

# 부품의 탄성변형을 고려한 내연기관 밸브트레인 동역학 해석

이 기 수\*

전북대학교 기계공학과

## Analysis of Valvetrain Dynamics of an Internal Combustion Engine with Elastic Deformation of the Components

Ki Su Lee\*

Department of Mechanical Engineering, Chonbuk National University, Jeonbuk 561-756, Korea

(Received 7 October 2008 / Accepted 5 February 2009)

**Abstract** : The elastic effects of the valve train components are analyzed by using the finite element models of the rocker arm and valve. The whole equations of motion of the valvetrain of an internal combustion engine formulated by finite element techniques are solved by imposing the contact conditions with the augmented Lagrange multiplier method. The velocity and acceleration constraints as well as the displacement constraints are imposed on the contact points. The numerical simulations show that, even if the magnitude of the elastic deformation of the components is very small, it may have large effects on the valvetrain dynamics of a high-speed engine.

**Key words** : Valvetrain(밸브트레인), Elastic deformation(탄성변형), Contact(접촉), Finite element method(유한요소법), Multibody dynamics(다물체동역학)

### 1. 서 론

밸브트레인은 자동차 엔진에서 중요한 역할을 담당하지만 고속회전이 포함된 물체의 동역학적 해의 복잡성으로 인하여 대부분 설계 기술자의 경험 및 상대적으로 간단한 모델 계산에 의하여 설계하는 경우가 많았다. 그런데 신형 엔진에서 신형 밸브트레인이 등장하는 경우 단순화된 모델은 불가피하게 계산 오차를 포함하게 되며 또한 실험적으로 측정하는 것 역시 대단히 까다로운 작업이므로<sup>1)</sup> 효율적인 설계를 위하여는 전체 부품을 정확히 모델링하여 정확히 해석할 필요가 있다. 본 논문에서는 밸브트레인 모든 부품을 유한요소법에 의하여 정확히 해석 가능함을 실례를 들어 설명하고자 한다. 현재

의 자동차 엔진 밸브트레인은 일반적으로 캠, 록커 암, 밸브 스프링, 밸브 등 여러개의 부품으로 구성되어 있다. 엔진 고속회전시 밸브트레인은 부품 사이에 상당히 큰 접촉력 및 관성력이 작용하게 되며 따라서 고속 회전시 부품의 탄성변형을 무시할 수 없게 된다. 특히 미래에 신소재 개발과 더불어 부품의 인장강도는 점점 높아질 것이므로 관성 효과 절감을 위하여 부품의 두께가 얇아지는 경우 탄성변형의 영향은 더욱 증가할 것이다. 그러나 전통적으로 밸브트레인 동역학적 해석에서는 부품을 모두 강체로 취급하고 부품과 부품 사이에 인공적으로 스프링 또는 댐퍼를 부착하는 기법을 사용하여 비교적 단순한 동역학적 모델을 이용한 해석을 수행하였다.<sup>2-6)</sup> 또한 최근의 다물체 동역학(multibody dynamics)기법을 활용하는 경우에는 모든 부품의 질량

\*Corresponding author, E-mail: kisulee@chonbuk.ac.kr

효과를 벨브트레인 동역학적 해석에 정확히 반영할 수 있지만, 부품과 부품 사이의 접촉조건은 역시 인공적인 스프링-댐퍼를 사용하고 있는 것이 일반적이다.<sup>7)</sup> 그러나 이러한 부품 사이의 인공적인 스프링과 댐퍼는 실제 벨브트레인에서는 존재하지 않지만, 부품을 모두 강체로 모델링하여 동역학적 해석을 수행하는 경우 부품 사이의 접촉 구속조건을 위하여 불가피하게 도입되는 것이다. 따라서 이러한 방법을 사용한 벨브트레인 동역학적 해석의 경우 그 해는 인공적으로 가정한 부품 사이의 스프링과 댐퍼의 수치에 의하여 크게 달라지게 된다. 이러한 인공적인 스프링과 댐퍼 값을 특정 벨브트레인의 특정 조건을 가정한 실험에 의하여 지정한다면, 다른 벨브트레인의 일반적인 엔진 회전수에서는 적용할 수 없다. 즉 표면의 스프링과 댐퍼에 의해서는 접촉점의 국부적 변형은 표현 가능하지만, 물체의 탄성 변형은 그 물체 전체의 동역학적 효과와 결합하여 발생하므로, 부품과 부품 사이의 접촉점에 인공적으로 가정한 스프링과 댐퍼에 의해서는 그 물체의 탄성변형 효과가 제대로 방정식에 반영되지 못한다.

