

유압시스템에서의 진동·소음 저감 기술

- 유체전파 진동·소음 저감을 중심으로 -

Vibration and Noise Attenuation in Oil Hydraulic System

- Focusing on Fluid-Borne Vibration and Noise -

이일영 · 강만근

I. Y. Lee and M. G. Kang

1. 서론

유압펌프에서 고·저압 이행점(피스톤 펌프에서는 피스톤의 하사점과 상사점)에서 펌프실 내의 급격한 압력 변동 및 유량변동에 기인하여 발생하는 배관 내에서의 압력 맥동, 제어밸브를 급격히 개·폐함에 따라서 관로내에서 발생하는 압력 서지(surge) 등은 유압장치 소음의 주된 원인이다. 또한 이러한 압력 맥동은 기기의 손상, 수명저하, 배관 연결부 이완에 따른 누설, 제어계 오동작의 원인이 되기도 한다. 특히, 최근에는 유압시스템 연계기기(원동기 등)의 저진동·저소음화 기술이 진보하고 있으며, 노동 안정성 개선, 환경보전을 위한 법적 규제 강화 등의 정황으로부터, 유압 시스템의 진동 및 소음 저감화는 유압시스템 관련 기술 가운데서 우선하여 해결해야 할 기술과제로 되어 있다.

종래에는, 유압장치를 포함한 기계장치의 진동·소음은, 특별한 경우를 제외하고는, 해석적으로 분석하여 대처하기가 매우 곤란한 현상으로 간주되어 왔다. 그러나 다행히도, 최근의 음향공학, 진동공학에서의 실험 및 해석기술, 그리고 관련 소프트웨어의

보급에 따라서, 진동·소음 문제를 기초 이론에 바탕을 둔 근본적 대책으로 해결하려는 움직임이 유압시스템에 대해서도 시도되고 있다.

그런데, 진동·소음의 저감화를 꾀하기 위해서는 문제가 되는 진동·소음의 기진원(source) 식별(특성 파악)과, 그 기진원으로부터 진동·소음의 방사면(radiation surface)까지의 진동에너지 전달경로 및 전달 특성을 해명하는 것이 우선적으로 필요하다.

그림 1은 유압시스템 진동·소음의 기진원이 유압펌프인 경우, 기진원으로부터의 진동에너지가 어떤 경로를 통하여 전달되어 기기나 부재를 진동시켜서 소음(air-borne noise)을 발생시키는가를 시각적으로 나타낸 것이다. 또한 그림 2는 기진원(유압펌프)으로부터 소음 발생부위까지의 진동에너지 전달 경로를 블록선도로 나타낸 것이다.

그림 1 및 그림 2로부터 알 수 있는 바와 같이, 유압펌프에 기인하는 진동에는 구조전파 진동과 유체전파 진동이 있으며, 이러한 진동이 마침내는 소음 방사면을 가진시켜 소음이 발생하게 된다. 유압펌프가 발생하는 구조전파 진동·소음과 유체전파 진동·소음의 상대적 크기를 구분하기 위하여, 유압펌프-관로계로 구성된 유압시스템의 음향 파워를 계측한 실험에서 유체전파 진동·소음이 구조전파 진

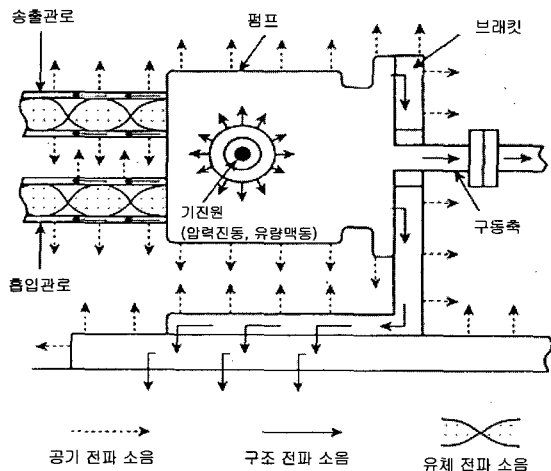
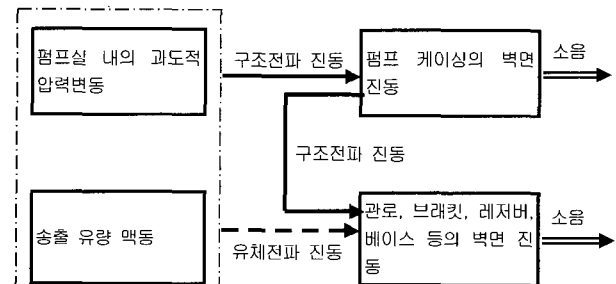


그림 1 유압 펌프로부터의 진동에너지 전달 경로



(1) 펌프 기진원 [기진원 대책] (2) 진동전달계 [방진 대책] (3) 소음 변환부 [차음 대책]

그림 2 기진원이 유압펌프인 경우의 진동·소음발생기구

동·소음의 1.1~1.5배 정도에 이른다는 실험결과가 보고되어 있다¹⁾.

