

부품간의 접촉을 고려한 유연체모델을 이용한 엔진 밸브트레인의 동특성 해석

황 원 곁¹⁾ · 성 원 석^{*2)} · 안 기 원³⁾

전남대학교 기계시스템공학부¹⁾ · 전남대학교 지역-바이오시스템공학과²⁾ · 전남도립대학 지동차공학과³⁾

Dynamic Analysis of Engine Valve Train with Flexible Multibody Model Considering Contact between Components

Won-Gul Hwang¹⁾ · WonSuk Sung^{*2)} · Ki-Won Ahn³⁾

¹⁾School of Mechanical Systems Engineering, Chonnam National University, Gwangju 500-757, Korea

²⁾Department of Rural & Bio-Systems Engineering, Chonnam National University, Gwangju 500-757, Korea

³⁾Department of Automotive Engineering, Jeonnam Provincial College, Jeonnam 517-802, Korea

(Received 28 April 2010 / Accepted 12 June 2010)

Abstract : The dynamic characteristics of valve train are responsible for the dynamic performances of engine. We derived the equation of motion for 6 degrees of freedom model of the valve train. Computer model is also developed with flexible multibody model considering contact between components. The simulation results with these two models are compared with experimental results. We investigated the effect of the two spring models, TSDA (Translational Spring Damper Actuator) element and flexible body model, on the valve behavior and spring force. It is found that the dynamic behavior of the two models are not very different at normal operational velocity of the engine. By modeling contact between cam and tappet, the stress distributions of the cam were found. Using stress distribution obtained, contact width and contact stresses of the cam surface were calculated with Hertz contact theory.

Key words : Valve train(밸브트레인), Multibody dynamics(다물체동역학), Flexible model(유연체모델), Contact model(접촉모델), Contact pressure(접촉압력), Hertz theory(헤르츠이론)

1. 서 론

엔진 구동계에서 밸브트레인은 엔진의 성능 및 효율에 직접적인 영향을 미치는 가장 민감한 부분 중 하나이다. 엔진출력을 증가시키기 위하여 밸브 유동면적의 확대, 엔진의 고속화 및 경량화를 추구하게 되고, 이는 결과적으로 밸브 운동의 속도 및 가속도의 증가를 가져오게 된다. 이러한 가속도의 증가는 태핏의 점핑, 밸브 바운싱 등 비정상적인 거동을 유발하게 되고, 이로 인하여 동적 성능에 나쁜 영

향을 미치게 된다.¹⁾ 엔진의 정상적인 운전과 효율을 높이기 위해서는 설계단계에서부터 밸브트레인의 동적 해석을 통해 운동특성을 검토하고 이러한 비정상적인 거동의 유무를 판단하여 설계에 반영하여야 한다.

엔진의 고속회전시 캠의 형상 및 밸브 스프링은 중요하게 고려되어야 할 인자로서, 설계초기 단계에서 캠 및 밸브스프링에 따른 동특성을 예측하여, 최적의 밸브개폐가 이루어지도록 설계하여야 한다. 새로운 엔진개발시 컴퓨터 모델 및 시뮬레이션 기법을 활용하는 것은 일반적인 과정이 되었고, 밸브

*Corresponding author, E-mail: secillia@empal.com

트레인의 동력학 해석을 위한 많은 수학적 및 컴퓨터 모델들이 제시되었다. 그 중에서 다자유도 집중 질량모델은 가장 일반적인 방법 중의 하나로서, 이 모델은 간단하며 적절한 결과를 얻을 수 있으나, 운전속도가 빨라지고 비선형성이 증가하면 정도가 떨어지게 되어 좀 더 정확한 모델이 필요하게 되었다. 이에 따라 개선된 모델이 분포질량모델과 집중질량 모델을 함께 사용하는 조합모델이다. 이와 같은 조합모델은 계산시간은 많이 소요되나, 그에 상응하는 정도향상은 이루어지지 않고, 서어징 현상 등 비선형성이 증가하면 역시 정도가 떨어져 다른 모델이 필요하게 되었다.^{2,3)}

본 연구에서는 집중질량모델에 의한 밸브트레인의 운동방정식을 도출하고, LMS사의 Virtual.Lab¹²⁾을 통해 접촉을 고려한 유연체 동역학 모델(flexible multibody dynamics)⁴⁻⁸⁾을 구성하였다. 그리고 이 두 모델에 의한 시뮬레이션 결과를 상호 비교하여 모델의 타당성을 검토하고, 이를 통하여 밸브트레인의 거동에 대한 연구를 수행하였다. 밸브트레인의 동특성을 측정하여 시뮬레이션 결과와 비교하여 모델의 파라미터를 결정하고, 이를 모델에 반영함으로써 실제거동과 잘 부합하는 모델을 수립하였다.

