

## 끝단 지지 로커암형 오버 헤드 밸브트레인의 캠/종동자 마모 특성에 미치는 밸브트레인 레이아웃의 영향

### Effect of Valve Train Layout on Cam/Tappet Wear Characteristics of End Pivot Rocker Arm Type OHC Valve Train

이종원\*, 장재영\*, 김도중\*\*  
Jongwon Lee, Jaeyoung Jang, Dojoong Kim

#### ABSTRACT

Cam/tappet wear is one of the critical concerns in valve train design. Maximum contact stress and minimum oil film thickness between the cam and tappet are usually checked for the estimation of wear characteristics. If the two extreme cases arise simultaneously, there is a strong possibility of cam/tappet wear. In this paper, effects of valve train layout on the wear characteristics were studied. Especially for swinging arm type valve trains, initial geometric layout must be very carefully defined to avoid wear problems. The study was performed for an end pivot type OHC valve train, which had severe wear problems. Analysis results show that some geometric parameter affect very sensitively on the wear characteristics. Experiments were also performed for the original and modified valve trains, which strongly support the analysis results.

주요기술용어 : Wear(마모), Lubrication(윤활), Cam(캠), Tappet(종동자), Valve Train(밸브트레인), Engine(엔진)Nomenclature

#### Nomenclature

O : 캠축의 회전 중심  
A : 캠/종동자 접촉점  
C : 캠 단면 접촉면의 순간중심  
 $\rho$  : 캠 단면 접촉면의 곡률 반경  
 $R_a$  : 캠 중심에서부터 접촉점 A까지의 거리  
 $r_c$  : 캠 기초원 반경  
y : 캠 각도  $\theta$ 에 대한 캠 변위  
a : 접촉 타원의 장반경  
b : 접촉 타원의 단반경

$\mu_0$  : 대기압 벌크(bulk)온도에서의 윤활유 점성  
 $\mu_1$  : 접촉점에서 캠 표면의 속도  
 $\mu_2$  : 접촉점에서 종동자 표면의 속도  
 $E_1, E_2$  : 캠과 종동자 재료의 탄성계수  
 $\nu_1, \nu_2$  : 캠과 종동자 재료의 포와송비  
 $\mu_{x1}$  : 접촉점에서 캠의 곡률반경  
 $\mu_{x2}$  : 접촉점에서 종동자의 곡률반경  
 $\alpha$  : 윤활유 점성의 압력계수  
w : 캠과 종동자 사이에 작용하는 압축력  
k : 상수  
 $\omega$  : 캠축의 회전속도

\* 회원, 현대자동차주

\*\* 회원, 울산대학교 기계자동차공학부

## 1. 서론

캠/종동자 마모는 자동차 엔진 밸브트레인 개발 과정에서 매우 중요하게 다루어지는 문제이다. 캠과 종동자 사이의 윤활 특성이 일반적으로 혼합윤활(mixed lubrication) 상태로 알려져 있으므로 접촉 지점의 응력과 최소 유막 두께는 마모 특성에 중요한 영향을 미친다.

밸브트레인 설계시 일반적으로 고려되는 사항으로는 기하학적 적합성, 스프링 복원력과 관성력 사이의 균형, 최대하중, 캠/종동자 및 밸브/팔렛(pallet) 사이의 접촉응력, 고속에서의 동적 거동, 윤활 및 마모 특성, 등이 있다. 이 중에서 많은 부분은 초기 개발 과정에서 검증되고 수정되지만, 캠/종동자 마모 문제는 양산 시점까지 문제가 지속되는 경우가 흔히 있다. 이는 엔진 설계 초기과정에서 밸브트레인에 대한 상세한 해석 없이 공간 제약조건만을 고려하여 레이아웃(layout)이 결정되는 경우가 많기 때문이다. 그러나 이 경우 캠/종동자 마모가 발생하면 고가 재료의 사용 등으로 대응할 수 밖에 없는데, 이는 궁극적으로 원가 상승으로 이어지게 된다.

