

<論 文>

동적모델 해석에 의한 밸브기구 성능개선에 관한 연구

전 혁 수\* · 박 윤 식\*

(1986년 6월 30일 접수)

A Study on Improving Valve Train Performance by a Dynamic Model Analysis

Hyuck-Soo Jeon and Youn-Sik Park

**Key Words:** Surge(서어지), Jump(점프), Bounce(바운스), Sensitivity(감도)

Abstract

Valve motion is one of the most important factors which affect on engine noise and efficiency. Since engine valve train is characterized as a spring-mass system, its dynamic response should be analyzed for varying operation RPM range. In this paper, a OHV type valve train motion was studied by dynamic model analysis. A five degrees of freedom model was set up and simulated for different operating conditions. Also in order to vary the usefulness of the model, the valve displacement and the pushrod force were directly measured for varying RPMs and compared with the simulation results.

Then sensitivity analysis was done with the five degrees of freedom model in order to suggest for valve train design change.

기 호 설 명

- [C] : 밸브기구의 감쇠행렬
- $C_{s1}, C_{s2}, C_{s3}, C_{s4}$  : 밸브 스프링 등가 감쇠계수
- $C_{seat}$  : 밸브 시이트 감쇠계수
- $C_{v1}, C_{v2}$  : 밸브 Linkage 등가 감쇠계수
- $f_0$  : 밸브 스프링의 기본 고유진동수
- [K] : 밸브 기구의 강성행렬
- $k_{i,j} = \frac{\partial k}{\partial p_j}$  : 변수  $p_j$  에 대한 강성행렬의 편 미분값
- $k_s$  : 밸브 스프링 계수
- $k_{s1}, k_{s2}, k_{s3}, k_{s4}$  : 밸브 스프링 등가 강성계수
- $k_{seat}$  : 밸브 시이트 강성계수

- $k_i$  : 밸브 Linkage 의 강성계수
- $k_{i1}, k_{i2}$  : 밸브 Linkage 의 등가 강성계수
- [M] : 밸브 기구의 질량행렬
- $M_{i,j} = \frac{\partial M}{\partial p_j}$  : 변수  $p_j$  에 대한 질량행렬의 편 미분값
- $m_1, m_2, m_3$  : 밸브 스프링의 등가질량
- $m_{1r}$  : 로커 압의 밸브쪽 등가질량
- $m_{2r}$  : 로커 압의 Pushrod 쪽 등가질량
- $m_0$  : 밸브 스프링 질량
- $m_l$  : 밸브 Linkage 등가질량
- $m_v$  : 밸브의 등가질량
- $p_j$  : 설계 변수
- R : 로커압 비율
- [U] : 모달행렬

\* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

- $v_i$  : 밸브 래쉬
- $\omega_{i,j} = \frac{\partial \omega_i}{\partial p_j}$  : 변수  $p_j$ 에 대한  $i$ 번째 고유값의 변화율
- $\omega_r$  : 밸브 기구의  $r$ 번째 고유진동수
- $\omega_{rd}$  : 밸브 기구의  $r$ 번째 감쇠 고유진동수
- $x_1, x_2, x_3$  : 등가 밸브 스프링 질량의 변위
- $x_i$  : 등가 밸브 Linkage 질량의 변위
- $x_v$  : 밸브변위
- $\{\eta\}$  : 모달좌표
- $\phi_{i,j} = \frac{\partial \phi_i}{\partial p_j}$  : 변수  $p_j$ 에 대한  $i$ 번째 고유벡터의 변화율
- $\phi_{ir}$  : 밸브 기구의  $r$ 번째 고유벡터의  $i$ 번째 항
- $\phi_r$  : 밸브 기구의  $r$ 번째 고유벡터

### 1. 서론

엔진의 성능개선 및 경제성 제고는 자동차 공학자들이 해결해야 하는 가장 큰 문제중의 하나로 대두되어 왔다. 엔진의 성능에 영향을 주는 요인에는 여러가지가 있지만, 그 중에서도 흡·배기를 제어하는 캠·밸브기구는 엔진의 효율에 직접적으로 큰 영향을 미치며 또한 기계적인 소음, 캠과 태핏사이의 마모, 배어링 및 로커 암 부분에서의 윤활등과 밀접한 관계를 갖고 있어 오랜동안 연구대상이 되어왔다.

밸브기구의 운동에 의하여 발생하는 문제에는 밸브기구의 분리현상(점프, 바운스 현상), 밸브스프링 서어지 현상, 캠축의 Flexibility 등이 있다. 여기서 점프는 밸브가 열리는 캠각에서의 밸브기구의 분리현상이고, 바운스는 밸브가 닫혀있어야 하는 캠각에서 밸브가 열려 운동하는 상태이다.

