

## 사판식 액셀 피스톤 펌프에서의 압력맥동 해석모형에 관한 연구

신정훈<sup>†</sup> · 김형의<sup>\*</sup> · 김경웅<sup>‡</sup>

KAIST 기계항공시스템학부

\*KIMM 신뢰성평가센터

### A Study on Models for the Analysis of Pressure Pulsation in a Swash-Plate Type Axial Piston Pump

Jung-hun Shin<sup>†</sup>, Hyoung-eui Kim<sup>\*</sup> and Kyung-woong Kim<sup>‡</sup>

School of Mechanical, Aerospace and Systems Engineering, KAIST

\*Reliability Assessment Center, KIMM

(Received May 19, 2011; Revised September 25, 2011; Accepted October 2, 2011)

**Abstract** – Although swash-plate type axial piston pumps have the merits of wide operating conditions and high efficiency, the characteristics of pressure pulsation and flow ripple which result in system noise generation are on-going problems. This research examined the analytic models of the dynamic oil pressure and flow characteristics in the pump. A new mathematical model which considered the pressure behaviors of each cylinder and discharge piping was developed to analyze the pump pressure and flow. This model also considered the leakages in the clearances which many researchers have ignored so far. Using the developed model, numerical calculations were implemented. The results showed that widely used simple model which considered only a single cylinder can not predict actual discrete flow dynamics and that fluid inertia effect has to be considered in the mathematical model. Several critical parameters were discussed such as port volume and discharge resistance on the assumption that the pipe length is not so long. The effect of leakages was studied on the final stage.

**Keywords** – piston pump(피스톤 펌프), pressure pulsation(압력 맥동), flow ripple(유량 리플), computer simulation(컴퓨터 시뮬레이션)

### 1. 서 론

사판식 피스톤 펌프는 제조상의 편의와 높은 동력밀도로 인해 항공 및 산업 분야에서 보편적으로 사용되고 있는 대표적인 유압기기이다. 하지만 펌프 내부에서 발생하는 압력맥동(pressure pulsation)과 유량리플(flow ripple)에 의해 발생하는 시스템 소음문제는 많은 연구와 개선에도 불구하고 아직도 만족할 만한 수준을 달성하지 못하는 실정이다[1]. 맥동압의 발생원인은 첫째

로 회전운동 중 토출밸브를 지나는 피스톤의 개수의 변동이 불연속적이기 때문에 기하학적인 토출량의 차이가 나타나기 때문이다. 하지만 이러한 운동학적 맥동(kinematic pulsation)보다는 피스톤과 밸브가 만나기 시작하는 지점이나 분리되기 시작하는 임계구간에서의 압력차에 의한 동적 맥동(dynamic pulsation)이 맥동의 전체 진폭에 더 큰 기여를 하는 것으로 알려져 있다. Kim, J. K. et al[2]은 실린더 배럴에 위치한 하나의 실린더에 비접촉식 압력센서를 부착하여 주축을 통해 그 신호를 받아들이는 시험법으로 실제 실린더 내부에서 일어나는 동적 맥동압을 측정하였다. 하지만 맥동의

