

## 오리피스 구조내에서 발생한 공동소음의 음향학적 스케일링에 관한 연구

이재환\* · 이승배\*\* · 유선학\*\*\*

A study on the acoustic scalings of cavitation noise in  
an orifice configuration and a constant flow control valve

J. H. Lee\*, S. Lee\*\*, S. H. Yoo\*\*\*

Key Words: Cavitation Frequency Number(공동주파수), Monopole Source(단극자음원)

### ABSTRACT

The major source of noise in the process of transporting liquids is related to the cavitation phenomenon. The control valve noise is mostly dominated by bubble dynamics under cavitating conditions. In this investigation, an orifice configuration is set-up to correlate its flow-field and acoustic signatures with those from a control valve device. The performance and noise characteristics from the orifice configuration in anechoic surroundings were measured to reveal the noise sources depending on pressure differences across the orifice configuration. The sound powers from the orifice configuration are effectively normalized using proposed scaling parameters. Flow-excited dynamic systems for which there is no strong coupling between the flow and the system response can be described using a linear source-filter model. On this assumption, the normalized sound powers can be decomposed of noise source function and a response function. To find noise sources, pressure spectra measured over a range of pressure differences are transformed into the product of two non-dimensional frequency function :  $P_{ss}(He, f_{ca}, x/D) = F(f_{ca}) G(He, x/D)$ . This scheme of finding noise sources is shown to be applicable to the cavitation noise from the control valve effectively. Two kinds of cavitating modes based on our experimental data are found and discussed.

### 1. 서 론

각종 건축물의 냉난방 설비나 유체산업 분야에서는 차압을 크게 유지하거나 일정한 유량을 위하여 많은 제어 장치가 요구된다. 자동제어 밸브는 유량, 압력 등을 조절 및 조정하기 위한 밸브이다<sup>1)</sup>.

이때 국소적으로 증기압보다 낮은 곳에서 공동 현상이 발생한다.

차압 변동이 심하게 발생하는 유체 장치 산업분야에서 공동현상은 일반적 현상이며, 이로 인한 내구성 저하는 유체산업 분야에서 심각한 문제로 인식된다. 특히 원자력 계통의 안정성을 취약하게 만들며, 펌프의 날개 및 유체기계의 곡면부나 유량계의 정밀도를 저하 시키는 등 심각한 문제를 발생시킨다. 최근에는 밸브 소음이 건축물, 제약, 정유 공장 등 많은 분야와 주거 환경에서 소음을 일으키는 주요 원인으로 부각된

\* 인하대 대학원, 한국생산기술연구원

\*\* 인하대학교 기계공학과

\*\*\* 신한콘트롤밸브(주)

다. 소음은 크게 공동소음과 비공동소음으로 나눌 수 있으며, 공동소음이 비공동소음에 비해 매우 중요한 문제로 인식된다. 공동소음의 가장 큰 문제는 소음원에 대한 정확한 해석과 이를 위한 소음 스케일링의 어려움이다.

오랜 시간동안 공동소음에 관한 다양한 연구가 진행되어 왔으나 아직 완전한 규명이 이루어지지 않은 상태이다. Hamilton등(1986)<sup>2)</sup>은 Plesset(1949)<sup>3)</sup>이 수정한 기포 운동방정식을 이용하여 기포유동소음을 실험적으로 연구하였다.

Blake(1986)<sup>4)</sup>는 실험적 결과를 바탕으로 공동제트 소음 스케일링 모델을 제시하였다. Bistafa등(1989)<sup>5)</sup>은 오리피스에 의해 생성되는 공동소음 스케일링 모델을 제시한바 있다. 또한, Osborne과 Latorre(1992)<sup>6)</sup>는 기포 운동방정식을 이용하여 이동하는 한 개의 기포에 관한 소음 해석을 시도하였다. Adachi등(1994)<sup>7)</sup>은 고속분사 공동소음 실험을 통해 배관의 마모위치의 상관관계를 제시하였다. Wang과 Brennen(1995)<sup>8)</sup>은 기포근 소멸에 의한 소음 생성에 대한 해석방법을 제시하였다.

