

가솔린기관의 밸브트레인 마찰특성

윤정의 · 이만희 · 김재석

대우자동차 기술연구소

A Study on the Friction Force Characteristics of Valve Train System in Gasoline Engine

Jeong-Eui Yoon, Man-Hee Lee and Jae-Suk Kim

Technical Center, DWMC

Abstract - It is well known that reduction of friction loss due to the valve train system greatly affects on improvement of fuel economy in internal combustion engine. In order to investigate friction characteristics of valve train system we carried out friction force measurement using test rig developed by ourselves. From test results, we concluded that characteristics of lubrication and friction torque on the valve train system such as mixed and hydrodynamic was mainly governed the contact type between cam and tappet.

Key words - valve train type, friction reduction, lubrication characteristic.

1. 서론

현대사회의 전반적 발전과 더불어 자동차의 성능 또한 시대적 요청 및 소비자의 욕구에 맞추기 위해 점차 고성능화가 요구되고 있다. 차량의 성능 측면에서 엔진을 고성능화하기 위해서는 필수적으로 엔진 밸브트레인의 수정이 필요했으며, 고속운동으로 인한 관성력의 증대로 밸브트레인인은 더 많은 하중을 받게 되어 기존의 밸브트레인으로는 이를 견뎌낼 수 없게 되었다. 이에 대한 해결책으로 밸브트레인의 Effective Mass를 줄이기 위해 Over Head Camshaft가 탄생되었고, 더 나아가 엔진의 성능에 직접적으로 연관되어지는 체적효율을 향상키 위해 흡입과 배기 포

트를 증가시킨 DOHC가 탄생되었다.^[1]

이와 더불어 경제적인 측면에서 유리한 고효율 엔진의 필요성이 강조됨에 따라 엔진의 연료효율을 높이기 위한 연구들도 꾸준히 계속되어 왔다. 연료효율을 높이기 위한 대책으로서 차량의 무게감소, 차체의 공기저항감소, 타이어의 구름저항 감소, 그리고 엔진의 마찰손실 감소 등을 위한 노력이 진행되고 있다.^[2] 이중 엔진의 마찰손실감소는 직접적인 효율향상을 기대할 수 있을 뿐만 아니라 그 효과 또한 매우 크기 때문에 각종 엔진의 개발과 개선에 있어 엔진의 마찰손실 저감은 반드시 필요하다.

엔진 마찰손실 저감 차원의 노력은 여

러 분야에서 이루어지고 있으며, 그 중 적절한 엔진 윤활유의 선택을 위한 노력, 마찰손실 저감 피스톤/링 및 베어링의 개발을 위한 노력이 등이 엔진설계 분야에서 이루어지고 있다.^[3,4] 엔진 밸브 구동계의 경우도 마찰 저감과 관련한 연구가 오래전부터 진행되어져 왔으며, 최근에는 시스템 변형을 통한 적극적인 개선 방안이 양산에 적용되고 있는 실정이다.^[5]

본 연구에서는 먼저 밸브 구동계의 다양한 운전조건변화에 따른 마찰력 측정 시험을 통해 운전조건이 마찰특성에 미치는 영향을 규명하고, 나아가 마찰 구동계의 시스템 변화에 따른 마찰손실 저감효과를 살펴보고자 한다.

2. 시험장치 및 시험방법

2-1. 시험장치

밸브트레인의 마찰손실을 측정하기 위해 사용한 시험장치의 개략도는 Fig.1과 같다. 밸브트레인의 마찰토크를 측정하기 위해 그림에서와 같이 Stain Gage Type의 토크메타를 장착하여 측정하였다. 엔진 헤드에 오일을 공급하기 위해 시험장치의 Base Block에 오일 Passage를 가공하여 공급오일 압력을 조절할 수 있게 하였으며, 토크메타의 앞 뒤 편심을 제거하기 위해 Zero Lash Type Back Disk Coupling을 사용하여 토크메타 앞뒤의 동력을 전달하였다. Motoring에 사용된 모터는 DC Type 22kw의 모터를 사용하여 충분한 힘을 낼 수 있게 설계하였다. 또한 측정 신호들 사이의 동기를 위해 Pulse Type Encoder를 Cam Gear Bolt에 연결하여 Cam의 각도를 기준으로 모든 데이터를

