

## 박용 디젤기관의 캠-밸브기구 하중특성

구영필\* · 조민현\*\* · 조용주\*\*\*

### The Characteristics of Load on the Cam-Valve Mechanism for the Marine Diesel Engine

Y. P. Koo · M. H. Jo · Y. J. Cho

**Key words** : Marine Diesel Engine, Cam-Valve Mechanism, Overhead Valve, Load Characteristics

#### Abstract

In this study, both the experimental and the analytic approach to find load characteristics on the cam-valve mechanism for marine diesel engine were demonstrated. The experiment was performed with a test rig consisted of real engine components for cam-valve mechanism of overhead valve type. The 9-degree of freedom lumped mass model was developed to simulate cam-valve motion thoroughly. Behavior of the load acting on the cam-valve mechanism was estimated for the various cam speed. The load variation was getting deeper with the higher cam speed and the jumping of the follower was shown both in the experiment and in the simulation.

#### 1. 서 론

밸브기구는 캠 축과 밸브의 상대위치에 따라 OHC(overhead cam) 또는 OHV (overhead valve)형으로 구분된다. OHC는 밸브 위쪽에 캠축이 있는 구조로서 연결요소의 개수가 OHV에 비하여 적으므로 고속기관에 적합하고, OHV는 캠축이 밸브보다 아래쪽에 있으며 크랭크축에서 캠축으

로의 동력전달이 용이하므로 중속기관에서 많이 채택되고 있다. 디젤기관에서 밸브기구는 짧은 시간에 다량의 공기를 실린더 내부로 흡입하고, 밀폐된 연소실을 형성하여 연소가스의 에너지를 적절하게 보존하며, 연소가스의 압력을 피스톤으로 전달하여 동력을 발생시키고, 연소 후의 배기가스를 충분히 배출시키는 등 기관의 성능에 직접적인 영향을 주는 역할을 담당하고 있다. 밸브의 개폐가

\* 쌍용중공업 엔진기술연구소(원고접수일 : 99년 7월 접수)

\*\* 쌍용중공업 엔진기술연구소

\*\*\* 부산대학교 기계공학부

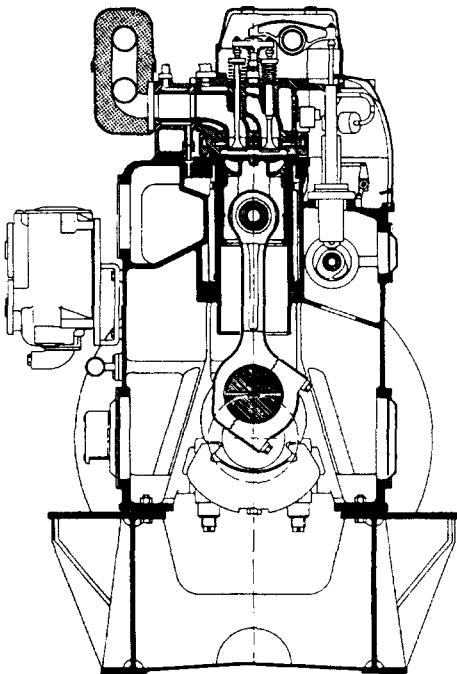


Fig. 1 Cross Section of L23/30 Diesel Engine

정확하게 이루어지지 않으면 기관의 성능도 변화하므로 밸브기구는 오랜 사용기간 동안 강건한 기능을 유지할 수 있어야 한다. 특히, 고속 운전영역에서 캠과 종동자가 순간적으로 떨어지는 분리현상이 발생하지 않아야 하며 진동, 소음 등이 적어야 한다. 그러므로, 밸브기구의 안정성 평가와 최적설계에 대하여 많은 연구가 진행되어 왔다.