밸브스프링의 모델은 TSDA(Translational Spring Damper Actuator)를 이용한 모델과 유연체 모델 두 가지에 대하여 밸브 속도, 가속도, 스프링 반력 등을 비교하였다. 밸브스프링 유연체 모델을 통하여 캠 회전각에 따른 스프링 각 질점에서의 변위와 응력 해석을 수행하였다. 그리고 캠과 태핏 등 접촉이 발생하는 부분은 접촉(Contact)요소를 이용하여 모델링을 하고, 캠의 회전속도에 따른 캠과 태핏의 접촉력을 비교하였으며, 태핏의 점핑 현상, 접촉응력 등을 고찰하였다.

2. 엔진밸브 시스템의 모델

크랭크축의 동력에 의하여 캠축이 회전하고, 캠 기구를 통해 밸브를 직선운동시킴으로써 밸브의 개폐가 이루어진다. 이 과정에서 캠축과 여러 운동부의 질량, 밸브 스프링이 서로 연관되면서 복잡한 운동을 하게 된다. 이와 같이 복잡한 시스템의 이론적

모델을 정립한다는 것은 용이한 일이 아니다. 본 연구에서는 집중질량모델의 운동방정식을 수립하고, Virtual.Lab에 의한 유연다물체 동역학 모델과 비교하여 해석의 정확성을 보완하였다.

2.1 운동방정식

본 연구에서는 Fig. 1과 같은 OHV(Over Head Valve)형 밸브트레인을 대상으로 하여 집중질량모델을 구성하고 동적거동을 해석하였다. 이 시스템의 운동방정식을 도출하기 위하여 Fig. 2와 같이 6자유도 집중질량 모델을 구성하였다. 운동방정식은 식 (1)과 같이 구할 수 있다.

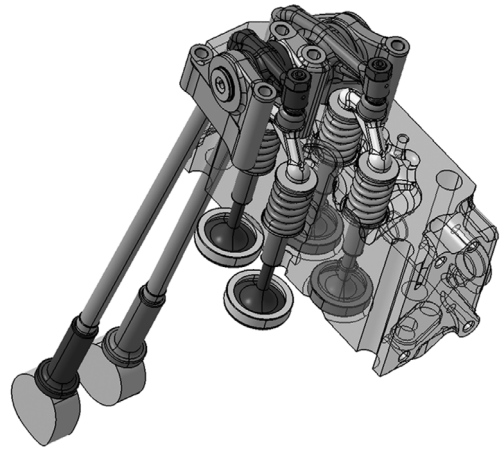


Fig. 1 Valve train 3D model

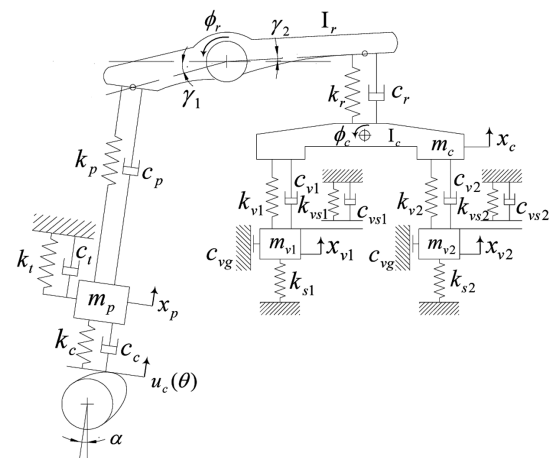


Fig. 2 Dynamic model of valve train

$$\dot{x}(t) = f(x) \quad (1)$$

여기서 $x = [x_p, \dot{x}_p, \phi_r, \dot{\phi}_r, x_c, \dot{x}_c, \phi_c, \dot{\phi}_c, x_{v1}, \dot{x}_{v1}, x_{v2}, \dot{x}_{v2}]^T$ 이며, x_p 는 푸시로드의 변위, ϕ_r 은 로커암의 회전, x_c 는 캘리퍼의 변위, ϕ_c 은 캘리퍼의 회전, x_{v1} 과 x_{v2} 는 밸브의 변위이다. 이 운동방정식의 해를 구하기 위하여 Runge-Kutta (4,5)식을 사용하였으며, MATLAB의 ODE45 명령을 이용하여 구현하였다.

2.2 밸브트레인의 유연체 모델

앞에서 구한 운동방정식은 6자유도 모델로서 밸브트레인과 같이 여러 부품으로 구성된 복잡한 시스템의 특성을 고찰하기에는 충분하지 못하다. 따라서 본 연구에서는 Virtual.Lab을 사용하여 유연체 모델을 구성하였다. 유연체 모델을 구성하는 각 유연체에 대하여 모드합성법을 이용하여 밸브트레인의 동적해석을 수행하였다.

