

팽창 공명기형 맥동 감쇠기의 임피던스 특성
(유압용 피스톤 펌프의 유량 · 압력맥동 감쇠)

김도태*, 이상기**

Impedance Characteristics of an Expansion-Resonator Type Pulsation Attenuator
(Attenuation on Flow and Pressure Ripple from a Hydraulic Piston Pump)

Do-Tae Kim*, Sang-Gi Lee**

Abstract

In this paper, an expansion-resonator type pulsation attenuator is proposed to absorb and attenuate flow and pressure ripple with high frequencies generated from hydraulic control systems. The basic principle of a pulsation attenuator proposed here is applied to propagation, reflection, absorption of pressure waves at the cross section of discontinuity and resonance in the pipeline. It has advantage of the compact size and high degree of freedom for installation in hydraulic systems. The design scheme based on distributed parameter pipeline system with dissipative viscous compressible model is developed. To investigate the reduction of flow and pressure ripples with high frequencies produced by a swash plate type axial piston pump, two kinds of attenuators are manufactured. It is experimentally confirmed that the spectral intensity of flow and pressure ripple with high frequencies from the pump are reduced up to about 20°~30dB by using attenuators proposed here. The calculated results were in good agreement with the measured values. From the results of this study, it is shown that an expansion-resonator type pulsation attenuator is effective in a wide frequency ranges to attenuate the flow and pressure ripple from hydraulic components.

Key Words : Fluid power systems(유공압 시스템), Pulsation attenuator(맥동감쇠기), Expansion-resonator type(팽창공명기형), Pipeline dynamics(관로의 동특성), Noise reduction(저소음화)

1. 서 론

유압회로내의 펌프, 제어밸브, 액추에이터 등에서 발생 되는 유량맥동은 시스템 전체의 진동과 소음의 원인이 된

다. 특히 고압 대용량 유압원(油壓源, hydraulic power unit)에 많이 사용되는 피스톤 펌프는 유압시스템에 필요한 압력 에너지를 공급하는 중요한 구성부품이지만 평균유량에 중첩된 진폭이 큰 유량맥동을 발생시킨다. 이러한 유량

* 경일대학교 기계공학부
** TPC 메카트로닉스 기술연구소

맥동은 시스템의 임피던스 특성과 상호 작용하여 압력맥동을 유발시키며, 유압시스템의 진동과 소음의 약 90% 정도가 이것에 기인(起因)한다.¹⁾²⁾

유압회로에서는 축압기(accumulator)를 설치하여 유량맥동과 압력맥동을 저감시키고 있다. 그러나 고압 대용량 시스템에서는 축압기의 기하학적 형상과 중량이 커지기 때문에 설치와 공간상의 제약이 많으며, 응답성, 가격, 보수 관리 측면에서 문제점이 많다. 또한 축압기의 구조상 고유 진동수를 높이는 것이 한계가 있기 때문에 감쇠 주파수 대역을 크게 할 수 없고, 주로 저주파 압력맥동 제거용으로 사용되고 있다.

본 연구에서는 기체유동에서 압력맥동을 감소시키기 위하여 사용하는 팽창 공명기형 소음기(expansion-resonator type muffler)를 유압용으로 응용한 고주파 맥동 감쇠기를 제안하였고, 기존 집중정수계 해석법을 비정상 분포정수계 관로 모델로 확장하여 맥동 감쇠기에 대한 임피던스 특성을 구하였다. 또한 제안한 동특성 모델을 이용한 맥동 감쇠기의 설계, 시작(試作) 및 피스톤 펌프에서 발생하는 고주파 유량맥동과 압력맥동의 감쇠능력에 대하여 실험을 통하여 유효성을 검토하였다.

2. 맥동 감쇠기의 특성

2.1 임피던스 특성

Fig. 1은 본 연구에서 제안한 고주파 유량·압력맥동 맥동 감쇠기의 개략도이며, 축소관과 확대관으로 구성되어 있다. 압력 $p(t)$ 과 유량 $q(t)$ 변동분의 라플라스 변환형을 각각 $P(s)$, $Q(s)$ 라 하면, 축소관 입구와 출구 사이의 압력-유량간 동특성은 다음 식으로 표시된다.

$$\begin{aligned} P_1(s) - P_2(s) &= \frac{sZ_1 L_e}{c} \{F_1(s_1)\}^2 Q_1(s) \\ Q_1(s) &= Q_2(s) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서,

$$s_1 = a_1 \sqrt{s/\nu}, \quad Z_1 = \rho c / \pi a_1^2$$

$$F_1(s_1) = \left(1 - \frac{2J_1(s_1)}{js_1 J_0(s_1)} \right)^{-\frac{1}{2}} = \sqrt{\frac{I_0(s_1)}{I_2(s_1)}} \quad (2)$$

식(1),(2)에서, a_1 는 축소관의 반지름, c 는 음속, J_0 , J_1 및 I_0 , I_2 는 제1종 Bessel함수, j 는 허수단위 ($=\sqrt{-1}$), L_e 는 축소관의 길이, s 는 라플라스 연산자 ($=j\omega$), Z_1 는