그리고 밸브 스프링 서어지현상은 스프링이 스프링의 고유진동수 영역에서 공진운동을 하는 현상으로 밸브기구에 작용하는 유효 스프링힘을 감소시켜, 밸브기구 분리현상의 직접적인 원인이 된다. 그러므로써 밸브양정과 캠형상의 불일치가 발생하여, 흡배기 효율이 저하된다.

이와같은 제 문제를 해석하기 위하여 Barkan<sup>(1)</sup>은 Polydyne 기술에 기초를 두고 캠의 형상을 증진시키고, 또 밸브기구 모델에 점프, 밸브간극, 전 마찰력의 개념을 도입하였다. 그리고, Johnson<sup>(2)</sup>은 밸브기구 해석에 컴퓨터를 처음 사용하였으며, 밸브 스프링 서어지를 묘사할 수 있는 8자유도 모델을 만들어 밸브기구의 운동을 정량적으로 모델링하려 하였다. Sakai<sup>(2,4)</sup>는 스프링 서어지를 묘사할 수 있는 3자유도 밸브스

프링 모델과 밸브 스프링을 제외한 밸브기구를 묘사하는데 1자유도 혹은 2자유도를 주는 모델을 만들고, 그 모델로부터 밸브기구의 점프 및 바운스 현상을 Pushrod 에 작용되어지는 힘과 연관지어 설명하였다.

그러나, 앞에서의 연구는 모델을 얼마나 잘 실제현상에 부합되도록 만들 수 있는가에 주안점을 두었다. 즉 만들어진 모델이 밸브기구의 새로운 설계에 어떤 정량적인 정보를 제공하도록 하는 연구는 소홀하였다.

Young<sup>(6)</sup>은 Fox<sup>(5)</sup>가 제시한 고유값 및 고유벡터의 변화율에 대한 식을 이용하여 감도해석(Sensitivity Analysis)을 밸브기구에 도입하였다. 그러나, 그가 사용한 모델은 실제 밸브기구의 모델이 아니라 단순한 스프링질량 모델이었다.

그래서, 본 논문에서는 우선 실제의 밸브기구를 잘 묘사하고, 감도해석을 적용하기 쉬운 5자유도의 집중질량 모델을 만들었다. 그리고, 그 모델로부터 얻어지는 밸브양정을 밸브기구의 고유값 및 고유벡터의 향으로 표시하고, 그것을 설계변수(모델에 포함되어지는 질량, 강성계수)에 대하여 미분하여 밸브양정의 감도를 구하였다. 그리하여, 밸브양정에 대한 설계변수들의 영향이 어느정도 되는가를 정량적으로 계산하였다.

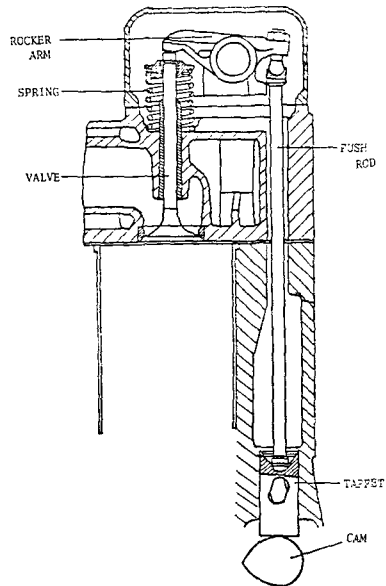


Fig. 1 Valve train

2. 이 론

2.1 밸브기구 모델링

본 논문에서는 밸브기구를 밸브 스프링 서어지를 포함하고, 점프 및 바운스 현상을 잘 묘사하는 5자유도 모델을 만들었다. (Fig. 2) 밸브스프링에 3자유도, 밸브에 1자유도, Pushrod, 태핏, 로커 암등의 밸브 기구에 1자유도를 준 모델이다.

밸브기구의 운동상태는 Fig. 3와 같이 구별된다. 각 운동상태에 대한 집중질량  $m_1, \cdot m_o$ 는 집중질량 모델 및 스프링의 등가 시스템으로의 모델링 방법을 적용하면, 다음과 같이 계산된다.

