

내연기관 밸브회전 거동에 관한 해석적 연구

김도중¹⁾ · 윤재원²⁾ · 김진웅³⁾ · 송진욱³⁾

울산대학교 기계자동차공학부¹⁾ · 울산대학교 자동차선박대학원²⁾ · 대원강업(주)³⁾

An Analytic Study on the Valve Rotation Behavior of an Internal Combustion Engine

Dojoong Kim¹⁾ · Jaewon Youn²⁾ · Jinwoung Kim³⁾ · Jinook Song³⁾

¹⁾Department of Mechanical and Automotive Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

²⁾Institute of e-Vehicle Technology, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

³⁾Dae Won Kang Up Co., # 43-2 Sungjoo-dong, Changwon-si, Gyeongnam 641-120, Korea

(Received 16 September 2005 / Accepted 5 October 2005)

Abstract : Rotation of intake and exhaust valves are very closely related to the long term durability of automotive engines. If the valves do not rotate even at a rated engine speed, it causes the uneven wear of the valve seat and valve head contact area, which eventually shortens the engine life. A principle of valve rotation mechanism was presumed based on some findings from experiments, and computer programs were developed to simulate the valve rotation phenomena. In this study we investigated the valve rotation mechanism by using the computer simulation models.

Key words : Automotive engine(자동차 엔진), Valve train(밸브트레인), Valve rotation(밸브 회전), Valve spring(밸브 스프링), Friction model(마찰 모델)

1. 서론

자동차 엔진 흡배기 밸브의 회전은 밸브의 기
능과 직접적인 관련은 없지만 장기 내구성능에는
매우 중요한 영향을 미친다.¹⁻³⁾ 밸브가 회전하지
않을 경우 밸브헤드, 시트, 스템, 가이드 등의 편
마모를 유발하고 이는 궁극적으로 엔진의 수명을
단축시키게 된다. 또한 밸브와 밸브시트 사이, 밸
브 스템과 가이드 사이에 카본(carbon)이 누적되
어 밸브트레인의 정상적인 운동을 방해하며 장기
간 문제가 누적될 경우 밸브와 시트 사이의 밀착
불량을 유발하기도 한다. 밸브가 회전하지 않을
경우 발생할 수 있는 또 다른 문제점은 연소된 고
온의 배기가스에 밸브헤드의 특정부위가 지속적

으로 노출됨으로써 배기밸브 헤드의 국부적 과열
현상(local overheating)이 발생할 수 있다는 점이
다.

엔진이 일정속도 이상의 고속으로 운전될 때 밸
브트레인에는 밸브 바운스(bounce), 스프링 서어징
(surging), 밸브회전 등 여러 가지 특이한 동적거동
들이 발생한다. 밸브트레인의 운전성능과 직접적인
연관이 있는 바운스, 서어징 등에 대해서는 많은 연
구가 이루어졌으며 여러 종류의 해석 프로그램들이
개발되어 설계과정에서 널리 사용되고 있다.^{4,6)} 그
러나 밸브회전 현상에 대해서는 일부 실험적인 연
구가 수행되었음에도 불구하고 해석적 접근은 아직
까지 이루어지지 않고 있다.⁷⁻⁹⁾ 이는 밸브의 회전현
상이 밸브스프링의 압축팽창과정에서 발생하는 미
세한 크기의 비틀림 모멘트와 밸브트레인 부품들

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

사이의 마찰에 지배되는 2차적인 거동이며, 상대적으로 예측이 어렵기 때문에 판단된다.

본 연구에서는 밸브회전현상의 보다 명확한 메커니즘을 이해하기 위하여 실험결과들을 참고하여 해석적인 접근을 시도하였다. 그리고 시도된 몇 가지 모델들을 이용하여 밸브회전현상의 원인을 규명하고, 밸브회전에 미치는 설계변수들의 영향을 파악하였다.

2. 밸브회전 실험 결과

밸브회전 현상은 기본적으로 밸브 코타의 홈 형태(single groove or multi groove)에 크게 영향을 받는다. 일반적으로 단홈 코타에 비하여 다홈 코타가 밸브회전의 시작 시기를 앞당기고 회전속도를 높이는 것으로 알려져 있다.⁸⁾ 이번 실험에서는 다홈 코타가 설치된 실험용 엔진이 사용되었다. 그리고 실험결과와 측정은 Fig. 1과 같이 밸브트레인을 모터로 구동하는 동특성 실험장치를 이용하였으며, 밸브헤드에 십자 형태의 마크를 표시하고 고속 카메라로 관찰하였다. 밸브회전 방향은 헤드 밑에서 관찰할 때 시계방향을 양의 방향으로 설정하였다.