그러므로 캠/종동자 마모 및 윤활 특성을 개선시키기 위하여 많은 연구들이 수행되었다.<sup>1-7)</sup> Dyson<sup>1-2)</sup>은 동수력학적(Hydrodynamic) 윤활에 있어서 캠과 종동자의 상대속도 합을 윤활에 중요한 인자로 정의하였으며 종동자의 임계 곡률반경(Critical Radius of Tappet)을 제한하여 이를 회피하는 설계를 권고하고 캠과 종동자 사이의 유막두께를 알아내기 위한 실험식을 제안했다. Muller<sup>3)</sup>는 캠과 종동자 사이에 더 높은 응력값을 갖더라도 유막 경계점의 상대속도를 높게 하여 유막두께를 크게 하는 것이 마모에 유리하다고 보고하였다. Crane<sup>4)</sup>, Starton<sup>5)</sup> 등은 캠과 종동자 사이의 유막 두께와 마찰력을 예측 할 수 있는 수식들을 제안했다. 지금까지의 연구는 대부분 정상 상태의 윤활 및 마찰 특성에 관한 것이었는데, 최근에 Jang<sup>6)</sup>

은 밸브트레인의 동적 거동을 고려하여 캠/종동자 최소 유막 두께의 과도 특성(transient thickness)에 관하여 연구를 수행했다. 또한 신흥주 등은 직접구동형 OHC 밸브트레인에 대하여 캠의 온도 변화를 고려한 윤활 특성에 대한 연구를 수행했다.<sup>7)</sup>

본 연구에서는 캠/종동자 마모 특성에 미치는 레이아웃(layout) 설계 변수들의 영향을 비교 분석하여 설계 초기단계에서 예상되는 문제점들을 검증할 수 있는 방안을 제안하고자 한다. 밸브트레인의 형식은 엔진의 배기량, 목표성능, 최대회전속도, 밸브의 크기 및 최대 양정, 탑재공간, 등을 고려하여 결정된다. 캠과 종동자의 위치관계는 엔진 높이와 헤드 상단 구성 부품들과의 상호 간섭에 따라 제약을 받게 되는데, 이 단계에서 캠/종동자 마모특성에 미치는 밸브트레인 설계 변수들의 영향에 대한 사전 연구가 없으면 개발 중간단계에서 심각한 문제를 유발할 가능성이 있다. 직접구동형 밸브트레인이나 푸시로드형 밸브트레인과 같이 직선 운동 종동자를 사용하는 경우에는 이러한 문제점들이 상대적으로 단순하게 예상되고 제거될 수 있지만, 중앙 고정 로커암 혹은 끝단 고정 로커암 방식과 같이 스윙암을 사용하는 경우에는 엔진 개발 마지막 단계까지 문제가 지속되는 경우가 흔히 있다.

그러므로 본 논문에서는 끝단 지지 로커암 형 밸브트레인의 캠/종동자 마모와 윤활의 관점에서 설계 초기단계에 검토되어야 할 변수들에 대하여 설계 방안을 제안하고 실험 결과를 제시하고자 한다. 많은 경우 직선운동 종동자의 해석 결과만을 바탕으로 캠/종동자 마모 특성을 예측하고 회전운동 종동자를 가지는 밸브트레인을 설계하는 경우가 있다. 그러나 본 연구에서는 회전 종동자를 사용하는 경우, 기구학적인 엄밀한 해석이 밸브트레인 마모 특성에 얼마나 중요한 영향을 미치는 지를 보여주고 기존의 간접적 해석 방법의 문제점을 지적하고자 한다.

## 2. 직선운동 종동자를 가지는 밸브트레인 해석

캠과 종동자 사이의 접촉 관계가 타원형 (elliptical) 접촉으로 정의 될 때, 최소 유막 두께는 다음 식과 같이 표현된다.<sup>5)</sup>

$$t^* = 2.69U^{0.67}G^{0.53}W^{-0.067}(1 - 0.61e^{-0.739/b})R_x \quad (1)$$

여기서,

$$U = \mu_0(u_1 + u_2 - 2u_s) / 2ER_x$$

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

$$R_x = \frac{R_{x1}R_{x2}}{R_{x1} + R_{x2}}, \quad G = \alpha E, \quad W = \frac{w}{ER_x^2}$$

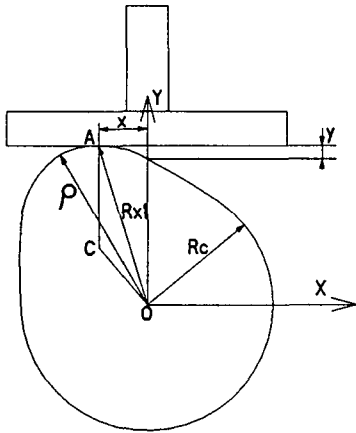


Fig. 1 Contact geometry of flat faced tappet

문제를 단순화시키기 위하여 직선운동을 하는 평면 종동자의 경우를 생각하면 기하학적 관계는 Fig. 1과 같이 표현된다.  $u_1$  을 캠쪽에 고정된 접촉점의 X축방향 순간속도,  $u_2$ 를 종동자쪽에 고정된 접촉점의 X축방향 순간속도,  $u_s$ 를 접촉점 (oil gap)의 X축 방향 순간속도라 하면 다음 식(2)와 같은 간단한 관계가 성립한다.

