

## 유압전동장치의 유량 압력맥동 특성

김도태\*, 윤인균\*\*

### Flow and Pressure Ripple Characteristics of Hydrostatic Transmissions

Do-Tae Kim\*, In-Gyun Yun\*\*

#### Abstract

This study deals with a flow and pressure ripple characteristics for a hydrostatic transmission (HST) consisting of a variable axial piston pump connected in an open loop to a fixed displacement axial piston motor. These flow ripples produced by pump and motor in HST interacts with the source impedances of the pump or motor and dynamic characteristics of the connected pipeline, and results in a pressure ripples. Pressure ripples in HST is major source of vibration, which can lead to fatigue failure of components and cause noise. In this paper, the flow ripples generated by a swash plate type axial piston pump or motor in HST are measured by making use of hydraulic pipeline dynamics and the measured pressure data at two points along the pipeline. By using the self-checking functions, the validity of the method is investigated by comparison with the measured and estimated pressure ripples at the halfway section of the pipeline, and good agreement is achieved.

**Key Words :** Fluid power systems (유공압 시스템), Hydrostatic transmission (유압전동장치), Flow and pressure ripple measurement (유량 압력맥동 계측), Hydraulic pipeline dynamics (유압관로의 동특성) Self-checking function (자기진단기능)

### 1. 서 론

유압전동장치(hydrostatic transmission, 이하 HST라 함)는 유압펌프와 유압모터를 개회로 또는 폐회로로 구성하여 기계적 에너지를 유압 동력으로 변환하여 동력을 전달하는 것이다. HST는 유압펌프 또는 유압모터의 배제용적(displacement)을 변화시켜 입력축과 출력축의 속도비와

토크비를 연속적으로 제어할 수 있으며, 무단변속이 가능하고, 시스템의 강성이 높고, 제어성이 양호하기 때문에 건설기계, 하역운반기계, 농기계, 선박 등에 활용되고 있다. 현재는 전자제어 기술과 융합되어 고압화, 고속화, 고성능화되는 추세이고, 이에 동반하여 HST에서 발생하는 진동과 소음을 저감시키는 것이 중요한 기술적 과제로 대두되고 있다.

\* 경일대학교 기계공학부 (dtkim@bear.kyungil.ac.kr)  
\*\* 경일대학교 산업대학원

HST의 진동과 소음은 주로 유압펌프와 유압모터의 유량맥동 때문에 발생한다. 특히 유압펌프의 유량맥동은 펌프의 내부 임피던스와 관로 동특성 및 부하변동에 따른 유압모터의 임피던스 특성에 따라 압력맥동을 유발시킨다. 또한 유압펌프와 유압모터에서 발생된 각각의 압력맥동 성분이 상호작용을 하여, 유압펌프와 유압모터 자체의 압력맥동보다도 복잡한 형태의 고주파 압력맥동을 발생시켜 진동과 소음을 발생시킨다. HST의 고·저압관로내의 압력맥동은 진동과 소음원이 될 뿐만 아니라 기기의 수명과 신뢰성에도 악영향을 미치므로 압력맥동 특성을 명확하게 파악하는 것은 설계시 중요한 인자이다. 따라서 HST의 저소음화를 달성하기 위해서는 HST의 유압펌프와 유압모터의 유량맥동을 고정밀도, 고속응답으로 계측하는 것이 필수 불가결하다.

E. Kojima, M. Shinada는 HST용 액셀 피스톤 펌프와 유압모터의 유량맥동과 내부 임피던스에 대한 수학적 모델을 제안하였고<sup>(1)</sup>, Per Larsson은 유압용 맥동감쇠기(attenuator)를 사용하여 HST의 유량맥동 감소에 대한 결과를 제시하였으나 실험에 대해서는 구체적으로 언급되어 있지 않다.<sup>(2)</sup> N. D. Manring 등은 HST용 사판식 액셀 피스톤 펌프(axial piston swash plate type hydrostatic pump)의 구동축에 작용하는 토크 및 HST용 정용량형 유압모터(fixed displacement hydrostatic motor)의 동적 모델링과 설계에 대하여 수치해석 하였고<sup>(3)(4)</sup>, T. Muto 등은 유압실린더를 액추에이터로 사용한 HST의 변위제어와 디지털 제어에 대하여 연구하였다.<sup>(5)(6)</sup>

