

1151

직접 구동 OHC 밸브 트레인 캠 축의 운동 궤적 해석

지유철 · 조명래 · 정진영* · 최상현* · 한동철** · 최재권***

서울대학교 대학원, *터보 동력기계 연구센터
서울대학교 기계설계학과, *현대자동차 중앙연구소

An Analytical Study on Camshaft Locus at Camshaft Bearing in a Direct Acting OHC Valve Train System

Yoo-Chol Ji, Myung-Rae Cho, Jin-Young Jung*, Sang-Hyun Choi*,
Dong-Chul Han** and Jae-Kwon Choi***

Graduate School, Department of Mechanical & production Engineering, Seoul National University

*Turbo & Power Machinery Research Center, Seoul National University

**Department of Mechanical Design & Production Engineering, Seoul National University

***Central Research Center, Hyundai Motor Co.

Abstract—The camshaft locus at camshaft bearing in a direct acting OHC valve train system has been investigated using the transient method. Forces applied to the camshaft are composed of two components, one is the transfer force between the cam and the tappet, the other is the frictional force. These forces have been calculated using the lumped mass model and the elasto-hydrodynamic lubrication theory. The alternating direction implicit method has been used for the numerical analysis of Reynolds equation, and 4th order Runge-Kutta method has been used for the transient journal locus analysis. The effects of various load conditions are presented in the form of journal locus. As a result of the analysis, it has been found that camshaft bearings were mainly in the hydrodynamic lubrication condition.

Key words—Locus, camshaft, camshaft bearing, lumped mass model, hydrodynamic lubrication.

1. 서 론

최근의 엔진 설계는 소형 경량이면서 고출력화 및 고속화 경향이다. 이러한 엔진의 고속화는 동적인 과부하 및 역학적인 위치 오차 등에서 기인하는 다양한 동적인 문제를 유발한다. 특히 고속 엔진의 문제점으로 등장하는 것 중의 하나가 밸브 기구의 비정상적 작동으로, 이는 시스템 내의 잔류 진동, 공진 현상, 마모 등으로 인한 밸브 개폐 시기의 부정확, 흡기 또는 연소 가스의 누설 및 소음, 그리고 밸브와 피스톤의 간섭까지도 발생시킬 뿐 아니라 캠 축의 비정상적 작동을 유발하여 캠 축 베어링의 파손 등을 일으키게 된다. 따라서 엔진의 안정성 및 내구성을 확보하려는 목적으로 밸브 트레인 시스템에 대한 많은 연구[1,2,

3]가 이루어져 왔다. 그러나 이들의 대부분은 밸브의 거동 및 마찰 특성에 집중되어 있고 캠 축의 작동에 대한 연구는 전무한 실정이다. Choi[4]는 유한요소법을 이용하여 캠 축의 운동 궤적에 대해 해석하고 실험한 바 있으나 해석 결과와 실험 결과 사이에 많은 차이점이 나타나고 있다. 따라서 본 연구에서는 최근 대중화되고 있는 OHC(Over Head Cam) 시스템의 두 가지 형식 중 직접 구동 방식(Direct acting type) 밸브 트레인 시스템에 대해서, 다자유도의 집중 질량 모델을 이용한 동특성 해석과, Dowson의 EHL 이론[5]을 이용한 마찰력 해석을 통해 밸브 기구에서 캠 축에 작용하는 하중을 규명하고 이를 토대로 캠 축 베어링 내 캠 축의 운동 궤적을 해석하여 캠 축의 동적 운동 특성을 파악하고자 한다.

2. 이론 해석

2-1. 밸브 기구의 동특성 해석

실제, 4실린더 엔진의 캠 축은 네 개의 제어널 베어링으로 지지되며 캠과 태핏의 접촉으로 인한 하중이 주기적으로 캠 축에 가해지므로 각 캠 베어링에서의 반력은 캠과 태핏의 접촉 시기에 따라 달라진다. 이러한 이유로, 각 베어링에 실제 작용하는 하중을 얻기는 쉽지가 않다. 따라서 본 연구에서는 해석상의 편

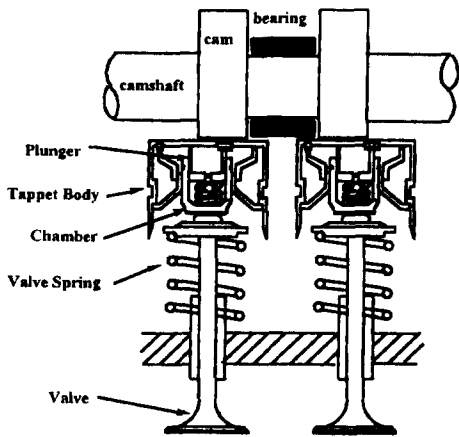


Fig. 1. Schematic diagram of valve train system.

