

자동차 동력조향용 유압호스의 압력맥동 감쇠특성

김도태*, 이종만**

Attenuation Characteristics of Fluid-Borne Pressure Ripple in Automotive Power Steering Hydraulic Hoses

Do-Tae Kim*, Jong-Mann Lee**

Abstract

This paper presents experimental investigations on the attenuation characteristics of pressure ripple in automotive power steering hydraulic hoses. Also, a mathematical model of hydraulic hoses is proposed to support design of the power steering hydraulic circuit and analyze the attenuation characteristics of pressure ripples. The experimental results show that the pulsation attenuation characteristics of hydraulic hoses is remarkably affected by the flexible metal tube inserted coaxially inside a hydraulic hose with a finite length as well as viscoelastic properties of hose wall. It is also shown that the predicted results by the model proposed here agree well with the measured results over a wide range of frequency.

Keywords : Fluid Power System (유압시스템), Power Steering (동력조향), Pressure Ripple Attenuation (압력맥동 감쇠), Resonator Hose (맥동감쇠용 호스)

1. 서론

자동차용 유압식 동력조향 시스템(power steering system)은 운전자가 조향 휠을 조작할 때 조향력을 경감시키기 위한 배력장치를 가진 것이며, 최근에는 산업용 대형차량 뿐만 아니라 소형 승용차에도 장착하여, 주·정차 시 조향 휠 조작의 용이성, 운전자의 피로경감 및 고속 주

행시의 조종 안정성을 확보하고 있다.

유압식 동력조향장치에서는 베인펌프에서 발생하는 유량·압력맥동과 펌프의 회전수 변화 및 조향 휠을 조작함에 따라 제어밸브가 작동하기 때문에 시스템내의 유량·압력은 과도적 또는 주기적으로 변하게 된다. 이러한 유량·압력맥동은 시스템의 정확한 작동을 방해할 뿐만 아니라 판로, 제어밸브, 조향기어(steering gear) 등 시스

* 경일대학교 공과대학 기계공학부

** 경북직업전문학교 자동차과

템 구성요소에 전달되어 진동과 소음을 발생시킨다. 일반 산업용 유압시스템에서는 축압기(accumulator)를 사용하여 유량·압력맥동을 제거하고 있지만, 자동차에 사용할 경우에는 고속 응답성의 저하, 설치 공간, 고압용기 사용에 따른 가격과 관리 및 중량 증가 등의 문제점이 있다.

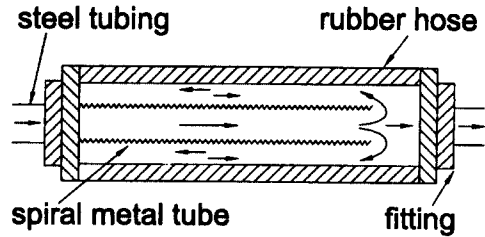
G. T. Klees 등은 동력조향 시스템에서 발생하는 압력맥동을 저감시키기 위하여, 고무호스내에 금속재 튜브(flexible spiral metal tube)를 삽입한 맥동감쇠용 이중관로형 유압호스(이하 맥동감쇠용 유압호스라 한다)를 제안하였다⁽¹⁾. 또한, 맥동감쇠용 유압호스를 탄성관로로 고려하여 주파수 영역에서 해석한 Hasting등의 연구⁽²⁾, 고무호스 벽면의 점탄성 효과(viscoelastic effect)를 고려하여 Voigt 모델로 해석^{(3),(4)}, 특성곡선법(characteristic method)을 이용한 시간영역에서의 시뮬레이션⁽⁵⁾ 등이 보고되어 있다. 현재, 맥동감쇠용 유압호스는 내부에 삽입된 금속재 튜브의 길이와 지지 위치에 따라 1/4파장 분기관로 또는 1/2파장 병렬관로를 형성하도록 제작하고 있지만, 설계기준이 명확하게 확립되어 있지 않다.

