

유압 펌프와 모터의 유량/압력 맥동 계측을 위한 ISO 규격 해설

Review on ISO Standards for Measuring Flow/Pressure Ripple in Hydraulic Pumps and Motors

김지웅 · 강만곤 · 이일영
J. W. Kim, M. G. Kang and I. Y. Lee

1. 서 언

유압 장치에서는 유압 펌프 및 모터에서 공기 중으로 전파되는 공기 전파 소음(air-borne noise), 유압 펌프 및 모터에 연결되어 있는 구조물로 전파되는 고체 전파 소음(structure-borne noise), 그리고 관로 내의 유체를 타고 전파되는 유체 전파 소음(fluid-borne noise) 등이 발생한다. 특히 전체 소음에서 유체 전파 소음의 비중이 크며, 펌프에서 관로를 통하여 전파하는 유량/압력 맥동에 기인하는 것으로 알려져 있다(그림 1 참조).

따라서 압력 맥동을 저감한 저소음형 유압 장치의 설계를 위해서는 압력 맥동의 기진원인 유압 펌프의 유체 전파 소음 특성과 유체 전파 소음의 전달 통로인 배관 요소들에서의 맥동 전달 특성을 명확히 파악하는 것이 중요하다. 이 때 유압 펌프의 유체 전파 소음 특성을 결정짓는 유압 펌프의 고유치로는 펌프의 내부 임피던스와 유량 맥동이 있다. 그러나 둘 다 직접 측정하는 것이 불가능한 양이며, 관로 내의 압력 맥동을 측정함으로써 간접적으로 측정하는 방법들이 여러 연구자들에 의하여 제안되었다.^{1~7)}

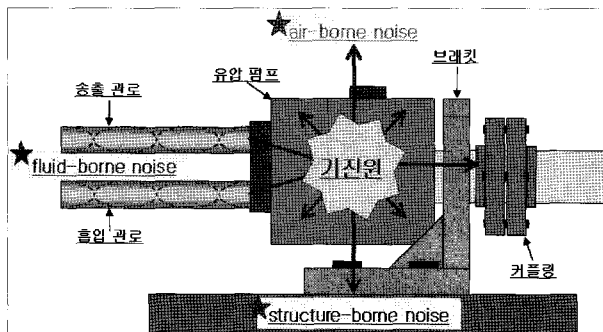


그림 1 유압 장치에서의 소음

이들 측정 방법 중에서 Edge 및 Johnston의 “2차 맥동원(secondary source)”법^{5,6)}과 Ko-jima의 “2 압력/2 시스템(2 pressures/2 systems)”법⁷⁾ 등이 잘

알려져 있다. 특히 2차 맥동원법은 1996~1999년 사이에 ISO 규격(ISO 10767 Part 1, 2, 3 : 1은 유압 펌프에 대한 정밀 측정법, 2는 유압 펌프에 대한 단순 측정법, 3은 유압 모터에 대한 정밀 측정법)^{8,9,10)}으로 채택되었으며, 이들 규격은 2002년도에 국내의 KS 규격(KS B ISO 10767 Part 1, 2, 3)으로도 채택되었다. 그러나 ISO 10767에 기초한 유압 펌프 및 모터의 유량 맥동 정밀 측정법은 측정 결과의 연산 과정이 복잡하여 현장에서의 적용이 매우 어려운 것으로 알려져 있다.

이에 본 해설에서는 ISO 10767 Part 1, 2, 3에 대한 기초 이론 및 활용법을 상세히 설명함으로써 장차 ISO 10767을 활용하고자 하는 기술자들에게 도움이 되고자 한다.

2. 유압 펌프-관로계의 유량/압력 맥동에 관한 기초 방정식

유압 펌프는 내부 임피던스를 분로(分路) 임피던스 형태로 갖는 유량원으로 간주할 수 있음이 알려져 있다. 이는 전기 회로의 노턴(Norton) 모델을 전용한 것이며, 유압 펌프, 단일 관로, 부하 밸브로 구성된 유압 회로는 임피던스 표시로서 그림 2와 같이 나타낼 수 있다.

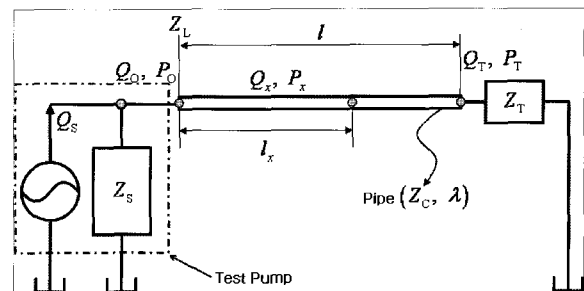


그림 2 단순 유압 회로에서의 임피던스 표시

이 때 유압 펌프의 내부 유량 맥동(Q_s)은 다음

식과 같이 나타낼 수 있다(아래 식에서 모든 변수는 주파수 영역 변수이며, 이 후 특별한 표시 「... (t) 」가 없는 변수는 모두 주파수 영역 변수임).

