

<논 문> SAE NO. 96370123

유압식 밸브 간극 조정장치를 가진 중심지지 로커암형 OHC 밸브기구의 동특성에 관한 연구

A Study on the Dynamic Characteristics of Center Pivot Rocker Arm Type OHC Valve Trains with Hydraulic Lash Adjuster

김 도 중,* 신 병 현**
D. J. Kim, B. H. Shin

ABSTRACT

A modeling technique is proposed for dynamic simulations of OHC valve trains with HLA (hydraulic lash adjuster). HLA is expressed by an air-oil mixture model considering HLA leak-down and aeration effects. A compact nonlinear equation is derived which describe the short term dynamic behavior of the HLA. Valve spring is analyzed by a distributed parameter model including nonlinear characteristics in the spring surge phenomena. Global behavior of the remaining valve train is expressed by a lumped mass model. The experimental results prove that the simulation model developed here is accurate and useful for the dynamic simulations of OHC valve trains with HLA.

주요기술용어 : Automotive engine(자동차 엔진), Valve train(밸브 구동장치), Hydraulic lash adjuster(유압식 간극 조정기), Dynamic simulation(동특성 해석)

1. 서 론

내연기관 실린더 내부의 기밀을 유지하기 위해 서는 캠 기초원에서(밸브가 닫혀 있는 기간) 밸브 스프링의 하중이 밸브 시트 쪽으로 전달되어야 한다. 그러기 위해서는 밸브트레인 부품들의 제품간 불균일성, 열팽창, 마모 등으로 인한 길이 변화에도 불구하고, 캠 기초원에서 스프링 하

중이 캠 쪽으로 전달되는 경로를 차단시키는 장치가 필요하다. MLA(mechanical lash adjuster)형은 초기 장착 상태에서 밸브트레인에 기계적 간극을 설정하는 방식으로서, 밸브가 닫혀 있을 경우 밸브트레인 간극으로 인하여 밸브 스프링의 장착 하중이 캠 쪽으로 전달되지 못하고 100% 밸브 시트에 전달된다. 그러나 MLA를 사용할 때, 밸브트레인의 마모로 인한 간극 변형이 생기면 밸브 timing의 변화를 가져오고, 극단적인 경우에는 밸브 개폐 시기가 캠 형상의 램프 구간을 벗어나서 밸브트레인의 격심한 진동을 유

* 정회원, 울산대학교

** 기아자동차

발할 수 있다. 그러므로 MLA를 사용하는 엔진은 일반적으로 밸브 간극 조절을 위한 정기적인 보수가 필요하다. 따라서 최근의 OHC 밸브트레인은 MLA 대신 HLA(hydraulic lash adjuster)를 사용하는 경우가 증가하고 있다.

HLA는 밸브트레인의 기계적 간극 대신 엔진 오일로 채워지고 체크 밸브가 장착된 밀폐 공간을 설정하는 방식으로서, 캠 구동 구간에는 스프링의 하중이 HLA를 통하여 캠 쪽에 전달된다. 또한 캠 기초원에서는 대부분의 스프링 하중이 밸브 시트에 전달되고, 캠 쪽으로는 공급되는 엔진 오일 압력에 의한 하중만이 전달된다. HLA를 사용할 경우 밸브트레인의 기계적 간극은 항상 0으로 유지되며, 마모로 인한 간극 변화를 HLA가 자동적으로 보상해 주기 때문에 간극 조절을 위한 정기적인 보수가 필요 없다. 또한 HLA를 사용한 밸브트레인의 경우, 캠 설계시 램프 높이를 낮게 유지하는 것이 보통이므로 엔진의 NVH 측면에서도 유리한 일면이 있다.¹⁾ 그러나 HLA를 사용할 경우 밸브트레인 전체의 강성이 감소하여 최고 운전속도를 높이는데 많은 어려움이 있다. 또한 밸브트레인의 동적 거동이 엔진 오일의 상태에 민감하게 반응하기 때문에 초기 개발 단계에서 더 많은 기술적 노력이 요구된다. 그 중에서도 HLA를 사용하는 밸브트레인의 동특성 해석은 MLA를 사용하는 밸브트레인의 해석에 비하여 여러 가지 복잡한 문제점들을 포함하고 있다.²⁾

HLA를 포함한 밸브트레인의 동특성 시뮬레이션을 위하여 많은 연구가 수행되었다. 그러나 대부분의 경우 직렬 혹은 병렬로 연결된 스프링-댐퍼들의 조합으로 HLA를 모델링했다. 그러므로 HLA가 압축력을 받을 때 오일 누출로 인해 길이가 짧아지는 leak-down 현상은 고려가 되었지만 엔진 오일에 포함된 공기의 영향은 고려되지 못하고 있다.^{3), 4), 5)} 일부 개선된 HLA 모델들은 HLA 내부 오일의 강성을 HLA 길이의 함수로 설정함으로써 leak-down에 의한 HLA 고압실 체적 변화의 영향을 간접적으로 고려했다.^{6), 7)} 엔진 오일은 일반적으로 공기 버블을 포함하고 있으며, 엔진의 회전 속도가 증가함에 따라 공기

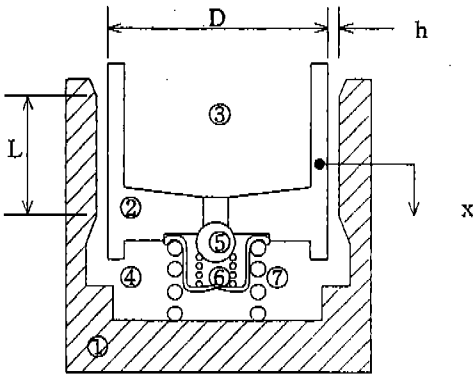
버블의 양도 증가하는 경향을 나타낸다. HLA에 공급되는 오일에 공기가 혼합되면 밸브가 열리는 순간, 즉 HLA가 압축될 때 HLA 고압실(high pressure chamber) 내부의 공기는 큰 저항없이 압축된다. 그러므로 오일에 포함된 공기의 양이 많을 때는 밸브트레인의 거동이 마치 기계적 밸브 간극이 존재하는 것과 같은 현상을 나타낸다. 이 경우 밸브 열림 시기(valve opening angle)가 늦어지고 닫힘 시기(closing angle)가 빨라지며, 밸브 개폐 시기가 램프 구간을 벗어나서 격심한 진동을 유발하게 된다.

