〈논 문〉 SAE NO. 98370100

엔진 캠/태핏 시스템의 작동토크 측정과 마찰특성

Torque Characteristics of Cam/Tappet System

여 창 동*, 김 대 은**, 윤 정 의***
C. D. Yeo, D. E. Kim, J. E. Yun

ABSTRACT

The operating torque and tribological characteristics of a cam/tappet system of an I.C. engine have an important effect on the engine efficiency. More power is lost for higher operation torque which is affected by the friction of a cam/tappet system. In this work experimental investigation of the torque behavior of a cam/tappet system was conducted to get tribological characteristics. Specifically, the torque was measured with respect to oil temperature and camshaft speed. The torque decreased with increasing camshaft speed because of decreasing friction coefficient but was hardly affected by the oil temperature. Also, the torque was the largest near the cam nose region.

주요기술용어 : Friction Coefficient(마찰 계수), Film Parameter(유막 변수), Elastohydrodynamic Lubrication(탄성유체 윤활), Cam(캠), Tappet(태핏)

1. 서 론

엔진내에서 자체적으로 에너지를 소산하는 요소는 여러 가지가 있으며, 그 중 가장 대표적인 것이 피스톤과 실린더 벽간의 마찰운동과 밸브 구동계에서의 접촉운동 등이다. 이전의 여러 연구에 의하면 피스톤/실린더 계에 의해 소모되는 에너지는 엔진 전체의 기계적 에너지 소모 중에서 약 75%를 차지한다고 보고된 바 있으며, 이중 상당 부분은 실린더 벽과 피스톤간의 마찰이 주요 원인으로 지적되고 있다. 또한 밸브 기구계의 경우 엔진구동 동력의 10~25%를 소비하고 있는 것으로 알려져 있으며, 이중의 50%가량이 캠과 태핏간의 마찰로서 소모된다.[1,2] 이러한 캠/태핏 시스템의 작동 성능 향상을 위한 연구는 현재 마찰·마멸과 윤활 영역 두 가지 관점에서 진행되고 있다. 첫째, 마찰·마멸의 관점에서 살펴보면 Sun과 Rosenberg[3]는 캠/태핏 시스템의 메커니즘을

* 연세대학교 대학원
** 정회원, 연세대학교 기계공학과
*** 정회원, 대우자동차

기존의 평면 태핏에서 롤러 태핏으로 대체하였을 때, 캠축의 회전속도에 따른 마찰력과 토크의 비교/분석을 통해 롤러 태핏의 경우가 평면 태핏보다 마찰력과 토크 모두 감소한다고 보고하였다. 롤러 태핏이 마찰·마멸면에서 평면 태핏보다 우수한 것은 롤러 태핏의 경우 미끄럼 접촉을 하는 평면 태핏과는 달리, 캠/태핏 접촉 형태가 구름접촉이므로 마찰력 상승을 유발하는 긁힘 마멸(scuffing wear)이 감소되기 때문이라고 설명하였다. Zhu와 Cheng[4]은 롤러 태핏의 재료를 강재(steel)와 세라믹(ceramic)으로 하였을 때 그 작동성능을 비교/분석하여 태핏의 마멸방지에 우수한 여러 재료를 소개하였다. 또한 Roylance, Bovington[5] 등은 캠/태핏의 표면 처리와 경도 등의 물성치가 캠/태핏 시스템의 작동성능에 미치는 영향을 조사하였는데, 오랜 작동시간에 견딜 만큼의 충분한 경도를 가지고 표면 거칠기가 변하지 않는 재료의 선택을 제시하고 있다. 둘째, 윤활의 관점에서는 캠/태핏 사이의 유막두께와 접촉압력에 관한 연구가 대부분을 이루고 있다. 왜냐하면 캠/태핏 시스템의 만족스러운 작동은 캠/태핏 사이의 유막두께와 접촉압력에 의존하기 때문에 여러 사람들이 캠축의 속도와 캠 각도에 따른 유막두께에 관한 실험적/이론적 연구가 많이 진행되고 있다.[6,7]

이러한 마찰·마멸에 의한 엔진 내의 에너지 소산작용은 엔진의 효율을 저하시킬 뿐만 아니라 연비에도 영향을 미치고 나아가서는 엔진의 수명과 신뢰성에 관련되므로 이를 해결하기 위해서 현재에도 여러 방면의 연구 및 투자가 이루어지고 있다. 특히 최근에 저소음 고효율 엔진에 대한 집중적인 관심이 모아지는 시점에서, 이들 소음 및 진동원은 결국 앞서 언급한 엔진 내의 동력소비 요인들과 밀접한 관계를 가지고 있다. 따라서 이를 해결하기 위해서는 엔진 내의 각종 문제점들에 대한 체계적인 분류와 그에 따른 과학적인 연구가 요구되며, 마찰 및 마멸에 대한 근본적인 이해가 선행되어야 할 것이다.

본 연구에서는 이러한 엔진내의 접촉하는 부품들 중에서 캠과 태핏간의 접촉운동시 발생하는 토크의 특성과 이때 마찰력이 작동 토크에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였다.