Barkan<sup>[1]</sup>은 밸브기구를 다자유도로 모델링하여 밸브 운동을 해석하였고, Sakai와 Kosaki<sup>[2]</sup>는 동특성을 고려하기 위하여 다자유도 집중질량 모델을 도입하였으며, Jeon과 Park<sup>[3]</sup>은 집중질량 모델에서 밸브기구의 동특성을 고려하여 최적 캠 형상을 설계하였다. 김성훈<sup>[4]</sup>은 차량용 가솔린기관의 OHC형 밸브기구에 대하여 최적 캠 형상을 설계하고 이를 실험적으로 검증하였다. Tani와 Morita<sup>[5]</sup> 등은 직동 OHC형 밸브기구에 대하여 밸브의 운동을 측정하였고 분리현상과 스프링 응력을 예측하는 모델을 수립하였다. 그러나 박용 디젤기관에 대한 연구 결과가 발표된 사례는 드물다. 본 연구에서는 중속 박용 디젤기관의 OHV형 밸브기구에 대하여 운전 중 캠-종동자에 작용하는 하중의 크기

Table 1. Engine Particulars

ITEM	SPECIFICATION
Working cycle	4-stroke
Combustion process	direct injection
Number of cylinders	5, 6, 7, 8
Cylinder bore	225 mm
Piston stroke	300 mm
Swept volume per cylinder	11.9 l
Speed	720 rpm
Power per cylinder	130 kW
Maximum combustion pressure	130 bar

와 동적 특성을 실험적 및 해석적으로 규명하고자 한다. 연구 대상기관은 덴마크 MAN-B&W사의 L23/30기종이며 선박에서 발전기의 동력원으로서 주로 사용되고 있다. Fig.1에 연구 대상 기관의 단면도를 나타내었고, Table 1에 주요 규격을 요약하여 표시하였다. Fig.1을 보면, 연구 대상 기관의 밸브기구는 OHV형으로서 물러형 태핏을 종동자로 채택하고 있고 푸시로드, 로커 암, 밸브스프링, 밸브 등으로 이루어져 있는 것을 알 수 있다. 캠의 정격 회전속도는 360 rpm이다.

## 2. 실험적 접근

### 2-1 실험장치 및 실험방법

실제 기관에 대하여 실험을 수행할 수도 있으나 정격회전속도보다 더 빠른 고속 영역의 하중 특성도 평가하기 위하여 실험장치를 제작하여 사용하였다. Fig.2에 실험장치의 개요를, Fig.3에 실험장치의 모습을 각각 나타내었다. 밸브기구 구성부품과 실린더 헤드 등 실제 기관의 부품을 특별히 고안된 프레임에 장착하여 실험장치를 구성하였다. 캠축의 원동기로서 10kW급 변속 전동기를 사용하였고, 각 부품의 상대 운동부위의 급유용으로 윤활유 펌프를 설치하였다. 캠의 회전각을 측정하기 위하여 캠 축에 엔코더를 연결하였고 밸브기구에 작용하는 하중을 측정하기 위하여 푸시로드에 스트레인 게이지를 부착하였다. 밸브 변위 측정용으로 LVDT (Linear Variable Displacement Transducer)를 밸브면 아래에 설치하였다. LVDT의 관성력에 의한 진동을 방지하기 위하여 밸브 하면에 암나사를 가공하여 LVDT 접촉봉 끝과 밸브를 서로 구

속시켰다. 그리고, 스트레인 게이지로부터의 미세 신호를 증폭하기 위한 앰프, 아날로그신호를 디지털신호로 변환하기 위한 자료획득시스템 및 획득된 자료를 저장하기 위한 개인용 컴퓨터를 준비하였다.

본 실험에서는 캠 회전각에 따라 밸브기구에 작용하는 하중의 크기를 규명하고 동적 특성의 영향을 파악하기 위하여 캠축의 회전속도를 변화시켜 가며 푸시로드의 탄성 변형율을 측정하였다. 회전속도는 각각 180, 360, 410, 490 rpm으로 설정하였다. 캠의 정격회전속도는 360 rpm이지만 고속 회전영역에서의 안정성 평가를 위하여 410 rpm 및 490 rpm까지 실험범위를 확대하였다. 먼저, 변속 전동기를 기동시킨 다음, 변속 전동기의 속도제어기로서 캠축의 회전속도를 맞춘다. 회전속도는 광전식 회전계와 스트로보스코프를 이용하여 정밀하게 계측하였다. 캠축의 회전속도가 설정치와 일치하면 푸시로드에 부착된 스트레인 게이지로