모드합성법은 강체와 유연체가 연성된 시스템을 모델링하는데 효과적인 방법으로, 각 요소의 변형을 표시하는 몇 개의 모드를 사용한다. 선택 모드의 수가 많을수록 정확한 해를 구할 수 있지만 해석시간이 문제되며, 특히 밸브트레인의 경우 접촉(contact) 요소가 적용되므로 이에 대한 엔지니어의 경험 및 판단이 요구된다. 본 연구에서는 각 유연체 모델에 대하여 고유진동수 영역대를 여러 경우로 선정하여 해석을 수행한 후 그 중 합리적이라 판단되는 모드 수를 선정하였다. 로커암의 경우 41차 260.9 kHz까지 사용하였으며, 캠의 경우 47차 7,586 Hz까지, 태핏의 경우 49차 모드인 9,385 Hz까지 모드를 선택하여 해석을 수행하였다.

밸브와 밸브시트, 캘리퍼와 엘리펀트 풋, 캠과 태핏 등과 같이 접촉이 발생하는 부분은 일반적인 기구학적 모델로 모사하기 힘들다. 따라서 이러한 부분은 접촉(Contact)모듈을 이용하여 모델링하였다. 캠과 태핏의 접촉을 모사하기 위하여 강체해석시 SES모듈을 적용하고, 면압 등과 같은 FEM결과를 얻기 위해서는 캠과 태핏을 FE모델링하여 유연체간(Flex to Flex) 접촉모듈을 적용하였다. 이를 위해 캠의 격자를 육면체로 생성하였으며, 격자는 1°간격으로 생성하였다. 또한 계산 시간을 줄이기 위하여 태핏은 두 개의 바디로 구성하여 캠과 접촉되는

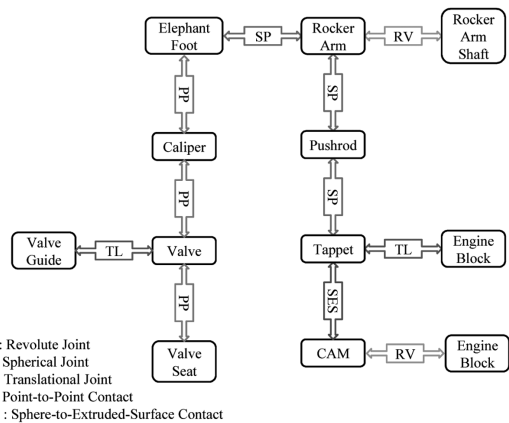


Fig. 3 Computer model of valve train

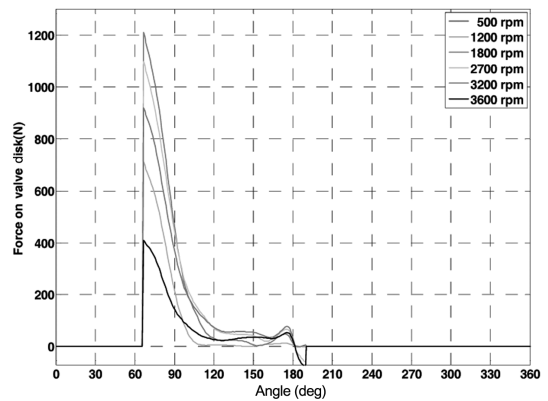


Fig. 4 Manifold pressure & valve load

부분과 나머지 부분은 브라켓 조인트(Bracket joint)로 연결하고, 태핏 바닥면과 연결은 RBE2를 적용하였다. 밸브트레인의 기구학적 메커니즘은 Fig. 3과 같다.

혼합기를 각 실린더에 배분하거나, 실린더로부터 배기가스를 배출하는 과정에서 압력이 부하로 작용하게 된다. 이와 같은 부하를 고려하기 위하여 Combustion모듈을 사용하여 캠축의 회전속도와 회전각에 따라 Fig. 4의 매니폴드 압력을 디스크면에 작용하도록 하였으며, Fig. 5는 유연체 해석절차이다.