Fig. 2와 Fig. 3은 1번 실린더의 배기밸브와 흡기밸브의 회전현상을 정리한 결과이며, Fig. 4와 Fig. 5



Fig. 1 밸브회전 실험을 위한 실험장치

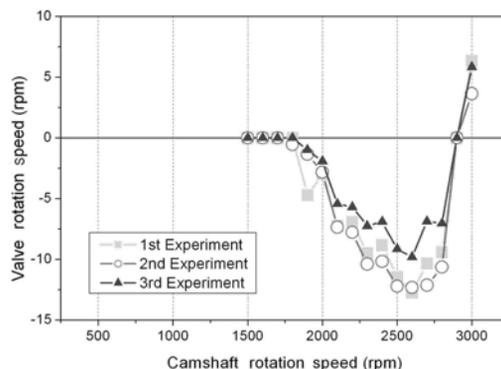


Fig. 2 1번 실린더 배기밸브의 밸브회전 실험결과

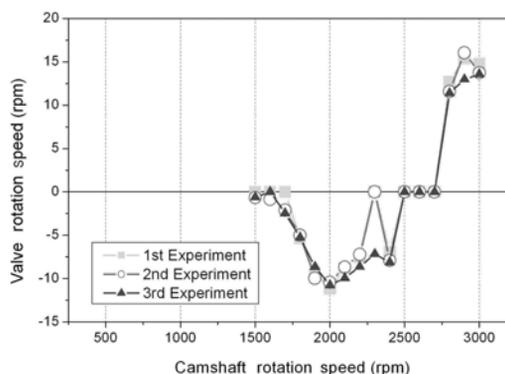


Fig. 3 1번 실린더 흡기밸브의 밸브회전 실험결과

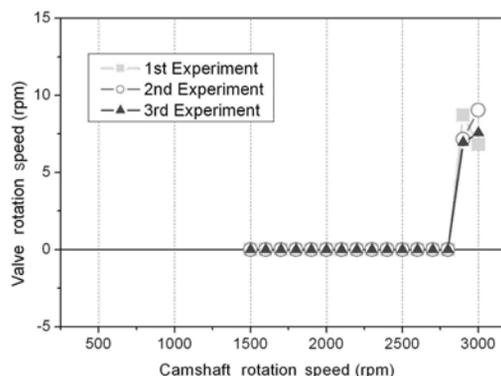


Fig. 4 2번 실린더 배기밸브의 밸브회전 실험결과

는 2번 실린더의 배기밸브와 흡기밸브의 회전현상을 정리한 것이다. 엔진 오일의 온도, 압력 등이 동일한 조건에서 총 3회 수행된 실험결과들을 비교했을 때 수치적으로 차이가 나는 구간이 있기는 하지만 전체적인 경향이 일치하는 것으로 판단된다. 그러므로 밸브 회전현상이 비록 2차적인 운동이기는

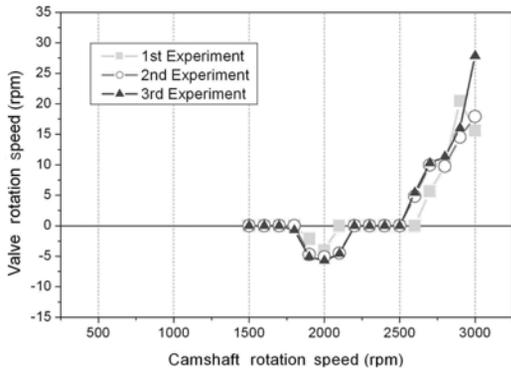


Fig. 5 2번 실린더 흡기밸브의 밸브회전 실험결과

하지만 충분한 재연성을 보여주고 있음을 알 수 있다.

1번 실린더 배기밸브의 경우 약 1800 rpm부터 음의 방향 회전이 시작되며 2900 rpm에서 회전이 멈춘 후 캠축 회전속도가 증가함에 따라 양의 방향 회전으로 방향이 바뀌는 것을 알 수 있다. 1번 실린더 흡기밸브의 경우에도 회전이 시작되는 시기, 멈추는 시기 등에서는 약간의 차이가 있지만 전체적인 경향은 비슷한 것으로 파악된다.

1번 실린더와 2번 실린더의 밸브트레인은 기본적으로 동일한 부품들로 구성되어 있다. 그러나 2번 실린더 배기밸브의 회전현상을 관찰하면 2800 rpm까지는 전혀 회전이 이루어지지 않으며 2900 rpm부터 양의 방향 회전이 이루어지고 있다. 이는 1번 실린더 배기밸브의 경우와 비교할 때 상당한 차이를 보여주는 결과이다. 2번 실린더 흡기밸브의 경우에도 약 2500 rpm까지는 거의 회전이 이루어지지 않지만 2000rpm 전후에서 약간의 음의 방향 회전 경향을 보여주고 있다.

밸브의 회전이 밸브스프링에서 발생하는 회전 모멘트와 회전에 저항하는 마찰모멘트 사이의 균형이 무너질 때 발생하는 것으로 파악할 때, 실린더 별로 회전 경향이 다르게 나타나는 것은 오일 공급 경로의 차이, 부품들의 미세한 공차 차이 등이 원인인 것으로 판단된다.

실제 실험에서 관찰한 것 중 하나는 밸브의 회전이 매 싸이클마다 균일한 크기로 누적되는 것이 아니라라는 사실이다. 밸브헤드에 표시한 십자 마크가

특정한 각도에 위치할 때 캠축 회전속도와 상관없이 밸브회전이 느려지는 것이 관찰되었다. 이는 동일한 캠축 회전속도라 할지라도 밸브가 잘 회전하는 구간과 잘 회전하지 못하는 구간이 존재함을 의미한다. 이러한 현상은 밸브 스템, 가이드 등의 진직도, 직경 공차 등의 차이로 인한 회전에 대한 마찰 저항의 차이가 원인인 것으로 판단된다.

실험 결과를 종합해 볼 때 본 실험에 이용된 밸브트레인은 1500 rpm에서 2500rpm까지의 중속에서는 밸브가 음의 방향으로 회전하려는 경향이 있으며, 캠축 회전속도가 3000 rpm에 가까워지면 양의 방향으로 회전하는 경향을 보인다. 그러나 이러한 회전방향의 변화가 밸브회전에서 통상적으로 일어나는 현상임에도 불구하고 그 원인이 무엇인지에 대해서는 아직까지 정확히 밝혀진 바가 없다. 본 연구에서는 시뮬레이션을 통하여 이러한 밸브회전 양상의 원인을 규명하고자 한다.