본 연구에서는 가변용량형 사판식 액셀 피스톤 펌프 피스톤 모터 및 고 저압 관로로 구성된 HST에서, 유압펌프 송출구와 유압모터 입구의 압력맥동을 고응답으로 계측하여, 펌프 송출구와 모터 흡입구의 유량맥동을 고응답으로 추정하고, 추정된 유량맥동의 응답성과 정밀도를 검증할 수 있는 자기진단기능을 제안하였다. 또한 유압모터의 부하 변동에 따른 압력맥동과의 관계를 실험을 통하여 규명하고 HST의 저소음화에 설계에 대한 기초자료를 획득하고, 주파수 분석을 통하여 압력맥동과 유량맥동의 특성에 대하여 조사하였다.

## 2. 유량맥동 계측원리

Fig. 1은 개회로형(open circuit type) HST를 도식적으로 나타낸 것으로서, 유압펌프의 송출부 단면1과 유압모터의 입구부 단면3 사이의 압력·유량간 동특성은 식(1)로 주

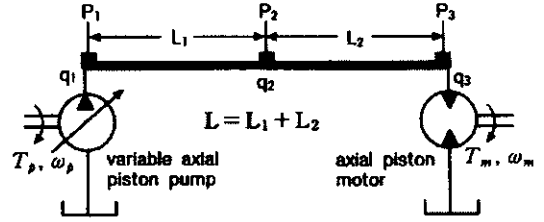


Fig. 1 Schematic diagram of HST

어진다.<sup>(7)</sup>

$$\begin{pmatrix} P_1(s) \\ Q_1(s) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \lambda(s)L & Z_0(s) \sinh \lambda(s)L \\ \frac{1}{Z_0(s)} \sinh \lambda(s)L & \cosh \lambda(s)L \end{bmatrix} \begin{pmatrix} P_3(s) \\ Q_3(s) \end{pmatrix} \quad (1)$$

$P(s)$ ,  $Q(s)$ 는 압력  $p(t)$ 와 유량  $q(t)$ 변동분의 라플라스 변환을 나타내며,  $\lambda(s)$ ,  $Z_0(s)$ 는 비정상 점성저항을 고려한 관로의 전파상수와 특성 임피던스이다.<sup>(8)</sup>

식(1)의 분포정수계 관로모델의 전달행렬식을 기초로 하여, 유압펌프 송출압력  $p_1(t)$ 와 유압모터 입구압력  $p_3(t)$ 를 측정하여, HST의 유압펌프와 유압모터에서 발생되는 유량맥동  $q_1(t)$ ,  $q_3(t)$ 를 추정할 수 있다. 여기서는 주로 유압펌프의 송출 유량맥동  $q_1(t)$ 의 추정법에 대하여 검토한다.<sup>(9)</sup> 식(1)의 전달행렬식으로부터, 추정하려는 펌프의 유량맥동은 라플라스 영역에서 다음 식으로 주어진다.

$$Q_1(s) = G_a(s) \cdot P_1(s) - G_b(s) \cdot P_3(s) \quad (2)$$

$$G_a(s) = \frac{1}{Z_0(s) \cdot \tanh \lambda(s)L} \quad (3)$$

$$G_b(s) = \frac{1}{Z_0(s) \cdot \sinh \lambda(s)L} \quad (4)$$

Fig. 2는 고속 푸리에 변환(이하 FFT로 표기 함)을 응용

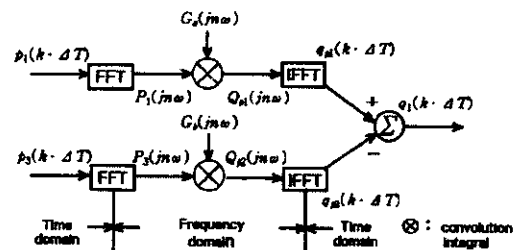


Fig. 2 Flow ripple estimation procedure

하여, 식(2)의 유량맥동을 시간영역에서 추정하는 알고리즘을 나타낸 것이다. 같은 방법으로,  $P_1(t)$ ,  $P_3(t)$ 를 사용하여, 모터 입구에서의 유량맥동  $q_3(t)$ 도 추정할 수 있다.<sup>6)</sup>

### 3. 유량맥동 추정법의 자기진단기능

유압펌프와 유압모터에서 발생하는 유량맥동과 같이, 고주파 성분이 많이 포함된 유량을 계측할 수 있는 시스템이 개발되어 있지 않기 때문에, 제한한 계측법의 응답성, 계측 정밀도 등을 검증하는 것은 매우 어렵다. 여기서는 환경변화, 작동조건의 변화 및 파라미터 변동에 대한 계측법의 신뢰성과 계측 정밀도의 향상을 위해서 자기진단기능(self checking function)을 제안하였다.