$$Q_s = Q_o + \frac{P_o}{Z_s}$$

$$= \frac{P_o}{Z_L} + \frac{P_o}{Z_s} = P_o \cdot \left(\frac{Z_s + Z_L}{Z_s \cdot Z_L} \right)$$

여기서 P_o/Z_s 는 펌프 내부의 누설 유량이며, 따라서 유압 펌프의 출구 압력 맥동(P_o)은 식 (1)과 같다.

$$P_o = \left(\frac{Q_s \cdot Z_s \cdot Z_L}{Z_s + Z_L} \right) \quad (1)$$

또한 관로 내 유체를 통하여 전달되는 파동이 점성 파동 방정식을 만족시키는 것으로 생각하고, 관로의 상류 끝($x=0$) 및 하류 끝($x=l$)에서의 임피던스를 각각 Z_L , Z_T 라 하면 관로상의 위치 x 에서의 압력 맥동(P_x)은 주파수 영역에서 다음 식으로 표시된다.

$$P_x = P_o \cdot \left\{ \cos(\lambda x) - j \cdot \frac{Z_C}{Z_L} \cdot \sin(\lambda x) \right\} \quad (2)$$

그림 2에서 P_x 는 식 (1)과 (2)로부터 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_x = \left(\frac{Q_s \cdot Z_s \cdot Z_L}{Z_s + Z_L} \right) \cdot \left\{ \cos(\lambda x) - j \frac{Z_C}{Z_L} \sin(\lambda x) \right\} \quad (3)$$

여기서,

$$Z_L = Z_C \cdot \frac{Z_T \cdot \cos(\lambda l) + j \cdot Z_C \cdot \sin(\lambda l)}{Z_C \cdot \cos(\lambda l) + j \cdot Z_T \cdot \sin(\lambda l)} \quad (4)$$

$$\lambda = \frac{\omega}{c} \xi(\omega) \quad (5)$$

$$\xi(\omega) \squareq 1 + \left(\frac{v}{r_o^2 \omega} \right)^{0.5} + \left(\frac{v}{r_o^2 \omega} \right) + \frac{7}{8} \cdot \left(\frac{v}{r_o^2 \omega} \right)^{1.5} \quad (6)$$

또한 P_x 는 관로의 상류 끝 및 하류 끝에서의 파동 반사율 R_s , R_T 를 사용하여 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$P_x = \frac{Q_s \cdot Z_s \cdot Z_C}{Z_s + Z_C} \cdot \left\{ \frac{e^{-j\lambda x} + R_T \cdot e^{-j\lambda(2l-x)}}{1 - R_s \cdot R_T \cdot e^{-j2\lambda l}} \right\} \quad (7)$$

여기서,

$$R_s = \frac{Z_s - Z_C}{Z_s + Z_C} \quad (8)$$

$$R_T = \frac{Z_T - Z_C}{Z_T + Z_C} \quad (9)$$

이고, 식 (3) 및 (7)의 { }내는 정재파(standing wave)의 영향을 나타내는 항이다. 식 (7)을 유압 펌프의 내부 유량 맥동(Q_s)에 관한 식으로 정리하면 식(10)과 같다.

$$Q_s = \frac{P_x \cdot (Z_s + Z_C)}{Z_s \cdot Z_C} \cdot \left\{ \frac{1 - R_s \cdot R_T \cdot e^{-j2\lambda l}}{e^{-j\lambda x} + R_T \cdot e^{-j\lambda(2l-x)}} \right\} \quad (10)$$

3. ISO 10767 Part 1 : 유압 펌프의 정밀 유량/압력 맥동 측정법^{8,11)}

3.1 계측법의 원리

그림 3에 나타낸 바와 같이, 관로의 우측 끝에 별도의 맥동원, 즉 2차 맥동원(유압 펌프 또는 특수 제작한 맥동 발생 장치)을 설치하고, 이것에 의하여 발생하는 위치 x_1 및 x_2 에서의 압력 맥 동을 P_{x1} , P_{x2} 라고 하면 식(7)로부터 다음 식이 얻어진다.

$$\frac{P_{x2}}{P_{x1}} = \frac{e^{-j\lambda(l-x_2)} + R_s e^{-j\lambda(l+x_2)}}{e^{-j\lambda(l-x_1)} + R_s e^{-j\lambda(l+x_1)}} \quad (11)$$

따라서, P_{x1} , P_{x2} 를 측정하면 식 (11)로부터 R_s 가 구해지고, 이어서 식 (8)로부터 Z_s 가 구해진다. 한편, 시험 대상 펌프(1차 맥동원)의 유량 맥동에 의하여 발생하는 위치 x_1 및 x_2 에서의 압력 맥동

P_{x1} , P_{x2} 를 측정하면 식 (7)로부터 얻어지는 아래 식 (11')에 의하여 R_T 가 구해진다.