축소관에서의 특성 임피던스, ω 는 각주파수, ρ , ν 는 유압작동유의 밀도와 동점성계수이다. 또한 $L_e (=L_1 + \zeta a_1, \zeta = 8/3\pi)$ 는 축소관의 길이 L_1 과 축소관에서 확대관으로 작동유가 유동할 때, 작동유의 관성을 고려한 등가길이이다.³⁾

확대관 입구(하첨자 2)와 출구(하첨자 3) 사이의 압력-유량간의 동특성은 전달행렬로 주어지며4), 확대관 끝단이 폐쇄된 경우 ($Q_3 = 0$), 확대관 입구에서의 압력-유량비, 즉 맥동 임피던스는 다음 식으로 주어진다.

$$Z_d(s) = \frac{P_2(s)}{Q_2(s)} = \frac{Z_2(s_2) \cosh\{\lambda_2(s_2)L_2\}}{\sinh\{\lambda_2(s_2)L_2\}} \quad (3)$$

식(3)에서, L_2 , a_2 는 각각 확대관의 길이와 반지름, $\lambda_2(s_2)$, $Z_2(s_2)$ 는 분포정수계 관로모델에서, 주파수에 의존하는 비정상 점성저항을 고려한 전파상수와 특성임피던스이며, 식(4)로 주어진다.⁵⁾

$$\lambda_2(s_2) = \frac{s}{c} \cdot F_1(s_2)$$

$$Z_2(s_2) = \frac{\rho c}{\pi a_2^2} \cdot F_1(s_2) \quad (4)$$

$$s_2 = a_2 \sqrt{s/\nu}$$

식(1), (3)에서, 맥동 감쇠기의 무차원 임피던스 $\bar{Z}_f(s)$ 는 다음 식으로 주어진다.

$$\begin{aligned} \bar{Z}_f(j\bar{\omega}) &= \frac{Z_f(j\bar{\omega})}{Z_1} = \frac{1}{Z_1} = \frac{P_1}{Q_1} \\ &= j(k_1 + \zeta)\bar{\omega}F_1(s_1)^2 + \frac{F_1(k_2s_1) \cosh\{jF_1(k_2s_1)k_3\bar{\omega}\}}{k_2^2 \sinh\{jF_1(k_2s_1)k_3\bar{\omega}\}} \end{aligned} \quad (5)$$

식(5)에서, 맥동 감쇠기에 대한 각각의 무차원 수는 다음과 같이 정의하여 사용하였다.

$$\begin{aligned} k_1 &= L_1 / a_1, \quad k_2 = a_2 / a_1, \\ k_3 &= L_2 / a_1, \quad \bar{\omega} = a_1 \omega / c \end{aligned} \quad (6)$$

그리고 작동유의 압축성과 비정상 점성효과를 무시하고, 고전적인 음향이론으로 고찰하면, 식(1), 식(3)은 다음 식으로 주어진다.

$$\bar{Z}_f = \frac{1}{jk_2^2 k_3 \bar{\omega}} \quad (7)$$

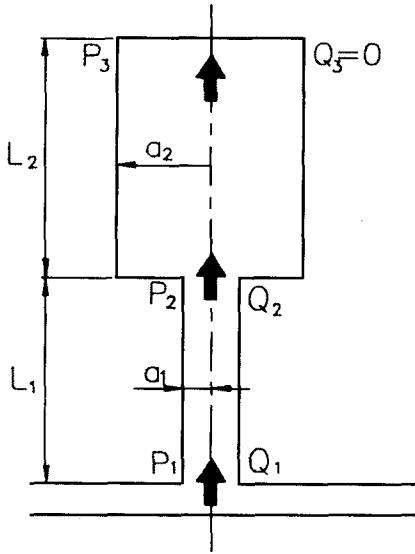


Fig. 1 Schematic diagram of hydraulic filter

$$\bar{Z}_f = \frac{1 - (k_1 + \zeta)k_2^2 k_3 \bar{\omega}^2}{jk_2^2 k_3 \bar{\omega}} \quad (8)$$

식(8)에서 무차원 맥동 주파수 $\bar{\omega}$ 는 식(9)로 주어진다.

$$\bar{\omega} = \frac{1}{\sqrt{(k_1 + \zeta)k_2^2 k_3}} \quad (9)$$

식(9)에서, 무차원 맥동 주파수 $\bar{\omega}$ 에서 맥동 임피던스 $\bar{Z}_f = 0$ 이 되며, 이 때 맥동 감쇠기는 이론적으로 완전한 맥동 흡수능력을 가지게 된다.