(1) 접촉상태

$$m_{i1} = \{ \text{로커 암의 Pushrod 쪽 등가질량}(m_{2r}) + \text{태핏 질량} + \text{Pushrod 질량} \} / (3 \cdot R^2)$$

$$m_{v1} = \text{밸브 질량} + \text{로커 암의 밸브 쪽 등가 질량}(m_{1r}) + \text{밸브 커터 질량} + \dots$$

(2) 점프상태

$$m_{i2} = \{ \text{로커 암의 Pushrod 쪽 등가질량}(m_{2r}) + \text{태핏 질량} + \text{Pushrod 질량} \} / R^2 + 4/5 \{ \text{로커 암}$$

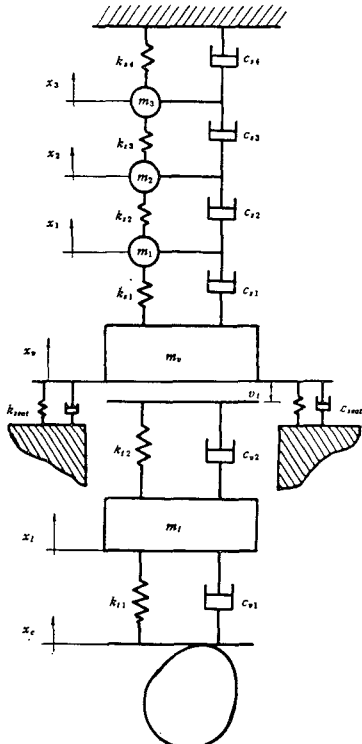


Fig. 2 Five edgree of freedom model

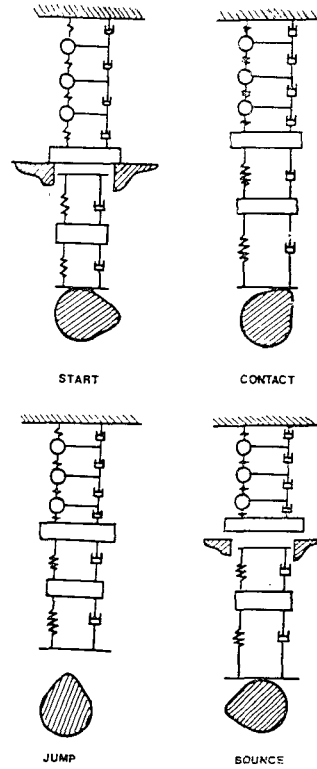


Fig. 3 Concept of valve motion

의 밸브쪽 등가 질량( $m_{1r}$ )}

$$m_{v2} = m_{v1} - 4/5 \{ \text{로커 암의 밸브 쪽 등가 질량}(m_{1r}) \} - m_{i1} + m_{i2}$$

(3) 바운스상태

$$m_{i3} = m_{i1} + \{ \text{로커 암의 밸브 쪽 등가 질량}(m_{1r}) \} / 3$$

$$m_{v3} = m_{v1} - \text{로커 암의 밸브 쪽 등가 질량}(m_{1r}) - m_{i1}$$

그리고, 밸브스프링 모델링 요소값은 다음과 같이 계산된다<sup>(4)</sup>.

$$m_1 = m_3 = 4/9 \cdot m_0$$

$$m_2 = 8/15 \cdot m_0$$

$$k_{s1} = k_{s4} = 16/3 \cdot k_0$$

$$k_{s2} = k_{s3} = 16/5 \cdot k_0$$

$$m_0 = k_0 / (\pi f_0)^2$$

2.2 밸브기구에 대한 감도해석

(1) 고유값 및 고유벡터의 변화율(Rates of Change of Eigenvalues and Eigenvectors)

일반적인 질량, 강성계수의 비 감쇠계에 대한 고유값 및 고유벡터의 변화율을 구한다.

비 감쇠계의 운동방정식은,

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

이다. 방정식 (1)의 고유치 문제는,

$$[K - \omega_i^2 M]\{\Phi_i\} = 0 \quad (2)$$

와 같이 된다. 방정식 (2)로부터 다음의 관계를 얻어 낼 수 있다<sup>(5)</sup>.

$$\omega_{i,j} = \{\Phi_i^T K_{,j} \Phi_i - \omega_i^2 \Phi_i^T M_{,j} \Phi_i\} / (2 \cdot \omega_i) \quad (3)$$

$$\Phi_{i,j} = \sum_{k=1}^n a_{ijk} \Phi_k \quad (4)$$

( $k \neq i$ ) 일때

$$a_{ijk} = \{\Phi_i^T [R_{,j} - \omega_i^2 M_{,j}] \Phi_i\} / (\omega_i^2 - \omega_k^2)$$

( $k = i$ ) 일때

$$a_{ijk} = -\{\Phi_i^T [M_{,j}] \Phi_i\} / 2.$$

벨브기구에 대한 집중질량 모델 (Fig. 2)로부터 유도되어지는 운동방정식을 행렬식으로 표시하면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (5)$$

벨브기구의 감쇠를 비례점성감쇠로 가정하면, 식 (1)에서 구한 고유값 및 고유벡터를 식 (5)에 이용할 수 있게 된다. 즉 식 (3), (4)를 이용할 수 있게 된다. 그런데, Fig. 2의 5자유도 모델에서 유도되어지는 벨브기구의 운동방정식에서, 질량행렬은 대각행렬 (Diagonal Matrix), 강성행렬은 Tridiagonal Matrix로 되어 있다. 그러므로 식 (3), (4)는 다음과 같이 바뀐다.

