

다중 토출 레이디얼 유압 피스톤 펌프의 압력 맥동 특성

Pressure Pulsation Characteristics of a Multiple-Delivery Radial Piston Hydraulic Pump

최세령¹ · 임종철² · 이일영^{3*}

S. R. Choi, J. C. Lim and I. Y. Lee

Received: 12 Feb. 2014, Revised: 14 May. 2014, Accepted: 15 May. 2014

Key Words : Hydraulic Pump(유압 펌프), Radial Piston Pump(레이디얼 피스톤 펌프), Multiple-Delivery Type(다중 토출형), Pressure Pulsation(압력 맥동)

Abstract: In this study, the authors carried out experiments and numerical simulations in order to clarify the pressure pulsation characteristics in multiple-delivery rotating-cam and stationary-cylinder type radial piston pumps. Also, a tee filter was applied to the pump in order to mitigate the pressure pulsation. Through the experiments and simulations, it was known that pressure pulsation with a magnitude higher than 40% of the mean load pressure could occur in the pump used in the experiments. Moreover, it was confirmed that a tee filter designed in this study could effectively mitigate the pressure pulsation.

1. 서 론

레이디얼 피스톤 펌프는 흡입 및 송출 밸브로서 체크 밸브를 사용하기 때문에 밸브를 통한 누설이 적고, 부품의 수가 상대적으로 적은 이점이 있어서, 주로 60MPa 이상의 압력유를 송출하는 초고압 펌프로 사용되고 있다^{1,2)}. 이 펌프의 주된 용도는 초고압 유압 잭, 초고압 유압 공구를 구동하는 유압 시스템 등이다.

현재까지 보고되고 있는 유압용 피스톤 펌프에 관한 연구의 대부분은 액시얼형에 관한 것들이며, 레이디얼형에 관한 연구¹⁾는 매우 드문 편이다. 그런데, 근래에는 조선 산업에서와 같이 매우 무거운 물체를

취급하는 생산 현장에서 초고압 잭과 같은 특수 목적의 초고압 유압기계에 관한 수요가 증가하고 있으며, 이에 따른 초고압 펌프, 초고압 밸브 관련 기술 확보의 필요성이 대두되고 있다.

이 연구에서 대상으로 하는 유압 펌프는 회전 캠·고정 실린더식(rotating-cam & stationary-cylinder type, 줄여서 RC&SC type) 레이디얼 피스톤 펌프이다. RC&SC형 레이디얼 피스톤 펌프 가운데서도 각 실린더/피스톤 유닛이 별개의 액추에이터를 구동하도록 제작된 것을 다중 토출(多重吐出, multiple-delivery) 펌프라 부른다³⁾. 다중 토출 펌프는 주로 다수의 액추에이터들을 동기(synchronization) 운전하는 데에 사용된다. 이 논문에서는 연구 대상 펌프에서 발생하는 압력 맥동 특성을 규명하기 위하여 실험 및 수치 시뮬레이션을 수행하고, 맥동 저감 기술에 관한 내용을 다룬다. 다중 토출 RC&SC형 레이디얼 피스톤 펌프에서는 기본적으로 1개의 실린더/피스톤 유닛으로부터 공급되는 작동유가 1대의 액추에이터 구동에 사용되며, 이렇게 구성된 펌프계의 유압관로에서는 절대치가 매우 큰 압력 맥동이 발생할 수 있다. 그런데, 저자들이 조사한 바로는, 다중 토출 레이디얼 피스톤 펌프의 압력 맥동 문제를 다룬 연구 보고는 국내·외적으로 현재까지 발견되지 않고 있다.

* Corresponding author: iylee@pknu.ac.kr

1 Dongnam Institute for Regional Program Evaluation, Namgu, Busan, 608-739, Korea

2 Eaton Industries(Korea) Limited, 170 Dadaero, saha-gu, Busan, 604-836, Korea.

3 Pukyng National University, Namgu, Busan, 608-739, Korea
Copyright © 2014, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

이 논문은 크게 나누어 두 부분으로 구성되며, 그 첫 부분에서는 연구 대상 펌프에서의 압력 맥동 특성을 실험 및 수치 시뮬레이션을 통하여 규명한다. 두 번째 부분에서는 연구 대상 펌프 계에서 발생하는 압력 맥동을 효과적으로 저감하기 위한 맥동 필터 설계 법과 그 효율성을 조사한다.

