

## 유압펌프용 실린더 블록의 윤활 및 동특성 해석

안성용<sup>†</sup> · 임윤철<sup>\*\*</sup> · 홍예선<sup>\*\*</sup>

연세대학교 대학원 기계공학과  
\*연세대학교 기계공학부  
\*\*한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부

### Analysis of Lubrication and Dynamic Characteristics of a Cylinder Block for Hydraulic Pump

Sung-Yong Ahn<sup>†</sup>, Yoon-Chul Rhim<sup>\*\*</sup> and Yeh-Sun Hong<sup>\*\*</sup>

Mech. Eng. Dept., Graduate School, Yonsei Univ., \*School of Mech. Eng., Yonsei Univ.

\*\*School of Aerospace & Mech. Eng., Hankuk Aviation Univ.

**Abstract** – Lubrication characteristics between a cylinder block and a valve plate for high speed bent-axis type hydraulic pump play an important role in volumetric efficiency and durability of pump. In this paper, a finite element method is presented for the computation of the pressure distribution between a cylinder block and a valve plate for high speed bent-axis type hydraulic pump. Also, a Runge-Kutta method is applied to simulate the cylinder block dynamics of three-degrees of freedom motion. From the results of computation, we can draw two major conclusions. One is related to the fluid film characteristics between a cylinder block and a valve plate and the other is related to the average leakage that is determined by the pressure gradient and the clearance near the discharge port. The numerical results of cylinder block dynamics were compared with the experimental results using eddy-current type gap sensors those are fixed at a pump housing.

**Key words** – valve plate, cylinder block, bent-axis type hydraulic pump, leakage flow rate, lubrication characteristics.

#### 1. 서 론

유압장비는 감속기를 사용하지 않고도 저속에서 큰 힘 또는 토크를 발생시킬 수 있으며 정밀제어가 가능하고 과부하에 대한 시스템 보호가 용이하여 산업 각 분야에서 광범위하게 사용되고 있다. 그러나 유압펌프로부터 액추에이터까지의 거리가 먼 경우 유압배관의 유지와 보수가 전기모터의 경우와 비교하여 상대적으로 까다롭다는 점이 유압장비의 결점 중의 하나였다. 최근에 이러한 문제를 해결하기 위한 방안으로 액추에이터와 소형 고속 유압펌프 및 펌프를 구동하기 위한 모터를 일체형으로 만든 EHA(Electro-Hydraulic Actuator)

의 개발이 시작되었고 이미 일부에서는 상용화가 이루어졌다.

EHA의 구동 성능 및 전체 효율은 모터에 의해 구동되는 소형 고속 유압펌프에 달려있다. 고속 회전에 따른 마찰 토크를 줄이기 위해 주로 사축식 액셀 피스톤 펌프가 사용되며 최고 10,000 rpm 정도의 고속에서 구동되는 사축식 액셀 피스톤 펌프는 진동, 소음, 윤활, cavitation, 내구성 확보 등 많은 어려운 문제를 갖고 있다. 특히 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 윤활 특성은 펌프의 내구성과 효율에 직접적인 영향을 미치는 중요한 문제이며 이 분야에 대한 연구는 작동유체의 점도를 고려한 정상 상태의 압력 분포 결과로부터 실린더 블록의 결합력과 분리력을 계산[1], 그리고 실험을 통해 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 간극을 측정[2]한 예가 있다.

<sup>†</sup>주저자 : notpig@yonsei.ac.kr

<sup>‡</sup>책임저자 : rhimyc@bubble.yonsei.ac.kr

본 연구에서는 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이 간극에서의 압력 분포에 영향을 미치는 실린더 블록의 동적 거동을 실린더 블록에 작용하는 하중과 모멘트를 구해 운동 방정식으로부터 계산하고 다시 그 결과를 비정상 상태의 압력 분포를 계산하는데 적용함으로써 실린더 블록의 회전에 따른 압력 분포와 유막 두께, 토출영역에서의 평균 누설량을 결정하였고 수치 해석으로부터 얻은 실린더 블록 동적 거동에 대한 결과를 펌프 하우징에 장착된 eddy-current type 갭 센서를 이용한 실험을 통해 검증하였다.

## 2. 수치 해석

### 2-1. 해석 모델 및 지배 방정식

본 연구에서는 Volvo F-11 series 5cc/rev 사축식 액셀 피스톤 펌프를 해석 모델로 선정하고 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 간극과 샤프트 사이의 간극에서 발생하는 압력은 비정상 상태에서의 레이놀즈 방정식을 적용하여 해석하였으며 실린더 블록의 3자유도 운동( $\Theta_x$ ,  $\Theta_y$  방향의 회전 운동,  $z$  방향의 병진운동)에 대해서는 각각의 운동 방정식을 해석하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U \partial h_i}{2 \partial x} + \frac{V \partial h_i}{2 \partial y} + \frac{\partial h_i}{\partial t} \quad (1)$$

$$h_i = h_o + r(\Theta_x \sin \theta - \Theta_y \cos \theta) \quad (2)$$

$$\frac{\partial h_i}{\partial t} = W_z + r(\Theta_x \sin \theta - \Theta_y \cos \theta) \quad (3)$$

Fig. 1에 해석에 사용된 밸브 플레이트의 형상을 도시하였으며 회색 빗금으로 나타낸 부분이 실린더 블록과 마주하는 랜드부를 표시한 것이다.

실린더 블록과 밸브 플레이트 사이에서의 압력 분포

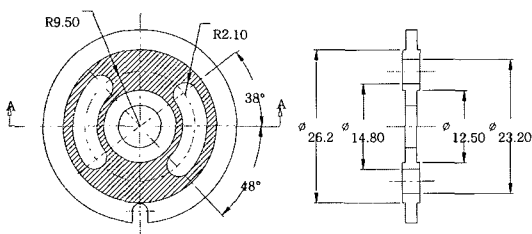


Fig. 1. Configuration of the valve plate.