(i) 집중질량  $M$ 에 대한 고유값의 변화율 ( $p_j = M_j$ )

$$\begin{cases} K_{,j} = 0 \\ M_{,j} = 1 \text{ at } (j, j) \\ M_{,j} = 0 \text{ other than } (j, j) \end{cases} \quad (6)$$

식 (3)에 (6)을 도입하면,

$$\omega_{i,j} = -\omega_i / 2 \cdot \Phi_{j,i}^2 \quad (7)$$

이 된다.

(ii) 강성계수  $K$ 에 대한 고유값의 변화율 ( $p_j = K_j$ )

$$\begin{cases} M_{,j} = 0 \\ K_{,j} = 1 \text{ at } (j-1, j-1), (j, j) \\ \quad = -1 \text{ at } (j, j-1), (j-1, j) \\ \quad = 0 \text{ at elsewhere} \end{cases} \quad (8)$$

식 (3)에 (8)을 도입하면

$$\omega_{i,j} = \{\Phi_{i,i} - \Phi_{i-1,i}\}^2 / (2 \cdot \omega_i) \quad (9)$$

이 된다.

(iii) 집중질량  $M$ 에 대한 고유벡터의 변화율

$$(p_j = M_j)$$

식 (6)을 (4)에 도입하면, 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Phi_{i,j} &= \left\{ \sum_{k=1}^n -\omega_i^2 \Phi_{i,k} \Phi_{i,k} / (\omega_i^2 - \omega_k^2) \right\} \cdot \Phi_k \quad (i \neq k) \quad (10) \\ &= -\Phi_{j,i}^2 / 2 \cdot \Phi_i \quad (i = k) \end{aligned}$$

(iv) 강성계수  $K$ 에 대한 고유벡터의 변화율

$$(p_j = K_j)$$

식 (8)을 (4)에 도입하면, 다음의 식이 유도되어진다.

$$\begin{aligned} \Phi_{i,j} &= \left\{ \sum_{k=1}^n (\Phi_{j-1,k} - \Phi_{jk}) (\Phi_{i-1,i} - \Phi_{ji}) / \right. \\ &\quad \left. (\omega_i^2 - \omega_k^2) \right\} \Phi_k \quad (i \neq k) \\ &= 0 \quad (i = k) \end{aligned} \quad (11)$$

(2) 벨브기구의 동 응답을 개선하기 위한 감도해석 벨브기구에 대한 운동방정식은 식 (5)이다.  $[U]$ 를 식 (5)의 비감쇠상태에서의 직교 모달 행렬 (Orthonormal Modal Matrix)이라고 하면, 다음의 관계를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} [X] &= [U]\{\eta\} \\ [U]^T [M] [U] &= [I] \\ [U]^T [K] [U] &= [\omega_i^2] \\ [U]^T [F] &= [N_r] \end{aligned} \quad (12)$$

벨브기구의 감쇠를 비례점성감쇠 (Proportional Viscous Damping)로 가정하였으므로, 감쇠항은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} [C] &= \alpha [M] + \beta [K] \\ [U]^T [C] [U] &= \alpha [I] + \beta [\omega_i^2] = [2\zeta_i \omega_i] \\ 2\zeta_i \omega_i &= \alpha + \beta \omega_i^2 \\ \zeta_i &= (\alpha + \beta \omega_i^2) / (2\omega_i) \end{aligned} \quad (13)$$

식 (12), (13)을 (5)에 대입하고 정리하면, 다음과 같다.

$$\ddot{\eta}_r + 2\zeta_r \omega_r \dot{\eta}_r + \omega_r^2 \eta_r = N_r \quad (r = 1, 2, \dots, n) \quad (14)$$

식 (14)에 Laplace 변환과 Borel의 이론을 적용하고 식 (12)을 적용하면 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} x_i(t) &= \sum_{r=1}^n \Phi_{i,r} \left[ \frac{\Phi_{r,i}}{\omega_{rd}} \int_0^t \{F\} e^{-\zeta_r \omega_r (t-\tau)} \cdot \right. \\ &\quad \left. \sin \omega_{rd} (t-\tau) d\tau \right. \\ &\quad \left. + e^{-\zeta_r \omega_r t} \left\{ \cos \omega_{rd} t + \frac{\zeta_r}{(1-\zeta_r^2)^{1/2}} \cdot \sin \omega_{rd} t \right\} \cdot \right. \\ &\quad \left. \sum_{j=1}^n m_{j,i} \Phi_{j,i} q_j(0) \right. \\ &\quad \left. + \frac{e^{-\zeta_r \omega_r t}}{\omega_{rd}} \cdot \sin \omega_{rd} t \cdot \sum_{j=1}^n m_{j,i} \Phi_{j,i} \dot{q}_j(0) \right] \\ &\quad (i = 1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (15)$$