2. 연구 대상 펌프의 개요

이 연구에서 대상으로 하는 유압 펌프는 기본적으로 회전 캠 · 고정 실린더식(RC&SC type) 레이디얼 피스톤 펌프이다¹⁾. Fig. 1은 연구 대상 펌프 내부의 유압 회로를 나타낸 것이다. Fig. 1은 피스톤이 4개인 경우를 예시하며, 이 그림에서 ①은 펌프의 흡입측 압력을 적당한 값으로 유지하기 위한 승압 펌프, ②는 흡입 체크 밸브, ③은 토출측의 체적 요소, ④는 토출 체크 밸브, ⑤는 실린더/피스톤 기구를 나타낸다. 회전 캠축 주위에 배치된 서로 이웃하는 피스톤들은 캠이 회전함에 따라서 일정한 위상각 (Fig. 1의 경우에는 90°)을 가지면서 작동된다.

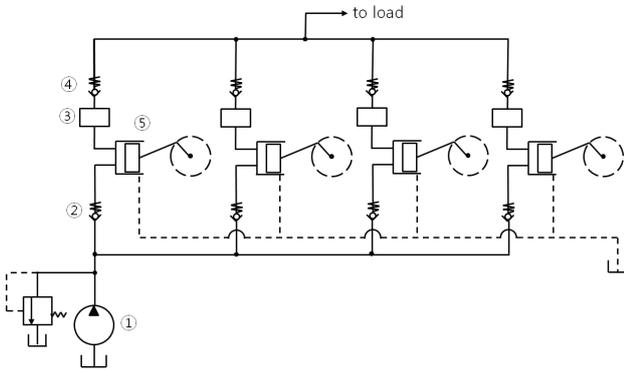


Fig. 1 Hydraulic circuit of a radial piston pump

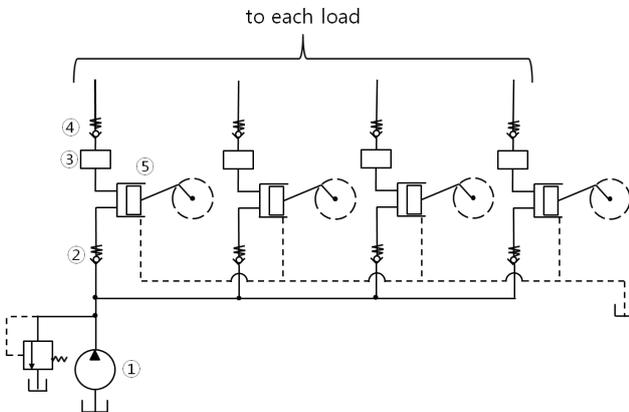


Fig. 2 Hydraulic circuit of the pump used in this study



Fig. 3 3-dimensional schematic diagram of the pump assembly used in this study

Fig. 2는 이 연구에서 대상으로 하는 연구 대상 펌프 내부의 유압 회로를 나타낸 것이다. Fig. 2의 회로가 Fig. 1의 경우와 다른 점은, 펌프의 사용자가 각 실린더/피스톤 유닛의 토출 포트를 독립적으로 각각의 액추에이터에 연결하거나 또는 필요한 개수만큼의 실린더/피스톤 유닛들을 병렬 조합하여 사용할 수 있다는 점이다. Fig. 3은 연구 대상 펌프에서 4개의 실린더/피스톤 유닛들이 캠 축 주위에 90° 간격으로 배치된 형태를 보이는 모식도이다.

3. 압력 맥동 특성의 실험 및 시뮬레이션

3.1 실험 장치 및 실험 결과

Fig. 4는 연구 대상 펌프의 압력 맥동을 시험하기 위한 펌프계의 유압 회로도이며, Fig. 5는 실험에 사용된 펌프계 시스템의 사진이다. 실험 대상 펌프는 전동기 축에 직결되어 탱크 내부에 설치되었으므로 이 사진에 노출되어 있지는 않다. Fig. 4에서 ①, ②, ③, ④ 및 ⑤는 Fig. 2에서와 동일한 요소들이며, ⑥과 ⑦은 토출 밸브와 부하 밸브 사이의 체적요소, ⑧, ⑨ 및 ⑩은 교축 밸브, ⑪은 압력 변환기, ⑫는 동적 압력 변환기를 나타낸다. 실험용 펌프와 관련된 각종 물리인자들의 수치 및 펌프 운전 조건들을 Table 1에 나타낸다.

하나의 실린더/피스톤 유닛으로부터 토출되는 맥동 압력을 계측할 경우에는 Fig. 4의 장치에서 밸브 ⑨를 완전히 폐쇄하고, 밸브 ⑩을 완전히 개방한 상태에서 밸브 ⑧을 조절하여 펌프의 부하압력 평균치를 원하는 값으로 설정한 후에 동적 압력 변환기 ⑫를 사용하여 압력을 계측한다.