국내에서는 아직 체계적인 연구활동이 미비한 상태이나 근래에 들어와서 선박과 원자력을 중심으로 다양한 연구가 시도되고 있다. 이재환등(1997)<sup>9)</sup>은 조절 밸브 소음실험을 통해 공동소음이 밸브소음의 가장 지배적인 소음원임을 발표한 바 있다.

유량계에서 사용되는 오리피스 규격은 ISO -5167<sup>10)</sup>, ASME-3M<sup>11)</sup> 그리고 ANSI/API 2530<sup>12)</sup> (AGA-3<sup>13)</sup>과 동일)가 있으며, 국내에서는 KS A 0612<sup>14)</sup>가 주어져 있다. ISO-5167, ASME-3M, KS A 0612 규격에서는 조임비( $\beta=d/D$ )가 0.2이상인 오리피스의 유출계수가 주어져 있다. 그러나 매우 높은 정밀성을 요구하지 않는다면 조임비가 0.15에서 0.7까지 측정가능하다. 오리피스 모따기 각도(bevel angle)는 보통 45°로 제안된다. 이와 함께 구멍 크기, 오리피스판 두께, 파이프의 직경, 모따기 각도는 각각 규격에 따른다.

본 논문에서는 먼저 공동현상의 명확한 발생을 위하여 유량 측정용 오리피스를 사용하였다. 직각날 오리피스 실험은 조절 밸브의 흐름을 연구하는 좋은 모델로써 인식된다. 본 연구에서 사용된 오리피스는 ISO규격을 준수하였으며, 조임비가 0.15과 0.18, 0.24이다. 또, 작동차압은 0.6에서 2.6kg/cm<sup>2</sup>의 범위에서 측정하였다.

본 연구에서는 오리피스 구조를 가진 조절 밸브를 채택하여 오리피스 공동소음 실험과 비교한다. 조절 밸브 유량을 측정하는 방법으로는 KS B 2101<sup>15)</sup>과

ISO-6403<sup>16)</sup> 및 ISO-4411<sup>17)</sup>이 있다. 본 연구에 사용될 정유량 조절 밸브는 자동제어 밸브의 일종으로써 유량이 0.36m<sup>3</sup>/h이며, 작동차압이 0.2에서 2.4kg/cm<sup>2</sup>의 범위를 가진 밸브이다. 또, 조절 밸브의 유량실험 방법은 KS B 2101을 따랐으며, 조임비가 0.14에서 0.27까지 변화하는 정유량 조절 밸브 채택하였다.

본 연구에서는 먼저 오리피스 유량실험을 통해 기존의 오리피스 유량실험과 비교한다. 둘째로 실험을 통해 공동소음원 특성을 알아보고, 음향학적 상사성을 적용하여 공동소음 스케일링 방법의 새로운 모델을 제시하였다. 마지막으로 공동소음의 전달함수와 소음원 함수를 구한다. 또한 본 방법을 정유량 조절 밸브에 적용하여 밸브 소음특성과 공동현상 발생시 새로운 공동소음 스케일링 방법을 적용하였다. 본 실험은 유체 산업 분야에서 많이 사용되고 있는 조절밸브의 공동소음 예측 및 밸브 저소음화에 대한 기술 축적이 그 목적이다.

## 2. 공동소음 스케일링 방법

공동소음 특성과 공동 진행 모델에 대한 조건들은 Levkovskii(1968)<sup>18)</sup>에 의해 논의되었다. 공동소음과 그 진행에 대한 무차원 파이(PI) 변수들 중 스트로울(Strouhal)수, 웨버(Weber)수, 프라우드(Froude)수 등은 공동 진행에는 종속적 변수이나, 공동소음에는 독립적임으로 제외한다. 공동소음과 관련된 변수들을 정리하면 다음과 같다.

$$\pi_1 = K(\text{공동수}) \quad (1)$$

여기서 K는  $(P_2 - P_v) / \Delta P$  이며 여기서  $P_v$ 는 물의 증기압이다.