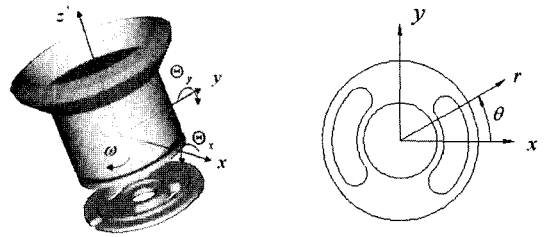


Fig. 2. Coordinate system for computation of cylinder block dynamics and pressure distribution of the thrust part.

를 구하기 위하여 비정상 상태의 레이놀즈 방정식 (1)과 Fig. 2에 표시된 원통 좌표계로부터 유도된 간극 식 (2)를 사용하였다. 비정상 상태의 레이놀즈 방정식 (1)은 직교 좌표계로부터 유도되었지만 간극 식 (2)를 원통 좌표계로부터 유도한 것은 해석상의 편의성 때문이며 간극의 시간에 대한 변화율은 식 (3)과 같이 쉽게 표시될 수 있다. 그리고  $x=y=0, z=0$ 인 점은 실린더 블록  $z$ 방향의 질량 중심이며 회전 운동의 중심이다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\omega \partial h_i}{2 \partial \theta} + \frac{\partial h_i}{\partial t} \quad (4)$$

$$h_i = c_o + z'(\Theta_x \sin \theta - \Theta_y \cos \theta) \quad (5)$$

$$\frac{\partial h_i}{\partial t} = z'(\Theta_x \sin \theta - \Theta_y \cos \theta) \quad (6)$$

실린더 블록과 샤프트 사이의 압력 분포를 구하기 위해서는 원통 좌표계로부터 유도된 비정상 상태의 레이놀즈 방정식 (4)를 사용하였으며 실린더 블록과 샤프트 사이에서의 시간에 대한 간극 변화율은  $x, y$  방향의 병진운동을 고려하지 않으므로 식 (6)과 같다. 그리고 샤프트에는 Fig. 3에 도시된 것과 같이 원활한 oil의 공급을 위해  $x, z$  축과 평행한 면이 존재한다.

실린더 블록의 3자유도 운동에 대한 각 운동방정식에 적용되는 하중과 모멘트는 식 (7), (8), (9)와 같으며 각 식에서 'cylinder'는 실린더 내부의 면에 작용하

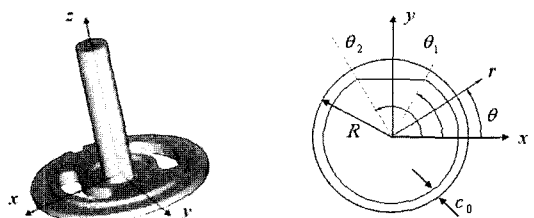


Fig. 3. Coordinate system for computation of pressure distribution of the journal part.

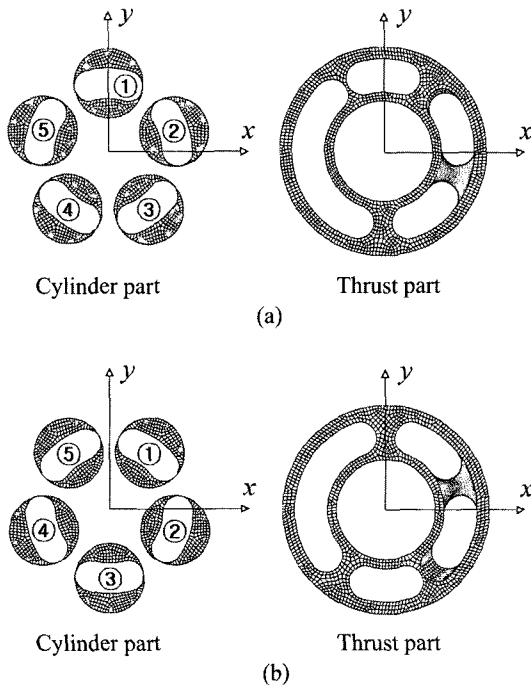


Fig. 4. Mesh of the cylinder part and the thrust part. (a)  $\phi = 0^\circ$  and (b)  $\phi = 36^\circ$

는 압력에 의해 실린더 블록에 작용하는 힘과 모멘트를 구하기 위한 것이며 Fig. 4에 그 형상이 도시되어 있다.

$$\sum F_z = \iint_{thrust} p \, dx dy + \iint_{cylinder} p \, dx dy \quad (7)$$

$$\sum M_{\theta_z} = \iint_{thrust} y p \, dx dy - \iint_{cylinder} y p \, dx dy - \iint_{journal} z' p \sin \theta R d\theta dy \quad (8)$$

$$\sum M_{\theta_x} = \iint_{thrust} x p \, dx dy - \iint_{cylinder} x p \, dx dy - \iint_{journal} z' p \cos \theta R d\theta dy \quad (9)$$

2.2. 경계 조건 및 해석 방법

5개의 피스톤이 회전하면서 흡입과 토출을 반복하므로 실린더 블록 1회전에 경계조건과 mesh가 반복되는 5개의 구간이 존재하게 되며 하나의 구간에서 회전각의 변화는 72°이다. 해석에서는 5개의 피스톤 중 임의의 하나가 상사점 위치에 있을 때의 회전각을  $\phi = 0^\circ$ 로 결정하였다. 그리고 피스톤의 숫자가 홀수이므로 반복