한편, 유압시스템에서 발생하는 정상상태(steady state) 진동·소음 가운데서, 유체에 기인하는 주된 기진력은 크게 나누어서,

(1) 펌프 기구의 흡입·송출의 이행점(상사점, 하사점)에서의 펌프실 내의 급격한 압력변동

(2) 펌프 송출 유량의 맥동에 기인하는 배관내의 압력 맥동

(3) 유압 시스템 내 교축부에서의 캐비테이션 붕괴시의 압력 맥동

의 3가지가 있다. 이러한 진동 에너지는 시스템의 기계구조부분을 통하여 전달되는 구조전파 진동(structure-borne noise), 배관 내 작동유를 통하여 전달되는 유체전파 진동(fluid-borne vibration)의 형태로 각종 기기 및 부재에 전달되어 진동·소음을 발생시킨다.

이 해설에서는, 유압펌프의 유량맥동에 기인하는 유압시스템의 정상상태 진동·소음에 한정하여, 유압펌프 기진원의 특성 및 대책, 진동 전달계의 특성 및 대책에 대하여 기술하기로 한다.

2. 압력 맥동 저감화 설계의 과정

유압시스템의 대표적인 예로써 유압굴삭기 고압관로계에 적용할 압력 맥동 필터의 설계과정의 주요 내용을 순서대로 나열하면 아래와 같다.

- (1) 대상 펌프의 유량 맥동 특성 모델링 및 계측
 - ① 펌프의 맥동 유량, 내부 임피던스의 계측법 확립
 - ② 맥동 유량 및 내부 임피던스의 계측 데이터 확보
- (2) 관로 요소(고압호스 포함)의 모델링
 - ① 관로망의 전달 매트릭스 도출
 - ② 고압호스의 모델링, 물리인자 동정(identification)
- (3) 적용할 맥동 필터의 모델링, 필터의 최적설계
 - ① 관로요소의 투과손실(TL) 해석, 계측
 - ② 필터의 수학 모델 동정
- (4) 전달 매트릭스법을 사용한 관로계 해석 프로그램의 작성
 - ① 관로계(호스 포함) 모델, 부하 임피던스를 고려한 해석 프로그램 작성
 - ② 관로계 입의 위치에서의 삽입손실(IL) 및 압력 맥동 계산
 - ③ 특정 유압 시스템(예: 굴삭기 유압 시스템) 관로

계에서 삽입손실 측정을 통한 필터 모델의 튜닝
(5) 실험, 시뮬레이션 결과 비교를 통한 맥동 저감화 효과의 검증

이상의 맥동 필터 설계과정은 그림 3의 순서도에 따라서, 만족할 만한 수준의 압력 맥동 필터를 설계하도록 반복 적용된다.

이하에서는 위의 설계 순서에 따라서 압력 맥동 저감화 설계 과정을 설명하기로 한다.

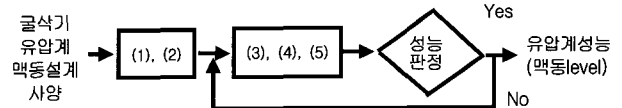


그림 3 압력 맥동 저감화 설계의 과정

3. 유압 펌프의 맥동 특성 모델링

유압장치 소음의 주요 원인은 유압펌프의 송출 유량 맥동에 기인하여 발생하는 압력 맥동에 의하여 각종 소음 방사면이 여진(excitation)되기 때문인 것으로 잘 알려져 있다¹⁾. 이러한 배관 내의 압력 맥동은 유압펌프의 맥동원 특성과 배관 구성요소의 맥동 전달 특성과의 상호 작용에 의하여 발생한다. 따라서, 유압장치에서의 압력 맥동을 예측하거나, 압력 맥동 저감을 위한 장치를 설계하려면, 먼저 유압펌프의 유량 맥동 특성과 유압펌프의 내부 임피던스를 알아야 한다. 이러한 이유 때문에, ISO에서도 수년 전에 유압펌프의 소음특성 평가 항목에 유압펌프의 송출 유량 맥동과 내부 임피던스 계측법을 표준 규격으로 포함시켰다²⁾.

맥동에 관한 펌프 고유의 특성치는 유량맥동(source flow ripple) Q_s 와 내부 임피던스 Z_s 가 있다(그림 4 참조). 펌프 출구의 압력 맥동 및 유량맥동을 P_0 , Q_0 라 하면 Q_0 는 다음 식으로 표현된다.

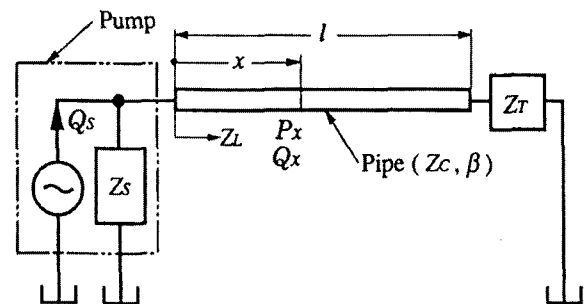


그림 4 유압펌프-관로계의 임피던스 표시

$$Q_0 = Q_s - \frac{P_0}{Z_s} \quad (1)$$

따라서 특정 펌프의 Q_s 와 Z_s 가 알려지면 펌프 출구의 유량맥동 Q_0 를 계산에 의하여 구할 수 있다. Q_s 와 Z_s 를 직접 계측하는 것은 불가능하며, Q_s 및 Z_s 를 간접적으로 계측하는 방법이 몇가지 제안되어 있다^{2,3,4}.

그림 5 및 그림 6에는 피스톤식 유압펌프의 Q_s 및 Z_s 측정 예를 나타내었다⁴.

