

< 논문 >

실 엔진 상태 캠 구동 토크 측정

강승표[†] · 고상근* · 하경표**

(2006년 9월 6일 접수, 2007년 1월 30일 심사완료)

Measurement of the Torque for Driving Cam Shaft in Real Engine Environments

Seungpyo Kang, S. Ken Kauh and Kyoung-Pyo Ha

Key Words : Torque(토크), Valvetrain(밸브 트레인), Telemetry(무선 계측기), Bluetooth(블루투스)

Abstract

Energy savings and environmental protection policies have been the general trend in the engine design. The friction power loss associated with the cam mechanism has become important. But it is difficult to measure the torque of rotating valvetrain in real engine environment because most of conventional torque meters are axial type. The objective of this paper is to develop new equipment which can be installed in a rotating camshaft. It uses strain gages to measure the elastic deformation of torque sensor which replaces the cam sprocket. It includes telemetry to transmit torque data via Bluetooth and induction power system to provide adequate power to rotating torque meter. The developed torque meter has good linearity and thermostability. It was installed in a real engine, and successfully measured the valvetrain torque.

기호설명

b : 스포크의 너비(m)
 E : 영률(Pa)
 F : 힘(N)
 GF : 게이지 팩터
 I : 관성모멘트(m⁴)
 M : 모멘트(Nm)
 n : 스포크의 수
 R : 저항(Ω)
 r : 허브의 반지름(m)
 t : 스포크의 두께(m)
 T : 토크(Nm)
 V : 전압(V)

V_{ext} : 휘트스톤브리지 인가전압(V)
 x : 고정부로부터 거리(m)
 y : 중립축으로부터 거리(m)
 ϵ : 변형율
 σ : 응력(Pa)

1. 서론

지난 수십 년간 에너지의 효율적인 이용은 모든 산업 분야에서 지속적으로 추진되어왔으며, 자동차 산업에서도 연비의 향상을 위하여 활발한 연구가 진행되어왔다. 최근 들어 환경 보호 정책으로 인하여 고연비 차량의 개발은 그 중요성이 더욱 증가하였다. 높은 연료 효율을 달성하고 배기 가스 규제를 통과하기 위해서는 마찰로 인한 손실을 줄이는 것도 하나의 방법이 될 수 있다. 이를 위해서 발전기, 워터 펌프 그리고 밸브트레인 등의 엔진 각 부분의 구동 동력을 측정하여 동력 손실을 줄이는 방안을 도출하여야 한다.⁽¹⁾

[†] 책임저자, 회원, 서울대학교 기계항공공학부
E-mail : turquesa@empal.com
TEL : (02)880-1650 FAX : (02)874-8271

* 회원, 서울대학교 기계항공공학부

** 회원, 현대자동차 기술리엔진시험팀

밸브트레인의 메커니즘은 엔진 개발에 있어서 중요한 부분을 차지하였으며, 에너지 중심의 디자인이 자동차 엔진 디자인에서 하나의 경향을 이루면서 캠의 메커니즘과 관련된 마찰 동력 손실이 점점 중요해졌다. 뿐만 아니라 성능과 연료 효율의 향상을 위하여 가변식 그리고 고속의 밸브트레인에 대한 요구가 증가하기 때문에, 밸브트레인의 시험과 검증 과정이 더욱 중요해졌다. 그러나 밸브트레인은 측정 장치 설치의 어려움과 측정 주파수의 한계 때문에 실험에 많은 제약이 있어 밸브의 정확한 동 특성 정보를 얻기가 어려웠다. 대부분의 실험 장치는 밸브트레인이 장착된 실린더 헤드와 구동 모터 사이에 토크미터를 직렬로 연결하여 구성되기 때문에 실제 엔진 환경에서의 실험은 불가능하다. 최근 들어 캠 축의 마찰을 직접 측정하기 위하여 스트레인 게이지와 슬립 링을 이용한 방법이 사용되었다.^(2,3)

