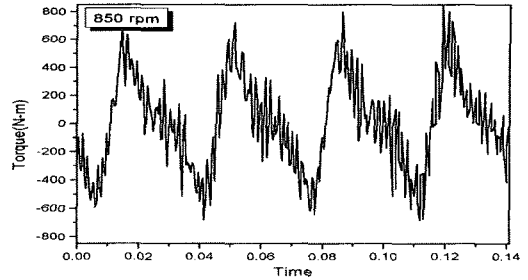


그림 10. 플라이휠의 토크 변동(850rpm, 실험)

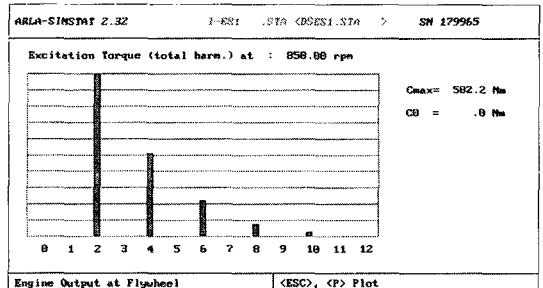


그림 11. 플라이휠 가진 토크의 조화 성분(850rpm, 시뮬레이션)

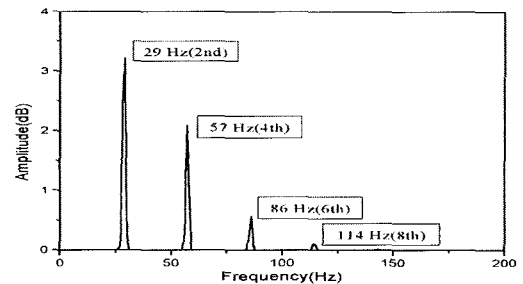


그림 12. 플라이휠 가진 토크의 주파수 스펙트럼(850rpm, 실험)

그림 13, 14는 1000 rpm으로 일정하게 그림 8과 같은 시스템을 회전시켰을 교각의 변화(3°, 6°, 9°)에 따른 교각 이후의 추진축 각속도를 수치해석 및 측정 한 결과이다. 교각이 증가함에 따라 진폭이 커짐을 알 수 있다. 3°~6°로 증가했을 때보다 6°~9°로 변화했을 때 진폭의 변화 폭이 더 큰 것은  $\varepsilon$  값이  $\tan^2$ 의 함수로 변하기 때문이다. 1000rpm(16.67 Hz)의 2차에 해당하는 횟수의 각속도 변동이 나타나야 하므로 가로축의 시간인 0.5초에 16.7개 정도의 각속도 변동 주기가 포착되어야 한다. 3°의 경우 8.5개 정도의 큰 변동이 보이는데 각각의 큰 변동 사이에 작은 변동이 관찰되어진다. 이는 3°의 교각에 따른 각속도 변동의 크기가 두드러지게 크지 않음과, 장치로 구성된 회전축의 불균형 등이 영향을 미치는 것으로 보인다. 교각이 커질

수록 불균형에 의해 정확히 포착되지 않았던 각속도의 변동을 정확히 확인할 수 있었다.

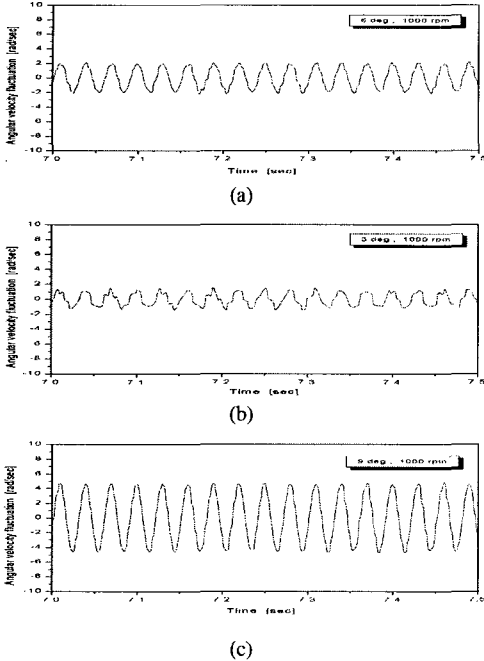


그림 13. 추진축의 각속도 변동((a) 3° (b) 6° (c) 9° 1000rpm, 시뮬레이션)