$$\begin{aligned} u_1 &= (r_c + y)\omega & u_2 &= 0 \\ u_s &= (r_c + y - \rho)\omega \end{aligned} \quad (2)$$

접촉점에 대한 캠 및 종동자 접촉면의 상대속도는 각각  $u_1 - u_s$ ,  $u_2 - u_s$  로 표현되며 유막 두께에 영향을 미치는 유효속도 (effective velocity, entrance velocity)는 다음 식 (3)으로 나타낼 수 있다. 이 유효속도가 0이 되면 이론적으로 유막두께가 0이 되어 유막이 깨지는 현상이 발생한다.

$$\begin{aligned} u_E &= u_1 + u_2 - 2u_s \\ &= (2\gamma - 1)(r_c + y)\omega \end{aligned} \quad (3)$$

여기서,  $\gamma = \frac{\rho}{r_c + y}$

식 (3)에 정의된 변수 (gamma ratio)가 0.5 가 되면 유효속도가 0 이 된다. 이 값은 캠과 종동자 사이의 최소 유막두께를 결정하는 기하학적 변수가 된다. 또 곡률반경  $\rho$ 가 캠 변위곡선에 의해서 결정되기 때문에  $\gamma$  비는 전적으로 캠 기초원 반경과 캠 변위를 포함하는 기하학적 관계에 의해서만 값이 결정된다.

자동차 엔진 밸브트레인의 경우 접촉면 타원의 형상은 장반경과 단반경의 비(a/b)가 통상적으로 9~40 의 영역인 매우 좁고 긴 타원 형상을 가진다. 그러므로 최대 0.1% 정도의 오차만 감수한다면 식(1)의 지수항은 무시될 수 있고, 다음과 같이 단순화된다.

$$t^* = 2.69U^{0.67}G^{0.53}W^{-0.067}R_x \quad (4)$$

미끄럼 접촉을 하는 밸브트레인의 경우, 일반적으로 캠 양정면(nose)의 곡률 반경보다 대응하는 종동자의 곡률 반경이 훨씬 크다. 나머지 변수들을 고정시키고 종동자의 곡률 반경을 캠 양정면(nose) 곡률 반경에서

부터 무한대(평면) 까지 변화시키며 최소 유막두께를 관찰하면 Fig. 2와 같다. 종동자 반경이 커짐에 따라서 최소 유막두께는 작아지며, 종동자가 평면에 근접함에 따라 일정한 값에 수렴함을 알 수 있다.

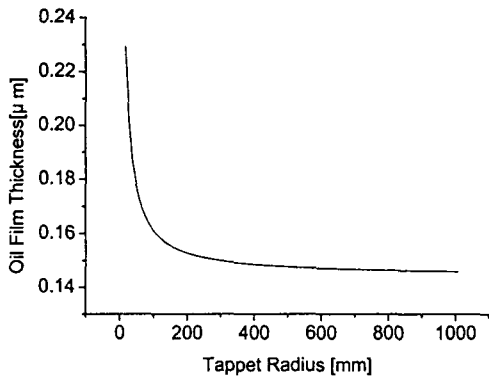


Fig. 2 Minimum oil film thickness with tappet radius

유막두께 변화에 미치는 기하학적 조건들의 정성적 영향을 관찰하기 위하여, 문제를 단순화시켜서 평면 종동자의 경우를 생각하기로 한다. 즉, 캠 양정면(nose)의 곡률 반경을, 종동자의 곡률반경을 라 하면 식 (4)는 다음과 같이 근사적으로 표현된다. 이 때 하중조건, 캠 및 종동자의 재료, 윤활유 상태 등은 일정한 것으로 가정한다.

$$i^* \cong k \{ \mu_0 (u_1 + u_2) \}^{0.67} R_x^{0.464} \\ \cong k (r_c + \gamma)^{1.134} (\mu_0 \omega)^{0.67} (2\gamma - 1)^{0.67} \gamma^{0.464} \quad (5)$$

식 (5)에서 앞 부분에 있는 2개 항은 0이 될 수 없으므로 값의 변화에 따른 최소 유막 두께의 변화를 관찰하면 Fig. 3과 같다.