되는 한 구간 내에서 회전각에 따라 토출영역과 흡입영역에 있는 피스톤의 숫자가 달라지게 된다. 첫 번째 구간에서는  $\phi = 0 \sim 36^\circ$ 일 때 Fig. 4에서 ①, ②, ③실린더가 토출영역에 ④, ⑤실린더는 흡입영역에 있게 되며  $\phi = 36 \sim 72^\circ$ 일 때는 ①, ②실린더만이 토출영역에 있게 된다. 이러한 cylinder part의 조건은 Fig. 2의 토출영역, 흡입영역 경계조건과 결합되어 thrust part의 경계조건으로 사용되게 된다. 따라서 한 구간 내에서 모든 순간에 대해 서로 다른 경계의 형상과 mesh를 thrust part 해석에 사용하였다. 그리고 cylinder part는 실제로 해석이 이루어지는 부분은 아니지만 압력에 대한 적분이 수행되어야 하므로 thrust part와 같은 종류의 좌표계와 mesh를 사용하였다. Thrust part와는 달리 journal part는 실린더 블록의 회전에 따른 mesh의 변화와 경계조건의 변화는 없다. 단, 샤프트와 실린더 블록 사이에 원활한 오일 공급을 위해 Fig. 3에서와 같이 x, z축과 평행한 면이 존재하므로  $\theta$  방향 압력에 대한 경계조건은 그 면의 양 끝단인  $\theta = \theta_1, \theta_2$ 에서  $p = 0$ 을 적용하였다. 그리고 journal part의 z방향 양 끝단의 경계조건도  $p = 0$ 을 사용하였다.

각 부분에서의 압력 분포를 구하기 위해서는 레이놀즈 방정식 (1), (4)를 FEM(quadratic 8-nodes element, 9-point Gauss-Legendre integral)을 이용하여 해석하였

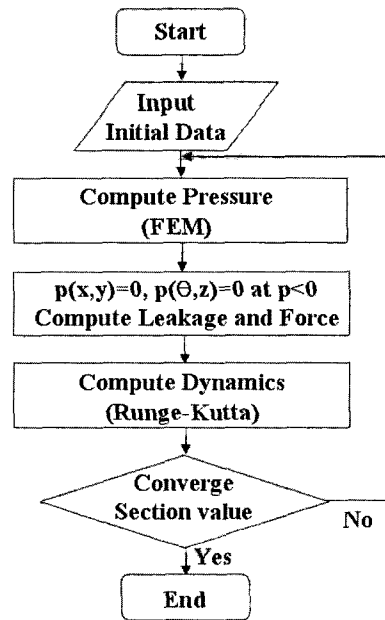


Fig. 5. Flow chart for numerical computation.

으며[3] 실린더 블록의 3자유도 운동에 대한 운동 방정 식들은 각 방정식에서 힘과 모멘트에 해당하는 식 (7), (8), (9)를 9-point Gauss-Legendre 적분기법을 이용하여 계산하였고 그 결과와 4차의 Runge-Kutta method를 이용하여 해석하였다. 그리고 식 (10)과 같이 전체 압력 분포에 대해서 half Sommerfeld boundary condition을 적용하여 캐비테이션 효과를 고려하였다[4]. 이 조건으로 인해 토출영역 부근을 제외한 나머지 경계에서 누설량을 계산하는 것은 적당하지 못하므로 누설량은 토출영역에서만 계산하였다.

Thrust part:  $p(x, y) = 0$  when  $p < 0$   
 Journal part:  $p(\theta, z) = 0$  when  $p < 0$  (10)

해석은 토출압력 100 bar, 흡입압력 0 bar, 작동속도 4000 rpm, 작업유체의 점도 25 cSt를 기준으로 각 변수를 변화시키며 수행하였다. 단, 흡입압력은 모든 해석에서 0 bar, 일정한 값으로 하였다. 그리고 실린더 블록의 동적 거동에 대한 초기값은 모든 해석에서  $h_0 = 10 \mu\text{m}$ ,  $\Theta_x = \Theta_y = 0^\circ$ 을 사용하였다.

2-3. 해석 결과

실린더 블록의 동적 거동에 대한 수치해석에서는 5개의 실린더를 갖는 블록이 1회전하는 동안에 5번의 반복되는 결과가 얻어지는데 이를 블록의 1회전 이전에 수렴된 결과를 얻을 수 있었다. 따라서 해석 결과는 모두 실린더 블록이 1회전( $0^\circ \leq \phi \leq 360^\circ$ ) 하는 동안에 대한 결과만을 도시하였다.

Fig. 6은 2-2에서 제시한 해석의 기준이 되는 조건에서  $\phi = 0^\circ$ 일 때의 thrust part의 압력 분포를 나타내며 Fig. 4(a)의 mesh가 사용되었다. 이러한 압력 분포는 적분을 통해 실린더 블록의 동적 거동을 해석하기 위해 사용되었으며 또, 실린더 블록과 밸브 플레이

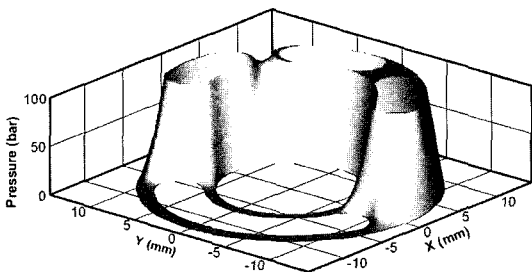


Fig. 6. Pressure distribution of the thrust part with the initial dynamic motion at  $\phi = 0^\circ$ ,  $p_d = 100$  bar,  $p_s = 0$  bar,  $v = 25$  cSt,  $N = 4000$  rpm.

트 사이의 간극에 대한 정보와 함께 토출영역 부근에서의 누설량을 결정하기 위해 사용되었다.

