

## HLA를 장착한 직접 구동형 OHC 밸브 트레인 시스템의 마찰 특성 해석

### Analysis of Frictional Characteristics of Direct-Acting OHC Valve Train System Equipped with HLA

지 유 철\*, 조 명 래\*, 한 동 철\*\*, 최 재 권\*\*\*  
Y. C. Ji, M. R. Cho, D. C. Han, J. K. Choi

#### ABSTRACT

A dynamic model of direct-acting OHC valve train system has been used to determine the load conditions in the system. The modified equations for calculating the friction forces between cam and HLA, and at a camshaft bearing have been defined considering the lubrication conditions. Then, to understand the frictional characteristics in the system, a parameter study has been performed. As the results of the analysis, valve spring stiffness and preload have great effects on the friction in the system, but the effects of other parameters are negligible. So, how to design the valve train system with respect to the reduction of friction is to minimize the valve spring stiffness and preload in the limit of satisfying the dynamic constraints.

주요기술용어 : Valve train(밸브 기구), Cam(캠), Friction(마찰), Valve spring(밸브 스프링), Camshaft bearing(캠축 베어링)

#### 기 호 설 명

$A_e$  : Equivalent cross-sectional area of high-pressure chamber in HLA

$B_{oil}$  : Bulk modulus of pure oil

$B_{air}$  : Equivalent bulk modulus of air

$B_{mixed}$  : Equivalent bulk modulus of air-mixed oil

$$\left( = \frac{B_{air} \cdot B_{oil}}{x_{air} \cdot B_{oil} + (1 - x_{air}) \cdot B_{air}} \right)$$

$b_h$  : Halfwidth of Hertz contact zone

\* 서울대학교 대학원

\*\* 정회원, 서울대학교 기계설계학과

\*\*\* 정회원, 현대자동차

- $C$  : Bearing clearance
- $C_{ct}$  : Equivalent damping coefficient due to contact of cam and tappet body
- $C_{se}$  : Equivalent damping coefficient due to contact of valve and valve seat
- $C_w$  : Equivalent damping coefficient due to viscous damping between HLA and tappet bore
- $C_{s1}, C_{s2}, C_{s3}, C_{s4}$  : Distributed damping coefficients of valve spring
- $E$  : Young's Modulus
- $Ft_{damp}, Fp_{damp}$  : Damping forces acted on tappet body and plunger respectively
- $G$  : Dimensionless material parameter
- $H_e$  : Equivalent length of compressed high-pressure chamber in HLA
- $H_{min}$  : Dimensionless minimum film thickness
- $I$  : Bending moment of inertia
- $K_{s1}, K_{s2}, K_{s3}, K_{s4}$  : Distributed stiffness coefficients of valve spring
- $L_b$  : Bearing length
- $\mu$  : Viscosity of bulk lubrication oil
- $M_c$  : Equivalent mass of partial camshaft and cam
- $M_t$  : tappet body mass
- $M_p$  : plunger mass
- $N$  : Camshaft speed(RPM)
- $\nu$  : Poisson's ratio
- $r$  : Equivalent radius of curvature of cam
- $R$  : Radius of journal
- $\sigma_c$  : Surface roughness of cam
- $U_e$  : Dimensionless speed parameter
- $u_r$  : Relative velocity at contact point
- $w_o$  : Center deflection of contact region
- $W$  : Cam width
- $W_e$  : Dimensionless load parameter
- $x_{air}$  : Aeration rate in oil

## 1. 서 론

자동차 엔진에서 발생하는 에너지 손실에는 엔진 냉각이나 배기 가스의 배출, 기계적 손실 등 많은 요인이 있어서 다양한 분야에서 에너지 손실 저감을 통해 엔진 효율의 향상을 꾀하는 연구가 수행되었다. 엔진에서 발생하는 에너지 손실 중 대다수는 연료의 연소 과정에 따른 열적 비효율성에 기인한다. 그러나 엔진의 전체 에너지 손실에서 약 15% 정도에 해당하는 기계적 손실 또한 무시할 수 없는 비중을 차지하고 있다. 더욱이 기계적 손실의 약 73% 정도에 해당하는 마찰 손실은 개선하거나 윤활적 측면에서 소화시킬 수 있는 가능성 때문에 연구 대상으로 많은 관심을 받고 있다.<sup>1)</sup> 본 논문에서 다루는 밸브 트레인에서의 마찰은 피스톤 링, 베어링부 등에서의 마찰과 함께 엔진에서 발생하는 기계적 손실의 일부를 차지하고 있다. 따라서, 밸브 트레인에서의 마찰 특성의 이해를 통하여 마찰 손실이 최소화 내지 최적화된 밸브 트레인 시스템을 설계할 수 있으며, 이는 전체 엔진 효율을 향상시키는데 기여할 수 있을 것이다.