HLA 모델에 대한 본격적인 연구가 P. Porot와 J. Trapy⁸⁾에 의해서 이루어졌는데, 이들은 직접구동형 OHC 밸브트레인에 대하여 leak-down, aeration, 공기 분자들의 용해 과정, 등을 고려한 매우 상세한 모델을 수립했다. 그러나 공기 분자들의 용해 과정은 밸브트레인의 동특성에서 고려하는 캠 축 1회전 주기에 비하여 매우 긴 시간에 걸쳐서 변화하는 것이므로 동특성 해석 모델에 직접적으로 포함시킬 필요는 없다. 또한 HLA 압축에 의한 오일의 밀도 변화와 같은 그 영향이 극히 미세한 인자들을 모델에 포함시킴으로서 수식 전개가 지나치게 복잡하고, 오일-공기 혼합체의 압축 팽창 관계가 미분방식식의 형태로 표현되므로 밸브트레인 동특성 시뮬레이션 과정에 포함시키는 것이 어려운 단점이 있다.

본 연구에서는 HLA의 동적 거동에 중요한 영향을 미치는 leak-down 현상, aeration, 등을 고려한 새로운 HLA 모델을 개발하고 센터 피벗 로커암형 OHC 밸브트레인의 동특성 해석에 적용했다. HLA 고압실 내부의 오일-공기 혼합체의 압축 팽창 관계를 해석할 수 있는 간단한 비선형 방정식을 유도했다. 또한 OHC 밸브트레인의 동특성 실험을 위한 전용 test-rig를 개발하여 본 연구에서 개발한 모델의 타당성을 실험적으로 검증했다.

2. HLA의 작동 원리

본 연구의 대상이 되는 밸브트레인은 HLA가 로커암과 밸브 사이에 위치한다. 다음 그림 1은



- ① : HLA Body ② : HLA Plunger
- ③ : Low Pressure Chamber ④ : High Pressure Chamber
- ⑤ : Check Ball ⑥ : Check Ball Spring
- ⑦ : Plunger Spring

그림 1. HLA(Hydraulic Lash Adjuster) 단면의 계략도

HLA의 기능을 이해하기 위하여 대략적인 단면 형상과 부품명을 나타낸 것이다.

HLA의 작동 원리를 단계별로 설명하면 다음과 같다.

- (1) 캠 기초원 상태에서 저압실(low pressure chamber)과 고압실(high pressure chamber)에는 동일한 엔진 오일의 압력이 걸리고 체크 볼(check ball)은 닫힌 상태로 평형을 유지하고 있다.
- (2) 캠 변위가 시작되고 HLA 플런저(plunger)와 보디(body) 사이에 힘이 전달되면 고압실에는 압력이 걸리게 되고 체크 볼은 시트에 밀착된다. 고압실의 압력을 통하여 캠의 구동력이 밸브로 전달되어 밸브가 열린다. 고압실과 저압실 사이의 압력차가 커지면 오일이 플런저와 보디 사이의 틈새(clearance)를 통하여 흘러 나가므로 시간이 경과함에 따라 HLA의 길이가 짧아진다. 이 짧아지는 속도를 leak-down rate라고 하며, HLA가 압축력 F를 받으면서 길이가 a만큼 짧아지는 데 걸리는 시간 t는 다음과 같이 계산된다.⁹⁾

$$t = \frac{3\pi\mu D^3 L a}{4h^3 F (1 + 1.5E^2)} \quad (1)$$

여기서,

- t = time for leak-down event (sec)
- μ = absolute viscosity of the oil (N sec/m²)
- D = plunger diameter (mm)
- L = leak-down land (mm)
- a = plunger travel (mm)
- h = radial clearance between the plunger and the body (mm)
- F = force on plunger (N)
- E = eccentricity of plunger to body (e/h)
- e = the eccentric distance for the above E

- (3) 캠 변위가 끝나고 다시 기초원 상태가 되면 고압실에 걸렸던 밸브 스프링의 하중은 급격히 밸브 시트 쪽으로 이동하게 된다. 이때 밸브 변위가 있기 전 초기상태와 비교해서 HLA는 (2)의 과정에서 leak-down된 양만큼 길이가 짧아지게 된다. 이 간극을 보상하기 위하여 플런저 스프링은 플런저를 밀어 올리게 되고 고압실 내부의 압력은 일시적으로 대기압 이하로 떨어진다. 그러나 이 순간에도 저압실에는 여전히 엔진 오일의 압력이 작용하며 이 압력 차이로 인하여 체크 볼은 열리게 되고 고압실 내의 팽창된 공간에 오일을 보충하여 다시 평형 상태를 이루게 된다.

지금까지 설명한 HLA의 작동 원리는 지극히 정상적인 작동을 하는 경우에 해당된다. 이 밖에도 HLA pumping-up, pumping-down, aeration, cold start noise, 등 여러 가지 비정상적인 작동 상태가 있을 수 있다. 정상적인 운전 상태에서는 밸브가 열려 있는 동안 HLA에 항상 압축력이 작용한다. 그러나 고속 운전시 밸브트레인의 관성력과 내부 진동으로 인하여 HLA에 작용하는 압축력이 상실되는 경우가 발생할 수 있다.(jumping 현상) 이때는 밸브가 열려 있음에도 불구하고 HLA는 기초원에서와 같이 오일압

에 의하여 체크 볼이 열리고 결과적으로 HLA는 팽창하게 되는데 이를 pumping-up 현상이라 한다. 이 경우 HLA의 길이가 길어지므로 정상 작동에 비하여 밸브 닫힘 시기가 늦어지게 되며, 극단적인 경우에는 밸브가 완전히 닫히지 못하는 현상까지 생길 수 있다.