Fig. 3(a), (b)는 유량맥동 계측법의 자기진단 기능의 원리를 나타낸 것이다. Fig. 1의 HST에서,  $L_1 = L_2 = L/2$ 인 경우, 식(1)의 관로의 전달행렬로부터 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\hat{P}_2(s)}{P_1(s) + P_3(s)} = \frac{1}{2 \cosh \lambda(s)L_1} \quad (5)$$

$$\frac{\hat{P}_2(s)}{Q_1(s) + Q_3(s)} = \frac{Z_0(s)}{2 \sinh \lambda(s)L_1} \quad (6)$$

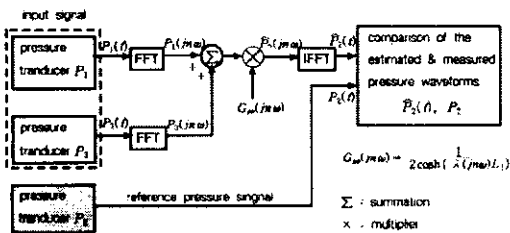


Fig. 3 (a) Self-checking function 1

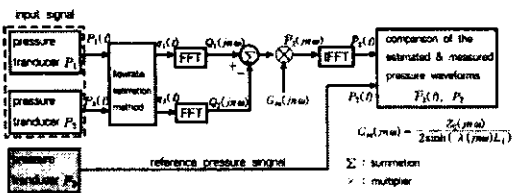


Fig. 3 (b) Self-checking function 2

먼저, 식(5)를 기초로 하여, 압력맥동 측정값  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ 를 입력하여, 관로 중앙단면에서의 압력맥동  $\hat{P}_2(t)$ 를 추정하고, 직접 계측한 압력맥동  $p_2(t)$ 와 비교·검토한다.

또한 식(6)에서, 유량맥동 추정값  $q_1(t)$ ,  $q_3(t)$ 를 사용하여, 압력  $\hat{P}_2(t)$ 가 구해지고, 측정된 압력맥동  $p_2(t)$ 를 비교·검토함으로써, 유량맥동 계측시스템의 응답성과 계측 정밀도 및 유효성을 간접적으로 검증할 수 있는 하나의 근거가 된다.

## 4. 실험

### 4.1 실험장치

Fig. 4는 실험에 사용한 HST의 개략도이며, Table 1은 HST용 유압펌프, 유압모터 및 부하용 펌프의 제원을 나타낸 것이다. 실험장치는 개회로형 HST, 부하용 펌프, 압력 및 유량 계측신호 처리부로 구성되어 있다. HST용 가변용량형 사판식 액셀 피스톤 펌프(이하 주펌프라 함)는 3상 유도 전동기(7.5kW)에 직결되어 구동되고, 펌프에서 송출된 작동유는 고압측 관로를 통하여 정용량형 사판식 액셀 피스톤 모터(이하 모터라 함)를 구동시키며, 펌프 흡입구와 모터 송출구의 저압측 관로는 오일탱크로 연결하여 작동유의 냉각을 용이하게 하였다. 저압측 관로에는 교축밸브를 설치하여, 모터 송출측의 압력을 임의로 설정할 수 있도록 하였다.

부하용 사축식 액셀 피스톤 펌프(이하 부하용 펌프라 함)는 HST의 유압모터에 직결되어 구동된다. HST에 작용하는 부하는 부하용 펌프의 송출압력과 송출유량을 변화시키므로써 임의로 조절할 수 있도록 설계 제작하였다.

