

내연기관 밸브 트레인 동역학의 수치해석

이 기 수* · 김 동 우

전북대학교 기계공학부

Numerical Analysis for Valve Train Dynamics of an Internal Combustion Engine

Ki Su Lee* · Dong Woo Kim

School of Mechanical Engineering, Chon Buk National University, Jeonju 561-756, Korea

Abstract : Numerical analysis for valve train dynamics of an internal combustion engine is presented. The components of the valve train are modeled by finite element techniques, and the dynamic contacts between the components are analyzed by the solution strategies of differential algebraic equations. Also an iterative scheme similar to the augmented Lagrange multiplier method is employed to enforce the contact constraints. It is shown that the contact and separation between the components of the valve train can be computed by the finite element techniques, and the numerical examples are presented to demonstrate the efficiency of the solution.

Key words : Valve train(밸브 트레인), Contact(접촉), Finite element method(유한요소법), Engine(엔진)

Nomenclature

K : mass matrix computed in initial configuration
 m : iteration counter
 M : stiffness matrix computed in initial configuration
 p : normal contact force
 q : displacement due to rigid body rotation
 R : transformation matrix due to rotation of rocker arm
 s : penetrated length
 t : time
 u : total displacement
 v, \hat{v}, \tilde{v} : displacement contact error, velocity contact error, acceleration contact error
 λ : nodal contact force transformed from p

Subscripts

r : rocker arm
 v : valve

1. 서론

자동차 엔진을 포함한 각종 고속 내연기관에 흡배기용으로 사용되는 밸브 트레인은 내연기관의 종류에 따라 여러가지 형태를 가지고 있으며, 일반적으로 캠, 로커 암, 램펫, 밸브 및 밸브 스프링 등으로 구성되어 있다. 그런데 밸브 트레인은 엔진의 소음 진동 및 엔진 성능 향상과 밀접한 관계가 있으며, 계속적인 설계 개선이 이루어지고 있는 분야이다(예로써 high-speed cam과 low-speed cam의 동시 장착 등). 내연기관이 정상적인 성능을 발휘하려면 밸브는 내연기관 내부에서 공기 및 연료의 압축 및 연소가 이루어지는 동안 계속 밸브 시트와 접촉하고 있어야 된다. 그러나 엔진의 회전 속도가 증가하게 되

*To whom correspondence should be addressed.
 kisulee@moark.chonbuk.ac.kr

면 밸브 트레인 구성품 들은 서로 고속으로 접촉한 후 분리되게 되며, 이러한 고속 접촉 및 분리 현상은 엔진 성능에 결정적 영향을 주게 된다. 따라서 밸브 트레인 동역학을 정확히 해석하는 것은 대단히 중요한 과제이며, 특히 동적인 접촉 및 이에 수반되는 응력 해석은 내연기관 흡배기 밸브 밸브 트레인의 해석 및 설계에서 중요한 요소가 된다.

한편 유한요소법은 현재 각종 복잡한 기계 및 구조물의 해석에 광범위하게 응용되고 있으며, 엔진 밸브 트레인의 구조해석에도 사용되고 있으나 대부분 밸브트레인 구성품의 정역학적인 해석에 국한되고 있다.^{1,2)} 그런데 밸브 트레인은 고속의 동적인 접촉을 하게 되므로 밸브 트레인 부품 사이의 동접촉을 고려하여 유한요소법 해석을 할 수 있으면 대단히 정확한 동역학적 해석이 가능할 것이다. 전통적으로 유한요소법에서 두 물체 사이의 접촉 해석을 위하여는 Lagrange multiplier method, penalty method 등이 사용되고 있다. 그런데 이러한 유한요소법의 접촉 해석 방법은 정적인 접촉의 경우에는 비교적 양호한 결과가 얻어지나, 동적인 접촉의 경우에는 접촉면에서의 속도 및 가속도로 인하여 추가적인 고려가 필요하게 된다. 대부분의 문헌 및 상용 유한요소법 코드(예로써 Bathe,³⁾ Hughes et al.,⁴⁾ ABAQUS⁵⁾)에서는 접촉면에서 두 물체의 운동량 보존 법칙을 적용하여 속도 또는 가속도를 수정하는 방식을 사용하고 있다. 그러나 이러한 경우에는 한 물체의 접촉면에서의 속도가 그 물체 내부에 있는 점들과는 연속이 되지 못하게 되며, 따라서 이와 같은 방법에 의하여 얻어지는 동적인 접촉의 해에는 일반적으로 수치해석의 오류로 인하여 실제에 없는 고주파 진동이 포함되게 된다. 특히 캠과 록커 암(록커 암이 없는 경우 캠과 밸브 또는 템렛)과의 접촉은 일반적으로 곡선 사이의 점 접촉이다. 그런데 대부분의 유한요소법 소프트웨어에서는 2 물체 접촉 해석에서 절점과 상대 면 사이의 접촉 (node to segment contact)으로 해석하고 있으며, 따라서 고속 회전하는 캠과 상대 면 사이의 정확한 접촉점을 찾기 어렵다. 밸브 트레인과 같은 고속 회전이 포함된 물체의 경우 접촉점이 정확히 찾아지지 않으면 그 해에는 심한 불안정성이 포함된다. 다물체 동역학의 경우