본 연구에서는 자동차 동력조향 시스템에 사용하는 맥동감쇠용 유압호스와 저소음 유압배관의 설계 지원을 위한 기초자료를 획득할 목적으로, 맥동감쇠용 유압호스의 입·출구에서 압력맥동을 계측하고 주파수 분석 등을 통하여 맥동감쇠 특성에 대하여 실험적으로 검토하였다. 또한, 맥동감쇠용 유압호스의 외관부인 고무호스와 내관부인 금속재 튜브에 의해 형성된 환상형 이중관로부를 맥동감쇠용 분기관형 유압필터(side-branch type hydraulic filter)로 고려한 수학적 모델을 제안하였고, 실험을 통하여 그 타당성에 대하여 검토하였다.

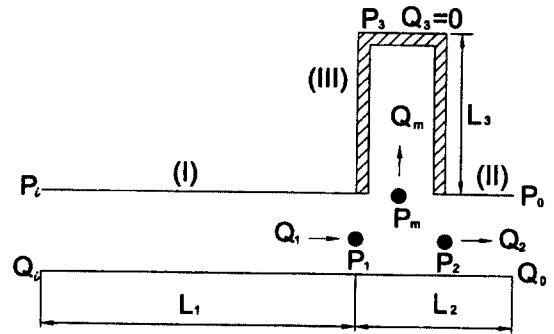
2. 동력조향용 유압호스의 압력맥동 감쇠 특성

Fig. 1(a)는 맥동감쇠용 유압호스의 구조이며, 금속재 튜브는 베인펌프에서 조향기어까지 작동유를 공급하는 주관로의 역할을 한다. Fig. 1(b)는 맥동감쇠용 유압호스에서 내부관로에 해당되는 금속재 튜브를 관로 요소(I), 금속재 튜브의 끝단과 외부관로인 고무호스 끝부분 사이에 형성된 공간의 체적을 관로요소(II), 금속재 튜브의 외경과 고무호스 내경 사이에 형성된 환상형 이중관로부를 분기관형 유압필터(III)로 모델링한 것을 나타낸 것이다. 맥동감쇠용 유압호스는 Quincke형⁽⁶⁾ 또는 분기관형 유압필터⁽⁷⁾와 같이 주관로와 분기관로 사이에 압력파의 상호 간섭 원리를 응용하여, 어느 특정 주파수 대역의 압력맥동을

저감시키는 원리는 같지만, 그 구조와 맥동 감쇠특성은 크게 다르다. 특히, 외부관로가 고무호스인 경우에는 금속관에 비하여 강성이 적으므로 내부압력 변화에 대한 변형이 크고, 벽면의 점탄성 효과를 고려하여야 한다⁽⁸⁾.



(a)



(b)

Fig.1 (a) Schematic of a power steering hydraulic hose

(b) Modeling of a side-branch type hydraulic filter

여기서는 맥동감쇠용 유압호스에서 분기관형 유압필터부(III)의 임피던스 특성에 대하여 고찰한다. Fig. 1(b)에서, 이중관로부 입구(P_m, Q_m)와 길이 L_3 만큼 떨어진 출구(P_3, Q_3)에서의 압력·유량간 동특성은 다음 식으로 주어진다.

$$\begin{pmatrix} P_m(s) \\ Q_m(s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cosh \Gamma_3(s) & Z_{c3}(s) \sinh \Gamma_3(s) \\ \frac{1}{Z_{c3}(s)} \sinh \Gamma_3(s) & \cosh \Gamma_3(s) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_3(s) \\ Q_3(s) \end{pmatrix} \quad (1)$$

식(1)에서, $P(s), Q(s)$ 는 압력과 유량의 변동분에 대한 라플라스 변환형, $\Gamma_3(s), Z_{c3}(s)$ 는 고무호스의 점탄성

효과, 작동유의 압축성 및 주파수에 의존하는 비정상 점성 저항을 고려한 이중관로부의 전파상수(propagation constant)와 특성 임피던스(characteristic impedance)이며, 다음 식으로 주어진다⁽⁹⁾.