2. 2 설계 및 제작

Table 1은 설계 제작한 맥동 감쇠기A, B의 제원을 나타낸 것이고, Fig. 2는 $\bar{\omega} = 1.26 \times 10^{-3}$, $ac/\nu = 4.088 \times 10^4$, $k_1 = 17$ 인 맥동 감쇠기A, Fig. 3은 $\bar{\omega} = 4.996 \times 10^{-3}$, $ac/\nu = 1.022 \times 10^5$, $k_1 = 6.8$ 인 맥동 감쇠기B에 대하여, 확대관의 무차원 반지름 $k_2 (= a_2/a_1)$ 와 무차원 길이 $k_3 (= L_2/a_1)$ 변화에 대한 맥동 감쇠기의 이득과 위상 변화를 나타낸 것이다. ●, ■, ◆, ▲표시는 같은 $\bar{\omega}$ 와 k_2 에 대하여 고전 음향이론에 의한 k_3 의 계산결과이다. 맥동 흡수 주파수인 반공진점 부근에서 무차원 임피던스 \bar{Z}_f 의 이득이 약 -40dB정도까지 감소함을 알 수 있다. 또한 같은 무차원 반지름 k_2 에 대하여, 고전 음향이론에 의한 반공진점의 k_3 값과 비정상 점성저항을 고려한 분포

Table 1 Dimension of pulsation attenuator

	attenuator A	attenuator B
a_1	1.0 [mm]	2.5 [mm]
a_2	10.0 [mm]	10.0 [mm]
L_1	17.0 [mm]	17.0 [mm]
L_2	200.0 [mm]	325.0 [mm]
k_1	17.0 [-]	6.8 [-]
k_2	10.0 [-]	4.0 [-]
k_3	200.0 [-]	130.0 [-]

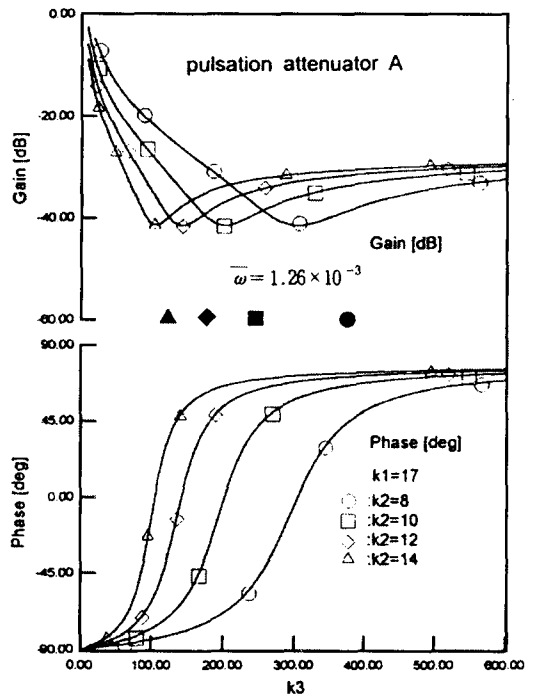


Fig. 2 Impedance characteristics of attenuator A

정수계 관로 모델에 의한 결과는 일치하지 않으며, 무차원 길이 k_2 가 작아짐에 따라 반공진점의 예측 편차가 커지는 경향을 보인다. 고전음향이론에서는 확대관의 길이에 상관없이 집중정수계로 모델링하기 때문에 길이가 짧은 경우에 반공진점은 어느 정도 일치하지만, 확대관이 길어지면 반공진점과 이득값도 큰 차이를 나타낸다. 따라서 맥동 감쇠기의 임피던스특성을 정확히 예측하기 위해서는 확대관 내부에서 작동유의 압축성과 비정상 점성저항