에도 동접촉 현상은 중요한 과제이며 현재 많은 연구가 이루어지고 있지만⁶⁾ 아직 밸브 트레인과 같이 고속 회전을 하는 물체 해석에 적용된 예는 찾기 힘들다. 유한요소법을 사용하여 복잡한 물체의 동적인 접촉 해석을 하는 경우 이와 같은 계산의 불안정성 이외에도 컴퓨터 계산 시간이 대폭 늘어나게 되는 등의 추가적인 문제가 발생한다. 이상과 같은 이유로 인하여 문헌에서 유한요소법을 사용하여 밸브 트레인의 동적인 접촉 현상을 해석한 경우는 찾기 어려우며, 대부분 밸브 트레인 각 부품을 장체로 취급하고 그들 사이에 스프링이 존재한다고 가정하여 해석하였다.⁷⁻¹¹⁾ 그러나 이 경우 각 부품 사이의 스프링은 실제로 존재하지 않는 가상의 스프링이며, 그 해석 결과는 가정된 스프링 상수에 의하여 좌우된다. 예로써 Adam 등⁹⁾은 강체로 가정한 부품 주위의 스프링 상수를 그 물체의 정역학적인 유한요소 해석에 의하여 결정하였으나, 실제 동역학적 해의 경우에는 국부적인 Hertzian 변형이 지배하지 않는 이상 물체의 탄성과 질량 효과가 연계되는 것이므로 의미가 없다. 따라서 밸브 트레인의 정확한 동접촉 해석을 위하여는 접촉면에서의 국부적인 Hertzian 변형뿐 아니라 유한요소법 방정식을 정확히 적용시켜 탄성과 질량 효과를 완전히 구하는 해법이 필요하다. 그리고 이러한 밸브 시스템의 동역학적 해석 결과는 신호처리 실험¹²⁾ 등에 의하여 현실적으로 평가할 수 있을 것이다.

그런데 Taylor와 Papadopoulos¹³⁾ 및 Lee^{14,15)}는 동접촉 문제의 경우 운동 방정식은 미분 방정식이므로 접촉 조건은 대수 방정식임을 고려하여 미분 대수 방정식 해법을 적용하여 접촉면에서의 속도 및 가속도 구속 조건을 변위의 구속 조건과 동시에 만족시키는 기법을 도입하여 안정된 수치 해를 구할 수 있음을 입증하였다. 본 논문에서는 Lee^{14,15)}의 속도 및 가속도 구속 조건을 고려하는 해법을 도입하여 밸브 트레인 각 부품사이의 동적인 접촉을 유한요소법을 사용하여 해석하고자 한다. 특히 캠과 록커 암 사이의 접촉 해석은 고속 회전하는 곡선 사이의 점 접촉이므로 Lee¹⁵⁾의 방법에 의하여 정확한 접촉점 및 여기에서의 속도와 가속도 등을 계산한다. 본 논문의 유한요소 해법은 고속 회전하는 기어 곡선

사이의 동접촉 해석을 위한 Lee¹⁵⁾의 해석 방법을 따르는 것이므로, 여기에서는 자세한 해법 설명은 생략하고 고속 회전을 수반하는 밸브 트레인 문제에 응용할 수 있음을 요약 설명한다.

2. 밸브 트레인 모델링

본 논문에서 밸브 트레인은 캠, 록커 암, 밸브, 밸브 스프링으로 구성된 모델을 사용하며 또한 밸브와 록커 암 사이에는 탭셋(tappet)이 들어 있는 경우를 고려한다. 캠은 강체로 취급하며 캠 외곽 곡선은 cubic spline interpolation을 사용하여 실제 설계도에 나타나는 수준의 정밀도를 사용하여 계산한다. 록커 암 및 밸브는 일반 구조해석 수준의 유한요소법을 사용하여 모델링하여 관성 및 탄성 효과를 동시에 정확히 기술하도록 한다. 밸브 스프링도 충분한 갯수의 스프링 요소 또는 트러스 요소를 사용하여 스프링의 질량과 탄성 효과를 밸브 축방향 운동에서 동시에 고려한다(만약 더 복잡한 요소를 사용하면 밸브 축 방향 이외의 운동도 포함 가능함). 또한 탭셋에서는 실제 현상과 동일하게 스프링 및 댐핑 효과를 발생시키도록 한다. 따라서 본 논문에서는 실제 엔진에서 존재하는 탭셋의 스프링과 댐핑은 사실대로 포함하지만, 기존의 참고문헌⁷⁻¹¹⁾ 해처럼 물체와 물체 사이의(즉 강체와 강체 사이의) 접촉면에 실제로 없는 가상의 스프링 및 댐핑을 사용하지 않는다(단 표면에서 Hertzian 변형 수준의 스프링 도입은 가능함).