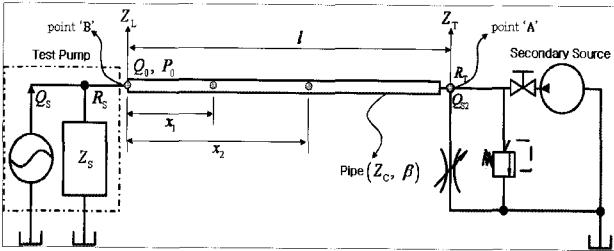


그림 3 2차 맥동원법에 대한 ISO 10767 Part 1에서의 유압 회로

$$\frac{P_{x2}}{P_{x1}} = \frac{e^{-j\lambda x_2} + R_1 e^{-j\lambda(2l-x_2)}}{e^{-j\lambda x_1} + R_1 e^{-j\lambda(2l-x_1)}} \quad (11')$$

또한, 시험 대상 펌프만을 구동하면서 임의의 위치에서 압력 맥동을 측정하면 식 (10)으로부터 시험 대상 펌프의 유량 맥동(Q_s)을 구할 수 있다.

3.2 측정 장치 구성 및 제작상의 유의점

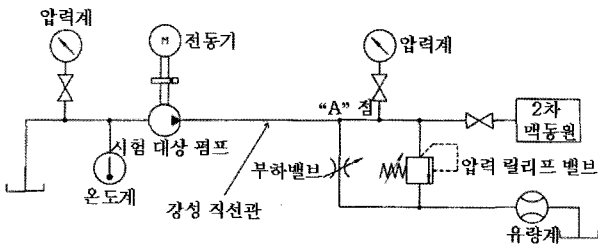


그림 4 ISO 10767 Part 1의 유압 회로도

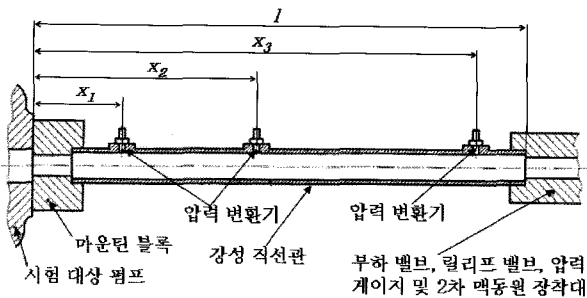


그림 5 ISO 10767 Part 1의 관로 구성

그림 2에 나타난 간략화한 관로계를 실제로 구성하려 할 때는 릴리프 밸브 등이 추가되어야 하며, 실제 측정 시스템의 관로 구성 예가 ISO 10767 Part 1에 제시되어 있다(그림 4, 5).

그림 4와 같이 유압 회로를 구성했을 때, 관로 오른쪽 끝에서의 특성치인 R_T 계측을 위한 점 A는 진직(眞直) 단순 관로상의 한 위치에 가상의 밸브가 있다고 가정함으로써 둘 수 있으며, 이렇게 함으로써 부하 밸브, 릴리프 밸브, 2차 맥동원 직전의 볼 밸브에서의 파동 반사율은 생각할 필요가 없어진다.

회로상의 관로 안지름은 유압 펌프 토출구의 안지름과 10% 이상의 차이를 가지면 안된다. 또한 유압 펌프의 토출구와 관로를 연결하기 위한 연결 금구의 길이는 관로 안지름의 2배를 초과해서는 안된다. 이 때 사용되는 관로는 균일하고 강성이 있는 진직(眞直) 금속관으로 하고, 관로의 안지름은 펌프 토출구 지름의 80~120%로 한다.

압력 변환기는 그림 5에서와 같이 관로 길이에 따라 설치한다. 이 때 압력 변환기의 다이어프램이 관 내부 벽 ± 0.5 mm 이내로 인접하도록 부착해야 한다. 여기서 사용되는 압력 변환기와 압력 맥동 계측 장비는 펌프 회전수에 대한 10개의 조화 주파수(harmonic frequency) 성분의 진폭과 위상을 측정할 수 있어야 한다. 이 때 두 개 또는 세 개의 압력 변환기로부터 압력 맥동은 동시에 측정되어야 하며, 아래와 같은 정확성과 분해능을 가지고 있어야 한다.

- 1) 진폭 $\pm 1\%$ 이내
- 2) 위상 $\pm 1\%$ 이내
- 3) 주파수 $\pm 0.5\%$ 이내

허용 오차 이상에서의 $\pm 10\%$ 이내의 전체 실효값(rms) 압력 맥동은 불확실한 결과를 초래할 수 있다.

배관 길이 및 압력 변환기 설치 위치는 표 1과 같다.

표 1 배관 길이와 압력 변환기 위치

배관 길이와 변환기 부착 위치	최소 펌핑 주파수 f_{\min} (Hz)	
	$50 \leq f_{\min} \leq 100$	$100 \leq f_{\min} \leq 400$
x_1	0.15 m $\pm 1\%$	0.1 m $\pm 1\%$
x_2	0.85 m $\pm 1\%$	0.43 m $\pm 1\%$
x_3	1.85 m $\pm 1\%$	0.9 m $\pm 1\%$
l	최소 2 m	최소 1 m

3.3 측정 방법 및 측정 결과의 예¹¹⁾

측정은 크게 나누어, (1) 시험 대상 펌프(펌프 ①)와 2 차 맥동원(펌프 ②)을 모두 구동시킨 상태에서의 측정, (2) 시험 대상 펌프만을 구동시킨 상태에서의 측정으로 구분된다.

