

# 로커암 밸브 트레인의 동적 탄성유체윤활 유막 연구 (Dynamic Elastohydrodynamic Film Thickness in Rocker-Arm Valve Train System)

\*이 희 락 (Heerak Lee), \*\*장 시 열 (Siyoul Jang)

\*국민대학교 자동차공학 전문대학원

\*\*국민대학교 기계자동차 공학부

\*Graduate School of Automotive Engineering at Kookmin University

\*\*School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University

## ABSTRACT

Many computational researches have been performed about EHL film thickness in the contact between cam and follower. However, those computations do not explain the characteristics of dynamic film thickness which means squeeze film effect. Without the consideration of transient term in the Reynold's equation, the predicted film thickness has large difference from the actual film thickness. In this study, we have investigated the kinematic and dynamic simulations of rocker-arm valve train system. From the simulation, the applied load and the entraining velocity of the lubricant between cam and follower are obtained and with these values the dynamic film thickness is computed by Newton-Raphson method and compared with the steady state film thickness.

**key words:** dynamic EHL film thickness, rocker-arm valve train system, squeeze film effect, cam and follower

### 1. 서 론

자동차 엔진의 밸브 트레인은 각 요소들의 마찰로 인하여 많은 에너지 손실을 유발하는 대표적 기계 요소이다. 많은 연구에 의하면 밸브 트레인은 엔진 구동 출력의 10~25%를 소비하고 있는 것으로 알려져 있으며, 이러한 에너지 소모량의 50%는 캠과 종동물(cam and follower)간의 마찰에서부터 비롯된다. 마찰에 의한 에너지 손실은 엔진의 효율을 저하시켜 연비에 절대적 영향을 미치게 된다. 또한 캠과 종동물은 서로 접촉해서 상대 운동을 하며 밸브 개폐 시기를 결정하는 중요한

역할을 하기 때문에 우수한 내구성과 신뢰성이 요구된다. 그리고 최근 소비자들의 저소음 고효율 엔진에 대한 관심과 기호가 날로 높아지고 있어 엔진 설계자들은 이러한 트라이볼로지(Tribology) 특성에 더 많은 관심을 가질 필요가 있다.

캠과 종동물 간의 트라이볼로지 특성에 대한 이해를 위하여 이들 부품의 접촉 부분에 대한 탄성 유체 윤활 해석(Elastohydrodynamic Lubrication, EHL)이 필요하다. 탄성 유체 윤활은 상대 운동하는 두 물체 사이의 유막 압력에 의한 윤활면의 탄성 변형량이 유막 형상에 영향을

미치는 형태의 윤활을 말하며, 비교적 높은 압력에서도 윤활막이 파괴되지 않는 윤활 영역이다. 탄성 유체 윤활에 있어서 탄성체의 탄성 변형량은 유막 두께에 비해 상당히 크고, 윤활유 점도는 압력에 대해 지수 함수로 변한다. 따라서 지배방정식인 레이놀즈(Reynolds) 방정식의 강한 비선형성 때문에 해석의 어려움이 있다. 더구나 캠과 종동물 기구는 캠 각에 따라서 기하학적 접촉 형태, 작용 하중, 접촉점에서 두 탄성체의 표면속도가 크게 바뀌는 비정상 상태이므로 그 해석의 어려움은 더해지고 있다.

본 연구에서는 OHC (overhead camshaft) 센터 피봇 로커암 타입 (center pivot rocker-arm) 밸브 트레인의 캠과 종동물 접촉부의 탄성 유체 윤활 해석을 뉴턴-랩슨법(Newton-Raphson) 방법을 이용하여 계산하였으며 그 특성을 규명하고자 한다.