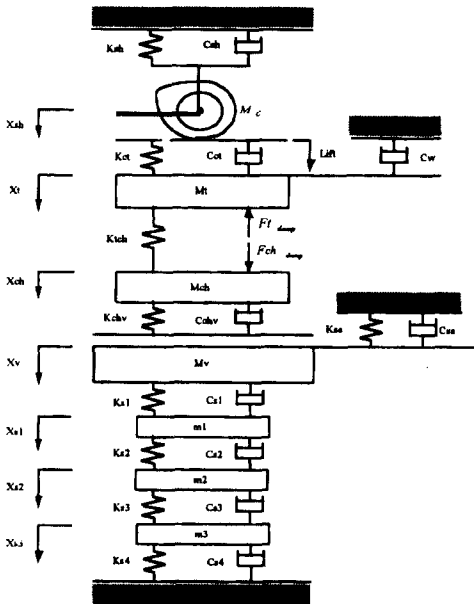


Fig. 2. Modelling of direct acting type valve train system.

의를 위해 Fig. 1과 같이 두 개의 캠과 하나의 베어링으로 구성되는 1/4 캠 축 시스템을 해석 모델로 설정하였다.

Fig. 2에서는 직접 구동형 밸브 트레인의 동특성 해석을 위한 모델을 나타내었다. 모델은 7개의 질량 요소, 8개의 강성 요소, 9개의 감쇠 요소로 구성된다. 특히, 진동 소음의 감소와 간극 재조정이 필요 없는 등의 장점이 있어, 최근 많은 엔진에서 기계적 태핏 대용으로 사용하고 있는 HLA(Hydraulic valve lash adjuster)의 감쇠 특성을 반영하기 위해 비선형 감쇠 요소를 포함시켰다. 7개의 질량 요소에 대한 운동 방정식은 다음과 같은 행렬의 형태로 나타낸다.

$$[M] \{\ddot{X}\} + [C] \{\dot{X}\} + [K] \{X\} = \{F\} \quad (1)$$

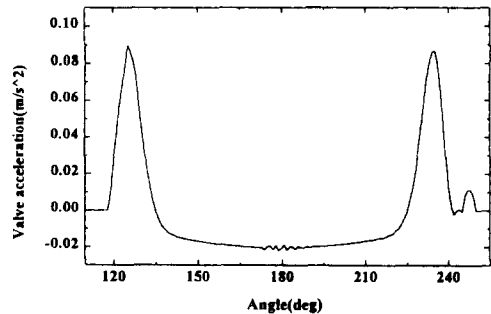
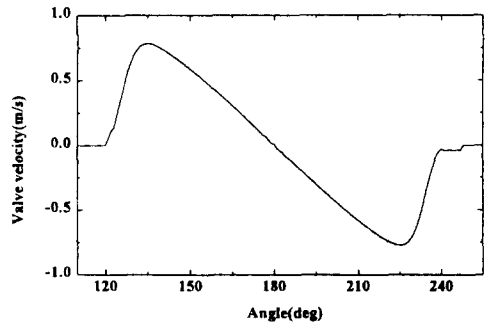
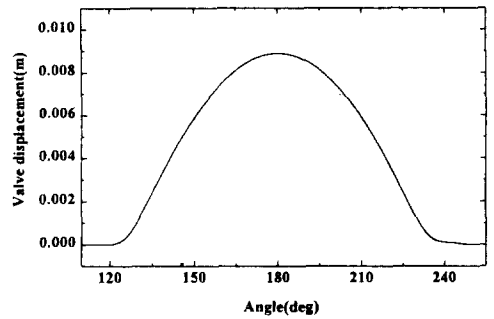


Fig. 3. Dynamic behavior of valve at 500 rpm.