Fig. 3.에서 보듯이  $\gamma = 0, 0.5$  일 때, 유막이 끊어짐을 알 수 있다.  $\gamma = 0$ 일 때는 캠 단면의 곡률 반경이 0 일 때를 의미하므로 캠 단면에 커슌(cusp)이 발생하지 않는 한 실제로는 발생할 수 없는 경우이다. 그러나  $\gamma = 0.5$  의 경우는 정상적으로 설계된 밸브트레인에서도 유막이

깨질 수 있음을 의미한다. 또 이 값은 참고문헌<sup>8)</sup>에서 구름속도(rolling velocity)가 0이 되는 것과 같은 물리적인 의미를 지니게 되는데, 구름속도가 0이 되는 지점과  $\gamma$ 비가 0.5를 지나 는 지점은 정확하게 일치하게 된다.

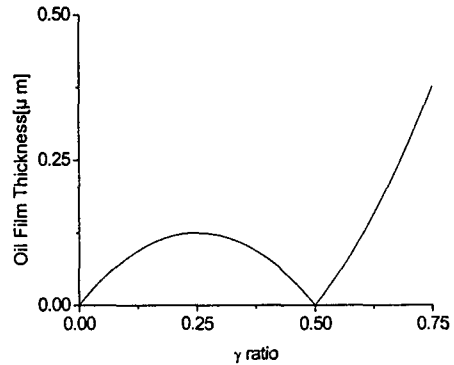


Fig. 3 Minimum oil film thickness with ratio

그러므로 밸브트레인 설계시 가능하면  $\gamma$  비가 0.5가 되는 구간이 없도록 해야 하며, 불가피하게  $\gamma$ 비가 0.5를 지나야 할 경우에는 이를 0.5부근에서 속히 0.3 영역이나 0.6 보다 큰 영역으로 움직일 수 있도록 설계변수들을 조정하는 것이 중요하다. 또한 캠/종동자  $\gamma$ 마모는 비뿐만 아니라 접촉응력과도 밀접한 관련이 있으므로 이들 유막이 끊어지는 지점과 최고 접촉응력이 발생하는 지점이 동시에 일어나지 않도록 하는 것이 무엇보다 중요하다.

Fig. 4는 직접 구동형(Direct Acting type) 밸브트레인의 캠/종동자 응력과  $\gamma$ 비를 나타낸 것이다.  $\gamma$ 비가 0.5가 되는 캠 각도  $\pm 30^\circ$  지점의 접촉응력은 최대접촉응력의 70% 미만으로서 두 개의 극단적인 경우(최대 응력이 작용하는 지점,  $\gamma$ 비가 0.5가 되는 지점)가 각각 다른 지점에서 발생한다는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 직접구동형 밸브트레인에서는 보편적인 것이므로 종동자의 임계 곡률반경과 최대응력만 가지고 밸브트레인의 마모특성 예측이 가능하다.

그러나 다음절에서 제시하는 끝단 지지형

회전운동자 방식의 경우에는 종동자의 곡률 반경뿐만 아니라 캠의 기초원 반경, 기구학적 배치, 등이 복합적으로 유막두께에 영향을 미치게 된다. 그러므로 회전운동 종동자를 사용하는 경우에 직선운동 종동자의 설계 기준을 적용하면 심각한 문제를 유발할 가능성이 있다.

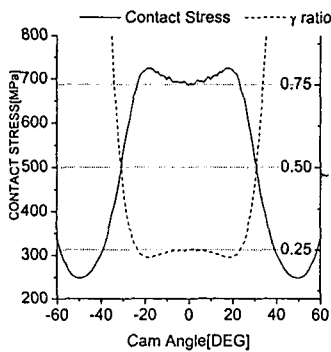


Fig. 4  $\gamma$  Ratio and contact stress in direct acting type

### 3. 끝단 지지형 회전운동 종동자를 사용하는 밸브트레인의 해석

회전 종동자를 사용하는 밸브트레인의 캠/종동자 마모 특성도 기본 원리에 있어서는 직선운동 종동자의 경우와 동일하다. 그러나 밸브트레인 부품들의 기구학적 구성과 배치가 다르기 때문에 접촉지점의 상대적인 미끄럼 속도 등에서 차이가 날 수 있으며, 이는 궁극적으로 마모 특성에 큰 차이를 가져올 수 있다. 끝단 지지형 OHC 밸브트레인의 기구학적 거동은 일반적으로 2차원 평면운동으로 표현된다. 밸브트레인의 기하학적 형상을 표현하기 위하여 아래 Fig.5와 같이 평면 좌표계를 설정한다. 좌표계의 원점은 캠축의 중심과 일치하며, 밸브의 운동방향을 좌표계의 y축으로 한다. 캠 기초원(base circle)에서의 밸브트레인 초기 상태를 나타내는 지점들을 정의하면, 그림에서 O 점은 캠축의 중심으로서 2차원 평면 좌표계의 원