## 2. 로커암 밸브 트레인 시스템의 기구 동역학 해석

로커암 타입의 밸브트레인의 동적 거동해석은 집중 질량법(lumped mass method)을 이용하였으며, 전체 시스템을 질량(mass), 스프링(spring), 댐퍼(damper) 등의 요소로 구성되어 있다고 가정하여 해석하였다. 그러나 밸브 스프링 요소를 하나의 질량 요소로 가정하면 정확한 동특성을 규명하는 것이 불가능하다. 따라서 스프링 요소를 분포 질량 요소로 가정하여

해석하였으며 스프링을 제외한 부분들은 6 자유도 집중 질량모델을 서로 조합하여 해석을 수행하였다. 이에 대한 설명은 Figure 1 에 나타나 있으며, 각 노드(node)들의 운동을 묘사하기 위해 6 개의 노드( $N_c, N_{cr}, N_r, N_m, N_{vr}, N_v$ )가 구성된 것을 보여주고 있다. 6 개의 노드 중에서 캠 회전 중심 노드( $N_c$ ), 로커암 회전 중심 노드( $N_r$ ), 로커암 회전 노드( $N_m$ ), 밸브 노드( $N_v$ )들은 뉴턴의 제 2 법칙에 따라 움직이는 노드들이며, 패드 곡률 중심 노드( $N_{cr}$ ), 밸브 팁 곡률 중심 노드( $N_{vr}$ )들은 로커암을 강체로 보면 강체상의 점들이므로 이것들은  $N_r, N_m$  과의 기구학적인 관계로부터 움직이는 노드들이다. 이렇게 분리 시킨 이유는 밸브 트레인의 복잡한 기하학적 운동 관계를 좀 더 유연하게 해결할 수 있기 때문이다.

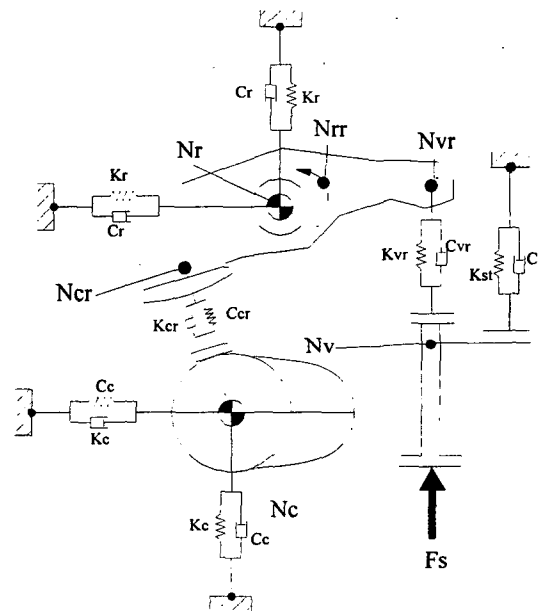


Figure 1 Schematic of dynamic valve train model

## 로커암 운동

Figure 2 은 로커암 운동에 대한 자유 물체도를 보여주고 있다. 로커암은 로커암 축 중심에 대한 회전운동과 축의 병진 운동을 하는 형태이며, 외력으로서  $F_{cr}, F_{vr}$  과 지지력으로서  $F_{rx}, F_{ry}$  과 마찰 토크  $T_F$  으로 운동 방정식이 표현된다. 운동 방정식은

$$\begin{aligned} M_r \cdot \ddot{X}_r &= -F_{cr} \cdot \sin \alpha - F_{rx} \\ M_r \cdot \ddot{Y}_r &= F_{cr} \cdot \cos \alpha + F_{vr} - F_{ry} \\ I\ddot{\theta} &= -F_{cr} \cdot L_c + F_{vr} \cdot L_v - TF \end{aligned} \quad (1)$$

와 같다. 여기서, 지지력  $F_{rx}, F_{ry}$

$$\begin{aligned} F_{rx} &= K_r \cdot X_r + C_r \cdot \dot{X}_r \\ F_{ry} &= K_r \cdot Y_r + C_r \cdot \dot{Y}_r \end{aligned} \quad (2)$$

와 같고, 중동물-밸브 접촉력  $F_{vr}$  은

$$\begin{aligned} F_{vr} &= K_{vr} \cdot (Y_{vr}^0 - Y_{vr} - HT - Y_v) \\ &\quad + C_{vr} \cdot (-\dot{Y}_{vr} - \dot{Y}_v) \end{aligned} \quad (3)$$

이다.