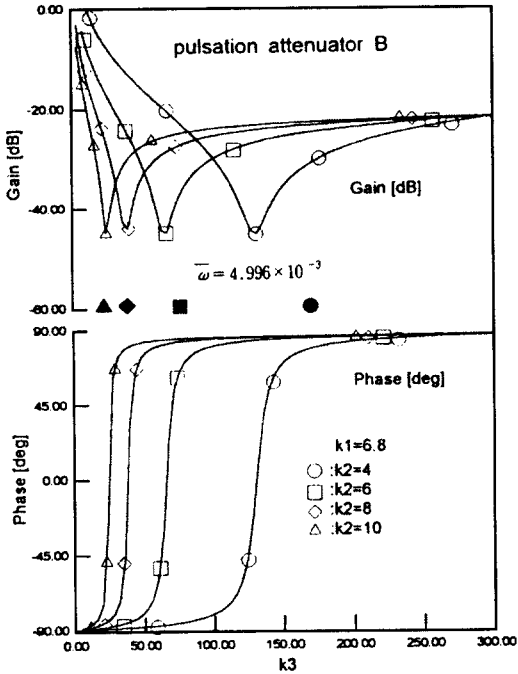


Fig. 3 Impedance characteristics of attenuator B

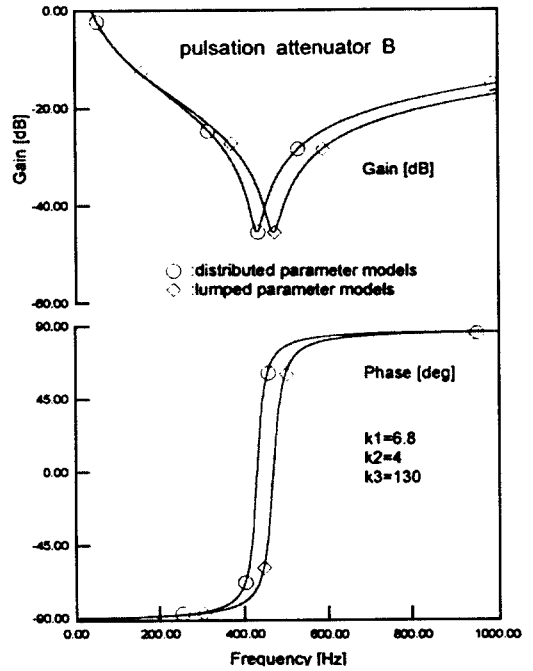


Fig. 5 Frequency characteristics of attenuator B

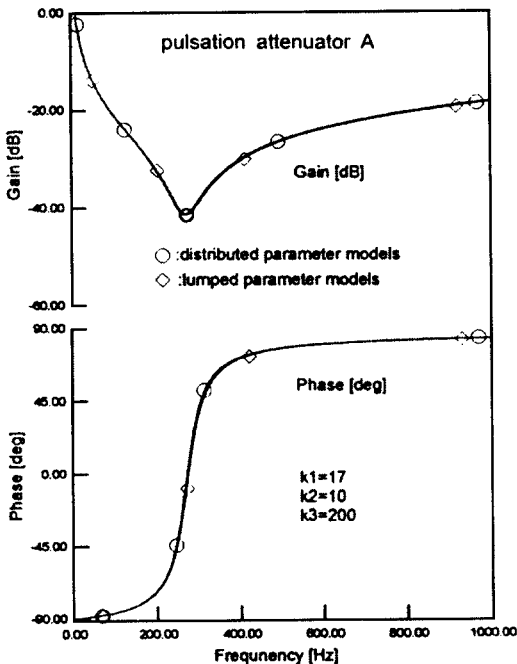


Fig. 4 Frequency characteristics of attenuator A

을 고려한 분포정수계 관로모델로 해석하여야 함을 알 수 있다. 이것은 자동차 동력 조향 시스템의 베인펌프에서 발생하는 유량맥동과 압력맥동을 제거할 목적으로, 펌프와 스티어링 기어를 연결하는 맥동 감쇠용 유압호스의 감쇠 특성과 거의 같은 정도로 이득이 크게 감소함을 알 수 있다.⁶⁾ 따라서 제안한 맥동 감쇠기는 구조가 간단하고, 맥동 감쇠능력이 우수하며, 감쇠 주파수 대역을 용이하게 설정할 수 있기 때문에 유압용 맥동감쇠기로 응용할 수 있음을 확인하였다.

Fig. 4는 $k_1 = 17, k_2 = 10, k_3 = 200$, 반공진점의 주파수가 270Hz인 맥동 감쇠기 A, Fig. 5는 $k_1 = 6.8, k_2 = 4, k_3 = 130$, 반공진점의 주파수가 540Hz인 맥동 감쇠기 B인 경우에 대한 주파수 특성을 보드선도에 나타낸 것이다. 맥동 감쇠기 A, B에서 반공진점의 주파수를 270Hz와 540Hz로 설정한 것은 실험에 사용한 사판식 액셀 피스톤 펌프의 기본주파수가 약 270Hz에 상당하기 때문에 기본 주파수와 제2차 고조파 성분의 감쇠능력을 조사하기 위하여 설계·제작하였다. Fig. 4와 Fig. 5에서, ○표시는 작동유의 비정상 점성저항효과와 압축성의 영향 및 확대관을 분포정수 관로모델로 고려한 경우, ◇표시는 점성효과

와 축소·확대관을 집중정수계 관로모델로 해석한 것이다. 맥동 감쇠기A는 확대관의 길이가 비교적 짧기 때문에 주어진 설계 제원에 대하여 주파수 변화에 따른 이득과 위상변화가 일치하지만, B는 반공진점의 주파수가 일치하지 않는다. 또한 맥동 감쇠기는 무차원 반지름 k_2 가 작고, 무차원 길이 k_3 가 클수록 임피던스 특성이 양호하고, 무차원 확대관 길이 k_3 가 클수록 관로모델의 영향이 현저하게 나타난다. 이것은 맥동 감쇠기 설계시에 축소관에서는 길이에 비해 직경이 맥동감쇠특성에 큰 영향을 주며, 확대관은 직경에 비해 축방향의 길이가 길수록 맥동흡수 능력이 우수하다는 것을 의미한다. 맥동 감쇠기의 축방향의 길이에 비해 직경이 크게 되면, 맥동 감쇠기의 축소·확대관 경계부분에서 비평면 확대파동의 영향이 상대적으로 증대하게 된다. 또한 같은 설계 조건하에서 고전음향이론과 같이 맥동 감쇠기를 집중정수계 관로모델로 해석하면 유압용 맥동 감쇠기의 반공진점 주파수와 맥동 감쇠특성을 정확히 예측할 수 없으며, 이러한 경향은 축소관이 짧고, 확대관의 길이가 길수록 현저하다.