2. 실험 장치

Fig.1은 캠과 태핏사이의 작동토크 측정을 위한 전체적인 실험장치 구성도이다. 실험장치의 각 요소들은 시스템의 안정을 위해 정반위에 장착을 시켰고, 작동시 발생하는 진동의 영향을 줄이기 위해 방진고무를 이용하여 정반을 지지하도록 하였다. 캠축의 구동은 모터축과 일직선으로 직접 연결하는 방법과 벨트에 의한 구동 방법이 있다. 벨트 구동의 경우는 실험장치의 조작은 편리하지만 캠축의 굽힘(bending)을 발생시킨다는 단점이 있다. 직접 구동 방법의 경우는 설치상의 어려움은 있지만 정확한 동력전달과 캠축의 굽힘 영향은 거의 없다는 장점을 가진다. 이 연구에서는 직접 구동 방식을 채택하였는데 그 이유는 사용한 토크 센서의 경우 굽힘에 매우 민감하였기 때문에 굽힘의 영향을 최소화 할 수 있어야 했기 때문이다. 모터축과 캠축사이의 연결부는 회전시 토크미터의 신호에 영향을 주는 굽힘의 영향을 감쇠시키기 위해 Fig.1에서 나타나듯이 토크미터 양단에 베어링과 플렉시블 커플링으로 지지하였다. 캠축의 회전속도는 모터 제어기에서 조절하도록 하였다. 윤활유의 공급은 2개의 펌프를 사용하여 하나는 오일 탱크 쪽에서 엔진 헤드로 오일을 주입하는데 사용하였고 다른 하나는 엔진 헤드에서 오일 탱크 쪽으로 배출하는데 사용하였다. 윤활유의 온도조절은 온도제어기와 열전대(thermocouple), 가열기(heater)를 사용하여 서로 피드백(feedback)하면서 조절하였다. 즉, 엔진 헤드로 오일이 들어

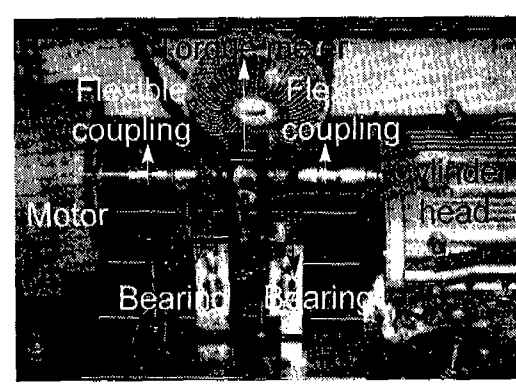

Fig.1 Experiment setup for torque measurement

가는 입구에 열전대를 설치하고 그 주입온도를 감지하여 온도 제어기에서 설정온도와 서로 비교한 후 릴레이를 통해 가열기의 전원을 개폐하도록 하였다. 또한, 실린더 헤드에 주입되는 오일의 압력은 압력 게이지를 설치하여 조절하였다. 캠의 회전에 따른 정량적인 토크값의 측정을 위하여 모든 실험에서 태핏은 기본적으로 1개만을 장착시켜 캠/태핏 1쌍만이 접촉하도록 하였고, 오일 온도에 따른 토크값의 측정 실험에서는 필요에 따라 태핏 8개를 모두 장착시킨 실험도 병행하였다.

캠축 구동시 토크 미터에서 발생하는 토크 신호는 스트레인 게이지 증폭기(strain gage amplifier)를 통해 여과(filtering)되고 증폭되어 A/D board를 거쳐 PC에 저장된다. A/D board에서 표본 주파수(sampling frequency)가 300Hz로 연속적으로 받는 신호는 토크 미터의 보정 데이터를 이용하여 토크값으로 변환시킨다. 실험에 사용된 재료와 실험조건은 Table 1과 같다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 캠 각도에 따른 토크의 변화(1 태핏)

캠과 태핏의 기하학적 형상은 밸브의 개폐시기, 작동 엔진의 작동 토크 등에 직접적인 관련을 가진다. 따라서 캠과 태핏이 마멸로 인해 그 기하학적 형상의 변화를 나타내면 전체적인 엔진의 작동 성능에 큰 영향을 미치게 된다. 즉, 캠과 태핏의 표면이 마멸로 인해 손상을 입게 되면 밸브 개폐시기가 달라져서 연소실 내의 불완전 연소를 초래하게 되고 또한, 손상된 캠과 태핏의 표면은 작동시 손상 전보다 더 큰 토크를 발생시켜 동력 손실의 원인도 된다. 그러므로 캠과 태핏의 기하학적 설계는 엔진 설계의 주요 관심대상이 되고 있으며 자동차 제조회사마다 그 자동차의 특성에 따라 서로 다른 캠과 태핏의 기하학적 형상을 가지고 있다. 이러한 캠과 태핏의 마멸은 작동 토크와 직접적인 관련을 가지고 있으므로 이번 실험에서는 캠의 각도에 따라서 캠과 태핏의 접촉시 발생하는 토크 변화를 측정하였다.