동적 거동에 대한 결과로부터 실린더 블록은 모든 운전조건에서 토출포트 방향( $\Theta_y > 0^\circ$ )으로 기울어져 있

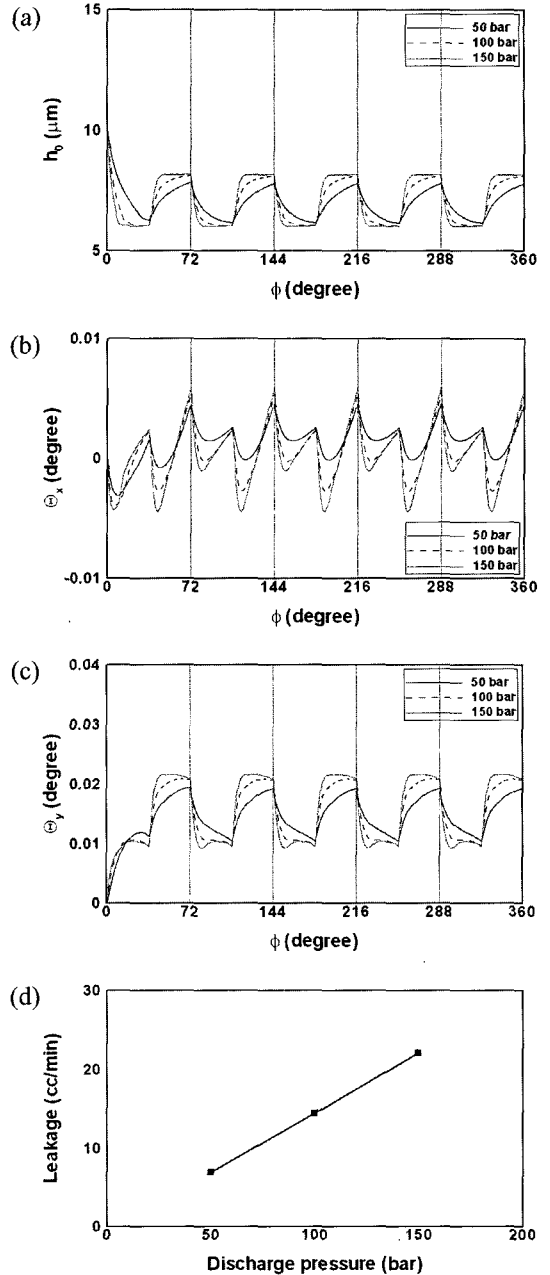


Fig. 7. Computational results for the discharge pressure.  $p_s = 0$  bar,  $v = 25$  cSt,  $N = 4000$  rpm. (a) variation of  $h_0$ , (b) variation of  $\Theta_x$ , (c) variation of  $\Theta_y$  and (d) average leakage flow rate near the discharge port.

으며 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 평균 간극과  $\Theta_x$  값은 회전각의 변화와 운전조건에 변화에 대해서 항상 같은 경향을 보임을 알 수 있다.

또, 해석 결과는 토출압력이 클수록 펌프의 작동속도가 낮을수록 그리고 작업유체의 점도가 클수록  $h_0$ 와  $\Theta_x$  값이 회전각의 변화에 대해 사각파와 유사한 형태

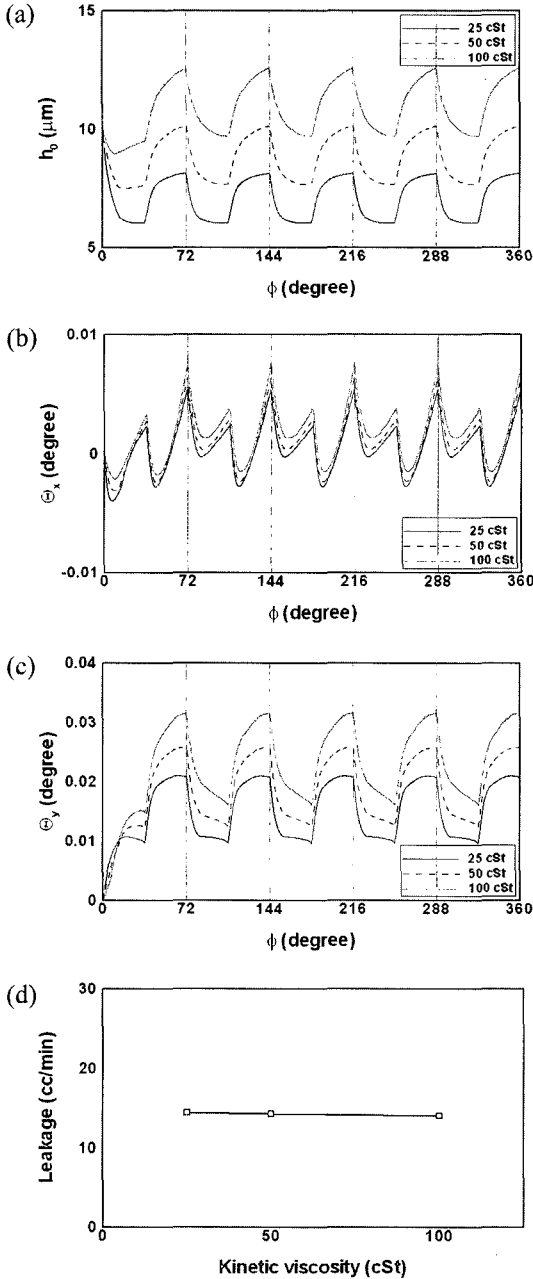


Fig. 8. Computational results for kinematic viscosity.  $p_d = 100$  bar,  $p_s = 0$  bar,  $N = 4000$  rpm. (a) variation of  $h_0$ , (b) variation of  $\Theta_x$ , (c) variation of  $\Theta_y$  and (d) average leakage flow rate near the discharge port.