(1)의 측정은 시험 대상 펌프의 내부 임피던스 Z_s 를 구하는 것이 목적이므로, 계측된 압력 맥동 (P_{x1}, P_{x2})의 주파수 계열 신호로부터 펌프 ②의 신호만을 분리(펌프 ①이 생성한 신호를 배제)할 수 있어야 한다. 이를 위해서는 펌프 ① 및 ②에 의해 생성한 조화 성분들(harmonic components)의 주파수가 겹치지 않도록 두 펌프의 회전속도를 결정해야 한다.

펌프 ①만을 구동시켰을 때의 압력 계측치(시간 영역, 주파수 영역 데이터)의 예를 그림 6에 나타내었다.¹¹⁾

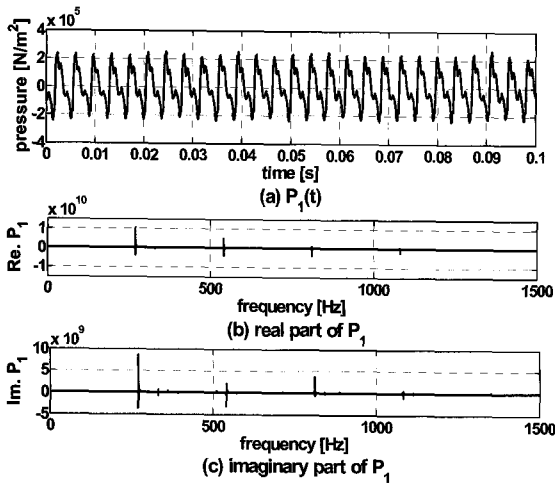


그림 6 측정된 $P_1(t)$, P_1 의 실수값, P_1 의 허수값

펌프 ①과 ②를 동시에 구동시켰을 때의 압력 맥동 측정 데이터들을 3.1절에서 설명한 절차에 따라 연산함으로써 시험 대상 펌프의 Z_s 를 구하였고, 그 결과를 그림 7에 나타내었다.

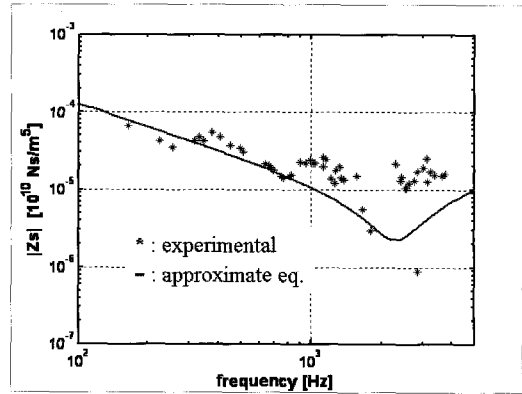
그림에서 '*'표시는 실험치를, 실선은 실험치를 근사식으로 표시했을 때의 계산결과를 내며, 구해진 근사식은 아래와 같다.

$$Z_s = \frac{K_0}{s} \cdot \left(\frac{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2}{\omega_n^2} \right), \quad s = j\omega \quad (12)$$

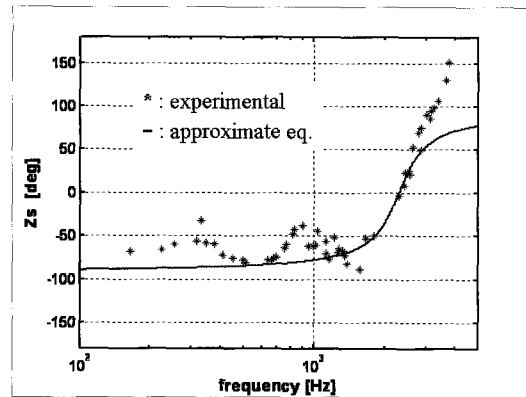
그림 7의 결과는 선행 연구자들의 결과^{5~8)}와 유

사한 경향을 보였으며, Z_s 가 성공적으로 계측 되었음을 보여주는 결과이다.

펌프 ①만을 사용한 측정에서 얻은 압력 맥동 측정치와 R_s, R_T 및 4.1절에서 구한 Z_s 등을 식 (10)에 적용함으로써 Q_s 를 구하였으며, 그 예(시간 영역 데이터)를 그림 8에 나타내었다.



(가)



(나)

그림 7 유압 펌프의 내부 임피던스 Z_s

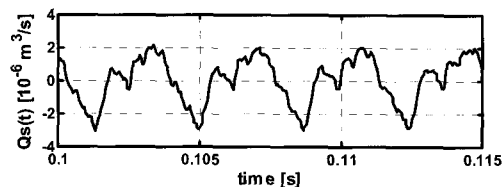
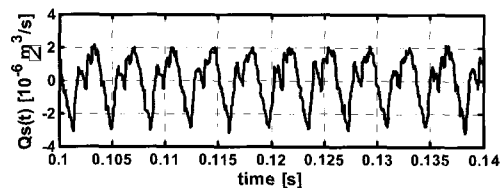


그림 8 유압 펌프의 내부 유량 맥동 $Q_s(t)$

3.5 유량 맥동 측정치의 신뢰성 검증¹¹⁾

3.4절에서 구한 Q_s 는 관로상의 압력 맥동 측정치로부터 간접적으로 측정된 결과이다. Q_s 측정치의 신뢰성은, 일반적으로 측정된 Q_s 와 유압 관로의 전달 특성식을 사용하여 연산한 관로상 제3의 위치에서의 압력 맥동(계산치)과 그 위치에서 실측한 압력 맥동 데이터를 비교함으로써 검증할 수 있다.

