

자동차 엔진 밸브트레인의 타음감소를 위한 캠 형상 설계

안 기 용¹⁾ · 김 도 중²⁾

울산대학교 자동차선박기술대학원¹⁾ · 울산대학교 기계자동차공학부²⁾

Cam Profile Design for Impulsive Noise Reduction of Automotive Engine Valve Train

Kiyong An¹⁾ · Dojoong Kim^{*2)}

¹⁾Institute of e-Vehicle Technology, Ulsan University, Ulsan 680-749, Korea

²⁾Department of Mechanical and Automotive Engineering, Ulsan University, Ulsan 680-749, Korea

(Received 16 December 2005 / Accepted 4 March 2006)

Abstract : Valve train is one of the important noise sources in idling engines. Valve train noise comes mostly from two different impacts. One is the impact between cam and tappet at the beginning of the valve open period, which is an important source of impulsive noise of valve trains. The other is the impact between valve and valve seat at the closing of the valve open period. In case of mechanical lash adjusters, it is very difficult to control the initial impact. In this paper, we designed various types of cam profiles, especially in the opening ramp design, and investigated the effect of cam profiles on the magnitude of the initial impact. The effects that some cam design parameters have on the impulsive noise are also observed.

Key words : Valve train noise(밸브트레인 소음), Cam profile design(캠 형상 설계), Ramp period(진입구간), MLA(기계식 간극 조정장치), HLA(유압식 간극 조정장치), Impulsive noise(충격소음)

1. 서론

자동차 엔진 밸브트레인에서 발생하는 소음은 크게 두 가지 원인에 기인한다. 하나는 밸브가 열리기 시작하는 시점에서 캠과 태핏이 충돌하는 것이고, 다른 하나는 밸브가 닫히는 시점에서 밸브와 실린더 헤드가 충돌하는 것이다. 밸브트레인의 비정상적인 동적 거동이 발생하지 않는 한 충돌속도는 캠 형상의 램프구간 속도에 의해 제한된다. 그러나 엔진의 운전속도가 증가하고 밸브트레인 내부에 격심한 진동이 발생할 경우, 충돌속도는 램프속도와 캠 축 회전속도에 의해서 정해지는 기구학적 속도의 범위를 벗어나 격심한 충돌이 발생한다.

유압식 밸브 간극 조정장치(HLA)를 사용하는 경우에는 밸브간극이 존재하지 않기 때문에 엄밀한 의미에서 캠과 태핏 사이의 충돌은 없다. 그러나 기계식 밸브간극 조정장치(MLA)를 사용하는 경우에는 밸브가 열리는 시점에서 캠/태핏 충돌을 피할 수 없으며, 이로부터 발생하는 타음은 밸브트레인 소음의 중요한 원인이 된다.¹⁾

캠/태핏 충돌로 인한 타음은 엔진 다른 부분의 소음 발생이 상대적으로 낮은 공회전 상태의 음질에 중요한 영향을 미친다.

MLA형 밸브트레인의 NVH 개선을 위한 연구로 Hwang¹⁾ 등은 실험적 연구를 통하여 직동식(Direct Acting Type) 밸브트레인계의 열림/닫힘 램프(Open/Close Ramp) 구간에서의 타음이 주요 소음원

*Corresponding author, E-mail: djkim@ulsan.ac.kr

임을 확인하였다. 또한 16가지의 캠 형상 변경사양에 대한 실험적 연구를 수행하여 충격소음에 직접적인 영향을 주는 인자가 램프속도임을 규명하고 이를 개선함으로써 1~5kHz 주파수 대역에서 최대 2~3dB의 소음감소효과를 보였다. Kamiyama²⁾ 등은 실험적 연구를 통하여 2000rpm 이하 저속에서의 소음이 주로 열림 램프구간에서 발생하며, 램프 속도를 감소시키고 알루미늄 합금과 같이 높은 음향감쇠특성을 가지는 태핏을 사용함으로써 개선할 수 있음을 보였다. 또한 6000rpm 정도의 고속운전시 발생하는 소음은 주로 밸브와 실린더 헤드의 충돌로부터 발생하며 이는 캠 형상의 저크를 감소시킴으로써 개선할 수 있음을 보였다. 이외에도 Ezaki³⁾ 등은 알루미늄 태핏을 사용함으로써 1~10kHz 주파수 대역의 소음을 감소시킬 수 있음을 실험적으로 보였다. Norton⁴⁾ 등은 밸브가속도의 램프 구간형상이 밸브트레인의 동특성에 미치는 영향을 연구하였다. 밸브가속도 형상을 푸리에 급수 전개할 때 발생하는 고주파 성분을 제어하여 밸브트레인의 진동을 줄일 수 있음을 보였다.

본 연구에서는 Hwang¹⁾ 등의 실험적 연구결과를 이론적으로 확인하였으며, 아울러 MLA를 사용하는 밸브트레인의 주요 소음원인 램프구간에서 발생하는 충격소음을 최소화할 수 있는 캠 형상에 관하여 연구하였다. 특히 램프구간을 정 변위, 정 속도, 정 가속도 램프 등 3 종류로 설계하여 밸브트레인 충격소음에 미치는 영향을 관찰하였다. 또한 캠 형상 램프구간의 각종 설계 변수들이 밸브트레인 소음에 어떤 영향을 미치는지도 시뮬레이션을 통하여 평가하였다.