Table 1 Property of experimental materials and experiment conditions

Experimental material		Experiment condition	
Camshaft	T.I.G. remelt cast iron	Camshaft speed(rpm)	300~2,500
Tappet	Steel(M35512)	Oil temperature(℃)	25~95
Oil	SAE7.5W30		

캠/태핏 시스템에서 발생하는 토크는 크게 다음의 3가지 요인에 영향을 받는다. 즉, 캠과 태핏의 기하학적 형상에 의한 토크(T_g), 마찰력에 의한 토크(T_f) 그리고 기타 나머지 요소(예 : 저어널 베어링부 등등)에 의한 토크(T_b)에 영향을 받는다. 이때, T_b의 경우 정상적인 윤활상태가 유지되면 전체 토크량에 있어서 나머지 요인들에 비해 그 영향이 극히 작다. 캠과 태핏의 접촉 운동시에는 이러한 3가지 토크가 복합적으로 작용을

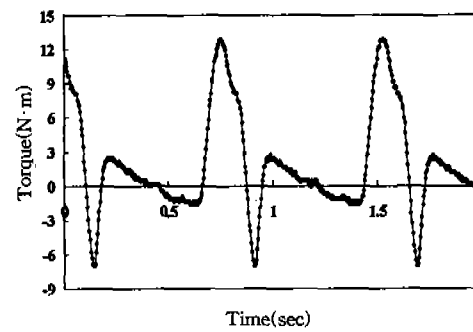

Fig.2 Torque variation with respect to revolution (1 tappet)

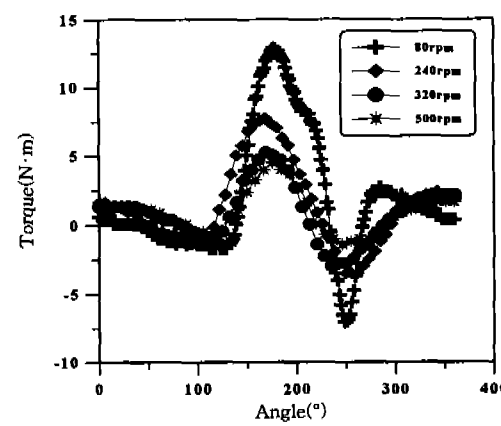

Fig.3 Torque variation with respect to cam angle(1 tappet)

하게 되고 캠축이 회전하면 캠축에 전달되는 작동 토크는 Fig.2와 같이 (+)에서 (-)로 일정한 형상이 반복되는 결과를 나타낸다.

이러한 토크의 변화를 캠축의 여러 회전속도에 대해 캠의 각도에 따라 살펴보면 Fig.3과 같이 나타난다. 이와 같은 토크의 변화 추이는 Fig.4에서 나타낸 것처럼 캠/태핏 접촉 과정으로 설명할 수 있다.

Fig.4(a)와 같은 상태를 캠 각도 0, 반시계방향을 정방향으로 정하면 Fig.4(b)의 캠 각도 약 90°까지는 캠의 형상이 일정한 기본원(base circle) 부분이 태핏과 접촉하게 된다. 이 구간에서는 캠 로우브의 형상이 일정하고 캠과 태핏의 접촉 지점이 태핏의 중심에 있기 때문에 캠의 기하학적 형상에 의한 토크(T_g) 영향은 없고 캠과 태핏의 접촉시 발생하는 마찰력과 그외의 요소에 의한 토크(T_f, T_b)가 영향을 미치게 된다. 이때는 캠 리프트가 최소이기 때문에 밸브 스프링의 복원력이 최소이고 따라서 캠/태핏 경계면에 작용하는 수직 부하가 최소이다. 따라서 이때의 마찰력은 작은 값으로 일정하게 발생하므로 작동 토크값은 Fig.3에서와 같이 거의 0에 가까운 작은 값으로 일정하게 나타난다. Fig.4(c)의 캠 각도 90°~180°에서는 캠의 플랭크 부분과 노우즈 부분이 태핏과 접촉을 하게 된다. 이 구간에서는 캠의 노우즈와 플랭크의 기하학적 형상에 의해 캠과 태핏의 접촉지점이 태핏의 중심에서 벗어난 지점에 존재한다. 따라서 캠의 기하학적 형상에 의한 토크가 시계 방향으로 작용한다. 또한, 캠의 플랭크와 노우즈 부분의 기하학적 형상에 의해 이 부분이 태핏과 접촉할 때에는 캠 리프트가 증가하게 되고 밸브 스프링의 복원력이 증가하게 되므로 캠/태핏 경계면의 작용하는 수직부하가 증가한다. 따라서 캠/태핏 경계면의 마찰력이 증가하게 되므로 마찰력에 의한 토크도 캠의 회전방향의 반대 방향인 시계방향으로 작용하게 되어 전체 토크는 Fig.3과 같이 시계방향(+)으로 증가하는 결과를 나타낸다. Fig.4(e)와 같이 캠과 태핏의 수직 접촉점 이후의 구간인 캠 각도 180°~270°에서는 캠과 태핏의 접촉 형태가 Fig.4(c)와 대칭이 된다. 이 구간에서는 접촉 형태가 Fig.4(c)와 반대이기 때문에 캠의 기하학적인 형상에 의한 토크는 반시계방향(-)이고 마찰력의 방향은 Fig.4(c)와 동일하기 때문에 마찰력에 의한 토크는 시계방향(+)으로 작용한다. 하지만 캠의 기하학적인 형상에 의한 토크가 지배적으로 작용하기 때문에 전체 작동 토크는 Fig.4(c)일 때와 반대 방향인 반시계방향(-)으로 나타난다. 이후 기본원이 접촉하게되는 캠 각도 270° 이후의 작동 토크는 Fig. 4(b)일 때의 토크와 흡사한 경향을 나타낸다. 이와 같은 캠 각도에 따른 토크값의 변화는 Fig.3에서와 같이 캠축의 회전속도가 증가할수록 감소하는 경향을 나타는데, 여기에 대해서는 뒤에서 좀더 자세히 다루도록 한다.