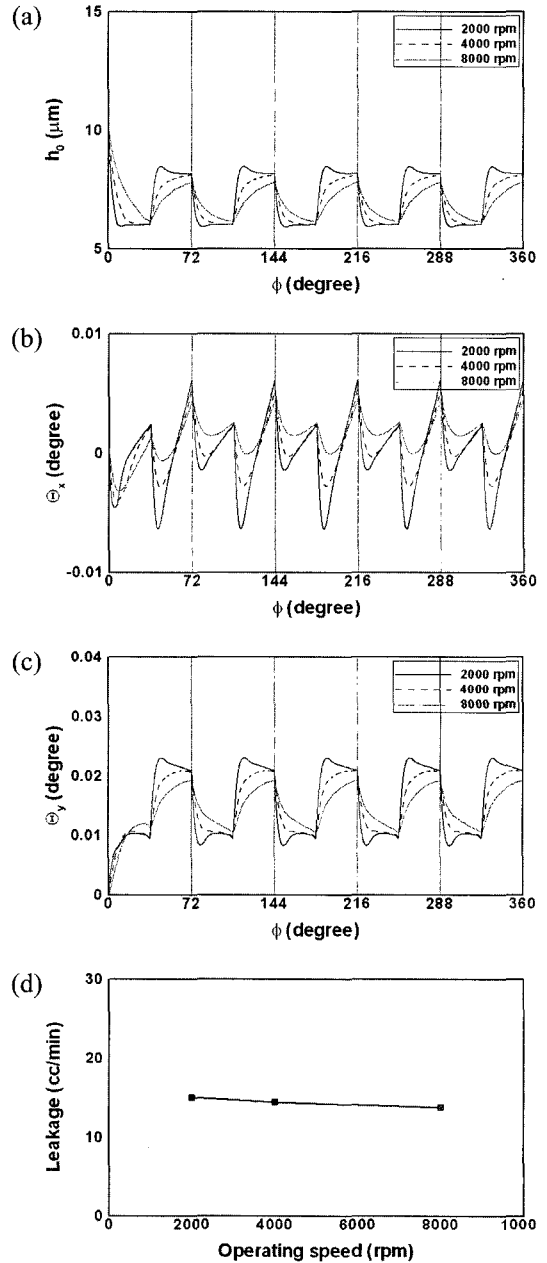


Fig. 9. Computational results for the operating speed.  $p_d = 100$  bar,  $p_s = 0$  bar,  $\nu = 25$  cSt. (a) variation of  $h_0$ , (b) variation of  $\Theta_x$ , (c) variation of  $\Theta_y$  and (d) average leakage flow rate near the discharge port.

로 변해감을 나타내고 있다. Fig. 8의 작업유체의 점도에 대한 실린더 블록의 동적 거동에 대한 해석 결과에서는 토출압력과 펌프의 작동속도에 따른 변화와 달리 작동유체의 점도가 증가함에 따라 실린더 블록의  $h_0$ ,  $\Theta_x$  값의 절대치가 증가함을 알 수 있다. 그리고  $\Theta_x$  값이 항상 양의 값을 가지는 것에 비해  $\Theta_y$  값은 운전조건에 따라 회전각 72°마다 반복되는 한 구간 내에서 그 부호가 바뀌게 된다. Fig. 7-(b)와 Fig. 9-(b)의 결과로부터 압력이 클수록 펌프의 작동속도가 낮을수록 한 구간 내에서  $\Theta_x$  값의 변화 폭이 증가함을 알 수 있다. Fig. 8-(b)의 결과는 작동유체 점도의 변화에 대해서는  $\Theta_x$  값의 절대치 변화의 정도가  $h_0$ ,  $\Theta_x$  값에 비해 상대적으로 작은 값이며 회전각에 따른 형태도 점도에 따라 크게 변하지 않음을 나타낸다.

토출영역 부근에서 발생하는 누설량은 Fig. 7-(d)로부터 토출압력의 증가에 대해 선형적으로 증가함을 알 수 있고 Fig. 8-(d)와 Fig. 9-(d)의 결과로부터 펌프의 작동속도와 작동유체의 점도에 크게 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

### 3. 실험

#### 3-1. 실험 장치 및 방법

실린더 블록의 동적 거동에 대한 수치 해석 결과를 검증하기 위해 Fig. 10과 같이 실린더 블록이 위치하는 펌프 하우징에 3개의 eddy-current type 갭 센서(Bently Nevada, 0~3 mm, 0~-24 V)를 장착하고 실험을 수행하였다. 펌프 하우징의 가공에는 센서의 장착 뿐 아니라 올바른 작동을 위해 센서 헤드 주위의 일정 공간을 확보하는 작업이 필요하다.

Fig. 11은 실린더 블록의 동적 거동 실험을 위한 좌표계와 센서의 위치를 표시한 것이며 수치 해석에 사

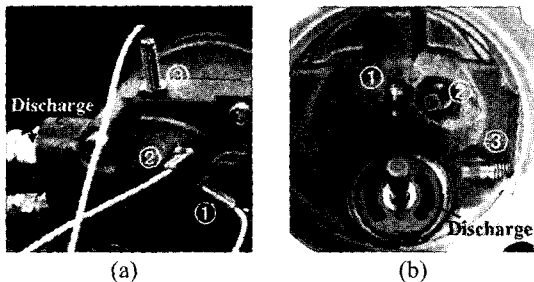


Fig. 10. Gap sensor setups (a) outer configuration and (b) inner configuration.