2. 직동 식 MLA형 밸브트레인과 램프구간

Fig. 1은 기계식 태핏과 유압식 태핏을 사용하는 직동식 밸브트레인의 계략도이다. 유압식은 밸브간극이 자동적으로 조절되기 때문에 기본적으로 캠과 태핏 사이의 간극이 없다. 그러므로 밸브가 열리는 시점의 캠/태핏 충돌 문제는 기계식 밸브트레인만큼 심각하지 않다. 그러나 캠 기초원 구간에서도 캠과 태핏 사이에 오일 압력에 의한 힘이 작용하기 때문에 마찰손실의 측면에서는 불리하다. 기계식 태

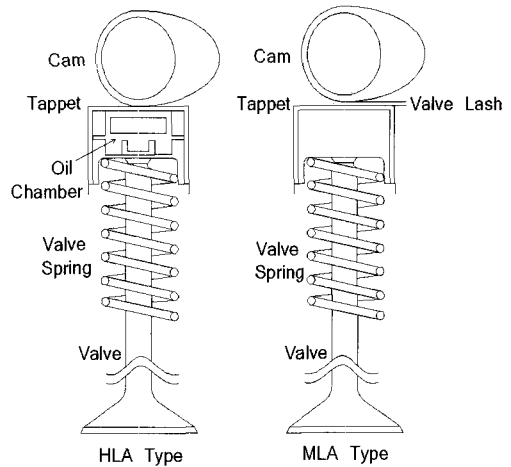


Fig. 1 Direct-acting type valve trains

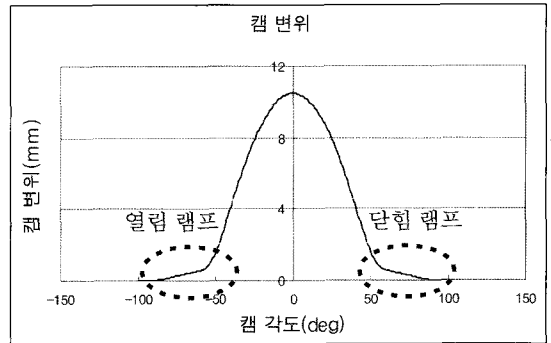


Fig. 2 Opening and closing ramps in valve displacement

핏은 구조가 간단하고 질량이 가볍기 때문에 상대적으로 약한 밸브스프링의 사용이 가능하며 결과적으로 연비 측면에서 유리하다. 그러나 열림 램프 구간에서의 간극으로 인한 캠/태핏 충돌이 불가피하며, 이는 낮은 운전속도에서 밸브트레인의 소음에 나쁜 영향을 미친다.

램프구간은 Fig. 2와 같이 캠 형상의 일부분으로써 밸브가 열리고 닫힐 때 과도한 충격을 줄이기 위해서 설정된다. 일반적으로 램프에는 정 변위 램프, 정 속도 램프, 정 가속도 램프 등이 있는데, 자동차 엔진 밸브트레인에서는 주로 램프구간의 속도가 일정한 정 속도 램프가 사용된다. 이는 밸브트레인의 변형, 열팽창 등으로 인한 간극변화에도 불구하고 밸브가 열리고 닫히는 속도를 제한하기 위함이다. 본 연구에서는 세가지 종류의 램프를 모두 설계하여 동일한 밸브트레인에 적용한후, 캠/태핏 충격 소

음에 어떤 영향을 미치는지를 관찰하였다.

Fig. 3은 정 변위, 정 속도, 정 가속도 램프의 변위, 속도, 가속도 형상을 나타낸 것이다. 램프구간은 기본적으로 정(변위, 속도, 가속도) 구간과 캠 기초원에서 이들을 연결하는 접속구간으로 구성된다. 각각의 램프구간에서 정(변위, 속도, 가속도)의 크기 등은 설계변수(Y_{ramp} , V_{ramp} , A_{ramp} , D_{ramp})로서 조정될 수 있다.

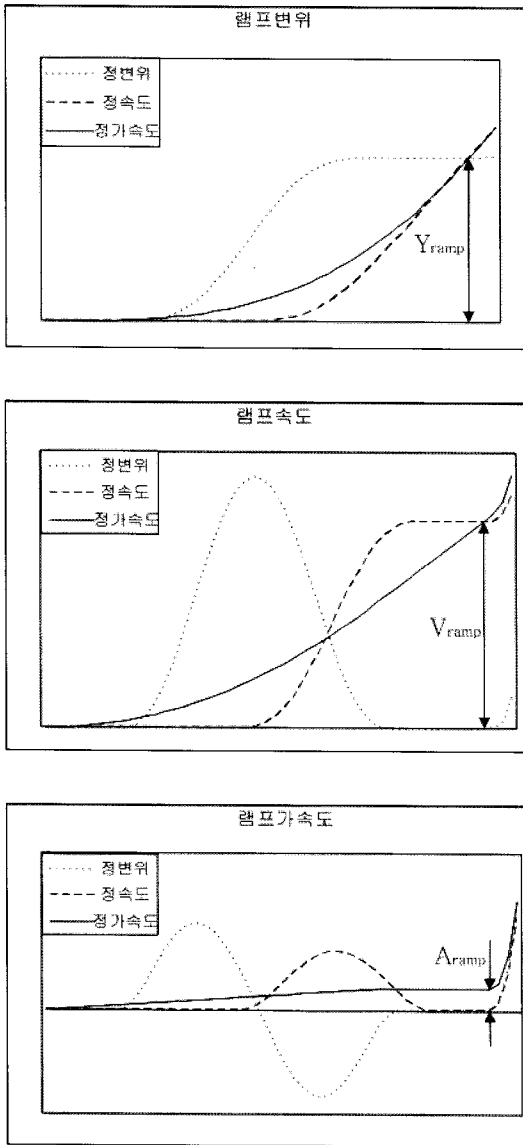


Fig. 3 Displacement, velocity and acceleration curves of the three ramps

3. 램프 형태가 밸브 가속도에 미치는 영향

Hwang,¹⁾ Kamiyama²⁾ 등의 실험결과에 의하면 밸브트레인의 타음이 램프구간의 충격적 밸브 가속도와 밀접한 관계가 있음이 밝혀졌다. 그러므로 본 연구에서는 밸브트레인의 충격소음을 동특성 시뮬레이션을 통하여 얻어지는 밸브의 충격가속도 값의 크기로 평가하였다. 동특성 시뮬레이션은 참고문헌⁵⁾에 설명된 동특성 해석모델을 이용하였다. Fig. 5는 밸브 가속도의 시뮬레이션 결과를 나타낸 것으로서, Hwang¹⁾등의 실제 실험에서 나타난 밸브가속도 형상인 Fig. 4와 매우 유사한 형태를 보여주고 있다. 본 연구의 관심이 MLA 형 밸브트레인 램프구간의 타음에 있으므로 이는 엔진의 운전속도 400 cam rpm을 유지하며 시뮬레이션 한 것이다. 엔진의 운전속도가 낮기 때문에 스프링 서어징(surging)과 같은 격심한 내부 진동은 유발되지 않았다.