그러므로, 벨브변위는 벨브기구의 고유데이터 향으로 표시되었다. 식 (15)를 설계변수에 대하여 미분하고, 식 (7), (9), (10), (11)을 대입하면, 벨브양정에 대한 감도를 구할 수 있다. 설계변수 값을 미소 변화시켰을때 새로운 벨브변위 및 고유값 및 고유벡터는 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$\bar{X}_i = X_i + \{\Delta X_i\}^T \{\Delta p_i\}$$

$$\bar{\omega}_i = \omega_i + \{\Delta \omega_i\}^T \{\Delta p_i\}$$

$$\bar{\phi}_i = \phi_i + \{\Delta \phi_i\}^T \{\Delta p_i\}$$

$$\{\Delta X_i\} = \left\{ \frac{\partial X_i}{\partial p_i} \right\} : \text{감도 (Sensitivity)}$$

### 3. 실험

Fig. 1은 캠 밸브기구의 실제 모양이다. 그리고, 실

험장치의 개략도는 Fig. 4이다. 실험에서 사용된 엔진의 제원은 Table 3에 있다. 실험에서 측정되어지는 값은 밸브변위와 Pushrod에 작용되어지는 힘이다. 밸브변위는 얇은 일단 지지보에 스트레인 게이지를 붙여서 그 일단을 밸브커터위에 올려놓고, 밸브가 운동함에 따라 발생하는 상대 스트레인량을 보정하여 밸브변위로 하였다. 또한 Pushrod에 작용하는 힘도 스트레인 게이지로 측정하였다.

밸브변위와 Pushrod에 작용되어지는 힘이 측정되므

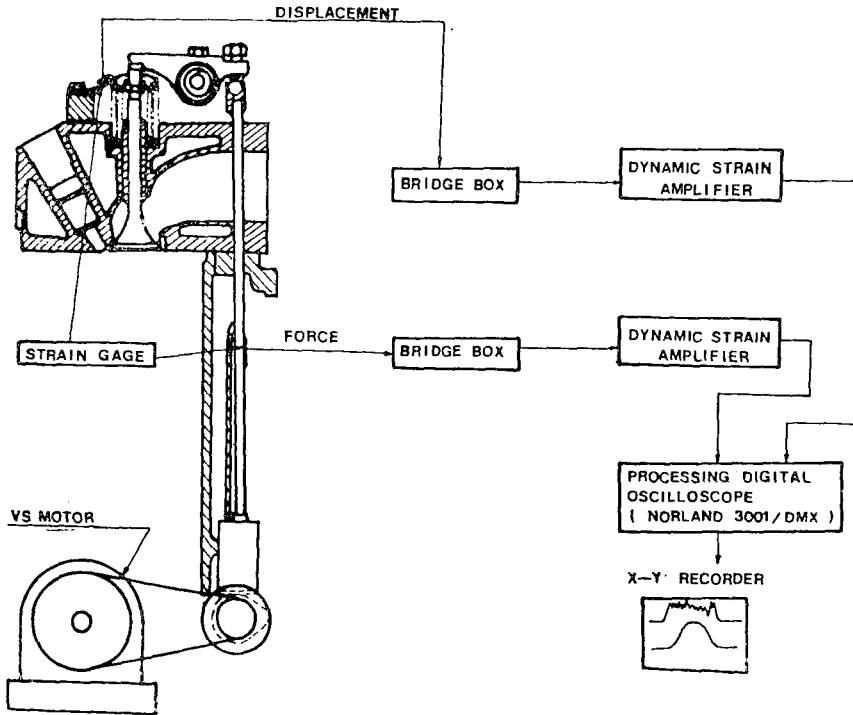


Fig. 4 Experimental procedure & equipment

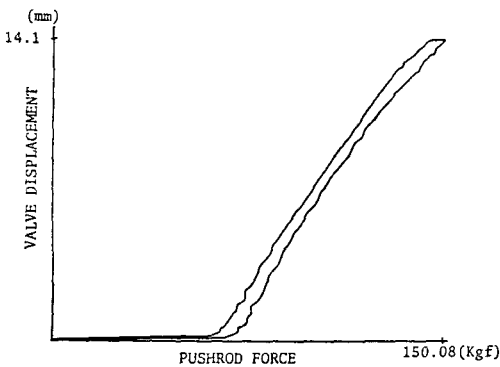


Fig. 5 Measurement of equivalent damping coeff

로 내부감쇠 (Hysteretic Damping)에 의한 감쇠계수도 구할 수 있다. Fig. 5은 엔진속도 200 RPM에서의 밸브변위와 Pushrod 힘 곡선이다. Fig. 5로부터 밸브 Linkage의 감쇠항  $C_v$ 를 등가 점성감쇠로 하여 구할 수 있다.