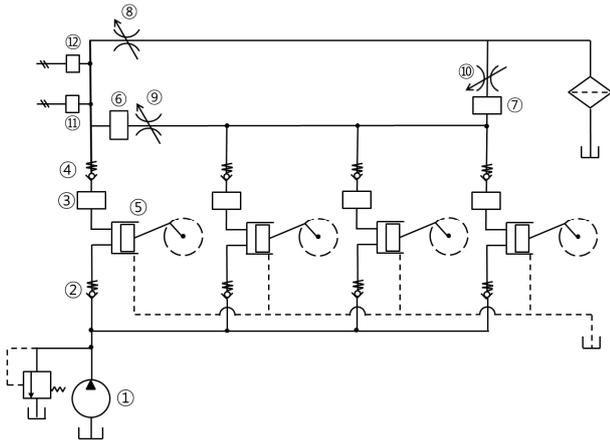


Fig. 4 Hydraulic circuit of the pump experimental system used in this study



Fig. 5 Photo. of the pump experimental system

Fig. 4 및 Fig. 5에서 4개 실린더/피스톤 유닛들로부터의 유체를 하나의 액추에이터로 공급할 때의 압력 맥동 특성은 교축밸브 ⑧을 완전히 폐쇄하고, 밸브 ⑨를 완전히 개방하며, 밸브 ⑩을 사용하여 평균 부하압력을 원하는 값으로 설정한 상태에서 이루어진다.

Fig. 6은 Fig. 4의 장치에서 하나의 실린더/피스톤 유닛에서 발생하는 압력 맥동(평균 압력으로부터의 변화분)을 기록한 결과이다. 예를 들어, p_{L-mean} 이 40MPa일 때의 Δp_L 은 p_{L-mean} 의 약 44.5%이며, 이로부터 하나의 실린더/피스톤 유닛이 하나의 부하를 구동할 때는 매우 큰 진폭의 압력 맥동이 발생함을 알 수 있다.

Table 1 Physical parameters and operating conditions of the experimental system shown in Fig. 4

item	value
number of pistons(z)	4
piston diameter(D_p)	10mm
piston length(L_p)	44mm
piston stroke(L)	8mm
eccentricity of cam ($e = L/2$)	4mm
clearance between piston and cylinder	$5\mu\text{m}$
axial length of the sliding surface between piston and cylinder :	$36(\pm 4)\text{mm}$
cracking pressure of the check valves	0.05MPa
volume in chamber ③, ⑥ and ⑦ in Fig. 4	0.41, 0.25, 0.25 cm^3
inside diameter of pipe in the circuit	6mm
phase angle between neighboring cylinders	90°
suction(boosting) pressure(p_i)	0 or 7MPa
rated load pressure(p_o)	70MPa
pump speed(N_p)	about 1760rpm

Fig. 7은 4개 실린더/피스톤 유닛으로부터의 유량이 합해져서 부하로 흐를 때의 압력 맥동 계측 결과이다. 예를 들어, p_{L-mean} 이 40MPa일 때의 Δp_L 은 p_{L-mean} 의 약 3.1%로 나타났으며, Fig. 6과 비교할 때 Δp_L 이 대폭 감소하였음을 알 수 있다.

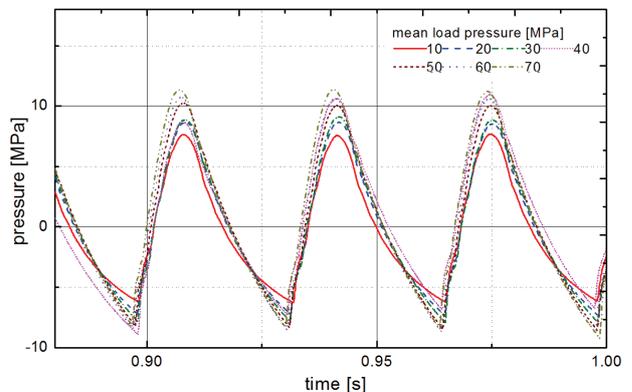


Fig. 6 Pressure pulsation in the experiment under various mean load pressure(when single cylinder/piston unit in Fig. 4 is active)

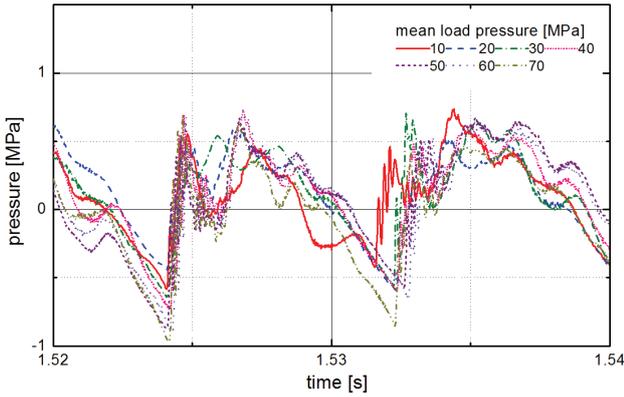


Fig. 7 Pressure pulsation in the experiment under various mean load pressure(when the delivery ports of 4 cylinder/piston units in Fig. 4 are combined)

