

캠 형상 최적설계를 위한 밸브 트레인 동특성 해석 모델

A Simulation Model of Valve Train Dynamics for Cam Profile Optimizations

김 도 증*
D. J. Kim

ABSTRACT

A numerical modeling technique is proposed for computer simulations of high speed valve train dynamics. The dynamic terms in the valve spring reaction forces are calculated using linear vibration theory for given kinematic valve motions. Because the spring dynamics are analyzed before the time stepping integration, spring surge phenomena can be included without using additional computer time. In addition to that, steady state response of the valve train dynamics can be obtained by just one cycle simulation. Consequently, valve train dynamics can be simulated very quickly without noticeable errors in accuracy. The experimental results prove the computer model developed here is accurate and also computationally efficient. The model is especially useful for cam profile optimizations.

주요기술용어 : Valve Train(밸브구동장치), Dynamic Simulation(동적시뮬레이션), Cam Design(캠 설계), Optimal Design(최적설계)

1. 서 론

4 사이클 내연기관의 고속 운전시 밸브 트레인에 발생하는 비정상적인 동적 거동으로는 밸브 바운싱(bouncing), 높은 밸브 시팅 속도(high seating velocity), 종동자 점핑(follower jumping), 밸브 가속도 오버슈트(overshoot), 캠/종동자 하중(cam/follower load), 유압요소(hydraulic element)의 Pumping-Up, Pumping-Down, 등이 있다. 이들 비정상적인 동적 거동은 캠의 형상과 밀접한 관계가 있는데, 이들에 대한 정확한 예

측은 캠 형상 설계에 있어서 필수적인 과정이다. 캠 형상의 최적화 문제는 일반적으로 그 목적 함수에 여러개의 국부적 극점들이 존재하는 글로벌(global optimization) 문제이므로 최적점을 찾기 위해서는 많은 계산량이 요구된다.¹⁾ 그러므로 캠 형상 최적화에 사용될 수 있는 동특성 해석 모델은 밸브 트레인의 동적거동을 예측하는데 있어서의 정확성과 계산량이 적어야 하는 두 가지 요건을 동시에 충족시켜야 한다.

밸브 트레인 동특성을 해석하기 위하여 많은 컴퓨터 모델들이 개발되었는데, 모델링 방법으

* 정회원, 울산대학교 자동차공학과

로는 집중질량법(lumped mass method)^{2~8)}, 유한요소법⁹⁾, 유한차분법¹⁰⁾ 등이 일반적으로 사용되고 있다. 그러나 대부분의 모델들이 밸브 트레인의 동특성 시뮬레이션 자체에만 목적을 두고 있으므로 최적설계 문제에 사용되기에는 여러가지 문제점들을 내포하고 있다. 지나치게 단순화된 모델들은 고속운전시 밸브 트레인 동특성을 충분히 표현해주지 못하며, 많은 자유도를 갖는 모델들은 밸브 트레인의 정상상태 거동을 예측하는데 많은 계산량이 요구된다. 이러한 모델들을 사용할 경우 고속 운전시 밸브 스프링의 내부 진동이 한 주기의 밸브 운동에 의해서 완전히 가진되지 않으므로 정상상태의 밸브 트레인 거동을 예측하기 위해서는 여러주기를 시뮬레이션 해야 한다. Philips¹¹⁾는 밸브 스프링의 진동 현상을 한 개의 파동 방정식으로 가정하여 매우 간단한 모델을 개발했다. 그러나 이 방법은 스프링의 진동 현상이 단순하지 않을 경우에 정확한 시뮬레이션이 어려운 단점이 있다.

본 연구에서는 앞에서 언급한 상호 모순적인 두 가지 요건, 즉 동적 거동을 예측 하는데 있어서의 정확성과 계산량이 적어야 한다는 점을 동시에 만족시키기 위하여 선형-비선형 복합 모델을 개발했다. 밸브 스프링의 동적 거동은 유한 요소법으로 모델링해서 선형진동 이론으로 해석했으며, 스프링을 제외한 밸브 트레인은 집중질량법으로 모델링하고 수치 적분법으로 해석했다. 밸브스프링 정상 상태 복원력의 동적 성분은 수치 적분을 하기전에 미리 계산했으므로 수치 적분에 적용되는 시스템의 자유도 수를 획기적으로 줄일 수 있을 뿐 아니라 밸브 트레인의 정상상태 거동이 단지 한 사이클의 시뮬레이션 만으로도 얻어질 수 있었다. 본 논문에서 제안하는 모델링 기법은 어느 특정한 형태의 밸브 트레인 해석에 국한되는 것이 아니라 여러가지 형태의 밸브 트레인 해석에 일반적으로 적용되며 특히 최적설계를 위한 동특성 해석 모델로서 적합하다.

2. 밸브 트레인 동특성의 실험적 고찰

동특성 해석 모델을 개발하기 전에 Fig.1과

같은 푸시로드(pushrod)형 밸브 트레인에 대한 실험을 수행했다. 밸브의 변위와 가속도는 변위계와 가속도계를 이용하여 측정했으며, 푸시로드와 밸브 스프링에 작용하는 힘은 스트레인 게이지를 이용하여 간접적으로 측정했다. Fig.2는 약 8200rpm으로 운전중인 밸브 트레인의 푸시로드 힘을 측정한 것이다. 캠 형상의 기구학적 가속도가 큰 영역에서 매우 큰 압축력이 푸시로드에 작용하는 것을 알 수 있는데 이는 8200 rpm과 같은 고속에서는 밸브 트레인 운동의 관성력이 푸시로드 압축력의 주된 성분(inertia dominant region)을 의미한다. 두개의 큰 압축력 사이에 푸시로드 압축력이 0이 되는 것은 밸브 트레인 부품들이 운전 도중 분리-충격(separation and impact)을 반복한다는 사실을 증거한다. 이 점은 밸브 트레인 동특성에 존재하는 비선형성의 한 요인이다. Fig.2의 푸시로드 힘이 캠 기초원(cam base circle)구간에서 비록 적은 양이지만 일시적으로 양의 값을 갖는다. 본 연구의 실험에서는 공간의 제약으로 인하여 힘 측정을 위한 스트레인 게이지를 푸시로드의 한쪽 면에만 부착했다. 실질적으로 기계식 태핏을 사용하

