

직동식 밸브 트레인의 태핏 회전에 관한 연구

A Study on the Rotation of Tappet in Direct-Acting Type Valve Trains

김병환 · 심현해* · 임윤철** · 윤정의***

연세대학교 대학원, *한국과학기술연구원

연세대학교 기계공학과, *대우자동차

초록(Abstract)

밸브 트레인에서 국부 마멸을 줄이기 위한 태핏의 회전은 캠과 태핏의 접촉면에서 태핏 속도의 변화를 가져오게 된다. 본 연구에서는 이러한 태핏의 회전속도를 캠/태핏 접촉면의 윤활 및 마찰 해석을 바탕으로 해석하고 이에 영향을 미치는 변수인 오프셋 거리, 엔진 회전속도 그리고 태핏과 실린더 헤드사이의 틈새에 대한 영향을 살펴보았다.

1. 서론

자동차 엔진 밸브 트레인에서 캠과 피동절 사이의 접촉면은 마찰이나 마모가 가장 심하게 발생하는 부분으로 알려져 있다[1,2]. 지금까지 이러한 마찰·마모의 특성을 이해하고 이를 줄이기 위한 연구가 수행되었다.

본 연구에서 다루는 직동식 밸브 트레인에서의 유압 태핏은 태핏의 국부 마멸을 막기 위해 태핏의 중심과 캠 중심을 0.5~3mm 정도 오프셋 시켜 강제적으로 태핏에 회전을 주게된다[2]. 이러한 태핏의 회전은 캠/태핏 접촉점의 속도변화로 마찰·마모에 영향을 미칠 것으로 생각되어진다. 하지만 지금까지의 대부분의 연구와 실험이 캠축과 캠을 위주로 이루어졌으며, 태핏에 작용하는 마찰 토크나 회전에 대해서는 거의 없는 실정이다. 캠/태핏의 마찰·마모 특성을 정확히 이해하기 위해서는 캠축 및 캠뿐만 아니라 태핏의 회전과 그 영향에 대한 해석이 필요하게 된다.

본 연구에서는 기본적인 윤활 이론을 바탕으로 직동식 밸브 트레인에서 캠/태핏 접촉면 사이의 마찰특성에 대한 이해와 태핏의 회전에 대한 해석을 통해 캠/태핏 접촉면에서의 마찰·마모 특성을 알고자 한다.

2. 이론

2.1 접촉하중 계산

직접 구동형 밸브 트레인은 그 기하학적인 구조가 간단하여 비교적 쉽게 해석을 할 수 있다.

Fig. 1은 특정한 밸브양정에 대한 속도와 가속도이고, 기하학적 관계에 의해 캠과 태핏의 접촉면의 속도는 다음의 식(1), (2)와 같이 간단하게 구할 수 있다[3,4].

$$v_t = \omega \frac{d^2 l}{d\phi^2} \quad (1)$$

$$v_c = \omega \left(r_b + l + \frac{d^2 l}{d\phi^2} \right) = \omega \rho \quad (2)$$

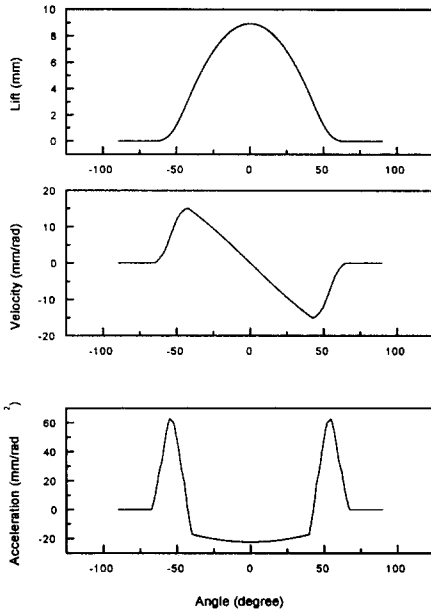


Fig.1 Valve lift, velocity, acceleration curves.