밸브 트레인에서의 마찰에 대한 연구는 1980년대 이후 본격적으로 시작되었다. Staron과 Willermet<sup>2)</sup>은 로커암 형식의 OHC 밸브 기구에 대하여 각 접촉부에서의 마찰 손실 계산 모델을 윤활 특성을 고려하여 수립하였으며 실험을 통해 검증하였다. 또, 운전 조건과 밸브 트레인 내의 부품 변화가 마찰 특성에 어떠한 영향을 미치는 지에 대해 실험하였다. Helden과 Meer<sup>3)</sup>은 캠과 태핏 사이의 접촉부에서 캠각에 따라 변화하는 마찰을 측정하는 방법을 제시하였고, 윤활유의 특성과 마찰 특성 사이의 관계에 대해 실험하였다. Crane과 Meyer<sup>4)</sup>는 직접 구동형과 센터 피봇형 OHC 밸브 기구의 각 접촉부에서 발생하는 마찰력을 근사적으로 쉽게 구할 수 있는 다양한 식을 제안하였다. 이를 이용하여, 각 접촉부의 마찰력의 크기 및 대소를 비교하였다. 또, Katoh와 Yasuda<sup>5)</sup>는 직접 구동형 밸브 기구에 대해 마찰 저감을 위해 여러 가지 기법을 제시하고 실험을 통해 40% 가량의 마찰 이득을

언었다. 앞선 연구 결과들에 의하면, 캠과 태핏의 접촉부는 가혹한 윤활 조건으로 인하여 마찰 손실뿐만 아니라 과도한 마모, 마멸이 발생하여, 밸브 트레인에 가장 문제가 되는 부분이다. 이에, 캠과 태핏에 접촉부에만 초점을 맞춘 많은 연구가 수행되었다.<sup>6~8)</sup>

밸브 트레인 설계 파라미터에는 캠 형상, 밸브 스프링 강성 및 질량, 밸브 스프링 예하중, 태핏 질량 등이 있다. 이러한 설계 파라미터의 결정은 우선 적절한 흡배기를 보장하기 위한 밸브의 동적 거동에 설계점을 설정한 후, 마찰 저감의 관점에서 설계점을 보정해주는 과정에 의한다. 마찰 저감을 고려한 밸브 트레인 설계를 위해서는 다양한 설계 파라미터들이 밸브 트레인의 마찰 특성에 어떠한 영향을 주는지 충분히 검토하여야 한다. 각 설계 파라미터와 마찰 사이의 관계를 고찰한 결과는 앞서 몇 논문에서 나타나있다. 그러나, 일부 설계 파라미터에 대해서만 다루고 있을 뿐 아니라 요즘 많은 자동차에서 채택하는, HLA(Hydraulic Lash Adjuster)를 장착한 밸브 트레인 시스템을 고려한 연구는 없다.

따라서, 본 연구에서는 HLA를 장착한 직접 구동형 OHC의 밸브 트레인에 대해, 여러 설계 파라미터가 마찰 특성에 어떠한 영향을 주는지 고찰하고자 한다. 단, 설계 파라미터 중에서 캠 형상은 밸브의 최대양정, 열림 시기, 닫힘 시기, 최대기속도 제한 등과 같은 밸브의 동적 거동 제한 조건에 의해 주로 결정되므로, 캠 형상의 변화가 마찰 특성에 미치는 영향은 고려하지 않는다. 한편, 이 밸브 트레인의 경우 타 형식에 비해 구성 요소가 적으므로 상대적으로 전체 마찰에서 캠과 HLA, 캠축 베어링에서의 마찰이 차지하는 비중이 크다. 이러한 이유로, 두 부분의 마찰 성분을 살펴봄으로써, 밸브 트레인 전체 마찰 특성의 변화를 파악하고자 한다.

## 2. 하중 계산

밸브 트레인 각 접촉부에서의 마찰력을 계산하기 위해서는 우선 접촉부의 수직 전달 하중을 규명해야 한다. 이는 마찰 특성 해석에 앞서 우

선적으로 밸브 트레인의 동적 거동에 대한 해석이 선행되어야 함을 의미한다. 밸브 트레인의 동적 특성 해석 모델은 앞선 여러 논문에서 나타나 있는데, 그중 유압식 태핏을 장착한 밸브 트레인을 다룬 국내 연구로는 Kim<sup>9)</sup>과 김<sup>10)</sup>이 있다. Kim은 집중 질량법을 이용하여 여러 개의 질량 요소와 이를 연결하는 강성 및 감쇠 요소로 모델링한 후, 강성과 감쇠를 체계적으로 계산하는 방법을 최초로 제시하였다. 그리고 김은 집중 질량 모델에 밸브 스프링의 분포 변수 모델과 HLA 비선형 모델을 포함시키는 발전된 방법을 채택하였다.