부터 탄성 변형율을 읽어들이는. 변형율 측정에서 사용된 스트레인 게이지는 굽힘 변형과 온도를 보상하고 계측의 정확도를 높이기 위해 Full Bridge를 형성하였으며 저역 통과필터를 사용하여 노이즈를 차단하였다. 차단주파수를 적절하게 선택하기 위하여 오실로스코프로서 측정된 신호 파형을 분석하였다. 스트레인 게이지로부터의 미세 신호는 앰프로 증폭된 다음, 엔코더의 회전각 신호 및 LVDT의 밸브 변위 신호와 함께 자료획득시스템을 경유하여 개인용 컴퓨터로 전달되어 수치데이터의 형태로 저장되었다. 이 저장된 신호와 Hook의 법칙에 따른 푸시로드의 탄성계수, 프와송 비, 단면적 등을 고려하여 푸시로드에 작용하는 하중을 구하였다.

2-2 실험결과 및 고찰

Fig.4에 캠 축의 회전속도별 밸브의 변위를, Fig.5에 푸시로드의 변형율을 각각 나타내었다. Fig.6, Fig.7, Fig.8 및 Fig.9에 본 실험에서 측정된 밸브의 변위와 푸시로드의 변형율을 중첩하여 도시하였다.

밸브 변위는 전 회전속도에 걸쳐서 동일한 운동 추이를 보이고 있다. 푸시로드의 변형율, 즉 푸시로드에 작용하는 하중은 회전속도에 따라 다양한 특성을 나타내고 있다. 180rpm의 저속영역에서 푸시로드에 작용하는 하중은 Fig.6과 같이 캠