고압측 관로의 최고압력은 주펌프에 내장된 릴리프 밸브를 사용하여 설정하였고, 모터의 회전수는 주펌프의 사판 경사각 변화에 따른 주펌프의 송출유량을 제어하여 조절하였다. HST의 고압측 관로는 내경 16mm인 고압 배관용 강관을 사용하였고, 관로의 길이를 1800mm, 720mm로 변화시켜 고압측 관로길이의 영향도 검토하였다.

HST의 고압측 관로의 압력맥동 특성과 주펌프 및 모터에서 발생하는 유량맥동을 추정하기 위하여, 주펌프의 송출 압력맥동  $p_1(t)$ 와 모터 입구에서의 압력맥동  $p_3(t)$ 를 고속응답형 압력변환기(고유 진동수: 약 109kHz)로 측정하였다. 또한 고압측 관로 중앙단면의 압력맥동  $p_2(t)$ 는 유량계측법의 자기진단기능에 의해 추정된 압력맥동  $\hat{P}_2(t)$ 를 비교·검토할 목적으로 측정하였다. 저압측

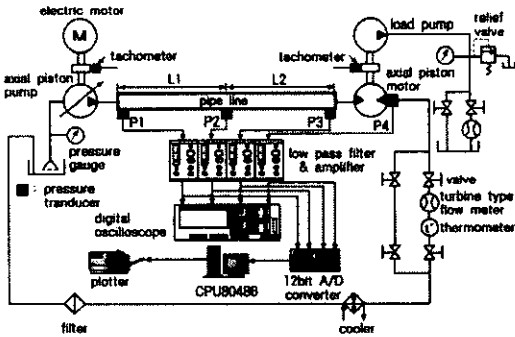


Fig. 4 Experimental apparatus

Table 1 Dimensions of pumps and motor

		HST pump	HST motor	load pump
number of pistons		9	9	9
displacement(cm <sup>3</sup> /s)		34.2	24.7	28.1
Max. pressure(bar)	continuous	241	210	300
	intermittent	310	250	350
type		variable	fixed	fixed
maker		Denison	UCD	UCD

관로의 압력맥동  $p_4(t)$ 는 모터 송출측의 압력변화에 대한 특성을 조사하기 위하여 측정하였다. 측정된 4개의 압력신호는 고정밀도 증폭기, 저역통과필터,

A/D 변환기(12bit, 샘플링 주파수 5kHz)에서 이산화한 후 마이크로 컴퓨터(CPU80486)에 입력된다.

HST의 저압측 관로의 통과유량과 부하용 펌프의 송출유량은 터빈형 유량계로 측정하였다. 작동유의 온도는 터빈형 유량계에 부착된 온도센서를 사용하여 검출하였고, 디지털 타코미터를 사용하여 주펌프와 모터의 회전수를 측정하였다.

실험은 고압측 관로 설정압력을 40bar, 70bar로 일정하게 유지하면서, 유압모터 회전수를 1000~1800rpm 및 저압측 관로 압력을 0~10bar까지 단계적으로 변화시켜 수행하였다.

유압 작동유는 온도 40℃에서 동점도 0.46cm<sup>2</sup>/s인 ISOVG46을 사용하였다.

#### 4.2 실험결과 및 고찰

Fig. 5와 Fig. 6은 HST 주펌프의 회전수  $N_p = 1750$ rpm,

모터의 회전수  $N_m = 1200$ rpm, 고압측 관로 평균압력  $P_o = 70$ bar, 평균유량  $Q_o = 23.5$  l/min, 관로 길이  $L = 1800$ mm 인 경우 압력맥동 파형과 주파수 분석 결과를 나타낸 것이다. 이 때 부하용 펌프의 평균압력은  $P_{lo} = 30$ bar, 평균유량  $Q_{lo} = 30.6$  l/min이고, 저압측 관로의 평균압력은  $P_b = 7$ bar로 설정하였다. 그림에서,  $p_1(t)$ 는 HST의 주펌프인 가변용량형 액셀 피스톤 펌프에서 발생하는 압력맥동 파형,  $p_2(t)$ 는 고압측 관로 중앙 단면의 압력맥동 파형,  $p_3(t)$ ,  $p_4(t)$ 는 정용량형 액셀 피스톤 모터 입구와 출구에서의 압력맥동 파형이다.  $p_1(t)$ 는 주펌프의 피스톤 수가 9개, 회전수가 1750rpm이므로 기본 주파수(피스톤 수 × 회전수)는 약 263Hz에 해당되며, 펌프 1회전마다 9개의 진폭이 큰 압력맥동이 발생되고 그 주기는 약 3.8ms에 해당된다.  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$ ,  $p_3(t)$ 는 고압측 관로내 압력파의 진행파(incident wave)와 반사파(reflected wave)에 의해 형성된 정상파(standing wave)의 영향 때문에 관로의 위치에 따라 압력맥동 파형의 모양이 크게 변하게 된다.