### 4. 결과 및 고찰

#### 4.1 밸브기구 모델링 결과와 실험결과 비교

엔진속도 1630RPM에서 3014RPM까지 수행된 실험 결과와 시뮬레이션 결과는 Fig. 6에서 13까지에 있다.

낮은 엔진속도에서도 스프링 서어지 현상으로 인하

여 Pushrod에 작용되어지는 힘에서 요동이 발생함을 그림 6에서 볼 수 있으며, 이와같은 Pushrod 힘의 요동은 엔진속도가 커짐에 따라 더욱 커짐을 Fig. 8, 10, 12에서 알 수 있다. 이와같은 현상은 시뮬레이션 결과인 Fig. 7, 9, 11, 13에서도 똑같이 관찰되어진다. 그리고, 실험 및 시뮬레이션 결과에서 모두 같이 밸브가 열리고, 닫히는 순간에 Pushrod에 큰 힘이 작용되어지고, 또 그 힘은 엔진속도가 커짐에 따라 더욱 커짐

을 볼 수 있다.

실제 밸브기구에서 점프현상은 엔진속도 2704RPM에서 발생하였다. (Fig. 10) 엔진속도 3014RPM에서는 점프현상은 더욱 심하게 나타났으며, 또한 밸브가 닫혀있어야 하는 캠각에서 처음으로 바운스 현상이 발생하였다. (Fig. 13) 시뮬레이션 결과인 Fig. 9, 11, 13에서도 실험결과와 같은 현상이 관찰되어진다. 그리고, 실험에서나 시뮬레이션에서나 모두 엔진속도가 증가함

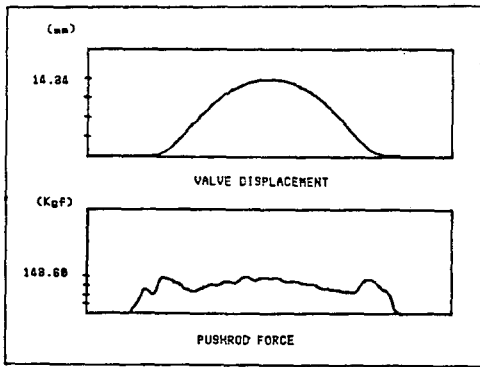


Fig. 6 Experiment(Engine RPM=1630)

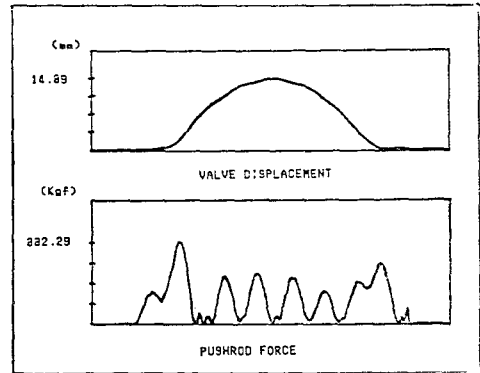


Fig. 9 Simulation(Engine RPM=2468)

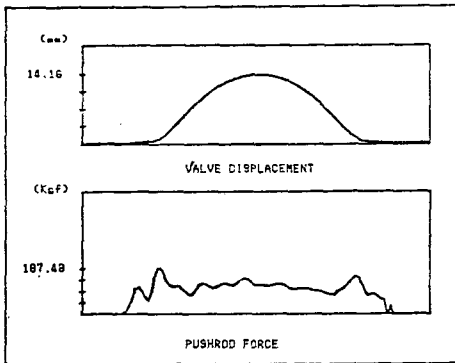


Fig. 7 Simulation(Engine RPM=1630)

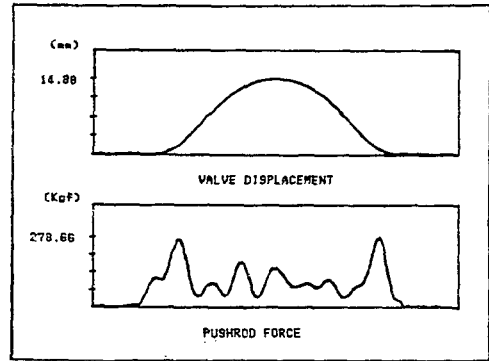


Fig. 10 Experiment(Engine RPM=2704)