$$\pi_2 = R_0 / D \quad (\text{공동치수효과}) \quad (2)$$

여기서 D는 파이프 직경이며,  $R_0$ 는 기포반지름 이다. 본 연구에서의 기포반지름  $R_0$ 는 참고논문 2), 4)의 식들을 이용하였다. 참고논문 4)에서의  $R_0$ 는  $K_c / K_{cl} > 0.5$ 일 때 적용된다. 여기서 공동수  $K_c$ 는  $(P_\infty - P_v) / \Delta P$ 이다.

$$\pi_3 = f R_0 \sqrt{\rho / P_0} \quad (\text{공동주파수}) \quad (3)$$

여기서  $\rho$ 는 물의 밀도이며,  $P_0$ 는 기포소멸압력이다. 이때  $P_0$ 는  $P - P_c$ 이며,  $P$ 는 기포외부압력,  $P_c$ 는 기포내부압력이다.

$$\pi_4 = p / P_0 \text{ (음압)} \quad (4)$$

여기서  $p$ 는 음압이며  $P_0$ 는 식(3)에서의 정의와 같다. 위 4가지 변수들중 공동소음의 스케일링을 위하여 식(1)을 공동현상이 최초로 일어나는 초기 공동수  $K_i$ 로 나눈 변수를  $\pi_5$ 로 정의한다.

$$\pi_5 = \pi_1 / K_i = K/K_i \quad (5)$$

기포내부가 비어있다는 가정하에 이론적 기포소멸 시간  $\tau_c$ , 를 식 (3)을 이용하여 구하면,

$$\tau_c \cong R_0 \sqrt{\rho/P_0} \quad (6)$$

식(5)와 식(6)을 조합하여 좀더 개선된 기포소멸 시간을 구하면 다음과 같다.

$$\tau_c = (K/K_i)^n R_0 \sqrt{\rho/P_0} \quad (7)$$

여기서  $n$ 은 실험을 통하여 얻을 수 있으며, Bistafa 등<sup>5)</sup>은  $-1.2 \pm 0.5$ 를 사용하였다.

위 식을 바탕으로 공동소음원 함수를 찾기 위해 음향학적 상사성을 적용했다. Mongeau 등(1993)<sup>19)</sup>이 사용한 스펙트럴 분해법(spectral decomposition technique)을 적용한다. 먼저 오리피스 소음에너지(sound energy)  $P_{ss}(f, K, \Delta P)$ 는 다음과 같이 표시할 수 있다.<sup>5),9)</sup>

$$P_{ss}(f, K, \Delta P) \sim \Delta P^2 (K/K_i)^n R_0 \sqrt{\rho/P_0} \quad (8)$$

식 (8)를 이용하여 각 주파수에서의 소음에너지를 스케일링하면 식 (8)은 다음과 같이 표시된다.

$$E(f_{ca}, He, x/D) = \frac{P_{ss}(f, \Delta P, K)}{\Delta P^2 (K/K_i)^{-1.2} R_0 \sqrt{\rho/P_0}} \quad (9)$$

식 (9)는 전달함수와 소음원함수의 독립적 관계로 나타낼 수 있으므로, 식 (9)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$E(f_{ca}, He, x/D) = F(f_{ca})G(He, x/D) \quad (10)$$

여기서 전달함수  $G(He, x/D)$ 는 헬름홀쯔(Helmholtz) 수의 함수로 나타내어지며, 공동소음원 함수  $F(f_{ca})$ 는 식(10)의 공동주파수( $f_{ca}$ ) 함수로 나타내어 진다. 또한, 기포군의 발생으로 인한 공진 주파수가 생성되는데 이때 기포 공진 주파수는 기포 반지름과 밀접한 관계를 가진다. 기포 반지름과 공진 주파수의 관계는 Kinsler 등(1982)<sup>20)</sup>에 따르면 식(11)과 같이 나타낸다.

$$f_r = \frac{1}{2\pi R_0} \sqrt{\frac{3\gamma\psi}{\rho}} \quad (11)$$

여기서  $\psi$ 는 기포깊이에서의 수압(hydrostatic pressure)이며,  $\gamma$ 는 비열비(ratio of specific heat)이다.