받을 수 있게 하였다. 또한 엔진 헤드에 공급되는 오일은 Oil Reservoir에 있는 5kW/h의 Heat Core를 사용하여 가열할 수 있도록 하였으며, Oil Reservoir 내부에 장착된 Thermocouple과 연결된 On-Off Type Controller를 통해 일정한 온도로 제어할 수 있게 하였다.^[6,7]

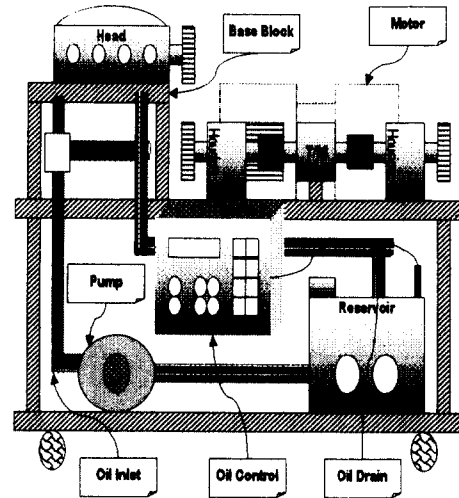


Figure.1 Arrangement of test instruments

2-2. 시험조건

시험에 사용된 엔진의 구체적인 Specification은 아래의 Table.1에 나타나 있다. 시험 헤드의 선택은 먼저 동일 시험 헤드에서 단지 캠과 태핏의 접촉시스템변화가 마찰특성에 미치는 영향을 규명하고자 A, B의 시험 헤드를 선택하였으며^[5], 밸브구동시스템(SOHC, DOHC)변화의 차이에 따른 마찰 특성 변화를 살펴보고자 C, D헤드를 선택하였다.

Table. 1 Specifications of Tested Heads

	A	B	C	D
Valve Lift (mm)	10	10	8.75	10
Cam Type	SOHC	SOHC	DOHC	DOHC
Contact Type	Sliding	Roller	Sliding	Roller
Number of Valve	8	8	16	16

구체적인 시험 조건은 아래의 표 2에 나타나 있다

Table. 2 Test Conditions

	A	B	C	D
Used Oil	5W30	←	←	←
Max. crpm [Cam rpm]	3500	←	←	←
rpm Step	250	←	←	←
Oil Pressure [bar]	2	←	←	←
Temperature [°C]	65~105	←	←	←
Belt Tension [Nm]	1.5	←	←	←

전체시험은 아래의 Table.2에 기술한 조건에 따라 각 시험헤드의 마찰토크를 측정하였다. 시험 중 압력, 온도, 토크, Aeration, crpm(Cam rpm) 등 모든 데이터는 Data Acquisition System에서 0.2 Cam Angle Base로 획득되게 되어 있으며 GPIB로 연결된 PC에서 Control 된다. 또한 측정 결과의 신뢰성 확보를 위해본

시험이 진행되기예 앞서 30분간의 Warming Up을 통해 계측 장비 및 시험 헤드의 운전 조건을 충분히 안정시킨 후 시험을 진행하였다. 측정된 토크 값은 10Cycle 평균값으로 다시 계산하였으며, 최종적인 값은 Mean Friction값과 fmep(Friction Mean Effective Pressure) 값으로 계산하여 비교 분석하였다.

3. 시험결과 및 고찰

Fig.2는 500crpm, 85°C, 2bar에서 측정된 4가지 헤드에서의 마찰 토크 값을 나타낸 그림이다.