$$\Gamma_3(s) = \frac{s \cdot L_3}{c_3} T(x, m) \quad (2)$$

$$Z_{c3}(s) = \frac{\rho c_3}{A} T(x, m) \quad (3)$$

여기서,

$$T(x, m) = \left\{ 1 - \frac{2}{z(1-m^2)} \frac{AA}{BB} \right\}^{-\frac{1}{2}}$$

$$AA = \begin{vmatrix} I_0(mz) - I_0(z) & I_1(z) - mI_1(mz) \\ K_0(mz) - K_0(z) & mK_1(mz) - K_1(z) \end{vmatrix}$$

$$BB = \begin{vmatrix} I_0(mz) & I_0(z) \\ K_0(mz) & K_0(z) \end{vmatrix} \quad (4)$$

이며, A 는 이중관로부의 단면적, c_3 는 음속, $I_n(z)$, $K_n(z)$ 는 제 n 차 변형 Bessel함수, 반경비 $m = \frac{r_1}{r_2}$, r_1 은 이중관로부의 내경, r_2 는 이중관로부의 외경, s 는 라플라스 연산자, $z = r_2 \sqrt{s/\nu}$, ν 는 동점성계수, ρ 는 밀도이다.

Fig. 1(b)에서, 분기관형 유압필터(III)는 출구단이 폐쇄되어 있으므로, $Q_3=0$ 이고, 식(1)로부터 맥동 임피던스 $Z_F(s)$ 및 전달함수 $G_F(s)$ 는 다음 식으로 주어진다.

$$Z_F(s) = \frac{1}{G_F(s)} = \frac{P_m(s)}{Q_m(s)} = \frac{Z_{c3}(s)}{\tanh \Gamma_3(s)} \quad (5)$$

현재, 맥동감쇠용 유압호스의 제작에 있어서, 1/4파장 분기관로 또는 1/2파장 병렬관로를 형성하도록 설계하는 것은 식(1)~(5)에서 작동유의 점성과 고무호스 벽면의 점탄성 효과를 무시한 간단한 경우이며, 이 때 맥동 임피던스 $Z_F(j\omega)$ 는 식(5)로부터 다음 식으로 간략화할 수 있다.

$$Z_F(j\omega) = \frac{1}{G_F(j\omega)} = \frac{P_m(j\omega)}{Q_m(j\omega)} = -j \frac{Z_{c3}}{\tan \Gamma_3} \quad (6)$$

여기서, j 는 허수단위($=\sqrt{-1}$), ω 는 각주파수이다. 식(6)에서, $\tan \Gamma_3 = \infty$ 가 되면, 맥동임피던스 $Z_F(j\omega) = 0$ 으로 되어 이상적인 필터특성을 가지게 된다.

$$\frac{\omega L_3}{c_3} = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \dots = \frac{\pi}{2}(2k+1), \quad k=0, 1, 2, 3, \dots \quad (7)$$

인 경우, 압력맥동을 완전히 제거할 수 있다. 또한, $\frac{\omega L_3}{c_3} = \frac{\pi}{2}$ 인 경우는 유압필터의 길이 L_3 가 1/4 파장($\lambda = \frac{c_3}{f}$, f =주파수)에 상당함을 알 수 있다.

Fig. 2는 점성소산계수(viscous dissipation number) $Dn (= \nu L_3 / c_3 r^2)$ 의 변화에 따른 무차원 맥동 임피던스 $\overline{Z_F(j\omega)}$ 특성을 나타낸 것이다. 횡축은 무차원 주파수 $\overline{\omega} = \omega L_3 / c_3$, 종축은 이득과 위상을 나타낸다. 그림에서, Dn 값이 아주 적은 경우($Dn=0.0001$), $\overline{\omega} = \frac{\pi}{2}$ 부근에서 반공진점이 나타나고, $\overline{Z_F(j\omega)}$ 의 이득은 약 -40dB 정도로 아주 적게 된다. 이것은 작동유의 점성의 영향을 무시한 식(7)의 결과와 일치함을 알 수 있고, 분기관형 유압필터를 적절히 설계함으로써 어느 특정 주파수의 압력맥동을 대역 제거할 수 있음을 제시하고 있다.