Fig. 5에서 열림 램프구간과 닫힘 램프구간에 나타난 큰 가속도는 각각 캠/태핏의 충돌, 밸브/밸브시트의 충돌이 원인인데, 이 충격적 가속도가 공회전 상태의 밸브트레인 소음에 직접적인 영향을 미치는 요인이다. 이러한 충격가속도가 램프의 종류에 따라 어떻게 변하는지를 관찰하기 위하여 램프종류를 변화시키면서 시뮬레이션을 수행하였다. 한편, 실

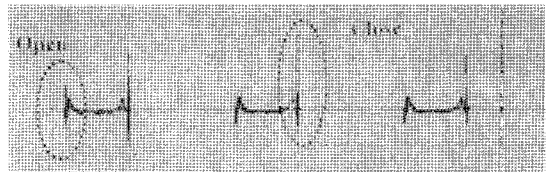


Fig. 4 Test Result of valve acceleration (idle speed)

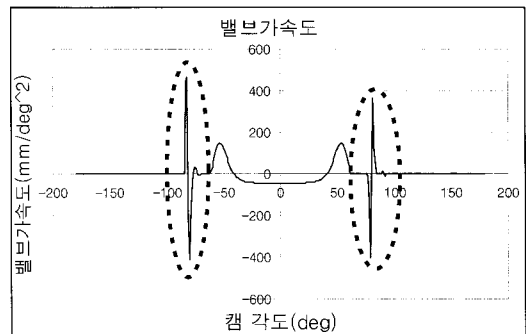


Fig. 5 Simulation result of valve acceleration (400 rpm)

제 엔진의 운전 중에는 벨브트레인 소재의 열팽창과 극심한 동적환경 때문에 벨브간극이 초기 설정값과 다르게 운전되는 경우가 있다. 이때 벨브의 충격가속도 값도 변하게 되는데, 간극변화에 따른 충격가속도 값의 안정성 역시 소음감소 관점에서 중요한 고려사항이다. 따라서 세 종류의 램프형상에 대해 벨브간극 변화에 따른 충격가속도의 안정성 평가를 우선적으로 수행하였으며 이 과정에서 Y_{ramp} , V_{ramp} , A_{ramp} 값과 시스템강성 그리고 감쇠와 질량은 동일하게 유지하였다.

다음 결과들은 정 변위, 정 속도, 정 가속도 세 종류의 램프에 대해서 램프높이는 0.5mm로 설정하고 벨브간극은 0.05mm에서 0.8mm로 변화시키면서 충격가속도의 변화경향을 시뮬레이션 한 것이다. 캠축의 회전속도는 400rpm에서 2000rpm으로 변화시켰다.

3.1 정 변위램프의 충격가속도 변화경향

Fig. 6은 정 변위램프에서 벨브간극 변화에 따른 충격가속도 값의 변화를 나타낸 것이다. 열림 구간과 닫힘 구간 모두 벨브간극 0.5mm 근처에서 최소

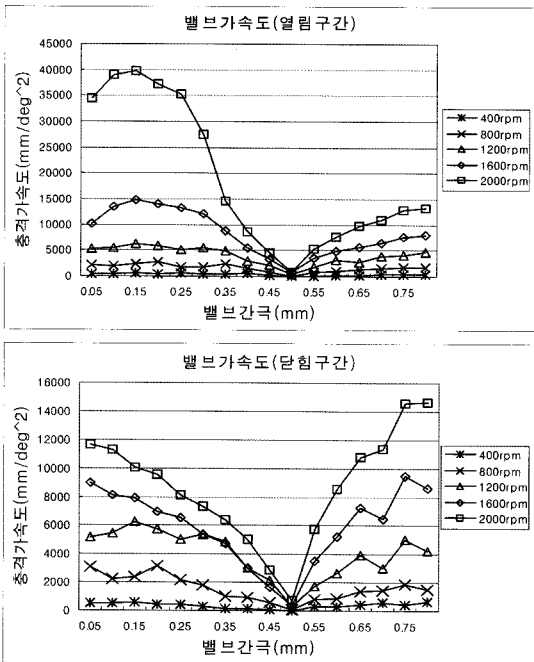


Fig. 6 Effect of clearance changes on the impulsive acceleration (Constant Displacement Ramp)

의 충격가속도를 갖는데, 이는 램프높이 0.5mm에서 정 변위램프의 속도와 가속도가 모두 '0'이기 때문이다. 또한 벨브간극이 0.5 mm 를 벗어나는 순간 충격가속도 값은 급격히 커진다. 결국 정 변위램프에서는 벨브간극을 최소의 충격가속도 값을 가지는 0.5mm 정도로 설정하더라도 실제 운전 중 벨브간극이 조금만 변하게 되면 매우 높은 충격가속도가 발생할 수 있음을 의미한다. 그러므로 정 변위 램프는 안정성의 측면에서 많은 문제를 내포하고 있는 램프 형상이라 할 수 있다.