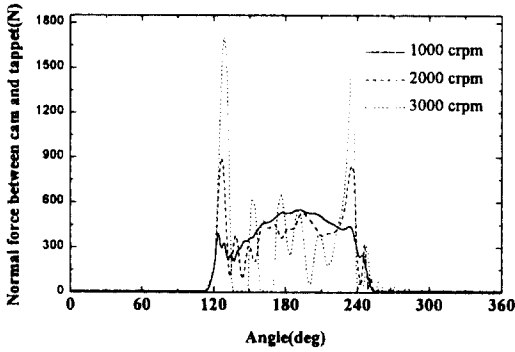


Fig. 4. Normal contact force between cam and tappet.

식 (1)과 같은 밸브 트레인의 운동 방정식에 대해 시간 적분을 수행함으로써 각 질량 요소의 변위, 속도, 가속도 등의 동적 특성 및 각 요소간의 전달 하중을 구할 수 있다. 그리고 실제 베어링에 가해지는 수직 방향 하중은 두 개의 캠에 의해 전달되는 하중의 합으로 가정한다.

Fig. 3은 Fig. 2로 모델링한 밸브 트레인 시스템이 1000 rpm으로 회전할 경우, 밸브의 동적 특성에 대한 해석 결과를 보여준다.

또, Fig. 4에서는 해석 결과로 얻어지는 캠과 태핏 사이의 수직 전달 하중을 속도별로 나타내었다.

2-2. 캠과 태핏 사이의 마찰력 해석

캠과 태핏 사이의 윤활은 선접촉하의 탄성 유체 윤활 상태이므로 접촉부의 최소 유막 두께는 Dowson[5]이 제시한 다음 무차원식에 의해 계산한다.

$$H_{\min} = 2.65 U_r^{0.7} G^{0.54} W_c^{-0.13} \quad (2)$$

식 (2)을 이용하여 캠의 한 회전 주기 동안 순간적인 최소 유막 두께 변화를 얻을 수 있다.

이 때, 접촉부의 합성 조도와 최소 유막 두께의 비를 유막비(film thickness parameter)라하며 다음과 같다.

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sigma_s} \quad (3)$$

Streibeck 선도에 의하면, 유막비가 1보다 작을 때는 경계 윤활, 3보다 클 때는 탄성 유체 윤활, 1과 3사이에는 혼합 윤활이 된다. 경계 윤활 영역에서는 건마찰이, 탄성 유체 윤활 영역에서는 점성 마찰이, 그리고 혼합 윤활 영역에서는 두 마찰 성분이 동시에

존재한다[6].

이러한 윤활 조건과 마찰 특성을 고려하여 Staron과 Willermet[8]이 제안한 마찰력 계산식을 수정하면 다음과 같다.

$$F_d = f(1 - \lambda^3)L \quad (0 < \lambda \leq 3) \\ 0 \quad (3 < \lambda) \quad (4)$$

$$0 \quad (0 < \lambda \leq 1)$$

$$F_v = \left(\frac{\lambda - 1}{2} \right) \frac{2bW \eta u_r}{h_{\min}} \quad (1 < \lambda \leq 3) \\ \frac{2bW \eta u_r}{h_{\min}} \quad (3 < \lambda) \quad (5)$$

$$F_{fnc} = F_d + F_v \quad (6)$$

식 (4)에서 f 는 건마찰이 발생하는 경우의 마찰 계수이다. Staron과 Willermet[8]은 f 를 0.1로 가정하였으며, Crane과 Meyer[9]는 실험을 통해서 0.06~0.11 정도의 값을 얻었다. 본 연구에서는 Staron과 Willermet의 가정을 따랐다.

Fig. 5에는 캠과 태핏사이의 최소 유막 두께와 마찰력에 대한 해석 결과를 나타내었다.

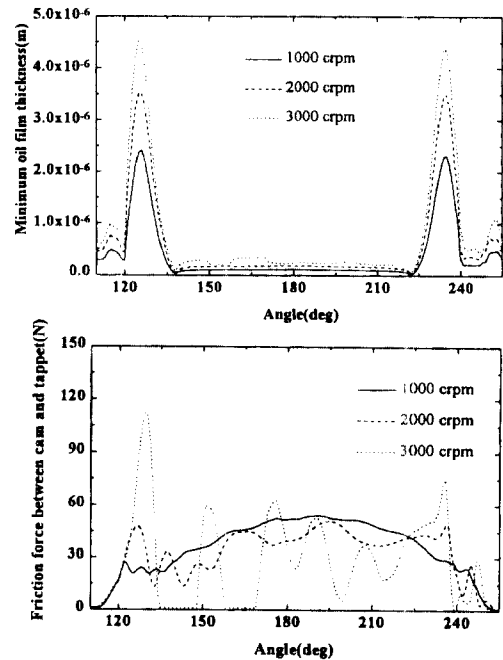


Fig. 5. Minimum film thickness and friction force between cam and tappet.