4. ISO 10767 Part 2 : 유압 펌프의 단순 유량/압력 맥동 측정법⁹⁾

4.1 ISO 10767 Part 2의 특징

ISO 10767 Part 1에 의한 유압 펌프의 정밀 측정법은 시험 대상 펌프 출구에 연결되는 유압 회로에 무관한 내부 임피던스(Z_s)와 유량 맥동(Q_s)의 정밀 측정이 가능하다. 즉, 유압 펌프의 맥동 특성을 완전하게 기술할 수 있다. 또한 Z_s 및 Q_s 의 정보는 유압 회로 내 임의 위치에서의 압력 및 유량 맥동 시뮬레이션에도 활용할 수 있다. 하지만 연산 과정이 매우 복잡하고 계측 엔지니어의 기술 수준 및 숙련도에 따라서 큰 계측오차가 발생할 수 있는 것이 문제점이다.

이에 반해 ISO 10767 Part 2에 의한 유압 펌프의 단순 측정법은 그 측정법이 비교적 간단하고 유압 펌프 상호간의 맥동 특성 비교에 활용이 가능하다. 하지만 유압 펌프의 맥동 특성 고유값을 알 수 없기 때문에 임의 위치에서의 압력 및 유량 맥동 예측 등의 활용은 불가능하다.

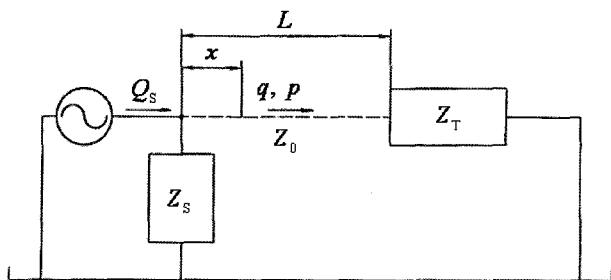


그림 9 유압 회로의 임피던스 표시

4.2 기초 방정식

그림 9에서 관로 출구 끝에서의 특성 임피던스(Z_T)는 아래 식과 같다.

$$Z_T = \frac{2p}{q} \tag{13}$$

식 (13)에서 p 와 q 는 각각 관로 내의 평균 압력 및 평균 유량이다.

또한 관로의 길이가 L 이고, 관로의 특성 임피던스가 Z_0 일 때 유압 회로의 임피던스(Z_E)는 아래 식과 같다.

$$Z_E = Z_0 \cdot \left[\frac{Z_T \cdot \cos\left(\frac{\omega L}{c}\right) + j \cdot Z_0 \cdot \sin\left(\frac{\omega L}{c}\right)}{Z_0 \cdot \cos\left(\frac{\omega L}{c}\right) + j \cdot Z_T \cdot \sin\left(\frac{\omega L}{c}\right)} \right] \tag{14}$$

식 (14)에서 관로 내의 유체가 흐를 때 압력 강하와 누설을 "0"으로 가정하면 Z_0 는 식 (15)로 나타낼 수 있다.

$$Z_0 = \frac{4pc}{\pi D_L^2} \tag{15}$$

여기서 c 와 D_L 은 각각 관로 내의 음속 및 직경이다.

유압 펌프의 내부 임피던스(Z_s)는 짧은 관로 길이에서 식(14)와 같은 형식이다. Z_s 는 펌프 고유의 임피던스(Z_{os})가 펌프 토출구의 겹보기 지름(D_s)에 의존하고, 관로 길이는 이 통로의 겹보기 길이(L_s)에 바탕을 두고, 끝 부분의 임피던스(Z_{Ts})는 그 압력에서 평균 유량 손실과 펌프의 평균 토출 압력의 비에 바탕을 둔다고 가정하면 식 (16)과 같다.

$$Z_s = Z_{os} \cdot \left[\frac{Z_{Ts} \cdot \cos\left(\frac{\omega L_s}{c}\right) + j \cdot Z_{os} \cdot \sin\left(\frac{\omega L_s}{c}\right)}{Z_{os} \cdot \cos\left(\frac{\omega L_s}{c}\right) + j \cdot Z_{Ts} \cdot \sin\left(\frac{\omega L_s}{c}\right)} \right] \tag{16}$$

여기서

$$Z_s = \frac{4pc}{\pi D_s^2}$$

$$Z_{Ts} = \frac{p^*}{\Delta q(p^*)}$$

그림 10에서 펌프의 토출구의 압력 맥동(P_E)은 식 (17)과 같다.