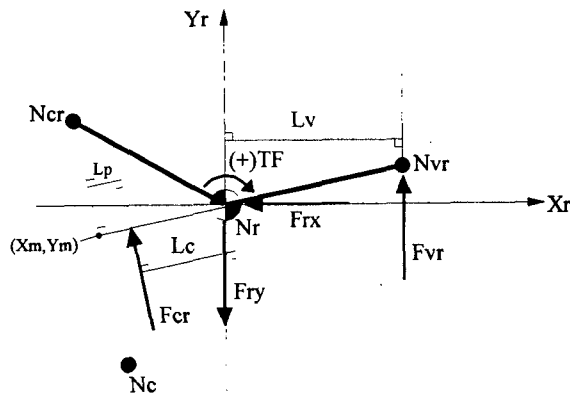


Figure 2 Free-body diagram for rocker-arm

## 밸브운동

Figure 3 은 밸브 운동에 대한 자유 물체도를 나타내 그림이다. 운동 방정식은

$$M_v \cdot \ddot{Y}_v = F_{vr} - F_s - F_{vf} - F_{st} \quad (4)$$

이고,  $F_{st}$  는 밸브 시트 반력으로서

$$F_{st} = K_{st} \cdot Y_v + C_{st} \cdot \dot{Y}_v \quad (5)$$

으로 나타난다. 시트 반력은 일 방향 강성으로서 밸브가 시트에 닿았을 때만 발생하는 반력이다. 밸브와 시트는

$$Y_v > \frac{F_p}{K_{st}} \text{ 일 때 } F_{st} = 0 \quad (6)$$

의 분리조건을 갖는다. 밸브의 초기 장착 시 스프링의 예하중  $F_p$  에 의해 시트는  $F_p / K_{st}$  만큼 변형된 상태에 있다. 이 상태에서 밸브의 초기 변위를 zero 로 하였기 때문에 위 식과 같은 분리조건이 된다.

$F_{vf}$  는 밸브와 밸브 가이드 사이의 쿨롱 마찰력(Coulomb friction)으로서 밸브 운동 방향과 반대 방향으로 작용한다. 밸브-밸브가이드 마찰면의 수직력은 중동물-밸브 마찰력에 의한 것이고, 밸브-밸브가이드 마찰력은 수직력에 비례한다고 가정하면 다음과 같다.

$$F_{vf} = \text{sign}(\dot{Y}_v) \cdot \mu_v \cdot |\mu_t \cdot F_{vr}| \quad (7)$$

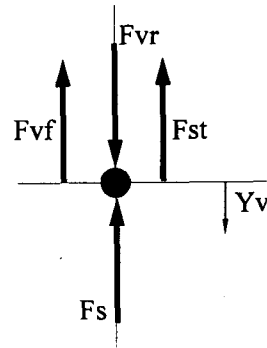


Figure 3 Free-body diagram for valve

## 스프링 모델

밸브 스프링은 밸브 트레인의 동특성에 크게 영향을 주는 구성 요소이다. 따라서 밸브 트레인의 동특성을 예측하는데 있어서 밸브 스프링 거동의 정확한 해석이 요구된다. 본 연구에서의 스프링 코일에 대한 가정은 코일이 아주 가깝게 감겨있으며, 등방성 재질, 재질의 파손에 따른 비선형 효과는 무시하는 것이다. 이러한 가정 하에서 밸브 스프링을 미소 요소로 나누고 그 미소 요소에 대한 운동 방정식을 다음과 같이 표현할 수 있다.[1]

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c_{eq} \frac{\partial y}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 y}{\partial S^2} \quad (8)$$

$a$ 는 매질의 전파 속도로서  $a = \sqrt{4kL/\pi d^2 \rho}$  이며, 등가 감쇠 계수  $c_{eq} = 2\xi \sqrt{\frac{4k\pi}{Ld^2 \rho}}$  이다.

여기서  $\xi$ 는 점성 감쇠 인자로서 밸브 트레인의 경우 보통 0.02~0.03 범위의 값으로 알려져 있으며 본 연구에서는 이 값을 0.025로 하였다.