점이며, C 점은 Rocker Arm의 회전중심이 고, P 점과 V 점은 Rocker Arm Pallet 중심과 밸브 중심축 상단의 초기좌표를 의미한다. A 점은 Rocker Arm 이 캠과 접촉하는 부분의 곡률 중심 초기위치이다.

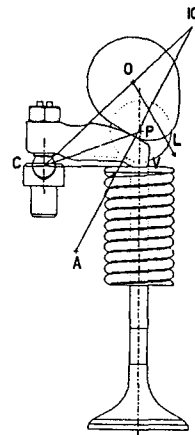


Fig. 5 Schematic geometry of end pivot rocker arm type valve train

Fig. 5에서 L 축은 캠에 고정되어 캠축과 함께 회전하는 축으로서 캠 노즈를 향한다. 그림에 나타난 각 지점들과 각도들의 정의는 다음과 같다.

- CP : 캠과 종동자가 접촉하는 지점
- IC : 캠과 종동자 운동의 순간중심
- $\overline{O \cdot L}$  : 캠 노즈 부분을 향하는 선분 (캠축과 함께 회전)
- $\frac{\overline{O \cdot B}}{\overline{O \cdot A}}$  : 밸브가 최대변위 지점에 있을 때의
- $\phi$  : L축과 선분  $\overline{O \cdot B}$ 가 이루는 각
- $\theta$  :  $\angle A \cdot C \cdot O$
- $(\pi - \gamma)$  :  $\angle CP \cdot IC \cdot C$

회전운동을 하는 로커암과 캠이 접촉하여 운동할 때, 캠과 로커암의 기하학적 관계는 캠쪽에 고정된 접촉점과 로커암쪽에 고정된 접촉점의 순간속도의 법선성분이 동일하다는 조건으로부터 구해진다. 만약 순간속도의

법선성분이 동일하지 않으면 캠과 종동자가 분리되거나 합입되는 현상이 발생한다. 이 조건으로부터 Fig. 5에 나타난 순간중심의 위치를 나타내는 식 (6)을 유도할 수 있다.

$$\overline{C \cdot IC} = \frac{\overline{O \cdot IC}}{1 + \frac{d\theta}{dt}} \quad (6)$$

순간중심 IC의 위치를 나타내는 가 계산되면 에 대하여 cosine법칙을 적용하여 의 길이를 계산할 수 있다. 의 세변 길이가 알려졌으므로 또다시 cosine법칙을 적용하여 각도  $\pi - \gamma$  를 계산할 수 있다.

캠과 종동자 사이의 미끄럼 속도는 접촉하고있는 두 점 순간속도의 접선 성분들의 차이로 구해질 수 있는데 식(7)과 같다.

Slip Velocity =

$$\begin{aligned} & [\overline{IC \cdot CP} - \overline{O \cdot IC} \cos(\pi - \gamma)] \frac{d\phi}{dt} \\ & - [\overline{C \cdot IC} \cos(\pi - \gamma) - \overline{IC \cdot CP}] \frac{d\theta}{dt} \end{aligned} \quad (7)$$

직선운동 종동자를 사용하는 경우에는 유막두께가 이론상 0이되는 지점이 접촉응력이 최대인 지점과 다른 곳에서 발생하는 경우가 일반적이지만, 회전운동 종동자의 경우에는 두 개의 극단적인 경우가 한 지점에서 발생할 가능성이 충분히 있다. 다음 Fig. 6은 대표적인 엔드 피봇(End Pivot)형 밸브기구에서 캠 회전각도에 따른 접촉응력, 유막두께,  $\gamma$ 비를 나타내는 것이다.