$$P_E = \frac{Q_S \cdot Z_S \cdot Z_E}{Z_S + Z_E} \quad (17)$$

이 때 $Q_S \cdot Z_S$ 의 값이 무한히 크다면 P_E 는 펌프의 출구에서 생성될 것이다. 따라서 압력 맥동 측정비 (P_E/P_B)는 식 (18)와 같다.

$$\frac{P_E}{P_B} = \frac{Z_E}{Z_E + Z_S} \quad (18)$$

여기서 $P_B = Q_S \cdot Z_S$ 이다. 식 (18)에서 압력 맥동비는 오직 펌프 토출구 임피던스 Z_E 와 펌프 내부 임피던스 Z_S 의 값에 의해 결정된다. 이 때 Z_E 가 Z_S 보다 매우 크면($Z_E \rightarrow \infty$) 압력 맥동비는 거의 "1"과 같고, 따라서 P_E 는 P_B 와 같다.

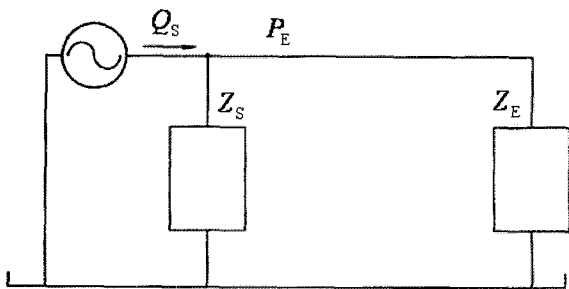


그림 10 관로를 포함한 회로의 임피던스(Z_E)

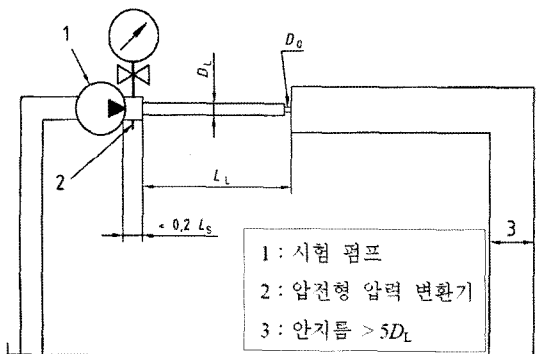


그림 11 시험 회로의 개략도

4.3 측정 장치

유압 펌프의 토출구 지름이 D_S 이고 토출구 체적이 V_S 일 때, 토출구 길이 L_S 는 다음과 같이 구한다.

$$L_S = \frac{4V_S}{\pi D_S}$$

또한 유압 펌프의 기본 주파수 f_1 은 다음과 같이 구한다.

$$f_1 = \frac{Z \cdot N}{60}$$

여기서 Z 는 피스톤 펌프일 경우 피스톤 수이며, N 은 분당 펌프의 회전수(rpm)이다. 이 때 측정할 수 있는 최대 주파수 f_{max} 는 아래와 같다.

$$f_{max} = \frac{c}{2L_S} - f_1$$

그림 11에서 관로의 안지름(D_L), 배관 길이(L_L), 그리고 관로 끝부분의 오리피스 지름($D_{O,max}$, $D_{O,min}$)은 아래식으로부터 결정한다.

$$D_L = \sqrt{\frac{4pcq}{\pi(P_{max} + P_{min})}}$$

$$0.9L_S \leq L_L \leq 1.1L_S$$

$$D_{O,max} = \sqrt{\frac{4q}{\pi K \sqrt{P_{min}}}}$$

$$D_{O,min} = \sqrt{\frac{4q}{\pi K \sqrt{P_{max}}}}$$

4.4 측정 방법

우선 4.2절에서 설계한 측정 장치에서 $D_{O,max}$ 의 지름을 갖는 오리피스를 설치한 후 유압 펌프의 토출구 압력 맥동 P_E 를 측정한다. 그리고 $D_{O,min}$ 의 크기를 갖는 오리피스로 교체한 후 다시 P_E 를 측정한다. 두 압력 맥동 데이터를 주파수 영역으로 변환한 후 유압 펌프의 조화 주파수 성분(10개)을 구한다. 이로부터 압력 맥동의 RMS를 계산한다. 이 때 RMS는 식(19)로부터 구한다.

$$P_{RMS} = \sqrt{\frac{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2 + \dots + P_n^2}{2}} \quad (19)$$

4.5 측정 결과의 예⁹⁾

그림 12와 13은 각각 D_L 과 L_L 의 길이를 다르게 하여 구한 압력 맥동비(P_E/P_B)이다. 두 그림에서 알 수 있듯이 관로 내경이 작고 배관 길이가 짧을 때 펌프의 출구 압력 맥동(P_E)과 내부 압력 맥동(P_B)이 같아짐을 알 수 있다.