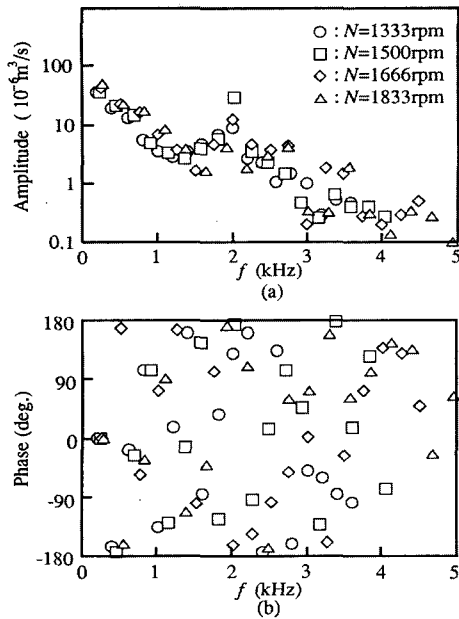


그림 5 피스톤 펌프의 Q_s 측정 예⁴

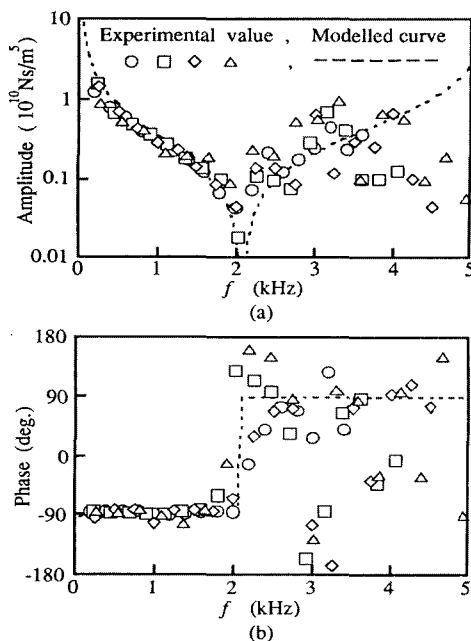


그림 6 피스톤 펌프의 Z_s 측정 예⁴

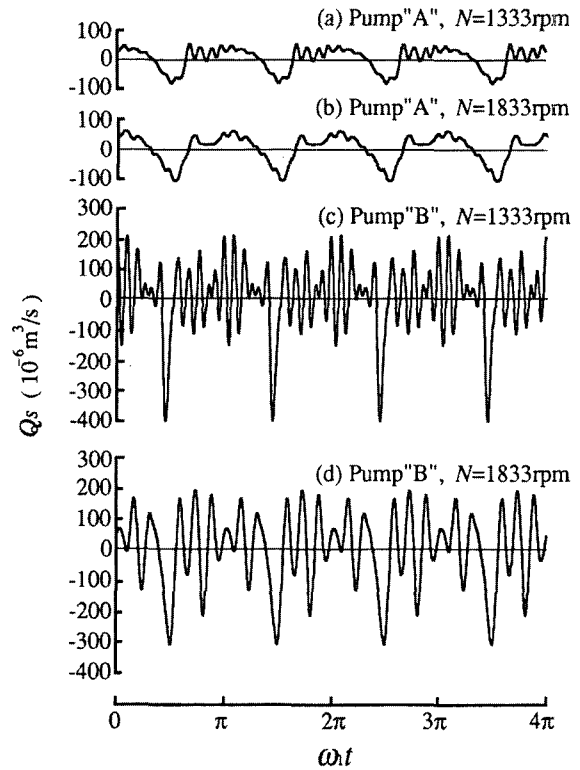


그림 7 Q_s 의 시간영역 데이터⁴

그림 5 및 그림 6과 같은 펌프에 고유한 특성 데이터를 구해두면, 식 (1)로부터 펌프출구의 유량 맥동 Q_0 를 구할 수 있다. 그림 6과 같은 Q_s 를 역 FFT함으로써 그림 7과 같은 시간 영역 유량 맥동 데이터를 구할 수 있다.

그림 7은 피스톤 펌프의 밸브 플레이트에 가공된 노치 설계의 차이(펌프 A, B의 차이) 및 회전속도 차이에 따른 유량 맥동의 차이를 보여준다. 그림 4 및 그림 5에 나타낸 바와 같은 Z_s 와 Q_s 는 특정 펌프에 고유한 특성이므로 한번 계측해두면 이후에는 이 펌프를 사용하는 유압 관로망의 맥동(압력 및 유량 맥동) 계산에 유용하게 사용할 수 있으며, 따라서 관로상 임의의 위치에서의 압력 맥동을 수치 시뮬레이션을 통하여 예측할 수가 있다.

4. 관로요소의 모델링

그림 8과 같은 단일 탄성 관로의 단면 I과 단면 II 사이에는 식 (2)와 같은 전달 매트릭스 식이 성립한다. 이 식에 포함된 λ 와 Z_c 는 각각 관로의 전파계수 및 특성 임피던스라 불리며 식 (3) 및 식 (4)로 표시된다.