3. 1 자유도 등가모델을 이용한 해석

밸브, 리테이너, 밸브스프링, 밸브시트 등 밸브트레인 부품간의 마찰은 밸브회전에 큰 영향을 미치는 중요한 인자이다. 따라서 밸브회전 시뮬레이션에 적용될 실제 마찰에 보다 가까운 마찰모델을 결정하기 위하여 본격적인 밸브회전 모델을 구성하기 전에 Fig. 6과 같은 1 자유도 등가모델을 구성하였다. 이 시스템은 질량 m 인 물체가 평면위에 놓여있고 평면은 캠에 의하여 선형왕복운동을 한다. 그림에서 $y(t)$ 는 입력 캠 변위, 즉 평면의 변위이며, $x(t)$ 는 질량 m 의 변위를 나타낸다. 스프링 상수 k 는 평면과 캠이 항상 접촉을 유지할 수 있도록 충분히 크며, F_0 는 물체에 작용하는 수직하중이다. 캠의

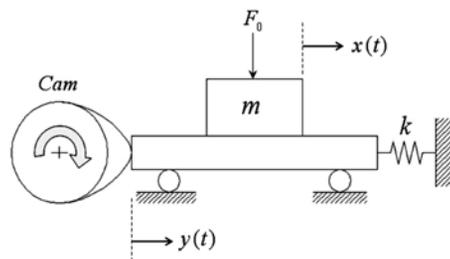


Fig. 6 1 자유도 밸브회전 등가모델의 개략도

회전속도가 낮으면 평면과 물체 사이의 마찰력에 의하여 평면과 물체는 동일한 운동을 하지만 캠 회전속도가 높아지면 둘 사이에 미끄럼이 발생할 것이다. 물체 m 의 운동을 해석하기 위하여 운동방정식을 유도하면 식 (1)과 같다.

$$\sum F = -kx(t) - f = m\ddot{x}(t) \quad (1)$$

수식 (1)에 나타난 마찰력 f 는 일반적으로 쿨롱마찰, 점성마찰, 저속영역에서 스틱-슬립(stick-slip) 현상, 스트리백(stribeck) 효과 등 여러 가지 비선형성을 포함하고 있다.¹⁰⁾ 이러한 마찰의 모든 특성을 자연현상에 가깝게 표현할 수 있는 마찰 모델을 구성하는 것은 쉬운 일이 아니지만, 이를 근사적으로 표현할 수 있는 수학적 모델을 개발하기 위한 시도는 꾸준히 이루어져 왔다.¹⁰⁻¹²⁾ 본 연구에서는 Fig. 7에 나타난 바와 같이 4가지 마찰 모델을 구성하고 밸브회전 시뮬레이션에 적합한 모델을 찾기 위하여 그 특성을 비교해보았다. Model 1과 Model 2는 Brian A. 등¹⁰⁾이 소개한 것으로서 쿨롱마찰과 점성마찰을 고려한다. Model 2는 Model 1에서 쿨롱마찰의 급격한 비선형성이 수치 시뮬레이션의 안정성을 저해하는 것을 개선하기 위하여 상대속도의 부호가 바뀌는 좁은 영역을 hyperbolic 함수를 이용하여 개선한 것이다. Model 3은 Model 1에 스트리백(stribeck) 효과를 추가한 것으로서, Model 1과 마찬가지로 상대속도의 부호가 바뀌는 순간의 불연속 문제로 인하여 수치 시뮬레이션의 안정성을 해칠 우려가 있다. 본 연구에서는 이러한 문제를 극복하기 위하여 Fig. 7의 Model 4와 같은 새로운 마찰 모델을 구성하였다. Model 4에서 계산되는 마찰력의 크기는 아래 수식 (2)와 같이 상대속도의 함수로 표현된다. 마찰 모델의 형상을 결정하는 변수는 정지마찰계수(μ_s), 운동마찰계수(μ_k), 최대정지마찰력이 작용할 때의 상대속도 크기(v_0), 스트리백(stribeck) 효과가 끝나는 순간의 상대속도 크기(v_s) 등이다.

$$\mu = \mu_k (\tanh(av) + \operatorname{sech}(bv) + \operatorname{sech}(cv)) + c_v(v - v_s) \quad (2)$$