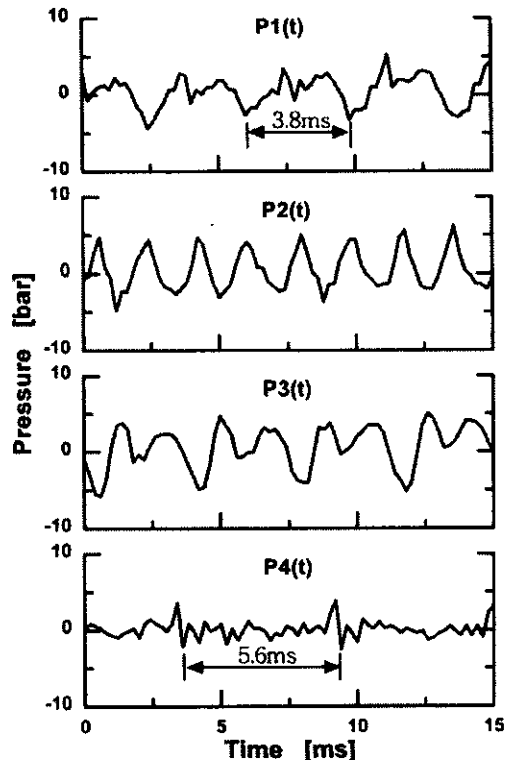


Fig. 5 The measured pressure ripple wave forms

모터 입구에서의 압력맥동  $p_3(t)$ 는  $p_1(t)$ 와 유사한 파형처럼 보이지만, 정량적으로 아주 다르다. 이전의 유압펌프에서 발생하는 압력맥동의 실험결과에서<sup>9)</sup>, 유압펌프만의 압력맥동 파형은 펌프의 기본 주파수 성분과 그 정수배에 해당되는 고조파 성분이 규칙적으로 나타나는 것을 실험적으로 확인하였다. 그러나 Fig. 6에서 알 수 있는 바와 같이, HST에서는 유압펌프와 유압모터가 조합되어 있기 때문에 고압측 관로의 압력맥동 파형  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$ ,  $p_3(t)$ 에서는 펌프와 모터의 기본 주파수 성분뿐만 아니라 그 정수배에 해당되는 고조파 성분이 복잡적으로 나타나며, 100Hz 이하의 저주파수 영역에서는 펌프와 모터의 공동 주파수 성분이 주로 나타난다. 저압측 관로의 압력맥동  $p_4(t)$ 는 고압측 관로의 압력맥동과는 관계없이 단지 모터의 출구측 압력이기 때문에 펌프와 모터의 압력맥동맥동이 상호간섭을 일으키지 않는다. 따라서 압력맥동 파형도 모터에 대한 기본 주파수 성분과 그 정수배의 고조파 성분이 지배적으로 나타남을 주파수 분석 결과로부터 알 수 있다.  $p_4(t)$ 에서 나타나는 피크 압력(peak pres-

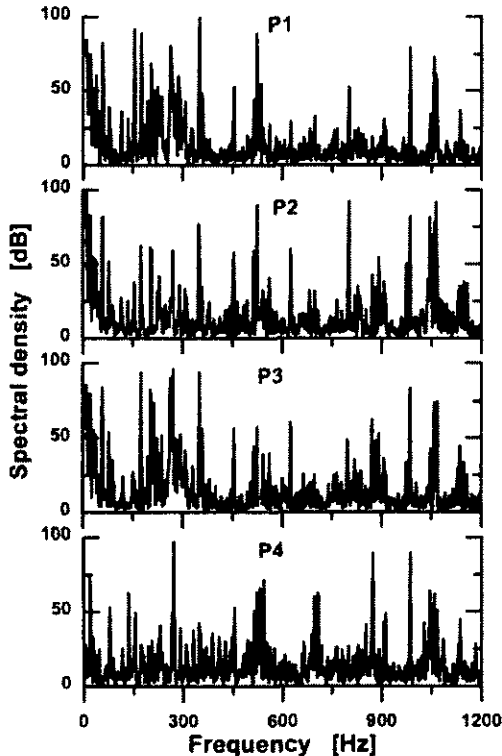


Fig. 6 Spectral analysis of  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$