3.2 수치 시뮬레이션의 방법 및 결과

(1) 시뮬레이션

Fig. 8은 Fig. 4에 대응하는 시뮬레이션 모델을 범용 유압 해석 소프트웨어인 AMESim⁴⁾에 기초하여 작성한 결과이다. 펌프 내부의 실린더/피스톤 유닛은 HCD(hydraulic component design) 방식⁴⁾으로 구성하고, 피스톤의 형상 및 치수(직경, 길이 등)를 시뮬레이션 모델에 반영하였다. 피스톤에서 발생하는 누설은 평행 평판 사이의 층류 모델(BAF1)을 사용하여 계산하며, 흡입 및 토출 밸브로 사용되는 체크 밸브는 스프링 지지 체크밸브 모델(CV001)을 사용한다⁴⁾.

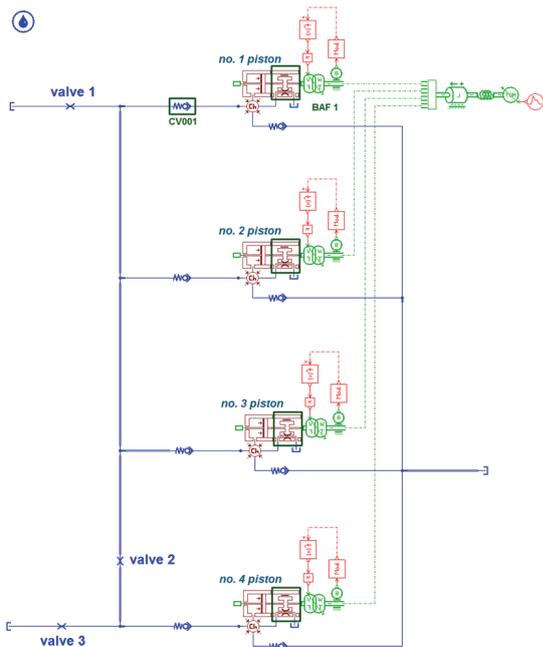


Fig. 8 Simulation model for the system shown in Fig. 4 based on AMESim

Table 2 Physical values on the hydraulic fluid

item	value
density(ρ)	850kg/m ³
effective bulk modulus of oil(β_e)	1700MPa
kinematic viscosity(ν)	60×10 ⁻⁶ m ² /s
temperature(T)	40°C

시뮬레이션 모델에는 Table 1에 제시된 물리 파라미터 값들과 Table 2에 제시된 유체 관련 수치들을 반영하였다.

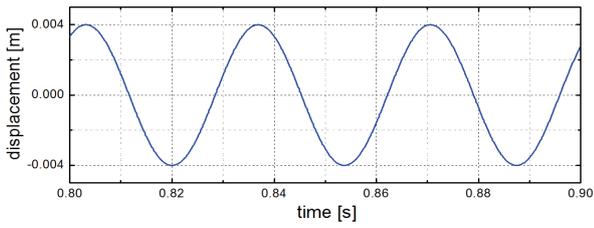
(2) 시뮬레이션 결과

Fig. 9는 Fig. 4의 회로에서 하나의 실린더/피스톤 유닛으로부터 토출되는 압력을 계측할 경우, 즉 Fig. 4의 장치에서 밸브 ⑨를 완전히 폐쇄하고, 밸브 ⑩을 완전히 개방한 상태에서 밸브 ⑧을 조절하여 펌프의 부하압력 평균치를 40MPa로 설정할 때의 시뮬레이션 결과를 예시한 것이다. Fig. 9의 (a)에는 피스톤의 변위, (b)에는 토출 유량과 흡입 유량 및 실린더 내부 압력, (c)에는 부하압력을 나타내었다.