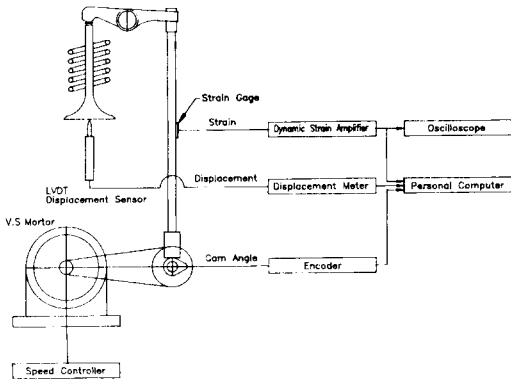


Fig.2 Layout of Experimental Apparatus

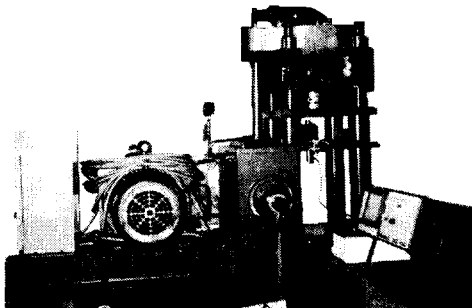


Fig. 3 Test Rig

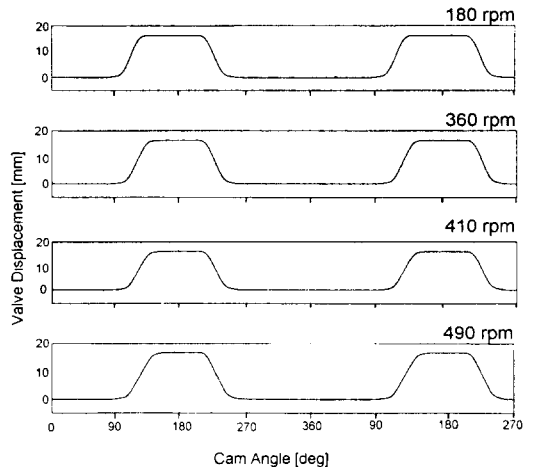


Fig. 4 Valve Displacement

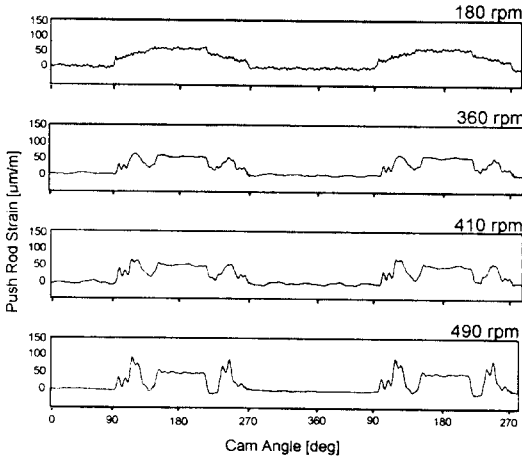


Fig. 5 Push Rod Strain

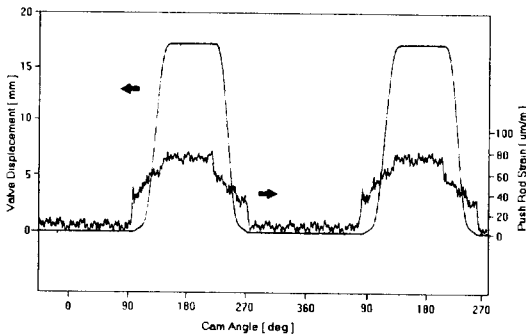


Fig. 6 Valve displacement & Push rod strain at 180rpm

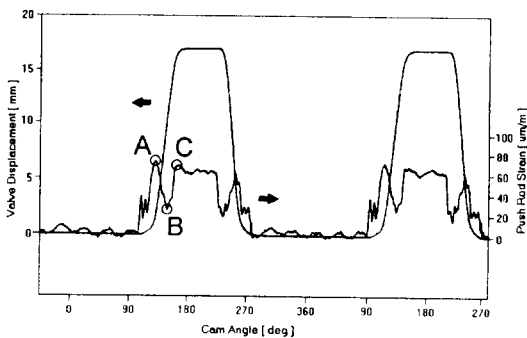


Fig. 7 Valve displacement & Push rod strain at 360rpm

양정곡선과 유사한 형태를 보이고 있다. 그러나 정격속도인 360rpm의 변형을 선도에는 약간의 동적 효과가 나타나고 있다. 즉, Fig.7에서 상승구간의

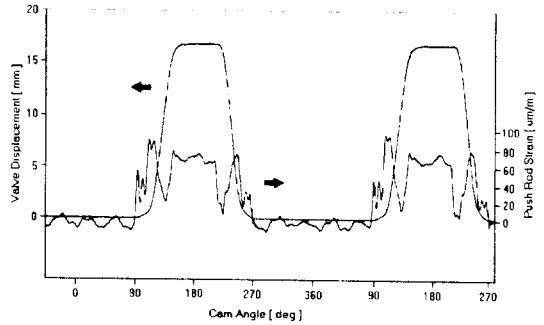


Fig. 8 Valve displacement & Push rod strain at 410rpm

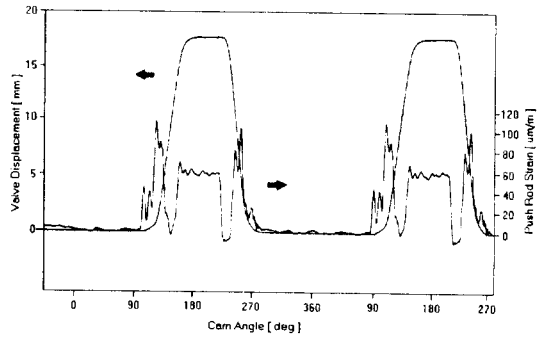


Fig. 9 Valve displacement & Push rod strain at 490rpm

약 1/4 지점(A)에서 하중의 최대치가 나타나고, 이어서 상승구간의 약 3/4 지점(B)까지 급격히 감소한 다음 최대양정구간 시작지점(C)까지 하중이 증가하는 양상을 보이고 있다. 하강구간에서도 동적 특성을 보이고 있으며 상승구간과 대칭의 형태를 나타내고 있다.