정상적인 운전 상태에서는 밸브가 열려 있는 동안 HLA leak-down에 의해 짧아진 길이는 기초원에서 원래 상태로 복귀한다. 그러나 오일의 압력이 지나치게 약하거나, 체크 볼 스프링의 강성이 지나치게 높을 때는 기초원에서의 HLA 팽창 기능이 충분치 못할 수가 있다. 이 경우 HLA의 길이가 짧아진 상태에서 다음 사이클이 시작되고 사이클이 반복됨에 따라 HLA는 점점 더 압축되는데 이를 pumping-down 현상이라 한다. Pumping-down 현상이 발생하면 HLA의 길이가 짧아져서 밸브 열림 시기가 늦어지고 닫힘 시기가 빨라진다. 또한 캠 형상의 램프 구간을 벗어난 지점에서 밸브가 개폐됨으로 밸브트레인의 격심한 진동을 유발한다.

HLA의 고압실에 공기가 유입되는 경로는 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 하나는 공급되는 엔진 오일에 공기 버블이 포함되는 경우인데 이를 aeration 현상이라 하며, 다른 하나는 저압실 주변의 공기가 체크 볼이 열렸을 때 오일과 함께 유입되는 경우로서 주로 추운 겨울날 아침 시동을 켤 때 발생하며 이를 cold start noise라 한다. 엔진 시동이 꺼진 상태에서 일부 밸브는 닫혀 있고 일부는 열려 있다. 밸브가 열려 있는 경우 밸브 스프링의 하중이 HLA에 계속적으로 작용하며 결과적으로 leak-down에 의하여 HLA 플런저와 보디가 맞닿는 지점까지 HLA의 길이는 짧아진다. 이 상태에서 엔진 시동이 켜지면 HLA는 순간적으로 큰 변위를 팽창하게 되고 엔진 오일의 공급이 원활하지 못하면 주변의 공기가 고압실 내부로 유입된다. 고압실에 공기가 유입되면 aeration에서 설명한 것과 같은 원리로 밸브 시팅 속도가 증가하여 격심한 소음과 진동을 발생시킨다. 일단 유입된 공기는 쉽게 빠져 나오지 않으며 정상상태를 회복하는데 30분 이상 걸리는 경우도 있다. 이러한 현상은 주위 온도가 낮

아서 오일의 점성이 높을 때 더욱 심각하게 나타난다.

3. HLA의 동특성 모델

HLA 동특성 모델에서 반드시 고려되어야 할 사항은 체크 볼이 열렸을 때의 팽창, 체크 볼이 닫힌 상태에서의 leak-down 현상, 공기/오일 혼합체의 압축 및 팽창 과정, 등이다. 체크 볼이 열린 상태에서 HLA가 팽창되는 크기는 볼 주위를 통하여 유입되는 오일의 양에 따라서 결정된다. 그러므로 본 연구에서는 유체의 유입량을 고압실과 저압실의 압력 차와 볼이 열려 있는 시간의 곱에 비례한다고 가정했다. 이 과정에 대한 보다 엄밀한 해석을 위해서는 체크 볼 주위의 유체 유동과 볼의 운동 사이의 상관 관계, 등에 관한 연구가 수행되어야 하는데, 이 부분에 대해서는 현재 연구가 진행 중에 있다.

HLA의 leak-down 변위는 기본적으로 HLA 양단에 작용하는 하중과 작용 시간에 비례한다. 그러므로 밸브트레인 동특성 시뮬레이션 과정에서 수치 적분 step 마다 leak-down에 의한 HLA 길이 변화는 식 (1)로부터 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta l = \int_{\Delta t} \frac{4h^3(1-1.5E^2)}{3\pi\mu D^3 L} F(t) dt \quad (2)$$

HLA의 고압실은 일반적으로 공기와 오일이 혼합되어 있으며 밸브가 열려 있는 동안은 이 부분이 밸브트레인 계의 강성처럼 작용하게 된다. 그러나 이 부분을 단순히 스프링-댐퍼로 모델링할 수 없는 것은 공기와 오일의 압력-부피 관계로 인하여 매우 큰 비선형 특성을 가지기 때문이다. HLA 모델을 밸브트레인 전체의 동특성 해석 모델과 연결시키기 위해서는 HLA에 작용하는 힘을 HLA 양단의 상대 변위의 함수로 표현해야 한다. 고압실에 의해서 HLA 플런저와 보디 사이에 작용하는 힘은 고압실 내부의 압력으로 표현될 수 있으며 HLA 양단의 상대 변위는 고압실의 부피로 표현될 수 있다. 그러므로 공기

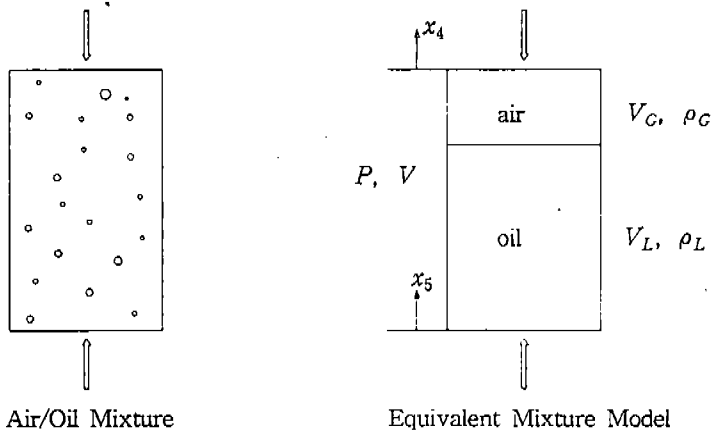


그림 2. 공기/오일 혼합체 모델

/오일 혼합체의 압력과 부피 사이의 상관 관계를 규명하기 위하여 위 그림 2와 같은 모델을 구성했다.

고압실의 부피 V_1 , 압력 P_1 의 상태에서 HLA 플런저와 보디의 상대 운동에 의하여 고압실의 부피가 V_2 로 변할 때, 고압실 내부의 압력 P_2 를 계산할 수 있다면 이를 힘-변위 관계로 대치하여 밸브트레인 동특성 모델과 쉽게 연결시킬 수 있다.