<sup>†</sup>주저자 : shandy77@kaist.ac.kr

<sup>‡</sup>책임저자 : taeho@kaist.ac.kr

발생원인과 유압회로의 토출부 배관 특성의 영향에 관한 고찰은 없었다. 한편 이전 연구에서는 피스톤 펌프의 실린더 압력 및 토출유량을 계산하기 위해 모든 실린더들이 동일한 이력을 거치면서 실린더 하나의 압력 이력만 고려하는 단일 피스톤 해석기법이 널리 사용되고 있다. 정확한 해석을 위해서는 실린더 내부로 유입되거나 외부로 유출되는 밸브의 흡입포트와 토출포트에서의 압력 변동 또한 고려되어야 하나 포트부 형상이 제조사마다 다르고 모양 또한 복잡하여 모형을 하기가 쉽지 않다. Edge와 Darling[3]은 이러한 단일 피스톤 모형 개념을 유지하면서 예압 그루브에 있는 유체의 관성질량을 고려하여 동적 맥동압을 계산하였으나, 그 모형 역시 실린더 개수에 해당하는 주기성을 갖는 맥동압을 재현하지 못했다. 또한 실제 그루브가 없는 밸브판에서도 맥동이 발생하는 현상을 보면 그 모형은 보편적이지 않다는 것을 알 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 토출부 포트의 압력변동을 고려하여 물리적인 맥동현상을 재현할 수 있는 새로운 해석모형을 제안하였다. 이 모형의 특징은 토출부 포트 유체의 압축성과 그 포트에 연결된 관로에서의 유체 운동량 효과(momentum effect)를 고려했다는 점이다. 또한 본 해석결과는 펌프의 토출부는 배관끝단의 밸브, 오리피스 등의 유체저항의 형태가 맥동의 형태에 주는 영향 또한 보여주었다.

## 2. 이론적 배경

### 2-1. 사판식 피스톤 펌프의 작동 원리

Fig. 1은 사판식 피스톤 펌프의 회전부를 개략적으로 나타낸 그림이다. 사판과 밸브판은 하우징에 고정되어 있고, 주축과 함께 회전하는 실린더 배럴에는 실린더가 일정 개수(본 연구에서는 9개로 정함)만큼 있고 그곳을 통해 사판의 안내를 받은 피스톤이 왕복운동을 한다. 피스톤이 실린더의 부피를 줄이는 방향(그림에서는 왼쪽방향)으로 움직이면 압력유체를 토출시키고 부피를 늘리는 반대 방향으로 움직이면 실린더는 저압의 유체를 흡입구로부터 빨아들이게 된다. 이때 밸브의 토출구와 흡입구를 지나는 실린더의 개수는 반복적으로 변동된다 (Fig. 1의 펌프에서는 3개와 4개를 반복). 그런데 고압의 유체를 다루는 유압펌프의 경우 밸브 구멍을 만나기 직전의 실린더 압력과 만났을 때의 압력은 차이가 매우 커서 유동의 불안정성을 초래하게 된다. 특히 흡입부에서 토출부로 가는 임계구간

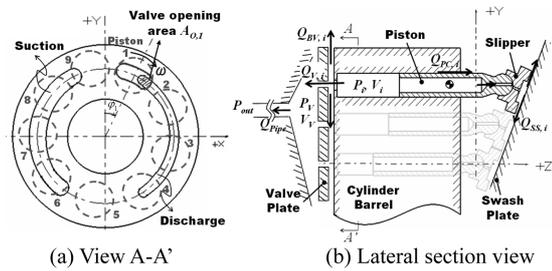


Fig. 1. Model pump configuration (N=9).

에서는 실린더 부피는 줄지만 실린더로 작동유가 흘러들어오는 역류(back-filling) 현상이 발생하게 된다.

### 2.2. 지배 방정식 유도

펌프의 작동유체는 압축성을 지니고 있으며 실린더의 시간에 따른 부피변화는 사판과 실린더 배럴의 회전운동에 의한 피스톤 운동학에 의해 결정된다. 그리고 피스톤/실린더, 슬리퍼/사판, 배럴/밸브판 간극에서의 누설은 실린더의 압력을 완화시킨다.