본 연구에서는 Fig.1의 (a)와 같은 HLA를 장착한 밸브 트레인에 대해, Fig.1의 (b)와 같이 모델링 하였다. Fig.2의 HLA는 상부인 태핏 바디와 하부인 플런저의 상대 운동을 고려하여 두 개의 질량 요소 ( $M_1, M_p$ )로 나누었고, 상대 운동에 따른 비선형 감쇠 특성을 포함시켰다. 밸브 스프링은 스프링 서지 현상을 반영하고자 세 개의 질량 요소 ( $m_1, m_2, m_3$ )로 나누었고, 이에 따른 분포 스프링 강성 ( $K_{s1}, K_{s2}, K_{s3}, K_{s4}$ )의 결정은 Kim의 전개를 따랐다.

해석 모델상의 주요 파라미터 계산 과정은 다음과 같다. 해석 모델상의  $K_{sh}$ 은 캠축의 처짐

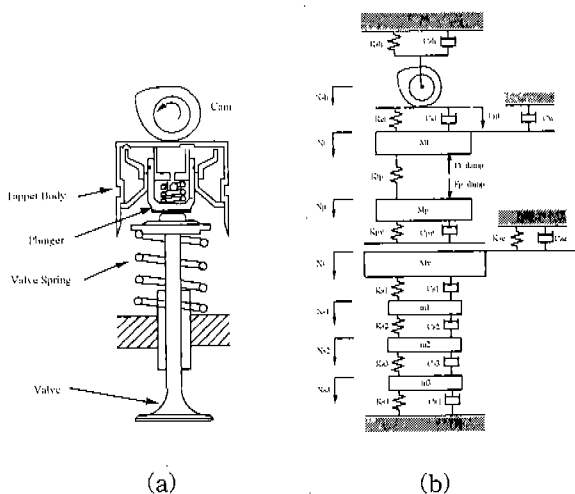


Fig.1 Modelling of direct-acting

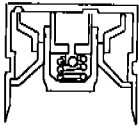


Fig.2 Cross-section of HLA valve train system

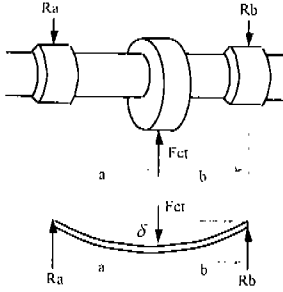


Fig.3 Partial camshaft model

에 대한 등가 강성 계수를 의미하며 이 값의 계산을 위해 Fig.3 과 같은 두 개의 베어링과 한 개의 캠으로 구성되는 캠 축 시스템을 고려하였다. 이때 캠축에 가해지는 하중  $F_{ct}$ 과 하중이 가해지는 지점의 처짐  $\delta$  사이의 관계로부터  $K_{sh}$ 이 계산된다.

$$K_{sh} = \frac{F_{ct}}{\delta} = \frac{6LEI}{[-a^3 + (L^2 - b^2)a]} \quad (1)$$

캠과 태핏 바디 접촉부의 등가 강성  $K_{ct}$ 을 계산하기 위해 캠과 태핏 바디의 접촉을 실린더와 평면이 접촉한 형태로 가정한다(Fig.4) Hertz 접촉 이론에 따라, 접촉 하중과 접촉점 중앙부의 처짐 사이의 관계식은 다음과 같다.

$$w_o = \frac{2(1-\nu^2)F_{ct}}{\pi EW} \left[ \ln\left(\frac{W^3 \pi E}{4rF_{ct}(1-\nu^2)}\right) + 1 \right] \quad (2)$$

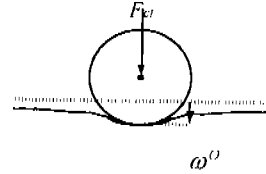
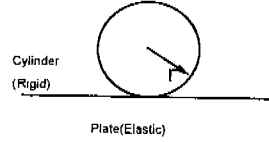


Fig.4 Model of the contact between cam and tappet

식 (2)에 의하면 하중  $F_{ct}$ 과 처짐  $w_o$  사이의 관계가 비선형으로 나타난다. 본 연구에서는 관심 있는 하중 범위에서 처짐 변화량에 대한 하중 변화량 값  $\Delta F_{ct}/\Delta w_o$ 를 커브 피팅(Curve Fitting)하여 기울기를 구하고 이를 등가 강성 값으로 한다.