상태 1의 고압실 부피 V_1 에서 공기가 차지하는 부피가 V_{G1} , 오일이 차지하는 부피가 V_{L1} 이라 하고, 상태 2에서 공기의 부피를 V_{G2} , 오일의 부피를 V_{L2} 라 하면 다음 관계가 성립한다.

$$V_1 = V_{G1} + V_{L1} \quad (3)$$

$$V_2 = V_{G2} + V_{L2} \quad (4)$$

고압실 내부 공기의 압축 혹은 팽창 과정을 열 전달이 없는 단열 과정(isentropic process)으로 본다면 상태 1에서 상태 2로 바뀌는 동안 압력과 부피 사이에는 다음 관계가 성립한다.

$$P_1 V_{G1}^\gamma = P_2 V_{G2}^\gamma \Rightarrow V_{G2} = (P_1^{-\frac{1}{\gamma}} V_{G1}) P_2^{-\frac{1}{\gamma}} \quad (5)$$

여기서 γ 는 공기의 specific heat ratio로서 1.4이다. Oil의 체적 변화는 bulk modulus(B)로부터 다음과 같이 계산된다.

$$B = - \frac{dP}{\left(\frac{dV_L}{V_L}\right)} \approx - V_{L1} \frac{P_2 - P_1}{V_{L2} - V_{L1}} \Rightarrow$$

$$V_{L2} = V_{L1} - \frac{V_{L1}}{B} (P_2 - P_1) \quad (6)$$

상태 2에서 공기와 오일의 전체 부피가 V_2 이므로 위 식 (5), (6)으로부터 상태 2의 압력 P_2 에 대한 다음 관계식을 유도할 수 있다.

$$V_2 = V_{G2} + V_{L2} = (P_1^{-\frac{1}{\gamma}} V_{G1}) P_2^{-\frac{1}{\gamma}} + V_{L1} - \frac{V_{L1}}{B} (P_2 - P_1) \quad (7)$$

식 (7)을 압력 변화율 $\lambda = P_2/P_1$ 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\alpha \lambda^{-\frac{1}{\gamma}} + \beta \lambda + \delta = 0 \quad (8)$$

여기서

$$\alpha = V_{c1}, \quad \beta = -\frac{P_1 V_{L1}}{B},$$

$$\delta = V_{L1} + \frac{P_1 V_{L1}}{B} - V_2$$

식 (8)은 압력 변화율 λ 에 관한 비선형 방정식으로서 Newton-Rapson 방법을 이용하여 수치적으로 해를 구할 수 있다. 오일의 bulk modulus(B), 공기의 specific heat ratio(γ), 상태 1의 공기와 오일의 부피 V_{c1} , V_{L1} , 압력 P_1 이 주어지고, 상태 2의 공기와 오일의 전체 부피 V_2 가 주어지면, 상태 2의 압력 P_2 는 쉽게 계산될 수 있다. 이는 HLA의 상대 변위가 주어질 때 HLA에 작용하는 하중을 계산할 수 있음을 의미한다. 그러므로 동특성 시뮬레이션의 수치 적분 과정에서 각 step 마다 식(8)의 비선형 방정식을 풀어서 밸브트레인 전체의 동특성 모델에서 필요한 HLA 하중을 계산한다.

4. 센터 피봇 로커암형 OHC 밸브트레인의 동특성 해석 모델

본 연구의 대상이 되는 밸브트레인은 그림 3

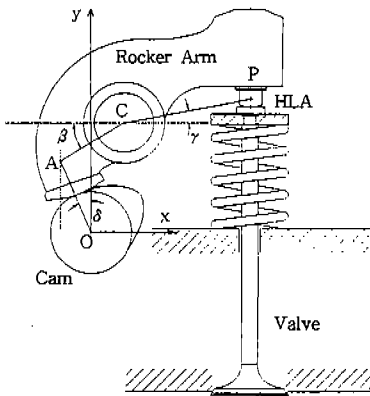


그림 3. 센터 피봇(Center Pivot) 로커암형 OHC 밸브트레인의 개략도

과 같이 HLA(hydraulic lash adjuster)를 사용하는 센터 피봇 로커암형 OHC 밸브트레인이다. 밸브트레인의 동적 거동을 시뮬레이션하기 위하여 밸브트레인을 시스템 전체의 집중질량 모델(lumped mass model), 밸브 스프링의 분포변수 모델(distributed parameter model), HLA 모델, 등 크게 세 부분으로 나누어 모델을 구성했다. HLA의 동적 거동은 3절에서 기술한 방법을 이용하여 표현했다. 밸브 스프링의 정상상태 응답은 참고문헌 10에 기술된 방법을 이용하여 해석했는데 밸브 스프링의 힘-변위 선도에 나타나는 비선형성뿐만 아니라 스프링 압축에 따른 고유진동수 변화도 조화평형법(harmonic balance method)을 이용하여 고려했다. 그림 4는 HLA와 밸브 스프링을 제외한 나머지 부분에 대하여 6개의 자유도를 갖는 집중질량 모델을 나타낸 것이다.

그림 4의 모델에서 정의된 6개의 자유도는 각 각 다음과 같다.