2.3 밸브트레인의 동특성 실험 및 해석

동특성 모델의 타당성 검토와 모델 파라미터의 조정을 위하여 밸브의 동적거동을 측정하였다. 윤활유는 윤활저장조에서 90°C까지 가열하여 윤활유

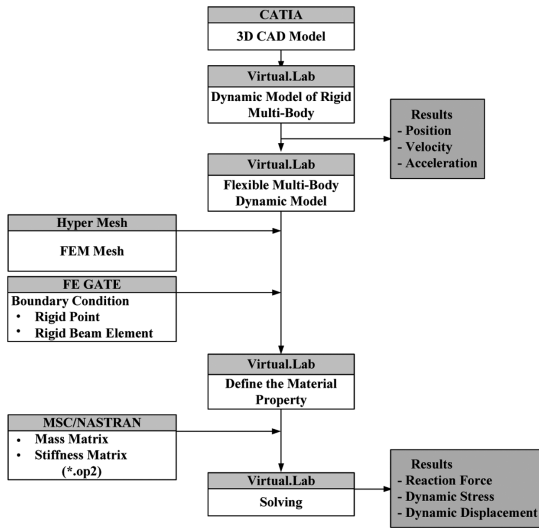


Fig. 5 Analysis procedure of flexible multibody system

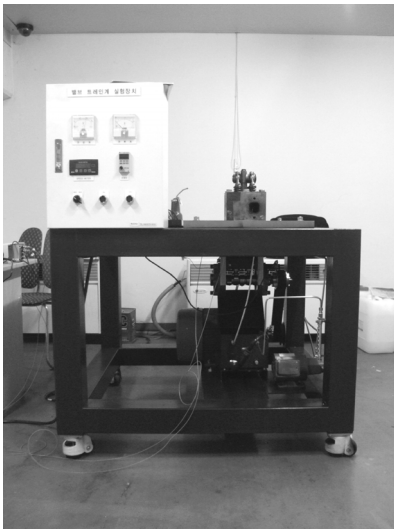


Fig. 6 Experimental setup for valve train

의 점도가 가능한 운전조건에 근접하도록 한 후 윤활펌프를 사용하여 캠과 밸브에 공급하였으며, Fig. 6은 동특성 측정장치이다. 회전속도에 따른 밸브 변위와 가속도를 측정하여 이론 및 시뮬레이션 결과와 비교하여 동역학모델의 타당성을 검토하였다. 밸브의 변위는 레이저계측기로 계측하고, 해석결과와 비교하여 컴퓨터 모델의 밸브스프링 등의 변수를 조정하였다.

밸브의 가속도는 밸브트레인 동특성의 중요한 척

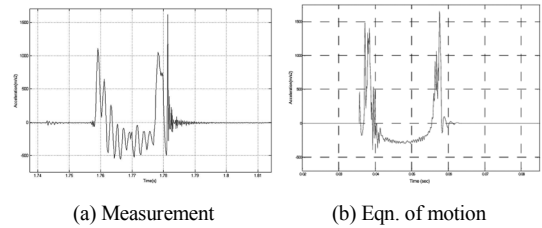


Fig. 7 Valve acceleration at 900 rpm

도로서, 밸브트레인의 진동과 소음 및 밸브의 마모를 줄이려면 밸브의 최대가속도를 줄여야 한다. Fig. 7에 900rpm에서의 배기밸브 가속도의 측정치 및 해석치를 도시하였다. 측정결과 밸브가 열리는 시점과 닫힘구간 직전에 급격히 가속도가 증가하고 있음을 알 수 있다. 밸브의 충격량이 과다하여 지그의 진동에 의한 영향으로 밸브가 닫힐 때 과다한 가속도 값이 나타나고 있음이 관찰된다.

밸브의 실험결과와 해석 결과를 비교하면, 밸브의 닫힘구간에서 발생한 이상진동을 제외하고는 전체적으로 유사한 경향을 보이고 있다. 해석 결과가 실험값에 비하여 최대가속도가 약간 크게 나오는 것을 제외하고는 전체적인 특성은 유사하고, 따라서 운동특성을 고찰하는 데 해석모델을 사용하는 것이 타당하다고 사료된다.

3. 밸브스프링 유연체 해석

밸브트레인에서 밸브스프링의 모델링 방법은 TSDA를 이용하는 방법이 널리 활용되어 왔다. TSDA모델은 스프링 상수와 댐핑계수를 이용하는 방법으로서, 선형적으로 힘과 변위 관계를 나타내므로 운전속도가 빨라지는 등 비선형구간에 이르면 정확도가 떨어지는 단점이 있다. 본 연구에서는 밸브스프링을 TSDA로 모델링한 경우와 밸브스프링 전체를 유연체로 모델링한 후, 밸브트레인의 동력학모델을 이용하여 두 가지 경우의 운동특성의 차이를 관찰하였다.

유한요소모델을 이용하여 비선형 스프링을 구현하기 위해서는 먼저 스프링 코일간의 접촉을 고려하여야 한다. 스프링 한 피치당 4개의 더미(dummy)를 90°간격으로 만들고, 각 더미들은 유연체 스프링과 브라켓 조인트로 구속하였다. 또한 스프링 코일

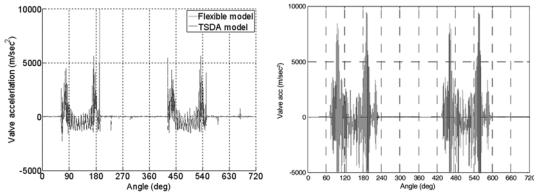
간의 접촉은 각 더미들의 접촉으로 모사하기 위해 점접촉(Point to point contact)을 적용하였다.