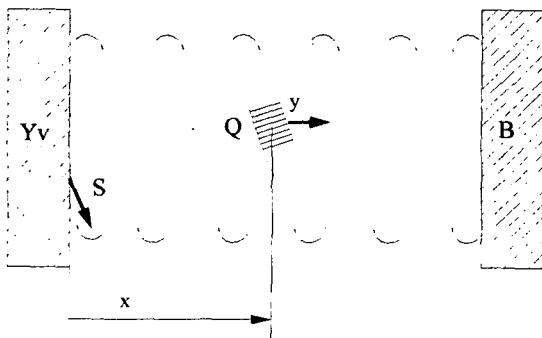


Figure 4 Spring compressed between cylinder head and cross head

## 캠 회전 중심운동

캠 축 중심의 운동에 대해서 다음 두 가지 가정을 하였다.

1. 캠-종동물 접촉면에서의 마찰력이 밸브트레인 동특성에 미치는 영향은 작다.
2. 캠 축의 비틀림 진동은 무시한다

Figure 6는 캠 축 중심에 대한 자유 물체도를 보여주고 있다. 캠 축 중심에는 외력으로서 캠-종동물 접촉력  $F_{cr}$  과 지지력  $F_{cx}, F_{cy}$  로 볼 수 있다. 여러 관계식들 (Figure 5)의 전개를 통하여 캠-종동물 접촉력  $F_{cr}$  은

$$F_{cr} = K_{cr} \left[ s + R_b + R_f - \sqrt{(X_{cr} - XX - X_c)^2 + (Y_{cr} - YY - Y_c)^2} \right] + C_{cr} \left[ \dot{s} - \{\dot{X}_{cr} \cdot \cos\alpha + \dot{Y}_{cr} \cdot \sin\alpha - \dot{X}_c \cdot \cos\alpha - \dot{Y}_c \cdot \sin\alpha\} \right] \quad (9)$$

과 같이 표현할 수 있다.

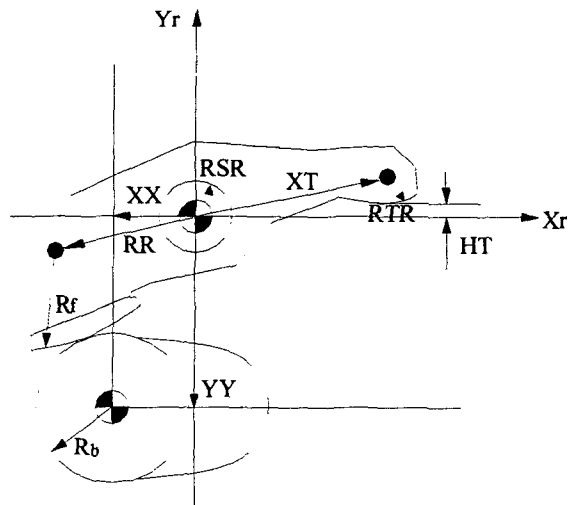


Figure 5 Rocker-arm follower geometry

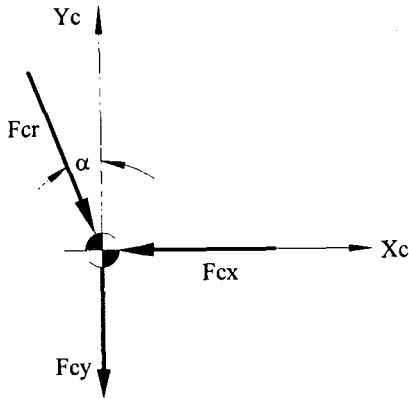


Figure 6 Free-body diagram for camshaft

캠-종동물간의 기하학적 접촉형태

접촉점에서 캠 곡률 반경은 다음의 식으로 설명된다.

$$R_c = \frac{\left[ z^2 + \left( \frac{dz}{d\theta_c} \right)^2 \right]^{3/2}}{z^2 + 2 \left( \frac{dz}{d\theta_c} \right)^2 - z \frac{d^2z}{d\theta_c^2}} - R_f \quad (10)$$

여기서  $z = R_f + s + R_b$  이고,  $s$  는 캠 각  $\theta_c$  에서 캠 변위(cam lift)를 의미한다. 종동물의 곡률 반경은 일정하다고 가정하였다.[2]