Fig. 6을 관찰하면 회전운동 종동자를 사용하는 경우에도, 직선운동 종동자의 경우와 마찬가지로  $\gamma$ 비가 0.5를 지나는 두 지점에서 유막두께가 0에 가까워지는 것을 알 수 있다. 그런데 직선운동 종동자의 경우와는 달리 유막이 끊어지는 지점(-15)이 응력이 높은 구간과 중첩되는 현상을 발견할 수 있

다. 이와 같이 두개의 극단적인 경우가 동시에 발생하면 접촉 지점에서 과도한 마모가 발생할 가능성이 높다. 통상적인 설계기준으로 볼 때, 응력이 최대인 구간에서는  $\gamma$ 비가 0.1~0.3 사이의 값을 유지하도록 하는 것이 내구성 향상에 도움이 된다.

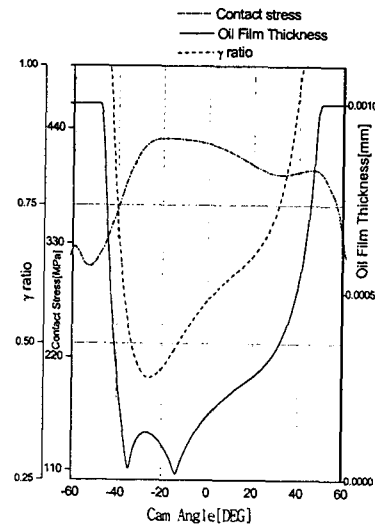


Fig. 6 Contact stress, oil film thickness,  $\gamma$  ratio in end pivot valve train

Fig. 7과 Fig. 8은 종동자의 곡률 반경과 캠의 기초원 반경을 변화시킬 때  $\gamma$ 비의 변화를 나타낸 것이고 Fig. 9는  $\overline{A \cdot C}$ 의 길이를 변화시킬 때의 변화이다. 이들 변수 뿐만 아니라 Fig. 5에 나타난 A, C, V 지점들의 상대적인 위치에도  $\gamma$ 비는 민감하게 변한다는 사실을 확인할 수 있다. 그러므로 이러한 변수들에 대한 연구를 설계초기단계에서 수행한다면 개발 단계에서의 시행착오를 줄일 수 있다. 즉, 밸브트레인 레이아웃의 미세한 변화를 통해서  $\gamma$ 비가 0.5인 지점을 응력이 높은 구간을 피해서 위치시킬 수 있음을 의미한다. Fig. 8을 관찰하면  $\gamma$ 비가 0.5를 지나는 구간이 움직이고 있음에도 불구하고 응력이 높은 구간은 캠 기초원 반경 21 mm인 경우를 제외하면 큰 변화가 없음을 확인할 수 있다.

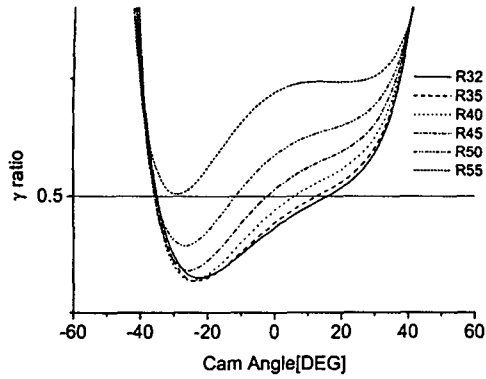


Fig. 7 ratio with variable follower radius (Rx2)