3. 밸브 트레인 운동 방정식

본 논문에서 밸브는 일반적인 탄성체로 취급하며 또한 밸브와 밸브 시트 사이의 접촉력은 해 이전에 알고 있다고 가정하여 운동 방정식을 만들고, 정확한 접촉력을 본 논문의 반복계산법을 사용하여 계산한다. 그러면 일반적인 유한요소법을 사용하여 다음 형태의 운동 방정식을 만들 수 있다.

$$\begin{bmatrix} R^T M_r R & 0 \\ 0 & M_v \\ R^T K_r R & 0 \\ 0 & K_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u}_r \\ \dot{u}_v \\ u_r - q_r \\ u_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_r(p) \\ 0 \\ \lambda_v(p) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

위에서 M은 초기 위치에서의 질량 행렬, K는 초기 위치에서의 강성도 행렬, u는 유한요소 절점에서의 변위(즉 u는 탄성 변형 및 강체 회전으로 인한 변위의 합이며, 밸브의 경우 강제 회전이 없으므로 탄성 변형과 강체 운동을 분리하여 고려하지 않음), R은 강체 회전으로 인한 좌표 변환 행렬, q는 강제 회전으로 인한 유한요소 절점에서의 변위, λ는 접촉력 p를 유한요소 전체 방정식 좌표계에서 사용하는 힘으로 변환한 것이다. 그리고 하첨자 r과 v는 각각 록커 암과 밸브를 나타낸다. 밸브 스프링 역시 스프링 요소를 사용하여 위의 운동 방정식에 포함되고, 특히 밸브에는 축대칭 요소를 사용하여 유한요소법을 적용한다. 록커 암의 회전 각도가 주어지면 록커 암의 강체 운동으로 인한 변위 q 및 좌표 변환 행렬 R이 결정되며, 따라서 접촉력이 추가로 주어진 경우 위의 운동 방정식은 일반적인 Newmark method를 사용하여 간단한 시간 적분이 가능하다. 또한 접촉점에서 접촉점 사이의 침투 길이를 s_i라고 하면, 시간 t+Δt에서의 접촉 조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} p_i^{t+\Delta t} &\leq 0 \\ s_i^{t+\Delta t} &\leq 0 \\ p_i^{t+\Delta t} &= 0 \quad \text{if } s_i^{t+\Delta t} < 0 \end{aligned} \quad (2)$$

만약 접촉면에서 발생하는 국부적인 Hertzian 변형을 고려한다면 침투 길이 s_i 계산시 접촉면에서의 국부적인 Hertzian 변형에 대응하는 거리를 추가로 삭제하여 주면 된다. 또한 록커 암과 밸브 사이의 탭셋에서의 접촉 조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} p_i^{t+\Delta t} &= -k_i s_i^{t+\Delta t} - c_i \dot{s}_i^{t+\Delta t} \geq 0 \\ p_i^{t+\Delta t} &= 0 \quad \text{if } s_i^{t+\Delta t} < 0 \end{aligned} \quad (3)$$

위에서 k와 c는 각각 탭셋의 스프링 상수와 댐핑 계수를 나타낸다.

4. 운동 방정식 해법

본 논문에서는 접촉 조건 (2), (3)을 만족시키는 운동 방정식 (1)의 해를 구하여야 하는데, 이를 위하여 참고문헌 15)에서 고속 회전하는 기어의 동접촉 문제를 유한요소법을 사용하여 해석한 방법을 사용하기로 한다. 해법 상세 과정은 참고문헌 15)에서 기어의 동접촉 해석 과정에 자세히 설명되어 있으므로

로 여기에서는 밸브 트레인 문제에 적용시키기 위한 계략적인 과정만 설명한다. 기본적으로 접촉 조건 (2), (3)을 만족시키는 운동 방정식 (1)의 해는 매 time step에서 접촉력 p 를 가정한 후 Newmark 시간 적분법을 이용하여 그 해를 구하는 과정을 사용하며, 정확한 접촉력 p 는 반복 계속법을 사용하여 구한다. 그런데 좌표 변환 행렬 R 과 강제 회전으로 인한 변위 q 역시 해의 함수가 되므로 추가로 반복 계산법을 필요로 한다. 만약 이를 위하여 비선형 방정식을 풀기 위한 Newton Raphson 반복법이 사용되면 대단히 많은 계산 시간이 소요될 것이다. 그런데 본 논문의 경우 록커 암에서는 큰 강제 회전 운동이 발생하지만 탄성 변형은 미소하므로 식 (1)의 행렬 M 및 K 는 변하지 않는다. 또 록커 암의 강제 회전 각도가 주어지면 좌표 변환 행렬 R 과 강제 회전으로 인한 변위 q 는 자동적으로 결정되므로 대단히 경제적으로 운동 방정식 (1)을 시간 적분할 수 있다. 즉 Δt 가 일정하면 Gauss 소거법 적용시 대단히 많은 계산 시간이 소요되는 행렬 M 및 K 의 forward reduction을 계산 초기에 한번만 하면 되므로 대단히 경제적인 계산이 가능하다. 이상에서 설명한 바와 같이 본 논문에서는 운동 방정식 (1)은 매 time step에서 록커 암의 회전 각도 및 접촉력 p 를 가정한 후 Newmark 시간 적분법을 이용하여 그 해를 구하며, 정확한 강제 회전 각도 및 접촉력 p 는 반복 계속법을 사용하여 구한다(여기에서 록커 암의 강제 회전 각도는 록커 암 축 중심 부근 점과 여기에서 멀리 떨어진 임의의 한 점을 잇는 직선의 회전에 의하여 구함). 매 time step에서 다음의 반복 계산 loop가 사용된다.