또한, Quincke 관로형 또는 분기관형 유압필터를 사용하여 유압펌프에서 발생하는 고주파 유량·압력맥동을 제거할 경우에는 유압필터의 형상이 매우 커지기 때문에 사용상 문제점이 많다. 그러나, 맥동감쇠용 유압호스에서는 의

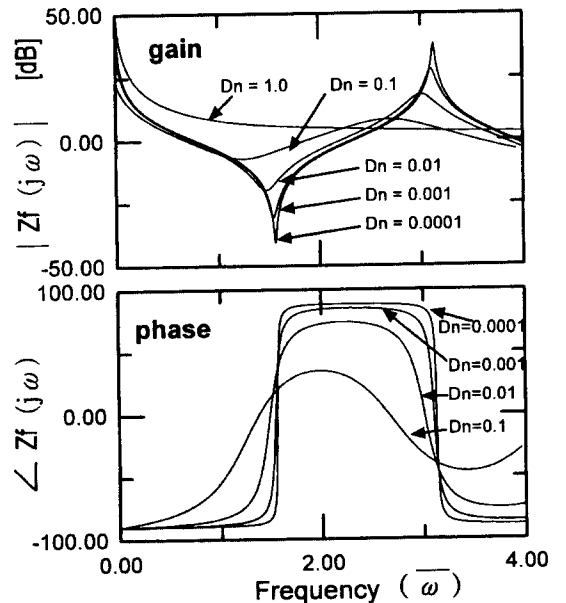


Fig. 2 Frequency response characteristics

부관로가 작동유로 충전된 고무호스를 사용하기 때문에 금속관에 비하여 관로 벽면의 강성이 작다. 따라서, 압력 파의 파장이 짧아지고, 1/4 파장 또는 1/2 파장에 기초하여 맥동감쇠용 유압호스의 길이를 설계하면 간단한 구조로 고주파 유량·압력맥동을 효과적으로 제거할 수 있다.

또한, Dn값이 증가하면, 주파수에 의존하는 작동유의 비정상 점성저항의 효과, 이중관로부내의 음속의 저하 및 고무호스의 점탄성 효과 등의 영향으로 반공진점의 주파수가 비점성 유동해석의 경우보다 낮아지고, 이득은 증가한다. 이 결과를 응용하여 맥동감쇠용 유압호스를 설계·제작할 때에는 현재의 설계 기준인 1/4 파장 또는 1/2 파장에 대응하는 관로의 길이보다 짧게 설정하여도 무방함을 알 수 있다.

3. 실험

3.1 실험장치 및 방법

Fig. 3은 실험장치의 개략도이며, 자동차용 유압식 동력조향장치를 모사할 수 있도록 설계·제작하였다. 맥동감쇠용 유압호스는 Fig. 4에 도시한 바와 같이, (a)와 (c)는 실제 승용차에 사용하는 것이고, (b)는 일반 유압용 고압호스이다. 이것은 금속재 튜브의 삽입 여부에 대한 맥동감쇠 특성을 실험적으로 검토하기 위하여 사용하였다.

맥동감쇠용 유압호스의 압력맥동은 호스 입구(배인펌프의 송출구)와 출구(조향기어 입구)의 매니폴드에 설치된 고속 응답형 압력변환기(고유진동수 109kHz)로 측정하였고, 12bit A/D변환기(샘플링 주파수 8kHz)를 거쳐 마이크로 컴퓨터(CPU 80486)에 입력된다.

동력조향용 유압펌프는 실제 승용차에 장착된 배제용적 10cc/rev인 압력평형형 배인펌프를 사용하였고, 디지털 타코미터를 사용하여 회전수를 측정하였다. 펌프의 회전수는 3상 유도전동기의 축과 펌프 축 풀리의 직경을 4단계로 바꾸어 변화시켰고, 실제 승용차에서와 같이 V벨트로 동력을 전달하였다.

유압회로의 하류단 매니폴드에는 써미스트형 온도센서를 설치하여 작동유의 온도를 측정하였고, 터빈형 유량계(turbine type flow meter)를 사용하여 평균유량을 측정하였다.