회전속도가 증가하면 시간에 대한 가속도의 크기는 증대하므로 410rpm인 경우에 동적 효과는 더욱 커져서 Fig.8에서와 같이 하중의 최대치와 최소치의 차이가 360rpm의 경우에 비하여 더 크게 나타나고 있다. 회전속도를 더욱 증가시켜 정격회전속도의 136%인 490rpm에 대한 실험결과를 Fig.9에 나타내었다. Fig.9를 주시하면 하중의 최대치는 정격회전속도에 비하여 약 45% 증대하였고 특히, 하중의 최소치는 캠의 기초원 구간에서의 값보다 더 작게 나타나고 있다.

이 것은 고속영역에서는 밸브기구에 분리 현상

이 발생하고 있음을 보여 주는 것이다. 즉, 가속도의 증대에 따라 관성력이 과대하게 작용하여 캠과 종동자가 순간적으로 떨어진 상태가 존재하게 된다. 이러한 운전상태에서는 밸브의 부정확한 개폐, 밸브면 사이의 누설, 캠과 태핏 접촉면의 마멸, 밸브기구의 진동 및 소음 등, 바람직하지 않은 현상이 발생할 수 있다.

푸시로드의 회전속도별 최대 변형율은 180, 360, 410, 490 rpm에 대하여 각각 73.2, 74.9, 86.1, 108.6 $\mu$ m/m이다. 이것을 하중으로 변환하면 각각 3250, 3325, 3825, 4825 N이다. 캠과 종동자 사이에 작용하는 하중은 푸시로드에 작용하는 하중에 태핏 스프링의 작용력을 더하면 구할 수 있으며, 캠 정격 회전속도에 대한 캠-종동자 최대하중은 약 3420 N이다.

### 3. 캠-밸브 기구의 동적 해석

#### 3-1 캠-밸브 기구의 모델링

캠-밸브기구의 동특성을 고려하기 위한 해석 모델로서는 Fig.10과 같은 9 자유도 집중질량계를 적용하였다. 내부 및 외부의 밸브스프링과 스러스트 스프링을 각각 2자유도로 모델링 하여 서어지를 고려하였으며, 밸브와 로커암의 밸브부위, 로커암의 푸시로드부위와 푸시로드 상부, 그리고 푸시로드 하부와 태핏을 각각 하나의 집중질량으로 취하였다. 모델링에 사용된 각 계수 및 상수값을 Table 2에 나타내었다. Fig.10의 모델로부터 구한 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_t \ddot{x}_t = f_t - k_t(x_t - x_r) - c_t(\dot{x}_t - \dot{x}_r) \tag{1}$$

$$m_r \ddot{x}_r = -f_r - k_t(x_r - x_t) - c_t(\dot{x}_r - \dot{x}_t) \tag{2}$$

$$m_v \ddot{x}_v = f_r - f_{ramp} - k_{s11}(x_v - x_{s11}) - c_{s11}(\dot{x}_v - \dot{x}_{s11}) - k_{s01}(x_v - x_{s01}) - c_{s01}(\dot{x}_v - \dot{x}_{s01}) - k_{st1}(x_v - x_{st1}) - c_{st1}(\dot{x}_v - \dot{x}_{st1}) \tag{3}$$

$$m_{s1} \ddot{x}_{s11} = k_{s11}(x_v - x_{s11}) + c_{s11}(\dot{x}_v - \dot{x}_{s11}) - k_{s12}(x_{s11} - x_{s12}) - c_{s12}(\dot{x}_{s11} - \dot{x}_{s12}) \tag{4}$$

$$m_{s01} \ddot{x}_{s01} = k_{s11}(x_v - x_{s01}) + c_{s01}(\dot{x}_v - \dot{x}_{s01}) - k_{s02}(x_{s01} - x_{s02}) - c_{s02}(\dot{x}_{s01} - \dot{x}_{s02}) \tag{5}$$