3. 실험

3.1 실험장치

Fig. 6은 실험장치의 개략도이다. 실험에서는 맥동 감쇠기의 설치 유무에 따라 사판식 액셀 피스톤 펌프에서 발생하는 고주파 유량맥동과 압력맥동을 계측하여, 진폭변화와 주파수 분석을 통하여 맥동 감쇠·흡수·제거능력에 대하여 조사하였다. 설계·제작한 맥동 감쇠기는 반공진점의 주파수가 피스톤 펌프에서 발생하는 유량 압력 맥동의 기본주파수와 일치하도록 맥동 감쇠기A를 제작하였다. 또한 맥동 감쇠기B는 반공진점의 주파수가 기본주파수의 2배가 되도록 설계 제작하였다. 맥동 감쇠기A, B는 펌프 송출구 직후의 매니폴드에 부착하여 압력맥동이 관로의 하류로 전파되는 것을 방지하였다.

유압용 피스톤펌프의 송출유량은 사판의 경사각을 변화시켜 조절하였다. 펌프의 송출구에는 내경 20mm, 길이 1570mm인 강관으로 배관하였다. 펌프 송출구 직후의 압력맥동 $p_1(t)$, 관로 하류단의 압력맥동 $p_2(t)$ 는 고유진동수가 약 109kHz인 고속 응답형 압력변환기로 계측하였다.

관로 하류단을 통과하는 유량맥동 $q_2(t)$ 는 원통형 초크 비정상 유량계(CCFM으로 표기함)로 계측하였다.⁽⁷⁾ 펌프에서 발생하는 고주파 유량맥동 $q_1(t)$ 은 하류압력 $p_2(t)$ 과 유량 $q_2(t)$ 계측값 및 관로의 동특성 모델을 이용하여

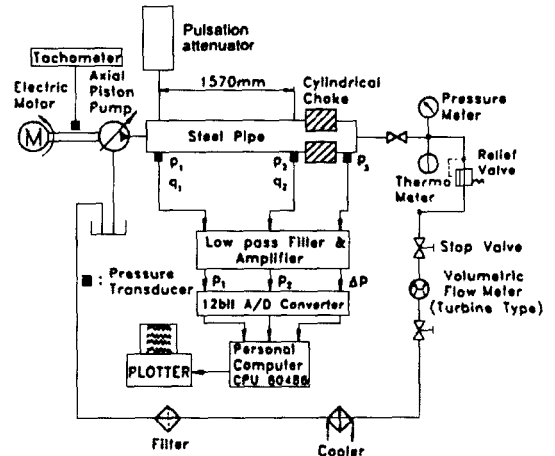


Fig. 6 Experimental apparatus

원격 계측하였다.⁽¹⁻⁸⁾ 계측값은 12비트 A/D변환기(샘플링 주파수: 15kHz)에서 이산화한 후, 마이크로 컴퓨터(CPU80486)에 입력된다.

유압 작동유의 온도는 CCFM 직후의 매니폴드에 설치된 써미스터형 온도계로 측정하였고, 관로의 하류단에는 유압필터를 설치하였다. 맥동 감쇠기가 설치된 관로내의 평균압력은 릴리프 밸브로 조절하였고, 터빈형 유량계로 평균유량을 측정하였다. 실험은 작동유의 온도를 40 ± 1 °C의 범위 내에서 수행하였으며, 유압 작동유는 40°C에서 동점성계수가 32cSt인 HVI ISO VG32를 사용하였다.

3.2 실험결과 및 고찰

Fig. 7은 동작점의 평균압력과 유량이 각각 140bar, 80cm³/s인 경우, 피스톤 펌프에서 발생하는 유량맥동과 압력맥동의 계측 파형의 일례를 나타낸 것이다. $p_1(t)$ 는 액셀 피스톤 펌프의 송출 압력맥동 파형, $p_2(t)$ 는 펌프로부터 1570mm만큼 떨어진 하류단의 압력맥동, $q_2(t)$ 는 하류단의 CCFM을 통과하는 유량맥동, $q_1(t)$ 는 펌프 송출구에서의 유량맥동 파형이며, $p_2(t)$ 와 $q_2(t)$ 를 입력하여 비정상 유량 원격계측법으로 추정한 것이다.⁽¹⁻⁸⁾ 실험에서 피스톤 펌프의 회전수가 1780rpm으로 일정하기 때문에 펌핑 사이클의 주기는 약 34ms이고, 피스톤 수가 9개이기 때문에 펌프가 1회전하였을 때 9개의 진폭이 비교적 큰 유량맥동과 압력맥동이 규칙적으로 발생함을 볼 수 있다. 압력맥동 파형에서, 관로의 길이에 따라 계측된