3.1 밸브 거동

엔진의 정격운전속도 2700rpm에서 밸브의 운동을 비교하여 보았다. 시뮬레이션 결과를 보면, 예측한 바와 같이 캠축의 회전각 88°에서 밸브가 열리기 시작하여 약 180°에서 닫히며, 유연체 모델과 TSDA 모델의 경우 거의 동일한 최대양정을 보이고 있다. 또한 밸브의 속도도 두 모델에서 큰 차이를 보이지 않고 있다.

Fig. 8(a)의 TSDA모델을 사용하였을 때의 밸브 가속도의 비교를 보면, 두 경우 공통적으로 밸브가 열리고 닫히는 순간에 높은 가속도 값을 보여주고 있으며, 가속도 변화경향은 유사하지만 정격속도에서는 큰 차이를 보이지 않고 있다. 운전속도를 증가시켜 가며 비교하여 보면 가속도의 차이가 점차 증가하고 있음을 확인할 수 있다. 이는 스프링 강선간의 접촉 등 비선형현상에 기인한 것으로, 고속회전 시에는 유연체모델에 의한 정확한 모델에 의하여 밸브의 거동을 파악해야 한다는 것을 알 수 있다.

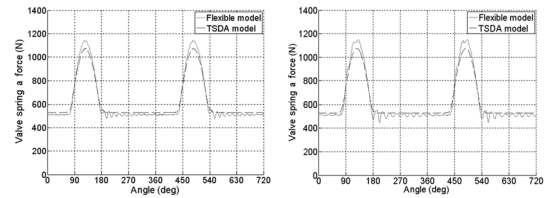
Fig. 8(b)는 운동방정식에 의한 시뮬레이션 결과로서 고회전속도에서 활용하기에는 정확도가 떨어짐을 확인할 수 있다.



(a) Flexible and TSDA model (b) Eqn. of motion
Fig. 8 Valve acceleration (2700rpm)

3.2 밸브스프링 하중

밸브스프링은 각 밸브당 2개씩 있으며, Fig. 9는 엔진 회전속도 2700rpm과 3600rpm에 대한 유연체 모델과 TSDA모델의 밸브스프링에 작용하는 힘을 나타낸다. 밸브스프링 선단면에서의 반력은 최대양정에서 최대치를 보이고 있으며, TSDA모델에 비하여 유연체 스프링 모델이 더 크게 나타나고 있다. 유연체 스프링 모델의 경우 스프링 반력은 2700rpm에



(a) 2700rpm (b) 3600rpm

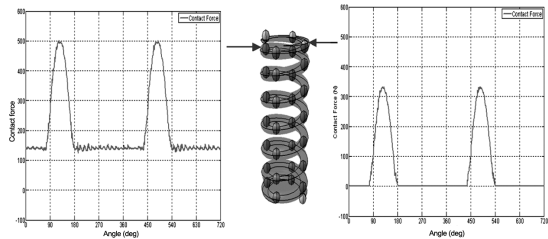
Fig. 9 Valve spring force

서 3600rpm으로 회전속도가 증가할수록 진동이 증가하고 있으나, TSDA모델에서는 이와 같은 현상을 관찰할 수 없었다. 이때 장착하중은 490N으로 동일하지만 작동상태에서는 각각 1150N, 1161N으로 회전속도가 증가할수록 작동하중은 증가함을 관찰할 수 있었다. 또한 그 크기는 밸브가 열리는 구간보다 닫히는 구간에서 더 크게 발생함을 알 수 있다.

3.3 밸브스프링 접촉력

스프링 강선간의 접촉력을 고찰할 수 있도록 90°등간격으로 생성한 더미를 이용하여, 중심부 더미에 발생하는 접촉력을 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 10(a)는 밸브시트와 접촉하는 밸브스프링 상부의 첫 번째 더미(0-turn)와 한 바퀴(1-turn)후의 더미의 접촉력을 나타내며, 장착 순간부터 접촉이 발생하여 최대 접촉력은 500N을 보여준다.

Fig. 10(b)는 상부에서 180°인 더미(1/2-turn)와 그 더미로부터 한 바퀴 지난 더미(3/2-turn)의 접촉력이다. 장착상태에서는 접촉이 이루어 지지 않고 있다. 운전중에는 최대 접촉력이 320N까지 증가하고 있음을 알 수 있다. 즉 운전중에는 스프링 코일이 접촉했다가 떨어졌다를 반복하는 것을 관찰할 수 있다.