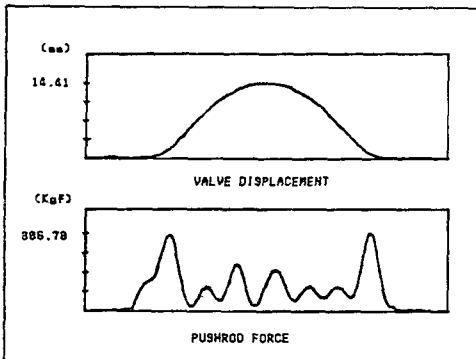


Fig. 8 Experiment(Engine RPM=2468)

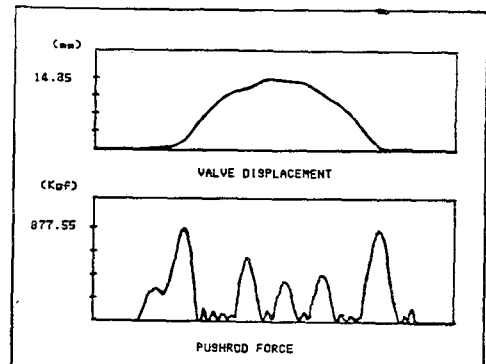


Fig. 11 Simulation(Engine RPM=2704)

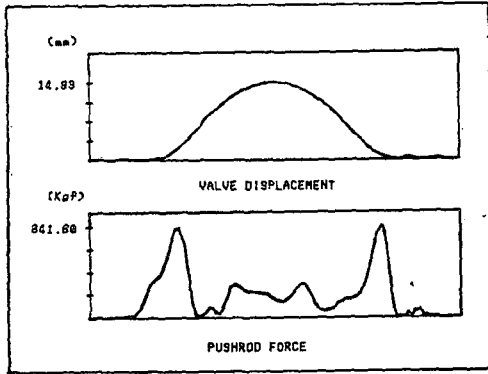


Fig. 12 Experiment (Engine RPM=3014)

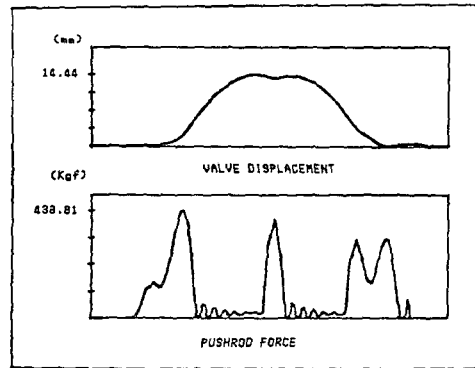


Fig. 13 Simulation (Engine RPM=3014)

Table 1 Rates of change of eigenvalue. (unit: percent change of eigenvalue/percent change of design variable)

Eigenvalue	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$	$\omega_5$
Parameter					
$m_v$	-0.1950 E-03	-0.1556 E-01	-0.5407 E-03	-0.1060 E-04	-0.4837 E 00
$m_1$	-0.6027 E-02	-0.4619 E 00	-0.1552 E-01	-0.2685 E-03	-0.1631 E-01
$m_2$	-0.1583 E 00	-0.2781 E-02	-0.2447 E 00	-0.9420 E-01	-0.2770 E-06
$m_3$	-0.1842 E 00	-0.3728 E-02	-0.6210 E-04	-0.3120 E 00	-0.3039 E-09
$k_{11}$	-0.1513 E 00	-0.1606 E-01	-0.2390 E 00	-0.9350 E-01	-0.3563 E-12
$k_{12}$	0.8553 E-02	0.2492 E 00	0.5738 E-02	0.5058 E-04	0.2342 E 00
$k_{21}$	0.8168 E-02	0.2190 E 00	0.4707 E-02	0.3155 E-04	0.2658 E 00
$k_{22}$	0.2212 E 00	0.6179 E-02	0.1017 E 00	0.1609 E-01	0.1542 E-04
$k_{31}$	0.1332 E-01	0.1334 E-01	0.1460 E 00	0.2344 E 00	0.8390 E-08
$k_{32}$	0.1683 E-01	0.3339 E-02	0.1531 E 00	0.2338 E 00	0.1090 E-10
$k_{33}$	0.2319 E 00	0.8986 E-02	0.8872 E-01	0.1558 E-01	0.6031 E-14

Table 2 Global sensitivity (unit: mm-deg)