- x_1 : 캠 중심축의 수직 변위 [mm]
- x_2 : 로커암 피봇(rocker arm pivot) 중심의 수직 변위 [mm]
- $x_3 = \theta$: 로커암의 회전 각도 (반시계 방향이 양) [rad]
- x_4 : HLA(Hydraulic Lash Adjuster) plung-er의 수직 변위 [mm]

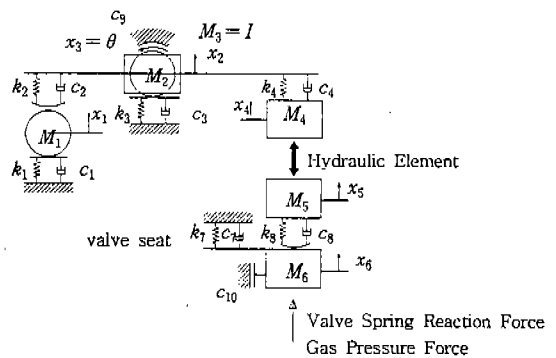


그림 4. 센터 피봇(Center Pivot) 로커암형 OHC 밸브트레인의 동특성 해석 모델

x_5 : HLA body의 수직 변위 [mm]

x_6 : 밸브의 수직 변위 [mm]

각각의 자유도에 대한 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$M_1 \ddot{x}_1 = -k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_1 - F_1 \cos \delta \quad (9)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 = F_1 \cos(\delta) - k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_2 + F_2 \quad (10)$$

$$I \ddot{\theta} = F_2 l_{CP} \cos(\gamma_0 + x_3) - T_{friction}(\theta) - F_1 l_{AC} \cos(\delta - \beta_0 + x_3) \quad (11)$$

$$M_3 \ddot{x}_3 = F_5 - F_6 - F_2 \quad (12)$$

$$M_4 \ddot{x}_4 = F_7 - F_5 - F_6 \quad (13)$$

$$M_5 \ddot{x}_5 = F_{spring}(\theta) \pm F_{friction}(\theta) + F_{gas}(\theta) - F_7 - F_{sai}(\theta) \quad (14)$$

그림 3에 나타난 것과 같은 스윙암(swinging arm)을 사용하는 OHC 밸브트레인은 일반적으로 캠 축의 회전각에 따라서 로커암비와 토크암비가 큰 폭으로 변한다. 그러므로 운동방정식을 유도하는 과정에서 이들에 대한 해석, 즉 기구학적 운동변환 관계가 반드시 포함되어야 한다. 본 연구에서는 동특성 시뮬레이션을 수행하기 전에 밸브 운동과 로커암의 회전각도, 캠/로커암 접촉점의 압력각, 캠 중심과 태핏 곡률 중심 사이의 상대 거리, 토크암 비, 등에 대한 기구학적 해석을 미리 수행하여 결과를 저장한 다음, 동특성 해석 과정에서 이용했다. 식 (9)에 나타난 힘 F_1 은 캠과 로커암 사이에 작용하는 접촉력을 의미하며, 접촉 부분의 상대 변위와 기구학적 해석으로부터 얻어진 상대 변위와의 오차로부터 구해진다. 각도 δ 는 캠/로커암 접촉면에 수직인 방향이 y축 방향과 이루는 각도로서 기구학적 해석 결과로부터 얻어진다. 식(10) (11)에 나타난 F_2 는 로커암과 HLA 풀런저 사이에 작용하는 힘을 의미하며, β_0 , γ_0 는 캠 기초원에서 그림 3의 선분 AC와 선분 CP가 x 축 방향과 이루는 초기

각도이다. 또한 식 (12) (13)에 나타난 힘 F_5 는 HLA의 풀런저 스프링의 복원력을, F_6 는 HLA의 고압실 내부의 압력에 의한 힘을, F_7 은 HLA 보디와 밸브 사이에 작용하는 힘을 의미한다. 쿨롱 마찰(Coulomb Friction) $\pm F_{friction}$ 와 $\pm T_{friction}$ 는 각각 밸브와 로커암의 속도에 의해 방향이 결정된다. 그리고, 마찰력 $\pm F_{friction}$ 은 밸브의 속도 방향과 반대로 작용하고, 마찰 모멘트 $\pm T_{friction}$ 는 로커암의 가속도 방향과 반대 방향으로 작용한다. 마찰력 $\pm F_{friction}$ 의 크기는 일정하다고 가정했으며, 마찰 모멘트 $\pm T_{friction}$ 의 크기는 로커암 피복에 작용하는 수직 하중(normal load)에 비례한다고 가정했다.

위에서 유도한 밸브트레인 동특성 해석 모델의 운동방정식은 6개의 비선형 연립 상미분 방정식이다. 일반적으로 주어진 초기치에 대한 상미분 방정식의 해는 수치적인 방법을 이용하여 시뮬레이션 한다. 밸브트레인의 경우 고속 운전시 부품들의 분리와 충돌 현상이 발생하는데 이는 미분 방정식 계 전체의 강성을 급격히 변화시킨다. 그러므로 누적 오차와 알고리즘의 안정성을 고려한 효과적 시뮬레이션을 위해서는 적분 스텝 크기를 수시로 변경시켜 줄 필요가 있다. 본 연구에서는 가변 스텝 크기로 누적오차를 조절하는 Runge-Kutta-Verner sixth-order method(IMSL Lib. "DIVPRK")를 사용하였다.¹¹⁾

5. OHC 밸브트레인의 동특성 실험

OHC 밸브트레인의 동특성을 실험하기 위하여 그림 5와 같은 실험 장치를 구성했다. 캠 축은

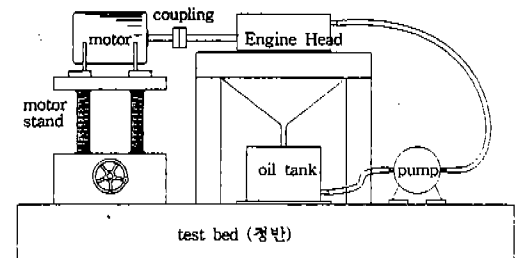


그림 5. OHC 밸브트레인 동특성 실험 장치의 개략도

15kw AC motor를 이용하여 구동했으며 inverter 형 AC motor controller를 이용하여 무단변속이 가능하게 했다. Motor의 회전축과 캠 축을 변속장치 없이 직접 연결했는데, 본 실험 장치를 이용하여 다양한 종류의 엔진 헤드를 실험할 수 있도록 하기 위하여 헤드를 전후자우 방향으로 이동하며 설치가 가능하도록 설계했다. 또한 상하 방향의 축 편심을 맞추기 위하여 모터 스탠드에서 모터의 구동축을 상하 방향으로 이동 가능하게 했다. 축 연결시 발생하는 미세한 편심은 flexible disk 형 coupling을 사용하여 보정했다. HLA를 사용하는 밸브트레인의 거동은 공급되는 엔진 오일의 특성에 따라서 민감하게 반응한다. 그러므로 본 실험 장치에서는 공급되는 오일의 유량, 압력 및 온도를 조정할 수 있는 오일 공급 장치를 설치했다.