이 방법은 캠 스프라킷에 가해진 토크를 스트레인 게이지를 이용하여 측정하기 때문에 설치가 쉽다는 장점이 있다. 하지만 슬립 링을 사용하기 때문에 설치를 위하여 대상 엔진의 변형이 필요하며, 다른 엔진으로 측정 대상을 옮기기가 어렵다. 이러한 단점을 보완하여 무선계측기를 이용한 토크미터가 개발되었다. 하지만 일반 RF(Radio Frequency)를 이용한 무선계측기는 전송 속도가 느리기 때문에 실시간으로 고속의 데이터 측정하고 전송할 수 없으며, 서로 간섭이 일어나는 근접한 위치에서 동시에 복수의 토크를 측정할 수 없다.⁽⁴⁾

본 연구에서는 실제 엔진 환경에서 밸브트레인의 토크를 측정할 수 있는 캠 스프라킷 형의 토크미터를 개발하고자 한다. 데이터의 전송은 무선계측기를 이용하되 복수의 센서 네트워크가 가능하도록 하며, 엔진 장착 실험을 통하여 개발된 토크미터의 성능을 검증한다.

2. 토크 미터의 개발

캠 축은 크랭크 축에 의해서 구동되며, 두 축 사이의 정확한 시점 동기를 위해 캠 스프라킷과 타이밍 체인을 사용한다. 결국 밸브 트레인에 전달되는 모든 토크는 Fig. 1 에서 알 수 있듯이 캠 스프라킷을 통하여 전달된다. 이번 연구에서 토크 미터는 캠 스프라킷을 변형시켜 개발하였으며, 기존의 캠 스프라킷을 대신하여 엔진에 장착할 수 있도록 하였다. 토크 미터는 크게 토크 센서와 텔레메트리의 두 부분으로 나눌 수 있다. 토크 센서는 밸브 트레인에 전달된 토크와 비례하는 물리적 신호를 만들어내는 역할을 하며, 캠 스프라킷과 스트레인 게이지를 이용하였다. 텔레메트리는 토크 센서로부터 얻은 신호를 앰프를 통하여 증폭하고 디지털 값으로 변환하여 무선 토크 신호를 송신한다.

2.1 토크 센서

실제 엔진 환경에서 캠 축에 작용하는 토크를 측정하기 위해서는 토크 센서의 구조 설계 시에 고려해야 할 사항들이 있다. 첫째 기존의 캠 스프라킷만을 대체하여 장착이 가능하여야 한다. 즉 토크미터 장착을 위한 허용 공간이 캠 스프라킷과 일치하여야 한다. 둘째 토크에 의한 변화량은 크고 변동에 의한 변화량은 작아야 하며, 작동 온도 범위 내에서 센서의 영점과 감도의 안정성이 유지되어야 한다. 마지막으로 스트레인 게이지의 장착이 가능한 구조여야 한다.

Fig. 2 는 토크 센서의 개략도이다. 캠 스프라킷의 형태와 유사하며 림과 허브 사이에 4 개의 스포크가 연결되어 있다. 토크 센서에 작용하는 토크와 이로 인하여 스포크에 발생하는 스트레인의 관계는 스포크의 모델 단순화를 통하여 한쪽이 고정되어 있는 2 개의 외팔보 문제의 중첩해로부터 구할 수 있다.^(1,2)

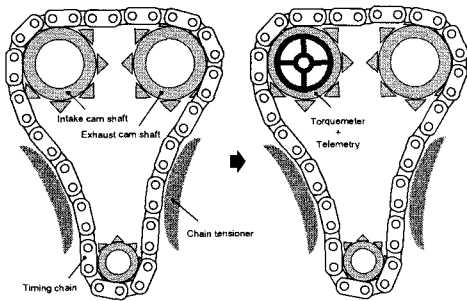


Fig. 1 Schematic diagram of in-situ torque telemetry system for valvetrain

$$\frac{T}{n} + M - Fr = 0 \tag{1}$$

$$M = -\frac{T}{n} \cdot \frac{R-r}{R+r} \tag{2}$$

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} \sigma_x = \frac{M_x y}{EI} \tag{3}$$