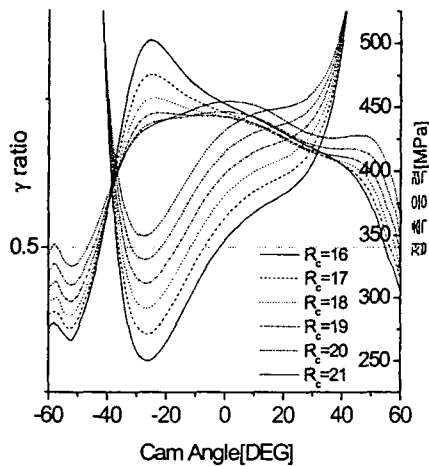


Fig. 8  $\gamma$  ratio and contact stress with cam base radius

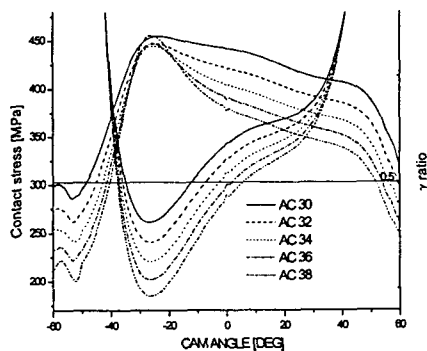


Fig. 9 ratio and contact stress with A·C

#### 4. 대상 엔진의 해석 및 실험 결과

개발과정에서 종동자에 심각한 마모가 발생한 엔진을 대상으로 연구를 수행했다. Fig. 9는  $\gamma$ 비와 접촉응력의 관계를 해석한 결과이다.  $\gamma$ 비가 0.5가 되는 지점은 캠 각도  $-35^\circ$  와  $-5^\circ$  부근 지점에서 발생하는데,  $-35^\circ$  지점은 접촉응력이 낮은 영역에 존재하지만  $-5^\circ$  지점은 접촉응력이 높은 구간에 포함되어있다. 본 엔진은 초기 설계단계에 유막 절단과 접촉응력의 상호 관계에 대한 기구학적 상세 해석을 수행하지 않았기 때문에 이러한 문제점이 수정되지 못한채 내구실험을 수행하게 되었다.

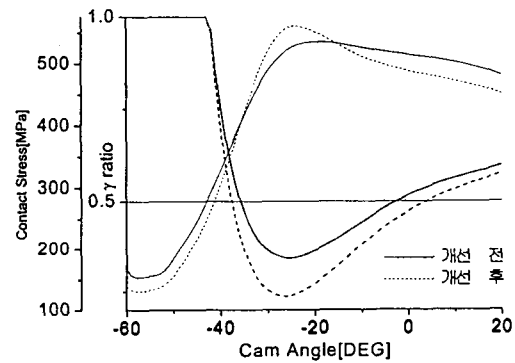


Fig. 10 Improvement of ratio and contact stress

이를 해결하기 위해서는 밸브트레인 레이아웃을 변경시켜 유막이 끊어지는 지점의 위치를 이동시켜야 한다. 그러나 엔진 내구 시험이 진행되는 단계에서 레이아웃의 대규모 변경은 개발 일정의 연기와 개발비의 추가적 부담이 없으면 사실상 불가능하다. 본 연구에서는 개발일정에 미치는 영향을 최소화 시키는 방향으로 종동자의 곡률 반경과 곡률 중심의 위치를 부분적으로 변경시켜 문제를 해결하고자 했다. 레이아웃의 변화에도 불구하고 밸브의 운동은 동일하게 유지해야 하기 때문에 캠 단면의 형상도 수정했다.

Fig. 10은 밸브트레인 레이아웃의 개선전과 개선후의  $\gamma$ 비와 접촉응력을 비교한 것이다. 약간의 기구학적 변화를 통해서 유막이 끊어지는 지점, 즉  $\gamma$ 비가 0.5가 되는 지점의 위치가  $-5^\circ$  에서  $+8^\circ$  지점으로 이동되었다. 전 구간을 비교해 볼 때 비록 개선후의 경우가 최대 접촉응력이 더 높게 나타나지만 유막이 끊어지는 지점( $+8^\circ$ )은 접촉응력이 더 낮은 영역에 포함되어 있음을 확인할 수 있다. 단순히 미세한 기구학적 변화만을 통해서 유막이 끊어지는 임계점을 접촉응력이 높은 영역에서 벗어나게 할 수 있었다. 그리고 이 과정에서 기구학적 변수들이 임계점의 위치에 미치는 민감도 분석을 수행했다. 캠 기초원 반경, 종동자 반경, 종동자 곡률중심과 고정 중심점(Pivot Center)의 거리, 등에 대한 임계점 위치 이동 기여도를 분석하여 정리하면 Table 1과 같다.

Table 1 Effectiveness of design variables for end pivot type valve train

변수	설계 방향	기여도
$R_c$	大	大
$R_{\omega 2}$	小	大
$\overline{A \cdot C}$	小	小
$\overline{V \cdot C}$	大	中

엔진 동력계에서 개선 전 모델은 300 시간, 개선 후 모델은 600시간씩 내구시험을 수행했다. 내구시험은 캠 과 종동자의 마모량을 측정하기 위한 목적으로 동일엔진에서도 기통별로 마모량의 차이가 있었다. 하지만 시간이 진행되면 마모가 시작된 부분의 표면 조도 변화로 인해 마모는 급속히 진행되고 밸브의 열림량과 타이밍을 변화시켜 엔진의 성능저하로 이어지며 종동자의 이탈도 발생했다. Fig. 11은 내구시험이 끝난 후 종동자의 마모상태를 촬영한 것이다. 개선

전 모델의 실험에서는 육안으로도 판별할 수 있는 심각한 마모가 확인되지만 개선 후 모델에서는 뚜렷한 마모 현상이 발견되지 않는다. Fig. 12는 개선 전 모델의 300시간 내구시험 후 종동자의 마모 깊이를 측정하는 것인데, 개선 후 모델에서는 측정오차를 넘어서는 마모가 측정되지 않았다.