본 실험에서 측정된 밸브트레인의 동특성은 밸브 변위, 밸브 가속도, 로커암 하중, 밸브 스프링 하중 등이다. 밸브 개폐 시기의 미세한 밸브 변위를 측정하기 위하여 밸브 뒷면에 gap 센서를 설치했으며, 밸브의 전체적인 변위를 측정하기 위하여 밸브 앞면에 어댑터를 사용하여 gap 센서를 측정방향이 밸브의 운동방향과 일치하도록 설치했다. Gap 센서의 보정(calibration)은 다이얼 게이지를 밸브 운동 방향에 평행하게 리테이너의 윗면에 설치한 후 캠 축을 회전시키며 밸브 변위와 출력 전압을 비교하여 수행했다. 밸브의 가속도는 밸브 앞면 중앙에 가속도계를 부착하여 측정했으며, 보정 data는 가속도 센서의 명세서에 주어진 값을 사용했다. 로커암과 밸브 스프링의 하중은 스트레인 게이지를 사용하여 측정했다. 본 실험에서 스트레인 게이지 실험의 목적이 측정부위의 스트레인을 측정하는 것이 아니라 밸브 스프링과 로커암에 걸리는 하중을 측정하는 것이므로, 스트레인 게이지의 보정은 실험 장치를 저속으로 운전시켜 얻어진 결과와 설계 하중을 비교함으로써 간접적인 보정을 수행했다. 센서에서 증폭기를 거쳐 나온 실험 결과 신호를 개인용 컴퓨터에 설치된 A/D 보드를 사용하여 수집, 저장했다. 저장된 data는 본 연구에서 개발된 컴퓨터 프로그램을 이용하여 보간(interpolat-

ion), 보정(calibration), 등의 과정을 거쳐 출력된다.

6. 결과 및 고찰

실험 결과들을 바탕으로 밸브트레인 동특성 해석 모델의 parameter tuning을 수행했다. 밸브트레인의 내부 진동이 밸브 스프링의 내부 진동에 미치는 영향은 밸브 스프링의 내부 진동이 밸브트레인의 내부 진동에 미치는 영향보다 상대적으로 적다. 이는 밸브 거동에 미치는 기구학적 영향이 동적인 영향에 비하여 크고 밸브트레인 계의 고유 진동수가 스프링의 고유 진동수보다 일반적으로 훨씬 크기 때문이다. 따라서 밸브 스프링의 동적 거동은 나머지 부분에 비하여 상대적으로 안정적이다. 그러므로 밸브트레인 전체의 모델 튜닝에 앞서 밸브 스프링의 동특성 모델을 튜닝했다. 스프링 모델의 튜닝은 스프링 내부 진동 현상이 비교적 잘 나타나는 2,100crpm, 2,400crpm, 2,700crpm, 3,000crpm의 실험 데이터를 기준으로 수행했다. 이때 밸브가 닫혀 있을 때의 잔류 진동보다는 실제 밸브의 운동에 영향을 미치는 열려 있는 구간의 측정치와 근접시키려고 노력했다.

밸브 스프링을 제외한 나머지 부분의 튜닝은 주로 밸브 가속도 데이터에 의존했는데, 이는 밸브 가속도에 밸브트레인의 동적 거동이 매우 선명하게 나타나기 때문이다. 밸브트레인 동특성 데이터는 크게 질량에 관계되는 변수, 강성에 관계되는 변수, 댐핑에 관계되는 변수, HLA에 관계되는 변수들로 나눌 수 있다. 질량 및 관성에 관계되는 변수는 직접적인 측정이 가능하므로 일반적으로 문제가 되지 않는다. 밸브트레인의 강성은 주로 가속도에 나타나는 밸브트레인의 고유 진동수를 기준으로 튜닝한다. 이 경우에도 캠 축의 변형, 로커암 마운트의 변형, 등에 대한 정보가 주어진다면 훨씬 더 신뢰성 있는 튜닝 작업을 수행할 수 있다. 밸브트레인 모델 튜닝에서 가장 난해한 부분은 댐핑 및 마찰 계수의 튜닝이다. 댐핑에 관계되는 계수들은 캠 축의 회전 속도에 따라서 크게 변하므로 댐핑 계수들은 각각의 회

표 1 동특성 시뮬레이션에 사용된 모델 변수 데이터

M_1 (kg)	0.23	M_2 (kg)	0.0714
I (kg mm ²)	36.1	M_4 (kg)	0.01
M_5 (kg)	0.01	M_6 (kg)	0.074
k_1 (N/mm)	5.0D5	k_2 (N/mm)	0.534D5
k_3 (N/mm)	5.0D5	k_4 (N/mm)	0.447D5
k_5 (N/mm)	2.0	k_7 (N/mm)	4.0D5
k_8 (N/mm)	25880.0	rocker arm pivot radius (mm)	9.0
c_1 (N·sec/mm)	0.1	c_2 (N·sec/mm)	0.002
c_3 (N·sec/mm)	0.1	c_4 (N·sec/mm)	0.002
c_5 (N·sec/mm)	0.0	c_6 (N·sec/mm)	0.002
c_7 (N·sec/mm)	0.002	c_8 (N·sec/mm)	0.1
R/A pivot friction coefficient	0.1	valve guide friction coefficient	0.1
plunger spring install load (N)	20.0	HLA leak-down rate (mm/N·sec)	0.0005
장착상태 HLA 고압실 체적 (mm ³)	45.0	HLA 고압실적 단면적 (mm ²)	20.0
aeration (%)	4.0	oil pressure (MPa)	0.05
specific heat ratio of air	1.4	bulk modulus of engine oil (MPa)	1723.6

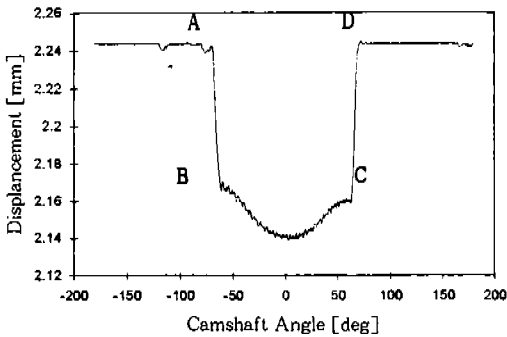


그림 6. 캠축 회전에 따른 HLA 길이 변화

전 속도별로 튜닝해야 하는 번거로움이 있다. 시뮬레이션에 사용된 데이터들이 다음 표1에 주어졌다.