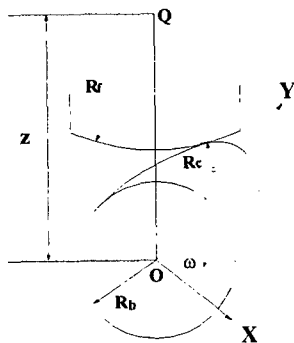


Figure 7 Geometry of a cam-tappet system

접촉점에서 캠-종동물 표면 속도

접촉점에서 캠의 표면속도는 다음의 식으로 표현된다.

$$V_c = \frac{\omega R_c}{(R_c + R_f)^2} \left[ z^2 + \left( \frac{dz}{d\theta} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (11)$$

이때 접촉점에서 종동물의 표면 속도는

$$V_f = R_c \left( \omega - \frac{V_c}{R_c} \right) \quad (12)$$

이 된다. 위의 두 식을 이용하여 윤활유의 유입 속도는 (Entraining velocity) 두 표면 속도의 평균으로 구해지고 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\tilde{u} = \frac{1}{2} (V_c + V_f) \quad (13)$$

3. 탄성 유체 윤활 해석

캠과 종동물 사이의 윤활 현상을 레이놀즈 방정식으로 설명할 수 있는데, 접촉점의 타원형태로 인하여 선접촉 형태로 간주한다. 따라서 접촉점의 폭방향에 대한 압력 구배를 무시하며 다음과 같은 지배 방정식을 갖는다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 12 \tilde{u} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (14)$$

여기서,  $\tilde{u}$  는 윤활면의 구름방향으로의 평균 속도이다.

식(14)는 선접촉 비정상 상태 탄성 유체 윤활에 대한 표현이다. 위 식에서 우변의 두 번째 항은 비정상 상태를 나타내는 항으로서 정상 상태 해석일 경우 이 항은 고려하지 않는다. 본 연구에서는 정상 상태와 비정상 상태 해석을 통해 위의 비

정상 상태의 조건이 탄성 유체 윤활의 유막 형성과 유막 압력에 미치는 영향에 대하여 고찰한다. 수치해석의 간편성을 위하여 다음과 같이 변수를 무차원하여 정리하면 다음과 같다.

$$H = \frac{h}{R_b}, \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, P = \frac{P}{E'},$$

$$U = \frac{\eta_0 \tilde{u}}{E'R}, W' = \frac{w'}{E'R}, X = \frac{x}{b}, b = R \left( \frac{8W''}{\pi} \right)^{1/2} \quad (15)$$

$$\varphi = \alpha x, \bar{\delta} = \frac{\delta}{R_b}$$

위의 무차원 변수를 이용하여 레이놀즈 방정식을 다시 표현하면 다음과 같은 무차원화된 레이놀즈 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta}} \frac{dP}{dX} \right) = \bar{K} \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial X} + \bar{V} \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial \varphi} \quad (16)$$

여기서,

$$\bar{K} = 12 \frac{URb}{R_b^2}, \quad \bar{V} = 12 \frac{\omega b^2 \eta_0}{R_b^2 E'} \quad \text{이다.}$$

압력에 따른 윤활유의 점도 변화에 대한 모델은 Roelands 식을 이용하였다. 그리고 밀도와 압력의 관계는 Dowson-Higginson의 식을 이용하였다.[3,4]

EHL 문제는 레이놀즈 방정식, 탄성 방정식, 하중 조건식을 동시에 만족해야 한다. 여기에 윤활유의 점도는 압력에 대해 지수함수로 변하고, 윤활면의 탄성 변형량이 유막 두께에 비해 상당히 크기 때문에 레이놀즈 방정식은 비선형성이 아주 강하다. 더구나, 비정상 상태 해석이어서 현재와 이전의 압력변화가 심할 경우 그 수렴해를 얻기가 상당히 까다롭다.[5] 본 연구

는 이러한 비선형 미분방정식의 수치해석으로 뉴튼-랩슨 방법을 사용하였으며, 급격한 압력변화에 대하여 비등간격 격자 및 완화 계수(relaxation factor)를 적절히 사용하여 수렴해를 구하였다.