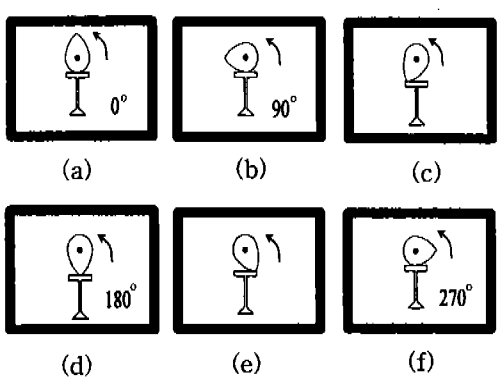

Fig.4 Cam/tappet interation pattern

3.2 일정한 온도(65±5℃)에서 캠축의 회전속도에 따른 토크값의 변화(1 태핏)

일반적으로 엔진 내의 윤활 시스템에 있어서 캠축과 저어널 베어링간의 접촉부는 유체윤활(hydrodynamic lubrication) 상태이고 캠과 태핏의 접촉부는 탄성유체윤활(elastohydrodynamic lubrication) 상태라고 알려져 있다. 만약 캠/태핏 시스템이 탄성유체윤활 상태라면 캠/태핏의 접촉부에서는 거의 마멸이 일어나지 않지만, 실제로 어느 정도 작동 후 엔진 헤드의 저어널 베어링부와 캠, 태핏의 표면 상태를 관찰해보면 사용전과 비교했을 때 저어널 베어링부는 거의 변화가 없지만 캠과 태핏의 표면은 마멸이 상당히 진행되어 있는 것을 확인할 수 있다. 또한 Taylor[2]와 Burak[6]의 연구 결과에 의하면 캠/태핏 사이의

유막 두께가 캠 각도에 따라서 수㎛까지 변한다는 것을 알 수 있다. 그러므로 캠/태핏의 접촉부는 작동 부하, 온도, 상대 속도 등의 요인에 따라 유체윤활과 탄성유체윤활 그리고 경계윤활(boundary-lubrication) 상태가 복합적으로 존재한다고 판단된다. 그러므로 이번 연구에서는 정상적으로 윤활이 될 때, 저어널 베어링부는 유체윤활 그리고 캠과 태핏의 접촉부에서는 탄성유체윤활이 지배적인 혼합윤활(Mixed lubrication)이 작용한다고 가정한다.

캠축의 회전속도는 엔진 회전속도의 1/2이다. 즉, 캠축이 1,000rpm으로 회전하면 엔진 속도는 2,000rpm이 되는 것이다. 보통 자동차는 공회전 상태에서 엔진 회전속도가 약 700rpm이며, 최대 엔진 회전속도는 5,000rpm정도 된다. 따라서 이러한 조건을 맞추기 위해서 이번 실험에서는 캠축의 회전 속도를 최소 300rpm에서 최고 2,500rpm으로 변화시키면서 토크를 측정했다. 실험은 5번 반복하여 행하였고 매번 실험에서 각각의 회전 속도에 대한 토크값은 절대값으로 환산하여 평균하였다. Fig.5에서 각 좌표점은 5번 반복실험을 통하여 얻은 각각의 회전 속도에 대한 평균 토크값을 나타낸 것이고 각 좌표점에서 오차 막대(error bar)는 각각의 회전 속도에서의 토크값간의 표준편차를 나타낸다.

캠축의 회전속도에 따른 토크값은 Fig.5와 같이 저속에서 약 1.2N·m이고, 고속에서 약 0.15N·m정도로 속도가 증가할수록 감소하게 되는데 이것은 다음과 같이 추론할 수 있다.