#### 2-2-1. 피스톤 운동학

피스톤의 각도 위치에 대해 피스톤의 변위, 속도가 결정된다. 그리고 피스톤의 변위로부터 실린더의 부피가 결정된다.

$$s = -R \cdot \tan\beta \cdot (1 - \cos\varphi) \tag{1}$$

$$v = -\omega \cdot R \cdot \tan\beta \cdot \sin\varphi \tag{2}$$

$$V = V_0 - R \cdot A_p \cdot \tan\beta \cdot (1 - \cos\varphi) \tag{3}$$

#### 2-2-2. 유체의 연속 방정식

실린더 배럴의 i번째 실린더와 밸브포트 검사체적에 대해 압축성 유체의 연속 방정식을 적용하면 아래의 식 (4), (5)와 같다. 체적탄성계수 K는 2 GPa을 사용하였다.

$$\frac{dP_i}{dT} = -\frac{K}{V_i} \left( \frac{dV_i}{dt} + Q_{V,i} + Q_{PC,i} + Q_{SS,i} + Q_{BV,i} \right) \tag{4}$$

$$\frac{dP_V}{dt} = \frac{K}{V_V} (\sum Q_{V,i} - Q_{Pipe}) \tag{5}$$

i번째 실린더에서 토출부 밸브포트로 흐르는 오일의

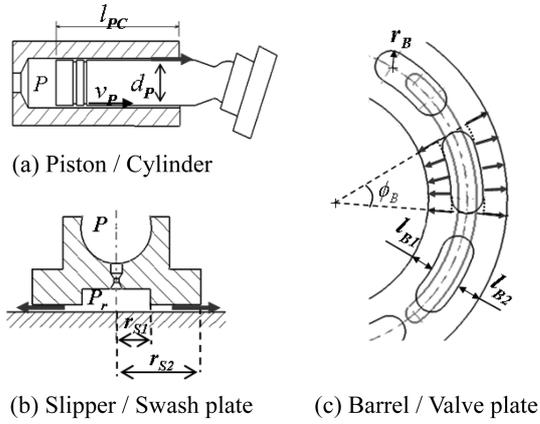


Fig. 2. Lubrication parts in the model pump.

유량  $Q_{Vi}$ 는 아래와 같이 전통적인 오리피스(Orifice) 모형을 사용하였다. 식 (6)에서 오리피스 계수  $C$ 는 0.65를 사용하였다. 첫 번째 실린더의 개구면적  $A_{o,i}$ 이 Fig. 1에서 표시 되어 있다.

$$Q_{V,i} = CA_{o,i} \sqrt{\frac{2(P_i - P_v)}{\rho}} \text{sgn}(P_i - P_v) \quad (6)$$

2-2-3. 간극에서의 누설에 관한 근사식

식(4)의 실린더 유량 연속 방정식에서는 상대운동 면에서의 누설을 고려하였다. Fig. 2와 같이 일정한 두께의 간극을 가정한 누설 모형을 사용하였고, 이 모형으로부터 식 (7)-(9)와 같은 닫힌 형태의 해석식들이 유도되었다. 결국 이 해석식들은 피스톤/실린더, 슬리퍼/사판, 배럴/밸브판 간극들을 각각 동심환상, 원형평판 간극으로 모형화한 식들이다.

$$Q_{PC} = \frac{\pi d_p h_{PC}^3}{12 \eta l_{PC}} (P - P_H) - \frac{\pi d_p v_p h_{PC}}{2} \quad (7)$$

$$Q_{SS} = \frac{\pi h_{SS}^3}{6 \eta \ln(r_{S2}/r_{S1})} (P_r - P_H) \quad (8)$$

$$Q_{BV} = \frac{(P - P_H) \cdot h_{BV}^3}{12 \eta} \quad (9)$$

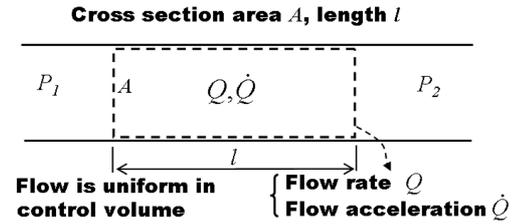
$$\cdot \left\{ \frac{1}{\ln(1 + l_{B1}/(R - r_B))} + \frac{1}{\ln(1 + l_{B2}/(R + r_B))} \right\} \cdot \phi_B$$