Fig. 11 Photograph of Follower Wear Improvement

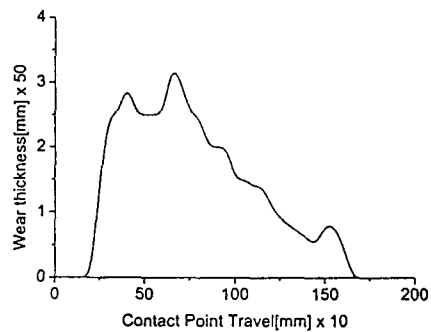


Fig. 12 Wear amount of old version after 300 Hr durability test



개선 전 모델의 마모 진행과정을 관찰해 보면 종동자의 마모가 시작되는 지점은 캠/종동자 접촉 궤적상 임계지점( $\gamma$ 비가 0.5인 지점과 높은 접촉응력이 동시에 발생하는 지점 즉, 캠 각도  $-5^\circ$ )과 정확하게 일치하는 것을 확인할 수 있었다. 본 연구를 통하여 비록 최고 접촉응력이나 유막이 끊어지는 임계점의 존재 자체에서는 개선이 이루어지지 않았다 하더라도 임계점의 위치를 응력이 상대적으로 낮은 구간으로 이동시킬 때 캠/종동자 마모특성은 현저히 개선될 수 있음을 확인했다. 그리고 이러한 임계점의 위치는 스윙암을 사용하는 경우 밸브트레인의 레이아웃과 밀접한 관계가 있는데, 이는 엔진 개발과정의 초기단계에서 반드시 검토되어야 할 사항이다.

## 5. 결론

밸브트레인 레이아웃 변화에 따른 캠/종동자 마모 특성에 관한 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 캠과 종동자 사이에 최대 접촉 응력이 작용하는 지점과 이론적으로 유막이 끊어지는 지점이 일치할 경우 이 지점은 통상적인 설계 기준을 만족하더라도 과도한 마모가 발생할 가능성이 높다.
- 2) 직선운동 종동자를 사용할 때 보다는 회전운동 종동자를 사용할 때 두 개의 극단적인 경우(최대 응력지점, 유막이 끊어지는 지점)가 동일 지점에서 발생할 위험이 높다.
- 3) 회전운동 종동자를 사용하는 경우  $\gamma$ 비가 0.5가 되는 지점, 즉 이론적으로 유막이 끊어지는 지점은 밸브트레인 레이아웃에 민감하게 관계되기 때문에 설계 초기단계에서 엄밀한 해석을 통해 접촉응력이 높은 지점을 피하도록 해야 한다.

- 4) 기구학적 해석을 통해 밸브트레인 마모에 영향을 미치는 변수를 분석, 이를 설계단계에서 예방할 수 있는 방안을 마련했다.

## 참고 문헌

- 1) A. Dyson, "Elasto-hydrodynamic Lubrication and Wear of Cams Bearing Against Cylindrical Tappets", SAE 770018, 1977.
- 2) A. Dyson, "Kinematics and Wear Patterns of Cam and Finger Follower Automotive Valve Gear", Tribology International, 1980.
- 3) R.Muller, "The Effect of Lubrication on Cam and Tappet Performance", Motor Tech.Z. pp.27-28, 1966.
- 4) M.E.Crane and R.C.Meyer, "A Process to Predict Friction in an Automotive Valve Train", SAE 901728, 1990.
- 5) J.T. Staron and P.A. Willermet, "An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles", SAE 830165, 1983.
- 6) S. Jang, "Analysis of Transient Minimum Film Thickness in Cam and Flat Follower", FISITA, F2000A168, 2000.
- 7) 신흥주, 조명래, 한동철, "직동식 밸브트레인 시스템의 캠/종동자 접촉부의 혼합 윤활 해석", 한국자동차공학회 춘계 학술대회 논문집, pp.200-207, 2000.
- 8) A. Schilling, "Automobile Engine Lubrication", Scientific Publications, 1972.