$$\epsilon_x \Big|_{x=\frac{l}{4}} = \frac{3}{Ebt^2} \cdot \frac{R-r}{R+r} \cdot \frac{T}{n} \tag{4}$$

where $y = t/2, I = bt^3/12$

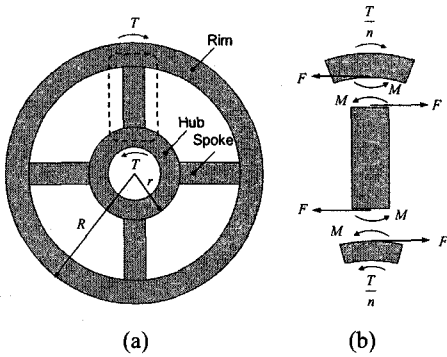


Fig. 2 Schematic view of the torque sensor

식 (4)에 의해서 스트레인은 캠 축에 작용하는 토크와 선형의 관계를 가지며, 그 크기는 토크 센서의 형상과 스트레인 게이지의 부착 위치에 따라서 다르다.

스트레인 게이지는 Fig. 3 과 같이 2 개의 스포크에 대칭으로 부착하였으며, 온도에 의한 영향을 최소화하기 위하여 휘트스톤 브리지(Wheatstone bridge)를 사용하였다. 토크 센서에 작용하는 토크에 따라 스트레인게이지에는 저항의 변화가 생기고, 결국 휘트스톤 브리지에 전압 변화가 발생한다. 이 출력 전압은 스트레인 게이지의 기본 관계식으로부터 구할 수 있다.⁽¹⁾

$$\Delta V = V_{ext} \cdot GF \cdot \frac{3}{Ebt^2} \cdot \frac{R-r}{R+r} \cdot \frac{T}{n} \quad (5)$$

2.2 무선계측기

회전하는 토크미터에서 토크 값을 전송하는 방법에는 몇 가지가 있는데, RF 를 이용하는 방법과 광학 기술을 이용하는 방법 그리고 슬립 링을 사용하는 방법이 있다. 슬립 링은 접촉 식 방법으로 회전체로부터 데이터를 획득하는데 많이 사용되어 왔다. 하지만 슬립 링은 설치하기 위한 공간적 제약이 있고, 측정 대상을 옮기기가 어려우며 실엔진 환경에서의 토크 측정이라는 연구 목적과 잘 맞지 않는다. 비 접촉 식 방법 중 광학 기술을 이용하는 경우는 회전하는 토크 미터와의 데이터 링크에 내구성과 신뢰성에 문제가 있다.⁽⁴⁾ 이번 연구에서 사용된 텔레메트리 는 RF 방식의 Bluetooth 를 이용하였다. 전체 시스템은 Fig. 4 에서 볼 수 있듯이 스트레인 섹션, 블루투스 섹션 그리고 파워 섹션으로 구성되어 있다.

2.2.1 스트레인 섹션

이 섹션은 크게 스트레인게이지 인터페이스와

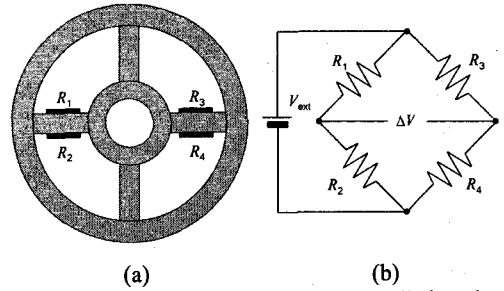


Fig. 3 A position of strain gage installed and a wiring diagram of full-bridge

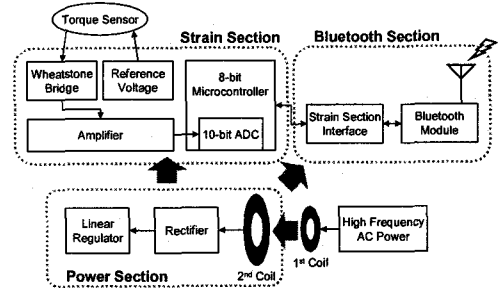


Fig. 4 Functional diagram of telemetry

마이크로 컨트롤러(MCU)로 구성되어 있다. 스트레인게이지 인터페이스는 스트레인게이지의 인가 전압(excitation voltage)을 위해 정전압의 기준 전압을 제공하고, 휘스톤 브리지와 아날로그 증폭기를 통하여 토크 센서의 물리 량의 변화를 측정 가능한 전압 신호로 변환한다. MCU 는 스트레인 섹션과 블루투스 섹션의 중간층 역할을 한다. 스트레인게이지 인터페이스로부터 받은 토크 신호를 내장된 10-bit ADC 로 변환하여 무선 전송을 위해 블루투스 섹션으로 전달한다.