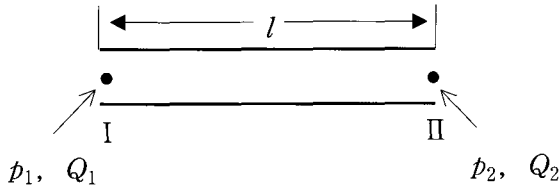


그림 8 단일 관로 모델

$$\begin{bmatrix} \widehat{P}_1 \\ \widehat{Q}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\lambda l) & Z_c \sinh(\lambda l) \\ 1/Z_c \sinh(\lambda l) & \cosh(\lambda l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_2 \\ \widehat{Q}_2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{s}{c} \left[1 - \frac{2J_1(s_1 R)}{(s_1 R) J_0(s_1 R)} \right]^{-1/2} \quad (3)$$

$$Z_c = \frac{\rho \lambda_h c_h^2}{A s} \quad (4)$$

식 (2)에는 근본적으로 2개의 요소 식이 포함되어 있으나, 미지수는 4개이므로 그대로는 해가 구해줄 수가 없다. 그러나 관로 한쪽 끝에서의 유체 임피던스가 알려지고, 나머지 하나의 변수가 관로의 경계조건으로부터 알려진다면 남은 미지 변수는 계산을 통하여 구해질 수 있다. 예를 들어 Fig. 8의 관로 하류 끝에 부착된 밸브의 임피던스가 알려지고, 관로 상류 끝에 설치된 펌프의 유량 맥동이 알려진 경우에는 관로 상류 끝에서의 압력 맥동의 계산이 가능하다. 더욱 복잡한 관로망의 전달 매트릭스 식도 간략화 과정을 거쳐서 결국에는 식 (2)와 동일한 형태로 기술이 가능하며, 유사한 방법을 사용함으로써 관로상 임의 위치에서의 맥동 압력 또는 맥동 유량의 계산이 가능하다.⁷⁾

만일 대상 유압 관로내에 고압호스가 포함되어 있다면, 이 고압호스에 대해서는 식 (2)를 변형한 아래 식을 사용해야 한다.

$$\begin{bmatrix} \widehat{P}_1 \\ \widehat{Q}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\lambda_h l) & Z_{hc} \sinh(\lambda_h l) \\ (1/Z_{hc}) \sinh(\lambda_h l) & \cosh(\lambda_h l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_2 \\ \widehat{Q}_2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

이 식에 포함된 λ_h 및 Z_{hc} 는 아래와 같다.

$$\lambda_h \approx \frac{s}{c_h} \left[1 + \left(\frac{v}{R^2 s} \right)^{0.5} + \left(\frac{v}{R^2 s} \right) + \frac{7}{8} \left(\frac{v}{R^2 s} \right)^{1.5} \right] \quad (6)$$

$$Z_{hc} = \frac{\rho \lambda_h c_h^2}{A s} \quad (7)$$

식 (6) 및 (7)에 포함되어 있는 고압호스 내 파동

전파속도 c_h 는 상수가 아닌 파동 주파수의 함수이며 아래 식으로 표시된다.

$$c_h = \sqrt{\frac{R}{2\rho}} \sqrt{k^*} \quad (8)$$

식 (8)에서 R 은 고압호스의 내경, ρ 는 기름의 밀도, k^* 는 고압호스 벽면의 반경방향 탄성계수를 나타낸다. 일반적으로 고압호스 모델링에 사용되는 k^* 에 대한 모델로는 그림 9에 나타난 3, 4, 5인자 모델이 있다. 이 모델들 가운데서 3인자 모델이 실용적으로 가장 널리 사용되며, 3인자 모델에서의 간편한 실험적 계수 결정법이 알려져 있다.⁷⁾

model	dynamic elasticity modulus
<p>(a) 3 parameters solid</p>	$k^*(j\omega) = \frac{k(1 + j\omega T_1)}{1 + j\omega T_2}$
<p>(b) 4 parameters solid</p>	$k^*(j\omega) = \frac{k(1 + j\omega T_1)(1 + j\omega T_2)}{1 + j\omega T_3}$
<p>(c) 5 parameters solid</p>	$k^*(j\omega) = \frac{k(1 + j\omega T_1)(1 + j\omega T_2)}{1 + j\omega T_3 - \omega^2 T_4^2}$

그림 9 고압호스의 관로 벽 탄성계수 모델

따라서, 관로망 속의 고압호스 부분에 대해서는 식 (2) 대신에 식 (5)를 사용하면 전 관로망의 해석이 가능하다.

5. 적용할 압력 맥동 필터의 모델링 및 설계

5.1 맥동 필터의 특성 표시법

관로계에서 맥동감쇠장치(hydraulic filter, HF, 그림 10 참조)의 특성 표시법으로는 아래의 3가지 방법이 있다.

- (1) 입·출구 압력의 진폭비로 표시하는 방법,

- (2) 맥동감쇠장치 고유의 투과손실(TL) 특성으로 표시하는 방법,
 - (3) 맥동감쇠장치를 실제 장비에 설치했을 때의 이른바 삽입 손실(IL) 특성으로 표시하는 방법
- 이 3가지 표시 방법 가운데서 (1)의 표시법은 종전에 널리 사용된 바 있지만, HF 전·후의 압력비가 진동 및 소음 저감 효과와 직접 연관관계를 갖지 않기 때문에 근래에는 잘 사용되지 않는다.

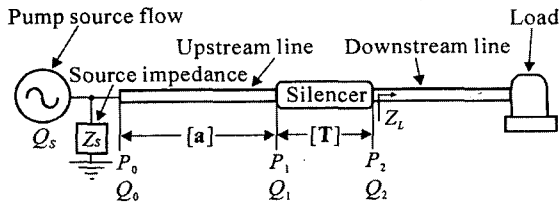


그림 10 유압시스템의 맥동 필터 모델

(2) 및 (3)의 표시법은 음향 공학에서 사용되던 방법으로 근래에 유압시스템의 맥동 감쇠 특성 평가에 통용되고 있다.