Fig. 2(c)와 식 (9)는 각각 배럴에 있는 개구부 하나에 대한 누설유동의 흐름을 나타낸 그림과 식이다. 이 들에서 배럴과 밸브판 사이의 간극에서의 누설은 배럴

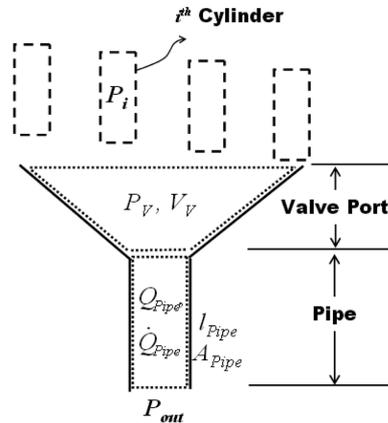
과 밸브판에 있는 개구부의 라운딩 영향을 무시하고 반경방향으로의 유동만 고려하였다. 이것과 동일한 개념이 배럴의 다른 개구부와 밸브판의 개구부에도 적용되었다.

2-2-4. 운동량 효과를 고려한 배관부의 모형화

배관부는 유체의 입력과 출력을 가진 압력챔버로 볼 수 있고 혹은 특정 길이와 가변 단면적을 가진 배관으로도 볼 수 있다. 모형화 하기에는 전자 쪽이 더 간편하지만 소음 주파수 분석의 입장에서 후자 쪽으로 모형화 하는 것이 더 바람직하다는 견해가 지배적이다 [4]. 본 연구에서는 이러한 두 관점의 중간에 해당하는 짧은 배관의 일괄 매개변수 모형(lumped parameter model)을 사용하였다. 배관의 길이가 긴 경우에는 압력과 유량이 배관전체에 걸쳐 균일하다고 볼 수 없으므로, 하나의 검사체적을 사용하는 본 연구의 일괄 매개변수 모형은 짧은 배관에서만 적용할 수 있다. Fig. 3은 본 해석연구에서 사용된 모형의 개념을 보여주는



(a) Lumped parameter model for short pipe



(b) Valve port and pipe

Fig. 3. Flow model in the valve port and pipe.

그림이다. 점선으로 된 검사체적 양단의 압력과 내부 유동, 그리고 면적은 균일하다고 가정하고 운동량 보존법칙을 적용하면 아래의 식 (10)이 유도 된다.

$$P_1 - P_2 = \rho l \frac{\dot{Q}}{A} + \xi \frac{1}{2} \rho \frac{Q|Q|}{A^2} \quad (10)$$

이 모형을 Fig. 3(b)의 토출부에 적용하면 포트들 균일 압력의 챔버로, 일정 직경의 배관으로 등가모형을 세울 수 있다.

$$P_V - P_{out} = \rho l_{Pipe} \frac{\dot{Q}_{Pipe}}{A_{Pipe}} + \xi \frac{1}{2} \rho \frac{Q_{Pipe}|Q_{Pipe}|}{A_{Pipe}^2} \quad (11)$$

식 (11)을 풀기 위해 검사체적의 영역설정과 감쇠계수를 적절히 정해야 하는데, 배관모형에서는 단면적 변화, 벽면의 마찰 등의 다양한 손실인자가 존재하고 배관의 끝단은 밸브, 오리피스, 액추에이터 등의 유동의 저항이 존재한다. 만약 이러한 저항을 검사체적에 포함 시킨다면 그 유동저항에 해당하는 감쇠계수가 검사체적 전체의 감쇠의 대부분을 차지할 것이다. 그러므로 끝단 유동저항의 형태에 따라 검사체적의 감쇠계수를 정하여야 한다.