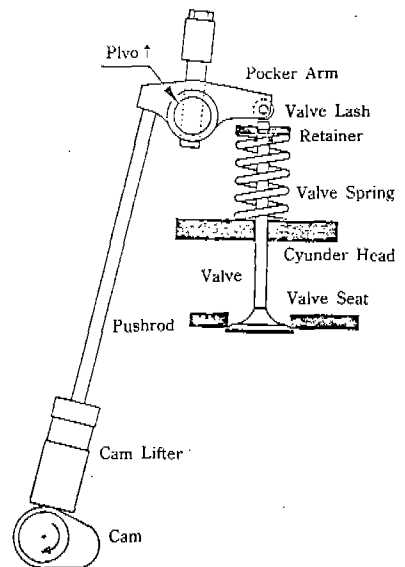


Fig.1 A typical pushrod type valve train schematic

는 경우 캠 기초원 구간에서 푸시로드의 압축력을 받지 않고 경계조건이 자유로운(free-free boundary condition) 빔과 같은 거동을 하게 되는데, 문체구간의 푸시로드 힘은 푸시로드에 인장력이 작용한다는 것을 의미하지는 않으며 캠 기초원 구간에서 푸시로드의 잔류진동의 영향으로 추정된다. 실제로 진동 주파수가 푸시로드

를 하나의 빔으로 보았을 때 기본 고유진동수와 매우 근사하다. Fig.3은 약 8200rpm으로 고속 운전중일때 밸브 스프링에 작용하는 동적응력(dynamic stress)을 기구학적 성분(500rpm 정도의 저속에서 측정된 값)과 중첩해서 그린 것이다. 고속운전시 스프링 내부의 진동현상이 선명하게 나타나있다. Fig.2와 Fig.3에서 보듯이 푸시로드의 진동은 다음 주기가 시작하기 전에 대부분 소멸되지만 밸브 스프링에 존재하는 진동은 다음 주기가 시작될 때까지 상당한 크기의 진폭으로 잔류한다. 이는 다시말해서 밸브 트레인 동적 거동의 정상상태 응답을 얻기 위해서는 여러 주기를 시뮬레이션해야 한다는 것을 의미한다.

밸브 트레인의 각 부품중 강성이 가장 적은 것은 밸브 스프링이다. 밸브 스프링을 제외한 다른 부품들 즉 리프터(lifter), 푸시로드(push-rod), 로커암(rocker arm), 밸브(valve)등은 상대적으로 강성이 크다. 밸브 트레인에 존재하는 비선형성으로는 밸브 트레인 부품들의 분리현상(separation), 마찰, 그리고 비선형 힘-변형도 관계 등이 있다. 그 중에서도 밸브 스프링의 비선형성은 주로 스프링의 압축으로부터 발생하는 유효 코일의 길이가 달라지기 때문에 발생한다. 이러한 밸브 스프링의 정역학적 비선형성이 밸브 스프링의 동적 거동에 어떤 영향을 미치는지를 알아보기 위하여 Fig.4, Fig.5에서 보는 바와 같이 밸브 스프링의 잔류진동의 진폭과 주파수 및 감쇠계수 등을 엔진의 속도별로 측정하였다. 밸브 스프링 잔류 진동의 진폭은 엔진의 속도가 8000rpm 정도에 이르면 정역학적 변형에 의한 항과 비슷한 크기로 증가한다. 잔류진동의 주파수는 진동의 진폭이 큰 영역에서 대체로 작은 값을 나타내는데, 이는 밸브 스프링 내부 진동에 의한 경계조건의 변화에 기인하는 것으로 추측된다. 밸브 스프링은 캠 기초원에서 예하중(preload)으로 압축되어있으므로 내부 진동의 영향이 적을 때는 경계조건이 고정되어있다고 가정해도 무방하다. 그러나 내부 진동의 진폭이 커짐에 따라 고정상태의 경계조건이 와해되며 이는 밸브 스프링 고유진동수의 감소를 가져온다.

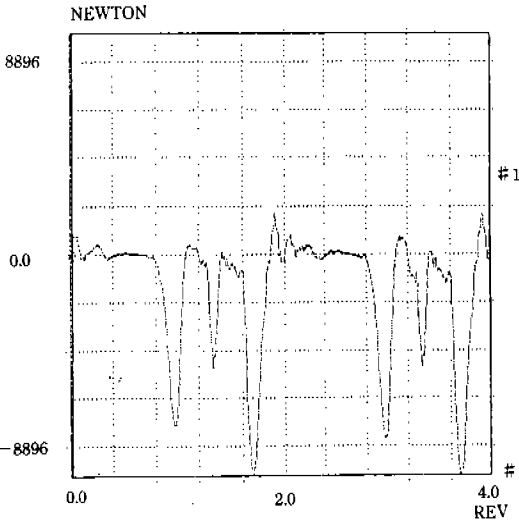


Fig.2 Measured pushrod force(8200 rpm, Newton)