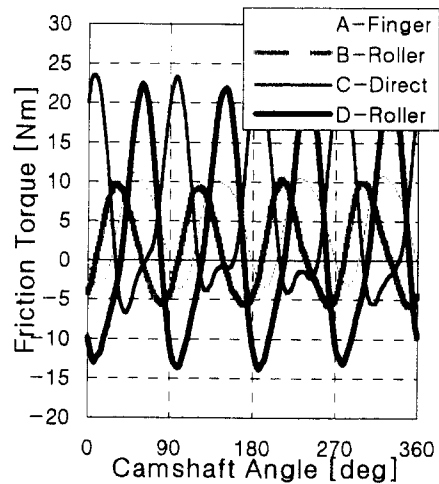


Figure.2 Variation of friction torque at 500 crpm

그림으로부터 1사이클 동안 마찰토크는 4번의 피크 값을 가지는 것을 알 수 있는데 이는 4실린더 4행정기관의 전형적인 특징으로 스프링의 복원력에 기인한 결과이다. 특히 관심 있는 부분은 DOHC에 비해 SOHC엔진의 마찰력 변화가 상대적으

로 작은 값을 갖는다는 점이다. 이러한 현상은 SOHC 경우 DOHC 와 달리 복원력을 피벗 포인트와 나누어 지탱하기 때문으로 이해할 수 있다. 또한 운전 중 나타나는 (-) 토크 값의 발생 원인도 스프링의 반발력에 기인한 현상 때문이다.^[1]

이러한 운전 중 마찰 토크의 변동 경향은 엔진의 회전수가 증가하면서 어느 특정 회전수까지 증가하다가 급격히 감소하는 방향으로 수렴하게 되는데 이러한 원인은 구동계의 동적 특성과 연성되어 (Couple) 나타나는 현상으로 이해할 수 있다. 즉, 엔진의 회전수가 증가하면 밸브구동계는 스프링과 밸브 및 태핏으로 구성된 하나의 동력학적 시스템으로 거동하게 된다. 이러한 밸브 구동계는 엔진 회전수가 증가함에 따라 구동계의 관성력이 캠과 태핏의 접촉력을 완화시키는 방향으로 작용하면서 전체적인 마찰 토크의 변동량 감소를 가져오게 한다.^[1]

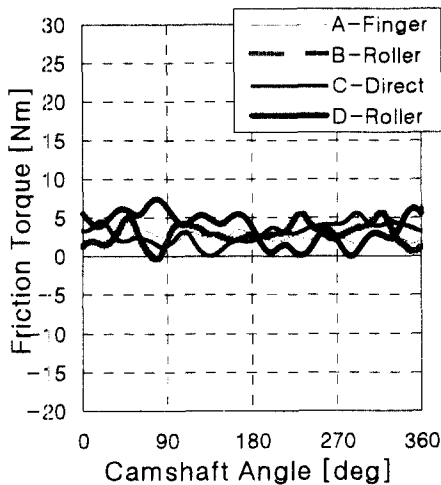


Figure.3 Variation of friction TQ at 3500crpm

Fig.3은 고속 운전 조건에서 측정된 마찰 토크의 변동량을 구한 그림으로 전체적인 마찰토크 변동량은 Fig.2의 저속 운전조건에 비해 급격히 줄어든 모습을 보여 준다.

Fig.4는 엔진 rpm 변화에 따른 1사이클 동안 마찰토크의 최대 값과 최소 값을 도시한 그림이다. 앞에서 설명하였듯이 마찰 토크의 변동량은 엔진 회전수가 증가하면서 일시적으로 증가하는 경향을 보이다가 다시 급격히 감소하는 경향을 보여준다.

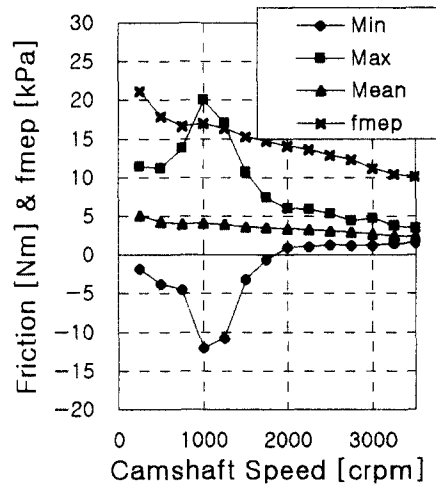


Fig.4 Variation of maximum, minimum and mean friction torque during engine operation