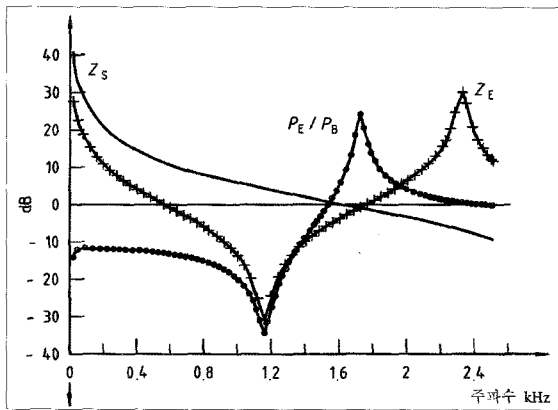


그림 12 Z_S, Z_E 의 상대 크기에 따른 P_E/P_B
[단, $D_L = 1.1D_S, L_L = 2.7L_S$]

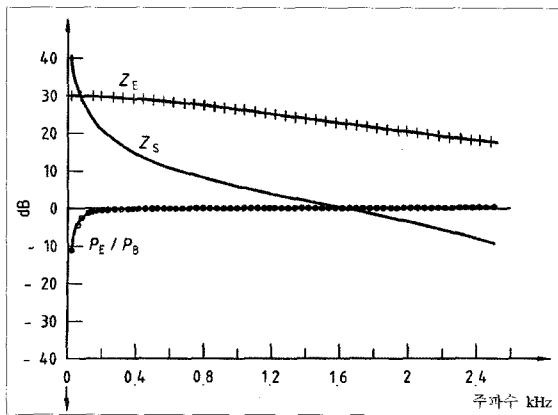
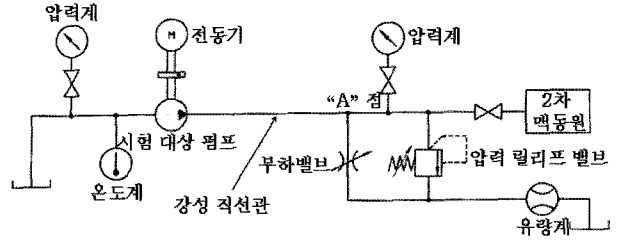


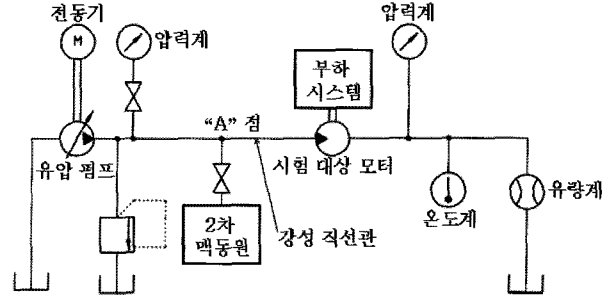
그림 13 Z_S, Z_E 의 상대 크기에 따른 P_E/P_B
[단, $D_L = 0.28D_S, L_L = 1.0L_S$]

5. ISO 10767 Part 3 : 유압 모터의 정밀 유량/압력 맥동 측정법¹⁰⁾

5.1 측정 장치 구성 및 제작상의 유의점

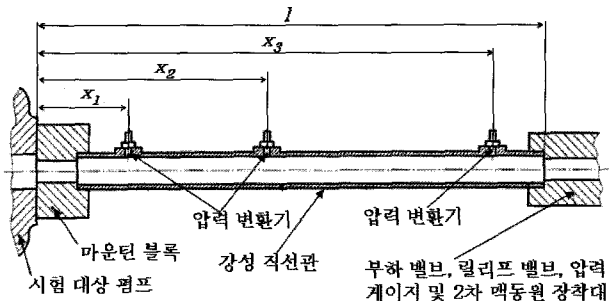


(가) Part 1

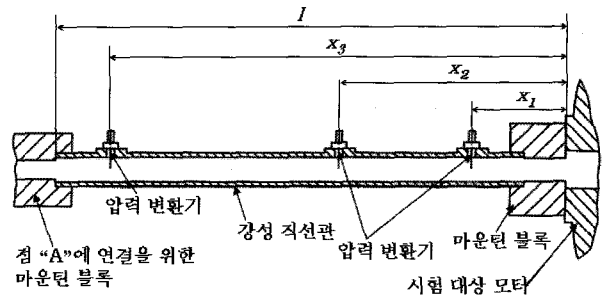


(나) Part 3

그림 14 ISO 10767 Part 1, 3의 유압 회로도



(가) Part 1



(나) Part 3

그림 15 ISO 10767 Part 1, 3의 관로 구성

유압 모터의 내부 임피던스 및 유량 맥동 측정을 위한 ISO 10767 Part 3의 수학적 모델은 기본적으로 2차 맥동원법을 따른다. 따라서 Part 3은 Part '1에 대하여 그 측정 장치의 구성을 제외하고는 모두 동일하다.

그림 14과 15에서 나타낸 바와 같이 Part 3의 장치 구성은 Part 1의 시험 대상 펌프 대신 시험 대상 모터를 설치한다. 이 때 시험 대상 모터의 회전속도를 조절하기 위하여 별도의 부하장치가 필요하다. 또한 그림 14에서 유압 펌프가 2차 맥동원으로서 적절하지 않을 경우 별도의 2차 맥동원 장치를 설치해야 한다.