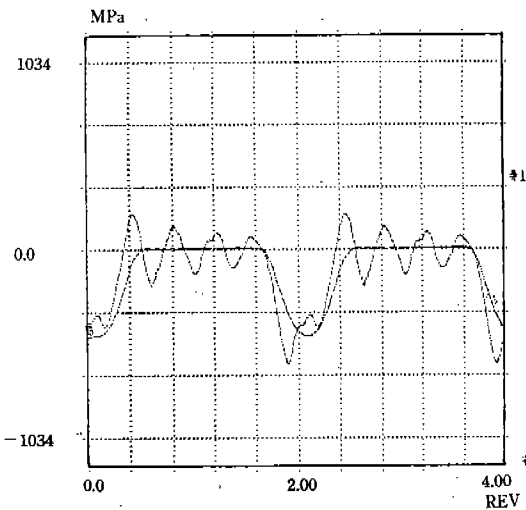


Fig.3 Measured valve spring stress(500rpm, 8200rpm, MPa)

이것이 Fig.5의 7000rpm부근, 즉 스프링 내부진동의 진폭이 적은 영역에서 고유진동수가 증가하는 이유이다. 엔진 속도에 따른 감쇠계수도 비슷한 특성을 나타내는데, 이는 스프링의 진동에 의한 마찰계수 변화 때문인 것으로 생각된다. 본 연구에 사용된 밸브스프링은 내부 스프링과 외부 스프링 사이에 인위적인 마찰이 생기도록 설계되어 있는데, 스프링 내부진동의 진폭이 적을 때는 두개의 스프링 사이에 부찰마찰(sticking friction)이 생기지만 내부진동의 진폭이 커지면 미끄럼 마찰(sliding friction)이 발생한다. 그러므로 감쇠계수가 7000rpm 부근에서 Fig.5와 같은 특성을 나타낸다. 캠 형상의 최적설계시 가장 문제가 되는 엔진의 속도 영역은 밸브 트레인의 한계속도 부근인데, 이 영역에서 고유 진동수와 감쇠계수가 각각 360Hz 및 5% 정도로 대체로 안정되어 있다. 이는 밸브 트레인 거동의 비선형성에도 불구하고 밸브스프링 내부의 진동현상은 다분히 선형적이라는 것을 의미한다. Fig.6은 밸브 스프링의 복원력을 엔진의 회전수에 대하여 차수해석(order analysis)한 결과이다. 이는 고유 진동수가 일정한 선형계를 회전체가 가진하는 경우의 전형적인 차수 특성을 보여준다.

3. 선형-비선형 복합 모델

밸브 트레인에서 밸브 스프링과 스프링이외의 부분 사이의 상호 작용은 전적으로 스프링 상단과 스프링 캡(cap) 사이에서 발생한다. 만약에 밸브 스프링 복원력의 정상상태 값(steady state spring reaction force)을 알 수 있다면 밸브 트레인 전체 모델로부터 스프링을 제외시킬 수 있으므로 밸브 트레인의 동특성을 단지 몇개의 자유도를 갖는 비선형 모델로서 해석할 수 있다. 더구나 스프링 이외 부분에서의 잔류진동이 다음 사이클이 시작하기 전에 대부분 소멸되므로 단지 한 사이클만 시뮬레이션 함으로서 정상상태의 밸브 트레인 거동을 예측할 수 있다. 남은 문제는 어떻게 밸브 트레인 전체를 시뮬레이션 하지 않고 스프링 상단의 정상상태 복원력을

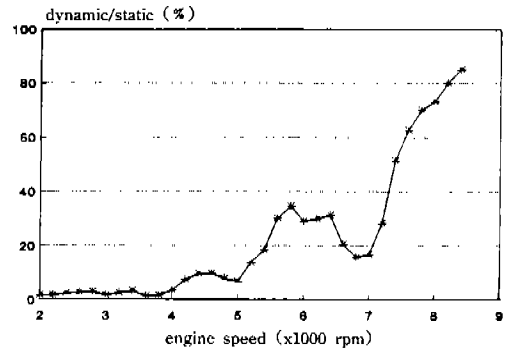


Fig.4 Amplitude ratio of valve spring residual strain vs. strain due to static deflection

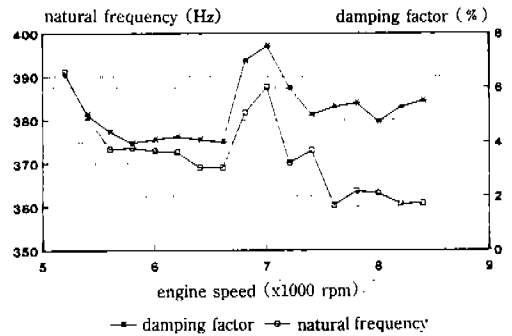


Fig.5 Natural frequencies and equivalent damping factors w.r.t. engine speed

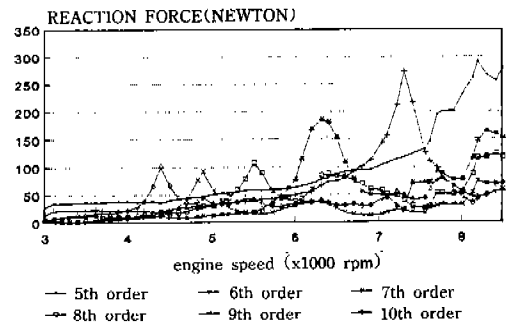


Fig.6 Order amplitude of valve spring reaction force w.r.t. engine speed

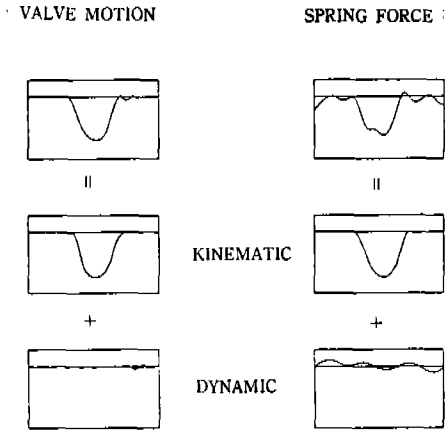


Fig.7 Kinematic and dynamic terms in valve motion and spring reaction force

계산할 수 있느냐 하는 것이다.