2-3. 저어널 운동 궤적 해석

비압축성 유체의 유향에 관한 지배 방정식인 레이놀즈 방정식의 무차원식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \psi} \left(\frac{H^3}{\eta^*} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \psi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{H^3}{\eta^*} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial \psi} + 12 \frac{\partial H}{\partial \phi} \quad (7)$$

무차원화된 레이놀즈 방정식을 해석함에 있어 항의 수를 줄이고 수렴성을 높이기 위해 무차원 압력 \bar{p} 를 다음과 같이 변환한다.

$$u = \frac{\bar{p} \cdot H^{3/2}}{\eta^* \nu^2} \quad (8)$$

식 (8)을 식 (7)에 대입하고 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \psi^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \sigma u = -r \quad (9)$$

여기서 σ, r 은 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{3}{4} \left(\frac{1}{H} \frac{\partial H}{\partial \psi} - \frac{1}{\eta^*} \frac{\partial \eta^*}{\partial \psi} \right)^2 + \frac{3}{2H} \frac{\partial^2 H}{\partial \psi^2} - \frac{1}{2\eta^*} \frac{\partial^2 \eta^*}{\partial \psi^2}$$

$$r = -6 \frac{\partial H}{\partial \psi} \left[\left(\frac{H^3}{\eta^*} \right)^{1/2} - 12 \frac{\partial H}{\partial \phi} \left[\left(\frac{H^3}{\eta^*} \right)^{1/2} \right] \right]$$

식 (9)을 유한 차분화한 다음 나타나는 선형 연립 방정식의 해는 수렴성이 높은 ADI(Alternating Direction Implicit) 방법[10,11]으로 구한다. 베어링의 유막 압력에 의한 반력은 다음과 같이 표현된다.

$$F_{x,0} = \frac{1}{4B/D} \int_{\psi_c}^{\psi} \int_{-B/D}^{B/D} \bar{p} \sin \psi \, d\bar{z} \, d\psi \quad (10)$$

$$F_{y,0} = \frac{1}{4B/D} \int_{\psi_c}^{\psi} \int_{-B/D}^{B/D} \bar{p} \cos \psi \, d\bar{z} \, d\psi \quad (11)$$

Fig. 6에서는 저어널의 운동 궤적 해석을 위한 좌표계를 나타내었다. 실제 엔진에서 캠축 베어링부는 엔진의 공간적 제약으로 인해 하단부의 폭이 좁아지는 형상이다. 여기서는 해석상의 편의를 위해 캠축 베어링은 변형이 없는 강체의 진원 원통형 베어링이라고 가정한다.

베어링 내에서 회전하는 축의 운동에 관한 지배 방정식은 식 (12)로 나타낸다.

식 (12)는 4차의 Runge-Kutta법을 이용하여 시간 적

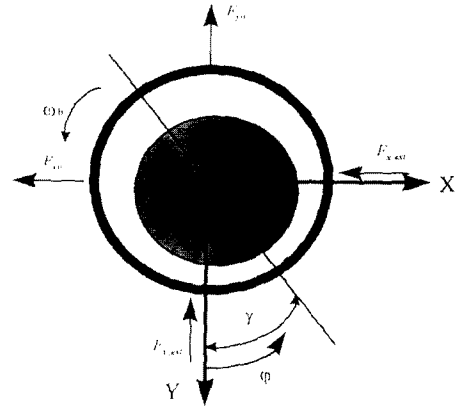


Fig. 6. Geometry of journal bearing.

분을 수행함으로써 저어널의 회전에 따른 베어링 내의 운동 궤적을 구할 수 있다

$$\ddot{X}_j = (-F_{x,ext} - F_{x,0}/Q)/M$$

$$\ddot{Y}_j = (-F_{y,ext} - F_{y,0}/Q + m_j g)/M \quad (12)$$

3. 해석 결과

Table 1에는 해석에 사용된 캠 축 베어링 및 밸브 기구의 주요 부위에 대한 사양을 나타내었다.

Fig. 7에서 Fig. 10까지는 캠 축의 각 회전 속도별로 베어링에 작용하는 하중 및 이 때의 캠 축의 운동 궤적에 대한 해석 결과를 나타내었다.