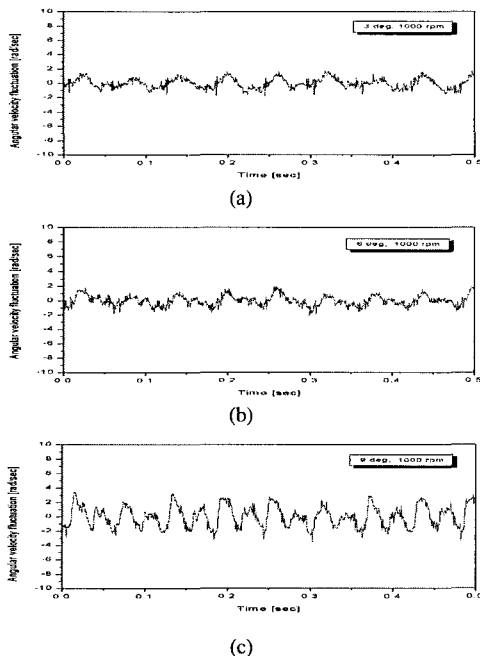


그림 14. 추진축의 각속도 변동((a) 3° (b) 6° (c) 9° 1000rpm, 실험)

## 6. 결론

본 연구에서는 차량 동력 전달계에서 발생하는 비틀림 진동의 주된 가진원인 엔진의 가진력과 추진축의 교각 효과에 따른 각속도 변동에 대한 메커니즘에 대한 수치해석 및 실험적 해석을 수행하였다. 수치해석을 수행하기 위하여 해석 대상에 대하여 등가 비틀림 모델을 구성하였다. 엔진계는 6자유도계, 모터-추진축-액슬-휠계를 10자유도계로 각각 모델링하였고 수치해석 결과를 검증하기 위하여 해석 대상인 엔진과 추진축을 포함하는 실험 장치를 통해 다음과 같은 결론을 구하였다.

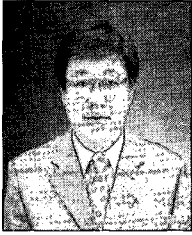
- 1) 구성된 등가모델과 실험 장치를 통하여 수치해석 및 실험을 수행하여 비교 분석한 결과 구성되었던 실험 장치 및 실험이 비교적 잘 이루어졌음을 확인할 수 있었다.
- 2) 엔진 가진력의 구성 주파수와 유니버설 조인트를 포함하는 추진축계의 각속도 변동 발생 현상을 확인할 수 있었다. 이는 이론식과도 일치하였다.
- 3) 엔진의 가진력은 엔진의 회전수에 대한 2차성분이 주 가진 효과를 가지며, 추진축의 가진 효과 역시 각속도의 변동 향으로 발생함을 알 수 있었다.
- 4) 추진축의 가진 효과는 교각과 회전 속도의 지배를 받고 있음을 알 수 있었다.

## 참고문헌

- [1] W. Exner, "NVH Phenomena in Light Truck Drivelines," SAE 952641, 1995
- [2] H. Shiffbanker, et al., "The Suppression of Undesireable Noise Phenomena in Vehicles-A Task to be Achieved Mainly by Optimising Subjective Noise Character," Autotech 89 14-17, Birmingham, England C 399/26/1, 1989
- [3] C. S. Keenly and S. Shih, " Prediction and Control of Heavy Duty Powertrain Torsional Vibration," SAE 922481, 1992
- [4] P. H. Couderc, et al, "Vehicle Driveline Dynamic Behaviour : Experimental and Simulation," journal of Sound and vibration, 218(1), 133-157, 1998

김 병 삼(Byoung-Sam Kim)

[정회원]



- 1985년 2월 : 전북대학교 정밀기계공학과 (공학사)
- 1987년 2월 : 전북대학교 기계공학과 (공학석사)
- 1994년 2월 : 전북대학교 정밀기계공학과 (공학박사)
- 2006년 3월 ~ 현재 : 원광대학교 기계자동차공학부 교수

<관심분야>

자동차 새시, 자동차 소음공학

문 상 돈(Sang-Don Moon)

[정회원]



- 1991년 2월 : 전북대학교 정밀기계공학과 (공학사)
- 1993년 2월 : 전북대학교 정밀기계공학과 (공학석사)
- 1997년 8월 : 전북대학교 정밀기계공학과 (공학박사)
- 2002년 3월 ~ 현재 : 익산대학교 산업설비제어과 교수

<관심분야>

정밀연삭가공, 절삭가공

장 일 도(Il-Do Chang)

[정회원]



- 1990년 2월 : 전북대학교 정밀기계공학과 (공학사)
- 1992년 2월 : 전북대학교 정밀기계공학과 (공학석사)
- 2001년 2월 : 전북대학교 정밀기계공학과 (공학박사)
- 2005년 8월 ~ 현재 : 원광대학교 기계자동차공학부 특수신분교수

<관심분야>

기계요소설계, 자동차부품설계