그림 6은 시뮬레이션 결과에 나타난 HLA의 길이 변화를 나타낸 것이다 HLA의 길이 변화는 고압실 내부에 포함된 공기의 압축, 고압실 내부 오일의 압축, 그리고 HLA leak-down의 영향으로 나눌 수 있다. 그림 6에서 밸브 변위가 시작되는 지점과 끝나는 지점의 급격한 HLA의 길

이변화(A-B, C-D)는 밸브 스프링 장착 하중에 의한 고압실 내부 오일과 공기의 압축량을 나타낸다. 초기 하중에 의한 공기의 압축량이 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있다. B 지점과 C 지점 사이의 길이 변화는 밸브 변위에 따른 스프링 하중의 증가로 고압실 오일과 공기가 압축되는 것을 의미하며, B 지점과 C 지점의 길이 차이는 밸브가 열려 있는 동안의 leak-down 량을 나타낸다. 동특성 모델에서 HLA에 관계되는 변수들은 HLA 도면, 실험 조건, 밸브 timing, 등을 기준으로 튜닝되어야 한다. 본 연구의 대상이 된 B5 SOHC 엔진의 경우 HLA에 관한 정보가 지나치게 제한적이어서 모델 튜닝에 큰 어려움이 있었다. 본 연구에서는 밸브 timing을 기준으로 각각의 캠 축 회전속도에 따른 aeration 정도를 튜닝했다. 그림 7은 밸브가 열리고 닫히는 순간의 미세한 밸브 변위를 실험결과와 비교한 것이다. 그림 8과 그림 9는 캠 축 회전 속도에 다른 밸브 개폐 시기를 실험 결과와 비교한 것이다. 그림 8과 그림 9는 캠 축 회전 속도에 따른 밸브 개폐 시기를 실험 결과와 비교한 것이다. 약 2,000 crpm 까지는 밸브 열림 시기와 닫힘 시기

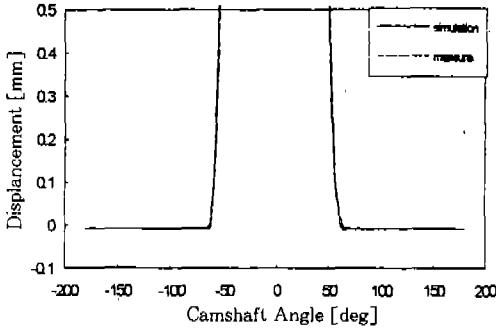


그림 7. 밸브 타이밍의 비교(900CRPM)

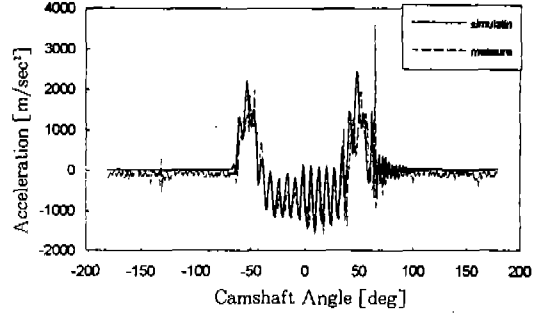


그림 10. 밸브 가속도(1,500CRPM)

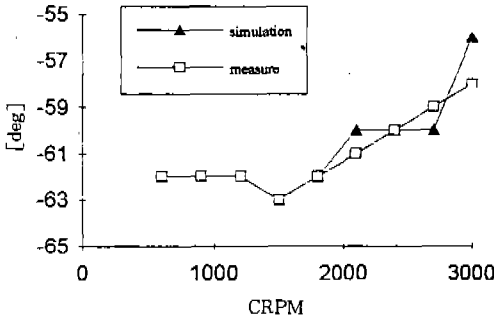


그림 8. 밸브 열림 시기의 비교

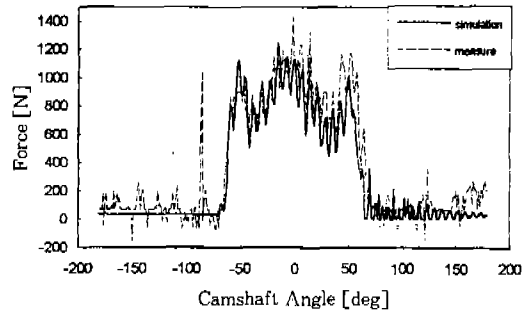


그림 11. 로커암 하중(1500CRPM)

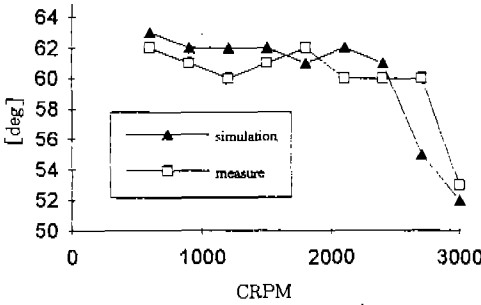


그림 9. 밸브 닫힘 시기의 비교

의 변화가 미세하지만 2,000 crpm 이상에서는 열림 시기가 늦어지고, 닫힘 시기가 빨라지는 현상을 관찰할 수 있다. 이러한 현상은 일반적으로 엔진 회전 속도가 증가함에 따라 엔진 오일에 포함되는 공기양(aeration)의 증가로 설명할 수 있는데 실제로 공기량을 증가시키며 시뮬레이션