2.2.2 블루투스 섹션

블루투스 섹션은 스트레인 섹션에서 측정된 토크 신호를 PC 로 무선 연결을 통해서 전송하는 역할을 한다.

블루투스는 주로 단거리(10m ~ 100m)내의 무선 연결을 위해 사용되고 있는 무선 규약이다. 기존의 RF 방식보다 빠른 전송 속도를 가지기 때문에 높은 주파수의 측정과 실시간 전송이 동시에 가능하다. 또한 다중 채널 연결을 지원하여 하나의 마스터 기기에 다수의 슬레이브 기기가 연결되어 데이터를 교환할 수 있다. 특히 주파수 호핑 방식(FHSS)을 사용하여 다른 기기간의 간섭이나 노이즈에 강한 특징이 있기 때문에, 열적 부하가 크고 회전과 진동으로 인한 무선 통신 노이즈가 큰 차량내의 환경에 적합하다.⁽¹⁾

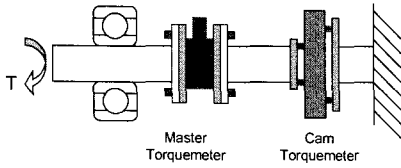


Fig. 5 Comparative torque calibration apparatus

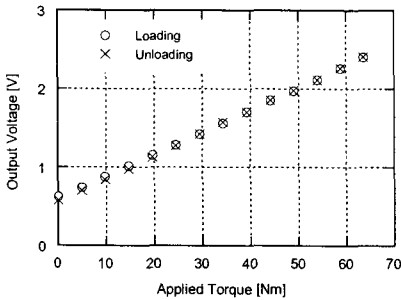


Fig. 6 Calibration result

2.2.3 파워 섹션

토크미터는 캠 축과 함께 회전하기 때문에 외부에서 전력을 공급해주기 위해서는 비 접촉 방식의 전원 공급 장치가 필요하다. 본 연구에서는 전자기 유도 방식의 전원을 사용하였다.

전원은 Fig. 4 에서 볼 수 있듯이 교류 전원 공급기, 1차 코일, 2차 코일 그리고 정류 회로로 구성되어 두 개의 코일은 링 형태로 서로 동심을 이룬다. 정지 부에 있는 1차 코일에 고주파의 전압을 공급하면, 전자기 유도 원리에 의하여 회전하는 2차 코일에 교류 전압이 유도된다. 이 전압은 텔레메트리 파워 섹션에서 정류 회로와 정전압 회로(regulator)를 지나 전체 시스템에 필요한 직류 전원을 공급한다.

3. 실험 방법 및 결과

3.1 보정 실험

토크미터에 가해진 토크와 토크 센서의 출력 전압과의 관계를 측정하기 위하여 Fig. 5 와 같이 비교식 토크 보정실험을 행하였다. 캠 토크미터와 마스터 토크미터를 직렬로 연결하였고, 캠 토크미터의 한쪽 끝은 고정하였으며 마스터 토크미터의 한쪽 끝은 하중 인가용 외팔보를 연결하였다. 외팔보에는 베어링 지지대를 설치하여 하중 인가 시 축에 발생하는 굽힘응력을 제거하였다. 실험은 외팔보에 연결된 축의 무게를 변화시킴으로써 토크를 증가 또는 감소 시키면서 반복하여 실시하였으며, 인가 토크는 마스터 토크미터의

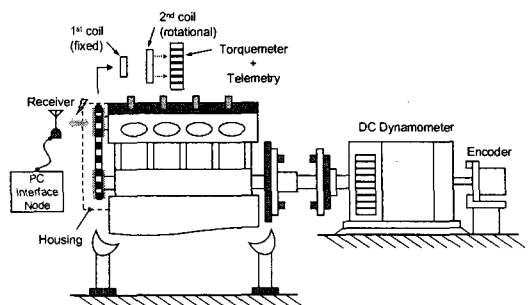


Fig. 7 Schematic diagram of the test rig setup

측정값을 기준으로 하였다.