접촉부의 상대속도가 증가하면 유체 윤활과 탄성유체 윤활 상태에서의 유막 두께는 증가한다.[8] 또한 유막 변수(film parameter)가 유막 두께에 비례하므로 상대속도, 유막두께 그리고 유막 변수는 다음과 같은 관계가 성립이 된다.

$$u(\text{접촉부의 상대속도}) \propto h_{min}(\text{유막두께}) \propto \Lambda(\text{film parameter}) \quad (1)$$

따라서 탄성유체 윤활상태이면서 비순응 표면(nonconformal surface)을 가지는 캠/태핏의 접촉부는 상대속도가 증가할수록 유막변수는 증가하게 되므로 마찰계수는 Fig.6에서와 같이 감소하게 되어 마찰력이 감소하는 결과를 나타낸다.

반면 유체 윤활상태인 저어널 베어링부에서는 접촉부의 상대 속도가 증가할수록 유막변수가 증가하게 되므로 마찰계수는 Fig.6에서와 같이 증가하게 된다. 하지만 저어널 베어링부의 마찰력은 매우 작아서 전체 토크에 거의 영향을 미치지 못한다. 따라서 마찰력에 의한 토크값은 캠축의 회전속도에 따라서 감소하는 경향을 나타낸다. 또한 캠의 기하학적 형상에 의한 토크는 캠축의 회전속도와 관계없이 항상 일정하게 작용한다. 그러므로 캠축의 회전속도에 따른 전체 토크값의 변화는 마찰력에 의한 토크값의 변화와 동일하게 되

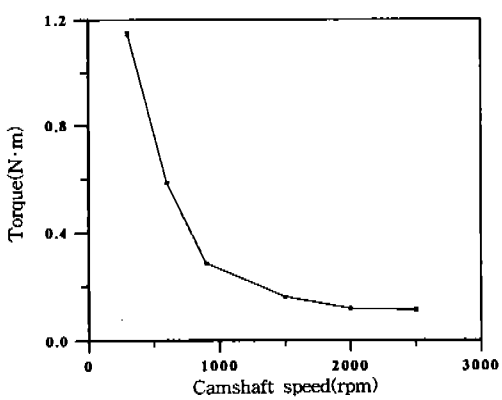

Fig.5 Torque variation with respect to camshaft speed(1 tappet)

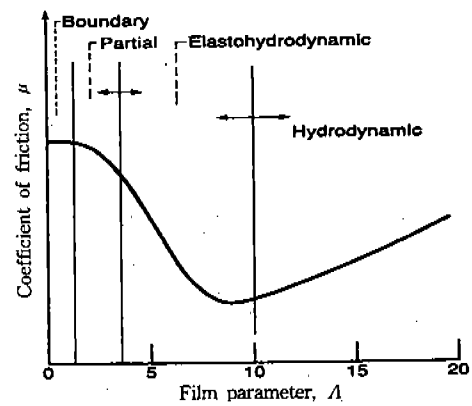

Fig.6 Variation of friction coefficient with film parameter

어 Fig.5와 같이 감소하는 경향을 나타낸다. Fig. 5에서 작동 토크가 초기 약 1000 rpm까지는 급격한 감소를 나타내다가 이후 완만한 감소를 나타내는 것은 식(2)에서와 같이 정의되는 유막 변수값의 차이에 기인한다.

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{(R_{q,a}^2 + R_{q,b}^2)^{1/2}} \quad (2)$$

$R_{q,a}$=0.04㎛(rms surface finish of tappet surface)

$R_{q,b}$=0.06㎛(rms surface finish of cam surface)

여기서 최소유막두께(h_{min})는 Burak[6]의 결과를 바탕으로 캠축의 회전속도가 500, 2,000rpm일 때, 각각 0.35, 0.55㎛로 결정하면 각각의 회전속도에서 유막변수값은 4.9와 7.6이 된다. 따라서 캠축의 회전속도가 500rpm일 때 유막변수는 Fig.6에서 마찰계수가 급격하게 감소하는 구간에 존재하고, 2,000rpm일 때는 마찰계수가 완만하게 감소하는 구간에 존재하므로 캠/태핏의 전체 토크값은 Fig.5에서와 같이 초기 1,000rpm까지는 급격한 감소를 나타내다가 이후 완만한 감소를 나타낸다.

3.3 일정한 회전속도에서 오일온도에 따른 토크값의 변화

3.3.1 캠/태핏 1쌍을 접촉시켰을 때의 토크값의 변화(500±5rpm)

일반적으로 자동차 공회전시 엔진 회전속도는 약 700rpm이고 엔진의 오일 온도는 엔진 작동시 약 100℃까지 증가한다. 따라서 이번 실험에서는 캠축의 회전속도를 500rpm으로 고정시키고 엔진 오일의 온도는 25~95℃로 변화시키면서 4번 반복 실험하였다. 실험 초기 조건 즉, 캠이 태핏에 접촉하는 위치와 접촉부의 오일 잔류 상태 등에 따라 토크 신호는 영향을 받을 수 있기 때문에 토크 신호를 받을 때 매번의 실험마다 캠축은 정지시키지 않고 계속적으로 회전시킨 상태에서 오일의 온도를 연속적으로 변화시키도록 하였다. Fig. 7의 좌표점과 오차 막대(error bar)는 각각의 온도에서 4번 반복실험에서의 평균값과 표준 편차