### 3. 시뮬레이션

#### 3-1. 해석 대상 펌프의 사양

본 연구의 해석 대상펌프 및 배관부의 사양은 Kim, J. K. et al[2]을 참고하였다. 그래서 실린더 압력을 측정 한 실험결과와 해석결과를 비교하였다.

#### 3-2. 수치해석 개요

9개의 실린더를 사용하는 펌프에 대해서 식 (4)와 흡입/토출 포트에 관한 식 (10), (11)이 각각 2개씩 필요하다. 하지만 본 해석에서는 전체 시스템에 영향력이 큰 토출부에만 적용하고 흡입구는 일정한 압력이라고 가정

하였다. 그래서 총11개의 연립 상미분방정식을 4차 Runge-Kutta 방법을 사용하여 계산하였다. 이 때 각 간극들은 적절한 유효성능을 보이고 있다고 가정하였고 그 유막두께는 모두 10 μm로 정하였다. 해석의 정확성을 보장하기 위해 계산오차에 따라 시간스텝을 변동시키는 수치해석기법(adaptive time-step)을 사용하였다.

## 4. 해석 결과 및 고찰

3.2절에서 설명한 방식으로 수치해석을 수행하였다. 우선 기존의 단일 피스톤의 거동만 고려하던 펌프 동역학 모형과 본 연구에서 개발된 모형을 비교하였고, 주요인자인 밸브포트의 부피, 파이프 직경과 길이, 끝단저항 유형에 따라 맥동형태가 어떻게 달라지는지 관찰하였다. 그리고 실제 실린더 압력 측정 시험 데이터와의 비교검토를 하고, 마지막으로 상대운동부 간극에서의 누설이 실린더 압력과 토출유동에 미치는 영향을 분석하였다.

#### 4-1. 제안된 모형의 유효성

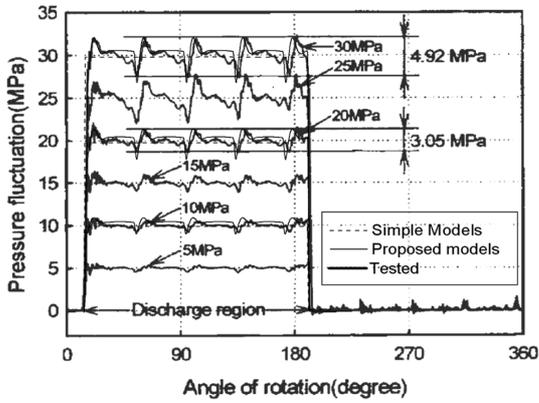
Fig. 4는 Kim, J. K. et al[2]이 주축의 회전각에 따른 1°실린더 압력값들을 실험적으로 측정 한 결과 그래프 위에 본 연구에서 계산된 압력값들을 겹친 그림이다. Fig. 4(a)의 계산은 토출압력 10 MPa, 20 MPa, 30 MPa에서만 수행하였고 기존의 단순 모형과 본 연구에서 제시된 모형으로부터 계산된 결과들을 모두 그렸다. Fig. 4(b)도 밸브판의 예압각에 따른 결과의 변동을 Fig. 4(a)와 동일한 방식으로 계산하여 실험치와 비교한 그래프이다(예압각 0°와 13°를 상징하는 VP1, VP2에 관해서만 계산하였음). 결론적으로 Fig. 4에서 알 수 있듯이 제시된 모형은 기존의 단순모형에서 구현하였던 압력의 경향성뿐만 아니라 맥동현상도 적절히 구현할 수 있을 것으로 사료된다.