Fig. 8은 앞에서 기술한 4가지 마찰 모델을 이용하여 Fig. 6의 1 자유도 등가모델을 해석해 본 결과

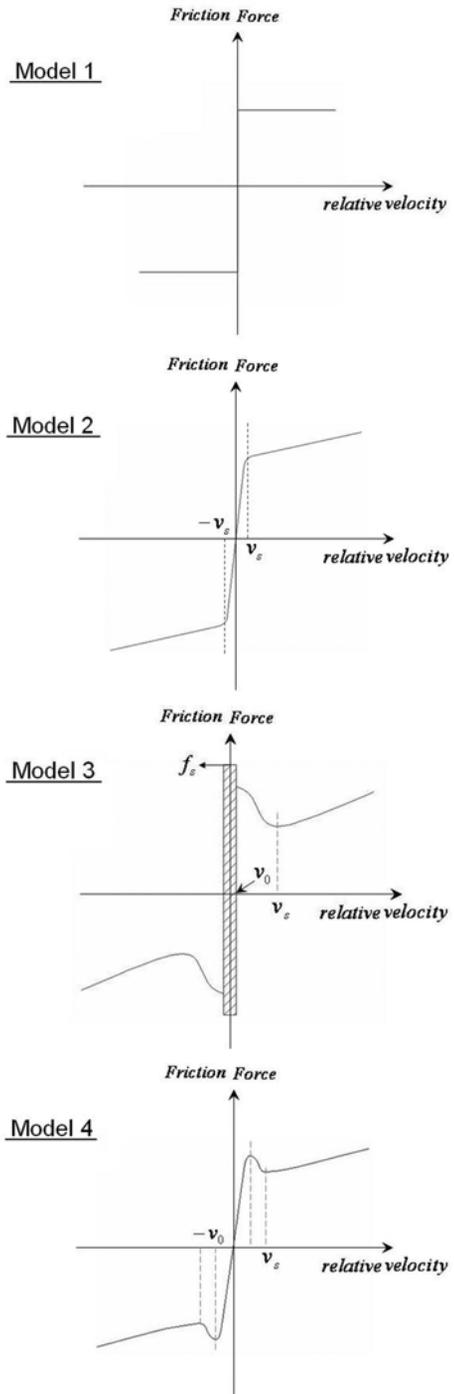


Fig. 7 마찰모델들의 마찰력-상대속도 특성

이다. 상미분방정식의 시뮬레이션은 적분 스텝의 크기를 변화시키면서 누적 오차를 조절하는 6th

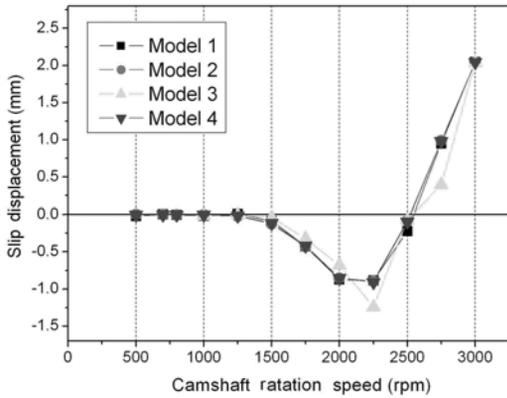


Fig. 8 마찰 모델에 따른 시뮬레이션 결과 비교

Runge-Kutta-Verna Method를 사용하여 수행하였다.¹³⁾ Model 3의 경우 다른 마찰모델들을 적용했을 때와 비교해 상당히 불안정한 결과를 보였다. Model 1과 Model 3을 적용했을 때는 시뮬레이션에 실패한 경우도 수차례 있었다. 이는 마찰모델에 포함된 불연속구간에서의 시뮬레이션 오차 때문으로 추정된다. 그리고 시뮬레이션의 속도 면에서는 마찰이 하나의 함수로 표현된 Model 2와 Model 4가 Model 1과 Model 3에 비하여 우수하였다.

따라서 시뮬레이션의 신속성, 신뢰성 및 안정성 측면에서 예상대로 마찰함수에 불연속구간이 없는 Model 2와 Model 4가 마찰모델로서의 성능이 우수하였다. 하지만 Model 4가 스트리백(stribeck) 효과를 포함하여 실제 마찰현상에 보다 근접한 형태이므로 본 연구에서는 Model 4를 기본으로 사용하였다.

Fig. 9는 캠에 의해서 구동되는 평면의 속도와 가속도를 의미하고 Fig. 10은 물체 m 과 평면의 운동 $x(t)$ 와 $y(t)$ 그리고 단위 캠 회전각 당 미끄러짐 양(해치된 부분)을 나타낸 것이다. Fig. 9에 나타난 캠에 의해서 구동되는 평면의 가속도가 Fig. 10에서 물체의 구간별 미끄러짐 양과 그 형상이 매우 유사하다는 것을 확인할 수 있다. 캠 형상의 가속도가 큰 구간에서 미끄러짐이 활발하게 일어나는데, 이는 작용하중을 일정하다고 가정했으므로 미끄러짐에 따른 마찰력의 크기는 큰 변화가 없지만 물체의 관성력에 캠 가속도에 비례하기 때문으로 판단된다.