실험은 배인펌프의 회전수와 설정압력을 변화시켜 수행하였다. 펌프의 회전수는 실제 승용차의 운전중에 회전수 변화와 안전성을 고려하여 700~3000rpm 범위로 설정

하였다. 또한, 작동유의 온도를 $40 \pm 1^\circ\text{C}$ 의 범위를 유지하였고, 유압회로에 설치된 부하용 밸브를 사용하여 시스템 내의 설정압력을 10~40bar까지 단계적으로 변화시켜 실험을 수행하였다.

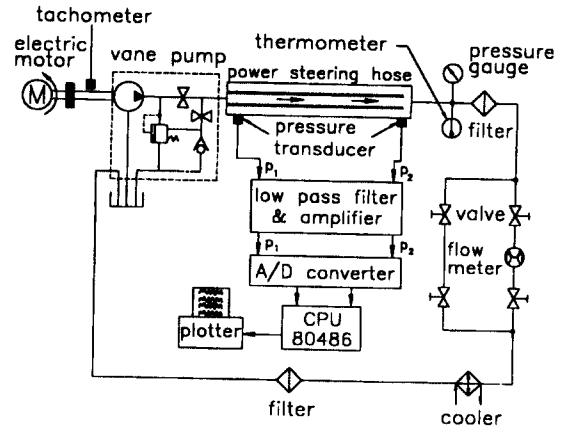


Fig. 3 Experimental apparatus

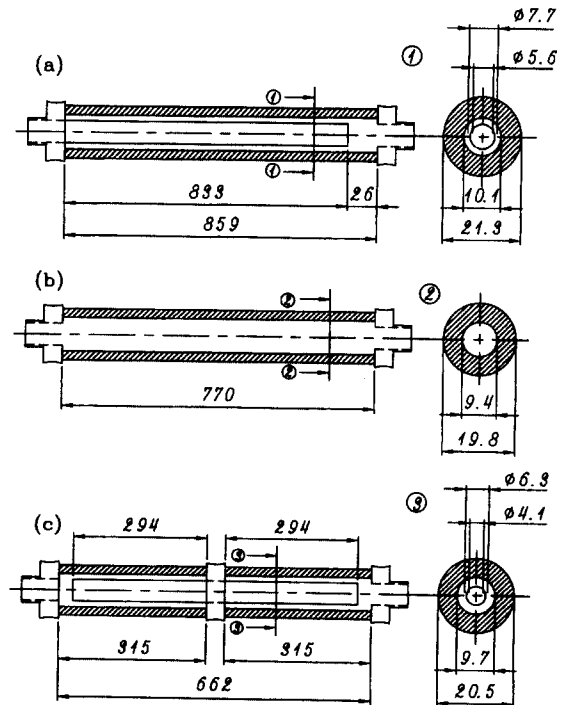


Fig. 4 Dimensions of the hydraulic hoses

3.2 실험결과 및 고찰

실험은 맥동감쇠용 유압호스에 대하여, 자동차 동력조향 시스템에서 최대의 유량·압력맥동 발생원(flow and pressure ripple source)인 유압용 베인펌프에서 발생하는 압력맥동의 흡수·감쇠능력을 조사하고, 맥동감쇠용 유압호스를 분기관형 유압필터로 모델링한 타당성에 대하여 검토하였다.

Fig. 5~Fig. 7은 펌프의 회전수 $N=2000\text{rpm}$, 설정 압력 $P_m=20\text{bar}$, 평균유량 $Q_m=115\text{cm}^3/\text{s}$ 인 작동조건에서 실험한 결과를 나타낸 것이다. 그림에서, 상단부의 $p_i(t)$, $p_o(t)$ 는 맥동 감쇠용 유압호스 입구와 출구에서의 압력맥동 파형이고, 횡축은 시간, 종축에는 평균 설정 압력 20bar에 대한 압력맥동의 변동분을 나타낸 것이다. 하단은 압력맥동에 대한 주파수 분석 결과이다. Fig. 5와 Fig. 7에서 입·출구에서 압력맥동 파형을 비교하여 보면, 출구에서 압력맥동의 진폭이 대폭 감소함을 알 수 있다. 또한, 실험에 사용한 펌프는 베인이 10개이며, 회전수가 2000rpm인 경우에는 압력맥동의 기본 주파수가 약 333Hz이다. 펌프 송출구의 압력맥동, 즉 호스 입구에서 측정된 압력맥동 $p_i(t)$ 를 주파수 분석한 결과, 기본 주파수를 비롯하여 2차, 3차 및 4차의 고주파 성분까지 지배적으로 나타남을 알 수 있다. 이러한 고주파 압력맥동 성분이 시스템의 진동과 소음을 발생시키는 주된 원인이 된다. 출구의 압력맥동 파형 $p_o(t)$ 에 대한 주파수 분석 결과