Step 1 : 가정한 록커 암의 회전각에 의한 R 및 강제 회전으로 인한 변위 q 를 사용하여, p 를 다음에 설명하는 반복 계산법에 의하여 보정한 후, 운동 방정식 (1)의 해를 Newmark 시간 적분법에 의하여 구함. 이렇게 구한 (1)의 해를 이용하여 접촉 조건 (2), (3)이 만족될 때까지 반복 계산법에 의한 p 계산을 수행함.

Step 2 : 위에서 구한 식 (1)의 해에 의하여 록커 암의 실제 회전각을 계산함. 계산된 회전 각과 위에서 가정한 회전각이 일치하지 않는 경우, 계산된 회전각을 이용하여 새로운 회전각을 산출한 후 Step 1

을 반복함.

그리고 본 논문에서는 정확한 접촉력을 계산하기 위한 과정으로서 캠 및 밸브 시트에서의 접촉 점에서 다음과 같이 접촉 오차를 정의한다.

$$v_i^{t+\Delta t} = \begin{cases} s_i^{t+\Delta t} & \text{if } p_i^{t+\Delta t} < 0 \text{ or } s_i^{t+\Delta t} > 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (4)$$

또한 록커 암과 밸브 사이에 있는 탭렛에서의 접촉점에서 다음과 같이 접촉 오차를 정의한다.

$$v_i^{t+\Delta t} = \begin{cases} s_i^{t+\Delta t} + \frac{p_i^{t+\Delta t}}{k_i} + \frac{c_i s_i^{t+\Delta t}}{k_i} & \text{if } \left\{ \begin{aligned} & p_i^{t+\Delta t} < 0 \text{ or } s_i^{t+\Delta t} + \frac{p_i^{t+\Delta t}}{k_i} + \frac{c_i s_i^{t+\Delta t}}{k_i} > 0 \\ & \text{and } s_i^t > 0 \end{aligned} \right\} \\ s_i^{t+\Delta t} + \frac{p_i^{t+\Delta t}}{k_i} & \text{if } \left\{ \begin{aligned} & p_i^{t+\Delta t} < 0 \\ & \text{or } s_i^{t+\Delta t} + \frac{p_i^{t+\Delta t}}{k_i} > 0 \\ & \text{and } s_i^t \leq 0 \end{aligned} \right\} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (5)$$

이상과 같이 각 접촉 가능점에서 정의한 접촉 오차에 의하여 접촉 오차 벡터 v 를 정의하고 나면, 접촉 조건 (2), (3)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} p_i^{t+\Delta t} &\leq 0 \\ v^{t+\Delta t} &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

따라서 본 논문에서는 참고문헌 14), 15)에서와 마찬가지로 다음과 같이 augmented Lagrange multiplier method와 비슷한 반복 계산법을 사용하여 접촉 오차를 0으로 단조 감소시켜 위의 접촉 조건을 만족시키는 방법을 사용한다.

$$\begin{aligned} \bar{p}_i^{t+\Delta t, m} &= p_i^{t+\Delta t, m-1} - \alpha v_i^{t+\Delta t, m-1} \\ p_i^{t+\Delta t, m} &= \min(\bar{p}_i^{t+\Delta t, m}, 0) \end{aligned} \quad (7)$$

위에서 m 은 반복 횟수를 나타내고, α 는 참고문헌 14) 및 15)에서 사용된 상수로서 다음에 개략적으로 설명한다. 밸브는 선형 탄성체이므로 접촉면에서는 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$\delta v^{t+\Delta t} = \delta w^{t+\Delta t} + C \delta p^{t+\Delta t} \quad (8)$$

위에서 w 는 접촉력을 제외한 기타의 힘들에 의한

변위 접촉 오차 성분을 나타내고, 행렬 C는 positive definite이다. 따라서 참고문헌 14) 및 15)의 과정에 의하여 α 가 다음의 조건

$$0 < \alpha < \frac{2}{\|C\|_\infty} \quad (9)$$

을 만족시키는 경우 반복계산법 (7)에 의한 접촉력 변화에 의하여 운동 방정식 (1)의 해로부터 다음과 같은 접촉 오차에 관한 부등식을 얻을 수 있다.

$$\|v^{t+\Delta t, m}\|_2 < \|v^{t+\Delta t, m-1}\|_2 \quad (10)$$

따라서 접촉력을 반복 계산법 (7)에 의하여 계산함으로써 접촉 오차를 0으로 단조 감소시켜 접촉 조건 (2), (3)을 만족시킬 수 있다. 반복 계산법 (7)에서 최대 효율을 위한 α 는 행렬 C의 고유치 분포와 관계되지만 본 논문 밸브 트레인의 경우 $\alpha=1/\|C\|_\infty$ 이면 충분한 수준의 수렴 속도가 얻어진다.