식(1),(2)에서 v_t 는 태핏의 속도, v_c 는 캠의 속도, ω 는 회전속도, ρ 는 곡률반경, l 은 밸브 양정, r_b 는 캠 기초원의 반경이다.

캠/태핏 접촉면에서의 하중은 정적인 하중으로 계산할 수 있고 예하중과 밸브 스프링의 강성에 의한 복원력 그리고 질량에 의한 관성력으로 표현할 수 있다.

$$L = L_0 + kl + M \frac{d^2l}{dt^2} \quad (3)$$

식(3)에서 L_0 는 밸브 스프링에 작용하는 예하중, k 는 밸브 스프링의 강성, M 은 밸브 작동계에서 움직이는 부품의 등

가 질량으로 식(4)와 같이 표현된다.

$$M = m_v + m_r + m_c + \frac{1}{3} m_s \quad (4)$$

식(4)의 m_v , m_r , m_c , m_s 는 각각 밸브, 리테이너, 코터, 밸브스프링의 질량이다.

Fig. 2는 캠축의 회전속도가 각각 1000 rpm, 2000 rpm 일 경우의 계산 결과이다. 캠의 회전속도가 작을 경우에는 밸브 스프링에 의한 힘이 지배적이지만, 속도가 빨라지면 관성력에 의한 하중의 영향이 커지게 됨을 알 수 있다.

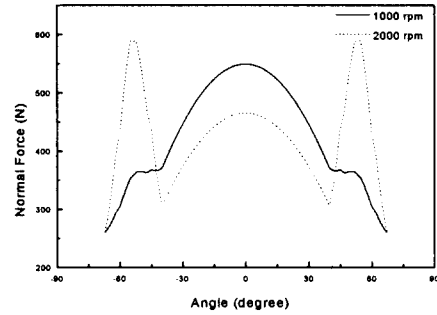


Fig. 2 Normal force between cam and tappet.

2.2 유막두께 및 마찰력 계산

캠/태핏 사이의 접촉면에서 유막두께의 계산은 국부적인 고압이 작용하여 접촉부의 탄성 변형이나 고압부의 점도증가도 고려한 탄성 유체 윤활 이론이 필요하게 된다. 유막두께를 구하는 대표적인 식으로 Dowson과 Higginson[5]은 식(4)과 같은 무차원식을 제시하였다.

$$H = 2.65G^{0.54}U^{0.7}W^{-0.13} \quad (4)$$

식(4)에서 계산된 유막두께와 두 접촉면의 표면 거칠기의 비로 유막비 λ 가 다음의 식(5)와 같이 정의된다. 참고문헌[6,7]에 의하면 유막비로 접촉면 사이의 윤활 상태를 결정할 수 있으며, 유막비가 1보다 작을 경우는 경계 윤활 상태이고, 3보다 클 경우는 탄성 유체 윤활, 그리고 1과 3 사이일 경우는 경계 윤활과 탄성 유체 윤활이 공존하는 혼합 윤활 상태이다.

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

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{q,1}^2 + \sigma_{q,2}^2} \quad (6)$$

위의 식(6)에서 $\sigma_{q,1}, \sigma_{q,2}$ 는 접촉면의 표면 거칠기이다.

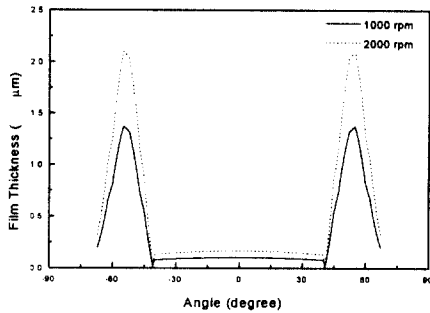


Fig. 3 Minimum film thickness between cam and tappet.