3.2 정 속도 램프의 충격가속도 변화경향

Fig. 7은 정 속도 램프에서 벨브간극 변화에 따른 충격가속도 값의 변화를 나타낸 것이다. 정 속도 램프의 경우 벨브간극의 최소 값인 0.05mm는 정 속도 구간이 시작되는 지점의 높이인 0.055mm와 가까우므로 충격가속도는 처음부터 정 속도 램프 구간의 영향을 받는다. 그러나 램프높이인 0.5mm 이상에서는 캠의 속도가 정 속도 구간을 벗어나서 급격히 증가하므로 충격가속도 역시 급격한 증가를 보인다. 즉, 정 속도 램프에서는 실제 운전 중 벨브간극이 변

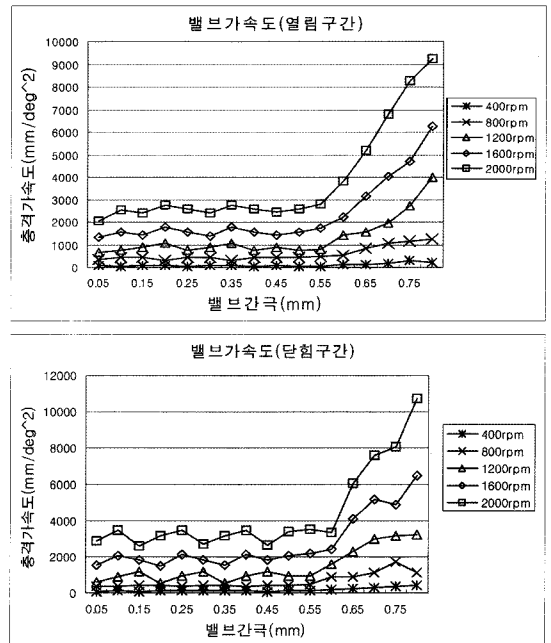


Fig. 7 Effect of clearance changes on the impulsive acceleration (Constant Velocity Ramp)

할지라도 램프높이 이하로만 유지된다면 간극변화에 따른 충격가속도의 변화는 매우 미세하다는 것을 의미한다. 따라서 충격소음의 관점에서 정 속도 램프는 최대 밸브간극만 채어질 수 있다면 매우 안정적인 램프라고 할 수 있다.

3.3 정 가속도 램프의 충격가속도 변화경향

Fig. 8은 정 가속도 램프에서 밸브간극 변화에 따른 충격가속도의 변화를 나타낸 것이다. 정 가속도 램프는 정 가속도 구간에서 가속도가 일정하고 속도가 선형적으로 증가하기 때문에 시뮬레이션 결과에 나타난 충격가속도 역시 선형적으로 증가하는 경향을 보인다. 정 가속도 램프의 경우에도 정 속도 램프와 마찬가지로 밸브 간극이 램프높이 0.5 mm 이상에서는 충격 가속도 값의 급격한 증가를 보인다. 그러나 밸브 간극이 0.5 mm 이하의 전체영역에서 정 속도 램프보다 낮은 충격가속도 값을 보여주고 있다. 그러므로 충격소음의 측면에서 정 가속도 램프의 채용도 적극 검토할 필요가 있다고 판단된다. 이 경우에도 정 속도 램프에서와 마찬가지로 밸브간극이 램프높이 이상으로 커지는 것은 엄격히

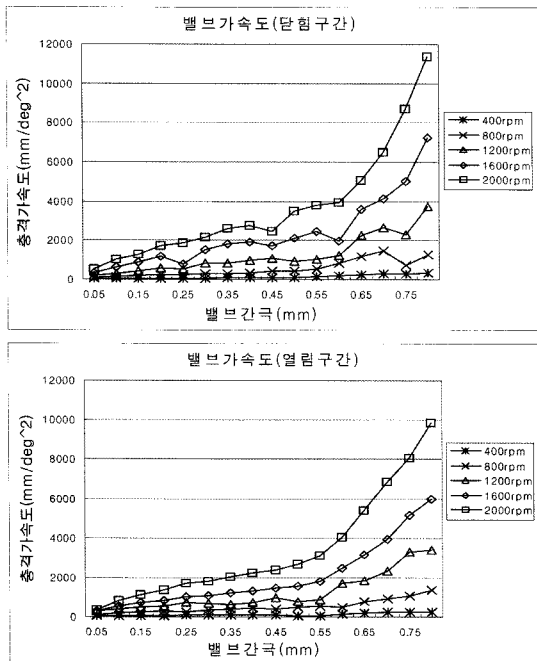


Fig. 8 Effect of clearance changes on the impulsive acceleration (Constant Acceleration Ramp)

통제 되어야한다.

4. 밸브트레인 타옴에 미치는 램프구간 설계변수들의 영향

밸브간극을 변화시키며 시뮬레이션을 수행한 결과 정 속도 램프와 정 가속도 램프는 비교적 안정된 가속도 값을 보여주지만, 정 변위 램프는 밸브 간극이 램프 높이에서 조금만 벗어나도 비정상적으로 큰 충격가속도를 발생시킨다. 그러므로 밸브트레인 시스템의 안정성 측면에서 정 변위 램프는 더 이상 고려하지 않기로 한다. 따라서 지금부터는 정 변위 램프를 배제시키고 정 속도 램프와 정 가속도 램프에 대하여 충격가속도에 영향을 미치는 설계변수를 규명하려고 한다.

캠 형상을 정의하는 데는 밸브의 열림 각도, 닫힘 각도, 최대변위 등이 필요하며, 램프구간의 설계변수들은 램프의 종류에 따라서 각각 다르게 정의된다.

정 속도 램프에서는 램프높이(Y_{ramp})와 램프속도(V_{ramp}) 그리고 정 속도 구간의 길이 비(D_{ramp})가 주어지면 식 (1),(2)에 의해 접속구간과 정 속도구간의 시작시점이 계산되어 전체램프구간의 형상이 Fig. 9와 같이 결정된다. 따라서 정 속도 램프에서의 설계 변수는 Y_{ramp} , V_{ramp} , D_{ramp} 이다.

$$tn_2 = t_{open} - D_{ramp} \times \frac{Y_{ramp}}{V_{ramp}} \quad (1)$$

$$tn_3 = t_{open} - (2 - D_{ramp}) \times \frac{Y_{ramp}}{V_{ramp}} \quad (2)$$

그림에서 D_1 은 접속구간 없이 정 속도 구간을 캠

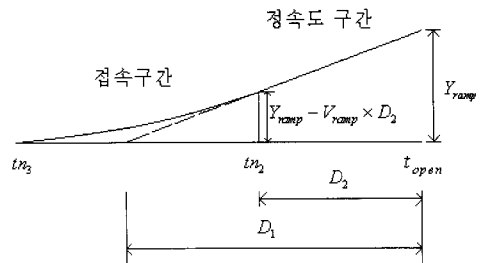


Fig. 9 Constant velocity and connection periods in a typical constant velocity ramp

기초원까지 연장할 때의 램프 구간 길이이며, D_2 는 실제 정 속도 램프의 정속구간 길이이다. 여기서 D_{ramp} 는 정속도구간의 길이 비(D_1/D_2)를 의미한다.