최근 자동차 등 복잡한 기계의 동역학 해석을 위하여 광범위하게 사용되고 있는 다물체동역학에서도 물체의 탄성변형을 고려한 운동방정식 사용이 가능하지만, 해석의 복잡성으로 인하여 대부분 탄성변형 중 주요한 모드만을 추출하여 운동방정식에 포함시키고 있다. 따라서 부품과 부품 사이에 충격적인 접촉과 분리가 계속되는 경우에는 그 정확성에 대한 신뢰도가 감소할 수 있다. 한편 유한요소법 및 고체역학에서는 탄성체가 크게 회전하는 경우 원칙적으로 변형률과 변위 사이에 심한 비선형 현상이 발생하는 대단히 복잡한 대변형 이론을 적용하여야 하지만, 이것은 실제로 다물체동역학 해석에서는 너무 복잡한 비실용적 이론이므로 사용할 수가 없다. 이상과 같은 문제점을 해결하기 위하여 본 논문에서는 참고문헌<sup>8)</sup>에서 사용한 바와 같이 좌표계가 회전하는 물체에 부착되어 물체와 같이 회전하는 corotational coordinates를 사용한다. 즉 물체의 관성효과 및 전체 운동방정식은 고정된 절대좌표계에 의하여 기술하고 회전하는 물체의 탄성효과

는 물체에 부착되어 회전하는 corotational coordinates에서 유한요소법에 의하여 미소변형 이론을 적용하여 해석한다. 탄성변형이 발생하는 물체와 물체 사이의 접촉조건은 유한요소법에서 광범위하게 연구되었으며 현재 산업체에서 사용되는 상용 코드에도 잘 반영되어 있다. 그러나 접촉조건이 동적인 접촉조건이 되는 경우에는 현재에도 해에서 비현실적인 수치 진동이 발생하는 등 문제점이 있으며, 특히 회전체 사이의 동적인 접촉은 계속적인 연구가 필요한 실정이다. 그런데 저자는 참고문헌<sup>8-10)</sup>에서 변위 접촉조건, 속도 접촉조건 및 가속도 접촉조건을 동시에 사용하고 특히 회전체의 경우 Coriolis 가속도 및 구심 가속도를 추가로 고려하면 해에서 불필요한 수치 진동이 발생하지 않는 정확한 해를 구할 수 있음을 증명하였으며, 이러한 방법을 본 논문에서도 적용한다.

본 저자는 참고문헌<sup>10)</sup>에서 벨브트레인의 록커암과 벨브를 탄성변형을 고려하여 유한요소법을 사용하여 해석할 수 있음을 증명하였으나, 이러한 부품의 탄성 효과가 벨브트레인 전체의 운동에 미치는 영향을 제시하지는 않았다. 본 논문에서는 록커암과 벨브의 탄성효과가 벨브트레인 전체의 동역학적 해에 미치는 영향을 추가로 분석하고자 한다. 본 논문에서 사용하는 해법 및 방정식은 대부분 본 저자의 기존 참고문헌<sup>10)</sup>의 방법을 따르므로 이에 대한 추가 설명은 생략하고 계산 방법에 대한 간단한 설명만을 본문에서 언급한다. 본 논문에서는 모델 계산을 통하여 부품 자체의 탄성 변형은 미미하지만 그러한 탄성변형이 벨브트레인 전체의 해에는 상당한 영향을 미치고 있음을 집중 설명한다.

## 2. 운동 방정식, 접촉조건 및 해법

본 논문의 벨브트레인에서는 록커암, 벨브 및 벨브스프링은 탄성을 고려하려 유한요소법으로 모델링하며, 캠과 벨브 시트는 탄성 변형을 무시할 수 있으므로 강체로 취급한다. 본 논문의 목적은 부품의 탄성 변형이 벨브트레인 전체의 동역학적 해에 미치는 영향을 검토하는 것이므로 록커암이 고정 점주위를 자유롭게 회전할 수 있는 조건을 부여하여 록커암 축을 단순화 시킨다(물론 록커암을 정확히

해석할 필요가 있는 경우에는 록커암을 설계도에 의하여 정확히 모델링하고 록커암과 록커암 축 사이에 추가로 접촉조건을 부여하면 됨). 록커암이 큰 각도의 회전을 하므로 록커암의 변위는 크지만, 강제회전으로 인한 변위를 제외하면, 탄성 변형은 대단히 작으므로, 본 논문에서는 참고문헌<sup>8,10)</sup>과 같이 록커암과 더불어 회전하는 좌표계(corotational coordinates)에서 탄성변형을 계산하는 방법을 택한다. 그러면 잘 알려진 유한요소법에 의하여 다음과 같이 록커암, 밸브 및 밸브 스프링의 운동방정식을 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{R}^T \mathbf{M}_r \mathbf{R} & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_{vs} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_r \\ \ddot{\mathbf{u}}_{vs} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{R}^T \mathbf{K}_r \mathbf{R} & 0 \\ 0 & \mathbf{K}_{vs} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_r - \bar{\mathbf{u}} \\ \mathbf{u}_{vs} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_r(\mathbf{p}) \\ 0 \\ \mathbf{f}_{vs}(\mathbf{p}) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

위에서  $\mathbf{M}$ 과  $\mathbf{K}$ 는 밸브트레인 초기 형상에서 유한요소법에 의하여 얻어지는 질량 및 강성도 행렬,  $\mathbf{R}$ 은 록커암 회전에 의한 좌표 변환 행렬,  $\mathbf{u}$ 는 대규모 강제회전 및 미소 탄성 변형을 모두 포함한 전체 변위,  $\bar{\mathbf{u}}$ 는 대규모 강제회전으로 인한 변위,  $\mathbf{p}$ 는 부품 사이의 접촉으로 인한 접촉력,  $\mathbf{f}$ 는 접촉력  $\mathbf{p}$ 를 유한요소 전체 좌표계의 절점에 작용하는 힘으로 변형시킨 힘이다. 또한 하첨자  $r$ 은 록커암을 표시하고, 하첨자  $vs$ 는 밸브 및 밸브 스프링을 표시한다.