이러한 마찰토크의 최대, 최소 값의 변동량 변화추세와는 달리 아래의 식(1) 및 (2)에서 나타낸 평균 마찰 토크값 및 마찰 평균유효압력(fmep : Friction Mean Effective Pressure)의 경우는 다른 결과를 보여준다.

$$T_{mean} = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} \quad (1)$$

$$f_{mep} = \frac{1}{V} \oint T d\theta \quad (2)$$

여기서 T : Instantaneous Friction Torque

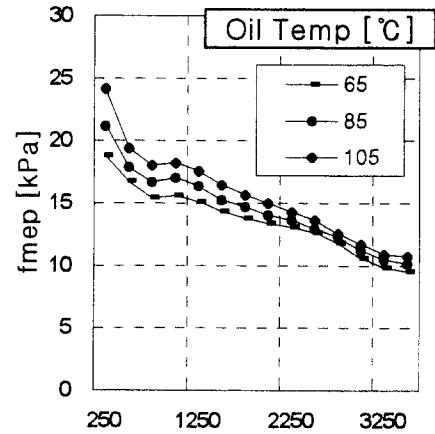
V : Displacement Volume

즉, 운전영역에서 항상 (+)값을 나타내는 마찰 평균토크 및 마찰평균유효압력은 스프링의 복원력에 영향을 받는 순간 마찰토크의 변동량과는 달리 순수하게 한 사이클 동안 밸브구동계의 마찰력손실 특성을 잘 표현해주고 있음을 알 수 있다. 그러므로 향후 밸브 구동계의 마찰력손실 특성을 나타내는 지수로서 평균 마찰력과 마찰평균유효압력을 사용하고자 한다.^[1,2,4]

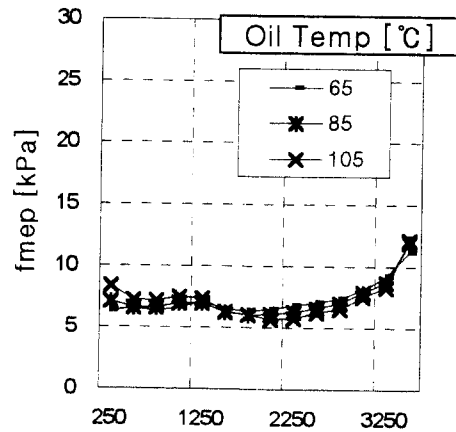
Fig.5는 밸브트레인의 마찰손실 특성에 직접적으로 영향을 미치는 운전조건 중의 하나인 윤활유의 온도변화에 따른 마찰력 특성을 측정한 결과이다.

먼저 Fig.5(a)의 Sliding Contact Type 밸브구동계의 경우를 살펴보면 엔진의 회전수가 증가함에 따라 전체적인 마찰토크는 감소하는 경향을 가지는데, 이로 미루어 보아 Sliding Contact Type 밸브구동계는 전형적인 혼합윤활 특징을 보여준다는 것을 알 수 있다. 이러한 혼합윤활 조건의 특징은 오일의 온도 변화에 따른 마찰력 변화 결과에서도 잘 나타나고 있다. 즉, 오일 온도 상승에 따른 점도 (Viscosity)의 감소에 의한 마찰력 증가의 현상이 특히 저속 영역에서 명확히 관찰된다. 이러한 혼합윤활 특성은 엔진의 회전수가 증가하면서 캠과 태핏 사이의 흡입 오일의 증가와 함께 발생 압력의 증가에 따라 윤활 특성이 점차 유체윤활 영역으로 천이되어 가는 경향을 보임을 알 수 있다. 이와 달리 Fig.5(b)의 Rolling Contact Type 밸브 구동 시스템의 경우는

저속에서는 혼합윤활이 지배하지만 엔진의 회전수가 증가하면서 유체윤활 영역으로 천이하는 특성을 보인다. 이러한 특성으로 인해 혼합윤활 영역에서 유체윤활로 천이하는 중속영역에서 최소의 마찰손실이 발생하게 됨을 알 수 있다.