HLA의 등가 강성  $K_{tp}$ 는 HLA 고압실 내부에 존재하는 오일의 압축 강성에 의해 좌우된다. 오일에 발생하는 에어레이션은 오일의 압축 강성을 감소시키므로 HLA의 강성을 구하는 데 있어서 이러한 에어레이션의 고려가 필요하다. 공기의 혼입 정도를 고려한 오일의 체적 탄성 계수를  $B_{mixed}$ 라고 하면, HLA의 등가 강성은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$K_{tp} = \frac{A_e \cdot B_{mixed}}{H_e} \quad (3)$$

한편, 감쇠값의 결정에 있어서 캠과 태핏 바디의 접촉부 등가 감쇠 계수와 ( $C_{ct}$ )와 플런저와 밸브의 접촉부의 등가 감쇠 계수 ( $C_{pv}$ )는 유막의 압출(squeezing out)효과를 고려하여 계산하였다. 그리고 태핏 바디와 플런저 사이의 상대 운동에 의한 점성 감쇠력의 계산에는 다음과 같이 HLA의 압축시와 복원시의 두 경우를 고려하였다.(Fig.5) 계산 결과에 의하면, 각각의 경우에서 태핏 바디와 플런저가 받는 점성 감쇠력은

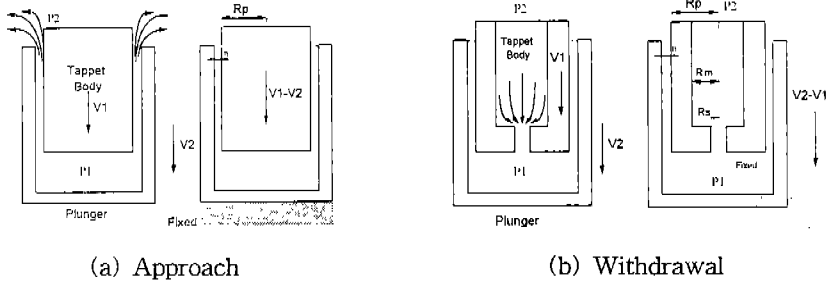


Fig.5 Tappet body/plunger model of HLA

서로 다르며, 이러한 비선형 감쇠 특성을 해석 모델상에 감쇠력 성분  $F_{t\ damp}$ 와  $F_{p\ damp}$ 로 반영하였다.

해석 모델상의 파라미터 값을 결정한 후, 운동방정식을 유도하였다. 이를 행렬식 형태로 정리하면 식(4)과 같이 된다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (4)$$

4차의 Runge-Kutta 방법을 이용하여 시간 적분을 수행하면 캠축의 한주기당 각 질량 요소의 거동 특성 및 질량 요소간의 전달 하중을 계산할 수 있다.

### 3. 마찰력 계산 모델

#### 3.1 캠과 HLA사이의 마찰력 계산

캠과 태핏의 접촉부는 기하학적 접촉 형상보다는 과도한 수직 전달 하중에 의해, 윤활 조건이 경계 윤활, 혼합 윤활 또는 탄성 유체 윤활 상태임이 알려져 있다. 경계 윤활의 경우 유막에 의한 효과는 거의 없고 두 접촉 표면 요철의 영향이 우세하여 마찰 특성이 건마찰의 경우와 유사하다. 혼합 윤활의 경우는 표면 요철 접촉이 일어남과 동시에 부분적인 유체 윤활이 생기게 되어, 전체 마찰 성분은 건마찰과 점성 마찰 두 성분의 합으로 나타난다.<sup>1)</sup> Streibeck 선도에 의하면 유막비를 식 (5)과 같이 정의할 때, 유막비 ( $\lambda$ )가 1보다 작을 때는 경계 윤활, 3보다 클 때는 탄성 유체 윤활, 1과 3사이에는 혼합 윤활

이 된다.

$$\lambda = \frac{h}{\sigma_c} \quad (5)$$

한편, 캠과 HLA 접촉부의 유막 두께 계산은, 접촉부가 이상적인 선접촉 상태에 있으며 압력에 의한 점성의 변화를 무시한다는 가정 하에서, Dowson<sup>5)</sup>이 제시한 다음 무차원식에 의해 계산한다.

$$H_{\min} = 2.65 U_e^{0.7} G^{0.54} W_e^{-0.18} \quad (6)$$

식 (5)과 (6)에 의하여 캠의 회전각에 따른 유막 두께와 유막비를 구할 수 있고, 이로부터 윤활조건에 따라 마찰력 계산을 달리하는 식(7)을 정의한다. 건마찰과 점성마찰의 합으로 전체 마찰력을 계산하는 방법은 Staron과 Willermet이 처음 제안하였다. 그러나, 건마찰 성분의 존재 여부를 유막비가 1인 경계로 나눔으로써 계산식에 혼합 윤활 상태에서의 마찰 특성을 반영하지 못했다. 식(7)에서는 이러한 점을 개선하였다.

$$F_d = \begin{cases} f(1 - \lambda/3)F_{ct} & (0 < \lambda \leq 3) \\ 0 & (3 < \lambda) \end{cases}$$

$$F_v = \begin{cases} 0 & (0 < \lambda \leq 1) \\ \left(\frac{\lambda - 1}{2}\right) \frac{2b_h W \mu u_r}{h} & (1 < \lambda \leq 3) \\ \frac{2b_h W \mu u_r}{h} & (3 < \lambda) \end{cases} \quad (7)$$

$$F_{fric} = F_d + F_v \quad (8)$$

Staron과 Willermet은 여러 형태의 밸브 트레인에 대해 실험한 결과, 0.06부터 0.1까지의 마찰계수  $f$  값을 얻었으며, 이 해석에서는 0.1로 가정하였다. 이때 유막비의 함수 형태의 계수를 적용하여  $f$  가 유막비에 따라 변화도록 하였다.