Fig. 11은 Fig. 10에 나타난 각 구간별 누적 미끄러짐 양을 계산하여 캠축 회전속도에 대하여 그린 것이

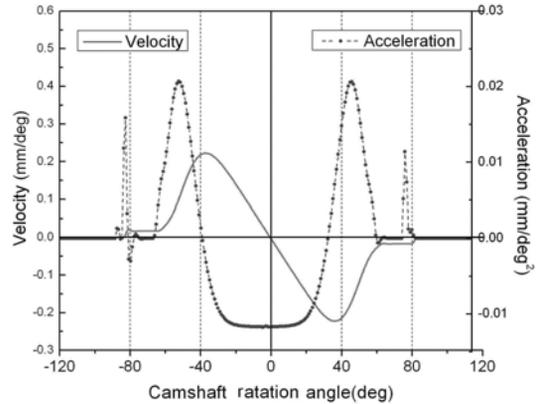


Fig. 9 등가 캠 운동 $y(t)$ 의 속도와 가속도 곡선

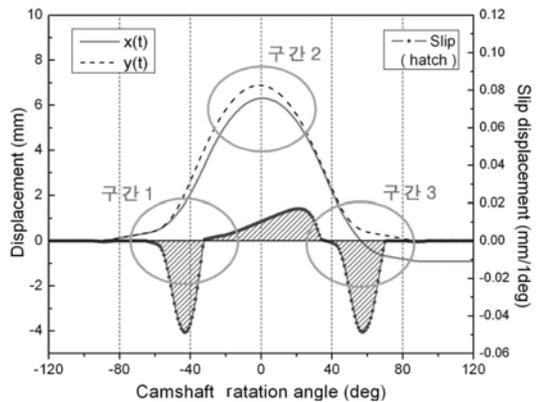


Fig. 10 캠 1회전동안 물체의 미끄러짐 양상

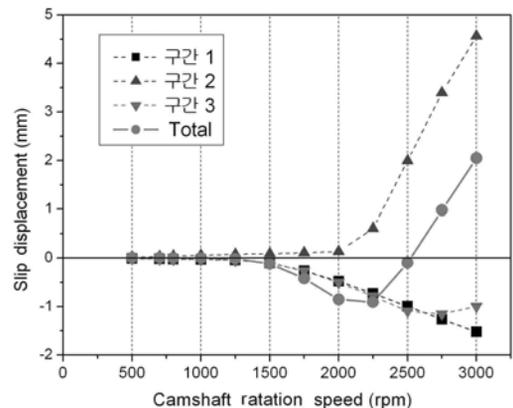


Fig. 11 캠축 회전속도에 따른 구간별 미끄러짐 양상

다. 캠축 회전속도가 증가함(약 1500 rpm)에 따라 구간 1과 구간 3에서 먼저 음의 방향으로 미끄러짐이 발

생하고 그 크기는 캠축의 회전속도가 증가함에 따라 커진다. 즉 구간 1에서는 물체가 가속하는 평면의 운동을 따라가지 못하고, 구간 3에서는 정지하기 위하여 감속하는 평면에 대하여 물체가 관성력으로 인하여 추가적인 운동을 하는 것을 의미한다. 캠축 회전속도가 계속 증가하면(약 2000 rpm) 구간 2에서도 양의 방향 미끄럼이 발생하는데, 이는 최대변위 부근(평면이 운동방향을 바꾸기 위하여 감속하고 반대방향으로 가속되는 구간)에서 물체가 관성력으로 진행하던 방향으로 미끄러지기 때문이다. 구간 2에서 미끄럼 발생이 시작되는 캠축 회전속도는 구간 1과 구간 3의 그것에 비하여 상대적으로 높는데 구간 2의 가속도 크기가 구간 1과 구간 3의 가속도 크기에 비하여 낮기 때문이다. 그러나 구간 2에서는 일단 미끄럼이 발생하면 캠축 회전속도의 증가에 따른 미끄럼 양의 증가율이 월등히 높게 나타난다. 이는 미끄럼이 발생하면 캠 형상의 가속도가 아니라 평면과 물체 사이의 상대속도에 따라서 미끄럼 양이 누적되고 구간 2의 지속시간이 구간 1과 구간 3의 지속시간에 비하여 길기 때문이다. 그리고 매우 높은 회전속도에서는 구간 3의 미끄럼 양이 구간 1의 미끄럼 양에 비하여 적어지는 경향을 보이는데, 이는 구간 2에서 미끄럼 상대속도가 과도하게 커지면 구간 3에서 반대방향 미끄럼이 시작되는 시기가 지연되기 때문이다. 그림에서 나타난 한 사이클 동안의 미끄럼 총량은 일반적으로 구간 2에서의 미끄럼 양에 크게 의존하지만, 미끄럼이 발생하는 초기에는 구간 1과 구간 3에서 발생하는 반대방향 미끄럼 양의 지배를 받는다. 이 사실은 밸브회전 실험에서도 목격되는 역방향 회전의 이유를 설명할 수 있는 중요한 단서이다.

본 해석으로부터 확인할 수 있는 사항은 미끄럼의 시작은 캠 형상 가속도 곡선과 밀접한 관계가 있으며, 일단 미끄럼이 발생할 수 있는 속도에 도달하면 누적되는 미끄럼의 크기는 상대속도와 구간의 지속시간에 관계한다는 사실이다.

4. 밸브회전현상 시뮬레이션

밸브회전 현상에 대한 보다 깊은 이해를 위하여

밸브회전을 포함한 밸브트레인 동특성 시뮬레이션을 수행하였다. 본 시뮬레이션은 크게 두 단계로 이루어지는데, 하나는 밸브회전을 포함하지 않은 상태의 동특성 시뮬레이션 과정이고, 다른 하나는 동특성 시뮬레이션 결과를 이용하여 밸브회전 현상을 시뮬레이션 하는 것이다. 본 연구에서는 밸브트레인의 밸브운동방향 동적거동이 밸브의 회전에는 영향을 미칠 수 있지만, 역으로 밸브의 회전이 밸브트레인의 운동방향 거동에는 영향을 미칠 수 없다고 가정하였다. 실제로 밸브회전을 고려하지 않고 시뮬레이션 하는 경우에도 밸브속도, 가속도, 스프링 서어징, 캠/태핏 하중 등을 비교적 정확하게 시뮬레이션 할 수 있다. 그러므로 밸브트레인의 운동방향 동특성 시뮬레이션을 통해 밸브 팁, 코타, 밸브스프링, 밸브시트 등에 작용하는 수직하중을 먼저 계산하고, 그 결과를 이용하여 밸브회전 시뮬레이션을 수행하였다. 밸브트레인 동특성 시뮬레이션에 관해서는 이미 많은 연구가 발표되었기 때문에 추가적으로 기술하지 않는다.^{4,6)} 동특성 시뮬레이션 결과 중 밸브회전에 영향을 미칠 수 있는 다음 사항들이 회전현상 시뮬레이션 과정에 사용된다.

- 밸브 팁 하중
- 밸브 코타 하중
- 밸브스프링 상 하단 하중
- 밸브 시트 하중

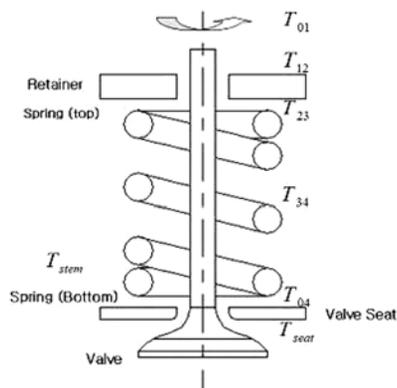


Fig. 124 자유도 밸브회전 시뮬레이션 모델

밸브회전 시뮬레이션을 위하여 Fig. 12와 같이 회전 가능한 부품들에 각각의 자유도를 부여하여 4개의 자유도를 갖는 모델을 구성하였는데, 각각의 자유도는 다음과 같이 정의된다.

Φ_1 : 밸브 회전 Φ_2 : 리테이너의 회전
 Φ_3 : 스프링 상단의 회전 Φ_4 : 스프링 하단의 회전

밸브스프링의 압축 팽창 시 발생하는 비틀림 모멘트는 밸브회전의 중요한 원인인데, 이를 고려하기 위하여 스프링을 두 개의 회전관성으로 취급하고 비틀림 스프링으로 연결되어 있다고 가정하였다. 4개의 자유도에 해당하는 회전관성을 I_1, I_2, I_3, I_4 라 하고, 각각의 회전관성에 대하여 자유물체도를 그리고 운동방정식을 유도하면 운동방정식의 형태는 기본적으로 아래 식 (3)과 같다.

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\Phi}_1 &= T_{01} - T_{12} - T_{seat} - T_{stem} \\ I_2 \ddot{\Phi}_2 &= T_{12} - T_{23} \\ I_3 \ddot{\Phi}_3 &= T_{23} - T_{34} \\ I_4 \ddot{\Phi}_4 &= T_{34} - T_{04} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 $T_{01}, T_{12}, T_{23}, T_{04}, T_{seat}, T_{stem}$ 는 각각 로커암과 밸브 팁 사이, 밸브와 리테이너 사이, 리테이너와 밸브스프링 상단 사이, 밸브스프링 하단과 실린더헤드 사이, 밸브시트, 밸브스템에 작용하는 모멘트를 의미하고 T_{34} 는 밸브스프링의 비틀림 모멘트이다.