밸브 운동의 변위와 스프링 상단의 복원력을 기구학적인 성분(kinematic term)과 동적인 성분(dynamic term)으로 분리하면 아래 식들과 같다. Fig.7은 이 관계를 그림으로 표현한 것이다.

$$d(t) = d_k(t) + d_d(t) \quad (1)$$

$$f(t) = f_k(t) + f_d(t) \quad (2)$$

밸브 변위의 기구학적 성분은 관성력의 영향이 무시될만한 매우 낮은 속도에서의 밸브 운동을 의미하는 것으로서 단지 캠 변위에 비례하는 것이 아니라 밸브 틈새(clearance), 밸브 트레인의 정역학적인 변형 등을 고려한 값이다. 밸브 변위의 동적 성분은 밸브 트레인의 내부 진동현상에 의하여 기구학적 성분에 추가되는 밸브의 변위이다. 스프링 복원력의 기구학적 성분은 실제 밸브의 변위(기구학적 성분과 동적인 성분을 모두 포함)에 의한 스프링의 정역학적 복원력을 의미한다. 스프링 복원력의 동적 성분은 변위에서와 마찬가지로 스프링 내부의 진동현상으로부터 추가되는 성분이다. 밸브 스프링의 동특성을 선형이라고 가정하면 중첩의 원리(superposition)에 의하여 밸브 스프링의 복원력은 다음 네 가지 성분으로 분리된다.

- (a) 밸브 변위의 기구학적 성분에 의한 스프링 복원력의 기구학적 성분
- (b) 밸브 변위의 동적 성분에 의한 스프링 복원력의 기구학적 성분
- (c) 밸브 변위의 기구학적 성분에 의한 스프링 복원력의 동적 성분
- (d) 밸브 변위의 동적 성분에 의한 스프링 복원력의 동적 성분

위 네 가지 성분중 항 (a) (b)는 스프링의 정역학적 특성 즉 힘-변형도 관계로부터 시간 영역 시뮬레이션 과정에서 쉽게 계산될 수 있다. 또한 밸브 변위의 기구학적 성분을 시뮬레이션 없이도 알 수 있으므로 항 (c)는 시간 영역 시뮬레이션 전에 독립적으로 계산될 수 있다. 항 (d)만이 유일하게 밸브 스프링과 밸브 운동 사이의 동적인 상호작용에 관계되므로 밸브 트레인 전체의 시뮬레이션없이 구할 수 없는 성분이다. 만일 항 (d)를 무시할 수만 있다면 스프링을 밸브 트레인 전체 시뮬레이션 과정에 포함시킬 필요가 없다.

밸브 스프링 이외 부품들의 강성은 스프링의 강성보다 훨씬 크기 때문에 일반적으로 고유진동수가 스프링의 그것보다 훨씬 높다. 푸시로드 형 밸브 트레인의 경우는 고유진동수가 스프링 고유진동수의 200%-300% 정도이며, 직접구동형(Direct Acting Over Head Cam Type)인 경우는 그 값이 400%-500% 가량된다. 밸브 변위 동적 성분의 진폭은 기구학적 성분의 크기에 비해 매우 작고 주파수도 스프링의 고유진동수 보다 훨씬 높기 때문에 스프링 복원력에 미치는 영향은 무시할 정도로 작다. 그러므로 항 (d)는 공학적인 중요성을 갖지 못한다. 스프링 응력의 실험결과에 고주파 성분이 매우 작다는 사실은 이점을 간접적으로 나타내고 있다.

3.1 스프링 복원력 계산을 위한 선형모델

Fig.8은 밸브의 운동에 의해서 가진되는 밸브 스프링을 나타낸 것이다. 밸브 스프링 복원력 중 앞 절에서 언급한 항 (c) 즉 기구학적 밸브 변위에 의한 복원력의 동적 성분을 계산하기 위하여 선형화된 스프링의 운동방정식을 아래와 같

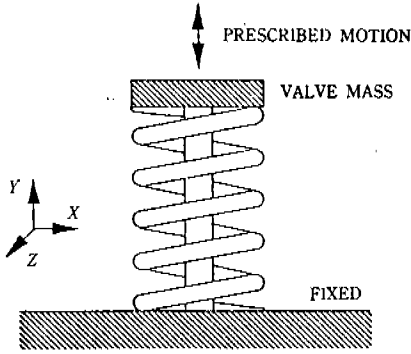


Fig.8 A valve spring model excited by a valve motion

이 가정한다.

$$\underline{M}\ddot{\underline{y}} + \underline{K}\dot{\underline{y}} = \underline{f} \quad (3)$$

식 (3)에 포함되지 않은 스프링의 감쇠 효과는 모드 감쇠(modal damping)로서 차후에 고려될 것이다. 비록 본 연구에서는 나선 요소(helical rod element)를 사용한 유한요소법으로 스프링을 모델링했지만 본절에서 전개하는 방법은 모델링 기법에 관계없이 스프링의 운동방정식은 식 (3)과 같이 표현된다. 변위 벡터와 외력 벡터를 식 (4) (5)와 같이 기구학적 성분과 동적 성분으로 분리하고 이를 식 (3)에 대입한 후 변위의 동적 성분에 관하여 전개하면 아래 식 (6)과 같이 정리된다.

$$\underline{y} = \underline{y}_k + \underline{y}_d \quad (4)$$

$$\underline{f} = \underline{f}_k + \underline{f}_d \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \underline{M}\ddot{\underline{y}}_d + \underline{K}\dot{\underline{y}}_d &= \underline{f}_k + \underline{f}_d - \underline{M}\ddot{\underline{y}}_k - \underline{K}\dot{\underline{y}}_k \\ &= \underline{f}_d - \underline{M}\ddot{\underline{y}}_k \end{aligned} \quad (6)$$