베어링에 작용하는 하중은 회전 속도에 따라, 저속에서는 캠의 양정(lift)이 가장 큰 노우즈(nose) 부분에서 하중이 크고 고속으로 갈수록 양 플랭크(flank) 구간에서 하중이 크다는 것을 알 수 있는데, 이는 저속에서

Table 1. Specification of camshaft bearing and valve train

Bearing diameter	28mm
Bearing width	17mm
Clearance	20 μm
Oil viscosity	6.26 cP
Cam width	14 mm
Diameter of cam base circle	36 mm
Max. cam lift	9 mm
HLA mass	51 g
Valve mass	45 g
Valve spring mass	35 g
Valve spring stiffness	35.6 N/mm

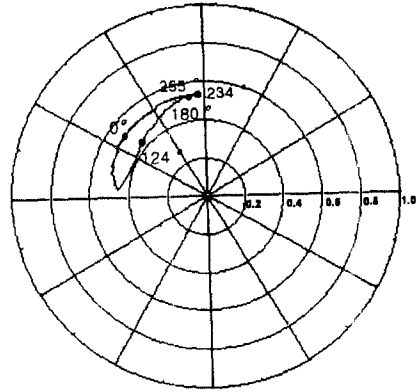
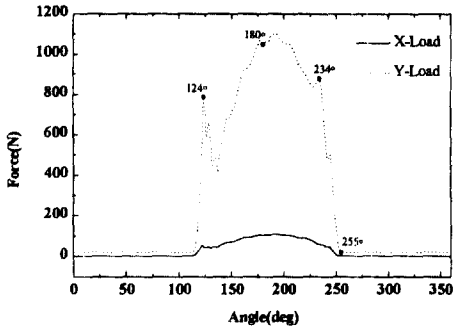


Fig. 8. Calculated result of journal locus without considering of friction force at 1000 rpm (Eccentricity).

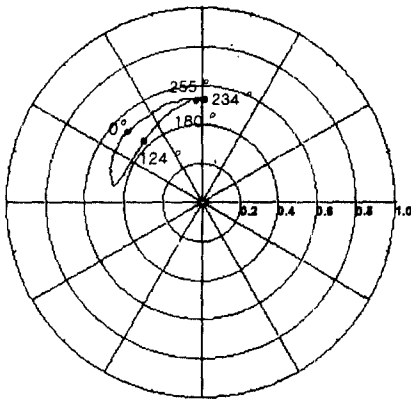


Fig. 7. Calculated results of applying forces and journal locus at 1000 rpm (Eccentricity).

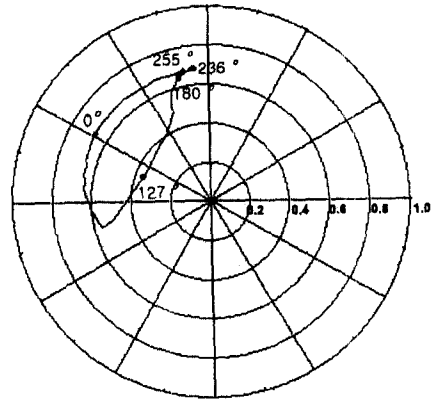
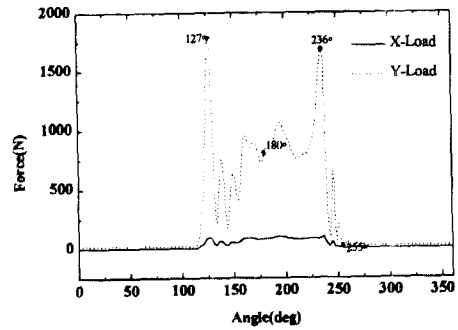


Fig. 9. Calculated results of applying forces and journal locus at 2000 rpm (Eccentricity).

서의 밸브의 운동이 주로 기구학적 특성에 의해 결정되어지며 고속으로 갈수록 동적 특성에 의해 결정되어진다는 것을 의미한다.

Fig. 8은 1000 crpm에서 캠과 태핏 사이에 수직 전달 하중만 작용한다고 가정할 때의 캠 축 궤적 해석 결과이다. 이것은 Fig.7의 궤적 해석 결과와 비교해 볼 때 차이가 거의 없다. 2000 crpm과 3000 crpm의 경우도 마찰력을 포함시켰을 때와 그렇지 않을 때의 캠 궤적 형상 및 위치가 유사했다. 따라서 캠 축 궤적에 영향을 주는 우세한 요인은 캠 축에 가해지는 두 하중, 마찰력과 수직 전달 하중 중에서 수직 전달 하중이라고 판단된다.