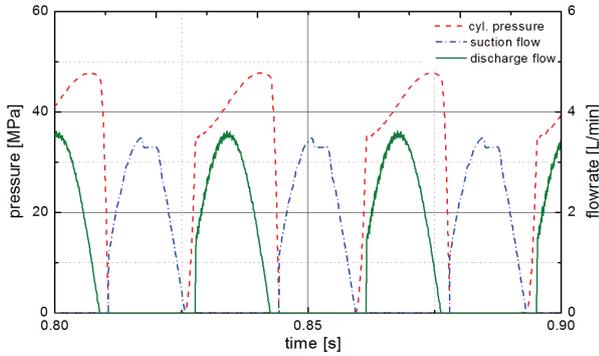
Fig. 9(b)의 토출 유량 선도에서는 실린더 내부 압력이 부하압력에 도달하여 토출 체크 밸브가 개방될 시기에 토출측으로 유체 유동이 됨을 알 수 있다. 또한 흡입 행정에서는 실린더 내부의 압력 유체가 저압의 유체를 만나면서 팽창하는 동안에는 흡입 체크 밸브가 닫힌 채로 유지됨을 알 수 있다. 즉, 흡입행정 초기의 짧은 시각(약 15ms) 동안, 그리고 토출행정의 초기 짧은 시각(약 15ms) 동안에 유동이 단절되는 구간이 존재함을 알 수 있다.

Fig. 9의 (b)와 (c)의 압력 선도를 비교해보면, 피스톤의 흡입행정 동안에는 실린더 내부 압력은 0MPa로 유지되지만 부하압력은 이 때에도 40MPa로부터 완만하게 강하하고 있으며, 그 이유는 부하밸브의 개도가 매우 작고, 부하관로 내부 유체의 체적 팽창으로 인하여 압력이 강하하는 데에 다소의 시간이 소요되기 때문이다. Fig. 9(c)에는 부하압력의 계측치가 함께 표시되어 있으며, 본 연구에서 제시한 시뮬레이션 모델을 사용함으로써 계측치를 비교적 정밀하게 예측할 수 있음을 확인할 수 있다.

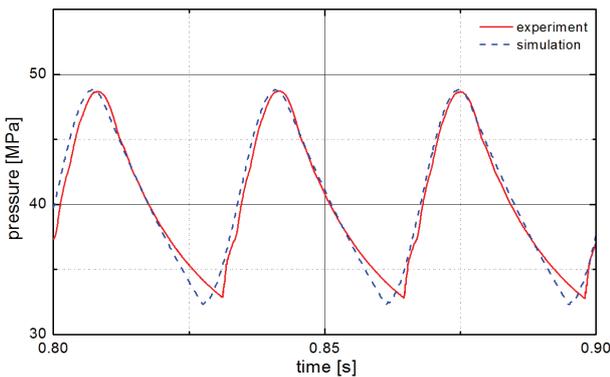
Fig. 10은 Fig. 4에서 4개의 실린더/피스톤 유닛으로부터 유체가 하나의 부하 측으로 공급될 때의 맥동 압력을 계측한 경우, 즉 Fig. 4의 장치에서 밸브 ⑧을 완전히 폐쇄하고, 밸브 ⑨를 완전히 개방한 상태에서,



(a) piston displacement



(b) cylinder pressure, suction flow and discharge flow(simulated values)



(c) load pressure

Fig. 9 Simulation and experimental results of pressure/flow pulsation(when single cylinder/piston unit in Fig. 4 is active, and mean load pressure is 40MPa)

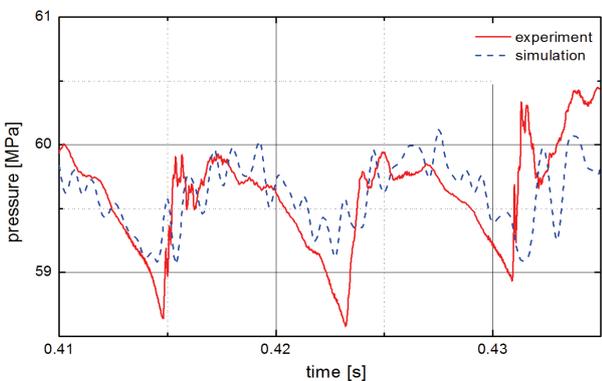


Fig. 10 Simulation and experimental results of pressure pulsation(when the delivery ports of 4 cylinder/piston units are combined, and mean load pressure is 60MPa)

밸브 ⑩을 조절하여 평균 부하압력을 원하는 값으로 설정한 상태에서 이루어진 계측 결과와 이 경우의 시뮬레이션 결과를 비교한 것이다. 시뮬레이션 결과에 고주파 맥동 성분이 관찰되는 부분을 제외하고는 시뮬레이션 결과가 계측치를 비교적 정확하게 모의하고 있음을 알 수 있다.

4. 압력 맥동 필터의 적용

다중 토출 피스톤 펌프에서, 하나의 실린더/피스톤 유닛으로 하나의 부하를 구동할 때에는 Fig. 6에서 보는 바와 같이 매우 큰 진폭의 압력 맥동이 발생할 수 있다. 이러한 경우에 압력 맥동을 효과적으로 저감시킬 수 있는 맥동 필터의 설계법을 이 절에서 제시하고, 그 유효성을 검증하기로 한다.