스프링 상단의 운동 즉 밸브의 운동을 $y(1)$ 이라 하고 밸브로부터 스프링 상단에 작용하는 외력이 없으므로 $f(1)$ 이외의 모든 외력 항은 0

이다. 즉 $f(2)=f(3)=\dots=f(n)=0$, 기구학적 밸브 변위에 의한 스프링 운동만을 생각할 때, $y(1)$ 은 이미 알려진 변위이므로 식 (6)으로부터 첫번째 행을 소거하면 다음과 같이 정리 된다.

$$\underline{M}^* \ddot{\underline{y}}_d^* + \underline{K}^* \dot{\underline{y}}_d^* = -\underline{m}^{(1)} \ddot{y}_k(1) - \underline{M}^* \ddot{\underline{y}}_k^* \quad (7)$$

여기서

$$\underline{M}^* = \begin{bmatrix} m_{2,2} & \cdot & \cdot & m_{2,n} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ m_{n,2} & \cdot & \cdot & m_{n,n} \end{bmatrix} (n-1) \times (n-1)$$

$$\underline{K}^* = \begin{bmatrix} k_{2,2} & \cdot & \cdot & k_{2,n} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ k_{n,2} & \cdot & \cdot & k_{n,n} \end{bmatrix} (n-1) \times (n-1)$$

$$\underline{m}^{(1)} = [m_{2,1} \dots m_{n,1}]^T$$

$$\underline{k}^{(1)} = [k_{2,1} \dots k_{n,1}]^T$$

$$\underline{y}_d^* = [y_d(2) \dots y_d(n)]^T$$

변위의 기구학적 성분은 운동방정식에서 관성력의 영향이 없는 경우에 해당되므로 다음 관계식을 만족한다.

$$\underline{K} \underline{y}_k = \underline{f}_k \quad (8)$$

식 (8)로부터 첫번째 행을 소거하면 스프링 운동의 기구학적 성분은 기구학적 밸브 운동으로 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \underline{y}_k^* &= [y_k(2) \dots y_k(n)]^T \\ &= -[\underline{K}^*]^{-1} \underline{k}^{(1)} y_k(1) \end{aligned} \quad (9)$$

식 (9)를 식(7)에 대입하면 다음과 같이 정리된다.

$$\underline{M}^* \ddot{\underline{y}}_d \underline{K}^* \underline{y}_d = \{ \underline{M}^* [\underline{K}^*]^{-1} \underline{k}^{(1)} - \underline{m}^{(1)} \} \ddot{y}_k(1) \quad (10)$$

식 (10)은 벨브 스프링 내부의 진동이 전적으로 벨브의 가속도에 의해서 가진됨을 의미한다. 벨브 트레인이 매우 느린 속도로 운전될 때 비록 벨브의 최대 변위가 크다 할지라도 스프링은 기구학적 운동만을 반복하게 되는데, 이 관계로부터 명확하게 이해될 수 있다. 위 식 (10)은 통상적인 선형진동이론으로 해석될 수 있으며 감쇠의 영향도 각 모드의 감쇠계수(modal damping factor)를 지정 함으로서 고려될 수 있다. 모달 행렬과 모드 감쇠계수를 각각 \underline{Q} , ξ 라하면 식 (10)은 다음과 같이 대각화(diagonalize)된다.

$$\ddot{z}_d^* + \begin{bmatrix} 2\xi_i \omega_i \\ \omega_i^2 \end{bmatrix} z_d^* = \ddot{z}_d^* + \begin{bmatrix} \omega_i^2 \end{bmatrix} z_d^* = \underline{m}_d^* \ddot{y}_k^* (1) \quad (11)$$

$$\underline{m}^* = \underline{Q} \{ \underline{M}^* [\underline{K}^*]^{-1} \underline{k}^{(1)} - \underline{m}^{(1)} \}$$

고유진동수 ω , 감쇠계수 ξ , \underline{m}^* 등은 전적으로 벨브 스프링 고유의 특성이므로 기구학적 벨브 가속도가 주어질 때 모드 응답(modal response)은 계산될 수 있다. 벨브 스프링의 동특성을 선형이라 가정했으므로 벨브 가속도와 모드 응답 사이에는 다음과 같이 주파수 응답 함수(frequency response function)가 정의된다.

$$\vec{H}(\omega) = \frac{\underline{Z}_d^*(\omega)}{A(\omega)} \quad (12)$$

$$H_i(\omega) = \frac{m_i}{(\omega_i^2 - \omega^2) + j2\xi_i \omega_i \omega} \quad (13)$$

벨브 스프링 상단의 복원력은 스프링의 동적 거동으로부터 계산될 수 있다. 식 (3)으로부터

벨브와 스프링 상단에 작용하는 힘 $f(1)$ 을 유도하면 아래와 같다.

$$f(1) = f_k(1) + f_d(1)$$

$$= \{ k_{1,1} \dots k_{1,n} \} \begin{bmatrix} y_k(1) + y_d(1) \\ y_k(2) + y_d(2) \\ \vdots \\ y_k(n) + y_d(n) \end{bmatrix} + \{ m_{1,1} \dots m_{1,n} \} \begin{bmatrix} \ddot{y}_k(1) + \ddot{y}_d(1) \\ \ddot{y}_k(2) + \ddot{y}_d(2) \\ \vdots \\ \ddot{y}_k(n) + \ddot{y}_d(n) \end{bmatrix} = \{ k_{1,1} \dots k_{1,n} \} \begin{bmatrix} y_k(1) \\ y_k \end{bmatrix} + \{ m_{1,1} \dots m_{1,n} \} \begin{bmatrix} \ddot{y}_k(1) \\ \ddot{y}_k \end{bmatrix} + \{ k_{1,2} \dots k_{1,n} \} \underline{y}_d^* + \{ m_{1,2} \dots m_{1,n} \} \underline{\ddot{y}}_d^* = k^0 y(1) + m^0 \ddot{y}(1) + \{ \underline{k}^{(1)} \}^T \underline{y}_d^* + \{ \underline{m}^{(1)} \}^T \underline{\ddot{y}}_d^* \quad (14)$$

$$k^0 = k_{1,1} - \{ \underline{k}^{(1)} \}^T [\underline{K}^*]^{-1} \underline{k}^{(1)}$$

$$m^0 = m_{1,1} - \{ \underline{m}^{(1)} \}^T [\underline{K}^*]^{-1} \underline{k}^{(1)}$$