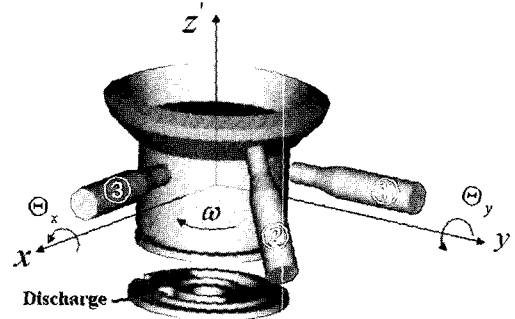


Fig. 11. Coordinate system and sensor position.

용된 좌표계와 동일하다. 3개의 센서 중 센서③은 x축과 나란히 장착되어 있으며 그 중심은  $x=y=0, z'=5$  mm 지점을 향하고 있다. 센서①의 중심은 센서③과 마찬가지로  $x=y=0, z'=5$  mm 지점을 향하고 있으며 y축과 나란하게 장착되었다. 그리고 센서②는 타이밍 기어의 가공을 위한 실린더 블록의 경사(45°)면을 향해 있으며 실린더 블록과 마주하는 면의 중심은 y축에서 실린더 블록의 회전 방향으로 30°,  $z'=10.83$  mm 지점에 있다. 실린더 블록의 3자유도 운동을 측정하기 위해 사용한 3개의 센서는 각각 실린더 블록의  $h_0$ ,  $\Theta_x$ ,  $\Theta_y$  값에 영향을 받지만 센서①은  $\Theta_x$ 를 센서③은  $\Theta_y$ 를 측정하기 적당하다. 그러나 센서②의 경우는  $h_0$ 뿐 아니라 두 방향의 회전운동의 효과도 포함하는 결과를 출력한다.

실험은 토출압력 100 bar, 흡입압력 0 bar, 펌프 작동속도 2000 rpm, 작동유체 점도 25 cSt에서 수행되었으며 센서로부터 도출된 신호를 오실로스코프로 획득하였다. 획득된 신호는 필요에 따라 저주파 필터를 적용하였으며 4차 Butterworth 디지털 필터를 사용하였다.

#### 3-2. 수치 해석 결과의 변환

실험 결과를 획득하는 과정에서 발생하는 노이즈의 영향과 하나의 센서가 정확히 실린더 블록의 3자유도 움직임 중 하나만을 측정할 수 없는 문제로 인해 실험 결과를 실린더 블록의 3자유도 각각의 움직임으로 분리해 직접 수치 해석 결과와 비교하는 것은 어려운 일이다. 따라서 두 결과의 비교를 위해서 해석 결과를 실험 결과와 같은 형태로 변환하였다. Fig. 11과 같이 실린더 블록의 형상을 수치 해석에서 사용한 것과 같은 좌표계를 이용하여 모델링하고 실험에서 센서가 위치하는 부근의 면에 mesh를 생성하였다. 그리고 실험과 같은 조건에서 수치 해석 결과를 이용, 3차원 공간

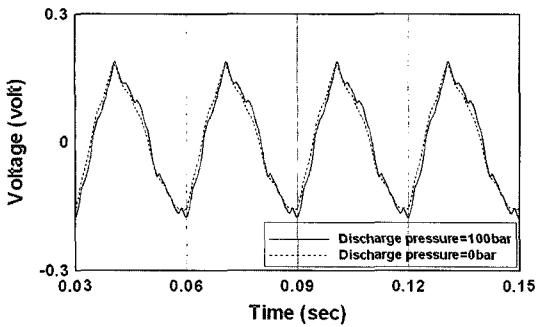


Fig. 12. Experimental results of sensor①.  
 $p_s = 0 \text{ bar}$ ,  $v = 25 \text{ cSt}$ ,  $N = 2000 \text{ rpm}$ , Low-pass 2000 Hz

상에서 실린더 블록을 각 순간의 정확한 형상으로 표시하였다. 공간상에서 센서의 위치는 고정된 원의 좌표로 주어질 수 있으므로 각 센서는 mesh 형태의 실린더 블록에 투영될 수 있고 그 영역에 포함되는 node들과 센서와의 평균거리를 구해 해석 결과를 실험에서 얻을 수 있는 voltage 값으로 변환하였다.

### 3-3. 실험 결과

펌프가 작동할 때에 발생하는 실린더 블록의 동적 거동은 수치 해석 결과로부터 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 평균 간극  $h_0$ 는 대략 수  $\mu\text{m}$  정도의 값으로 나타났으며 실린더 블록의 형상 오차와 축과의 결합으로 발생하는 오차에 비해서는 작은 값을 Fig. 12의 결과로부터 확인할 수 있었다. Fig. 12의 결과는 주어진 조건에서 펌프를 구동하면서 센서①로부터 획득한 결과에 2000 Hz 저주파 필터만을 적용한 것이다. 펌프의 작동속도가 2000 rpm이므로 1회전에 해당하는 0.03 sec동안 실린더 블록의 동적 거동에 의해 발생하는 5번의 움직임이 확인되어야 하나 그 보다 스케일이 큰 형상오차에 의한 결과와 함께 출력되고 있어 확인이 어렵다. 따라서 실험 결과에서 형상에 대한 오차를 분리하기 위해 같은 조건에서의 토출압력 0 bar의 결과를 이용하였다. 이러한 방법은 형상에 대한 오차를 분리하기 위해 고주파 필터 혹은 대역 통과 필터를 적용한 것보다 정확한 결과를 얻을 수 있었다. 두 토출압력에서 획득한 신호들의 차이를 이용해 얻은 센서①, ②에서의 실험 결과가 Fig. 13-(b)와 Fig. 14-(b)에 그리고 3-2에서의 방법으로 변환한 수치 해석 결과가 Fig. 13-(a)와 Fig. 14-(a)에 도시되어 있다. 그리고 Table 1은 FFT 수행 결과를 펌프 회전에 대한 5x, 10x 성분들에 대해 정리한 것이다.