Fig. 11은 Fig. 9의 (c)에 제시된 압력 맥동 계측치의 FFT 결과($|p|$)를 나타낸 것이다. Fig. 11에서 맥동의 제1 고조파 즉, $f=29.3\text{Hz}$ 에서 맥동을 효과적으로 저감시키도록 아래의 식으로부터 그 길이가 구해지는 티 필터(tee filter)를 설계하기로 한다(Fig. 12 참조).

$$L = \frac{1}{4} L_w \quad (1)$$

식 (1)에서 L_w 는 맥동의 제1 고조파의 파장, L 은 맥동 필터의 길이이다. L_w 는 $L_w = c/f_1$ 의 식으로부터 계산되며, 여기서 c 는 관로 내부의 파속(m/s), f_1 은 제1 고조파의 주파수이다. c 를 1300m/s로 평가함으로써 $L_w=44.33\text{m}$ 로 계산되며, 따라서 $L=11.1\text{m}$ 로 계산된다.

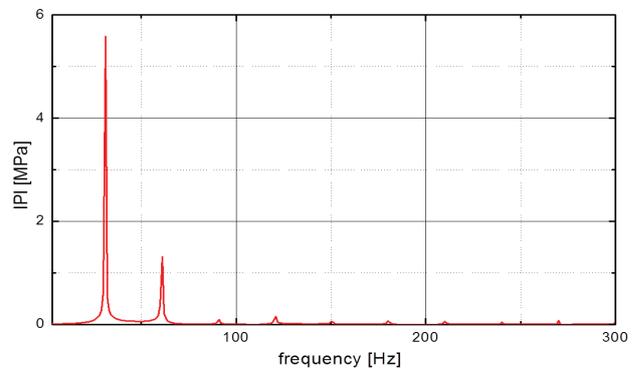


Fig. 11 $|p|$ obtained by FFT of the measured pressure pulsation shown in Fig. 9(c)

설계하는 맥동 필터는 Fig. 12와 같이 한쪽 끝이 막힌 강관으로 제작되며, 주 관로와 연결되는 부위에는 오리피스(안지름 d_o : 2mm, 길이 L_o : 4mm)가 설치되는 구조를 가진다.

맥동 필터 입구측의 압력 맥동 및 유량 맥동 \hat{P}_i, \hat{Q}_i 와 맥동 필터 상부 끝의 압력 맥동 및 유량 맥동 \hat{P}_e, \hat{Q}_e 사이에는 다음 식이 성립한다.

$$\begin{bmatrix} \hat{P}_i \\ \hat{Q}_i \end{bmatrix} = C \begin{bmatrix} \hat{P}_e \\ \hat{Q}_e \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서

$$C = C_1 \cdot C_2 = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서 C_1 은 오리피스의 전달 매트릭스, C_2 는 맥동 필터를 구성하는 관로의 전달 매트릭스이며, $C_{11} \sim C_{22}$ 는 관로 내부의 흐름을 2차원 비정상층류로 고려할 때, 라플라스 영역에서 표시되는 전달 매트릭스 요소들이다^{5,6}.

맥동 필터가 주 관로에 설치되는 위치에서 상류측 위치와 하류측 위치의 압력 맥동 및 유량 맥동을 각각 \hat{P}_1, \hat{Q}_1 및 \hat{P}_2, \hat{Q}_2 라 하면 이 변수들 사이의 관계는 관로계에서의 4단자 전달 매트릭스를 사용하여 다음 식으로 표시된다.

$$\begin{bmatrix} \hat{P}_1 \\ \hat{Q}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{P}_2 \\ \hat{Q}_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

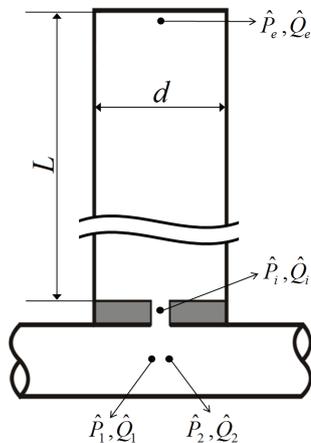


Fig. 12 Pressure pulsation filter(tee filter)
[L : 11.1m, d : 5mm]