본 논문 모델에서는 접촉점이 캠과 록커암 사이에 접촉점 하나, 록커암과 밸브 사이에 접촉점 하나, 밸브의 윗면 유한요소 절점과 밸브 시트 사이에는 해당 절점 숫자만큼 접촉점이 존재한다(편의상 밸브 스프링의 코일과 코일 사이의 접촉은 여기에서는 고려하지 않는다). 접촉점  $i$ 에서 침투된 거리를  $s_i$ , 접촉력을  $p_i$ (본 논문에서 접촉력  $p_i$ 는 압축력이므로 음의 부호를 가짐), 접촉점 표면 국부적 변형으로 인한 스프링 상수를  $\beta_i$ 라고 하면 참고문헌<sup>10)</sup>과 같이 다음과 같은 변위 접촉 오차  $e_i$ 를 정의한다.

$$e_i = s_i + \frac{p_i}{\beta_i} \text{ if } p_i < 0 \text{ or if } s_i > 0 \\ = 0 \text{ otherwise} \quad (2)$$

한편 록커암과 밸브 사이에서는 유압 탭셋이 존재한다. 록커암과 밸브 사이의 침투거리를  $s_i$ , 유압 탭셋의 스프링 상수를  $k_i$ , 점성 감쇄계수를  $c_i$ 라고 하면 참고문헌<sup>10)</sup>과 같이 다음과 같은 변위 접촉 오차  $e_i$ 를 정의한다.

$$e_i = s_i + \frac{p_i}{k_i} + \frac{c_i s_i}{k_i} \text{ if } \{p_i < 0 \text{ or } e_i > 0\} \\ \text{and } (s_i)_{\text{previous time step}} \geq 0 \\ = 0 \text{ otherwise} \quad (3)$$

위에서 previous time step은 현재 계산 time step이  $t + \Delta t$ 라면 time step  $t$ 에서의 계산 결과를 의미한다. 이상과 같이 접촉점에서 정의한 변위 접촉 오차를 이용하면, 접촉점  $i$ 에서의 접촉조건은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$p_i \leq 0 \\ e_i = 0 \quad (4)$$

본 논문에서는 운동방정식 (1)을 풀기 위하여 시간적분(time integration)을 사용하며, 시간  $t + \Delta t$ 에서 접촉력은 다음과 같은 augmented Lagrange multiplier method를 사용하는 반복계산법(iterative method)에 의하여 계산한다.

$$p_i^{t+\Delta t, m} = \min(p_i^{t+\Delta t, m-1} - \alpha e_i^{t+\Delta t, m-1}, 0) \quad (5)$$

위에서  $t + \Delta t$ 는 계산 time step,  $m$ 은 반복 횟수를 나타내고,  $\alpha$ 는 윗 식의 수렴을 위한 상수로서 최적치는 참고문헌<sup>9)</sup>에 의하여 구할 수 있다(예로써  $\alpha = 2 / \|\partial \mathbf{s} / \partial \mathbf{p}\|_\infty$ ). 시간  $t + \Delta t$ 에서 상기 반복계산법과 동시에 운동방정식 (1)을 풀면서, 모든 접촉점에서의 접촉 오차를 0으로 수렴시켜, 접촉력을 정확히 계산할수 있음은 참고문헌<sup>8,9)</sup>에서 설명되었다.

그런데 본 접촉조건이 동역학적 현상에 적용되는 경우, 계산의 안정성을 위하여 (즉 수렴 및 부정확한 수치 진동 방지를 위하여) 접촉점에서는 속도 및 가속도 구속조건을 동시에 고려하여야 한다. 이와같은 구속조건을 위하여 참고문헌<sup>10)</sup>의 방법에 의하여, 캠과 록커암 사이 및 밸브와 밸브 시트 사이에서는 속도접촉 오차  $\hat{e}_i$  및 가속도 접촉오차  $\tilde{e}_i$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$\hat{e}_i = \dot{s}_i \text{ if } \{p_i < 0 \text{ or } \dot{s}_i > 0\} \quad (6)$$

$$\text{and } (s_i)_{\text{previous time}} \geq 0$$

$$= 0 \text{ otherwise}$$

$$\tilde{e}_i = \ddot{s}_i \text{ if } \{p_i < 0 \text{ or } \ddot{s}_i > 0\} \quad (7)$$

$$\text{and } (s_i)_{\text{previous time}} \geq 0$$

$$= 0 \text{ otherwise}$$

그런데 캠과 록커암 사이의 접촉점은 곡선 위에서 고속으로 이동하게 되므로 접촉점의 가속도 계산에는 반드시 Coriolis 가속도 및 구심 가속도를 포함하여 정확히 계산하여야 참고문헌<sup>10)</sup>과 같이 수치적 안정성이 보장된다.

록커암과 밸브 사이에는 유압 탭셋이 존재하므로 다음과 같이 속도 접촉오차를 정의한다.

$$\hat{e}_i = \dot{s}_i + \frac{p_i}{c_i} + \frac{k_i s_i}{c_i} \text{ if } \{p_i < 0 \text{ or } \hat{e}_i > 0\} \quad (8)$$

$$\text{and } (s_i)_{\text{previous time}} \geq 0$$

$$= 0 \text{ otherwise}$$

유압 탭셋으로 인하여 록커암과 밸브 사이에 가속도 접촉오차는 존재하지 않는다.