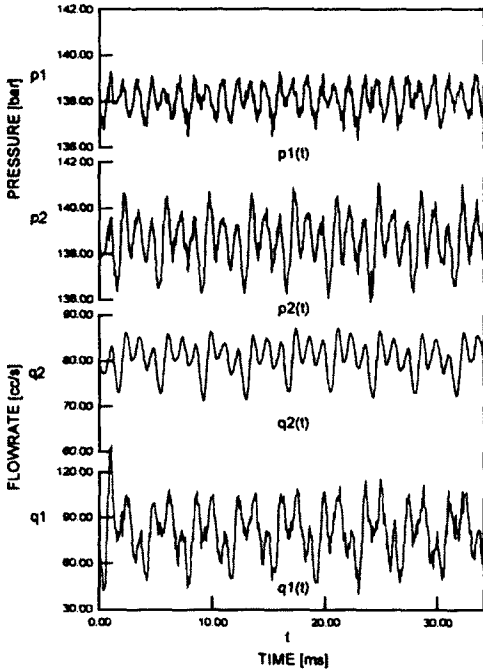


Fig. 7 The measured pressure and flow ripple waveforms for 140bar, 80cm³/s

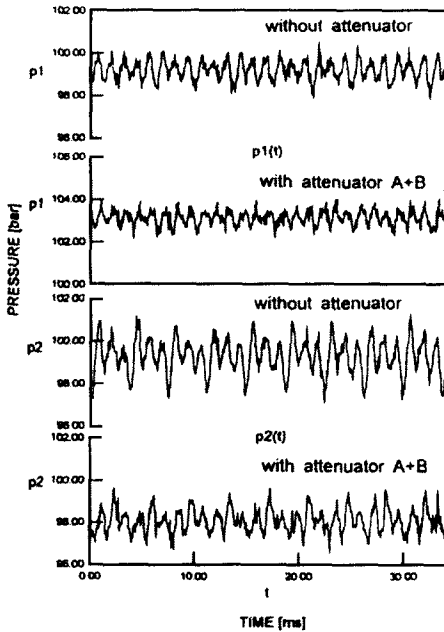


Fig. 8 Comparison of pressure ripple waveforms for 100bar, 60cm³/s

압력맥동 파형은 정성적으로는 같은 경향을 보이지만, 정량적으로는 차이가 많다. 즉 압력파의 진행파와 반사파가 상호작용하여 관로 내에서 정상파(standing wave)를 형성하기 때문에 압력맥동은 계측위치에 따라 파형이 다르게 된다. 또한 펌프에서 발생한 유량맥동과 압력맥동의 기본 주파수는 피스톤의 수와 회전수의 곱으로 표시된다.

Fig. 8~Fig. 9는 평균압력 100bar에서 평균유량 60cm³/s, 80cm³/s인 경우, 맥동 감쇠기 A와 B의 설치 유무에 따른 압력맥동 계측 파형이다. 맥동 감쇠기를 설치한 경우, 평균압력에 대한 진폭이 약 1~2bar 정도 감소함을 알 수 있다.

Fig. 10~Fig. 11은 관로의 설정압력 100bar, 평균유량 60cm³/s에서 맥동 감쇠기 A, B의 설치 유무에 대한 유량맥동과 압력맥동 계측 파형의 주파수 분석 결과이다. Fig. 10~11에서, 첫 번째 파형은 맥동 감쇠기를 설치 않은 경우에 대한 유량과 압력맥동의 주파수 분석 결과, 두 번째는 맥동 감쇠기 A만 설치한 경우, 세 번째는 맥동 감쇠기 B만 설치한 경우, 네 번째는 맥동 감쇠기 A와 B를 동시에 설치한 경우의 결과이다. 맥동 감쇠기를 설치하지 않은 경