한편, 식 (2)에서 $\hat{Q}_e = 0$ 이므로 맥동 필터 입구의 유체 임피던스 Z_i 는

$$Z_i = \frac{\hat{P}_i}{\hat{Q}_i} = \frac{C_{11}}{C_{21}} \quad (5)$$

로 표시되며, 이 때에 식 (4)는 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \hat{P}_1 \\ \hat{Q}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_i & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{P}_2 \\ \hat{Q}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ C_{21}/C_{11} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{P}_2 \\ \hat{Q}_2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Fig. 12와 같은 맥동 필터의 맥동 감쇠 특성(구체적으로 표현하면 ‘소진되는 에너지’)은 음향공학의 분야에서 오래 전부터 사용되어 온, 다음 식으로 표시되는 투과 손실(transmission loss, TL)에 의하여 산출할 수 있다^{5,6}.

$$TL = 20 \log \left[\frac{1}{2} \left| \left(\frac{Z_{c2}}{Z_{c1}} \right)^{1/2} T_{11} + \frac{1}{(Z_{c1} Z_{c2})^{1/2}} T_{12} + (Z_{c1} Z_{c2})^{1/2} T_{21} + \left(\frac{Z_{c1}}{Z_{c2}} \right)^{1/2} T_{22} \right| \right] \quad (7)$$

식 (7)에서 Z_{c1} 및 Z_{c2} 는 주 관로에 맥동 필터가 설치되는 위치에서 상류측 및 하류측 위치에서의 주 관로의 특성 임피던스들을 나타낸다. 식 (7)은 주 관로의 하류 끝이 무반사 종단(anechoic termination)일 때에 성립한다.

Fig. 12의 맥동 필터에서 입구 오리피스는 유체의 관성 효과를 변화시켜서 TL 에 주파수 의존성을 변화시킬 수 있다⁷. 맥동 필터의 설계에 필요한 기초

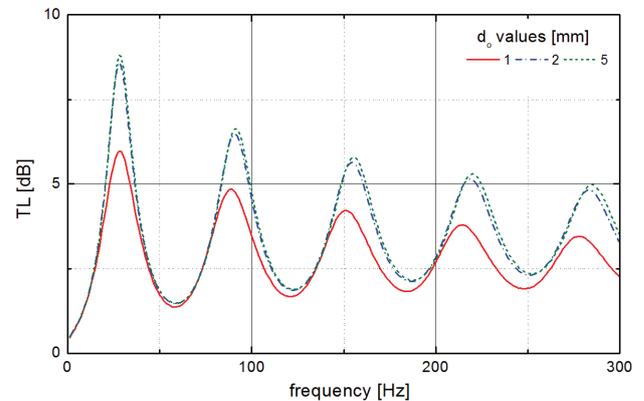


Fig. 13 Computed results of TL of the filter shown in Fig. 12($L = 11.1$ m, $d = 5$ mm)



Fig. 14 Photo. of the tee filter

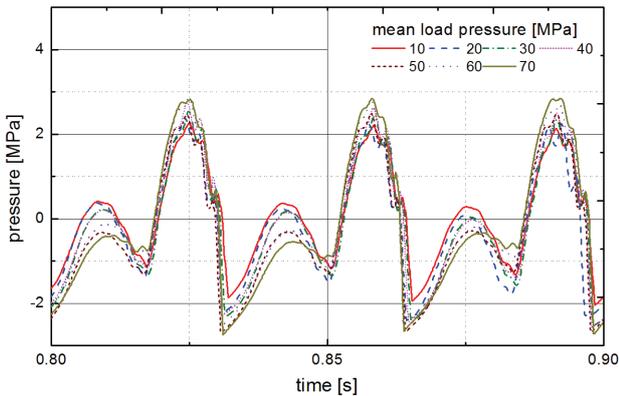


Fig. 15 Experimental results of pressure pulsation (when the tee filter is applied to the single cylinder/piston unit)

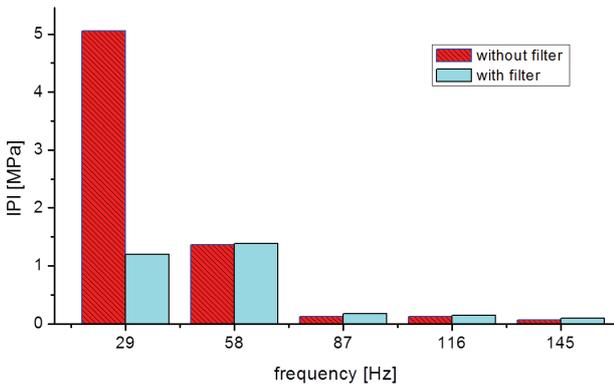


Fig. 16 Experimental results of pressure pulsation in the case of the single cylinder/piston unit with/without the tee filter (when the load pressure is 40MPa)

자료를 얻기 위하여, TL 을 계산한 예를 Fig. 13에 나타낸다. Fig. 13의 결과로부터, Fig. 12의 맥동 필터는 펌프 맥동의 제1, 3, 5 ... 고조파 성분을 효과적으로 감쇠시킬 것으로 기대된다. Fig. 13에서 오리피스

지름 d_o 의 크기가 2mm 이상일 때에는 TL 크기의 변화가 근소한 것으로 나타났다.