### 3. 시험장치 및 시험방법

산업용 조절 장치들의 기본적인 유동 특성은 얇은 오리피스에 의해 잘 묘사되어진다. 조절 밸브 소음은 주로 밸브 형상 및 유동 패턴의 변화와 밀접한 관계를 가진다. 이것이 오리피스와 다른 중요한 차이점이다. 그러나 오리피스의 후류부분에서 생성된 전단류(shear flow)와 조절 밸브에서 생성된것은 근본적으로 차이가 없으며, 주로 차압에 의해 생성되는 공동형상도 공통점이 많다. 이처럼, 직각날 및 얇은 오리피스는 밸브 소음 특성을 파악하는 중요한 모델이 된다.

오리피스내에서 발생한 공동소음을 측정하기 위한 시험장치는 유량 60m<sup>3</sup>/h 원심펌프(3440 rpm, 양정 90 m) 1대와 유량 24m<sup>3</sup>/h 원심펌프(1759 rpm, 양정 16m) 1대와 저장 탱크, 유량측정을 위한 터빈 유량계로 구성되어 있다. 터빈 유량계의 유량측정 규격은 KS A 0 515<sup>21)</sup>을 따랐다. 장치도는 Fig. 1에 나타나 있다. 터빈 유량계의 유량 측정범위는 1m<sup>3</sup>/h에서 20m<sup>3</sup>/h이며, 측정 오차는  $\pm 0.1\%$ 이다. 또한 공동소음의 측정을 위하여 췌기형 흡음재를 제외한 유효크기가 3500 x 3600 x 200mm인 무향실에 시험부를 설치하였다. 무향실내 압 소음은 20dB 이하이다.

시험부는 공동현상을 관찰하기 위하여 아크릴로 제작하였다. 관 직경(D)은 50mm이며 전체 길이는 2000mm이다. 오리피스 전단의 길이는 800mm이며 후단의 길이는 1145mm이다. 차압취출 방법으로는 D와

D/2 탭(tap)을 사용하였으며, 기포 발생으로 인한 오차를 줄이기 위해 수평상방 40°에 설치하였다. 후류 압력분포 측정을 위하여 오리피스에서 1D간격으로 압력 탭을 설치하였다.

오리피스는 ISO-5167 및 KS A 0612에서 채택하는 동심 직각날형이며, 모따기 각도(bevel angle)는 45°로 하였다. 무향실내 소음 측정은 기본적으로 KS A 0705<sup>22)</sup>를 준수하였다.

공동소음 측정을 위하여 마이크로폰(1/2", B&K)을 오리피스 후류 방향으로 2D, 파이프 벽면에서 2D 떨어진 곳에 설치하였다. 항상 물의 온도는 20°C ± 0.1를 유지하였다. 또한, 작은 격자의 스크린을 이용하여 작동 유체 속의 미세한 불순물을 제거하였으며 산소용적량측정기(dissolved oxygen meter) 사용하여 기포핵을 측정하였다. 계측기(YSI-52)의 측정범위는 19.9ppm(parts per million)까지이며, 오차는 ±0.1%이다. 차압을 0.05kgf/cm<sup>2</sup>씩 변화시키며 육안으로 기포를 관찰하였다. 공동소음은 ICP형 마이크로폰과 주파수 분석기(FFT)를 이용하여 20kHz까지 측정하였다. 반복 측정 횟수는 4회이며, 각각의 평균을 위하여 1000회 실시하였다. 랜덤 소음 측정오차는 ±0.2dB이다. Fig. 2는 오리피스 시험부를 보여준다.