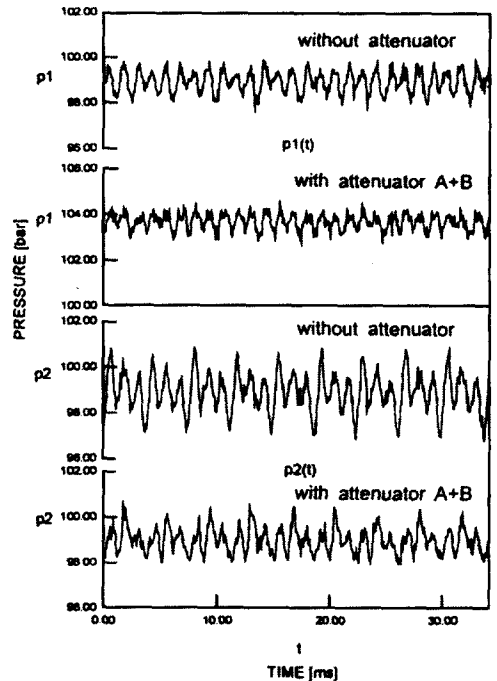


Fig. 9 Comparison of pressure ripple waveforms for 100bar, 80cm³/s

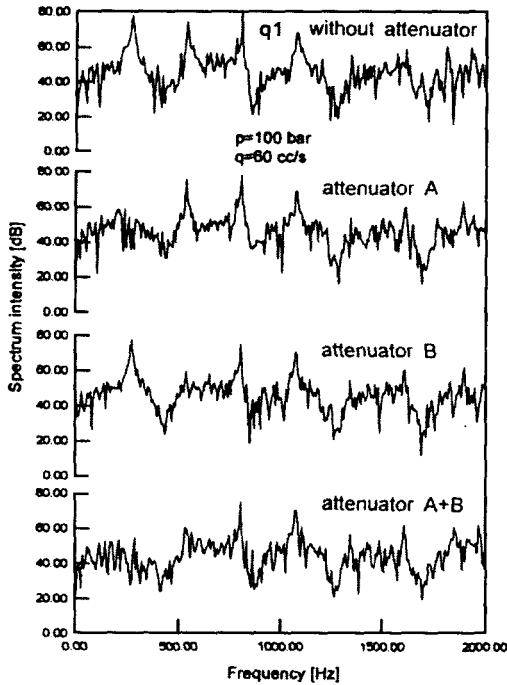


Fig. 10 Comparison of frequency spectra for flow ripple q_1

우, 유량맥동과 압력맥동 q_1 , p_1 는 기본주파수인 270Hz 부근에서 피크 값이 나타나며, 기본주파수의 2차, 3차, 제 4차 고조파(高調波) 성분이 지배적으로 나타남을 알 수 있다. 따라서 이러한 고주파 맥동성분이 시스템의 진동과 소음을 발생시키므로 맥동 감쇠기를 사용하여 압력맥동을 저감시키는 것이 요구된다. 맥동 감쇠기A는 피스톤 펌프의 기본주파수 성분인 270Hz를 제거하기 위하여 설계·제작하였고, 두 번째 파형의 주파수 분석 결과에서도 첫 번째 피크 값이 약 20dB 정도 감소함을 알 수 있다. 그러나 기본 주파수의 제2, 3차의 고조파 성분에는 거의 영향을 미치지 않는다. 또한 맥동 감쇠기B는 제2차 고조파 성분을 제거할 목적으로 펌프 송출구에 설치하여 실험한 결과, Fig. 10~11의 세 번째 파형에서 유량맥동과 압력맥동의 2차 고조파 성분이 감소됨을 알 수 있다. 동일한 실험조건에서 맥동 감쇠기A와 B를 동시에 설치하여 실험한 결과, 기본주파수와 제2의 고조파 성분이 제거됨을 알 수 있고, 약 20dB의 이득이 감소하였다. 그러나 3차 이상의 고조파 성분은 거의 영향을 받지 않는다. 이것은 맥동 감쇠기의 임피던스 특성이 반공진점을 중심으로 어느 일정한 대폭의 주파수 영역에 대해 낮은 임피던스 요소가 되기 때문이다. 따라서 3차 고조파 성분을 흡수하기 위해