위의 속도 및 가속도 접촉오차를 반복계산법 (5)와 같은 augmented Lagrange multiplier method를 사용하여 운동방정식 (1)과 동시에 풀게되며, 자세한 과정은 참고문헌<sup>8-10)</sup>에 기술되어 있으며, 시간  $t+\Delta t$ 에서의 계산과정을 간단히 요약하면 다음과 같다. (m-1) 번째의  $e^{t+\Delta t, m-1}$ 을 이용하여 식 (5)에 의하여  $p^{t+\Delta t, m}$ 를 계산하여 운동방정식 (1)의 Newmark time integration에 의하여 시간  $t+\Delta t$ 에서의 해를 구하고, 이를 이용하여 변위 접촉오차  $e^{t+\Delta t, m}$ 를 구하며, 이러한 과정을 반복하여 변위 접촉오차를 0으로 수렴시켜 변위를 결정한다. 속도 및 가속도 접촉 오차도 식 (5)와 동일한 형태의 반복계산식을 통하여 0으로 수렴시켜 속도, 가속도, 접촉력을 결정한다. 좌표 변환 행렬  $\mathbf{R}$ 은 시간  $t$ 에서의 자료를 활용하여 시간  $t+\Delta t$ 에서의 예상된 변위에 의하여 계산하며, 만약 이러한 예상이 정확하지 않으면 시간  $t+\Delta t$ 에서의 계산 결과를 이용하여 시간  $t+\Delta t$ 에서의 계산을 다시 수행한다. 그런데 직교 행렬 특성에 의하여  $\mathbf{R}^{-1} = \mathbf{R}^T$ 이므로, Newmark time integration에서 Gauss 소거법 적용시, 행렬  $\mathbf{K}$ 와 행렬  $\mathbf{M}$ 의 가중치를 합한 거대 행렬의 forward reduction을 계산 초기 (즉  $t=0$ )에서 단 한번만

수행해도 되므로 계산 시간이 대단히 절감되며 경제적 계산이 가능하다(즉 그 이후의 time step에서는 계산 부하가 대단히 미약한 back substitution만 수행).

### 3. 밸브트레인 모델 계산 예

본 논문에서는 Fig. 1에 보인 바와 같은 밸브트레인 모델을 이용하여 계산한다(본 모델은 개발 검토된 승용차 엔진 밸브트레인을 사용한 것임). 캠은 강체로서 기초원의 반경은 1.85cm이고 최대 높이는 2.4357cm이다. 캠 외곽 곡선은 360 개의 절점을 사용한 cubic spline interpolation 에 의하여 표시된다. 록커암은 72 개의 평면용력 요소를 사용하여 유한요소법으로 모델링하며 록커암과 캠 사이에는 그림과 같이 강제 물러가 있다. 록커암 재질은 알루미늄 합금으로서 탄성계수는 70 GPa(원래의 록커암 탄성계수는 알루미늄인 경우 70 GPa이나, 탄성변형 효과를 검토하기 위하여 아래 모델 계산에서 탄성계수를 변화시켜가며 계산하기로 한다), 포아송 비는 0.3, 밀도는 2,800 kg/m<sup>3</sup>, 두께는 편의상 8 mm로 균일하다고 모델링한다. 실제의 록커암은 축 주위를 회전하지만 여기에서는 록커암이 고정된 중심 점 주위를 회전하는 것으로 단순화 한다(록커암 자체를 정확히 해석할 필요가 있는 경우에는 록커암을 설계도에 의하여 정확히 모델링하고 록커암과 록커암 축 사이에 추가로 접촉조건을 부여하면 됨). 밸브의 밑 반경은 14 mm, 높이는 85 mm이며 341 개의 축대 유한요소에 의하여 모델링 된다. 밸브 바닥 위에서 밸브 시트와 접촉 가능한 절점 수는 9개이다. 밸브 축은 수직으로부터 21° 기울어져 있으며, 밸브 축과 밸브 시트 사이의 각도는 45°이다. 밸브 재질은 강철합금으로서 탄성계수는 210 GPa, 포아송 비는 0.3, 밀도는 7,800 kg/m<sup>3</sup>. 밸브 스프링의 스프링 상수와 질량은 각각 35 kN/m, 0.05 kg이며 초기 압축력은 70 kN이다. 부품의 탄성변형은 부품의 기하학적 모양 및 탄성계수에 의하여 결정된다. 그런데 본 본문의 경우 탄성변형이 밸브트레인 동역학에 미치는 영향을 검토하는 것이므로 아래 계산에서는 단순히 탄성계수 또는 스프링 상수 값만 변경시켜가며 그 결과를 검토하기로 한다(실제 엔진에 적용되는 부품의 경우 그 형상은 상당히 복잡하며, 형상에 따른

탄성변형량 검토는 실제 설계 작업시 수행되어야 할 것이며 본 논문의 직접 목적이 아님). 또한 밸브 스프링은 5개의 코일로 구성되며 본 계산의 경우 밸브 스프링은 50 개의 봉 요소를 밸브 축 방향으로 배열하여 모델링하였다. 유압 탭펫의 경우 스프링 상수는 5 kN/m, 댐핑 계수는 40 kN-sec/m이며, 캠과 록커암 사이 및 밸브와 밸브 시트 사이에는 100 MN/m 상수를 갖는 스프링에 의하여 미소 국부적 변형을 표기한다. 운동 방정식 (1)의 시간 적분은 Newmark 시간적분법에 의하여 수행하였으며 시간 간격  $\Delta t$ 는 10-6sec로 하였다( $\Delta t$ 를 1/10 이하로 크게 줄이는 경우 고속 회전체 사이의 동접촉 즉 캠 곡선의 정밀도가 미치는 영향으로 국부적 현상은 약간 차이가 나타나 전체적인 해에는 변화가 없음). 또한 록커암의 탄성변형은 록커암 회전 중심과 롤러 핀을 연결하는 선에 의하여 고정된 좌표계(즉 이 선과 더불어 회전하는 좌표계)에서 해석하였다.