(1) 투과손실(transmission loss, TL) 표시법

TL 표시법은 HF를 설치하는 유압 시스템의 특성과는 무관한 HF 고유의 특성치를 표시할 수 있는 방법이다. 그러나 TL 표시법은 HF 출구 끝이 무반사(출구측 관로가 균일하고 무한히 긴 경우)라는 특별한 조건 하에서 성립한다.

TL 표시법은 HF 출구 관로끝에서 무반사 조건이 성립할 때, 입사 에너지 \$W_i\$ 와 투과 에너지 \$W_i'\$를 사용하여 다음과 같이 정의한다.

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{W_i}{W_i'} \right|$$

$$= 20 \log_{10} \left[\frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{Z_{c2}}{Z_{c1}} \right)^{1/2} T_{11} + \frac{1}{(Z_{c1} Z_{c2})^{1/2}} T_{12} + (Z_{c1} Z_{c2})^{1/2} T_{21} + \left(\frac{Z_{c1}}{Z_{c2}} \right)^{1/2} T_{22} \right\} \right] \quad (9)$$

여기서, \$Z_{c1}\$ 및 \$Z_{c2}\$는 각각 HF의 상류측 및 하류측 접속관로의 특성 임피던스를 나타낸다.

또한 \$T_{11}\$, \$T_{12}\$, \$T_{21}\$, \$T_{22}\$는 HF에서의 전달 매트릭스 식인 아래 식(12)의 전달 매트릭스 계수를 나타낸다.

$$\begin{bmatrix} \widehat{P}_{in} \\ \widehat{Q}_{in} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_{out} \\ \widehat{Q}_{out} \end{bmatrix} \quad (10)$$

(2) 삽입손실(insertion loss, IL) 표시법

IL 표시법은 실제 시스템에 맥동 감쇠장치(hydraulic filter, HF)를 설치함에 따라서 맥동이 어느 정도 감쇠되었나를 표시하는, 설계자가 가장 큰 관심을 가지게 되는 성능 표시법이다. 그런데, IL 표시법은 HF 이외에 HF 하류측 관로(부하도 포함), 상류측 관로(맥동원도 포함)의 맥동 전파특성에도 의존하는 매우 복잡한 특성 표시법이다.

IL 표시법은 HF 삽입 전, 삽입 후의 하류측 관로에서의 압력 맥동인 \$P'\$와 \$P\$의 진폭비를 dB 단위로 나타내는 방법이며, 다음 식으로 표시된다.

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{P}{P'} \right|$$

$$= 20 \log_{10} \left| \frac{(a_{1,1} + a_{2,1} Z_s)(T_{1,1} Z_L + T_{1,2})}{(a_{1,1} + a_{2,1} Z_s) Z_L + (a_{1,2} + a_{2,2} Z_s)} + \frac{(a_{1,2} + a_{2,2} Z_s)(T_{2,1} Z_L + T_{2,2})}{(a_{1,1} + a_{2,1} Z_s) Z_L + (a_{1,2} + a_{2,2} Z_s)} \right| \quad (11)$$

여기서, \$a_{11} \sim a_{22}\$는 HF 상류측 관로의 전달 매트릭스 계수들, \$T_{11} \sim T_{22}\$는 HF의 전달 매트릭스 계수들을 나타내며, \$Z_s\$는 맥동원(펌프)의 내부 임피던스, \$Z_L\$은 HF 출구 끝의 특성 임피던스이다.

5.2 단일 금속 관로 상에 티 필터(tee filter) 설치시의 압력 맥동 감쇠

여기에서는 티 필터 유무에 따른 관로에서의 압력 맥동 감쇠 특성을 조사해 보기로 한다.

통상의 금속 분기관을 사용하는 경우 분기관의 설계 길이는 식 (12)로부터 구할 수 있다.

$$l = \frac{1}{4} w = \frac{c}{4f} \quad (12)$$

여기서, \$w\$ 및 \$f\$는 저감시키고자 하는 맥동의 파장 및 주파수, \$c\$는 관로내 파동 전파속도이다.

Fig. 11에는 금속관에 분기관이 설치되어 있거나 또는 설치되어 있지 않은 3종류의 관로를 나타내었다. Fig. 11의 각각의 관로에 대하여 주파수 변화에 따른 입·출구 압력의 진폭비 및 투과손실 특성을 구하여 분기관 사용시 압력 맥동의 감쇠 특성을 검토하였다. 단, 계산시 회로조건은 Table 1과 같다.

Fig. 11 (a)와 같은 통상의 금속관인 경우에 있어 주파수 변화에 따른 입·출구 압력의 진폭비 및 투과손실(TL)의 계산 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 이 때의 TL은 Fig. 12를 Fig. 13 및 14와 비교해

볼 때 매우 작은 값을 알 수 있다.