(a) Force of 1-turn dummy (b) Force of 3/2-turn

Fig. 10 Contact force of spring coils

4. 캠과 태핏의 접촉응력

밸브의 유동면적을 크게 하고, 신속한 개폐를 위해서는 밸브 가속도를 크게 하면 된다. 그러나 가속도가 커지면 점프나 바운스 등의 이상현상을 촉진할 뿐만 아니라, 과도한 응력을 유발하여 마모 및 윤활에도 악영향을 주게 된다. 따라서 캠과 태핏이 항상 접촉을 유지하되 과도한 응력이 발생되지 않도록 캠형상을 적절하게 결정하여야 하며, 그러기 위하여는 캠과 태핏의 면압 및 접촉력을 살펴 보아야 한다. 본 연구에서는 캠과 태핏의 접촉을 모사하기 위하여 유연체간 접촉 모듈을 사용하여 모델링한 후 해석을 수행하였다.

4.1 캠과 태핏의 응력분포

캠이 회전할 때 기초원 구간에서는 밸브스프링에 의하여 캠과 태핏이 접촉을 유지하다가, 기초원을 지난 열림구간에서부터 캠과 태핏 사이의 접촉응력이 증가하게 된다. 그 후 태핏이 캠의 노즈부에 올라서기 바로 전에 접촉력이 가장 높게 나타나고 있다. Fig. 11은 엔진운전속도 2700 rpm에서, 태핏이 캠의 노즈부에 올라서기 바로 전의, 캠과 태핏의 응력분포이다. Fig. 11(a)는 정면에서 바라본 캠과 태핏의 응력분포이며, Fig. 11(b)는 위에서 내려본 응력분포

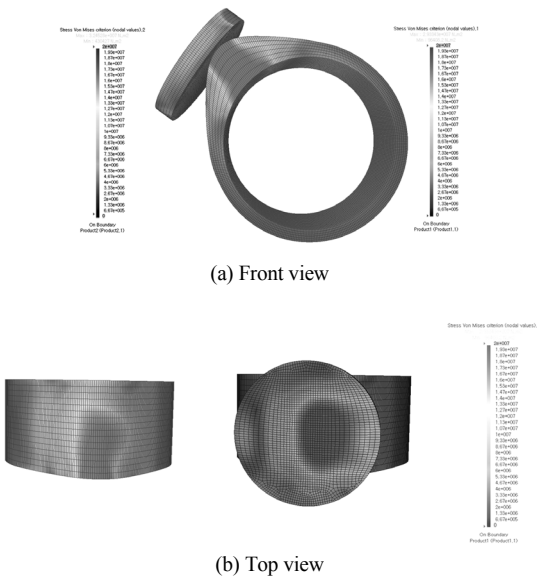


Fig. 11 Stress distribution of cam and tappet

이다. 캠의 최대응력은 29.3MPa, 태핏의 최대응력은 32.4MPa를 나타내고 있다.

캠과 태핏의 동응력해석 결과를 보면 응력분포 경향은 적절하나 응력은 예상보다 낮은 값이 산출되었음을 알 수 있다. 이는 0.4mm인 밸브 래쉬(lash) 간극을 고려하여 모델링한 결과로 판단된다. 실제 운전조건에서는 열팽창으로 인하여 밸브 래쉬간극이 감소하게 되어 엘리펀트 풋과 캘리퍼가 직접 접촉하게 되며, 따라서 캠과 태핏의 접촉력은 증가하고, 이에 따라 캠 응력 또한 증가하게 된다. 따라서 이와 같이 실제 운전조건을 고려하여 밸브 래쉬 간극을 조정하면 보다 타당한 캠 응력을 산출할 수 있을 것으로 사료된다.

4.2 캠표면의 접촉응력

접촉응력이란 곡면을 이루는 두 개의 표면이 서로 밀어 붙여졌을 때, 접촉부에 작용하는 집중응력을 말한다. 기어의 설계나, 캠과 태핏을 설계하는 경우 등에는 캠의 응력분포뿐만 아니라 접촉응력을 필히 고려하여야 한다. 본 절에서는 시뮬레이션 결과를 이용하여 캠의 회전에 따른 캠표면의 접촉응력을 계산하였다. 먼저 태핏의 접촉반경이 r_f 일 때 캠의 순간곡률반경 r_c 는 다음 식 (2)와 같이 계산할 수 있다.¹⁾

$$r_c = \frac{[(r_b + r_f + y)^2 + v^2]^{3/2}}{(r_b + r_f + y)^2 + 2v^2 - (r_b + r_f + y)a} - r_f \quad (2)$$