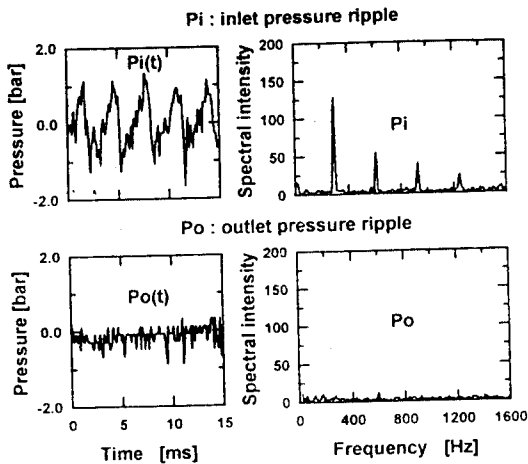


Fig. 5 The measured pressure ripple waveforms and amplitude spectral intensity for hose(a)

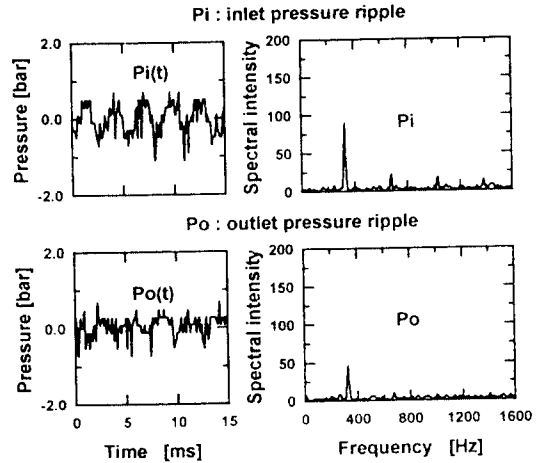


Fig. 6 The measured pressure ripple waveforms and amplitude spectral intensity for hose(b)

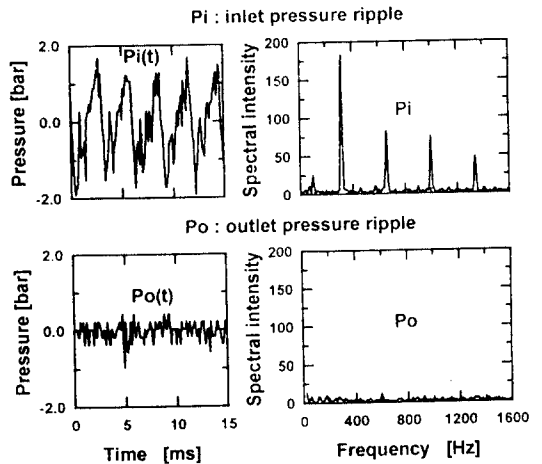


Fig. 7 The measured pressure ripple waveforms and amplitude spectral intensity for hose(c)

에서는 기본 주파수뿐만 아니라 2차, 3차 및 4차의 고주파 성분까지 거의 제거됨을 알 수 있다.

Fig. 6은 동일한 실험조건하에서 일반 유압용 고압호스에 대한 실험결과이다. 금속재 튜브가 삽입된 호스(a), (c)의 결과와 비교하면, 호스 출구에서 압력맥동의 진폭은 약간 감소하였고, 이것은 고무호스의 점탄성적 성질과 작동유의 점성에 의한 감쇠효과로 생각된다. 또한, 주파수 분석 결과에서는 기본 주파수와 2차 고주파 성분이 거의 제거되지 않음을 알 수 있다. 이 결과로부터, 맥동감쇠용

유압호스는 내부에 삽입된 금속재 튜브와 고무호스가 환상형 이중관로를 형성하여 분기관형 유압필터로 작용하기 때문에 베인펌프에서 발생하는 고주파 압력맥동 성분을 효과적으로 흡수·제거함을 알 수 있다.