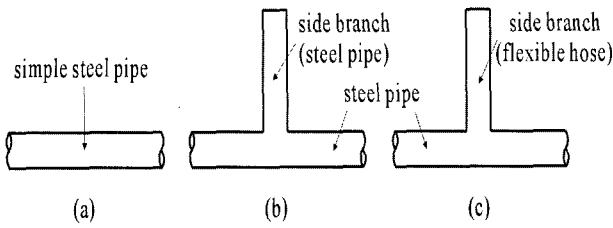


그림 11 관로에 티 필터 설치 형태

표 1 그림 12, 13, 14 계산에 사용된 물리정수

mean pressure	70 bar	inside diameter of steel branch	0.02 m
mean flowrate	0 l/min	wave speed in steel branch	1200 m/s
length of steel pipe	2 m	inside diameter of flexible hose branch	0.02 m
inside diameter of steel pipe	0.02 m	c_h' in flexible hose branch	300 m/s
wave speed in steel pipe	1200 m/s		

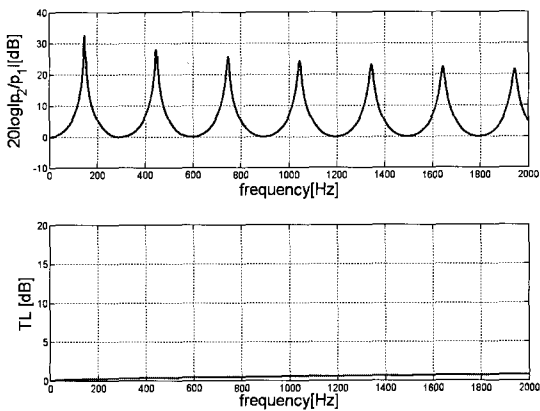


그림 12 $|p_2/p_1|$ 및 TL 계산치 (단순관로)

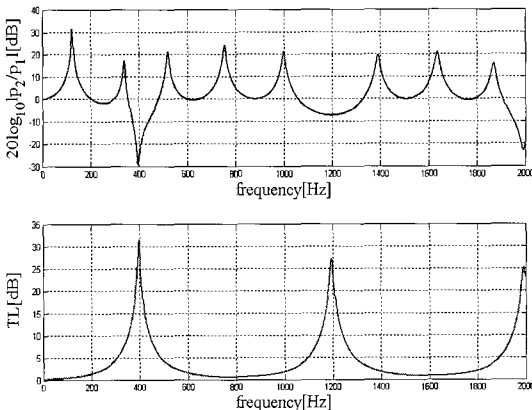


그림 13 $|p_2/p_1|$ 및 TL 계산치 (강관 티 필터)

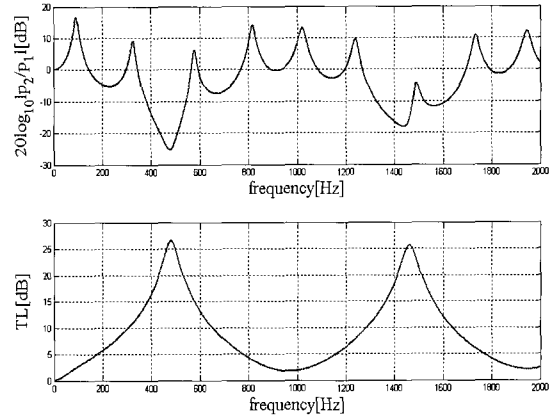


그림 14 $|p_2/p_1|$ 및 TL 계산치 (고압호스 티 필터)

Fig. 11 (b)와 같이 분기관으로 통상의 금속관을 사용한 경우, 맥동 감쇠 요구 주파수가 400 Hz라면 식 (12)으로부터 분기관의 길이가 0.75 m가 되어야 함을 알 수 있다. 길이 0.75 m인 분기관을 길이 2.0 m인 금속관의 중간위치에 설치했을 때의 계산 결과는 Fig. 13과 같다. 그림에 나타난 $|p_2/p_1|$ 및 TL 계산 결과로부터 맥동 기본 주파수 400 Hz의 기수배 부근에서 뚜렷한 맥동 감쇠효과가 얻어졌음을 알 수 있다.

Fig. 11 (c)와 같이 분기관으로서 고압호스를 사용한 경우, 맥동 감쇠 요구 주파수가 금속 분기관을 사용한 경우와 동일한 400 Hz라면 식 (12)으로부터 분기관의 길이는 0.1875 m로 계산된다. Fig. 14로부터 분기관의 재질이 고압호스인 경우는 투과손실이 커지는 주파수 대역이 보다 광대역으로 됨을 알 수 있다.

5.3 가변공진 모드형 티 필터, Helmholtz 공명기의 적용 예 8)

앞의 5.2절에서 설명한 바와 같이 단일 티 필터를 사용했을 때는 맥동의 기본주파수의 기수배(1, 3, 5, ...)차수 조화 주파수 부근에서만 맥동 감쇠 효과가 얻어진다(그림 15).

그러나, 그림 15에 나타낸 가변 공진 모드형 티 필터를 사용하면 맥동의 기본 주파수의 1, 2, 3 차수 모두를 감쇠시킬 수 있다. 또한 그림 16에 나타낸 3자유도 Helmholtz 공명기를 사용해도 Fig. 16의 티 필터와 유사한 특성의 맥동 감쇠 효과를 기대할 수 있다.

그림 17은 그림 16에 나타낸 티 필터 사용시의 압력 맥동 감쇠 효과 및 3자유도 Helmholtz 공명기 사

용에 따른 압력 맥동 감쇠 효과를 나타낸다. 이들 실험 결과들로부터 맥동 감쇠 장치의 설치가 압력 맥동 감쇠에 매우 유효함을 알 수 있다.