위와 같은 표준 모델에 대하여, 각 부품의 탄성변형 효과를 측정하기 위하여, 다음에서 록커암과 밸브의 탄성계수, 밸브 스프링의 스프링 상수를 변화시켜가며 캠 회전속도에 따른 운동방정식 해를 검토하기로 한다.

먼저 캠 회전 속도와 록커암 탄성계수를 변화시켜가며 동역학적 해를 검토하기로 하며, 첫 번째로 캠 회전속도가 3000 rpm(즉 엔진 회전속도는 6000 rpm)로 고속인 경우에 대하여 계산하기로 한다. 록

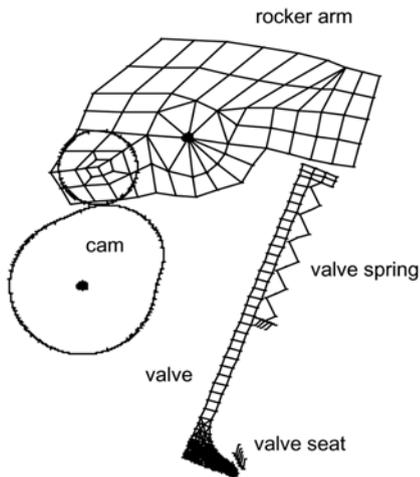


Fig. 1 Valve train model

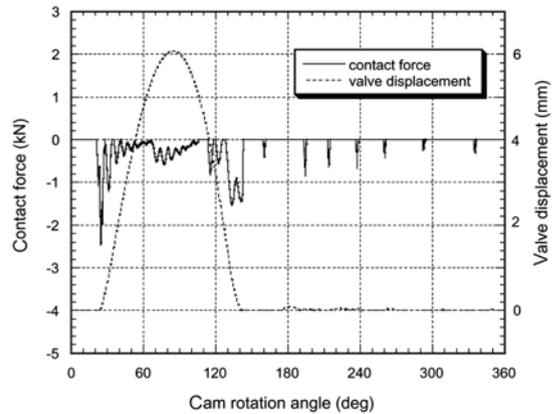


Fig. 2 Contact force between valve and rocker arm, and valve displacement (3000rpm,  $E=70$ GPa for rocker arm,  $E=210$  GPa for valve)

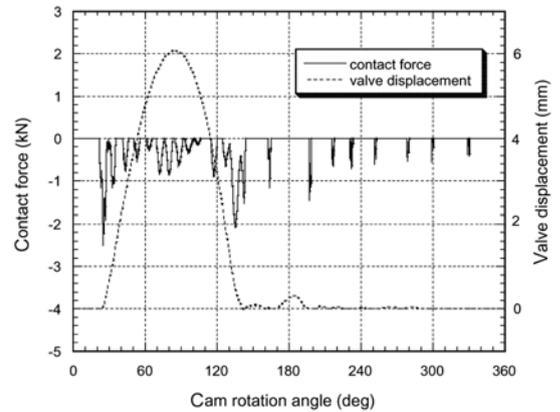


Fig. 3 Contact force between valve and rocker arm, and valve displacement (3000rpm,  $E=35$ GPa for rocker arm,  $E=210$  GPa for valve)

커암의 탄성계수가 70 GPa인 경우에 캠과 록커암 사이의 접촉력 및 밸브의 변위가 Fig. 2에 표시되어 있다. 그런데 록커암 탄성계수를 35 GPa 및 210 GPa로 하면 계산 결과는 Fig. 3 및 Fig. 4와 같이 변한다. 그런데 록커암의 탄성변형 양은 탄성계수를 35 GPa라고 가정한 경우에도 0.07 mm 수준으로서 대단히 미미하다. 여기에서 록커암의 탄성 변형은 밸브와 접촉하는 유압 탭펫 장착 지점의 캠과 접촉하는 롤러 중심에 대한 밸브 축방향 상대 탄성변형을 의미한다. 그러나 이러한 미미한 탄성 변형에도 불구하고 Figs. 2-4에서 보인바와 같이 록커암 탄성변형이 밸브트레인의 접촉력 변화에 상당한 영향을 미치고

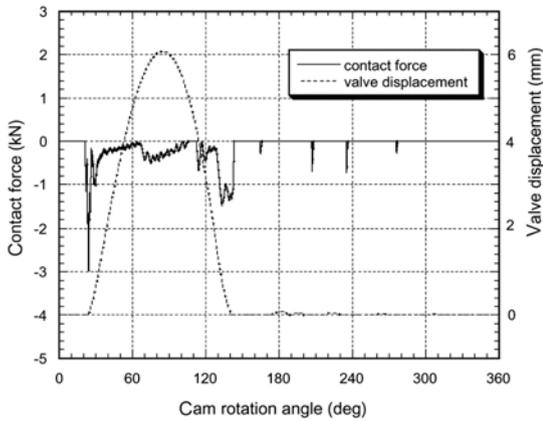


Fig. 4 Contact force between valve and rocker arm, and valve displacement (3000rpm, E=210GPa for rocker arm, E=210 GPa for valve)