Fig. 3은 유막 두께를 계산한 결과이며, 캠의 각도가 41° 부근에서 유막이 파괴되는 것을 알 수 있다. 그리고 σ 를 $0.3\mu\text{m}$ 로 생각하면 대부분의 경우가 경계 윤활 영역이거나 혼합 윤활 영역임을 알 수 있다.

캠/태핏 사이의 마찰력을 해석하기 위해서, 두 가지의 중요한 가정이 필요하게 된

다. 먼저 접촉면의 탄성변형은 타원형의 형태이지만 타원형의 장축의 길이와 단축의 길이와의 비가 3보다 클 경우에는 선 접촉(Line Contact)으로 근사화 시킬 수 있고, Winer와 Cheng[8]은 타원형의 접촉을 근사화 시킨 수정된 선 접촉 면적에 대한 식을 제시하였다. 본 연구에서는 이러한 수정된 선 접촉 면적을 사용하기로 한다.

또 다른 가정은 윤활유의 점성에 관한 것으로 캠/태핏 사이의 접촉면에서는 온도에 의한 영향보다 압력에 의한 영향이 더 지배적인 것으로 알려져 있다.

앞의 가정을 바탕으로 경계 윤활 상태 및 혼합 윤활 상태에서 표면 돌기의 접촉에 의한 마찰력은 λ 에 대해 선형적으로 비례한다고 가정할 수 있고, 마찰력은 식(7)과 같게 된다[9].

$$F_b = \begin{cases} f(1 - \frac{\lambda}{3})L & (0 < \lambda \leq 3) \\ 0 & (\lambda > 3) \end{cases} \quad (7)$$

식(7)에서 f 는 건마찰에서의 마찰 계수이다.

점성에 의한 마찰력은 작지만 계산하기는 더 복잡하다. 혼합 윤활에서 점성 마찰력 F_v 는 F_b 와 마찬가지로 λ 에 대해 선형적으로 비례한다고 가정하면 식(8)과 같이 정의할 수 있다.

$$F_v = \begin{cases} 0 & (0 < \lambda \leq 1) \\ \left(\frac{\lambda-1}{2}\right) \frac{2b\eta_0(u_2-u_1)}{h} & (1 < \lambda \leq 3) \\ \frac{2b\eta_0(u_2-u_1)}{h} & (\lambda > 3) \end{cases} \quad (8)$$

앞의 가정에 의해 점성은 압력에 의한

함수만으로 생각할 수 있고 식(9)와 같이 표현되어 진다.

$$\eta_0 = \eta e^{(a p_h)} \quad (9)$$

식(9)의 p_h 는 접촉면이 Hertz 접촉으로 가정할 때의 압력이고, 식(10)과 같이 표현되어 진다.

$$p_h = 0.399 \sqrt{\frac{w E'}{R}} \quad (10)$$

마찰력을 해석하기 위해서 마지막으로 Hertz 접촉의 폭에 대해 생각하면, 식(11)과 같이 정의된다. 식(11)에서 b 는 전체 Hertz 접촉면의 절반으로, 실제 접촉면의 폭은 $2b$ 가 된다.

$$b = 1.598 \sqrt{\frac{w R}{E'}} \quad (11)$$

지금까지의 과정을 통해 전체 마찰력은 F_b 와 F_v 의 합으로 나타낼 수 있고 식(12)과 같다.

$$F = F_b + F_v \quad (12)$$

Fig. 4는 마찰력을 계산한 결과이며, 마찰력은 대부분이 경계 윤활 상태에서 크게 작용하는 것을 볼 수 있고, 탄성 유체 윤활 상태에서는 매우 작은 것을 알 수 있다. Fig. 2의 접촉하중과 비교할 때, 관성력에 의해 큰 접촉하중이 작용해도 유막이 형성되어서 오히려 마찰력은 더 작게 되는 것을 알 수 있다.