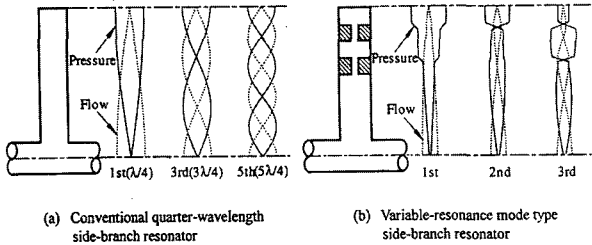


그림 15 단일 티 필터 및 가변 공진 모드형 티 필터의 작용

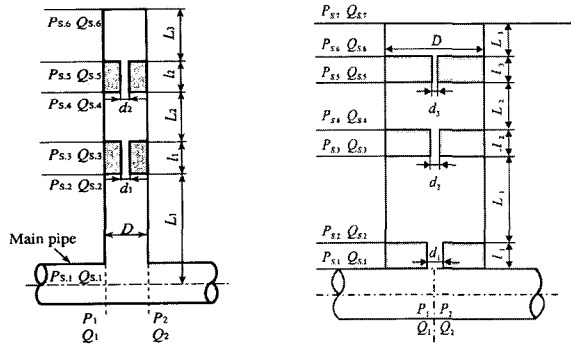


그림 16 가변 공진 모드형 티 필터 및 3자유도 Helmholtz 공명기⁸⁾

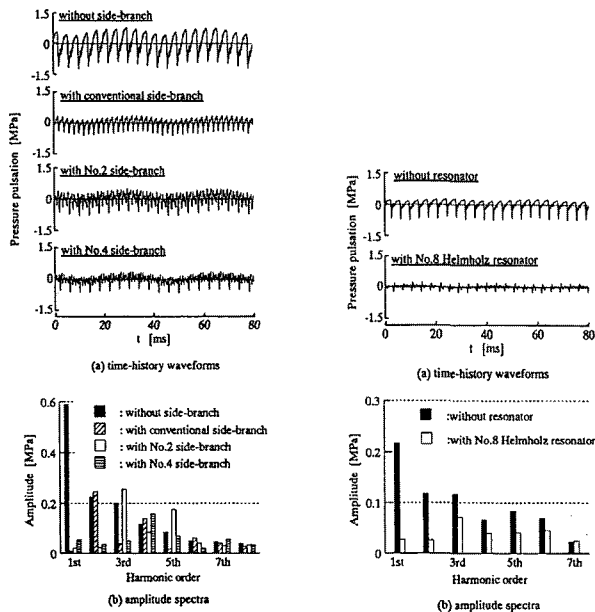


그림 17 각종 티 필터 및 Helmholtz 공명기 사용에 따른 압력 맥동 감쇠효과⁸⁾

표 2 가변 공진 모드형 티 필터 및 Helmholtz 공명기의 설계 치수

Resonators	Variables		Design variables							Given variables						
	L_1	L_2	L_3	h	b	b	D	d_1	d_2	d_3	L_{s1}	L_{s2}	L_{s3}	α_1	α_2	
Variable resonance-mode type side-branch	No.1	990	250	-	55	-	19.4	4	-	-	250	500	-	0.8	-	
	No.2	950	250	-	61	-	19.4	4	-	-	250	500	-	1.0	-	
	No.3	900	250	-	70	-	19.4	4	-	-	250	500	-	1.1	-	
	No.4	703	209	132	34	52	-	19.4	4	3	-	250	500	750	1.0	1.0
	No.5	738	225	134	30	48	-	19.4	4	3	-	250	500	750	0.9	0.8
Flexible hose made	No.6	770	210	-	52	-	19.0	4	-	-	230	460	-	0.95	-	
	No.7	585	181	110	28	45	-	19.0	4	3	-	230	460	690	1.0	1.0
Helmholtz resonator (steel)	No.8	97	55	35	17	19	27	49.5	6	4	3	275	550	825	1.0	1.0
	No.9	102	47	30	14	22	24	49.5	6	4	2.5	275	550	825	1.25	1.5