해석한 밸브 기구의 경우, 회전 속도에 따른 작용 하중의 변화로 캠축의 거동이 다소 차이를 보이고 있다.

3000 crpm의 경우 큰 하중이 가해짐과 동시에 캠과 태핏 사이의 분리 현상이 심하게 나타나고, 이러한 불안정한 하중의 영향으로 운동 궤적이 역시 심하게 변하고 있음을 알 수 있다. 그러나 대체로 편심률 0.2~0.8의 범위 내에 위치함을 알 수 있고 이로 미루어 캠

축 베어링에서는 충분한 유체 윤활이 이루어지는 것으로 생각된다.

해석 결과에서 알 수 있듯이, 캠축의 궤적이 외력에 의해 틈새원의 좌측 상단에 공통적으로 위치하였다. 이것으로 캠축 베어링 하단부에 발생하는 유막이, 캠

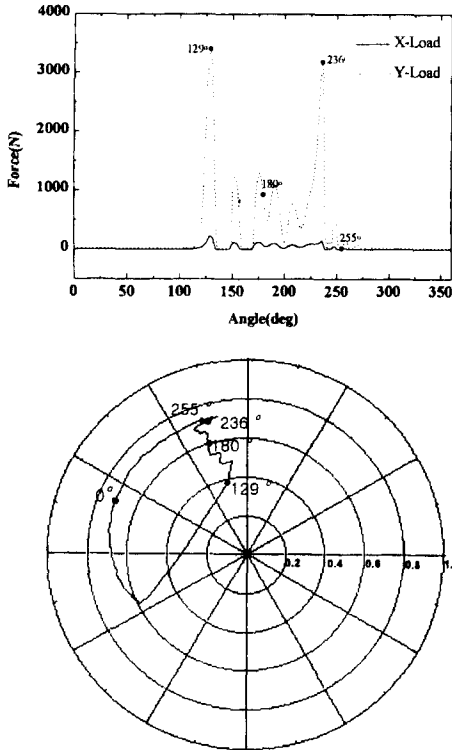


Fig. 10. Calculated results of applying forces and journal locus at 3000 rpm (Eccentricity).

축의 거동에 미치는 영향이 작음을 알 수 있다. 따라서, 하단부의 형상이 좁아지는 실제 캠축 베어링을 진원 원통형 베어링으로 가정하여 해석하는 것은 타당하다고 판단된다.

이상의 해석 결과는 이후 실험 결과와 비교하여 해석 과정의 유효성을 검증할 필요가 있으며 이를 통해 더욱 발전된 캠축 궤적 해석 기법을 수립할 수 있다.

4. 결 론

직접 구동형 밸브 트레인 시스템의 동특성 및 캠 축의 운동 궤적에 대한 해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 밸브 트레인 시스템의 동특성 해석 결과, 베어링에 작용하는 하중은 저속에서는 기구학적 특성에 의해, 고속에서는 동적 특성에 의해 좌우됨을 알 수 있었다.
2. 캠 축 궤적은 주로 캠과 태핏 사이에 작용하는

수직 전달 하중에 의해 좌우되었고, 마찰력에 의한 영향은 무시될 수 있다.

3. 캠 축의 중심은 대체적으로 편심률 0.2~0.8의 범위에 위치하고 캠 축 베어링에서는 충분한 유체 윤활이 이루어짐을 알 수 있다.

후 기

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

기호 및 약어 설명

- B : 베어링 폭
- b : Half Hertzian area
- c : 베어링 틈새
- C_{sh} : 캠 축과 베어링 사이의 등가 감쇠
- C_{ct} : 캠과 태핏 바디 접촉부 등가 감쇠
- C_{chw} : 챔버와 밸브 사이의 등가 감쇠
- C_w : 태핏 바디와 실린더 헤드 사이의 점성 감쇠
- C_{sv} : 밸브 시트와 밸브 접촉부의 등가 감쇠
- $C_{s1}, C_{s2}, C_{s3}, C_{s4}$: 밸브 스프링의 등가 감쇠
- E' : 등가 탄성 계수
- $F_{t,damp}, F_{ch,damp}$: HLA내 오일에 의해 플런저와 챔버에 가해지는 감쇠력
- F_v : 점성마찰력
- F_d : 건마찰력
- F_{fric} : 전체 마찰력
- $\bar{F}_{x0}, \bar{F}_{y0}$: 무차원 베어링 반력
- $F_{x,ext}, F_{y,ext}$: 외부 가진력
- G : 무차원 재료 계수($\alpha E'$)
- η^* : 무차원 점도 $\left(\frac{\eta}{\eta_0} \right)$
- η : 점도
- η_0 : 기준 점도
- H_{min} : 무차원 최소 유막 두께(h_{min}/R_c)
- H : 무차원 틈새 높이($\frac{h}{c}$)
- h_{min} : 캠과 태핏 접촉부 최소 유막 두께
- h : 유막 두께