4.1 캠축 1회전동안의 밸브회전 양상

Fig. 13은 캠축 회전속도가 500(rpm), 2000(rpm), 3000(rpm)일 때 다홈 코타가 장착된 밸브트레인의 캠 1회전동안 밸브회전 시뮬레이션 결과를 정리한 것이다. 그림에서 실선으로 표현된 데이터는 동적 효과를 고려하지 않은 저속일 때 스프링 상단의 정적 회전을 나타낸다.

캠축 회전속도가 느린 500(rpm)일 때는 밸브의 회전관성이 부품들 사이의 마찰 저항 토크에 비하여 상대적으로 작다. 그러므로 밸브는 스프링 상단과 동일한 회전운동을 하며 누적되는 회전이 없다. 그러나 2000(rpm)일 때는 한 사이클 동안 음의 방향으로 약 1.15°의 회전이 잔류하였고 3000(rpm)에선 양의 방향으로 약 0.86°의 회전이 잔류하였다. 밸브는 기본적으로 스프링 상단의 비틀림을 추종하며 회전

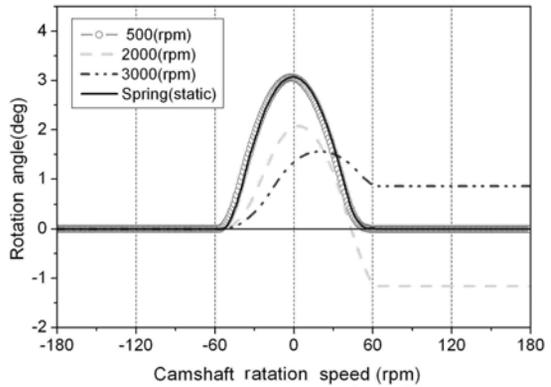


Fig. 13 캠 1회전동안의 밸브회전 현상(다홈 코타)

하고 밸브의 회전관성이 마찰저항을 극복하는 시점에서 미끄럼이 발생한다. 한 사이클 동안 발생한 미끄럼은 밸브가 시트에 밀착되는 순간 그 상태에서 정지하게 되며 이러한 회전량이 누적되어 밸브가 회전하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 13에 나타난 한 사이클 동안의 밸브회전 양상은 김도중 등이 다홈 코타 밸브트레인에 대하여 수행한 밸브 회전각 측정 결과와도 매우 유사한 특징을 보여주고 있다.⁸⁾

4.2 캠축 회전속도별 밸브회전(다홈 코타)

Fig. 14는 다홈 코타를 사용하는 밸브트레인의 시뮬레이션 결과를 캠축 회전속도별로 정리한 것이다. 실험에서 밸브스프링의 회전은 관측되지 않았기 때문에 스프링 밀면과 실린더헤드 사이에 미끄러짐이 발생하지 않도록 마찰 계수를 조정하였다.

밸브회전이 음의 방향으로 먼저 발생하고 고속영

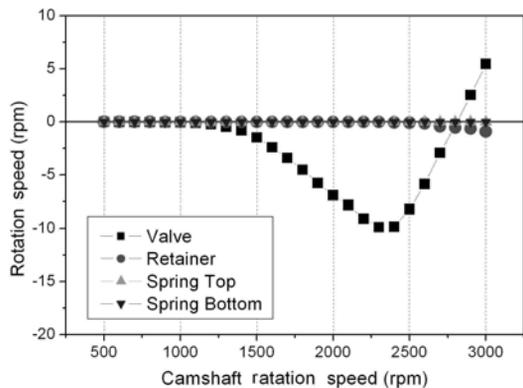


Fig. 14 캠축 회전속도에 따른 밸브트레인 각 부품의 회전 속도(다홈 코타)

역에서 양의 방향으로 회전방향이 전환되는 것을 확인할 수 있는데, 이는 Fig. 2에 나타난 1번 실린더 배기 밸브의 실험결과와 매우 유사하다. 또한 실험에서 확인한 바와 같이 시뮬레이션에서도 다홈 코타를 사용하는 밸브트레인의 리테이너는 회전하지 않는 것으로 밝혀졌다. 이는 다홈 코타의 경우 리테이너와 스프링 사이의 마찰저항이 리테이너와 밸브 사이의 마찰저항에 비하여 크기 때문에 밸브가 리테이너와는 별도로 독립적 회전을 한다는 것을 의미한다.

4.3 단홈 코터에 대한 시뮬레이션 결과

Fig. 15는 단홈 코타를 사용하는 밸브트레인의 밸브회전 시뮬레이션 결과를 캠축 회전속도별로 정리한 것이다. 다홈 코타의 경우와 비교할 때, 밸브와 리테이너 사이의 회전이 불가능하여 일체로 회전한다는 점이 다르다. 시뮬레이션 결과를 관찰하면 다홈 코타의 경우와는 달리 중속 영역에서 발생한 음의 방향 회전이 2300 rpm 부근에서 회전속도를 감소시켜 양의 방향 회전으로 진행되지 못하고 다시 음의 방향 회전이 이루어진다는 점이다. 이러한 현상은 Fig.16에 나타난 김도중 등의 실험결과에서도 나타나는 현상이다.⁸⁾

실험 당시에는 단홈 코타와 다홈 코타의 밸브회전 양상이 다르게 나타나는 이유를 이해할 수 없었는데, 시뮬레이션을 통하여 확인해본 결과 Fig. 15에서 보여준 것처럼 음의 방향 회전속도가 급격히 증가하는 시점과 밸브 스프링의 회전이 시작되는 시점