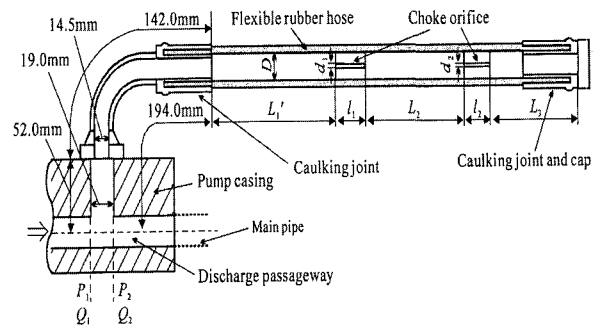


그림 18 유압굴삭기 장착용 고압호세 티 필터

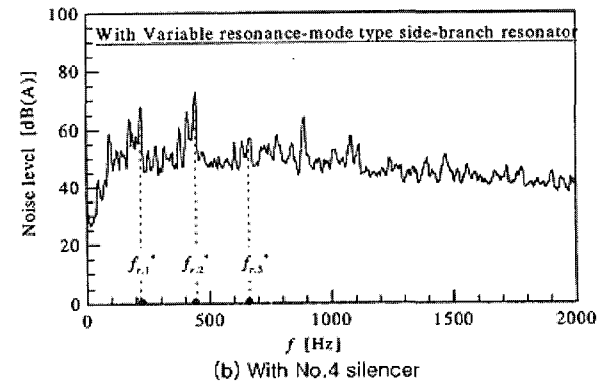
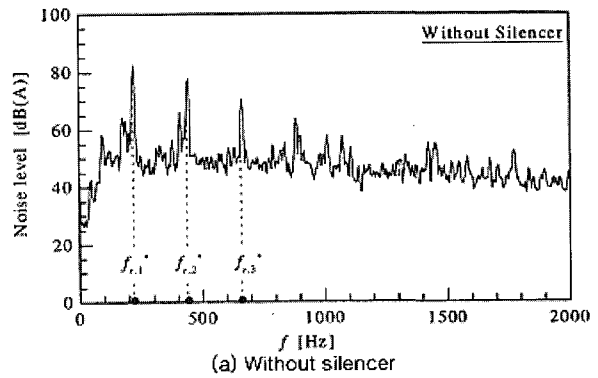


그림 19 유압굴삭기의 펌프 출구단에 그림 19의 티 필터 설치 유/무에 따른 소음 측정치(소음 측정위치 암 표면 부근, 버킷 릴리프 상태, 350 bar)⁸⁾

6. 결 언

이 해설에서는 유압펌프의 유량 맥동에 기인하여 발생하는 유압시스템에서의 진동·소음 문제에 대하여 설명하였다. 유압시스템에서의 진동·소음 가운데서 유체전파와 진동·소음(fluid-borne vibration and noise)이 비교적 큰 비중을 차지하며, 이러한 유체전파와 진동·소음을 저감화하는 데에는 압력맥동 필터를 사용하는 것이 효과적이다.

대상 유압시스템에 가장 적합한 맥동필터를 설계하는 과정을 순서대로 설명하였으며, 구체적으로는 유압펌프의 맥동특성 모델링 기법, 관로요소들의 모델링 기법, 압력 맥동 필터의 모델링 및 설계법, 몇가지 유압시스템에 압력 맥동 필터를 적용한 사례를 소개하였다.

유압시스템의 진동·소음 저감화를 위한 기술은 비교적 복잡한 이론적 해석 기술과 정교한 계측 및 분석 기술을 필요로 하며, 이와 관련된 더욱 상세한 내용은 참고문헌들을 통하여 확인할 수 있을 것이다. 이 해설이 유압시스템의 진동·소음 문제 해결에 관련하는 기술자분들께 다소나마 참고가 되기를 기대한다.

참 고 문 헌

- 1) (財)日本機械振興協會技術研究所, “油空壓機器の振動・騒音の低減化に關する研究”, (財)日本機械振興協會技術研究所, pp. 42, 1990
- 2) ISO, “Hydraulic Fluid Power - Determination of Pressure Ripple Levels Generated in Systems and Components - Part 1 : Precision Method for Pumps”, ISO 10767-1, pp. 1~22, 1996.
- 3) E. Kojima, “New Method for Experimental Determination of Hydraulic Pump Fluid-Borne Vibration Characteristics (1st Report, Principle of New Method)”, Hydraulics and Pneumatics (JHPS), Vol. 24, No. 2, pp. 113~118, 1993.
- 4) E. Kojima and T. Watanabe, “New Method for Experimental Determination of Hydraulic Pump Fluid-Borne Vibration Characteristics (2nd Report, Experimental Results and Considerations)”, Hydraulics and Pneumatics (JHPS), Vol. 24, No. 2, pp. 119~126, 1993.

- 5) K. A. Edge and D. N. Johnston, “The Secondary Source Method for the Measurement of Pump Pressure Ripple Characteristics, Part 1 : Description of Method”, Proc. IMechE, Part A, Vol. 204, pp. 33~40, 1990.
- 6) K. A. Edge and D. N. Johnston, “The Secondary Source Method for the Measurement of Pump Pressure Ripple Characteristics, Part 2 : Experimental Results”, Proc. IMechE, Part A, Vol. 204, pp. 41~46, 1990.
- 7) 이일영, “유압 관로계 압력 맥동 해석법”, 부경대학교 유압제어연구실, pp. 16~22, 2001.
- 8) T. Ichianagi, “A Study on Fluid-Borne Noise Attenuation in Fluid Power Systems”, Ph. D. Thesis, Kanagawa University, pp. 105~121, 2001.

[저자 소개]

이일영(책임저자)

E-mail : iylee@pknu.ac.kr

Tel : 051-620-1612

1954년 8월 4일생

1978년 2월 부경대학교 기관학과 졸업,

1986년 3월 동경공업대학 제어공학과 박사과정 졸업, 1986~현재 부경대학교 기계공학부 조교수, 부교수, 교수, 유압시스



템 맥동 해석, 유압시스템 제어, 유압제어밸브 개발 및 응용에 관한 연구에 종사, 우리학회 편집이사, 편집위원회 부위원장, 한국동력기계공학회 편집이사, 일본 JFPS 등의 회원, 한국공학인증원(ABEEK) 인증사업단부단장, 공학박사

[저자 소개]

강만곤

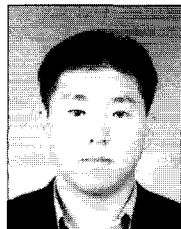
E-Mail : ezekiel2@nate.com

Tel : 051-620-1612

1980년 3월 15일생

2005년 부경대학교 기계공학부 졸업,

2005년 부경대학교 대학원 지능기계 공학



과 재학