#### 4-2. 유동저항의 영향에 관한 고찰

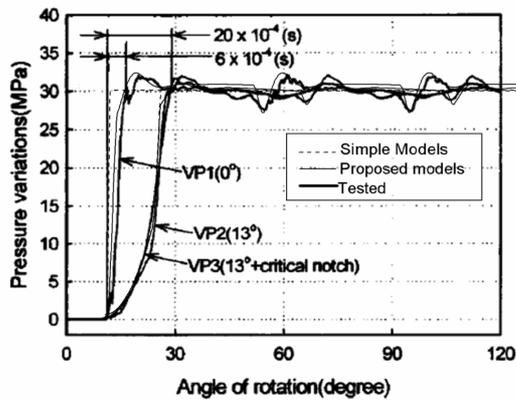
펌프의 토출배관에서 나오는 유동에 압력을 유발시키기 위해서는 토출배관 끝단에 유동저항이 있어야 하는데 이 유동저항에 따라 압력맥동의 형태는 달라진다. Fig. 5를 보면 이러한 저항의 유형에 따라 맥동의 양상(진폭과 주파수 등)이 달라지는 것을 알 수 있다. Fig. 5에서의 저항#1은 배관의 끝단에 구멍의 면적이 일정한 오리피스를 단 저항을 뜻하고, 저항#2는 배관 끝단의 면적은 배관의 단면적과 동일하게 하고 압력경계조건을 설정토출압력(20 MPa)으로 정한 형태이다. 그

Table 1. Model pump specification

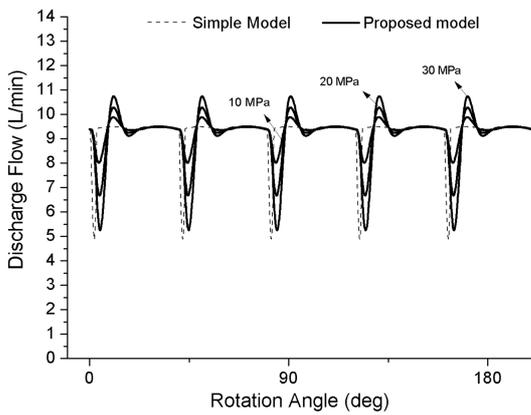
Displacement (cc/rev)	63
Swash-plate angle (deg)	18
The number of piston (ea)	9
Max. pressure (MPa)	35
Speed (rpm)	1500
Pipe diameter (mm)	25.4



(a) Rotation angle vs. cylinder pressure



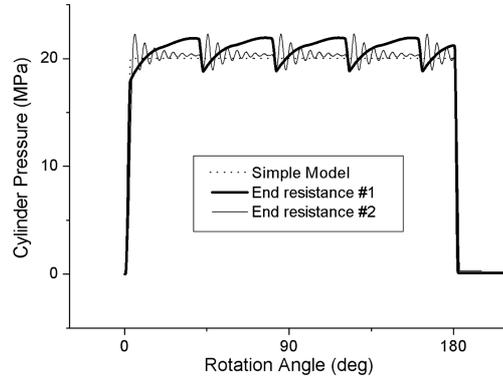
(b) Effect of pre-compression angle



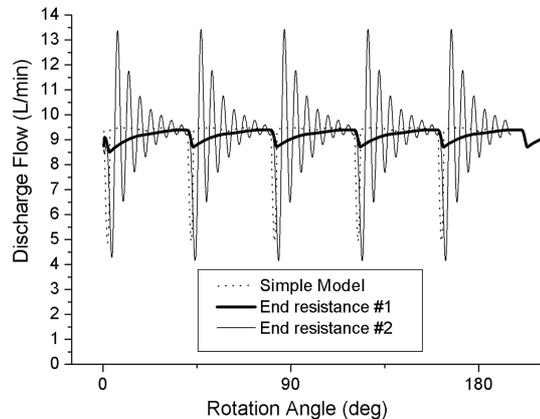
(c) Rotation angle vs. discharge flow

Fig. 4. Measurement [2] and calculation of cylinder pressure and discharge flow.

래서 저항#2의 경우는 관로저항만 존재하게 된다. Fig.4를 포함한 일반 펌프의 맥동형태는 위의 두 가지



(a) Cylinder pressure



(b) Discharge flow

Fig. 5. Effect of end resistance.