여기서 r_b = 캠 기초원 반경, y = 캠상승변위(mm), v = 태핏속도(mm/rad), a = 태핏가속도(mm/rad²)이다. 반경 r_f 인 구면과 곡률반경 r_c 인 실린더가 수직력 F 에 의하여 접촉하게 되면, 두 물체는 변형하게 되어 접촉면이 생기게 된다. 마찰이 없다고 가정하면, 헤르츠(Hertz) 이론에 의하여 접촉면의 변형 d 는 다음과 같이 계산할 수 있다.⁹⁻¹¹⁾

$$d = 0.825n_d(F^2\gamma^2/K)^{1/3} \quad (3)$$

여기서 $K = \frac{2r_f r_c}{r_f + 2r_c}$, $\gamma = \frac{1 - \nu_f^2}{E_f} + \frac{1 - \nu_c^2}{E_c}$, 그리고 E_f 및 E_c 는 각각 태핏과 캠의 탄성계수이다. 접촉면의 변형을 구한 후, 캠의 실접촉폭(actual contact

width) $W_{contact}$ 는 Fig. 12를 참조하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$W_{contact} = \begin{cases} 2W_d & W_d \leq w_c/2 - e \\ 2W_d + w_c/2 - e & w_c/2 - e \leq W_d \leq w_c/2 + e \\ w_c & w_c/2 + e \leq W_d \end{cases} \quad (4)$$

여기서 $W_d = \sqrt{r_f^2 - (r_f - d)^2}$, w_c 는 캠의 폭, e 는 캠의 중심과 태핏중심과의 편심거리(offset)이다. 2700rpm으로 회전할 때 실접촉폭을 계산한 결과는 Fig. 13과 같다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 밸브의 열림 및 닫힘구간에서 접촉폭이 최소 9mm까지 줄어 들지만 접촉은 항상 유지하고 있는 것을 알 수 있다.

캠 표면의 접촉력 F_c 는 식 (5)와 같이 계산할 수 있다.

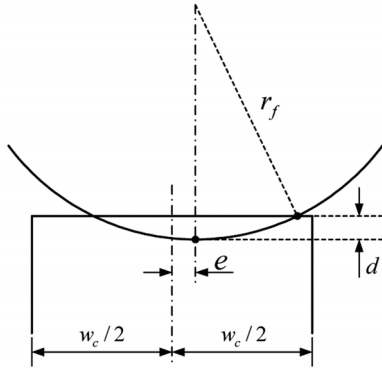


Fig. 12 Contact width

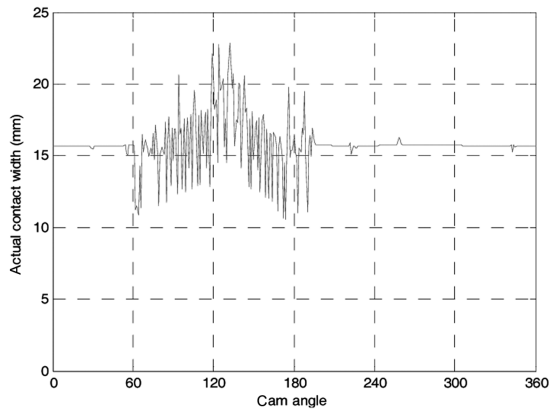


Fig. 13 Actual contact width

$$F_c = (F_p + c_s y \dot{\rho}) \rho + m_{eq} \ddot{y} \quad (5)$$

$$m_{eq} = \frac{J_{rocker}}{l_c^2} + m_r \rho^2 + \frac{1}{2} m_{spring} \rho^2 + m_{pt} \quad (6)$$

여기서 F_p 는 장착하중, c_s 는 스프링의 댐핑계수, $\rho = l_v/l_c$, l_v 는 로커암 중심에서 밸브 중심까지의 길이, l_c 는 로커암 중심에서 푸시로드까지의 길이, m_r 은 밸브와 브릿지(bridge), 및 리테이너(retainer)의 질량합, 그리고 m_{pt} 는 푸시로드와 태핏의 질량이다. 두 물체가 동일한 탄성을 갖는다면, 헤르츠 이론에 의한 수직압력분포는 다음과 같다.

$$p(x) = \frac{3F_c}{2\pi ab} \sqrt{1 - (\xi^2/a^2) - (\zeta^2/b^2)} \quad (7)$$

여기서 ξ 와 ζ 는 각각 장축과 단축방향의 좌표이고 a 와 b 는 접촉면의 장반경 및 단반경이다. 캠의 회전각에 따른 캠 표면의 변형과 식 (7)에 의하여 계산한 헤르츠접촉응력은 Fig. 14와 같다. 최대 1350MPa에 이르고 있어, 최대응력 29.3MPa보다 훨씬 큰 응력 값을 보이고 있다.