- K_{sh} : 처짐에 대한 캠 축의 등가 강성
- K_{ct} : 캠과 태핏바디 접촉부의 등가 강성
- K_{sch} : 플런저와 챔버 사이에 존재하는 오일의 압축성과 챔버 스프링의 강성을 포함한 등가 강성
- K_{chv} : 챔버와 밸브와의 등가 강성
- K_{sv} : 밸브 시트와 밸브 접촉부의 등가 강성
- $K_{s1}, K_{s2}, K_{s3}, K_{s4}$: 밸브 스프링의 등가 강성
- L : 캠과 태핏의 접촉면에 가해지는 수직 전달 하중
- M_c : 캠과 캠 축의 등가 질량
- M_t : 태핏 바디와 플런저의 질량 합
- M_{ch} : 챔버의 질량
- M_v : 밸브의 질량
- m^j : 축 질량
- M : $m_j c \omega^2$
- m_{s1}, m_{s2}, m_{s3} : 스프링의 부분 질량
- \bar{p} : 무차원 유막 압력 $\left(\frac{p \Psi_m}{\eta_0 \omega} \right)$
- Q : $\frac{\Psi_m}{BD \eta_0 \omega}$
- ω_k : 합성 표면 조도
- R : 베어링 반경(D/2)
- R_c : 캠과 태핏 접촉부 등가 곡률 반경
- U_c : 무차원 속도 계수($\eta_0 u_e / E' R_c$)
- u_e : 유입 속도(entrainment velocity)
- u : 캠과 태핏 접촉부 상대 속도
- W_c : 무차원 하중 계수($F/R_c^2 E'$)
- W : 캠 폭
- ω : 저어널 회전 속도
- \ddot{X}_j, \ddot{Y}_j : 무차원 축 중심 가속도
- ψ, \bar{z} : 무차원 베어링 좌표
- ϕ : 무차원 시간(ωt)
- Ψ_m : $\frac{c}{R}$

참 고 문 헌

1. Hirofui Tani, Hiroharu Tokoro, and Kazuo Yoshikawa, "Measurement and Simulation of Valve Motion," SAE No.931901, 1993.
2. P. Kreuter and G. Maas, "Influence of Hydraulic Valve Lash Adjusters on the Dynamic Behavior of Valve Trains," SAE No.870086, 1987.
3. Takashi Kosugi and Tetsuya Seino, "Valve Motion Simulation Method for High-speed Internal Combustion Engines," SAE No.850179, 1985.
4. M.J. Choi, "Dynamics and Vibrations of High Speed Rotor Bearing System Containing Camshaft and Crankshafts," Ph.D Dissertation in North Carolina State Univ., pp.71-74,1992.
5. R. Gohar, "Elastohydrodynamics," pp.141-185, John Willey & Sons, 1988.
6. Taylor, C.M. "Engine Tribology," Tribology Series 26, ELSEVIER Science Publisher, 1993
7. Wu Chengwei and Zheng Linqing, "An Average Reynolds Equation for Partial Film Lubrication with a Contact Factor," Transactions of ASME, Journal of Tribology, vol. 111, pp.188-191, 1989
8. Staron, J.T. and Willermet, P.A., "An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles," SAE No. 830165.
9. Michael E. Crane and Roy C. Meyer, "A Process to Predict Friction in an Automotive Valve Train," SAE No. 901728
10. Glienicke, D. C. Han, M. Leonhard, "Practical Determination and use of Bearing Dynamic Coefficients," Tribology International, 1980.
11. 조명래, 한동철 "엔진 커넥팅로드 대단부 베어링의 운동 궤적에 관한 연구," 한국윤활학회 추계학술대회 논문집, pp.66~71, 한국윤활학회, 1994.