또한, 실험에 사용한 맥동감쇠용 유압호스 (a), (b), (c)에 대한 압력맥동의 진폭감쇠 특성은 RMS(root mean square)를 사용하여 검토하였다.

Fig. 8~Fig. 10에서, (a)는 일정한 설정압력하에서 회전수를 변화시킨 경우, (b)는 펌프의 회전수를 일정하게 유지하고, 설정압력을 변화시킨 경우의 RMS값을 나타낸 것이다. 그림에서, ○, ●표시는 유압호스 입·출구에서 압력맥동의 진폭 변동분에 대한 RMS값이다. 맥동감쇠용 유압호스 (a), (c)에서 설정압력이 10, 20, 30, 40bar로 일정한 경우, 베인펌프의 회전수가 증가함에 따라 입구와 출구의 압력맥동에 대한 RMS값은 서로 상반된 경향의 결과를 나타낸다. 즉 입구의 압력맥동 진폭은 회전수에 따라 증가하나, 출구에서 압력맥동 진폭변화에 대한 RMS값은 크게 감소함을 알 수 있다. 그러나, 일반 유압용 고무호스인 (b)의 경우는 회전수 변화에 대하여 RMS값의 변화가 거의 없다. 이것은 호스(b)의 입·출구에서 계측된 압력맥동의 진폭이 크게 변화가 없음을 의미한다. 즉, 호스(b)의 경우는 내관부인 금속재 튜브를 제거하여 분기관형 유압필터로서의 역할을 하지 못하기 때문에 고주파 압력맥동의 감쇠 효과가 거의 나타나지 않는다.

또한, 펌프의 회전수가 2000~3000rpm인 경우는 실제 자동차에서 고속 주행시에 해당되며, 이 때에는 급격하게 조향 휠을 조작하여 시스템내의 설정압력이 30, 40bar로 상승하는 상황은 발생하지 않으므로 실험에서 제외하였다.

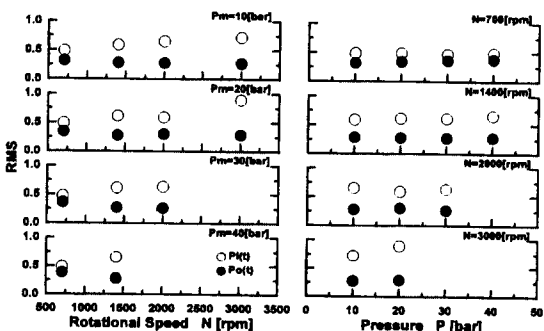


Fig. 8 The variation of RMS values with rotational speed and operating pressure for hose(a)

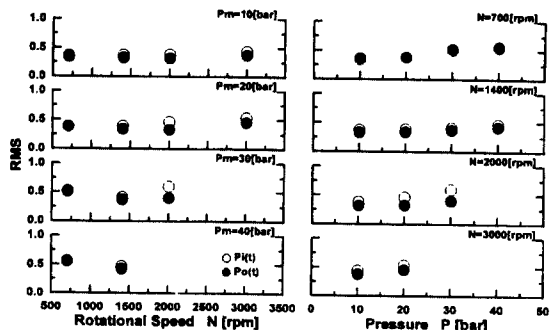


Fig. 9 The variation of RMS values with rotational speed and operating pressure for hose(b)

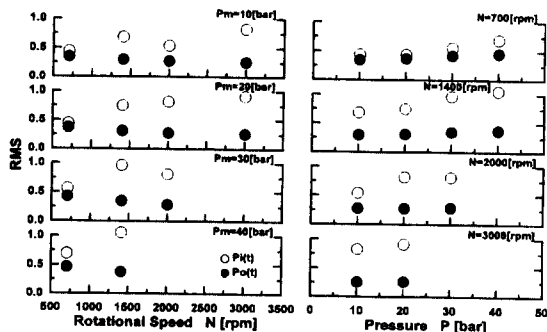


Fig. 10 The variation of RMS values with rotational speed and operating pressure for hose(c)