저항의 중간형태에 해당한다고 볼 수 있다.

#### 4-3. 토출포트 부피의 영향에 관한 고찰

펌프의 설계에 따라서 맥동의 형태는 실로 다양한데 식(5)에 따르면 토출포트의 부피가 클 수록 맥동이 줄어들게 된다. 또한 선형압축유체로 모형화된 유체의 압력변동은 초기부피에 역비례한다는 물리적인 원리를 생각해도 동일한 결론을 예측할 수 있다. Fig. 6 역시 회전각에 따른 1<sup>st</sup> 실린더의 압력변동을 포트 부피 별로 나타낸 그래프이다. 그림에서의 경향성을 비추어보면 Fig. 4에서 예시된 펌프[2]의 토출포트 부피는 맥동 감소 측면에서 적정부피보다 작았을 것이라는 예상을 할 수 있다.

#### 4-4. 누설량 고려의 필요성에 관한 고찰

일반적인 사관식 피스톤 펌프에서의 간극들은

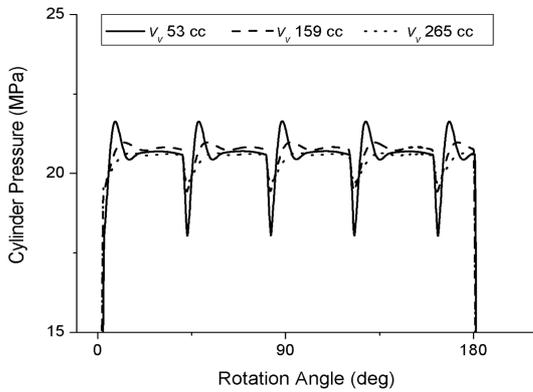


Fig. 6. Effect of port volume.

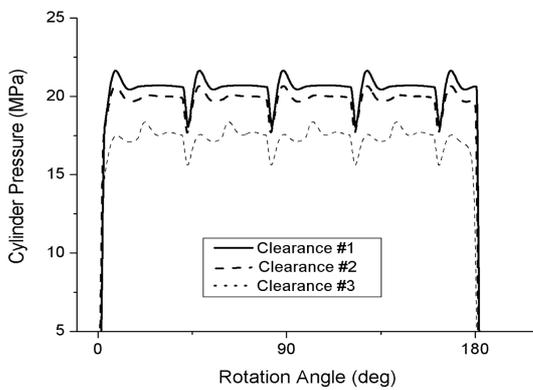


Fig. 7. Effect of clearance.

5~20 $\mu$ m 정도(피스톤/실린더 부의 경우 간극은 피스톤 직경의 1/1000 수준이 됨)가 유지되게 윤활설계를 하면 에너지 손실의 측면에서 최적이 되는 것으로 알려져 있다[5]. 한편 많은 연구자들이 실린더 압력 특성을 해석할 때 간극에서 일어나는 누설의 영향을 무시해 왔다. 그 이유는 피스톤 펌프의 누설량은 토출유량에 비해 매우 작기 때문에 압력거동에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 간주 하였기 때문이다.

Fig. 7은 간극의 크기에 따른 실린더 압력을 나타낸 그래프이다. 간극#1은 모든 간극들이 10  $\mu$ m 일 때, 간극#2는 모든 간극들이 30  $\mu$ m 일 때, 그리고 간극#3은 모든 간극들이 70  $\mu$ m 일 때를 나타낸다. 간극이 20  $\mu$ m 이하에서는 실린더압력 결과차이가 거의 없게 나타났는데, 이렇게 유막두께가 적절히 유지되고 있는 상황(20  $\mu$ m 이하)을 가정한 맥동해석에서는 각 간극에서의 누설은 중요한 인자가 아닐 것으로 사료된다. 하

지만 일반적인 간극을 넘어서는 계산영역(30  $\mu$ m 이상)에서는 평균값뿐만 아니라 맥동형태도 현저히 달라졌으므로 해석에 간극에서의 누설량을 고려해야 할 것이다.