한편 접촉점에서의 속도 적합조건을 만족시키기 위하여 다음과 같이 캠 및 밸브 시트의 접촉점에서 속도 오차를 정의하고

$$\hat{v}_i^{t+\Delta t} = \begin{cases} \dot{s}_i^{t+\Delta t} & \text{if } \bar{p}_i^{t+\Delta t} < 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (11)$$

다음과 같이 캠 및 밸브 시트의 접촉점에서 가속도 오차를 정의한다.

$$\hat{\ddot{v}}_i^{t+\Delta t} = \begin{cases} \dot{\dot{s}}_i^{t+\Delta t} & \text{if } \bar{p}_i^{t+\Delta t} < 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (12)$$

그런데 캠과 록커 암 사이의 접촉점은 고속 회전하는 2 곡선 사이의 접촉점이며, 접촉점은 곡선 위에서 고속으로 미끄러지며 이동한다. 따라서 접촉점의 가속도 계산시 복잡한 과정에 의하여 Coriolis 가속도 및 구심 가속도 등을 정확히 포함하여야 하며 본 논문에서는 참고문헌 15)의 과정에 의하여 계산하였다. 그리고 록커 암과 밸브 사이의 탭벳에서도 비슷한 방법으로 속도 오차를 정의한다(여기에서 탭벳은 스프링과 댐퍼로만 구성된 질량이 없는 구성품이므로 탭벳에서 관성력은 발생하지 않으며 가속도 오차는 0이다). 위의 속도 및 가속도 접촉 오차 벡터는 참고문헌 14) 및 15)와 마찬가지로 반복 계산법 (7)을 사용하여 매 계산 시간마다 그 크기를 0으로 단조 감소시켜 접촉면에서 속도 및 가속도 구

속 조건이 만족되도록 한다.

5. 예제 계산

본 예제에서는 Fig. 1과 같은 캠 및 록커 암을 사용한다. 캠은 강체로서 기초 원(base circle)의 반경은 1.85cm, 최대 높이는 2.4357cm이다. 캠의 외곽 곡선은 360개의 절점 및 cubic spline interpolation을 사용하여 표시한다. 또한 록커 암은 반경 1cm의 롤러에 의하여 캠과 접촉한다. 록커 암에서 록커 암 축은 편의상 고려하지 않고 Fig. 1처럼 72개의 평면 응력 요소 및 절점을 사용하여 록커 암을 유한 요소로 모델링 하였다. 록커 암의 종탄성 계수는 70Gpa, 포아송 비는 0.3, 밀도는 2800kg/m³, 두께 8mm이다. 실제 엔진의 경우 록커 암 축은 록커 암과 분리되어 있으며 이들 사이에는 접촉 조건이 부과되어야 하지만, 록커 암의 응력 계산과 같은 특수한 경우를 제외하고는 본 예제와 같이 모델링 하여도 전체적인 동역학적 해석에는 거의 차이가 없으리라고 예상된다(만약 록커 암의 응력 계산이 필요한 경우에는 록커 암의 실제 모양 및 위치별 두께를 정확히 고려하고 또 록커 암 축과의 사이에 접촉 조건을 부과하면 됨). 그리고 록커 암과 밸브 사이에는 엔진 오일의 압력에 의하여 작동하는 탭벳이 부착되어 있으며 탭벳에서의 스프링 상수는 5KN/m, 댐핑 계수는 40KN-sec/m이다.

본 예제에서 사용하는 밸브는 탄성체로서 높이 85mm 밑면 반지름 14mm인데 Fig. 2에서 보인 바와 같은 축대칭 모델을 사용하며 341개의 4절점 및 3절