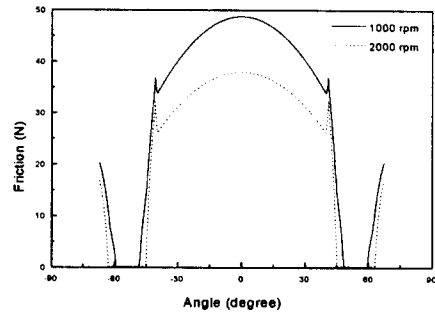


Fig. 4 Friction force between cam and tappet.

2.3 태핏 회전속도 계산

태핏의 회전 속도를 계산하기 위해 다음과 같이 가정하였다.

캠/태핏 접촉면에서 압력은 균일하게 작용하고, 접촉하중에 의해 태핏이 기울어지면서 발생하는 우력에 의한 영향은 고려하지 않기로 한다. 따라서 태핏이 회전할 때에 이를 저지하는 힘은 윤활유의 점성 저항 때문에 발생하는 태핏 측면부에서 점성 마찰 토크이고, 태핏의 반경에 비해 틈새의 간격이 작은 값이고, 간단하게 동심 저어널 베어링으로 가정한다.

캠/태핏 접촉부의 마찰력은 태핏을 회전시키는 힘으로 작용하는데, 태핏이 고정되어 있을 경우에는 간단하게 계산할 수 있지만, 태핏이 회전할 경우는 복잡하게 된다. 태핏이 회전할 때는 캠/태핏 접촉부의 이동속도와 태핏의 회전속도에 의해 태핏에 작용하는 마찰력의 방향이 결정된다.

캠축 방향을 x축, 이에 직각 방향을 y축 그리고 태핏의 회전방향을 z축으로 설정하고, 선 접촉면의 한 점에서 마찰력에 의한 토크는 식(13)과 같이 정의된다.

$$T = \left(\frac{x(v_t - x\omega) - y^2\omega}{\sqrt{(y\omega)^2 + (v_t - x\omega)^2}} \right) |F'| \quad (13)$$

식(13)에서 F' 은 단위 길이당 마찰력이다.

지금까지의 가정에 의해 태핏의 회전에 대해 식(14)와 같은 간단한 운동방정식이 성립된다.

$$T - T_s = I \frac{d\omega}{dt} = I \frac{d\omega}{d\phi} \frac{d\phi}{dt} \quad (14)$$

$$T_s = F_s r_t = 2\pi r_t^3 l_s \eta \frac{\omega}{h_s} \quad (15)$$

식(15)의 T_s 는 태핏 측면의 점성 저항 마찰 토크이다.

수치해석으로 식(13),(14),(15)를 계산하면 캠의 회전각도에 대한 태핏의 회전속도 ω 를 구할 수 있다.

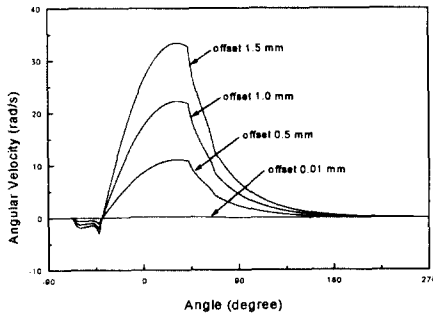


Fig. 5 The effect of offset on the rotation of tappet.

Fig. 5는 캠축 회전속도가 1000rpm이고, h_s 는 $5\mu\text{m}$ 일 때, 오프셋 거리에 따른 태핏의 회전을 계산한 결과이다. 오프셋 거리

가 커질수록 태핏의 회전은 순간적으로 가속되었다가 태핏 측면의 점성 저항에 의해 점차로 줄어드는 것을 볼 수 있다.

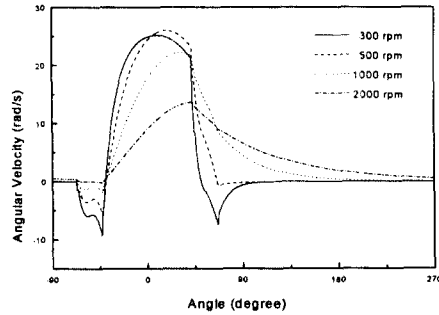


Fig. 6 The effect of rotation of cam shaft on the rotation of tappet.