#### 4. 결과

로커암 타입의 밸브트레인의 기구학 및 동역학 해석을 통하여 엔진 회전수 1000rpm, 2000rpm, 4000rpm 에서의 캠과 종동물의 접촉하중과 틈새사이의 윤활유 유입속도를 구하였다 (Figure 7,8,9).

윤활유의 유입속도와 작용 하중은 레이놀즈 방정식의 입력 조건으로 활용되며 각각의 경우 정상상태 및 비정상 상태의 유막 두께와 유막 압력을 접촉점의 탄성 변형을 고려하여 계산하였다 (Figure10-17) 최소 유막 두께의 경우 엔진 회전수 2000rpm 일 때 를 비교하면 정상상태의 유막 두께는 비정상 상태의 유막 두께보다 작은 것을 보여주고 있다.

Table 1 Input values for EHL analysis

Cam-Base Circle Radius (m)	0.018
Cam Width (m)	0.0125
Spring Length (m)	0.481
Spring Density (kg/m <sup>3</sup> )	7.85E+3
Spring Wire Diameter (m)	0.0034
Spring Viscous Damping Factor	0.025
Young's Modulus of Cam (Pa)	1.72E+11
Young's Modulus of Follower (Pa)	2.07E+11
Poisson's Ratio of Cam	0.28
Poisson's Ratio of Follower	0.29
Pressure Coefficient of Viscosity(1/Pa)	2.0E-8
Viscosity at 30 °C (Pa.s)	0.05