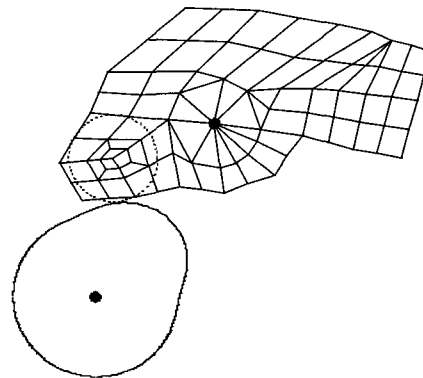


Fig. 1 Model for Cam and rocker arm

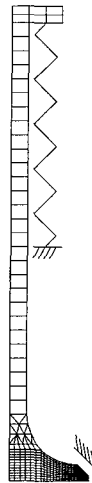


Fig. 2 Valve model

점 축대칭 요소를 사용하여 계산한다. 그리고 밸브 트레인 조립시 밸브 축은 수직축과 21° 경사를 이루며, 밸브 축 상층 면이 록커 암 우측 하단의 탭펫과 접촉한다. 한편 밸브 시트는 강체라고 가정하며, 밸브와 밸브 시트 사이의 평면은 밸브 축과 45° 각도를 이룬다. 밸브의 종탄성 계수는 210Gpa, 포아송 비는 0.3, 밀도는 7800kg/m³이다. 밸브 스프링의 스프링 상수는 40KN/m, 질량은 0.035kg 이며, 축 방향 운동만 기술하면 되므로 밸브 스프링은 트러스 요소를 사용하여 모델링 하였다. 본 예제에서는 밸브 스프링의 서징 현상은 고려하지 않았으며, 밸브와 밸브 시트가 완전 접촉할 경우 정역학적 밸브 스프링 힘은 100N인 경우를 고려한다. 그리고 접촉면에서의 국부적인 Hertzian 변형을 고려하여 각 접촉면에는 100MN/m 수준의 대단히 강한 스프링이 있는 것으로 생각하였다. 또한 본 예제에서는 경제적 계산을 위하여 밸브와 밸브 시트사이에서 접촉 응력은 균일 분포한다고 가정하였으며, 이 접촉면에 있는 절점들의 평균 변위를 이용하여 단 하나의 접촉 조건을 밸브와 밸브 시트사이에서 사용하였다.

먼저 캠의 회전 속도가 1000rpm인 경우(이 경우 4 사이클 엔진의 회전 속도는 2000rpm)를 고려한다. 이 경우 본 논문의 방법에 의하여 계산된 캠과 록커 암 사이의 접촉력 변화가 Fig. 3에 표시되어 있으며, 록커 암과 밸브 사이(즉 탭펫)에서의 접촉력 변화가 Fig. 4에 표시되어 있고, 밸브와 밸브 시트 사

이의 접촉력 변화가 Fig. 5에 표시되어 있다. 또 밸브와 밸브 시트 사이의 간격의 변화가 Fig. 6에 표시되어 있으며 밸브는 밸브 시트와 접촉 후 캠에 의하여

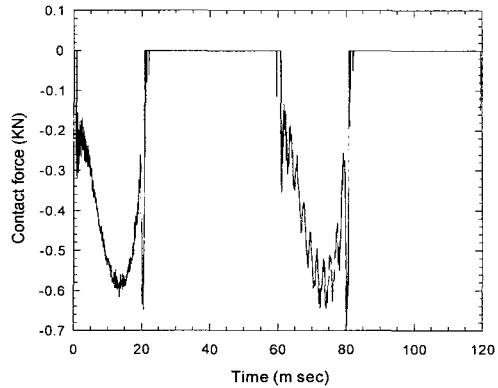


Fig. 3 Variation of contact force between the cam and rocker arm(1000rpm)

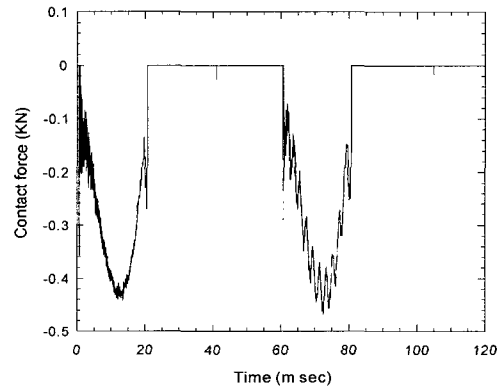


Fig. 4 Variation of contact force between the rocker arm and valve(1000rpm)

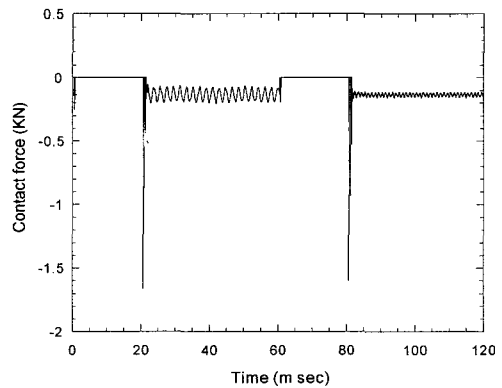


Fig. 5 Variation of contact force between the valve and valve seat(1000rpm)

강제 분리될 때까지 밸브 시트에서 거의 분리되지 않는다. 그런데 캠의 회전 속도가 3000rpm으로 증가한 경우에는 밸브와 밸브 시트 사이의 간격의 변화

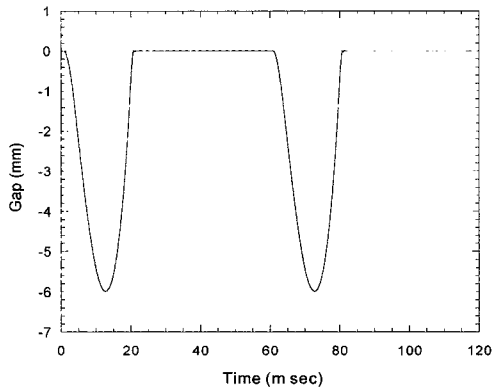


Fig. 6 Variation of gap between the valve and valve seat (1000rpm)