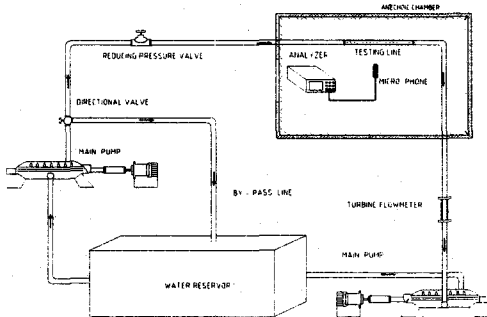


Fig. 1 Schematics of Experimental Setup

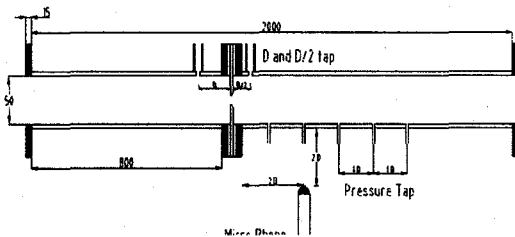


Fig. 2 Schematic Diagram of Test Section

밸브 소음 측정을 위하여 국내 S사에서 제작한 0.36m<sup>3</sup>/h 이며 작동차압이 0.23~2.4kg/cm<sup>2</sup>인 정유량 조절 밸브를 모델로 채택하였다. 작동 차압내 유량의 변화는 설정유량의 ±5%이상 차이가 나지 않아야 한다.

시험부는 KS B 2101 규격을 따라 실험장치를 설치하였다. 작동차압에 따른 소음을 측정하기 위하여 무향실내 정유량 밸브를 5D 높이의 위치에 고정시켰다. 배경소음 침입을 막기 위하여 테스트부를 제외한 모든 곳에 흡음처리를 했다.

밸브 입출구에 압력계를 설치하여 작동차압을 측정하였으며, 소음 측정을 위하여 파이프 벽면에서 5D 떨어진 곳에 마이크로 폰을 설치하였다. 또한 정확한 작동차압을 구하기 위하여 KS B 2101 규격에 따라 전단부는 2D에서 후단부는 6D에서 측정하였다. 소음 측정을 위한 방법은 오리피스 소음 측정 방법과 같다.

#### 4. 실험 결과 및 고찰

Fig. 2와 같은 실험장치를 통해 오리피스의 유량실험을 하였다. ISO 규격에서 오리피스의 유출계수는 프랑스 과학자 J. Stoltz에 의해 제시되었다. Stoltz식<sup>10,14)</sup>에서 제시된 이론 유출 계수는 약 0.6이며, Fig. 4는 이론치와 실험치를 비교하여 보여준다.

차압을 0.05kgf/cm<sup>2</sup>씩 변화시키면서 오리피스내에서 발생하는 공동소음 스펙트럼을 측정하였으며, 각 작동차압에 따른 음압레벨을 구하였다. 오리피스 후단 유체유동에서 압력이 증기압력이하로 내려갈 때 작동유체가 액상에서 기체로 기화하게 되면서 기포생성에 의한 단극소음이 발생하게 된다.

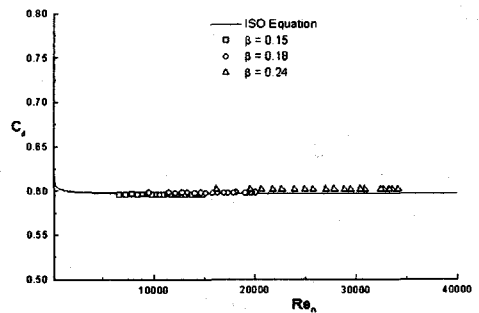


Fig. 3 Discharge Coefficients for Concentric Square-Edged Orifice

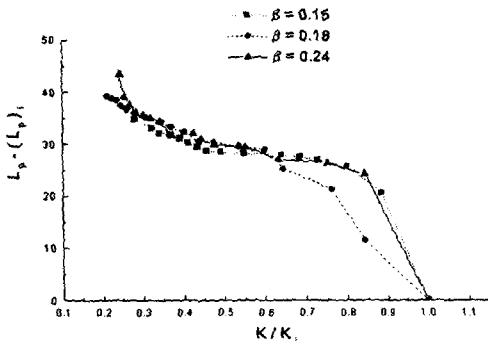


Fig. 4 Normalized Cavitation number (K) Vs. Sound Power Level (Orifice)