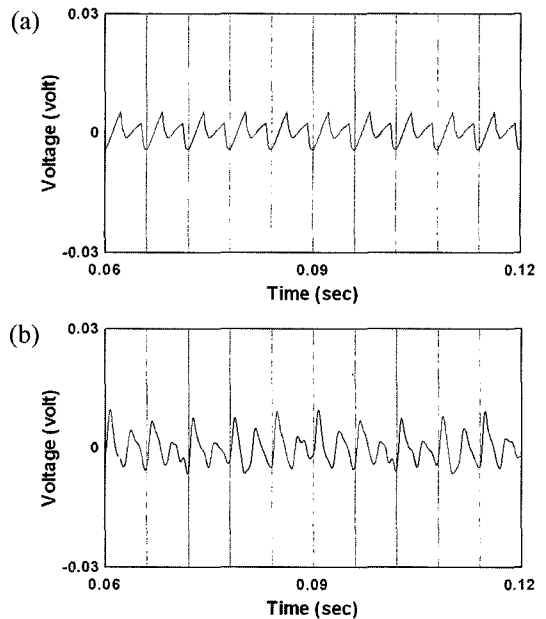


Fig. 13. Dynamic motion results of sensor①.  
 $p_a = 100 \text{ bar}$ ,  $v = 25 \text{ cSt}$ ,  $N = 2000 \text{ rpm}$ . (a) numerical result and (b) experimental result.

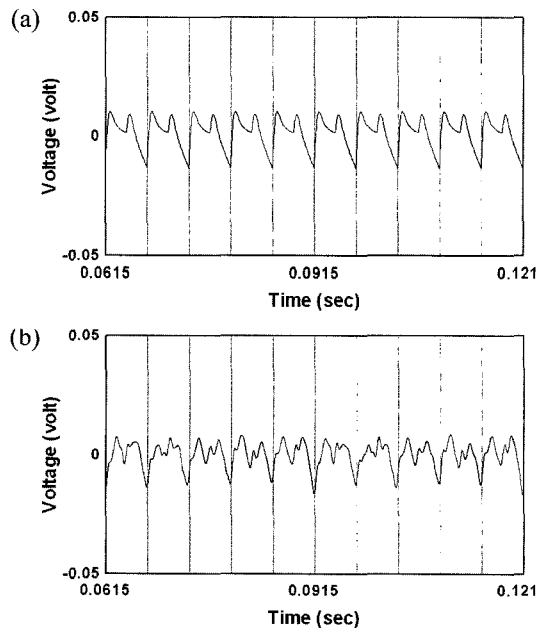
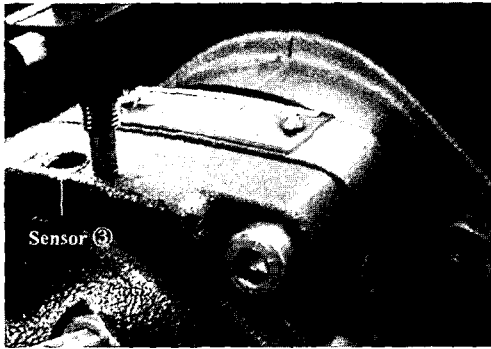


Fig. 14. Dynamic motion results of sensor②.  
 $p_a = 100 \text{ bar}$ ,  $v = 25 \text{ cSt}$ ,  $N = 2000 \text{ rpm}$ . (a) numerical result and (b) experimental result.

실험 결과와 해석 결과의 비교에서  $h_0$ ,  $\Theta_x$ ,  $\Theta_y$  값 모두에 의존하는 센서②의 경우는 Table 1에서 펌프

**Table 1. FFT of numerical and experimental results**

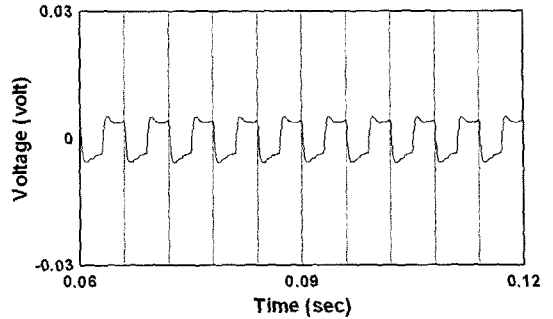
	Sensor①		Sensor②	
	Num.	Exp.	Num.	Exp.
5x(Volt)	0.0017	0.0011	0.0043	0.0036
10x(Volt)	0.0025	0.0036	0.0048	0.0048



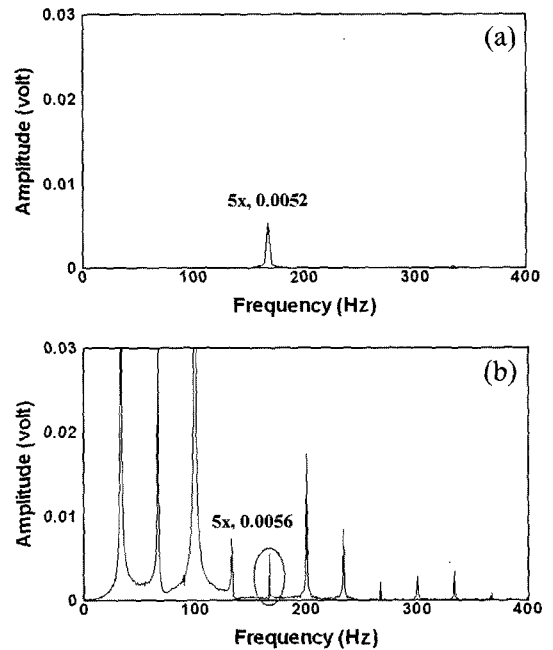
**Fig. 15. Sensor position for measuring the vibration of the pump housing near the sensor③.**