또한, 맥동감쇠용 유압호스(a)인 경우, 유압호스내의 설정압력이 증가하여도 압력맥동 변화에 대한 RMS값은 큰 변화가 없다. 호스(c)는 입구압력에 대한 RMS값이 설정압력에 거의 비례하여 증가함을 알 수 있고, 출구 압력맥동의 RMS값의 기울기가 입구 압력맥동에 대한 기울기 보다 완만하게 증가함을 나타낸다. 이것은 맥동감쇠용 유압호스의 기하학적 형상의 차이에 의한 형상으로 생각된다. 또한 압력맥동의 진폭변화에 대한 RMS값이 동력조향 시스템의 설정압력이 증가함에 따라 약간 증가함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 자동차 동력조향 시스템에 사용되는 맥

동감쇠용 유압호스를 어떤 특정 주파수 대역의 압력 맥동을 제거·흡수할 수 있는 분기관형 유압필터로 고려한 수학적 모델을 제안하였고, 실험을 통하여 그 타당성에 대하여 검토하였다. 맥동감쇠용 유압호스의 감쇠능력은 유압호스의 입구와 출구에서 압력맥동을 계측하고, 주파수 분석 등을 통하여 실험적으로 검토하였다. 그 결과, 맥동감쇠용 유압호스는 동력조향용 베인펌프에서 발생하는 압력맥동의 기본주파수 뿐만 아니라 2차, 3차 및 제4차의 고주파 성분까지 제거·흡수할 수 있는 능력을 가지며, 시스템에서 발생하는 고주파 유량·압력맥동 성분을 제거하는 데 유효한 방법임을 알 수 있었다. 또한, 맥동감쇠용 유압호스와 일반 유압용 고압호스와의 압력맥동 감쇠특성을 비교·검토한 결과, 맥동감쇠용 유압호스는 어떤 특정 주파수 대역의 압력맥동을 흡수·제거할 수 있는 분기관형 유압필터로 작용함을 실험적으로 확인하였다.

후 기

본 연구는 경일대학교 (1997년 자유공모과제)의 연구비 지원에 의해서 수행된 연구결과의 일부로서 관계자 여러분께 감사드리며, 실험과 자료정리에 도움을 준 대학원생 윤인균군께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Gerard T. Klees, Rochester, Attenuating Device, U.S. Patent, No. 3,323,305, 1967/6
2. Hastings, M. C. and Chen, C. C., "Analysis of Tuning Cable for Reduction of Fluidborne Noise in Automotive Power Steering Hydraulic Lines", SAE Paper, No. 931295, pp 277-295, 1993
3. 小嶋英一, 一柳隆義, 木村敬和, "パワーステアリング用スパイラルチューブ入りホースの脈動減衰特性", 日本油空壓學會論文集, Vol. 27, No. 6, pp 788-794, 1996
4. 服部勝彦, 山田正俊, 芳賀恭輔, 齊藤 要, "スパイラルチューブ入りホースの脈動減衰特性解析", 平成6年 春季 日本油空壓學會 講演 論文集, pp 9-12, 1994
5. 永田精一, 高橋浩爾, 野々下知泰, "脈動減衰用油壓ホースの特性解析", 日本油空壓學會論文集, Vol. 27, No. 7, pp 910-919, 1996
6. G. W. Stewart, "The Theory of the Herschel-Quincke Tube", Physical Review, Vol. 31, pp 696-698, 1928
7. 鷺尾誠一, 小西忠孝, 植田俊明, 大熊昭二, "油壓管路における波動現象の研究(第16報)", 日本機械學會論文集 B編 Vol. 54, No. 404, pp 1953-1961, 1988
8. 中野和夫, 吉本正彦, "粘彈性管壁をもった油壓管路の動特性", 日本計測制御學會論文集, Vol. 6, No. 3, pp 201-209, 1970
9. 鷺尾誠一, 小西忠孝, "油壓管路における波動現象(第12報)", 日本機械學會論文集 B編 Vol. 50, No. 459, pp 2569-2576, 1984