sure)의 주기는 약 5.6ms이며, 모터가 1회전하였을 때 9개의 피크 압력이 발생된다. 이것은 피스톤 모터의 실린더 블록이 회전함에 따라 어느 실린더 포트(port)가 밸브판의 송출포트의 노치부(notch)에 도달하는 순간에 실린더내의 고압유가 노치부를 통하여 순간적으로 누설이 일어나기 때문에 발생한다. 따라서 모터 출구측의 압력을 0bar, 5bar, 7bar, 10bar로 증가시켜 실험한 결과, 피크 압력의 진폭이 감소하는 경향을 나타내며 이것은 모터의 출구압력을 증가시킴에 따라 실린더측의 고압부와 출구 배관측의 저압부 사이에 압력차가 감소하여 노치를 통한 누설유량이 감소하기 때문이다.

Fig. 7은 본 연구에서 제안한 유량계측법을 사용하여, 계측한 압력맥동  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ 를 입력하여 주펌프의 송출 유량맥동  $\hat{q}_1(t)$ 와 모터 입구에서의 유량맥동  $\hat{q}_3(t)$ 를 추정한 결과를 나타낸 것이다.

실험은 주펌프와 모터의 회전수  $N_p=1750\text{rpm}$ ,  $N_m=1800\text{rpm}$ , 관로 길이  $L=72\text{cm}$ , 고압측 평균압력  $P_o=40\text{bar}$ , 부하용 펌프의 평균압력과 유량  $P_b=7.5\text{bar}$ ,  $Q_o=49.3\text{ l/min}$ , 저압측 관로의 평균압력은  $P_b=7\text{bar}$ 로 설정하여 수행하였다. 먼저, 그림의 왼쪽 4개의 압력파형

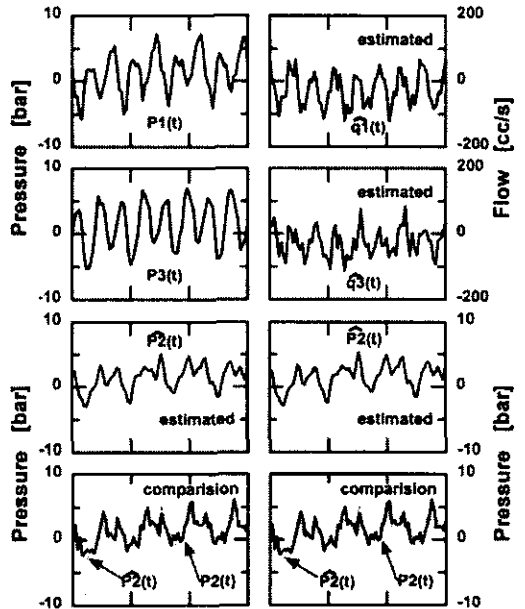


Fig. 7 Comparison of measured and estimated flow and pressure ripple waveforms  $N_m=1800\text{rpm}$ ,  $P_o=40\text{bar}$ ,  $Q_o=36.9\text{ l/min}$ ,  $P_b=7\text{bar}$ ,  $P_l o=7.5\text{bar}$ ,  $Q_l o=49.3\text{ l/min}$