비교식 보정 실험으로 얻어진 결과는 Fig. 6 에 나타내었다. 개발된 토크미터는 가해진 토크에 대하여 우수한 선형적 출력 특성을 보인다. 하지만 토크 값이 상대적으로 작은 구간에서 이력현상이 발생한다. 이력현상으로 인한 오차는 최대값의 2% 이내의 값을 가진다. 반복된 실험에서 구한 관계식의 기울기는 일정한 값을 나타내었지만 초기값은 토크미터의 장착 상태에 따라서 변하였다. 따라서 본 실험에서는 토크미터의 설치 후에 전부하(preload)에 의한 초기값을 측정하여 토크 측정의 기준 값으로 사용하였다.

3.2 실험 장치

실 엔진 환경에서 밸브 트레인의 구동 토크를 측정하기 위하여 Fig. 7 과 같이 실험 장치를 구성하였다. 캠 축은 크랭크 축으로부터 동력을 전달 받아 구동되며, 크랭크 축 풀리와 캠 스프라킷은 타이밍 벨트(or 체인)로 연결되어 있다. 개발된 토크미터는 기존의 흡기 밸브 축의 캠 스프라킷을 대체하여 장착하였다. 대상 엔진의 캠 축의 구동 방식이 체인을 사용하기 때문에 윤활유를 사용하며 하우징도 견고하게 되어 있다. 무선 통신을 위하여 토크미터 전면 하우징의 일부분에 전기적으로 개발된 창을 만들었으며, 수신부를 그 앞쪽에 설치하였다. 전력 전달을 위한 코일은 토크 미터와 동심으로 설치 되었다.

3.3 실험 결과

실 엔진 상태 캠 축 토크 측정은 4 기통 엔진과 8 기통 엔진에 대해 수행되었다. Fig. 8 에 4 기통 엔진에 장착한 토크미터로부터 획득한 실험 결과를 나타내었다. 일정한 주기를 가지는 파형의 모습을 확인할 수 있다. 주파수는 캠 축의 속도에 따라 변하게 된다. 하지만 캠 축 1 회전이

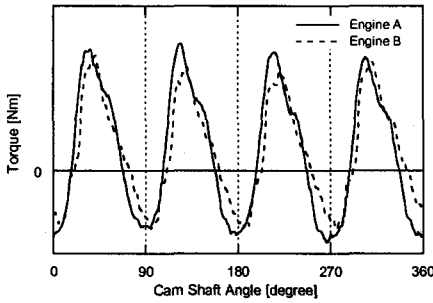


Fig. 8 Intake valvetrain torque waveform of a 4-cylinder SI engine at 2000rpm

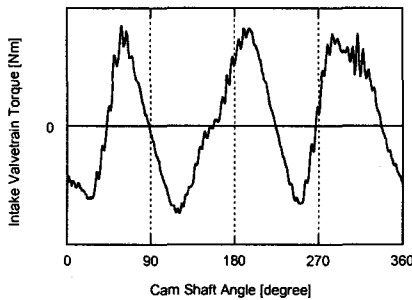


Fig. 9 Intake valvetrain torque waveform of an 8-cylinder SI engine at 2000rpm

엔진의 1 사이클을 의미하며 1 사이클에 모두 4 번의 흡기 행정이 있기 때문에, 축의 회전 속도를 이용하여 각도에 대한 값으로 변환하면 한 바퀴에 4 번의 파형을 보인다. 토크의 최대값은 일정한 각도에서 나타나지만 실린더 별로 마찰조건, 밸브 스프링 등이 다르기 때문에 토크값은 서로 다르다.