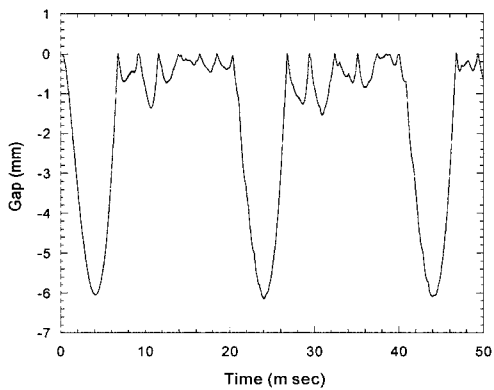


Fig. 7 Variation of gap between the valve and valve seat (3000 rpm)

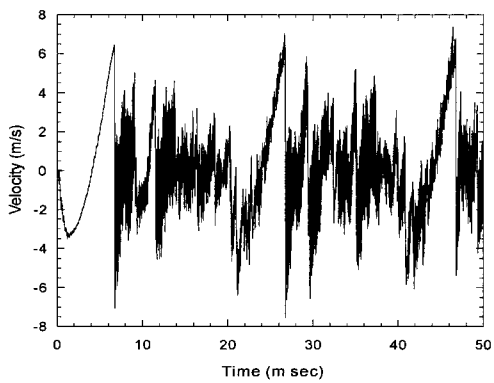


Fig. 8 Variation of velocity on the top of the valve (3000 rpm)

가 Fig. 7에 표시되어 있으며 밸브가 초기 접촉 후 분리되는 최대 간격은 1mm 이상이 된다. 이 경우 밸브 상단부의 속도 변화가 Fig. 8에 표시되어 있다. 그런데 캠의 회전 속도가 3000rpm인 경우에도 만약 밸브와 밸브 시트가 완전 접촉할 경우 밸브 스프링이 내는 힘이 150N으로 증가된 모델을 사용하면 밸브는 밸브 시트와 부딪친 후 Fig. 9에 표시된 바와 같이 0.1mm 정도만 튀어 오른다. 그리고 이 경우의 밸브 상단부의 속도의 변화가 Fig. 10에 그려져 있다. 캠의 회전 속도가 3000rpm으로 동일한 경우에도 밸브 스프링이 내는 힘의 강약에 의하여 밸브가 밸브 시트와 부딪친 후 튀어 오르는 분리 현상이 Fig. 7 및 Fig. 9에서 비교된 것처럼 크게 변하고 있다. 한편 밸브에서 발생하는 진동 역시 캠의 회전 속도가 3000 rpm으로 동일한 경우에도 밸브 스프링이 내는 힘의

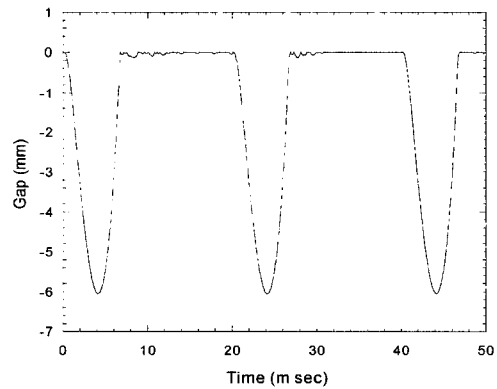


Fig. 9 Variation of gap between the valve and valve seat (3000 rpm, increased spring force)

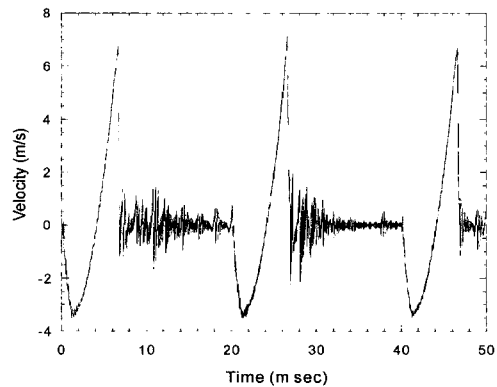


Fig. 10 Variation of velocity on the top of the valve (3000 rpm, increased spring force)

강약에 의하여 Fig. 8 및 Fig. 10에서 비교된 것처럼 크게 변하고 있다. 그런데 밸브 트레인의 설계 변수는 밸브 스프링 외에도 각 구성품의 모양, 질량, 탄성 계수 등 대단히 많으며, 이들의 설계 변경으로 인한 사항 역시 유한요소법으로 간단히 모델링 한 후 본 논문의 방법에 의하여 해석이 가능할 것이다. 위의 모든 경우에 운동 방정식의 Newmark time integration을 위한 시간 간격은 5×10^{-5} seconds로 하였으며, Pentium IV(1.2GHz)에서의 계산 시간은 캠 회전 속도가 3000rpm의 경우 캠의 1 회전당 93 seconds 정도로서 문제의 복잡성에 비교하여 대단히 경제적인 계산이라고 할 수 있다.