에 대하여 설명한다. 유량계측 시스템의 자기진단기능중의 하나인 식(5)를 활용하여, 측정된 압력맥동  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ 를 사용하여, 관로 중앙단면에서의 압력맥동  $\hat{p}_2(t)$ 를 추정하고, 이 결과와 직접 측정된 압력파형  $p_2(t)$ 를 비교·검토한 결과, 두 파형이 잘 일치함을 확인하였다. 이것은 유량계측 시스템의 알고리즘과 자기진단기능의 타당성을 나타내는 것이다. 다음에는 제한한 유량맥동 계측법을 사용하여, 계측한 압력맥동  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ 를 입력하여 주펌프의 유량맥동  $\hat{q}_1(t)$ 와 유압모터 입구에서의 유량맥동  $\hat{q}_3(t)$ 를 추정하였다. 추정된 유량맥동  $\hat{q}_1(t)$ ,  $\hat{q}_3(t)$ 의 응답성과 계측정밀도는 식(6)을 기초로 하여,  $\hat{q}_1(t)$ ,  $\hat{q}_3(t)$ 를 입력으로 하여 관로 중앙단면에서의 압력맥동  $\hat{p}_2(t)$ 를 추정하고, 이 결과와 직접 측정된 압력파형  $p_2(t)$ 를 비교하여 보면 양자가 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 8은 모터의 회전수  $N_m=1500\text{rpm}$ , 고압측 관로의 길이  $L=72\text{cm}$ 인 경우의 실험결과를 나타낸 것이며, Fig. 7의 실험결과와 같이 유량맥동 계측법에 의한 유량맥동과 자기진단기능에 의해 추정된 압력맥동 파형  $\hat{p}_2(t)$ 와 직접 측정된 압력파형  $p_2(t)$ 가 잘 일치함을 알 수 있다.

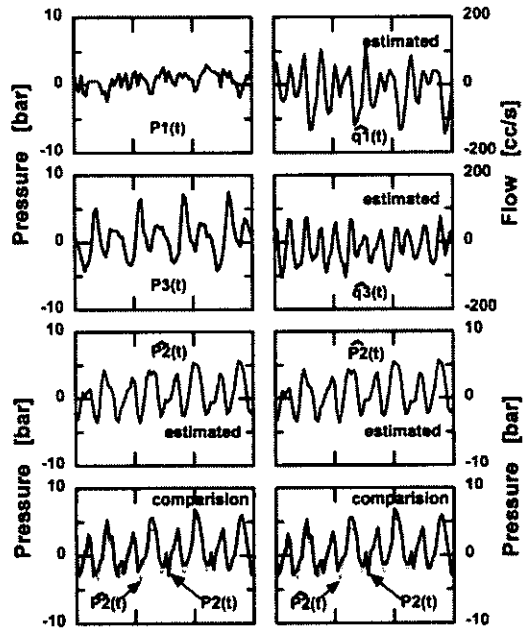


Fig. 9 Comparison of measured and estimated flow and pressure ripple waveforms  $N_m=1800\text{rpm}$ ,  $Q_l=48.6\text{ l/min}$

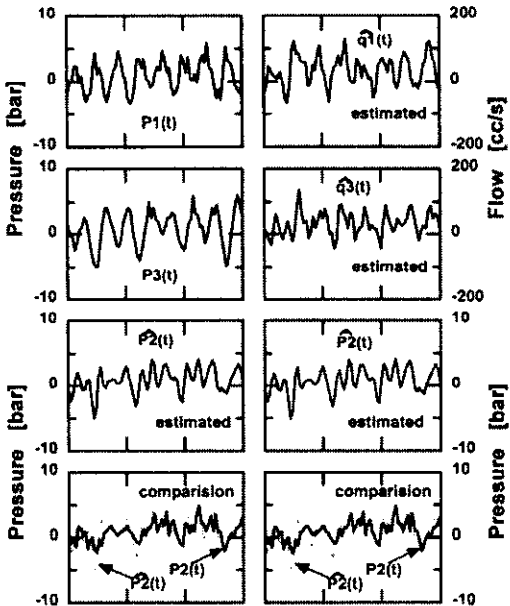


Fig. 8 Comparison of measured and estimated flow and pressure ripple waveforms  $N_m=1500\text{rpm}$ ,  $P_o=70\text{bar}$ ,  $Q_o=30\text{ l/min}$ ,  $P_b=5\text{bar}$ ,  $P_l=27.5\text{bar}$ ,  $Q_l=39\text{ l/min}$