정 가속도 램프에서는 먼저 램프의 접속구간과 정 가속도구간을 통합하여 램프의 변위, 속도, 가속도를 Fig. 10과 같이 나타낼 수 있다. 램프가속도 아래 면적은 램프속도와 같고, 램프속도 아래 면적은 램프높이와 같다는 연속적인 미적분 관계로부터 램프가속도는 식 (3)과 같이 램프높이와 램프속도에 의해 종속적으로 결정된다.

$$S_2: \frac{1}{2} DV_{ramp} = Y_{ramp} \quad \therefore D = \frac{2Y_{ramp}}{V_{ramp}}$$

$$S_1: A_{ramp} D = V_{ramp} \quad \therefore A_{ramp} = \frac{V_{ramp}}{D}$$

$$\therefore A_{ramp} = \frac{V_{ramp}^2}{2Y_{ramp}} \quad (3)$$

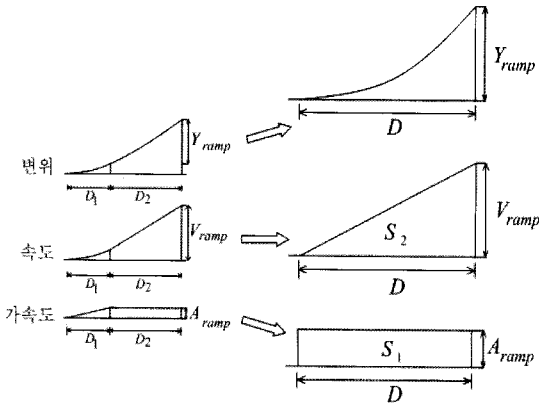


Fig. 10 Continuity relation in constant acceleration ramp

이렇게 결정된 램프가속도를 Fig. 11에서 보인 정 가속도 램프의 램프가속도에 적용하였다. 그 결과 변위, 속도, 가속도의 정 적분 관계에 의해 램프높이와 램프속도가 결정되며 이들로부터 접속구간과 정 가속도구간의 길이를 식 (4), (5)와 같이 결정할 수 있다. 이들도 역시 램프높이와 램프속도에 의해 종속적으로 결정되는 값이므로 결국 정 가속도 램프의 설계변수는 램프높이와 램프속도 뿐이다.

$$D_1 = \pm \frac{\sqrt{24A_{ramp}Y_{ramp} - 12V_{ramp}^2}}{A_{ramp}} \quad (4)$$

$$D_2 = \frac{V_{ramp}}{A_{ramp}} \mp \frac{\sqrt{24A_{ramp}Y_{ramp} - 12V_{ramp}^2}}{2A_{ramp}} \quad (5)$$

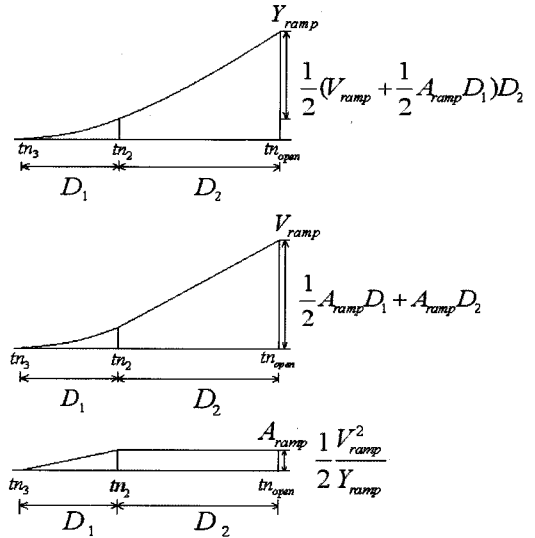


Fig. 11 Magnitude of displacement, velocity and acceleration in the constant acceleration ramp

4.1 정 속도 램프 설계변수들의 영향

정 속도 램프는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 램프구간에서 속도가 일정하고 가속도가 '0'인 램프를 말한다. 설계변수는 Y_{ramp} , V_{ramp} , D_{ramp} 이며 우선 램프속도 변화에 대한 충격가속도의 변화를 관찰하기 위하여 램프높이는 0.5mm, 밸브간극은 0.2mm로 고정하고 캠축 회전속도 400rpm ~ 2000rpm에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 12는 정 속도 램프의 열림 구간과 닫힘 구간에서의 램프속도 변화에 따른 충격가속도 변화를 나타낸 것이다. 엔진 회전속도에 따라 충격가속도가 증가하며 램프속도증가에 대해서도 충격가속도가 증가함을 보인다. 또한 닫힘 구간의 1200 rpm과 1600 rpm에서는 부분적으로 충격가속도가 감소하는 구간도 나타나는데 이는 특정 rpm에서 발생하는 밸브트레인 내부 진동에 의한 영향으로 생각된다.

Fig. 13은 $Y_{ramp}=0.5\text{mm}$, $V_{ramp}=0.03\text{mm/deg}$ 로 고정하고 D_{ramp} 를 변화시키며 시뮬레이션을 수행한 결과이다. D_{ramp} 는 정 속도 구간의 길이 비를 나타내는 것이므로 이 값이 클수록 접속구간에 비해 정