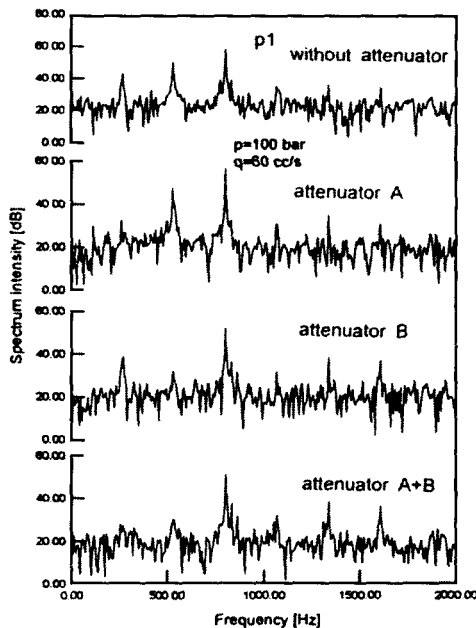


Fig. 11 Comparison of frequency spectra for pressure ripple p_1

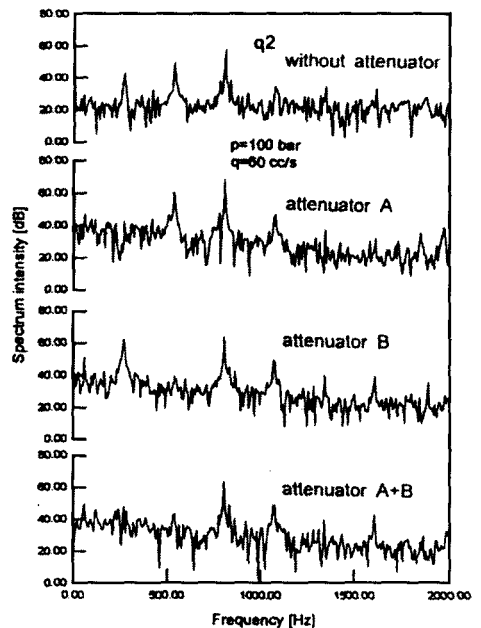


Fig. 12 Comparison of frequency spectra for pressure ripple q_2

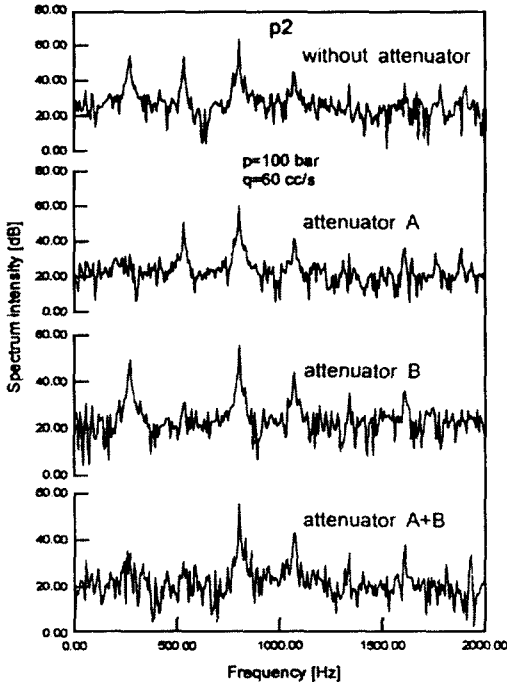


Fig. 13 Comparison of frequency spectra for pressure ripple p2

서는 반공진점의 주파수를 3차의 고조파 수파수에 일치 하도록 맥동 감쇠기를 설계할 필요가 있다.

Fig. 12~13은 Fig. 10과 같은 실험조건하에서, 피스톤 펌프로부터 1570mm 떨어진 관로 하류단의 유량맥동과 압력맥동에 대한 주파수 분석 결과를 나타낸 것이다. Fig. 10~11의 실험결과와 같이, 관로 하류단의 유량맥동과 압력맥동의 주파수 성분에서도 기본주파수와 2차 조화성 분이 제거됨을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 유압시스템에서 발생하는 고주파 유량맥동과 압력맥동을 흡수·제거할 수 있는 맥동 감쇠기와 그 동특성 모델을 제안하였고, 설계, 제작한 맥동 감쇠기의 맥동 제거능력에 대하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 맥동 감쇠기의 맥동 감쇠능력은 약 -20dB정도이다.

- (2) 맥동 감쇠기의 임피던스 특성에서, 축소관은 길이보다 직경변화가 큰 영향을 주며, 확대관은 직경에 비하여 축방향의 길이가 길수록 맥동흡수 능력이 우수하다.
- (3) 확대관의 관로 길이가 직경에 비해서 긴 경우에는 분포정수 관로모델로 고려하여 설계하여야 한다.

또한 피스톤 펌프에서 발생하는 고주파 유량맥동과 압력맥동의 감쇠특성 실험결과로부터, 제안한 맥동 감쇠기는 유압펌프에서 발생하는 고주파 압력맥동과 유량맥동을 흡수·제거하는데 매우 유효하며, 설치의 자유도가 높기 때문에 유압펌프의 송출구 직후에 설치하여 관로를 통하여 시스템으로 전파되는 유체진동과 소음을 저감 시킴으로써 유압시스템의 전체의 저소음화를 도모할 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) 김도태, 이상기, 横田眞一, 유압용 액셀 피스톤 펌프의 유량맥동 계측에 관한 연구, 한국공작기계학회지, Vol. 8, No. 2, pp. 35~43, 1999.
- (2) 横田眞一, 柳田久志, 山口博嗣, アクティブアキュムテータに関する研究, 日本機械學會論文集(B), Vol. 60, No. 570, p. 484, 1994.
- (3) 鷲尾成一, 小西忠孝, 油壓管路における波動現象の研究(第8報), 日本機械學會論文集(B), Vol. 47, No. 421, p. 1757, 1989.
- (4) A. F. D'souza, R. Oldenburger, Dynamic Response of Fluid Line, Trans. ASME, J. of Basic Eng. Vol. 86, No. 3, p. 589, 1964.
- (5) F. T. Brown, The Transient Response of Fluid Line, Trans. ASME, J. of Basic Eng. Vol. 84, No. 3, p. 547, 1962.
- (6) 김도태, 이종만, 자동차 동력조향용 유압호스의 압력맥동 감쇠특성, 한국공작기계학회지, Vol. 7, No. 3, pp. 22~28, 1998.
- (7) 中野和夫, 横田眞一, 圓筒形絞りの動特性を利用した瞬時流量計, 油壓と空氣壓, Vol. 17, No. 4, p. 311, 1986.
- (8) 横田眞一, 金道泰, 中野和夫, 油壓管路の動特性を利用した遠隔瞬時流量計測手法, 油壓と空氣壓, Vol. 21, No. 2, pp. 187~193, 1990.