Fig. 6은 오프셋 거리가 1mm이고, h_s 가 $5\mu\text{m}$ 일 때, 캠축의 회전속도에 따른 태핏 회전의 영향을 계산한 결과로 태핏의 회전은 캠축 회전속도에 따라 그 형상은 변하지만 평균적인 값의 변화는 크지 않다.

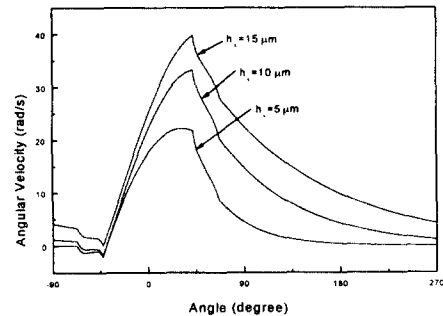


Fig. 7 The effect of clearance, h_s on the rotation of tappet.

Fig. 7은 태핏 측면과 실린더 헤드 사이

의 틈새에 대한 회전속도의 변화이다. 틈새가 작을수록 점성 마찰 저항이 커지는 것을 볼 수 있다. 특히 h_s 가 $5\mu\text{m}$ 일 경우에는 태핏이 캠 기초원과 접촉하는 구간에서는 회전이 거의 없음을 알 수 있다.

3. 결론

태핏의 회전에 대한 해석을 통해 캠/태핏 접촉부의 마찰·마모 특성을 살펴보고 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 태핏의 회전은 오프셋 거리와 태핏과 실린더 헤드사이의 틈새에 비례하는 경향을 보인다.

2. 엔진 회전속도가 변함에 따라서 태핏 회전속도는 회전각도에 따라 다른 형상을 나타내지만, 태핏 회전속도의 평균값의 변화는 크지 않음을 알 수 있다.

기호 설명

$$H = \frac{h}{R}$$

$$U = \frac{\eta u}{E'R}$$

$$W = \frac{w}{E'R}$$

$$G = \alpha E'$$

η : 대기압에서의 윤활유의 점성 계수

$$u = (u_1 + u_2)/2$$

u_1, u_2 : 두 표면의 접점 이동 속도

$$\frac{1}{E'} = \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{2}$$

ν_1, ν_2 : 두 물체의 Poisson's ratio

E_1, E_2 : 두 물체의 탄성 계수

R : 등가 곡률 반경

w : 단위 축 방향 길이 당의 하중

α : 압력 점성 계수

r_t : 태핏의 반경

l_s : 태핏 측면의 길이

h_s : 태핏과 실린더 헤드 사이의 틈새

ϕ : 캠의 회전각도

참고 문헌

1. C. M. Taylor, Engine Tribology, Elsevier Science Publishers, 1993.
2. 한국 자동차 공학회, 자동차 기술 핸드북, 한국 자동차 공학회, 1996.
3. Robert L. Norton, Design of Machinery, McGraw-Hill International Editions, 1992.
4. Hamilton H. Mabie, Fred W. Ocvirk, Mechanisms and Dynamics of Machinery, John Wiley & Sons, INC., 1957.
5. Dowson D., Higginson G. R., Elasto-hydrodynamic Lubrication, Pergamon Press, Ltd. 1966.
6. Peter J. Blau, Friction Science and Technology, Marcel Dekker, INC. 1996.
7. Bernard J. Hamrock, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill International Editions, 1994.
8. Winer W. D., H. S. Cheng, "Film Thickness, Contact Stress, and Surface Temperatures", Wear Control Handbook, pp. 81-142. 1980.
9. J. T. Staron, P. A. Willermet, "An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles", SAE No. 830165.