### 3.2 캠축 베어링의 마찰력 계산

캠축 베어링의 마찰력 계산은 뉴턴 윤활 유체에 의해 동수압 윤활 조건하에 있다는 가정에 의한다. 지와 조<sup>11)</sup>는 본 연구에서 고려한 것과 동일한 밸브 기구에 대해, 캠축 궤적 해석을 하였다. 그 결과, 캠축의 중심은 대체적으로 편심률이 최대 0.8 이내의 범위에 위치하므로 캠축 베어링에서는 충분한 유체 윤활이 이루어짐을 알았다.

캠축 베어링의 윤활 해석에는 1차원 저어널 베어링의 무한폭 베어링 모델을 적용하였다. 이 모델의 경우 정상 하중, 비압축성 조건하에서 축방향 압력 구배가 무시되므로 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 결정된다.

$$\frac{d}{d\theta} \left( h^3 \frac{dp}{d\theta} \right) = 6\mu UR \frac{dh}{d\theta} \quad (9)$$

이 때, 저어널에서의 전단 응력  $\tau_x$ 는 다음과 같다.

$$\tau_x = \frac{\mu U}{h} + \frac{h}{2R} \frac{dp}{d\theta} \quad (10)$$

따라서, 저어널에서의 마찰력  $F_{brg}$  은

$$F_{brg} = \int_0^{2\pi} \tau_x L_b R d\theta \quad (11)$$

$$= \mu U L_b \frac{R}{C} \frac{4\pi(1+2\varepsilon^2)}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}}$$

이 된다. 편심률  $\varepsilon$  은 다음의 관계식으로 결정된다.

$$S = \frac{\mu N}{P} \left( \frac{R}{C} \right)^2 = \frac{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}}{12\pi^2 \varepsilon} \quad (12)$$

수치 해법을 통해 식(12)로부터 얻어지는  $\varepsilon$  값을 식(11)에 대입한다. 식(12)에서  $S$  는 쑤머펠트 수(Sommerfeld number),  $P$  는 하중을 나타낸다.

앞서 계산된 식을 이용하여 마찰력을 구하려면 캠축 베어링에 가해지는 하중  $P$  가 규명되어야 한다. 캠과 HLA의 수직 전달 하중으로부터 캠축 베어링에 가해지는 하중을 계산하는 방법은, 지와 조<sup>11)</sup>의 1/4 캠축 모델 방법을 따른다.

### 4. 해석 결과

Fig.6에서 Fig.12까지는 밸브 트레인 설계 파라미터의 변화에 따라 캠과 HLA 접촉부, 캠축 베어링에 발생하는 마찰력이 어떻게 달라지는지 나타내었다. 이 해석에서는 현대자동차의 2.0리