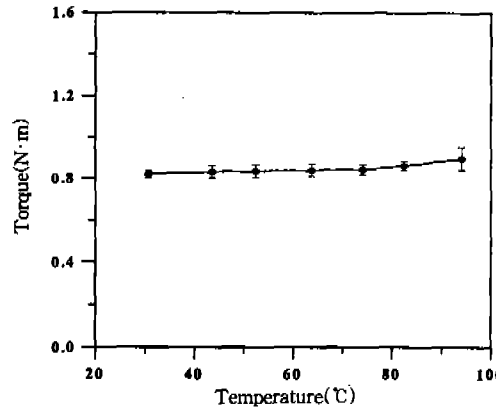

Fig.7 Torque variation with respect to oil temperature(1 tappet)

를 나타낸다.

캠축의 회전속도를 약 500rpm으로 일정하게 하고, 엔진오일의 온도를 25~95℃로 변화시킬 때 캠/태핏사이의 토크량은 Fig.7에서와 같이 약 0.9N·m로 거의 변화가 없는 경향을 나타낸다.

여기서도 캠의 기하학적 형상에 의한 토크는 일정하기 때문에 전체 토크량에 영향을 주는 인자는 캠/태핏 시스템의 마찰력이다. 이러한 캠/태핏 사이의 마찰력은 오일의 온도가 변할 때 두 가지 요인에 영향을 받는다. 첫째는 오일의 점성에 의한 영향이고 둘째는 윤활상태에 따른 유막두께의 영향이다. 먼저 오일 온도가 25~95℃까지 증가하면 실험에 사용된 SAE 7.5W30 오일의 점도는 대략 0.3~0.003N·s/m^{2}로 약 100배 정도 감소한다.[8] 따라서 오일의 전단(shear)에 의한 토크값은 오일의 온도가 증가할수록 감소하게 된다. 하지만 탄성유체 윤활상태인 캠/태핏 경계면의 유막두께는 오일의 온도가 증가함에 따라 점점 얇아진다. 따라서 유막변수가 감소하게 되므로 Fig. 6에서와 같이 마찰계수는 증가하게 되어 마찰력은 증가하게 된다. 그러므로 캠축의 회전속도가 일정한 상태에서 오일의 온도를 변화시키면 마찰력은 이러한 두 요인이 복합적으로 작용하여 Fig. 7과 같이 거의 변화를 나타내지 않는 것으로 판단된다.

3.3.2 캠/태핏 8쌍을 접촉시켰을 때의 토크값(500, 700rpm)

이 실험에서는 하나의 캠축에 태핏 8개를 모두 장착하였을 때와 태핏 1개를 사용하였을 때의 오일 온도에 따른 토크 변화 경향을 비교하기 위하여 태핏 1개를 사용한 실험에서와 똑같은 조건, 즉, 캠축의 회전속도는 500rpm으로 고정시키고 오일 온도를 변화시키면서 토크값을 측정하였다. Fig.8의 좌표점과 오차 막대(error bar)는 각각 3번의 반복실험에서의 평균값과 표준편차를 나타낸다.

태핏을 8개 모두 장착하였을 때는 하나의 캠축에 2개의 캠이 쌍을 이루어 4쌍의 캠이 90° 간격으로 배열되어 8개의 태핏과 접촉을 하게 되므로 토크 신호는 태핏 1개를 사용하였을 때와는 달리 캠축의 매회전마다 항상 +값만 가진다. 즉, 태핏 1개를 사용하였을 때는 캠축의 매회전마다 토크값이 0에서 최대값(±)까지 변하지만 태핏 8개를 모두 장착하였을 때는 토크값이 0에 도달하기 전에 다른 접촉부에서 발생하는 시계방향(+)의 토크값에 의해서 항상 0보다 큰 값을 가지면서 변한다. 따라서 각각의 온도에 대한 전체 평균값은 Fig.8에서와 같이 태핏 1개를 사용한 값보다 훨씬 큰 값인 약 10N·m를 가진다. 하지만 캠/태핏 접촉부의 윤활상태 및 접촉 메커니즘은 태핏 1개를 사용하였을 때와 거의 동일하므로 전체적인 토크값의 경향도 Fig.8에서 나타나듯이 태핏 1개를 사용하였을 때와 마찬가지로 온도에 따라 거의 일정한 토크값을 가진다. 또한 태핏 8개를 장착하였을 때 캠축의 회전속도가 500rpm일 때와 비교하기 위해서 회전속도를 700rpm으로 고정시킨 후 오일 온도에 따른 토크값을 측정하였다. Fig. 8의 각 온도에서의 좌표점은 2번 반복실험에서의 평균값이다. 여기서도 전체적인 토크값의 경향은 500rpm과 마찬가지로 오일 온도에 따라서 거의 일정한 토크값을 나타낸다. 하지만 700rpm일 때의 전체적인 토크값이 500rpm일 때보다 작은값을 가진다. 이것은 앞의 캠축의 회전속도에 따른 토크값의 경향과 일치하는 결과이다.