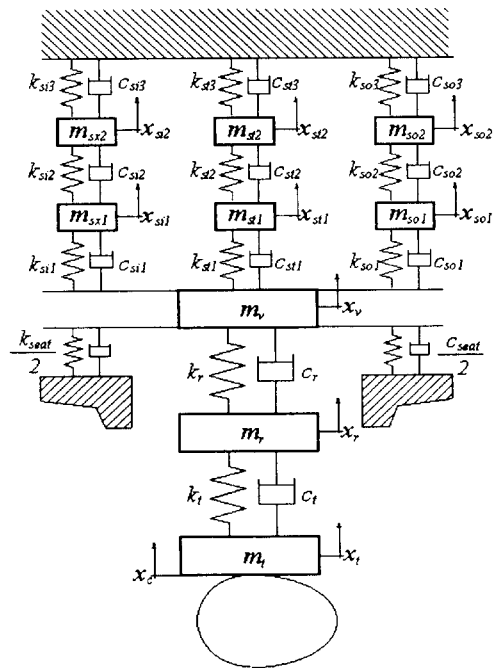


Fig. 10 Lumped Mass Model of Cam-Valve System (9-D.O.F.)

Table 2 Model Parameters

	Mass(kg)	Stiffness(N/m)	Damping (N-sec/m)
Tappet	$m_t = 1.7657$	$k_t = 7.317 \times 10^7$	$C_t = 1818.6$
Rocker-Arm	$m_r = 1.1043$	$k_r = 1.5495 \times 10^7$	$C_r = 661.861$
Valve/Seat	$m_v = 4.59963$	$k_{seat} = 1.765 \times 10^8$	$C_{seat} = 17095.63$
Inner Valve Spring	$m_{s11} = m_{s12} = 0.020343$	$k_{s11} = k_{s13} = 43949$ $k_{s12} = 65922$	$C_{s11} = C_{s13} = 3.3829$ $C_{s12} = 5.0743$
Outer Valve Spring	$m_{s01} = m_{s02} = 0.05707$	$k_{s01} = k_{s03} = 130800$ $k_{s02} = 196200$	$C_{s01} = C_{s03} = 11.9714$ $C_{s02} = 17.9571$
Thrust Piece	$m_{st1} = m_{st2} = 0.0250857$	$k_{st1} = k_{st3} = 28776$ $k_{st2} = 43164$	$C_{st1} = C_{st3} = 2.6325$ $C_{st2} = 3.9488$

$$m_{st1}\ddot{x}_{st1} = k_{st1}(x_v - x_{st1}) + c_{st1}(\dot{x}_v - \dot{x}_{st1}) - k_{st2}(x_{st1} - x_{st2}) - c_{so2}(\dot{x}_{st1} - \dot{x}_{st2}) \quad (6)$$

$$m_{st2}\ddot{x}_{st2} = k_{si1}(x_{si1} - x_{si2}) + c_{si1}(\dot{x}_{si1} - \dot{x}_{si2}) - k_{si3}x_{si2} - c_{si3}\dot{x}_{si2} \quad (7)$$

$$m_{so2}\ddot{x}_{so2} = k_{so1}(x_{so1} - x_{so2}) + c_{so1}(\dot{x}_{si1} - \dot{x}_{so2}) - k_{so3}x_{so2} - c_{so3}\dot{x}_{so2} \quad (8)$$

$$m_{st2}\ddot{x}_{so2} = k_{st1}(x_{st1} - X_{st2}) + c_{st1}(\dot{x}_{st1} - \dot{x}_{st2}) - k_{st3}x_{st2} - c_{st3}\dot{x}_{st2} \quad (9)$$

여기서  $f_i, f_r$  및  $f_{ramp}$ 는 각각 점프 및 바운스 현상과 밸브 스프링 초기 장차력( $f_o = 1677.51N$ )을 고려하기 위한 접촉력으로서 접촉상태 일 때 다음과 같은 값을 가진다.

$$f_i = k_i(x_c - x_i) + c_i(\dot{x}_c - \dot{x}_i) \quad (10)$$

$$f_r = k_r(x_r - x_v) + c_r(\dot{x}_r - \dot{x}_v) \quad (11)$$

$$f_{ramp} = k_{seat}x_v + c_{seat}\dot{x}_v \text{ for } f_o/k_{seat} \geq x_v \\ = f_o \text{ for } f_o/k_{seat} < x_v \quad (12)$$

### 3-2 해석 결과 및 고찰

Fig.11에 캠 회전속도가 360rpm일 때의, 캠 프로파일의 수치데이터로부터 구한 속도 및 가속도를 캠 회전각에 대하여 나타내었다. 캠 회전각에 대한 밸브의 속도와 가속도는 대칭의 형태를 보이고 있으며, 속도는 캠 회전각 125° 및 230° 부근에서 각각 최대값 및 최소값을 나타낸다. 또한 가속도는 115°와 244° 부근에서 최대값을, 140°와 220° 부근에서 최소값을 가진다.