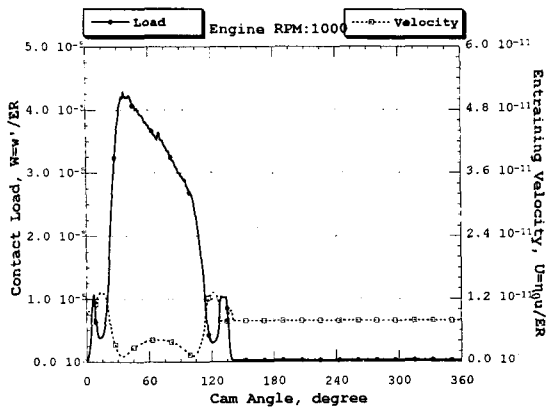


Figure 7 Applied load and entraining velocity of lubricant at 1000rpm

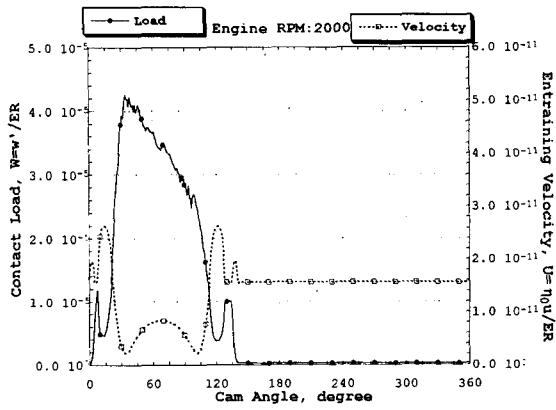


Figure 8 Applied load and entraining velocity of lubricant at 2000rpm

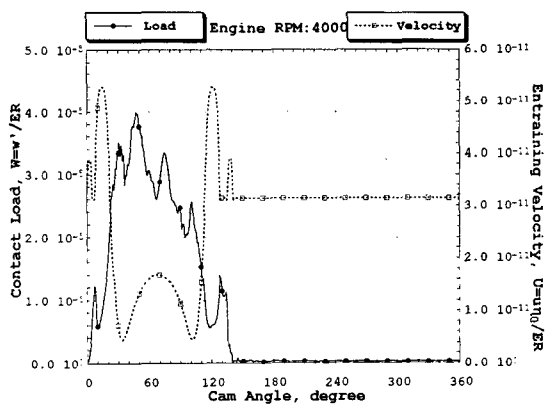


Figure 9 Applied load and entraining velocity of lubricant at 1000rpm

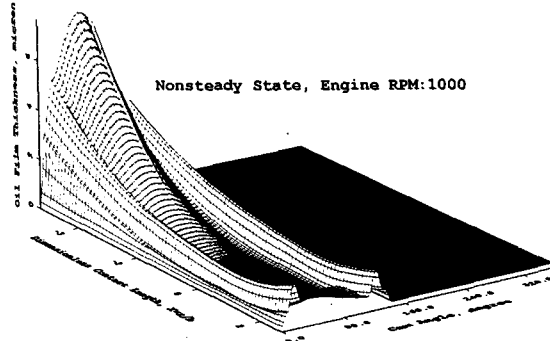


Figure 10 Dynamic film shapes during a cycle at 1000rpm

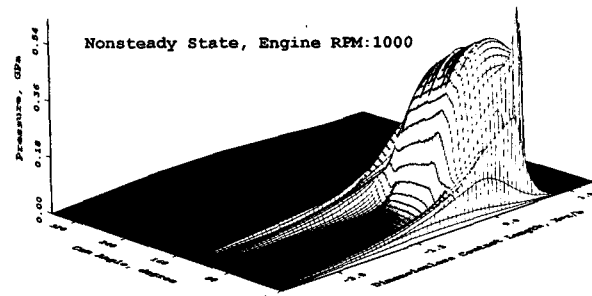


Figure 11 Dynamic pressure profiles during a cycle at 1000rpm

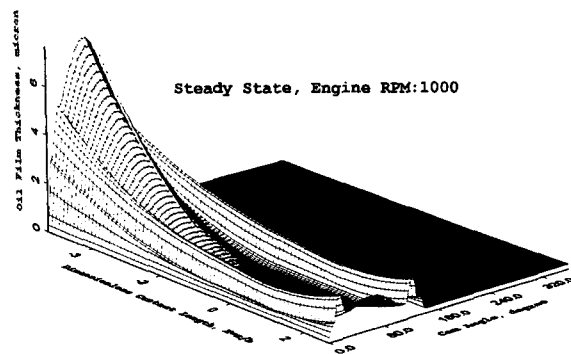


Figure 12 Steady state film shapes during a cycle at 1000rpm

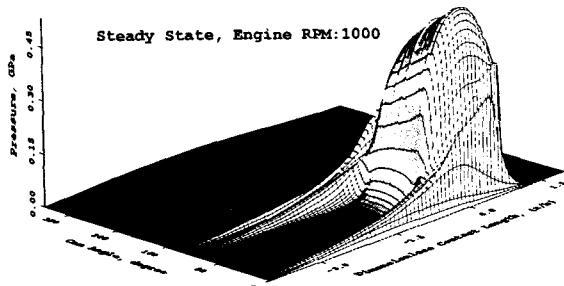


Figure 13 Steady state pressure profiles during a cycle at 1000rpm

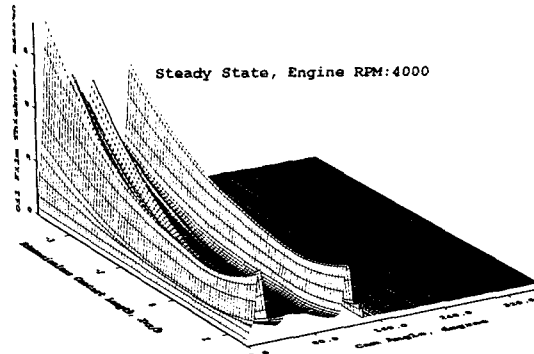


Figure 16 Steady state film shapes during a cycle at 4000rpm

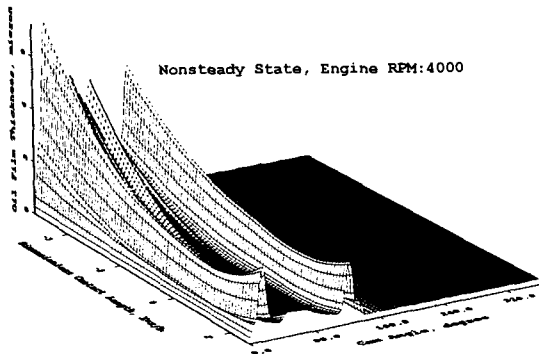


Figure 14 Dynamic film shapes during a cycle at 4000rpm

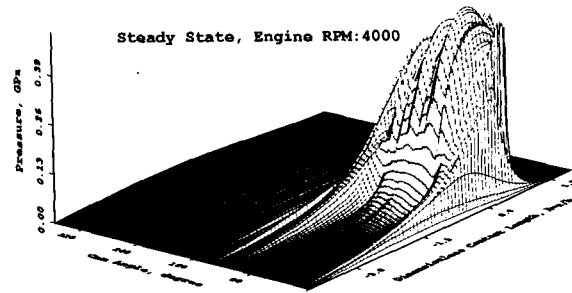


Figure 17 Steady state pressure profiles during a cycle at 4000rpm

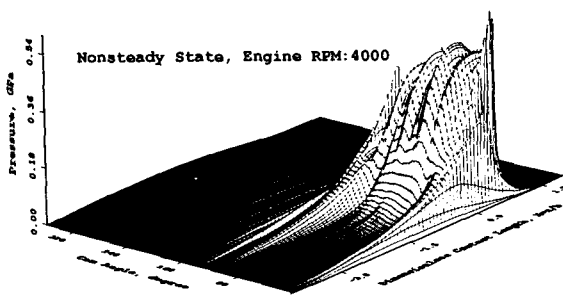


Figure 15 Dynamic pressure profiles during a cycle at 4000rpm

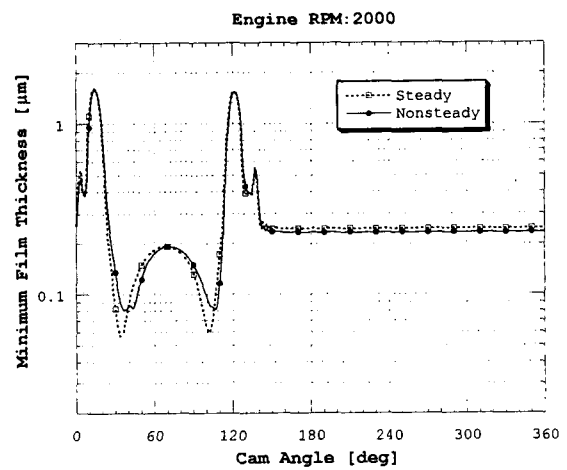


Figure 18 Minimum film thickness during a cycle at 2000rpm