캠 토크 파형은 밸브 스프링에 의한 토크와 캠 마찰에 의한 토크로 구성된다. 밸브 스프링에 의한 토크는 정현파의 형태를 보이는데, 양(+)의 토크 값은 캠 축이 흡기 밸브를 열기 위하여 밸브 스프링에 작용할 때 발생하며, 반대로 음(-)의 토크 값은 흡기 밸브가 닫히면서 밸브 스프링의 복원력이 캠 축에 작용할 때 발생한다. 만약 밸브를 열고 닫는데 밸브 스프링에 의한 힘만이 작용한다면, 캠 토크 파형의 평균은 0 이 되어야 하지만, 실제로는 토크 파형의 중심이 양(+)의 부분에 위치하고 있음을 알 수 있다. 이는 마찰로 인하여 캠 축을 회전시키는데 구동력이 필요하기 때문이다. 또한 캠 구동 토크는 엔진에 따라서 파형의 차이를 보인다. Fig. 8 에서 실선은 직동식(direct acting) 밸브트레인의 토크 곡선이며, 점선은 롤러식(roller finger follower) 밸브트레인의 토크

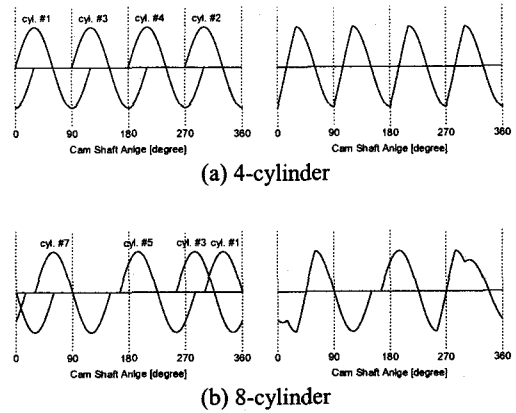


Fig. 10 Simulation of torque waveform

크 곡선이다. 두 토크 곡선이 차이가 나는 이유는 밸브트레인의 형식에 따라서 마찰과 스프링이 차이가 나기 때문이다.

8 기통 엔진은 V 형 엔진으로 토크 미터는 1 번 기통이 속한 뱅크의 흡기 캠 축에 장착하였다. 8 기통 엔진의 경우는 이전 4 기통 엔진 실험에서 예상할 수 있는 파형과는 다른 형태의 토크 파형을 보이며, 그 결과는 Fig. 9 에 나타내었다. 마치 3 기통의 엔진처럼 1 사이클에 3 개의 최대값을 가짐을 알 수 있다.

8 기통 V 형 엔진의 한쪽 뱅크는 4 기통이지만 직렬 4 기통과는 달리 기통별 점화 순서에 의하여 몇 개의 실린더별 토크 곡선이 중첩을 이루어 여러 가지 토크 파형이 측정될 수 있다. 중첩이 파형에 큰 영향을 미치는 또 다른 이유는 밸브의 개폐기간이 실린더별 밸브의 구동 주기보다 길기 때문이다. 예를 들어 밸브의 개폐기간은 대체로 캠 축을 기준으로 120° 정도의 값을 갖는데, 4 기통 엔진의 경우는 90° 마다 토크가 발생하기 때문에 각 밸브 구동간에 30° 의 중첩 구간이 생기게 된다. 하지만 각 실린더별로 처음과 마지막 부분에 30° 정도만 중첩이 일어나기 때문에 토크의 최대값과 최소값에는 영향을 미치지 못하며, 1 사이클에 4 개의 최대값을 갖는 파형에도 큰 영향을 미치지 못한다. 반면에 8 기통 엔진의 경우는 45° 마다 토크가 발생하기 때문에 1 사이클의 거의 모든 구간에서 중첩이 생기며, 기통에 따라 최대 75° 정도의 중첩이 일어난다.