5.2 측정 방법

측정 방법 또한 Part 1에 비하여 크게 다르지 않다. Part 1과 마찬가지로 측정 방법은 크게 나누어, (1) 시험 대상 모터와 2 차 맥동원을 모두 구동시킨 상태에서의 측정, (2) 시험 대상 모터만을 구동시킨 상태에서의 측정으로 구분된다.

또한 (1)의 측정에서 시험 대상 모터의 내부 임피던스 Z_s 를 구하는 것이 목적이므로, 계측된 압력 맥동 (P_{x1} , P_{x2})의 주파수 계열 신호로부터 시험 대상 모터의 신호만을 분리할 수 있어야 한다. 이를 위해서는 시험 대상 모터와 2차 맥동원이 생성한 조화 성분들의 주파수가 겹치지 않도록 두 장치 요소의 회전속도를 결정해야 한다.

6. 결 언

유압 펌프의 유체 전파 진동 특성을 결정 짓는 펌프 고유의 특성치로는 펌프의 내부 임피던스와 펌프의 유량 맥동이 있으며, 이러한 유압 펌프의 고유치는 ISO 10767 Part 1, 2, 3으로부터 측정이 가능하다.

그러나 산업 현장에서 ISO 10767의 방법을 활용하기가 매우 어려울 것으로 예상된다. 이는 ISO 10767에서 사용하는 이론적 배경과 데이터의 연산 과정이 현장 기술자들에게 낯설 것으로 판단하기 때문이다.

이에 본 해설에서는 ISO 10767의 이론적 배경인 유압 펌프-관로계의 유량/압력 맥동에 대한 기초 방정식과 데이터 연산을 위한 2차 맥동원법에 대하여 상세하게 설명하였다. 또한 ISO 10767에 명시되어 있는 구체적인 내용을 소개하였고, Part 1에 기초하여 유압 펌프의 내부 임피던스 및 유량 맥동 계측 결과를 나타내었다.

향후 유압 펌프 및 모터 관련 기술자, 유압 장치 관련 기술자들이 ISO 10767을 활용하여 유압 펌프

및 모터의 유량/압력 맥동을 계측할 시에 본 기술 해설이 도움이 되기를 기대한다.

참고문헌

- 1) Davidson, L. C. , "The Internal Impedance of Positive Displacement Pumps(Experimental Determination and Effect on System Noise)", Proceedings of the 32ndNational conference on Fluid Power, pp. 99~100, 1976.
- 2) O'Neal, D. L. and Maroney, G. E., "Measuring Pump Fluid borne Noise Generation Potential,"The BFPR Journal, Vol. 1978-11, pp. 99~100, 1978.
- 3) Szerlag, S. F., "Rating pump fluid-borne noise,"SAE Trans. 750830, pp. 1~16, 1975.
- 4) Edge, K. A. and Wing, T. J., "The measurement of the fluid-borne pressure ripple characteristics of hydraulic components,"Proc. Instn. Mech. Engrs, Part B, Vol. 197, pp. 247~254, 1983.
- 5) Edge, K. A. and Johnston, D. N., "The "secondary source" method for the measurement of pump pressure ripple characteristics, Part 1 : description of method,"Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A, Vol. 204, pp. 33~40, 1990.
- 6) Edge, K. A. and Johnston, D. N., "The "secondary source" method for the measurement of pump pressure ripple characteristics, Part 2 : experimental re-sults,"Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A, Vol. 204, pp. 41~46, 1990.
- 7) 小嶋英一, "油壓ポンプの流體傳ば振動特性の新しい測定法(第1報, 測定法の原理)," 油壓 と空氣壓, Vol. 24, No. 1, pp. 113~118, 1993.
- 8) ISO 10767 : Determination of pressure ripple levels generated in systems and components, Part 1 : Precision method for pumps
- 9) ISO 10767 : Determination of pressure ripple levels generated in systems and components, Part 2 : Simplified method for pumps
- 10) ISO 10767 : Determination of pressure ripple levels generated in systems and components, Part 3 : Precision method for motors

[저자 소개]

김지웅(책임저자)

E-mail : jiwoong1026@han-mail.net

Tel. : 051)620-1612

1979년 10월 26일생

2006년 부경대학교 기계공학부 졸업,
2006~현재 부경대학교 대학원 지능기계
공학과 재학 중



[저자 소개]

이일영

E-mail : iylee@pknu.ac.kr

Tel. : 051)620-1612

1954년 8월 4일생

1978년 부경대학교 기관공학과 졸업,
1986년 Tokyo Ins-titute of Technology
제어공학과 박사 과정 졸업, 1986~현재
부경대학교 교수, 유압 시스템 맥동 해
석, 유압 시스템 제어에 관한 교육 및 연구에 종사, 유공압시
스템회, 대한기계학회 등의 회원



[저자 소개]

강만곤

E-mail : ezekiel2@nate.com

Tel. : 051)620-1612

1980년 3월 15일생

부경대학교 기계공학부 졸업, 2007년 부
경대학교
지능기계공학 석사 과정 졸업, 2007~현
재 대동공업(주) 기술연구소 재직