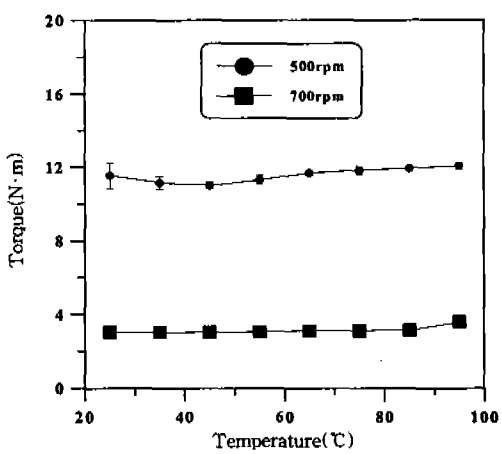

Fig.8 Torque variation with respect to oil temperature(8 tappet)

3.4 캠 각도에 따른 마찰계수의 변화

캠/태핏 시스템에서의 전체 토크값을 수식적으로 나타내면 다음과 같다.

$$T_t = T_g + T_f + T_b \quad (3)$$

전체 토크량에 있어서 T_g와 T_f가 지배적인 요소이고 T_b는 작은 영향을 미치기 때문에 마찰계수 계산에서는 무시하도록 한다. 따라서 캠과 태핏의 접촉 모델을 Fig.9와 같이 정의하면 캠과 태핏에 작용하는 T_f와 T_g는 다음과 같이 표현된다.

$$T_f = T_t - T_g$$
$$T_g(\theta) = P(\theta) \times M(\theta)$$
$$T_f(\theta) = T_t(\theta) - P(\theta) \times M(\theta) \quad (4)$$

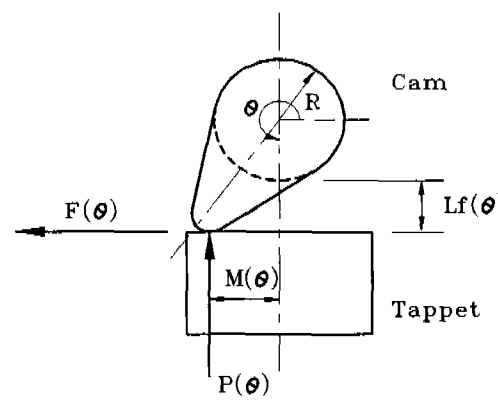

Fig.9 Geometry of cam/tappet contact

여기서 θ는 캠과 태핏의 접촉시 캠의 각도로서, Fig.4와 같이 정의한다. $P(\theta)$는 캠/태핏 접촉부에 작용하는 수직하중이고 $M(\theta)$는 캠/태핏의 접촉점이 태핏의 중심에서 떨어진 거리이다. 또한 캠의 회전방향과 반대방향의 마찰력을 $F(\theta)$, 캠 리프트를 $Lf(\theta)$, 캠 기본원의 반지름을 R로 나타내면 T_f는 다시 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_f(\theta) = F(\theta) \times [R + Lf(\theta)] \quad (5)$$

그러므로 식(4)과 (5)를 이용하면 마찰력과 마찰계수는 다음과 같이 표현된다.

$$F(\theta) = \frac{T_f(\theta)}{R + Lf(\theta)} = \mu(\theta) \times P(\theta) \quad (6)$$

$$\mu(\theta) = \frac{T_f(\theta)}{P(\theta) \times [R + Lf(\theta)]} = \frac{T_t(\theta) - P(\theta) \times M(\theta)}{P(\theta) \times [R + Lf(\theta)]} \quad (7)$$

즉, T_t는 실험을 통하여 얻을 수 있고 $Lf(\theta)$와 $P(\theta)$, $M(\theta)$, $W(\theta)$들은 캠 각도에 따라서 캠과 태핏의 접촉지점을 얻을 수 있으면 구할 수 있으므로 캠과 태핏의 마찰계수를 구할 수 있는 것이다. 여기서 T_t는 실제 실험을 통해 구한 캠 각도에 따른 토크의 결과를 이용하고 $Lf(\theta)$와 $P(\theta)$, $M(\theta)$, $W(\theta)$는 시뮬레이션을 통해 계산적으로 구했다. 따라서 이 결과들을 식(7)을 적용하여 캠의 회전속도가 80, 320rpm일 때의 마찰계수를 구하면 Fig.10과 같다. 캠 각도에 따른 마찰계수는 캠의 노우즈가 접촉하는 약 120°와 240°에서 최대값을 가지고 캠의 노우즈가 태핏에 수직으로 접촉하는 180°부근과 캠 플랭크가 접촉하는 약 110°와 250° 부근에서 상대적으로 작은 마찰계수값을 가진다. 캠 노우즈가 접촉하는 부분에서 마찰계수가 최대값을 가지는 것은 유막의 두께가 이 부분에서 가장 작은 값을 가지기 때문이며, 캠 플랭크가 접촉하는 부분에서 상대적으로 작은 마찰계수를 가지는 것은 이 부분에서 유막두께가 가장 크기 때문이다. 또한, 캠축의 회전속도에 따른 토크의 결과에서와 마찬가지로 마찰계수도 캠축의 회전속도가 증가하면 감소하는 경향을 나타낸다. 하지만 마찰계수가 전체적으로 높게 나오는 것은 첫째, 마찰계수 계산시에 캠축 저어널 베어링부의 마찰력 등과 같은 외부적 영향을 무시하였고 둘째, 캠축의 회전운동시에 캠과 태핏 그리고 밸브 스프링의 관성 영향(inertia effects)과 동역학적 거동을 고려하지 않았기 때문이라고 사료된다.