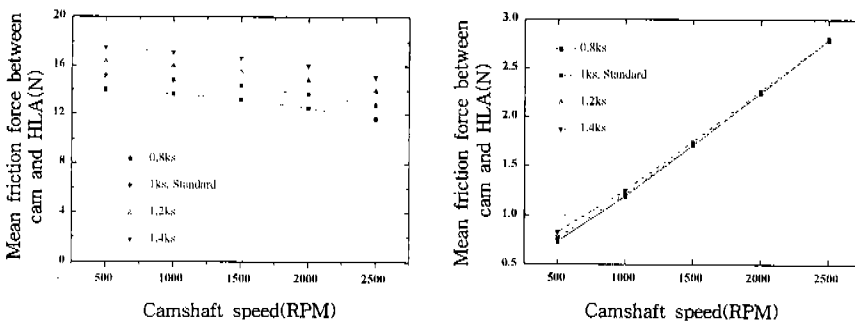


Fig.6 The effects of valve spring stiffness on the friction forces

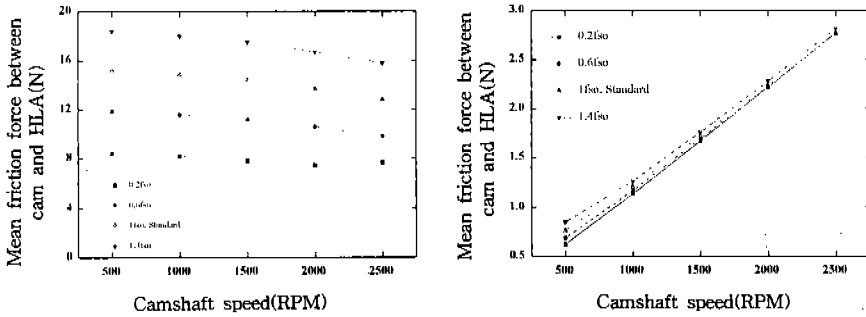


Fig.7 The effects of valve spring preload on the friction forces

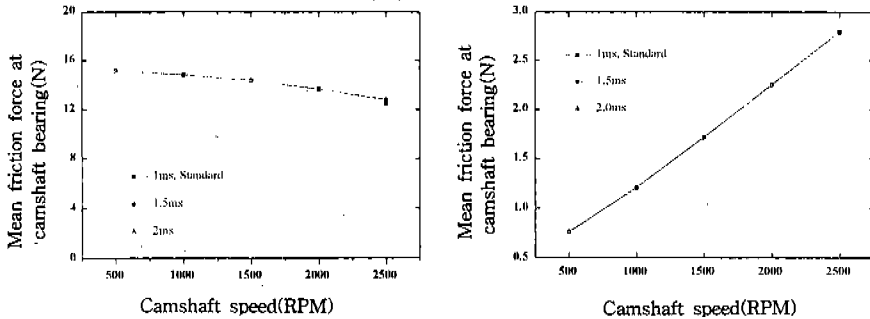


Fig.8 The effects of valve spring mass on the friction forces

터 한 엔진을 기준으로 하여 모델링하였고, 해석 모델 상의 중요한 설계 파라미터에 대해 파라미터 연구를 수행하였다.

캠과 HLA사이의 접촉부 기하학적 형상 및 오일의 점성, 재질이 고정되었을 때, 접촉부의 마찰력에 영향을 주는 요인으로는 수직 전달 하중과 운전 속도가 있다. 식 (6)를 통해 알 수 있듯이 수직 전달 하중과 운전 속도의 증가는 각각 유막 두께의 감소와 증가를 초래하여 마찰력에서 서로 상반된 영향을 준다. 그런데, 유막 두께는 하중의 0.13승에 반비례하고 운전 속도의 0.7승에 비례하므로, 운전 속도의 증가와 함께 수직 전달 하중이 증가하더라도 운전 속도의 영향이 우세하다. 그 결과, 운전 속도가 증가함에 따라 유막 두께가 점차 커지면서, 마찰력이 감소하는 경향을 나타낸다. 반면, 캠축 베어링에서의 마찰력은 운전 속도와 전달 하중에 비례하므로 캠과 HLA사이의 마찰력과는 달리 속도가 증가함에 따라 마찰력도 증가한다. 두 마찰력의 특성 차이

는 바로 윤활 조건의 차이로 생기는 것이다.

해석 결과에 의하면 2,500RPM에서 캠과 HLA 사이의 유막비는 4.5이상의 값이, 캠축 베어링에서의 유막비는 7.6이상의 값이 나왔다. 이 값을 Streibek 선도와 비교할 때, 캠과 HLA의 접촉부는 윤활 조건이 경계 윤활에서 탄성 유체 윤활 영역에 걸쳐 있으며, 캠축 베어링부는 탄성 유체 윤활에서 동수압 윤활 영역에 걸쳐 있음을 알 수 있다.

설계 파라미터와 마찰력과의 관계를 살펴보면, 마찰력이 밸브 스프링 강성과 예하중의 변화에 가장 민감하게 변화하였다. 캠은 밸브 스프링의 복원력을 받으면서 설계된 캠의 양정 곡선(lift curve)을 따르는 밸브 거동을 만들어 내는데, 밸브 스프링의 강성 및 예하중의 증가는 밸브 스프링의 복원력의 증가로 캠과 HLA사이의 수직 전달 하중을 크게 한다. 일정 속도 하에서 마찰력은 수직 전달 하중에 비례하므로, 결국 밸브 스프링과 예하중의 증가가 마찰력의 증가를 이끈다. 마

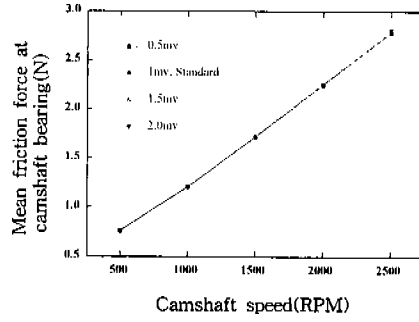
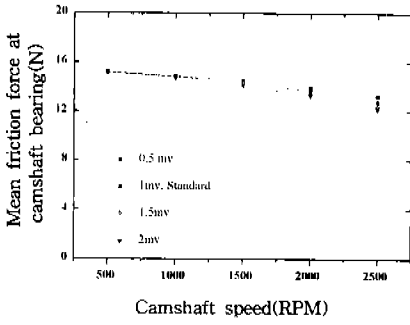