## 5. 결 론

본 연구는 로커암 타입의 밸브트레인에서의 기구학 및 동역학 시뮬레이션을 수행하였으며, 캠과 종동물의 접촉을 선접촉의 탄성 유체 윤활 유막 두께와 압력 분포에 대한 해석을 수행하였다. 유막 두께와 유막 압력의 해석은 정상 상태와 비정상 상태 두 가지 조건을 비교하였다. 또한 이전의 많은 연구에서 행해진 정상상태의 캠과 종동물에 관한 탄성 유체 윤활 해석의 결과만의 불완전한 해석 결과를 비정상 상태의 탄성 유체윤활 해석 결과를 제시함으로써 해석의 신뢰성을 확보하였다.

## Acknowledgement

본 연구는 한국과학재단 목적기초 연구(2000-1-30400-005-3)지원으로 수행되었음.

## REFERENCES

1. Pisano.A.P. , and Freudenstein, F., 1983, "An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High-Speed Cam and Follower System; Part I and II." ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol.105, No.4 pp.669-704
2. Lisheng Yang, Akemi Ito, and Hideo Negishi, "A Valve Train Friction and Lubrication Analysis Model and Its Application in a Cam-Tappet Wear Study", SAE, 1996
3. Roelands,C.J.A.(1996): Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubrication Oils, Druk. V.R.B., Gronigen, Netherlands.
4. Dowson,D., and Higginson, G.R. (1996): Elastohydrodynamic Lubrication, The

Fundamentals of Roller and Gear Lubrication, Pergamon, Oxford.

5. Houpert, L.G., and Hamrock, B.J. (1986): Fast Approach for Calculating Film Thickness and Pressures in Elastohydrodynamically Lubricated Contacts at High Loads. J. Tribol., vol. 108, no.3, pp.411-420