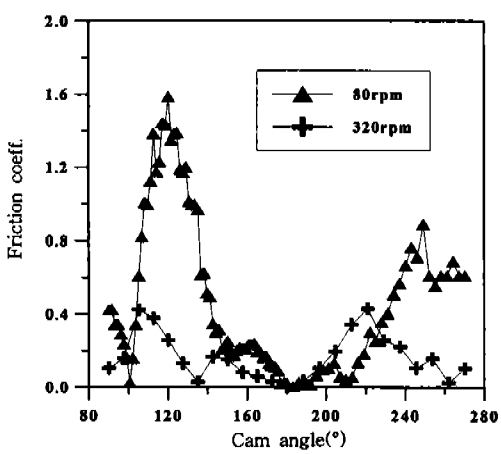

Fig.10 Variation of friction coefficient with cam angle

4. 결 론

엔진 캠/태핏 시스템의 작동토크 측정과 마찰계수 분석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 캠의 회전각에 대한 토크는 캠의 기하학적인 형상에 따라 캠 노우즈가 태핏을 수직으로 접촉하는 앞/ 뒤 지점 즉, 캠각도 160°와 240° 부근에서 각각 양(+)의 최대값과 음(-)의 최대값을 가진다.
2) 캠축의 회전속도에 따른 토크의 평균값은 회전속도가 증가할수록 최대 약 1.2N·m에서 최소 0.15 N·m의 변화를 가지면서 감소한다. 이것은 캠의 기하학적인 형상에 의한 토크가 일정하므로 마찰에 의한 토크가 전체 토크변화에 지배적인 영향을 주기 때문이다.

3) 일정한 캠축 회전속도에서 엔진 오일의 온도가 25~95℃로 변할 때 토크의 평균값은 약 0.9N·m으로 거의 변화가 없다. 이것은 캠/태핏 접촉부의 마찰력에 있어서 오일의 온도가 증가함에 따라 오일의 점도의 감소로 인한 전단력의 감소와 캠/태핏 접촉부의 마찰력의 증가가 복합적으로 작용하기 때문으로 판단된다.

4) 캠/태핏 시스템의 마찰계수는 캠의 노우즈가 접촉하는 120°와 240° 부근에서 최대값을 가지고 캠의 노우즈가 태핏에 수직으로 접촉하는 180° 부근과 캠 플랭크가 접촉하는 약 110°와 250° 부근에서 상대적으로 작은 마찰계수값을 가진다. 또한, 캠축의 회전속도가 증가하면 마찰계수는 감소하는 경향을 나타낸다.

참 고 문 헌

1. Staron, J. T. and Willermet, P. A., "An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles", SAE Trans., Vol. 1, pp. 1625~1639, 1983.
2. Taylor, C. M., "Valve Train Lubrication Analysis", Tribology Series, 18 Vehicle tribology, pp. 119~131, 1995.
3. Sun, D. C. and Roserberg, R. C., "An Experimental Study of Automotive Cam-Lifter Interface Friction", ASLE Trans., Vol. 30, pp. 167~176, 1985.
4. Zhu, D. and Cheng, H. S., "Tribological Performance of Ceramic Roller Followers /Camshaft System in Automobile Valve Train", Tribology Series, 18 Vehicle Tribology, pp. 149~156, 1995.
5. Roylance, B. J, Bovington, C. H., Wang, G. and Hubbard, A., "Running-in Wear Behavior of Valve-Train System", Tribology Series, 18 Vehicle Tribology, pp. 143~147, 1995.
6. Burak, A. G., "Tribological study for a low-friction cam/tappet system including tappet spin", STLE Tribology Trans., Vol. 35, pp. 225~234, 1992.
7. Ellinger, E., Halderman, D., "Automotive engines (theory & servicing)", 2nd, Prentice Hall, pp. 271, 1990.
8. Willermet, P. A. and Pieprzak, J., "Some effects of lubricant composition and tappet rotation on cam/tappet friction", Journal of Tribology, Vol. 111, pp. 683~691, 1989.
9. Hamrock, B. J., "Fundamentals of fluid film lubrication", McGraw-Hill Inc., pp. 2~11, 40~43, 435~462, 1995.