위 식 (14)에서 동적 성분을 무시하면 제1항만이 남게되는데, 이는 정역학적인 힘-변형도 관계를 의미하며, k^0 는 스프링 상수를 나타낸다. 만일 힘-변형도 관계가 비선형 특성을 가지고 있다면, 제 1항을 그 관계에 해당하는 비선형 식으로 대치하면 된다. 제 2항은 벨브 상단에 집중된 질량의 관성력을 의미하는데 이는 벨브의 질량에 추가시켜 계산할 수도 있다. 제3항과 제4항은 벨브 스프링의 동적 거동에 관계되는 항들로서 이들을 주파수 영역으로 Fourier 변환하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \mathfrak{F}[\{\vec{k}^{(1)}\} \vec{y}_d^* + \{\vec{m}^{(1)}\} \ddot{\vec{y}}_d^*] \\ &= [\{\vec{k}^{(1)}\}^T - \omega^2 \{\vec{m}^{(1)}\}^T] \vec{Y}_d^*(\omega) \\ &= [\{\vec{k}^{(1)}\}^T - \omega^2 \{\vec{m}^{(1)}\}^T] \phi \vec{H}(\omega) A(\omega) \\ &= H^*(\omega) A(\omega) \end{aligned} \quad (15)$$

$$H^*(\omega) = [\{\vec{k}^{(1)}\}^T - \omega^2 \{\vec{m}^{(1)}\}^T] \phi \vec{H}(\omega) \quad (16)$$

식 (16)에서 정의된 $H^*(\omega)$ 는 밸브의 가속도와 스프링 복원력 사이의 주파수 응답 함수(frequency response function), $A(\omega)$ 는 기구학적 밸브 가속도의 Fourier 변환을 의미한다. 엔진의 운전 속도가 결정되면 밸브 가속도의 주파수 성분 및 진폭을 계산할 수 있으며 앞에서 언급한 주파수 응답 함수는 곱함으로서 밸브 스프링 복원력의 동적 성분을 계산한다. 이 주파수 응답 함수는 전적으로 밸브 스프링의 특성에만 관계하며 캠의 형상이나 엔진의 운전 속도에는 무관하다. 다시 말해서 주어진 밸브 스프링에 대하여 주파수 응답 함수를 한번만 계산하면 여러 종류의 시뮬레이션에 반복적으로 사용되므로 전체 시뮬레이션에 소요되는 계산량을 획기적으로 줄일 수 있다.

3.2 밸브 트레인 동특성의 비선형 해석

밸브 스프링으로 부터 전달되는 힘의 정상상태 값은 앞에서 언급한 선형 모델로부터 이미 계산되었으므로 밸브 스프링은 밸브 트레인 전체의 해석 모델로부터 제외될 수 있다. 그러므로 모델 전체의 자유도로부터 스프링에 해당되는 자유도를 제외하면 훨씬 더 간단한 모델이 구성된다. Fig.9는 기계식 태핏(tappet)을 사용하는 푸시로드 형(pushrod type) 밸브 트레인을 3 자유도로 모델화 한 것이다. 이들의 운동방정식은 비선형 관계식으로 표현되며 시간영역 수치 적분법(time domain numerical integration method)으로 밸브 트레인의 거동을 시뮬레이션한다. 이때 문제가 되는 것은 밸브 트레인 부품들의 접촉, 분리에 따른 계의 급격한 강성 변화

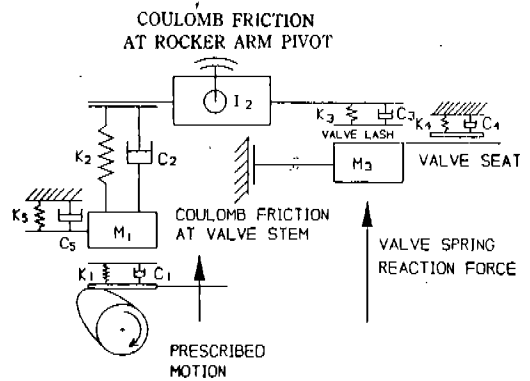


Fig.9 Lumped mass model for pushrod type valve train with mechanical lifter

이다. 이는 수치 적분시 불안정성을 유발할 수 있으므로 본 연구에서는 적분 구간을 변화시키면서 시뮬레이션하는 방법(variable step size numerical integration method (12))을 사용했다.

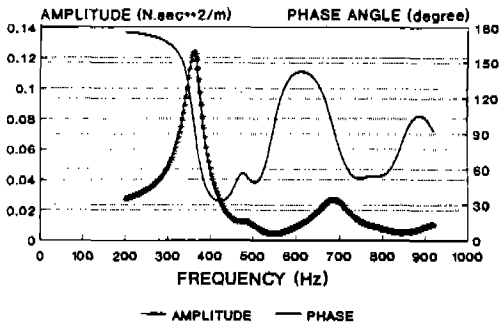
4. 수치해석 결과 및 고찰

본 논문에서 기술한 방법을 검증하기 위하여 경주용 자동차 엔진에 사용되는 고속 밸브 트레인에 대하여 해석하고 실험 결과와 비교했다. 수치해석에 사용된 스프링과 밸브 트레인 부품들의 특성이 Table 1에 주어졌다.