(a) Camshaft Speed [crpm]



(b) Camshaft Speed [crpm]

Figure.5 Oil temperature effect on friction torque

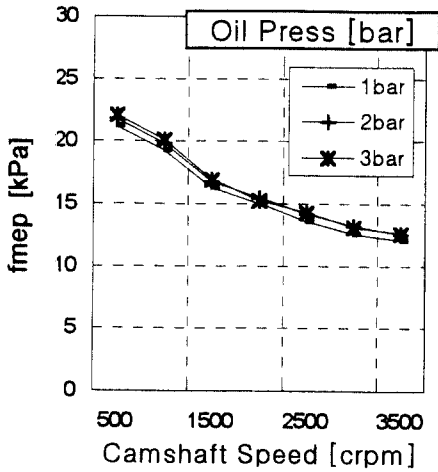
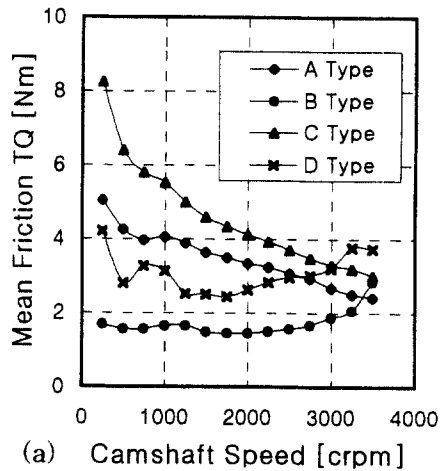


Figure.6 Oil pressure effect on friction torque

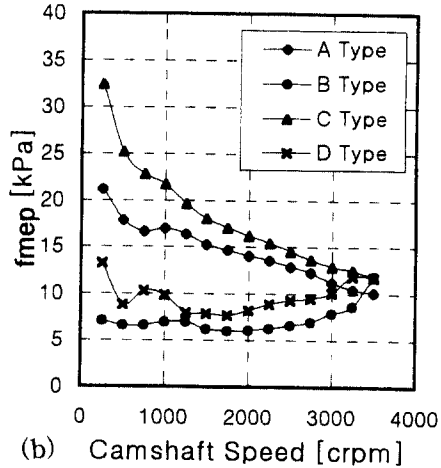
Fig.6은 밸브트레인 구동계의 오일 공급 압력 변화에 따른 마찰토크의 변화를 측정된 그림이다. 오일 공급압력의 변화는 실 운전 조건에서 나타나는 1~3bar의 압력 변화를 중심으로 시험을 진행하였다. 그림에서 알 수 있듯이 오일온도의 경우와는 달리 오일압력의 변화에 따른 뚜렷한 마찰토크의 변화는 발견되지 않았다. 이러한 결과로부터 오일점도의 영향이 오일압력 보다는 훨씬 민감하게 밸브구동계의 마찰력 손실에 작용함을 알 수 있다.

Fig.7은 엔진회전수 변화에 따른 여러 밸브 구동계의 마찰토크 및 마찰평균유효 압력의 측정 결과이다. 그림으로부터 엔진 사이즈에 따른 측정값의 크기는 다소 다르지만 마찰특성은 밸브구동계의 접촉형태에 따라 명확히 구별된다. 즉 캠과 태핏이 미끄럼 접촉형태인 경우는 엔진의 회전수가 증가함에 따라 마찰력이 감소하는

전형적인 혼합윤활의 특성을 가지나, 구름접촉을 하는 경우는 엔진회전수에 비례하여 마찰력 또한 증가하는 유체윤활 특성을 보여주고 있음을 알 수 있다. 이러한 특성으로 인해 저속영역에서는 구름접촉 형태의 밸브구동계가 마찰력 손실을 줄이는 측면에서는 훨씬 유리하나, 고속영역으로 갈수록 점차 그것이 갖는 상대적인 비교 우위는 줄어들게 됨을 그림으로부터 볼 수 있다.