6. 결론

밸브 트레인을 유한요소법을 사용하여 모델링 하였으며 고속 회전하는 내연기관 밸브 트레인 부품 사이의 동적인 접촉을 고려하여 운동 방정식의 해를 경제적으로 구할 수 있음을 설명 하였다. 유한요소법에 의한 운동 방정식 즉 미분 방정식과 접촉 조건에 의한 대수 방정식을 안정적으로 풀기 위하여 접촉면에서의 속도 및 가속도 구속 조건을 추가로 고려하였다. 캠과 록커 암 사이의 접촉점 및 거기에서 발생하는 가속도는 참고문헌 15)에서 사용한 고속 운동하는 2 곡선 사이의 접촉 해석 방법에 의하여 정확히 계산하였다. 본 논문은 유한요소법을 사용하여 각 부품을 모델링 하였으므로 캠 외곽 곡선 등 각 부품의 모양, 질량, 탄성 계수 등을 설계 변경시켜가며 본 논문의 방법에 의하여 동역학적 해석이 가능할 것이다. 특히 상당히 경제적인 계산이 가능하므로 실제 설계도 수준의 복잡한 모델에 대한 계산이 가능하리라고 예상된다. 또한 본 논문의 경우 일반적인 유한요소법을 정확히 사용하여 그 운동 방정식해를 구하는 것이므로 밸브 내부의 응력 및 접촉면에서의 접촉력을 정확히 계산 가능하며, 따라서 열변형 해석등과 연계하여 밸브 트레인의 최적 형상 설계 및 접촉면의 마모 해석 등에 응용이 가능하며 이에 대한 연구가 추가 요망된다. 그리고 밸브 스프링도 많은 수의 유한요소를 사용하여 모델링하였으므로 이들 사이에 접촉 조건을 추가로 도입하는 경우 스프링 코일 사이의 동접촉에 의한

서징 해석도 가능하리라고 예상되며 이에 대한 추가 연구 역시 요망된다.

References

- 1) B. Balabsubramanian, M. Svoboda, W. Bauer, "Structural Optimization of I. C. Engines Subjected to Mechanical and Thermal Loads," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.89, pp.337-360, 1991.
- 2) F. W. Speckens, J. Buck, "Marked Progress in Both Technique and Handling of Valve Train and Valve Train Drive Calculation on Commercial Platforms", SAE Transactions, Vol.108, pp. 843-850, 1999.
- 3) K. J. Bathe, A. B. Chaudhary, "A Solution Method for Static and Dynamic Analysis of Three-dimensional Contact Problems with Friction," Computers and Structures Vol.24, pp. 855-873, 1986.
- 4) T. J. R. Hughes, R. L. Taylor, J. L. Sackman, A. Curnier, W. Kanokkulchai, "A Finite Element Method for a Class of Contact-Impact Problems," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.8, pp.249-276, 1976.
- 5) ABAQUS Manual, Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc., Version 6.2, 2001.
- 6) T. Klish, "Contact Mechanics in Multibody Systems," Mechanism and Machine Theory, Vol.34, pp.665-674, 1999.
- 7) C. Chan, A. P. Pasano, "Dynamic Model of a Fluctuating Rocker-Arm Ratio Cam System," Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol.109, pp.356-365, 1987.
- 8) K. Nagaya, "Nonlinear Transient Response of a High Speed Driven Valve System and Stresses in Valve Springs for Internal Combustion Engines," Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol.111, pp. 264-271, 1989.
- 9) M. Adam, L. Bakaj, H. B. Woyand, "Application of Numerical Simulation for the Analysis of the Dynamic Behavior of Valve Train

- Systems,” International Journal of Vehicle Design, Vol.11, pp.281-292, 1990.
- 10) B. Sendyka, “The Analysis of the Dynamic Contact Stresses Occurring in the Valve-Crankshaft systems of the Internal Combustion Engine,” SAE 940214, 1994.
 - 11) J. Lee, D. J. Patterson, “Nonlinear Valve Train Dynamics Simulation with a Distributed Parameter Model of Valve Springs,” Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 119, pp.692-698, 1997.
 - 12) J. H. Seok, W. J. Kim, Y. S. Park, “An Experimental Study on Valve Lash Diagnosis Using Cylinder Head Vibration Signal,” Journal of KSAE, Vol.14, No.5, pp.117-127, 1992.
 - 13) R. L. Taylor, P. Papadopoulos, “On a Finite Element Method for Dynamic Contact/Impact Problems,” International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol.36, pp.2123-2140, 1993.
 - 14) K. Lee, “A Numerical Method for Dynamic Analysis of Vehicles Moving on Flexible Structures Having Gaps,” International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol.40, pp. 511-531, 1997.
 - 15) K. Lee, “Analysis of the Dynamic Contact Between Rotating Spur Gears by Finite Element and Multi-Body Dynamics Techniques,” Journal of Mechanical Engineering Science (Proc. Instn. Mech. Engrs. Part C), Vol.215, pp. 423-435, 2001.