밸브 트레인 전체를 시뮬레이션 하기 전에, 앞에서 기술한 방법을 이용하여 밸브 스프링을 해석했다. 본 연구의 수치해석에는 스프링을 3차원 나선요소(helical rod element)를 이용한 유한요소법으로 모델화했다. Fig.10은 컴퓨터 계산에 의한 스프링의 주파수 응답 곡선이며, Fig. 11은 충격시험(impact test)에 의한 주파수 응답곡선이다. 충격시험에서는 스프링의 내부진동을 충분히 가진시키기 위하여 마찰 감쇠기(friction damper)를 제거한 상태에서 실험했다. 그러므로 두 개의 응답곡선에서 공진 주파수가 거의 일치함을 알 수 있다. 주파수 응답 곡선에는 두 개의 두드러진 진동 모드가 존재하는데, 유한요소법을 이용한 모드 해석에 의하면 해당되는 주파수 모두가 밸브 스프링의 축 방향 진동에

Table 1 Valve train parameters

rocker arm ratio	1.65	valve lash	0.36mm
valve mass	97.1g	retainer(spring cap) mass	27.5g
lifter mass	91.5g	pushrod mass	56.8g
rocker arm inertia	1.083E5 g·mm ²	Valve spring jmaterial	steel
no. of spring active turn	4.0	spring helix angle	6.6degree
spring wire diameter	5.23mm	spring mean coil diamter	34.39mm
valve spring preload	680N	valve spring stiffness	72.3N/mm



5.5% DAMPING

Fig.10 Computed frequency response function of the valve spring

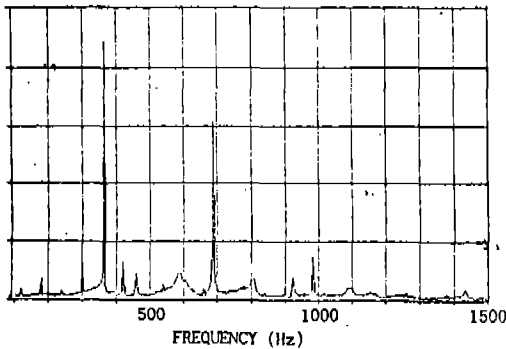


Fig.11 Measured frequency response function of the valve spring without damper

관계된다. 실제로 스프링의 고유진동 모드에는 축방향, 횡방향 및 비틀림방향의 진동 모드가 존재하지만 밸브에 의한 가진이 전적으로 축방향이므로 축방향을 제외한 진동 모드의 영향은

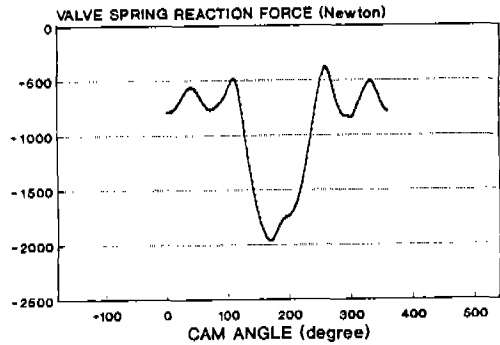


Fig.12 Computed valve spring reaction force (8200rpm)

무시할 정도로 적다. 엔진의 운전 속도가 정해지면 위에서 계산된 주파수 응답 곡선을 이용하여 정상상태 밸브 스프링 복원력의 동적 성분을 계산한다. 스프링 복원력의 기구학적 성분은 시뮬레이션 과정에서 계산되며 여기에 미리 계산된 동적 성분을 합하면 최종적인 밸브 스프링 복원력이 된다. Fig.12는 엔진 속도가 8200 rpm 일 때 정상상태 스프링 복원력의 한 주기를 나타낸 것이다. 실제 스프링 복원력은 Fig.12의 복원력이 연속적으로 반복되는 것을 의미하는데, 이는 Fig.3에 주어진 밸브 스프링에서 측정된 응력과 힘의 형태가 매우 유사하다.

스프링을 제외한 밸브 트레인 나머지 부분들은 Fig.9와 같이 집중질량법으로 모델화했다. 8200rpm에서의 푸시로드 압축력에 대한 시뮬레이션 결과가 Fig.13에 주어졌는데, Fig.2의 실험 결과와 매우 유사하다. Fig.14는 정상상태 밸브 변위의 시뮬레이션 결과로서 밸브가 닫히는 영

역에서 바운싱(bouncing)현상을 확대한 그림이다. 경주용 자동차에 있어서 밸브의 바운싱 현상은 밸브 트레인의 운전 성능을 결정하는 가장 중요한 변수중의 하나이므로 엔진 속도를 바꾸어가며 바운싱 크기를 집중적으로 관찰했다. 밸브

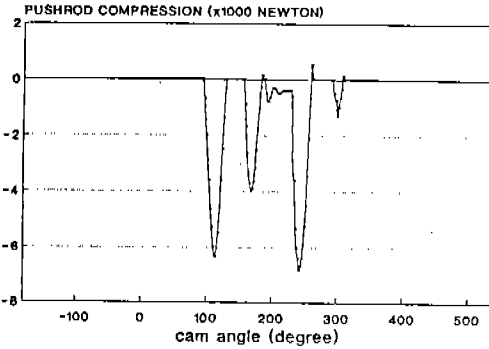


Fig.13 Simulated pushrod force(8200rpm)

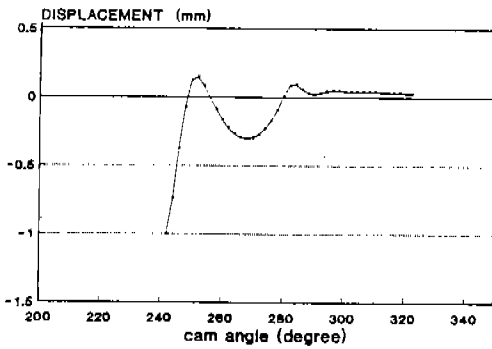


Fig.14 Simulated valve bounce(8200rpm)