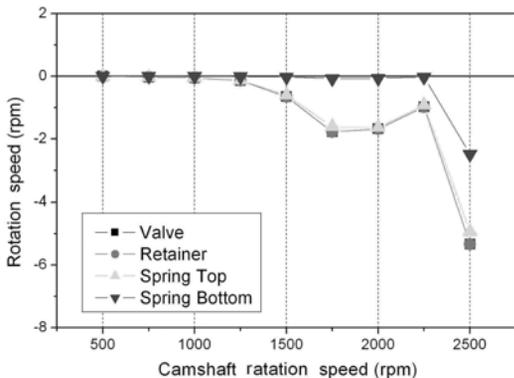


Fig. 15 캠축 회전속도에 따른 밸브트레인 각 부품의 회전 속도(단홈 코타)

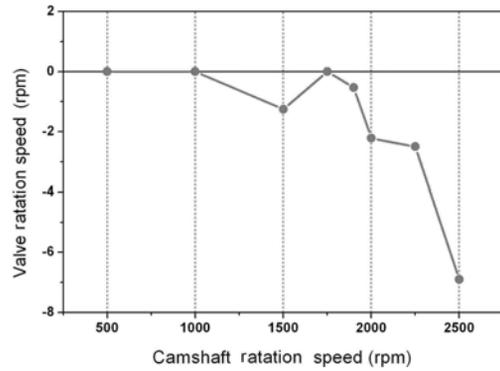


Fig. 16 단홈 코타 장착 밸브트레인의 회전 실험결과⁸⁾

이 정확이 일치하는 것을 확인하였다. 다홈 코타의 경우에는 부품들 사이의 회전방향 미끄럼이 주로 밸브와 리테이너 사이에서 발생하는 반면, 단홈 코타의 경우에는 밸브와 리테이너가 일체로 움직이기 때문에 미끄럼은 주로 리테이너와 스프링 상단 사이에서 발생한다. 시뮬레이션 결과에 의하면 캠축 회전속도가 증가함에 따라 미끄럼은 리테이너와 스프링 사이에서 뿐만 아니라 스프링과 헤드 사이에서도 발생하며 결과적으로 스프링 자체가 회전하게 된다.

5. 밸브회전에 미치는 캠 형상의 영향

밸브의 회전현상에는 밸브트레인의 여러 가지 설계인자들이 복합적으로 영향을 미친다. 현재까지 발표된 연구들에 의하면 마찰계수에 영향을 미치는 엔진 오일의 온도 및 압력, 스프링 서어징의 영향 등에 대해서는 부분적인 검토가 이루어졌다.^{3,7)} 그러나 밸브회전과 캠 형상의 상관관계에 대해서는 아직까지 발표된 연구가 전혀 없는 실정이다.

본 절에서는 캠 형상이 밸브의 회전에 어떤 방식으로 영향을 미치는지를 밝히기 위하여 몇 가지 극단적인 캠 형상을 설계하고 시뮬레이션을 통하여 밸브 회전현상을 관찰하였다. Fig.17과 18은 시뮬레이션에 사용된 3가지 캠 형상의 변위곡선과 가속도곡선을 비교한 것이다. 캠 1은 기존 캠에 비하여 플랭크(flank) 구간의 가속도가 높고 노즈(nose)구간의 가속도를 낮춘 것이다. Fig. 10과 비교할 때 구간 1과 구간 3의 미끄럼 경향을 의도적으로 높인 캠이다.

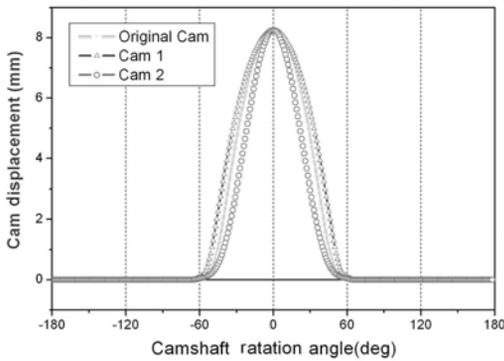


Fig. 17 3가지 캠 프로파일의 차이

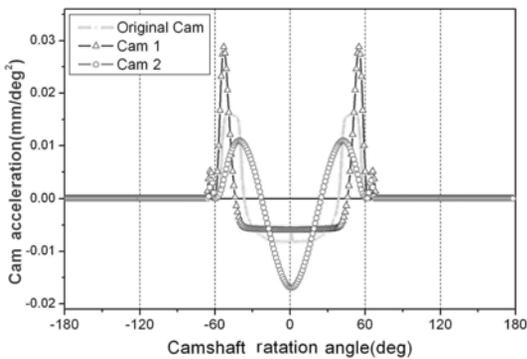


Fig. 18 3가지 캠 가속도 형상의 차이

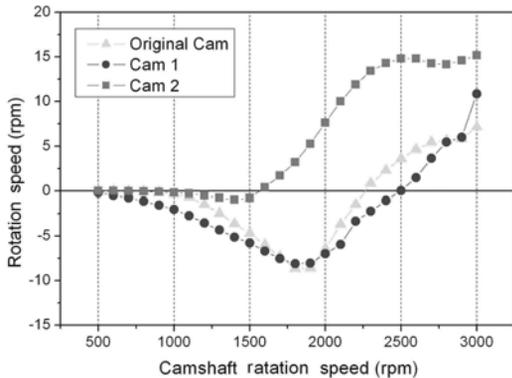


Fig. 19 캠 가속도 차이에 따른 밸브회전 양상의 변화

캠 2의 형상은 캠 1과는 반대로 플랭크 구간의 가속도를 낮추고 노즈 부분의 가속도를 높여서 구간 2의 미끄럼 경향을 높인 캠 형상이다.