### 5. 결 론

이상에서 살펴본 바와 같이 본 연구에서는 사판식 피스톤 펌프의 실린더 압력과 토출 유량 등의 동적거동을 예측할 수 있는 새로운 해석 모형이 제안 되었다. 그 해석 모형을 사용하여 계산된 결과들을 기존의 단순 모형을 통한 계산결과와 비교하였고, 또한 과거에 수행되었던 실린더 압력 측정시험결과들과 비교하여 그 유효성을 입증하였다. 그리고 배관 끝단의 유동저항의 상태와 토출포트의 부피에 따라 압력맥동의 양상이 민감하게 달라지는 것을 보였다. 간극의 크기에 따른 맥동형태의 변동여부 또한 고찰하였는데 정상적인 간극이 유지될 때에는 펌프의 압력맥동계산에 누설을 고려하지 않아도 되나 간극이 비정상적으로 커질 때에는 누설량을 모형에 고려해야 함을 보여주었다.

### 기호 설명

$A$	면적
$C$	오리피스 계수
$K$	오일의 체적 탄성계수
$N$	실린더 개수
$P$	오일의 압력
$Q$	단위 시간당 부피 유량
$R$	피스톤 피치 씨클 반경
$V$	부피
$X, Y, Z$	관성 좌표계
$d$	직경
$h$	평균 유막두께
$l$	길이
$r$	반경
$v$	속도
$\beta$	사판각
$\eta$	점성계수
$x$	유동 감쇠계수
$\rho$	오일의 밀도
$\phi$	각도
$\varphi$	실린더 배럴의 회전각
$\omega$	실린더 배럴의 회전속도

하첨자

<i>0</i>	배럴의 초기각 위치 (즉, $\varphi=0$ ) 혹은 피스톤의 외사점 (ODC)
<i>B</i>	실린더 배럴
<i>B1</i>	배럴의 안쪽 램드부
<i>B2</i>	배럴의 바깥쪽 램드부
<i>BV</i>	실린더배럴밸브관
<i>H</i>	하우징
<i>O</i>	오리피스
<i>Pipe</i>	토출 배관
<i>PC</i>	피스톤/실린더
<i>S1</i>	슬리퍼 패드의 내부 원형부
<i>S2</i>	슬리퍼 패드의 외부 원형부
<i>SS</i>	슬리퍼사판
<i>V</i>	밸브 포트
<i>i</i>	<i>i</i> <sup>th</sup> 실린더
<i>out</i>	토출 배관 끝단

참고문헌

1. Viral Metha., "Torque ripple attenuation for an axial piston swashplate type hydrostatic pump: noise considerations," Ph.D Thesis, Mechanical and Aerospace Engineering, University of Missouri-Columbia, 2006.
2. Kim, J. K., Kim, H. E., Jung, J. Y., Oh, S. H., and Jung, S. H., "Relation between Pressure Variations and Noise in Axial Type Oil Piston Pumps," *KSME International Journal*, Vol. 18, No. 6, pp. 1019-1025, 2004.
3. Edge, K. A. and Darling, J., "Cylinder Pressure Transients in Oil Hydraulic Pumps with Sliding Plate Valves," *Proc. Inst. of Mech. Engrs.*, Vol. 200, pp. 45-54, 1986.
4. Edge, K. A. "The Theoretical Prediction of the Impedance of Positive Displacement Pumps," *The Institution of Mechanical Engineers*, Seminar on Quieter Oil Hydraulics. pp. 95-103, 1980.
5. J. Ivantysyn and M. Ivantysynova, "Hydrostatic Pumps and Motors," Akademia Books, pp. 165-188, 2001.

후 기

이 논문은 (2011년도) 두뇌한국(BK)21 사업에 의하여 지원되었음.