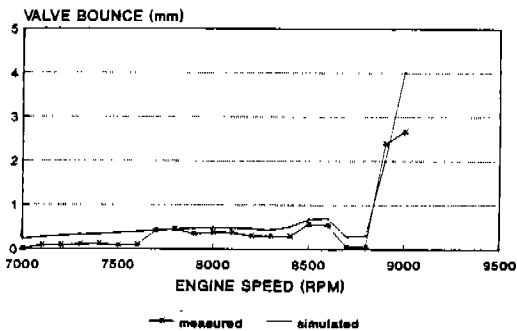


Fig.15 Simulated and measured valve bounce amplitude

브 바운싱의 크기는 엔진의 속도 증가에 따라 대체로 증가하는 현상을 보이는데, 특히 한계속도 부근에서는 바운싱의 크기가 급격히 증가한다. 또한 한계속도 직전에 바운싱의 크기가 매우 작은 속도 영역이 짧게 존재하는 것을 실험 결과와 시뮬레이션 결과 모두에서 발견할 수 있다. 이는 밸브 트레인의 고유진동수는 대체로 일정하지만 밸브의 작동 주기가 엔진의 속도증가에 따라 점점 짧아지기 때문에 발생하는 현상으로서 밸브 트레인의 진동 위상(phase)과 밸브가 열려있는 시간과의 상호작용에 관계된다. Fig.15에서 보듯이 이러한 밸브 트레인의 비정상적인 거동이 본 논문에서 제안된 모델을 이용하여 정확히 예측됨을 알 수 있다.

밸브 스프링 내부 진동현상이 독립적으로 계산되었기 때문에, 실제 스프링에 할당된 자유도를 포함하면 밸브 트레인이 111 자유도로 모델화되었지만 시간영역 적분에는 단지 3 자유도만이 시뮬레이션 되었다. 스프링 고유의 특성은 엔진의 속도나 캠의 형상에 무관하기 때문에, 본 모델은 매우 많은 시뮬레이션이 필요한 최적설계 문제에 특히 유용하게 사용될 수 있다. 스프링의 주파수 응답 곡선을 구하는 것이 단순하지 않지만 한번만 계산하면 반복적으로 사용할 수 있으므로 최적 설계에 필요한 전체 계산량에 비하면 매우 작은 부분에 지나지 않는다.

5. 결 론

캠 형상 최적설계에 사용하기 위하여 고속 운전시 밸브 트레인의 동적 거동을 시뮬레이션 하는 컴퓨터 모델을 개발했다. 밸브 스프링의 정상상태 거동이 선형 진동이론을 이용하여 별도로 계산되었기 때문에 스프링의 내부 진동의 영향을 무시하지 않으면서 밸브 트레인 시뮬레이션 모델로부터 스프링을 분리할 수 있었다. 그러나 밸브 스프링과 밸브 트레인 사이의 상호작용(coupling)은 별도로 고려했다. 스프링을 제외하면 실제로 밸브 트레인은 자유도가 작은 단순한 비선형 모델로 표현되므로 시뮬레이션은 훨씬 더 간단해진다. 또한 정상상태 거동이 한

주기 시뮬레이션으로 얻어지기 때문에 계산에 필요한 CPU 시간을 획기적으로 줄일 수 있었다. 모델의 타당성을 검증하기 위하여 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교했는데 잘 일치함을 보였다. 본 논문에서 기술한 모델링 기법은 밸브 거동 예측의 정확성과 적은 계산량으로 인하여 밸브 트레인 최적 설계시 유용하게 사용될 수 있다.

참 고 문 헌

1. S. Seidlitz, "An Optimization Approach to Valve Train Design," SAE Paper 901638, 1990.
2. S. Seidlitz, "Valve Train Dynamics-A Computer Study," SAE Paper 890620, 1989.
3. K. Akiba, and T. Kakiuchi, "A Dynamic Study of Engine Valving Mechanisms : Determination of the Impulse Force Acting on the Valve," SAE Paper 880389, 1988.
4. E. Haas, and J. Reichweger, "Measuring Technique and Analytical Vibration Investigation on Truck Engine Valve Mechanisms," Int. J. of Vehicle Design, Vol.8, pp418-427, 1987.
5. T. Kosugi, and T. Seino, "Valve Motion Simulation Method for High Speed Internal Combustion Engines," SAE Paper 850179, 1985
6. K. Akiba, A. Shimizu, and H. Sakai, "A Dynamic Study on Valve Trains(The Simulation on the Shock Force of the Valve Stem and its Reduction Methods)," JSME thesis, Vol. 52, No.483, thesis No.85-0862 A, 1985.
7. A.P. Pisano, "Coulomb Friction in High-Speed Cam Systems," ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol.106, pp470-474, 1984.
8. G.I. Johnson, "Studying Valve Dynamics with Electronic Computers," SAE progress in Technology, Vol.5, pp10-28, 1963.
9. Z. Yuan, and H. Li, "A Study on Dynamics of Valve Train by Means of Finite Element Method," Transactions of CSICE, Vol.4, No.3, 1986
10. A.P. Pisano and F. Freudenstein, "An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High Speed Cam Follower System. Part 2 : A Combined, Lumped/Distributed Parameter Dynamic Model," ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 105, pp.699-704, 1983.
11. P.J. Philips, A.R. Schamel, and J. Meyer, "An Efficient Model for Valve Train and Spring Dynamics," SAE Paper 890619, 1989.
12. G.W. Gear, "Numerical Initial Value Problems in Ordinary Differential Equations," Prentice Hall, 1971.