실험에 사용된 V8 엔진의 토크 파형의 타당성을 확인하기 위하여 점화 순서에 의한 중첩을 시

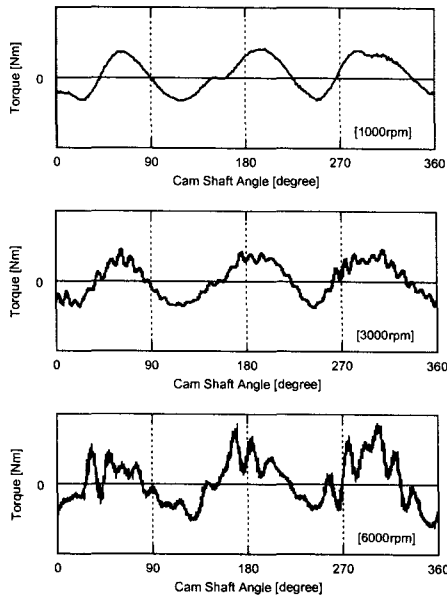


Fig. 11 Cam shaft torque of an 8-cylinder SI engine with engine speed

도해 보았다. 실린더별 토크 파형은 120°의 개폐시간을 갖은 사인파 형태로 가정하였다. Fig. 10에서 알 수 있듯이 대상 엔진의 점화 시기를 고려하면 토크 곡선은 1 사이클에 3개의 최대값을 가지는 형태를 보인다. 또한 Fig. 9의 측정된 토크 파형과 Fig. 10(b)의 파형이 거의 일치함을 확인할 수 있다.

엔진의 회전 속도에 따른 밸브 트레인의 토크 변화를 Fig. 11에 나타내었다. 엔진 회전 속도가 증가함에 따라 토크 파형에 여러 가지 변화가 관찰되었다. 1 사이클 내에서 3번의 최대값을 가지는 전체적인 파형은 유지하고 있지만, 회전 속도가 증가할수록 토크의 변동이 심해지는 것을 알 수 있다. 이는 고속이 되면서 캠 토크의 주 성분이 밸브 스프링과 캠 마찰뿐만 아니라 관성 질량에 의한 밸브트레인의 동특성에 대한 힘이 포함되기 때문이다. 하지만 캠 토크 파형의 평균 토크는 크게 변하지 않는 것을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 실 엔진 상태에서 캠 구동 토크

의 변화를 측정하였으며, 이를 위하여 캠 스프라킷형의 토크미터를 개발하였으며, 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 실 엔진 상태에서 측정이 가능한 캠 스프라킷형의 토크미터를 개발하였다. 토크미터는 캠 축과 같은 회전체의 토크를 측정할 수 있도록 설계되었으며, 이를 위해 비접촉식 전력 전달 방식과 블루투스를 이용한 무선 데이터 전송 기술을 적용하였다.

(2) 개발된 토크미터를 다수의 실엔진에 적용하여 캠 구동 토크를 측정하였다. 측정 결과 토크미터는 고온의 오일이 비산되는 조건에서도 높은 정밀도와 안정성을 가짐을 확인하였다.

(3) 본 토크미터는 캠 스프라킷만을 변형하여 여러 엔진의 캠 마찰 측정에 활용하고 있으며, 이는 캠 토크 거동에 대한 이해에 큰 도움이 될 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 교육부의 BK21 사업과 현대자동차의 지원으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Lee, J., Kauh, S. K. and Ha, K., 2005, "Development of the Disk-Type Torque Meter for an Automatic Transmission Vehicle," *Proc. IMechE, Vol. 219 Part D: J. Automobile Engineering*, pp. 1443~1449.
- (2) Baniasad, S. M. and Emes, M. R., 1998, "Design and Development of Method of Valve-Train Friction Measurement," *SAE Technical Paper*, No. 980572.
- (3) Sczepanski, J. G., 2004, "New Equipment and Methodology to Perform High Speed ValveTrain Dynamics Testing and Analysis," *SAE Technical Paper*, No. 2004-01-1720.
- (4) Wurst, R. L., 2004, "Engine Torque Measurement Using Telemetry," *SAE Technical Paper*, No. 2004-01-2679.
- (5) Jin, D. Z., Abe, F. and Mochizuki, H., 1998, "Development of a Rotary Transformer and Its Application to SRC Connectors," *Application Note of Furukawa Electric*.