Fig. 19의 시뮬레이션 결과에 의하면 기존 캠과 캠 1의 밸브 회전 경향은 비슷하며, 단지 캠 1을 사용할 때 밸브회전 시기가 앞당겨진다는 차이점이

있다. 이는 플랭크 구간의 가속도가 높기 때문에 상대적으로 낮은 캠 축 회전속도에서도 밸브의 회전 관성이 마찰저항을 극복하기 때문이다. 캠 2의 경우에는 예상대로 노즈 부분의 미끄럼이 잘 발생하여, 음의 방향 회전이 거의 나타나지 않는 등 기존 캠과는 전혀 다른 밸브회전 양상을 보여주고 있다. 캠 형상에 따른 시뮬레이션 결과를 종합할 때 캠 형상 가속도 곡선의 형태가 밸브의 회전 특성에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다. 특히 플랭크 구간의 최대 밸브 가속도 값은 밸브가 회전을 시작하는 시기에 중요한 영향을 미치는 것을 확인하였다.

6. 결론

자동차 엔진 밸브의 회전현상에 대하여 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 밸브 회전현상이 밸브트레인 동적거동에서 2차적인 운동임에도 불구하고 반복 실험에 따른 재연성을 확인하였다.
- 2) 동일한 캠 형상을 사용하는 동일한 밸브트레인이라 할지라도 실린더 기통에 따라 매우 다른 회전 양상을 보여준다. 이는 오일 공급 경로의 차이에 따른 마찰저항의 차이가 원인인 것으로 추정된다.
- 3) 밸브는 매 사이클마다 동일한 각도로 회전하는 것이 아니라 빠른 회전과 느린 회전이 주기적으로 반복된다. 특히 캠축 회전속도와 관계없이 특정한 각 위치에서 회전이 늦어지는 현상이 관찰된다. 이는 밸브트레인 부품들의 공차, 진직도 등에 따른 마찰저항의 차이가 원인인 것으로 판단된다.
- 4) 실험 결과들을 재현할 수 있는 밸브회전 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 이를 이용하여 복잡한 양상을 보이는 밸브회전 특성의 원인을 규명할 수 있었다.
- 5) 밸브회전이 시작되는 캠축 회전속도는 밸브의 회전관성이 마찰저항 모멘트를 극복하는 속도이므로 캠 형상의 가속도 곡선과 밀접한 관계가 있다. 캠 가속도의 크기가 최대인 지점, 즉 캠이 열린 직후의 가속구간과 닫히기 직전의 감속구간에서 일차적인 미끄럼이 발생한다.

- 6) 운전속도가 충분히 높을 때는 플랭크 구간뿐만 아니라 캠 노즈 구간에서도 미끄럼이 발생하며 이 구간에서의 미끄럼은 플랭크 구간의 미끄럼과 반대방향이다. 각 구간에서의 미끄럼 양 크기에 따라서 전체적인 밸브회전방향이 결정된다.
- 7) 단흡 코타를 사용하는 경우 음의 방향 회전이 양의 방향 회전으로 전환되지 못하고 회전속도를 줄이다가 다시 빠르게 음의 방향으로 회전하는 현상을 보이는데, 이 시점은 밸브스프링이 회전하기 시작하는 시점과 일치한다.
- 8) 시뮬레이션을 통하여 캠 가속도 곡선의 형상이 밸브회전이 시작되는 시기, 회전방향 등에 영향을 미칠 수 있음을 확인하였다.

References

- 1) R. Lewis, R. S. Dwyer-Joyce and G. Josey, "Investigation of Wear Mechanisms Occurring in Passenger Car Diesel Engine Inlet Valves and Seat Inserts," SAE 1999-01-1216, 1990.
- 2) G. Monteil, A. Gallman, P. Sioshansi and P. Loges, "Contribution of Nuclear Physics to Engine Design: Application of Surface Layer Activation to Tappet Rotation Measurement," SAE 960711, 1996.
- 3) K. J. Chun and J. S. Hong, "A Study on Engine Valve and Seat Insert Wearing Depending on Speed Change," Transactions of KSAE, Vol.11, No.6, pp.14-20, 2003.
- 4) D. J. Kim, B. S. Shin, S. H. Yun and B. G. Park, "The Study for analysis of OHV Valve Train Dynamic Characteristics and Optimum Cam Design," Journal of KSAE, Vol.4, No.1, pp.110-120, 1996.
- 5) M. R. Choi, J. W. Kim, D. Y. Oh, j. Y. Kim and D. C. Han, "Development of Integrated Valve Train System Design Program," Transactions of KSME B, Vol.26, No.10, pp.1364-1369, 2002.
- 6) Y. C. Ji, M. R. Cho, D. C. Han and J. K. Choi, "Analysis of Frictional Characteristics of Direct-Acting OHC Valve Train System Equipped with HLA," Transactions of KSAE, Vol.6, No.3, pp.78-87, 1998.
- 7) K. Iwade, K. Saito, T. Kohama, T. Hamamoto and S. Fujiwara, "Measurement and Analysis of an Exhaust Valve Behavior," JSAT, Vol.971, No.9731884, 1997.
- 8) D. J. Kim, Y. J. Jeong and J. H. Lee, "An Experimental Study on the Effect of Valve Train Design Parameters on the Diesel Engine Valve Rotation," Transactions of KSAE, Vol.12, No.6, pp.1-8, 2004.
- 9) J. S. Kim, M. H. Lee and J. Y. Yun, "The Rig Test of Valve Train," Daewoo Moter Co., Technical Review'97, pp.280-291, 1997.
- 10) B. Amstrong-Helouvry, P. Dupont and C. Canudas de Wit, "A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction," Automatica, Vol.30, No.7, pp.1083-1138, 1994.
- 11) C. Canudas de Wit, H. Olsson, K. J. Astrom and P. Lischinsky, "A New Model for Control of Systems with Friction," IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.40, No.3, 1995.
- 12) D. Karnopp, "Computer Simulation of Stick-slip Friction in Mechanical Dynamic Systems," Transaction of ASME, Vol.107, pp.100-103, 1985.
- 13) IMSL, "Math/Library : Fortran Subroutines for Mathematical Applications," IMSL Inc., pp.747-754, 1992.