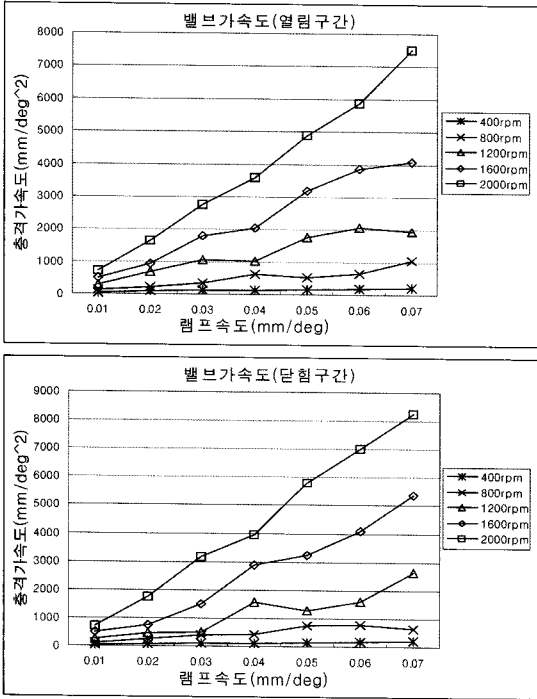


Fig.12 Effect of ramp velocity on the impulsive acceleration (Constant Velocity Ramp)

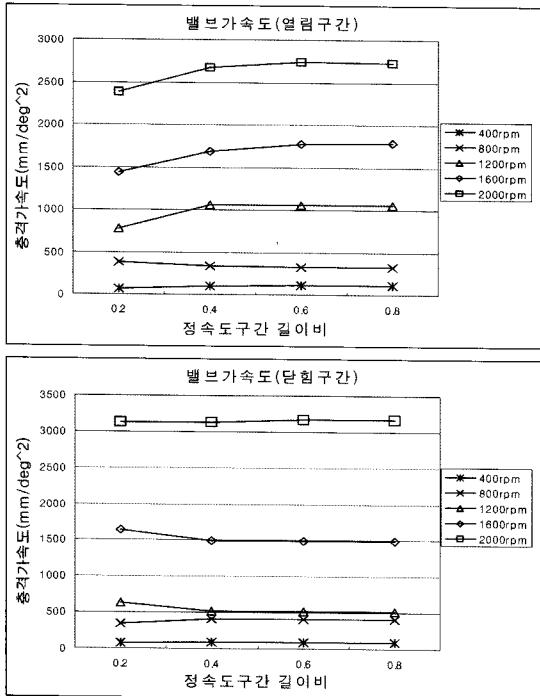


Fig. 13 Effect of ramp duration on the impulsive acceleration (Constant Velocity Ramp)

속도 구간이 길어짐을 의미한다. 이처럼 정 속도구간이 길어지면 캠 기초원과의 접촉구간이 상대적으로 짧아지므로 램프구간 가속도 값이 커지는데 이러한 현상이 충격가속도의 크기에 어떤 영향을 주는지를 알아본 것이다.

결과에서 보는바와 같이 정 속도 구간이 매우 짧은 경우를 제외하면 충격가속도는 거의 변화가 없으며 이는 충격가속도가 램프 접촉구간의 길이에 영향을 받지 않는다는 것을 의미한다.

Fig. 14는 정 속도 램프에서 램프높이 변화에 따른 충격가속도를 나타낸 것이다. 역시 $D_{ramp}=0.7$, $V_{ramp}=0.03mm/deg$ 로 유지시켰다. 엔진 회전속도 증가에 따라 충격가속도 값이 증가하지만 램프높이 변화에 따라서는 뚜렷한 충격가속도의 변화가 없다. 이는 램프의 정 속도 구간에서 충돌이 발생한다면 램프높이는 충격가속도에 영향을 주는 인자가 아님을 의미한다.

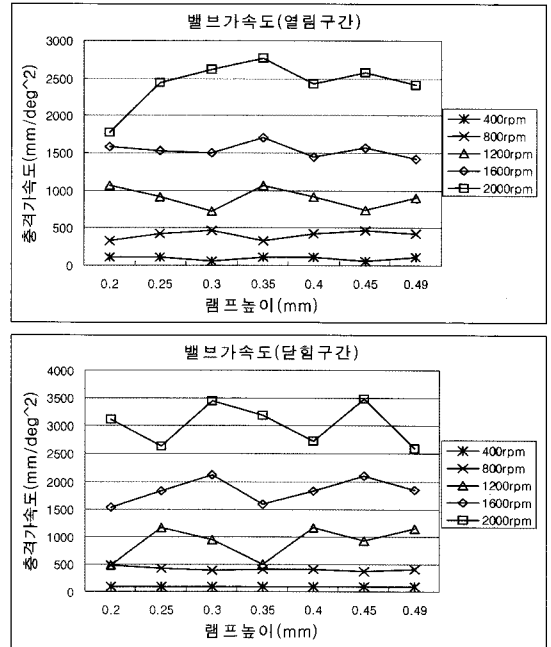


Fig. 14 Effect of ramp height on the impulsive acceleration (Constant Velocity Ramp)

4.2 정 가속도 램프 설계변수들의 영향

정 가속도 램프는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 램프 구간에서 가속도 값이 일정하고 속도가 선형적인

램프를 말한다. 정 가속도 램프에서는 램프 높이와 램프 속도에 따라 램프가속도와 정 가속도 구간의 길이가 자동적으로 결정되며 식 (3),(4),(5)와 같다. 따라서 정 가속도 램프의 설계변수는 Y_{ramp} 와 V_{ramp} 이며 이들의 변화가 충격가속도에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통하여 알아보았다.

Fig. 15는 열림 구간과 닫힘 구간에서 램프속도 변화에 따른 충격가속도를 나타낸 것이다. 램프높이를 0.5mm로 유지하면서 램프속도를 높인 것이므로 식 (3)에 의해 램프가속도는 자동적으로 변화한다. 정 속도 램프와 마찬가지로 엔진 회전수의 증가에 따라 충격가속도가 증가하며, 램프속도 증가에 대해서도 충격가속도가 증가한다. 전반적으로 정 속도 램프의 경우와 유사한 경향을 보이지만 전 rpm 영역에서 동일한 램프속도에 대해 정 속도 램프보다 낮은 충격가속도 값을 갖는다.