Design parameter	RPM			
	600	1034	1760	2083.3
Total change				
$m_1$	0.075823	-0.001743	-0.000249	0.000732
$m_v$	0.14629	0.002426	-0.001354	0.020428
$m_2$	-0.000026	0.000030	-0.001183	-0.000950
$m_3$	-0.000051	0.000014	-0.001507	-0.001113
$k_{11}$	0.000027	0.000053	-0.001357	-0.000464
$k_{12}$	-9.595182	-9.633175	-9.622496	-9.634861
$k_{21}$	0.018380	0.125161	0.126673	0.116608
$k_{22}$	-0.027742	-0.027556	-0.025633	-0.026267
$k_{31}$	-0.016689	-0.016669	-0.016837	-0.016999
$k_{32}$	-0.016620	-0.016599	-0.016479	-0.016615
$k_{33}$	-0.027643	-0.027735	-0.025782	-0.026439

unit: change of valve lift area per percent change of design parameter.

total valve lift area=984.9515(mm-deg)

에 따라 점프와 서어지현상이 심해지고, 밸브변위도 증가하였다. 다만 엔진속도가 정격속도를 넘어 증가할수록 시뮬레이션 결과가 실험결과보다 약간 과대 평가되어짐을 볼 수 있다. 이는 집중질량 모델링 방법으로 기인한 질량계산에서의 오차로 인하여 발생한 것으로 판단되어진다.

### 4.2 감도 해석

접촉상태의 밸브운동에 대한 감도가 Table 1, 2에 있다. Table 1은 설계변수에 대한 고유값의 변화이고, Table 2는 설계변수에 대한 밸브변위 폭선 밀면적의 감도이다.

스프링질량  $m_1, m_2, m_3$  및 스프링계수  $k_{11}, k_{12}$ 에 대한 기본 고유진동수의 변화율이 상대적으로 크며, 밸브질량  $m_v$ 와 밸브 Linkage의 강성계수  $k_{11}, k_{12}$ 는 두 번째 고유진동수에 가장 큰 영향을 주는 것으로 나타나 있다. Table 2는 밸브변위가 밸브질량  $m_v$ 와 밸브 Linkage의 강성계수  $k_{11}, k_{12}$ 에 가장 큰 영향을

반응을 보여준다. 포 스프링 모델의 질량  $m_1, m_2, m_3$  에 따라 그 영향이 더욱 커졌다. 그러나, 밸브 Linkage 는 낮은 엔진 RPM 에서는 아주 낮은 감도를 갖지만, 질량의 영향은 상대적으로 적었다. 엔진속도가 커질수록 그 감도가 커짐을 알 수 있다.

Table 3 Valve train data

Rated speed	2200 RPM (Engine speed)
Maximum valve displacement	14.367mm
Rocker arm ratio	1.723
Stiffness of valve spring	3.1kgf/mm
Stiffness of valve linkage	332.5kgf/mm
Valve mass	233.5g
Valve spring mass	141.7g
Valve retainer mass	46g
Valve cotter mass	4.4g
Rocker arm mass	279.8g
Moment of inertia of rocker arm	$1.878 \times 10^{-4} (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
Pushrod mass	164.3g
Tappet mass	234.8g
Equivalent damping of valve linkage	49.62kg/s
Fundamental natural frequency of valve spring	270.8Hz

5. 결 론

본 연구로부터 다음의 결론을 얻을 수 있다.

- (1) 본 논문에서 제시된 5자유도의 밸브기구 모델은 점프, 바운스 및 밸브기구의 Flexibility, 밸브 스프링의 서어지현상을 잘 묘사하였다.
- (2) 밸브기구 감도해석으로부터 접촉상태에서 밸브 변위에 가장 큰 영향을 주는것은 밸브 Linkage 의 강성계수임을 알 수 있었다. 그리고, 밸브기구의 질량에서는 밸브질량의 영향이 가장 컸고, 엔진속도가 커짐

후 기

본 연구를 위하여 산학협동 Consortium 활동으로 협력하여 주신 대우중공업(주)에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) D. Barkan, "Calculation of High Speed Valve Motion with a Flexible Overhead Linkage", SAE Quarterly Transaction, Vol. 61, pp. 687~700, 1953
- (2) H. Sakai, K. Akiba and S. Akiba, "A Comprehensive Simulation of High Speed Valve Trains", SAE Technical Paper Series 810865
- (3) G.I. Johnson, "Studying Valve Dynamics with Electronic Computers", SAE Progr. Tech., Vol. 15, Application of Computers in Valve Gear Design pp. 10~28, 1963
- (4) H. Sakai and H. Kosaki, "Analysis of Valve Motion in Overhead Valve Linkages", Journal of Faculty of Engineering, The University of Tokyo, Vol. XXXIII, No. 4, 1976
- (5) R.L. Fox and M.P. Kapoor, "Rates of Changes of Eigenvectors and Eigenvalues", AIAA Journal, Vol. 6, pp. 2426~2429, 1968
- (6) S.S.D. Young and T.E. Shoup, "The Sensitivity Analysis of Cam Mechanism Dynamics", ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 104, pp. 476~481, 1982