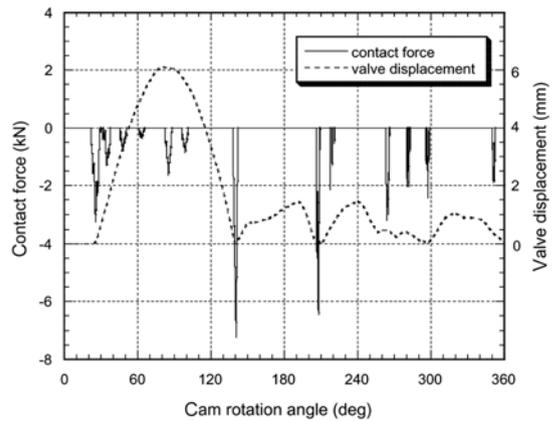


Fig. 6 Contact force between valve and rocker arm, and valve displacement (3500rpm, E=35GPa for rocker arm, E=210 GPa for valve)

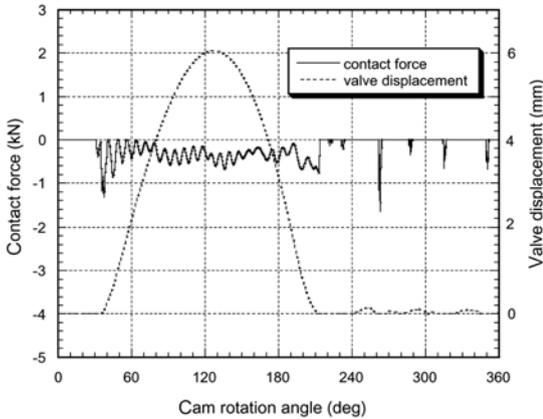


Fig. 5 Contact force between valve and rocker arm, and valve displacement (2000rpm, E=35GPa for rocker arm, E=210 GPa for valve)

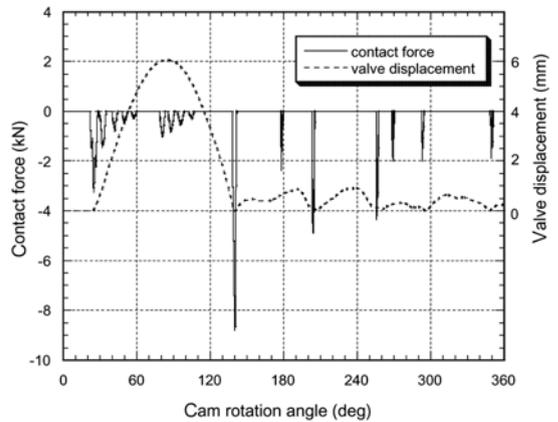


Fig. 7 Contact force between valve and rocker arm, and valve displacement (3500rpm, E=70GPa for rocker arm, E=210 GPa for valve)

있으며, 밸브의 최대 변위에는 별 영향이 없지만 밸브가 밸브 시트와 충돌한 이후의 밸브 변위에는 상당한 영향을 끼치고 있음을 알 수 있다. 즉 Figs. 2-4에서 밸브는 캠이 140° 정도 회전한 이후에는 밸브 시트와 계속 접촉하여 밀폐된 상태에 있어야 하는데 밸브의 탄성변형이 증가하면 Fig. 3처럼 튀어 오르는 현상이 발생하며 엔진의 정상적인 작동에 영향을 줄 것이다.

한편 캠 회전속도가 2000 rpm(즉 엔진 회전속도는 4000 rpm)으로 비교적 저속인 경우에는 록커암의 탄성계수를 35 GPa로 하여도 Fig. 5에서 보인바와 같이 록커암 탄성변형이 밸브 변위에 큰 영향을

미치지 않고 있음을 알 수 있다(즉 밸브가 밸브 시트와 충돌후 튀어 오르는 현상이 미미함).

그리고 캠 회전속도가 3500 rpm(즉 엔진 회전속도는 7000 rpm)으로 일반적인 고속 표준치보다 높은 경우에 록커암 탄성 변형이 미치는 영향을 검토해 보기로 한다. 이 경우 록커암의 탄성계수를 35 GPa, 70 GPa 및 210 GPa로 하면 계산 결과는 Figs. 6-8과 같이 변한다. 그런데 Figs. 6-8에서 보인바와 같이 록커암 탄성변형이 밸브트레인의 접촉력에 상당한 영향을 미치고 있으며, 밸브의 최대 변위에는 별 영향이 없지만 밸브가 밸브 시트와 충돌한 이후