회전에 대한 5x성분의 실험치가 수치 해석 결과에 84% 정도에 해당하는 값이지만 주파수 성분들 중 가장 큰 10x성분이 일치하고 있다. 그리고 Fig. 14의 결과에서도 펌프 1회전에 5번의 반복적인 움직임을 보이는 점과 그 변화의 형태에서 두 결과가 유사함을 확인할 수 있다. 주로  $\Theta_x$  값에 의존하는 센서①의 Fig. 13 결과에서는 전반적인 변화의 형태는 유사하나 그 기울기는 실험 결과가 해석 결과에 비해 큰 값을 가짐을 알 수 있으며 Table 1의 주파수 성분들에 대한 결과에서도 펌프회전에 대한 10x성분이 센서②의 결과에 비해 차이가 있음을 확인할 수 있다. 이러한 결과의 차이에는 노이즈와 신호 처리 과정의 필터링 등이 일부 기여하고 있을 것이며 수치 해석에서 실린더 내부의 압력변동을 고려한 경계조건을 사용하지 못한 영향이 있을 것이다.

센서①, ②의 경우에는 실험 결과에 큰 영향을 미치는 센서가 장착된 부근에서 센서와 나란한 방향으로의 펌프 하우징의 진동 측정에서 실린더 블록의 회전에 대한 5x, 10x 성분들이 토출압력의 변화에 대해 거의 바뀌지 않았다. 그러나 센서③의 경우에는 펌프 하우징 진동 측정 결과 토출압력 100 bar와 0 bar에서 5x 성분의 차이가 0.0045 Volt 정도로 큰 값을 가져 센서①, ②와 같은 방법으로 결과를 표시할 수 없었다. 따라서 센서③의 결과는 토출압력 100 bar에서 두 개



**Fig. 16. Numerical results of dynamic motion of sensor③.  $p_a = 100$  bar,  $v = 25$  cSt,  $N = 2000$  rpm.**



**Fig. 17. FFT results of dynamics motion of sensor③.  $p_a = 100$  bar,  $v = 25$  cSt,  $N = 2000$  rpm. (a) numerical result and (b) experimental result.**

의 센서를 이용하여 펌프 하우징의 진동에 의한 요인을 배제하고 그 결과를 주파수 도메인에서만 표시하였다. Fig. 17의 센서③의 결과에서는 펌프 회전에 대한 5x성분의 수치 해석 결과가 실험 결과에 90% 정도에 해당하는 값을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

유압펌프용 실린더 블록의 윤활 및 동특성 해석을 위한 수치 해석과 그 결과를 검증하기 위한 실험을 통



해 다음과 같은 결론을 얻었다.

실린더 블록은 펌프의 작동 시에 항상 밸브 플레이트의 토출포트 방향( $\Theta_y > 0^\circ$ )으로 기울어져 있으며 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 평균간극은 모든 운전조건에 대해  $\Theta_y$  값과 같은 형태의 변화를 보인다. 그리고 토출압력이 클수록, 펌프 작동속도가 낮을수록  $h_0$ ,  $\Theta_y$  값의 회전각에 따른 변화의 형태는 사각파와 유사한 형태로 변화하며 작동유체의 점도 증가에 대해서는 그 절대치가 크게 증가하는 특성을 보인다.  $\Theta_y$ 의 경우에는 작동유체의 점도 증가에 대해서  $h_0$ ,  $\Theta_y$  값에 비해 상대적으로 작은 절대치의 증가가 있으며 토출압력이 클수록, 운전속도가 낮을수록 한 구간 내에서 큰 변화의 폭을 갖는다.

실린더 블록과 밸브 플레이트 사이 간극의 토출영역 부근에서 발생하는 누설량은 토출압력의 변화에는 선형적인 관계가 있으며 펌프의 작동속도와 작동유체의 점도 변화에 대해서는 크게 영향을 받지 않는다.

### 기호 설명

$p$	: fluid pressure
$p_d$	: discharge pressure
$p_s$	: suction pressure
$h_i$	: thickness of the fluid film in thrust part
$h_j$	: thickness of the fluid film in journal part
$h_0, c_0$	: average thickness of the fluid film
$U, V$	: sliding velocity of a cylinder block
$W_z$	: z-direction velocity of a cylinder block
$\Theta_x, \Theta_y$	: angular displacement of a cylinder block

$z'$	: distance from tilting center in z-direction
$\mu$	: fluid viscosity
$\nu$	: kinematic fluid viscosity
$\omega$	: angular velocity
$N$	: operating speed of a pump
$\phi$	: angle of rotation
$F_z$	: z-direction force on a cylinder block
$M_{ex}, M_{ey}$	: moment on a cylinder block

### 후 기

본 논문은 산업자원부 항공우주기술개발사업의 지원에 의해 한국항공대학교와 공동으로 수행한 연구결과를 발표하는 것으로 관계자들에게 감사드립니다.

### 참고 문헌

1. Michael A. Sorokine, "Computer Analysis of an Axial Piston Pump Port Plate," *S.A.E. Transactions*, Vol. 105, No. 2, pp. 303-308, 1996.
2. Jong-Ki Kim and Jae-Youn Jung, "Measurement of Fluid Film Thickness on the Valve Plate in Oil Hydraulic Axial Piston Pumps (I)," *KSME International Journal*, Vol. 17, No. 2, pp. 246-253, 2003.
3. Pan Huachen, Sheng Jingchao and Lu Yongxiang, "Finite Difference Computation of Valve Plate Fluid Film in Axial Piston Machines," *Internal Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 31, pp. 779-791, 1989.
4. 송용한, 유진규, 임윤철, "하드 디스크 스피들 모터를 위한 유체동압 베어링의 동적 거동 해석," 한국윤활학회 2003년 춘계학술대회 발표논문집, pp. 308-319, 2003.