Fig.9 The effects of valve mass on the friction forces

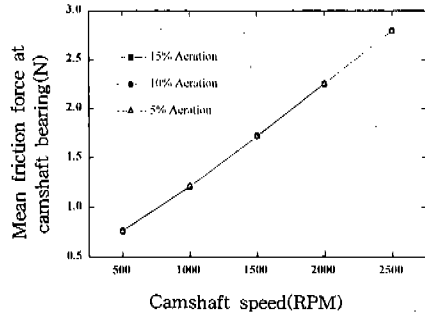
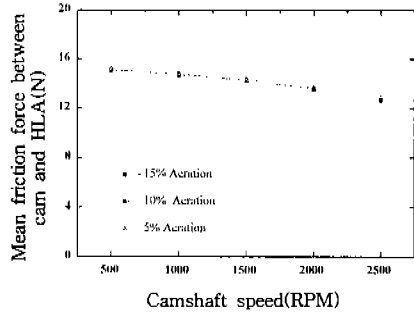
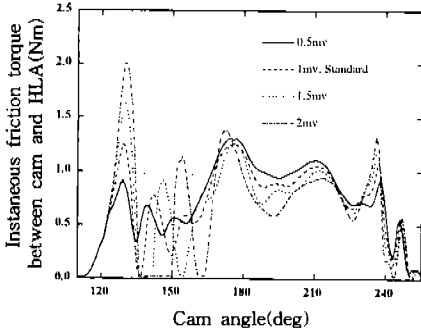


Fig.10 The effect of valve mass on the instantaneous friction torque between cam and HLA at 2500 camshaft speed

Fig.11 The effects of HLA stiffness on the friction forces

찰 저감 측면에서는 밸브 스프링 강성과 예하중의 감소가 긍정적이나 밸브의 거동 측면에서는 밸브 바운스(bounce)나 점프(jump) 내지는 스프링 서지(surge)의 발생 가능성을 높이는 부정적 결과를 가져온다. 따라서, 마찰 저감을 위해서는 밸브의 안정적 동적 거동을 위한 설계점이 크게 어긋나지 않는 조건하에서 밸브 스프링 강성과 예하중의 조정이 요구된다.

밸브의 질량과 마찰력과의 관계(Fig.9)에 의하면, 저속에서는 마찰력이 큰 차이가 없다가 고속으로 갈수록 밸브의 질량 증가가 캠과 HLA 접촉부의 마찰력을 약간 감소시켰다. 이에 대한 이해를 돕기 위해 Fig.10과 같이 고속인 2,500RPM에서 밸브의 질량 변화에 따른 순간 마찰 토크를 계산하였다. 캠 양정 곡선(Cam lift curve) 상에서 가속도가 급변하는 양 플랭크(Flank) 구간에서는 밸브의 질량이 클수록 증가하는 관성

력에 의해 마찰력 또한 급격히 증가하였다. 그러나, 이러한 순간적인 하중의 증가는 이후 분리 현상을 초래하여 전체적인 평균 마찰력을 저하시킨다.

HLA의 강성을 변화시키는 요인으로는 오일 내 에어레이션(Aeration)발생이나 HLA내의 부적절한 오일 공급, 그리고 HLA의 구조 변화가 있다. Fig.11에서는 HLA의 강성을 변화시키는 요인 중에서 에어레이션의 발생이 마찰력 변화



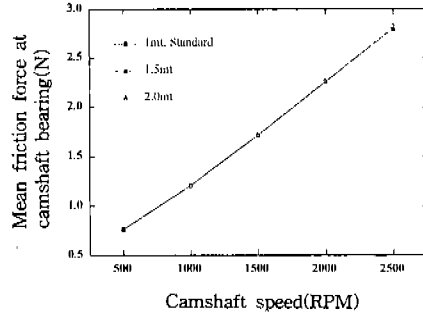
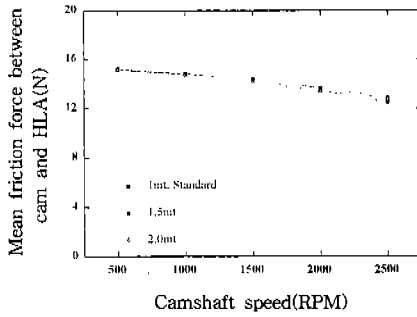
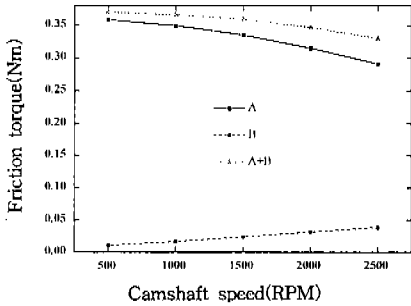


Fig.12 The effects of HLA mass on the friction forces



**A : Friction torque between cam and HLA**  
**B : Friction torque at camshaft bearing**  
**A+B : Total friction torque**

Fig.13 The variations of the friction torques with speed

에 어떠한 영향을 주는지 알아보았다. 에어레이션 비율이 5%를 기준으로 10%와 15%를 비교하였는데, 에어레이션의 증가는 약간의 마찰력 감소를 가져왔지만 큰 차이를 보이지 않았다. 만일 엔진이 냉시동(Cold start)이나 급간 시동(Short term start)<sup>12)</sup>과 같은 비정상적 운전으로 HLA에 과도하게 공기가 유입된다면, HLA 강성이 급격히 떨어져 마찰력이 크게 감소할 것이다. 이 경우, HLA 강성의 감소는 마찰에는 이득이 되지만, 밸브의 양정 손실, 밸브의 개폐 시기의 부정확, 그리고 격렬한 소음, 진동과 같은 더욱 심한 문제를 일으킨다. 마찰 저감을 위해 HLA의 구조 변화로 강성을 줄이는 것은 앞서 언급한 이유와 구조 변경의 한계로 인해 제약 받는다.