Fig.12에는 캠의 회전속도가 180, 360, 410 및

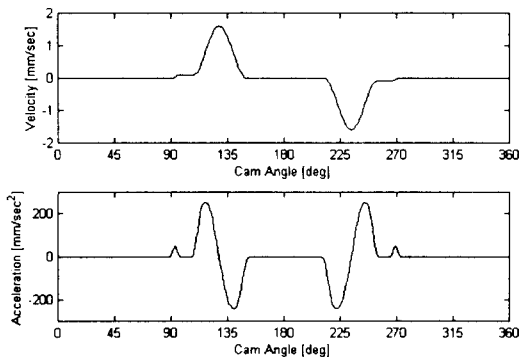


Fig. 11 Characteristics of the Cam Motion at 360rpm

490rpm 일 때의 푸시로드에 걸리는 하중을 나타내었다. 그림에서 보듯이 해석결과는 실험결과와 유사한 형태를 보여주고 있다. 즉, 회전속도 180rpm에서의 푸시로드의 하중은 밸브 변위와 같은 형태를 보이며, 그 밖의 회전수에서는 캠 회전각 115° 부근에서 최대 하중이 나타난다. 그리고 캠 회전각 140° 부근에서 급속한 가속도의 감소로 인한 하중의 감소를 볼 수 있다. 이 부근에서의 가속도 변화 값은 180 rpm에서 122.47m/s²이며, 360, 410 및 490 rpm에서 각각 489.88m/s², 635.42m/s², 907.58m/s²로써 캠의 회전속도가 n배 증가하면 가속도의 변화는 n²배로 증가한다. 회전속도별 최대 하중 값은 각각 2747 N, 3585 N, 4268 N, 5227 N이다. 또한 밸브가 열린 상태의 최대 양정구간과 밸브가 닫힌 구간에서 요동현상을 발견할 수 있는데, 후자는 해석상에서 밸브와 밸브시트의 접촉상태를 고려하기 위한 접촉력에 의한 것으로 생각된다. 그리고 490 rpm에서는 실험결과와 같이 캠과 태핏 사이의 분리 현상을 볼 수 있다.