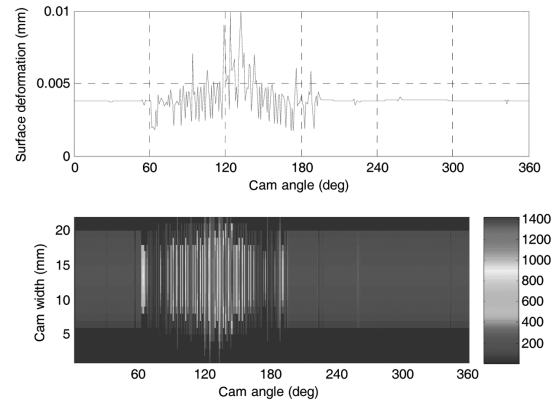


Fig. 14 Stress distribution

5. 결론

본 연구에서는 엔진 구동계의 밸브트레인의 운동 특성을 파악하기 위하여, 6자유도 집중질량모델에 의한 운동방정식을 수립하고, Virtual.Lab.을 사용하여 유연체 컴퓨터모형을 구성하였다. 그리고 밸브의 운동특성을 측정하여 모델의 정확성을 검토하고 파라미터를 조정하였다. 유연체모형은 적절한 접촉

모델을 사용하여 캠과 태핏 사이의 접촉응력을 구할 수 있었으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 벨브트레인의 스프링모델을 TSDA를 사용한 경우와 유연체로 모델링한 경우의 동특성을 비교 검토하였다. 정격속도에서는 큰 차이를 보이지 않았으나, 고속회전시에는 선형함수로 구성된 TSDA모델로는 충분치 않고, 소선간 접촉이 고려된 유연체모델을 사용하여야 함을 확인하였다.
- 2) 유연체스프링모델을 이용하여 강선간의 접촉력을 고찰하였다. 장착상태에서는 접촉이 이루어지지 않고 있으나, 운전중에는 스프링 코일이 접촉했다가 떨어졌다를 반복하는 것을 관찰할 수 있었다.
- 3) 캠과 태핏의 면압 및 접촉력을 관찰하기 위하여 유연체간 접촉 모듈을 사용하여 해석을 수행하였다. 태핏이 캠의 노즈부에 올라서기 바로 전에 접촉력이 가장 높게 나타남을 확인하였고, 캠과 태핏의 최대응력을 구할 수 있었다.
- 4) 헤르츠 이론과 유연체 모델에 의한 시뮬레이션 결과를 이용하여 실접촉폭을 구하고, 접촉응력을 계산할 수 있었다. 접촉응력의 최대값은 최대 응력값보다 훨씬 큰 값을 보이고 있다.

후 기

이 논문은 2008년도 전남대학교 연구년교수연구비 지원에 의하여 연구되었음.

References

- 1) Yushu Wang, Introduction to Engine Valve-trains, SAE International, Warrendale, Pa., 2007.
- 2) S. Hanachi and F. Freudenstein, "The Development of a Predictive Model for the Optimization of High-Speed Cam-Follower Systems with Coulomb Damping Internal Friction and Elastic and Fluidic Elements," ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol.108, pp.506-516, 1986.
- 3) S. H. Yoon, D. J. Kim, B. G. Park, 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.
- 4) G.-P. Cai, J.-Z. Hong and S. X. Yang, "Dynamic Analysis of a Flexible Hub-Beam System with Tip Mass," Mechanics Research Communications, Vol. 32, Issue 2, pp.173-190, 2005.
- 5) B. R. Sriram and T. S. Mruthyunjaya, "Dynamics of Flexible-Link Mechanisms," Computers & Structures, Vol.56, Issue 6, pp.1029-1037, 1995.
- 6) W.-S. Yoo, M.-S. Kim, S.-H. Mun, and J.-H. Sohn, "Large Displacement of Beam with Base Motion: Flexible Multibody Simulations and Experiments," Computer Methods in Applied Mech. and Eng., Vol.195, Issues 50-51, pp. 7036-7051, 2006.
- 7) O. A. Bauchau and J. Rodriguez, "Modeling of Joints with Clearance in Flexible Multibody Systems," Int. Journal of Solids and Structures, Vol.39, Issue 1, pp.41-63, 2002.
- 8) J. Y. Liu and H. Lu, "Thermal Effect on the Deformation of a Flexible Beam with Large Kinematical Driven Overall Motions," European J. of Mechanics - A/Solids, Vol.26, Issue 1, pp. 137-151, 2007.
- 9) W. D. Pilkey, Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1994.
- 10) Kideug Sung, Wonho Yang, Myoungrae Cho and Cheol Kim, "Contact Characteristic and Stress Analysis of Wheel-Rail for Rolling Stock," Transactions of KSAE, Vol.8, No.5, pp.148-156, 2000.
- 11) Hong Seok Lim and Hong Hee Yoo, "Study on an Efficient Modeling for the Impact Analysis of a Flexible Body Employing Hertzian Contact Theory," 2008 Autumn Conference, Korean Society of Mechanical Engineers, pp.838-843, 2008.
- 12) Motion Overview, LMS Virtual.Lab, 2008.