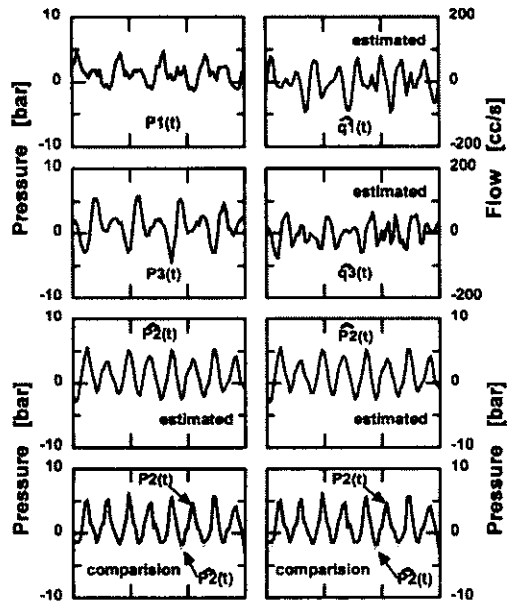


Fig. 10 Comparison of measured and estimated flow and pressure ripple waveforms  $N_m=1000\text{rpm}$ ,  $P_o=40\text{bar}$ ,  $Q_o=19.9\text{ l/min}$ ,  $P_b=0\text{bar}$ ,  $P_l=12\text{bar}$ ,  $Q_l=26.2\text{ l/min}$

Fig. 9, Fig. 10은 관로의 길이  $L=180\text{cm}$ 인 경우의 실험 결과로서, 측정파형과 추정결과가 잘 일치하며, 본 연구에서 제안한 유량계측법과 자기진단기능의 타당성을 실험을 통하여 확인할 수 있었다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 사판식 액셀 피스톤 펌프와 모터로 구성된 개회로형 유압전동장치에서 고 저압측 관로의 유량 압력맥동 계측실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 분모정수형 비정상 관로모델과 관로상의 2지점의 압력계측값을 이용하여, HST의 유압펌프와 유압모터에서 발생하는 고주파 유량맥동을 고속응답으로 계측할 수 있는 방법을 제안하였다.
- (2) 유량계측법의 응답성과 정밀도는 자기진단기능으로 검증할 수 있으며, 제안한 유량계측법은 실용상 충분한 응답성과 계측 정밀도를 가지고 있음을 실험적으로 확인하였다.
- (3) HST용 유압펌프 모터에서 발생하는 압력맥동은 기본주파수 성분뿐만 아니라 약 10차 정도의 고조파 성분이 나타남을 실험적으로 확인하였다.

## 참 고 문 헌

- (1) 小 英一, 品田正昭, "油壓ポンプの流體傳ば騒音に関する研究(第4報)", 日本機械學會論文集(B編), Vol. 52, No. 476, pp. 1480~1488, 1986.
- (2) Per Larsson, "Flow Ripple Reduction in Hydrostatic Transmission by mean of Fluid Power Attenuators", Proc. of 2nd JHPS Int. Sympo. on Fluid Power, pp. 341~348, 1993 (Tokyo).
- (3) N. D. Manning, "The Torque on the Input Shaft of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump", ASME, J. of Dynamic System, Measurement, and Control, Vol. 120, p. 5762, 1998.
- (4) N. D. Manning, G.R. Luecke, "Modeling and Designing a Hydrostatic Transmission with Fixed Displacement Motor", ASME, J. of Dynamic System, Measurement, and Control, Vol. 120, pp. 45~49, 1998.
- (5) T. Muto, et al., "Digital Control of Hydrostatic Transmission System Driven by Differential Pulse Width Modulation", 日本機械學會論文集(C編), Vol. 61, No. 590, pp. 3983~3990, 1995.
- (6) H. Kato, et al., "Translational Motion Control of Hydrostatic Transmission with Load Cylinder", 日本油空壓學會論文集, Vol. 27, No. 1, pp. 165~171, 1996.
- (7) A.F. D'souza, R. Oldenburger, "Dynamic Response of Fluid Line", Trans. ASME, J. of Basic Eng. Vol. 86, No. 3, p. 589, 1964.
- (8) Brown, F. T., The Transient Response of Fluid Line, Trans. ASME, J. of Basic Eng., Vol. 84, No. 4, p. 547, 1962.
- (9) 김도태, 이상기, 橫田眞一, "유압용 액셀 피스톤 펌프의 유량맥동 계측에 관한 연구", 한국공작기계학회지, 제8권, 제2호, pp. 35~43, 1999.