Fig. 14는 본 연구에서 설계, 제작한 티 필터의 사진이다.

설계, 제작한 맥동 필터를 하나의 실린더/피스톤 유닛의 출구에 적용(Fig. 4에서 ④와 ⑪ 사이의 위치에 맥동 필터를 설치하고, ⑨번 밸브를 완전히 폐쇄, ⑩번 밸브를 완전히 개방한 상태에서 ⑧번 밸브를 조절하여 부하압력의 평균치를 설정)한 상태에서 실험을 수행하였다. 여기서 얻어진 실험 결과를 Fig. 15에 나타낸다. Fig. 15로부터, 설계한 맥동 필터를 적용함으로써 압력 맥동이 대폭 저감(예를 들어 평균 부하 압력이 40MPa일 때에, 압력 맥동의 진폭이 18.9MPa → 5.2MPa로 필터 적용 이전의 약 72%만큼이 저감)되었음을 알 수 있다.

Fig. 16는 하나의 실린더/피스톤 유닛의 출구에 맥동 필터를 적용했을 때와 적용하지 않았을 때, 압력 맥동의 1, 2, 3, 4, 5차 고조파 진폭의 실험치를 비교한 것이다. Fig. 16의 결과로부터, 본 연구에서 설계한 맥동 필터를 적용함으로써 압력 맥동이 제1 고조파에서 큰 폭으로 저감됨을 알 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 다중 토출 RC&SC형 레이디얼 피스톤 펌프에서 발생하는 압력 맥동 특성을 규명하기 위하여 실험 및 수치 시뮬레이션을 수행하고, 맥동 저감 기술에 관한 내용을 다루었다.

다중 토출 피스톤 펌프에서 1개의 실린더/피스톤 유닛으로부터 공급되는 작동유가 1대의 액추에이터 구동에 사용될 때에, 교축밸브 부하를 적용하고, 부하 관로 내부의 체적이 그다지 크지 않은 경우에는 부하 압력의 40%를 초과하는 진폭의 압력 맥동이 발생할 수 있음을 실험 및 수치 시뮬레이션을 통하여 확인하였다. 그리고, 이 경우에도 부하 관로 내부의 압력은 연속적인 값으로 나타남(부하 유량은 피스톤 1주기 동안에 1/2 주기 동안은 단절됨)을 알 수 있었다.

한편, 연구 대상 펌프계에서 발생하는 압력 맥동을 저감하기 위한 맥동 필터로서 티 필터(tee filter)를 설계하여 하나의 실린더/피스톤 유닛으로 구성되는 펌프에 적용하였으며, 필터 적용에 의하여 압력 맥동의 제1 고조파의 진폭을 대폭 저감(예를 들어 평균 부하 압력이 40MPa일 때에 72%만큼을 저감)시킬 수 있음을 확인하였다.

후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2013년)에 의하여 연구되었음을 밝힙니다. 아울러, 이 연구의 수행 과정에서 실험 장치의 제작에 도움을 준 한국유수압(주) 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- 1) I. Y. Lee and S. R. Choi, "Discharge Flow Characteristics of A Rotating-Cam and Fixed-Cylinder Type Radial Piston Pump", Journal of the Korea Fluid Power Systems Society, Vol. 8, No. 1, pp. 10-18, 2011.
- 2) I. Y. Lee and Educational Dept. of BRKR, "Oil Hydraulics", Munundang Publishing Co., pp. 37-39, 2012.
- 3) BIERI, <http://www.bierihydraulik.com/>
- 4) LMS IMAGINE S. A., "AMESim Library Manual", 2008.
- 5) T. Ichiyanagi, "A Study on Reduction of Fluid Borne Noise in Oil Hydraulic System", A Dissertation in Graduate School, Kanagawa University, 2000.
- 6) T. Y. Lung, and A. G. Doige, "A Time-Averaging Transient Testing Method for Acoustic Properties of Piping Systems and Mufflers with Flow", Journal of Acoustic Society of America, 73/3, pp.867-876, 1983.
- 7) E. Kojima, Y. Kimura, T. Terasawa and S. Takeshita, "Development Research of Variable Resonance-Mode Type of Side-Branch Resonator", Trans. of JSME(C), 64/621, pp. 1596-1603, 1998.