Fig.13에서는 캠과 HLA 사이의 마찰 토크와 캠축 베어링에서의 마찰 토크를 속도에 따라 비교하여 전체 밸브 트레인 시스템의 마찰 특성 변화를 살펴보았다. 전체 밸브 트레인 시스템의 마찰 특성은 상대적으로 값이 큰 캠과 HLA 사이의 마찰력에 좌우되어 속도에 따라 감소하는 결과가 나왔다.

이상의 해석 결과는 이후 실험 결과와 비교하여 해석 과정의 유효성을 검증할 필요가 있으며 이를 통해 더욱 발전된 밸브 트레인 시스템의 마찰 특성 해석 기법을 수립할 수 있다.

## 5. 결 론

이 연구에서는 우선 HLA를 장착한 OHC 밸브 트레인의 동특성 해석을 통해 하중 조건을 결정한 후, 마찰 손실이 많이 발생하는 캠과 HLA 접촉부, 캠축 베어링에 적용 가능한 마찰력 계산식을 이용하여 여러 설계 파라미터에 따른 마찰력의 변화를 살펴보았다.

캠과 HLA 접촉부의 마찰력과 캠축 베어링의 마찰력은 운전 속도에 따라 각각 감소 또는 증가하며, 두 마찰력의 크기는 전자가 우세함을 확인할 수 있었다. 한편, 여러 설계 파라미터 중에서 마찰력에 영향을 주는 우세한 파라미터는 밸브 스프링 강성과 예하중이며, 그 밖의 파라미터의 영향은 미비함을 알 수 있었다. 따라서, HLA를 장착한 OHC 밸브 트레인의 경우, 마찰 저감을 위한 설계 방향은, 밸브의 안정적 동적 거동을 보장하기 위한 설계점의 범주에서 밸브 스프

링의 강성과 예하중을 줄이는 것이다.

## 후 기

본 연구는 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소를 통한 유동해석 기술개발 과제(G7 project)와 현대자동차의 연구비 지원으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. C.M. Taylor, "Engine Tribology", Tribology Series 26, Elsevier Science Publishers, 1993.
2. J.T. Staron, P.A. Willermet, "An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles", SAE 830165.
3. A.K. van Helden, R.J. van der Meer, J.J. van Staaden, E. van Gelderen, "Dynamic Friction in Cam/Tappet Lubrication", SAE 850441.
4. Michael E. Crane, Roy C. Meyer, "A Process to Predict Friction in an Automotive Valve Train", SAE 901728.
5. Akira Katoh, Yoshiteru Yasuda, "An Analysis of Friction Reduction Techniques for the Direct-Acting Valve Train System of a New-Generation Lightweight 3-Liter V6 Nissan Engine", SAE 940992.
6. Yutaka Mabuchi, Yositeru Yasuda, Makoto Kano, "Effect of Surface Conditions of Cam and Follower on Cam-Follower Friction", Proceedings of the International Tribology Conference, Yokohama, pp. 1477~1482, 1993.
7. Tracy Colgan, John C. Bell, "A Predictive Model for Wear In Automotive Valve Train Systems", SAE 892145.
8. Mei Xuesong, Xie Youbai, "A Numerical Analysis of the Nonsteady Elastohydrodynamic Lubrication Process in High-Speed Rotating Engine Cam/Tappet Pairs", Journal of Tribology, Vol. 118, pp. 637~643, 1996.
9. Won-Jin Kim, Hyuck-Soo Jeon, Youn-Sik Park, "Analytical and Experimental Motion Analysis of Finger Follower Type Cam-Valve System with a Hydraulic Tappet", KSME Journal, Vol. 4, No. 1, pp. 40~47, 1990.
10. 김도중, 신병현, 김현권, 최규훈, "HLA형 OHC 밸브 트레인의 동특성 해석", 한국자동차공학회 1995 추계학술대회 논문집, pp. 77~87, 1995.
11. 지유철, 조명래, 한동철, 정진영, 최상현, 최재권, "캠 축의 운동궤적 해석에 관한 연구", 한국윤활학회 제25회 춘계학술대회, 동아대학교, pp. 183~189, 1997.
12. G. Maas, D. Schmidt, W. Speil, "Performance of Hydraulic Lash Adjusters with Regard to Valve Train Noise at Cold Starts and Short Term Start", SAE 900451.