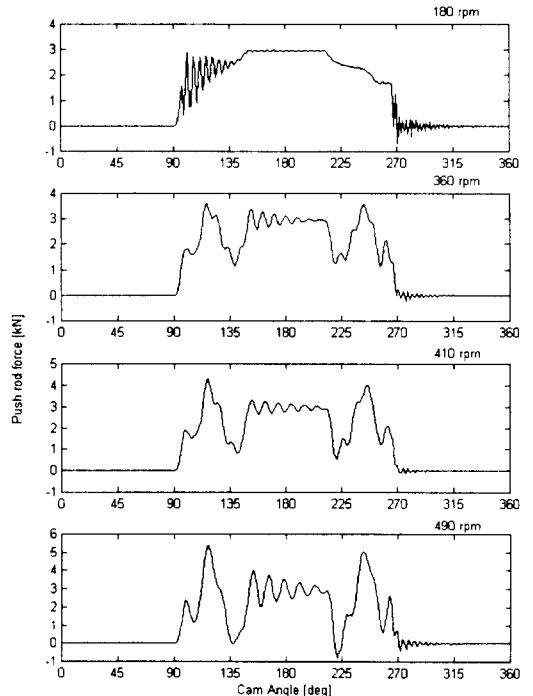


Fig. 12 Simulation Results for the Push Rod Force

### 4. 결 론

본 연구에서는 중속 박용 디젤기관의 OHV형 밸브기구에 대하여 실험적 방법과 해석적 방법에 의하여 운전 중 캠-밸브기구에 작용하는 하중의 형태를 규명하였다. 실제 기관의 부품을 이용하여 밸브기구장치를 구성하고 캠의 회전속도를 변화시켜 가며 실험을 수행하여 밸브기구에 작용하는 하중을 측정하였고, 9-자유도 집중질량계 모델을 수립하여 캠-밸브기구의 동적해석을 수행하였다. 본 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 캠이 저속으로 회전할 경우에, 밸브기구에 작용하는 하중은 캠 양정곡선과 유사한 형태를 나타내고 있다.
- 2) 캠의 회전속도가 증가하면, 밸브기구에 작용하는 하중은 가속도의 영향에 의하여 급격한 변화를 보이고 있다.
- 3) 하중의 최대치는 가속도의 최대위치에서, 하중의 최소치는 가속도의 최소위치에서 각각 발생한다.
- 4) 490rpm의 고속영역에서는 밸브기구의 분리 현상을 확인할 수 있었다.

본 연구의 결과는 밸브기구의 안정성 평가에 활용될 수 있으며, 구해진 밸브기구의 작용하중은 캠-종동자 사이의 탄성유체운할 해석의 하중조건으로 이용될 수 있다. 본 연구에서 구한 푸시로드 하중은 가스압력에 의한 영향이 고려되지 않았으나, 실제 기관의 흡기밸브에는 밸브 상면의 흡기압력과 밸브 하면의 실린더 압력에 의한 작용력 차이는 근소하므로 가스압력이 밸브기구의 하중특성에 미치는 영향은 무시될 수 있다. 그러나, 배기밸브의 경우에는 밸브가 열리기 시작하는 시점의 실린더 압력은 비교적 높기 때문에 가스압력에 의한 힘이 동적효과를 변화시켜 밸브기구의 하중특성은 본 연구의 결과와 다르게 나타날 수 있으므로 이 부분에 대한 후속연구가 필요하다.

### 참고문헌

[1] Barkan, D., "Calculation of High Speed Valve Motion with a Flexible Overhead Linkage", SAE

Quatrely Trans., Vol. 61, 1974, pp. 687-700

[2] Sakai, H and Kosaki, H., "Analysis of Valve Motion in Overhead Valve Linkages-Roles of Valve Spring Surge in Valve Motion," Journal of the Faculty of Engineering, The University of Tokyo, Vol 33, No4, 1976, pp. 441-446

[3] Jeon, H. S., Park, K. J. and Park, Y. S. "An Optimal Cam Profile Design considering Dynamic Characteristic of a Cam-Valve System," Experimental Mechanics, 1989, pp. 357-363

[4] 김성훈, 김원경, 박윤식, "OHC형 캠-밸브 기구의 최적 캠 형상설계 및 실험적 검증," 1992, 대한기계학회논문집 제16권 제11호, pp. 2049-2058

[5] Tani, H., Tokoro H., Yoshikawa, K., Morita, S. and Kitagawa, K., "Measurement and Simulation of Valve Motion" SAE 931901, 1993, pp. 1-8

[6] 박경조, 전혁수, 박윤식, "밸브 기구의 동특성을 고려한 캠 형상 설계에 관한 연구," 1988, 대한기계학회논문집 제13권 제1호, pp. 29-39

[7] Hoffmann, K., "An Introduction to Measurements using Strain Gages", Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1989, pp.145-153 & pp.234-264

### 저 자 소 개



#### 구영필 (具永必)

1959년 2월생. 1983년 부산대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1995년 창원대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1999년 부산대학교 대학원 기계공학과 수료(박사과정). 1985년~현재 쌍용중공업(주) 엔진기술연구소 과장, 당학회 정회원



#### 조민현 (曹旻鉉)

1968년 5월생. 1992년 경희대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1994년 경희대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1994년~현재 쌍용중공업(주) 엔진기술연구소 대리.



#### 조중주 (趙鏞柱)

1954년 2월생. 1977년 서울대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1979년 한국과학기술원 생산공학과 졸업(석사). 1994년 한국과학기술원 기계공학과 졸업(박사). 1979년~현재 부산대학교 공과대학 기계공학부 교수.