한 결과와 잘 일치함을 볼 수 있다. HLA leak-down의 영향은 주로 저속 영역에서 밸브 닫힘 시기가 빨라지는 현상으로 나타나는데 실험 결과에 이러한 현상이 나타나지 않는 것으로 보아 본 연구의 대상이된 밸브트레인의 경우 leak-down의 영향은 크지 않은 것으로 판단된다. 2,700 crpm 이상 즉 밸브트레인의 한계속도 부근에서 밸브 닫힘 시기가 급격히 빨라지는 현상을 볼 수 있는데, 이는 밸브트레인 계의 격심한 진동으로 밸브가 닫히는 시점에서 밸브트레인의 압축되는 양이 램프 높이 보다 크게 되기 때문이다. 이때는 일반적으로 매우 큰 밸브 시팅 속도와 밸브 바운싱 현상을 동반하게 된다.

그림 10과 그림 11은 밸브의 가속도와 로커암 하중에 대하여 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교한 것이다. 그림 12와 그림 13은 캠 축 회전 속도에 따른 밸브 바운싱의 크기와 로커암에

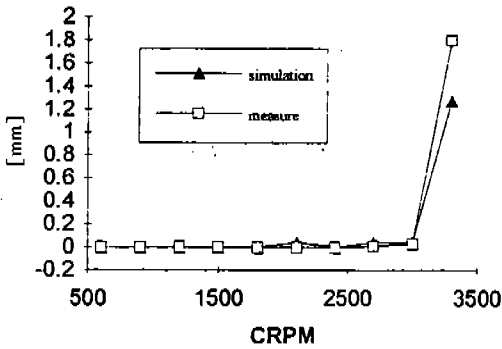


그림 12. 밸브 바운싱 크기의 비교

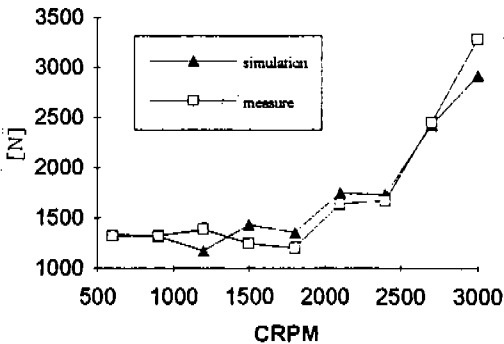


그림 13. 로커암 최대하중의 비교

작용하는 최대 하중을 그린 것이다. 밸브 시팅 속도와 바운싱의 크기는 일반적으로 밸브트레인의 한계 속도를 제한하는 결정적인 변수이다. 그러나 시팅 속도와 바운싱의 크기는 밸브트레인 내부 진동의 진폭 및 위상, 밸브 스프링 서지, HLA의 leak-down 및 aeration, 밸브트레인 계의 댐핑, 등에 민감하게 반응하므로 정확한 크기를 예측하는 것은 매우 어렵다. 그러나 그림 12에서 보듯이 일반적으로 밸브트레인의 성능에 문제가 되는 0.1mm 이상의 바운싱 및 한계 속도 부근의 큰 바운싱 현상은 실험 결과와 잘 일치함을 보여주고 있다.

7. 결 론

본 연구에서는 HLA형 OHC 밸브트레인의 동

특성을 해석하는 모델을 수립하고, OHC 밸브트레인의 동적 거동을 실험할 수 있는 전용 Test-Rig를 개발했다. HLA의 동특성은 엔진 오일과 공기의 혼합체 모델을 이용하여 aeration 및 leak-down의 영향을 고려했다. 비선형 진동 특성을 고려한 밸브 스프링의 서지(surge) 현상은 분포 계수 모델(distributed parameter model)을 이용하여 해석했다. 밸브 스프링과 HLA 부분을 제외한 나머지 부분은 집중 질량 모델(lumped mass model)을 이용하여 밸브트레인 전체의 동특성을 시뮬레이션 했다. OHC 밸브트레인의 동적 거동을 실험하기 위한 전용 Test-Rig를 개발하고, 이를 이용하여 센터 피벗형 OHC 밸브트레인의 동특성을 실험했다. 또한 실험 결과를 기준으로 동특성 시뮬레이션 모델을 튜닝했으며, 실험 결과와 시뮬레이션 결과가 잘 일치함을 보여줬다.

참 고 문 헌

1. E. Kamiyama and S. Yasuhara, "Improvement of DOHC valve train noise by analysis of valve and tappet movement", SAE paper 911061.
2. P. Kreuter and G. Mass, "Influence of hydraulic valve lash adjusters on the dynamic behavior of valve trains", SAE paper 870086.
3. S. Seidlitz, "Valve train dynamics—a computer study", SAE paper 890620
4. W. J. Kim, H. S. Jeon, and Y. S. Park, "Analytical and experimental motion analysis of finger follower type cam-valve system with a hydraulic tappet", KSME Journal, Vol. 4, No. 1, pp. 40~47, 1990.
5. 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. 506~515, 1986.
6. P. J. Philips, A. R. Schamel and J. Meyer, "An efficient model for valvetrain and spring dynamics", SAE paper 890619.
 7. P. Philips and A. Schamel, "The dynamics of valvetrains with hydraulic lash adjusters and the interaction with the gas exchange process", SAE paper 910071.
 8. P. Porot and J. Trapy, "A numerical and experimental study of the effect of aeration of oil on valve trains equipped with hydraulic lash adjusters", SAE paper 930997.
 9. C. Kaswer, and C. DeMinco, "Mathematical Development of Hydraulic Lifter Leakdown Equations", AC Rochester Division of General Motors, Engineering Report No. R501.
 10. 윤수환, "OHV형 밸브트레인의 동특성 해석 및 최적 캠 형상 설계에 관한 연구", 울산대학교 기계공학과 공학석사학위 논문, 1994.
 11. IMSL, "Math/library : Fortran subroutines for mathematical applications" IMSL Inc. 1992, pp. 747~754.