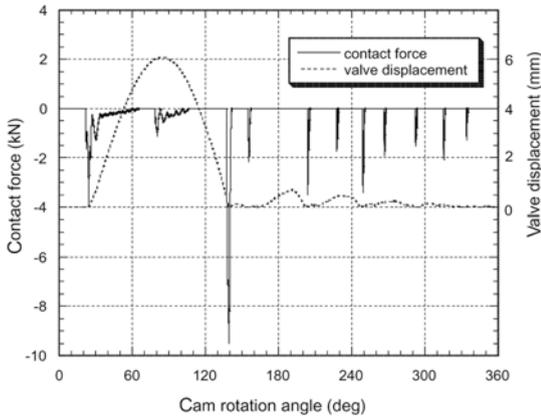


Fig. 8 Contact force between valve and rocker arm, and valve displacement (3500rpm, E=210GPa for rocker arm, E=210 GPa for valve)

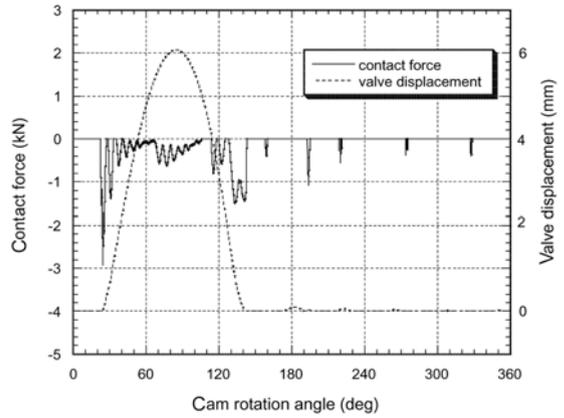


Fig. 10 Contact force between valve and rocker arm, and valve displacement (3000rpm, E=70GPa for rocker arm, E=630 GPa for valve)

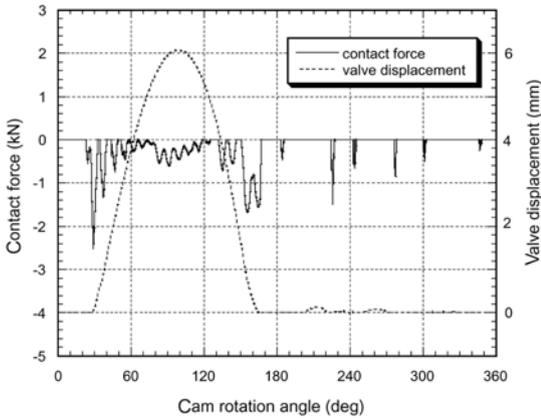


Fig. 9 Contact force between valve and rocker arm, and valve displacement (3000rpm, E=70GPa for rocker arm, E=70 GPa for valve)

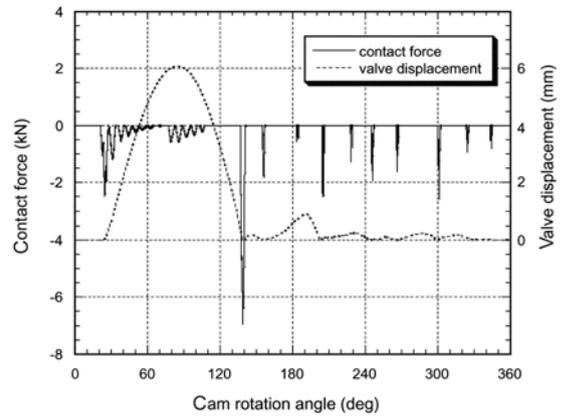


Fig. 11 Contact force between valve and rocker arm, and valve displacement with a reduced spring constant of 25 kN/m for the valve spring (3000rpm, E=70GPa for rocker arm, E=210GPa for valve)

의 변위에는 대단히 큰 영향을 끼치고 있음을 알 수 있다. 밸브가 Figs. 6-8처럼 튀어 오르는 현상이 발생하면 엔진의 정상적인 작동이 곤란할 것이며 여기에 록커암의 탄성변형이 큰 영향을 미치고 있다.

두번째로 밸브의 탄성계수가 미치는 영향을 검토하기 위하여, 캠 회전속도는 3000 rpm, 록커암 탄성계수는 70 GPa인 경우에, 밸브의 탄성계수를 크게 변화시켜 70 GPa와 630 GPa(이 경우 밸브 탄성 변형은 미미할 것임)의 두 가지 경우를 계산해 보기로 한다. Fig. 2, Fig. 9, Fig. 10은 각각 밸브 탄성계수가 210 GPa, 70 GPa, 630 GPa인 경우의 동역학적 해이며, 밸

브 탄성계수는 접촉력 및 밸브의 변위에 별 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

마지막으로 밸브 스프링의 탄성계수를 25 kN/m로 약화시킨 경우를 검토해 본다(캠 회전속도는 3000 rpm, 록커암 탄성계수는 70 GPa, 밸브 탄성계수는 210 GPa). 이 경우에는 Fig. 11과 같이, 밸브 스프링의 상수가 35 kN/m인 Fig. 2에 비하여, 접촉력은 약간 감소하나 밸브의 변위는 크게 변하여 밸브가 밸브 시트에 부딪친 후 튀어 오르는 현상이 발생한다.

#### 4. 결론

유한요소법에 의하여 탄성변형을 고려하여 유도되는 록커암과 밸브의 운동방정식을 캠과 밸브 시트 사이에 접촉조건을 부과하여 그 해를 구하였다. 특히 록커암에서는 록커암에 고정되어 회전하는 좌표계에서 탄성 방정식을 유도하였으며, 동적인 접촉 해석의 안정성을 위하여 변위는 물론 속도 및 가속도 접촉 조건을 운동방정식 해와 동시에 고려하였다.