(a) Camshaft Speed [crpm]



(b) Camshaft Speed [crpm]

Figure.7 Effect of contact type between cam and tappet on friction torque and fimep

Fig.8은 500, 3500crpm에서의 밸브 구동계의 마찰토크를 측정된 결과이다. 그림으로부터 저속영역에서는 구름접촉의 밸브트레인 시스템이 미끄럼접촉에 비해 50% 이상의 마찰토크 손실을 줄일 수 있음을 명백히 알 수 있다. 그러나 고속영역에서는 이러한 접촉형태의 변화가 마찰손실을 지배하지 않으며, 이러한 원인은 마찰특성이 서로 다르기 때문이다. 그리고 SOHC에 비해 DOHC가 상대적으로 마찰손실이 큰 이유는 단지 밸브의 개수가 많기 때문이다.

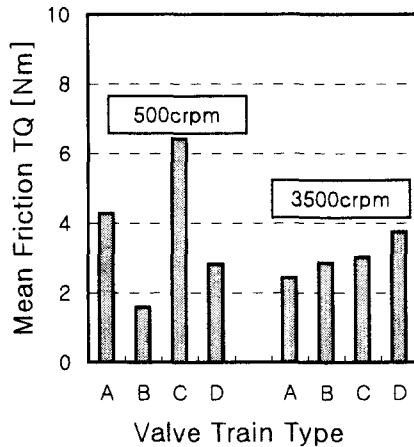


Figure.8 Comparison of friction torque between low and high crpm on tested valve train systems

4. 결론

본 연구에서는 엔진의 마찰력 손실 저감차원에서, 밸브구동계의 운전조건 및 밸브구동계의 접촉형태 - 미끄럼 접촉, 구름접촉- 변화에 따른 마찰특성 및 손실 저감효과를 규명하고자 자체 개발한 측정시

스템을 사용하여 마찰력 측정시험을 수행하였다. 이러한 일련의 시험 및 그 결과로부터 밸브구동계의 마찰특성에 대해 아래의 결론을 얻었다

1. 운전조건 중 엔진오일의 온도변화(점도 변화)는 미끄럼 접촉 형태의 밸브트레인 구동계 마찰 토크에 민감한 영향을 미친다.
2. 운전 건 중 오일의 공급압력이 밸브구동계의 마찰력에 미치는 영향은 무시할 수 있다.
3. 캠과 태핏이 미끄럼 접촉을 하는 밸브구동계는 혼합유회 특성이 전 운전영역을 지배하며, 이로 인해 저속영역에서 큰 마찰손실이 발생한다.
4. 캠과 태핏이 미끄럼 접촉을 하는 밸브구동계는 저속에서는 혼합유회가 지배하지만 엔진의 회전수가 증가하면서 유체유회 영역으로 천이하는 특성을 보인다. 이러한 특성으로 인해 중속영역에서 최소의 마찰손실이 발생하게된다.
5. 캠과 태핏의 접촉형태를 미끄럼에서 구름형태로 바꾸었을 경우 저속영역에서 50% 이상의 마찰손실 저감효과를 얻을 수 있다.

5. 참고문헌

[1]. John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill International Editions, 1996.

- [2]. R. E. Gish, "Determination of True Engine Friction", SAE Trans Vol. 66, 1959.
- [3]. Wilfried J. Bartz, "Potential Saving by Fuel Economy Engine and Transmission Oils", SAE 911697, 1991.
- [4]. M. Hosni, "Reducing Friction Losses in Automobile Engines", Tribology International, 1984.
- [5]. Paul E. Duffy, "An Experimental Investigation of Sliding at Cam to Roller Tappet Contact", SAE 930691, 1993.
- [6]. INA, "J100 Project", Test Report, 1996.
- [7]. Saeid M. Baniasad, "Design and Development of Method of Valve Train Friction Measurement", SAE 980572, 1998.