Fig. 16은 램프속도를 0.03mm/deg로서 일정하게 유지하고 램프높이를 변화시킨 결과이다. 식 (3)에 의하면 램프속도가 일정할 때 램프높이와 램프 가속도 사이에는 반비례 관계가 있다. 캠축 회전속도

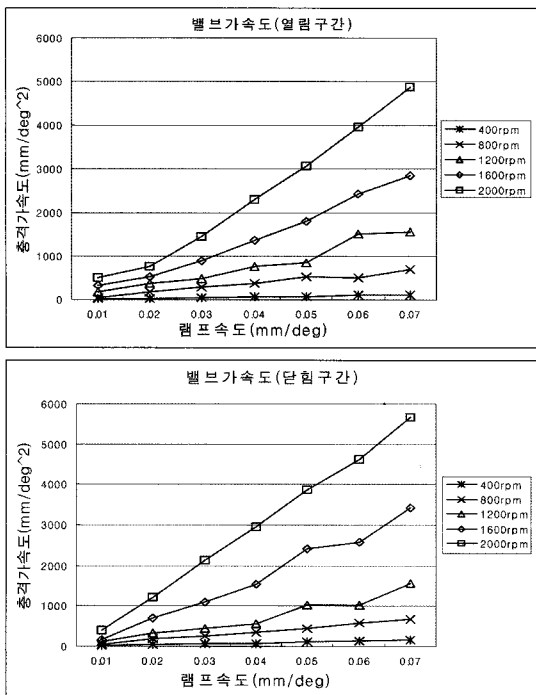


Fig. 15 Effect of ramp velocity on the impulsive acceleration (Constant Acceleration Ramp)

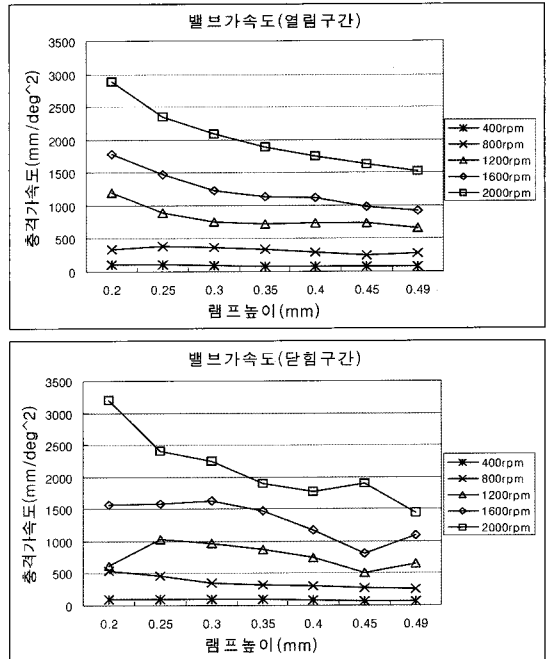


Fig. 16 Effect of ramp height on the impulsive acceleration (Constant Acceleration Ramp)

가 높은 영역에서는 램프높이의 영향이 부분적으로 보이지만, 주요 관심 대상인 낮은 rpm 영역에서는 램프높이의 영향이 상대적으로 미세한 것으로 밝혀졌다.

Fig. 12에서 Fig. 16까지의 결과들을 종합해 볼 때, 밸브가 열리는 시점의 램프속도가 밸브트레인 다음과 관계있는 충격가속도에 결정적인 영향을 미치는 것으로 판단된다.

4.3 동일한 램프속도에 대한 충격가속도

밸브의 충격가속도에 직접적인 영향을 미치는 램프속도에 대해서 만일 두 종류의 램프가 동일한 램프속도를 가질 경우 어느 램프가 더 낮은 충격가속도를 유발하는지를 규명해야만 최종적으로 유리한 램프를 선정할 수 있다. 따라서 두 종류 모두 동일한 램프속도를 설정하고 시뮬레이션을 통하여 충격가속도를 비교하여 보았다.

Fig. 17은 정 속도 램프와 정 가속도 램프가 동일한 램프속도를 가지는 경우 그들의 충격가속도를 나타낸 것이다. 시뮬레이션은 공회전 상태인 캠축 회전속도 400 rpm 상태에서 수행한 것이며 그 결과

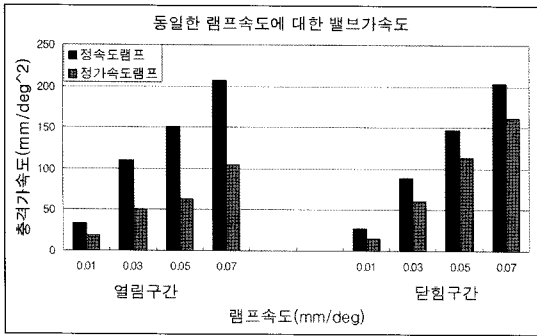


Fig. 17 Impulsive acceleration from two different types of ramps with same ramp velocities (400 crpm)

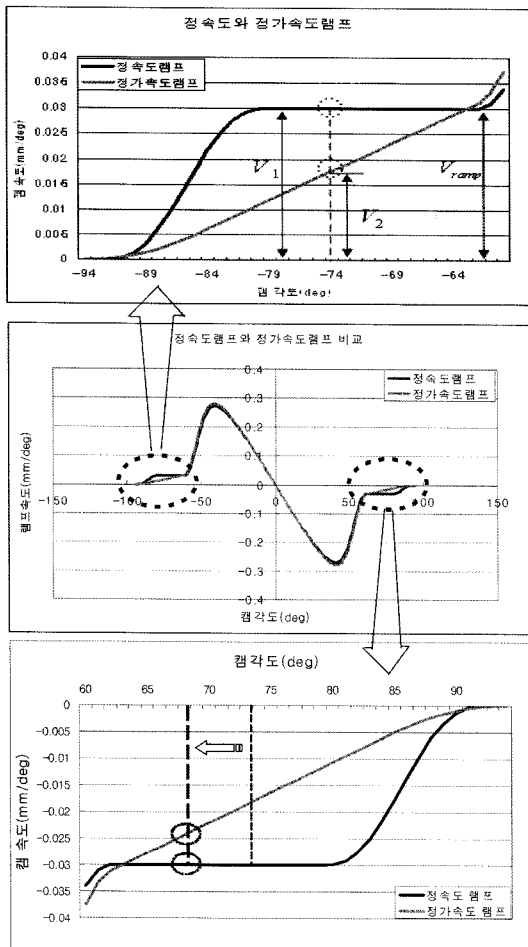


Fig. 18 Effect of ramp types on the opening impact velocity and change of valve closing time