부품의 탄성 효과가 해에 미치는 영향을 고려하기 위하여 각종 부품의 탄성계수를 변경시켜가며 해석하였다(실제 엔진에 적용되는 부품의 경우 탄성변형은 부품의 형상에 따라 달라지며 부품의 정확한 형상이 주어지면 이러한 탄성효과는 본 논문의 방법 의하여 정확한 계산이 가능함). 계산 결과에 의하면 밸브 스프링의 스프링 상수가 밸브트레인의 동역학적 해에서 제일 중요하며, 밸브의 탄성변형은 밸브트레인의 동역학적 해에서 무시할 수 있지만, 록커암의 탄성변형은 밸브트레인 거동에 상당한 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 즉 록커암의 탄성 변형을 변경시켜가며 계산한 결과에 의하면 캠 회전 속도가 2000 rpm 수준인 경우에는 탄성변형이 해에 별 영향을 주지 못하지만, 캠 회전 속도가 커지면 록커암의 탄성 변형량이 0.03 mm 수준의 미미한 경우에도 해에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 즉 밸브가 밸브 시트에서 튀어 오르는 현상은 크게 달라지며, 접촉력의 모양에도 상당한 영향을 끼치고 있음을 알 수 있다. 또한 밸브스프링의 스프링 상수가 변경된 경우 밸브트레인 전체의 운동방정식 해 및 밸브 변위에 미치는 영향을 정확히 해석하였으므로, 이러한 계산을 통하여 최적의 밸브 스프링 선택을 가능하게 할 것이다.

본 계산의 경우 운동방정식 시간적분을 위하여 implicit time integration이 사용되므로, 유한요소 모델에서 수많은 요소를 사용하여도 충분히 큰 시간 간격( $\Delta t$ )을 가지고 계산 가능하므로, 록커암 및 밸브를 충분히 많은 요소를 사용하여 현실적으로 정확한 계산이 가능하다. 따라서 실제 현실적인 엔진 설계에서 주어진 록커암 및 밸브를 정확히 유한요소 모델로 만들고 또 록커암과 축 사이에 접촉 조건을 추

가한다면 대단히 정확한 계산이 가능할 것이며, 여기에서는 밸브의 운동은 물론 록커암 자체의 응력 분포 및 변화도 정확히 계산 가능할 것이며 이러한 결과는 록커암의 피로 현상 해석 등에도 적용될 수 있다. 특히 본 논문은 모든 부품을 유한요소법으로 정확히 모델링하여 그 동역학적 해를 구할 수 있음을 보여준 것이므로 기존의 설계 경험만으로는 설계 불가능한 장래의 복잡한 고급 밸브트레인(예로써 continuous valve train) 설계에 직접 응용 가능할 것이다. 또한 장래에 인장강도가 향상된 신소재를 채용하게 되면 부품의 질량 및 두께는 감소할 것이며 결과적으로 관성력은 줄어들고 탄성 효과는 커질 수 있으므로 이러한 경우에도 본 논문의 방법에 의하여 정확한 해석이 가능할 것이다. 물론 고속 회전시 밸브 스프링 코일 사이의 충돌로 인하여 발생하는 서징 현상도 동일한 방법으로 해석 가능하므로 정교한 밸브 스프링 설계시에도 사용될 수 있다.

#### References

- 1) J. G. Szczepanski, "New Equipment and Methodology to Perform High-Speed Valvetrain Dynamics Testing and Analysis," Society of Automotive Engineers, Vol.1871, pp.129-140, 2004.
- 2) C. Chan and A. P. Pasano, "Dynamic Model of a Fluctuating Rocker-Arm Ratio Cam System," ASME Journal of Mechanism, Transmissions and Automation in Design, Vol.109, pp.356-365, 1987.
- 3) J. Lee and D. J. Patterson, "Nonlinear Valve Train Dynamics Simulation with a Distributed Parameter Model of Valve Springs," ASME Journal of Engineering Gas Turbine and Power, Vol.119, pp.692-698, 1997.
- 4) S. McLaughlin and I. Haque, "Development of a Multi-Body Simulation Model of a Winston Cup Valvetrain to Study Valve Bounce," Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part K, Journal of Multi-body Dynamics, Vol.216, pp.237-248, 2002.
- 5) H. R. Hamidzadeh and M. Dehghani, "Dynamic Stability of Flexible Cam Follower Systems,"

- Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part K, Journal of Multi-body Dynamics, Vol.213, pp.45-52, 1999.
- 6) M. Kushwaha, H. Rahnejat and Z. M. Jin, "Valve-Train Dynamics: A Simplified Tribo-Elasto-Multi-Body Analysis," Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part K, Journal of Multi-body Dynamics, Vol.214, pp. 95-110, 2000.
  - 7) MD ADAMS User's Guide, MSC Software, 2008.
  - 8) K. Lee, "Analysis of Dynamic Contact between Rotating Spur Gears by Finite Element and Multi-body Dynamics Techniques," Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.215, pp.423-435, 2001.
  - 9) 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.
  - 10) K. Lee and D. W. Kim, "Numerical Analysis for the Valvetrain Dynamics of an Internal Combustion Engine by Finite Element Techniques," Transactions of KSAE, Vol.11, No.2, pp.31-39, 2003.