정 속도 램프보다 정 가속도 램프가 전반적으로 낮은 충격가속도를 유발한다는 것을 알 수 있다. 특히

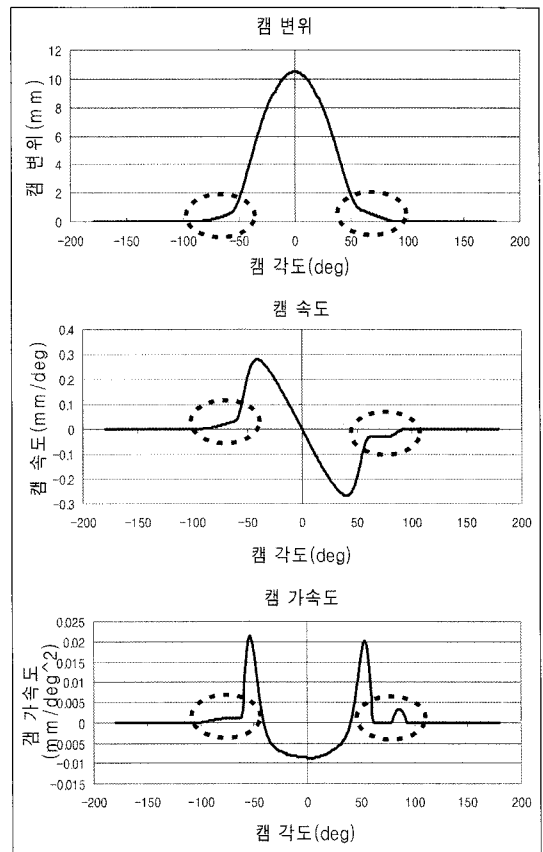


Fig. 19 A Recommended Cam profile (Displacement, velocity and acceleration Curves) to reduce the impulsive noise of valve trains

열림 구간에서 정 가속도 램프의 충격가속도가 현격히 낮는데 이는 역시 충돌당시 속도에 그 원인이 있다.

Fig. 18은 동일한 램프속도를 가지는 두 종류의 램프를 확대한 것이다. 먼저 열림 구간에서는 두 종류의 램프가 동일한 램프속도를 가지더라도 실제 캠과 태핏의 충돌은 램프구간 내에서 발생된다. 따라서 이 구간에서는 정 가속도 램프의 충돌속도 V_2 가 정 속도 램프의 충돌속도 V_1 보다 항상 낮으므로 이러한 낮은 충돌속도가 낮은 충격가속도를 유발하여 Fig. 17과 같은 결과를 가져온 것으로 판단된다.

그러나 닫힘 구간에서는 충격 가속도의 감소 폭이 열림 구간의 그것에 비하여 작게 나타나는데, 이는 밸브트레인 압축으로 인하여 밸브와 시트가 충돌하는 시점이 실제 시점보다 빨라졌기 때문으로

생각된다. 그러므로 닫힘 구간에서는 정 가속도 램프의 사용에 따른 이점이 제한적이며 밸브 닫힘 시기의 안정성을 고려한다면 정 속도 램프의 사용이 오히려 바람직 할 것으로 판단된다. 결국 열림 구간과 닫힘 구간의 특성을 고려하여 Fig. 19에서처럼 열림 구간에서는 정 가속도 램프를 사용하고 닫힘 구간에서는 정 속도 램프를 사용하는 것이 직접 구동식 밸브트레인의 타음 감소를 위해 바람직할 것으로 판단된다.

5. 결론

캠 형상의 램프 구간특성이 밸브트레인 충격가속도에 어떤 영향을 미치는 지를 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 정 변위, 정 속도, 정 가속도 등 3 종류의 램프를 설계하고 밸브간극을 변화시키며 시뮬레이션을 수행한 결과 정 변위 램프가 안정성 측면에서 가장 취약한 것으로 밝혀졌다.
- 2) 정 속도 램프와 정 가속도 램프의 설계 변수들을 바꾸어 가며 충격가속도를 관찰한 결과 밸브트레인의 충격가속도에 가장 중요한 영향을 미치는 변수는 램프 속도인 것으로 밝혀졌다.
- 3) 램프 속도가 동일하더라도 정 가속도 캠의 경우가 정 속도 캠에 비하여 상대적으로 낮은 충격가속도 값을 보여준다. 이는 밸브와 태핏이 충돌하는 시점이 일반적으로 램프 높이보다 낮은 지점이며 이 구간에서 정 가속도 램프의 속도가 정 속도 램프의 정 속도보다 낮기 때문으로 판단된다.

- 4) 밸브트레인의 타음 개선을 위해서 밸브트레인 내부진동의 영향이 상대적으로 적은 열림 구간에서 정 가속도 램프를 사용하고 닫힘 구간에서 정 속도 램프를 사용하는 것을 제안하였다.

References

- 1) S. Y. Hwang, B. S. Lim, Y. S. Lim and O. J. Kwon, "An Experimental Study for Noise Reduction and Improvement of Sound Quality of Direct-Acting Valve Train System in Gasoline Engine," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.122-129, 2004.
- 2) E. Kamiyama and S. Yasuhara, "Improvement of DOHC Valve Train Noise by Analysis of Valve and Tappet Movement" SAE 911061, pp.179-185, 1991.
- 3) S. Ezaki, M. Masuda, H. Fujita, S. Hayashi, Y. Terashima and K. Motosugi, "Aluminum Valve Lifter for Yoyota New V-8 Engine," SAE 900450, 1990.
- 4) R. L. Norton, D. Eovaldi, J. Westbrook III, R. L. Stene, "Effect of Valve-Cam Ramps on Valve Train Dynamics," SAE 1999-01-0801, 1999.
- 5) D. J. Kim, S. H. Yoon, B. G. Park and B. S. Shin, "A Study on Dynamic Simulation and Cam Profile Optimization for OHV Type Valve Trains," Transactions of KSAE, Vol.4, No.1, pp.110-122, 1996.