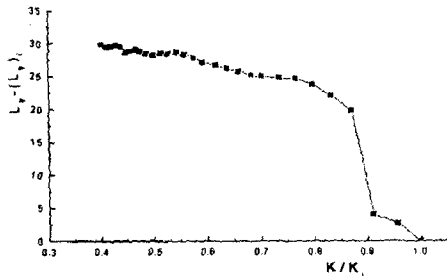


Fig. 5 Normalized Cavitation Number (K) Vs. Sound Power Level (Control Valve)

이런 공동현상의 발생 전·후에 걸쳐 음압레벨은 크게 상승한다. 발생 전에는 제트소음이 밸브 주소음원이며, 발생 후에는 공동소음이 밸브 주소음원이 된다.

Fig. 5는 작동차압에 따라 변하는 공동수 K와 음압레벨을 무차원화한 그림들이다. 여기서 공동수 K는  $(P_2 - P_v) / \Delta P$  이다. 이때  $P_2$ 는 오리피스 출구의 압력이며,  $\Delta P$ 는 오리피스의 작동차압이다.

Fig. 5에서처럼 공동수 K가 작아짐에 따라, 즉 후류 압력이 낮아짐에 따라 음압레벨이 급격하게 증가함을 알 수 있다. 본 연구용 오리피스의 경우에는 20dB 가량의 음압레벨이 급격한 변화가 곳이 발생한다. 이것은 공동현상이 발생하기 때문이다. Fig. 6의 밸브 실험에서도 Fig. 5처럼 공동현상시 소음의 급격한 상승이 생긴다. 또한, 밸브는 공동현상 발달시 소리가 간헐적으로 발생하는 영역이 생성되며, 간헐음(screech tone)이 발생한다.

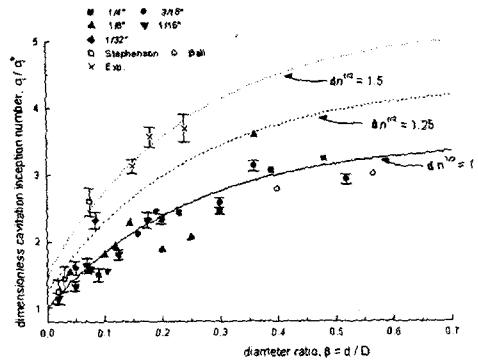


Fig. 6 Incipient Cavitation Number Data

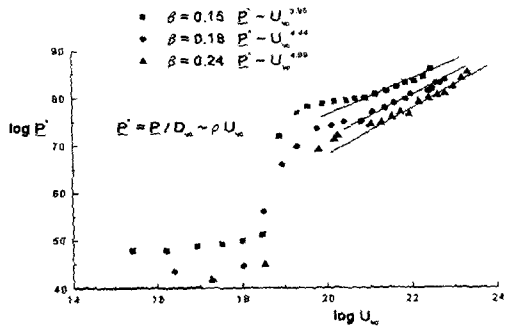


Fig. 7 Normalized Sound Power Level Vs. Mean Velocity at Vena Contractor

Fig. 7은 임계공동수를 Lienhard(1984)<sup>23</sup>에 의해 정리된 이론식(12)와 실험치를 나타낸 것이다.

$$\sigma_i = (d[cm])e^{-5.9(d[cm])} + 0.264(d[cm])^{1/3}(1 - e^{-4(d[cm])})$$

$$\sigma_i = \sigma_i^o (dn^{1/3}) \cdot (3.5 - 2.5e^{-4\beta}) \quad (12)$$

여기서  $n^{1/3} [m^{-2/3}]$ 은 유체내 기포핵(weak spot) 밀도이며,  $d [m]$ 는 오리피스 직경이다. 이론식(12)는  $(dn^{1/3})$ 이 1일 때 기포핵 4ppm이하인 실험치와 비교적 잘 일치하나, 일반적 기포핵인 7ppm에서 14ppm일 때는 실험치(8.36ppm±0.01)와 마찰가지로  $(dn^{1/3})$ 이 1일 때의 이론치보다 높게 나타난다. 이는 기포핵의 증가에 따라 임계공동수가 증가한다는 것을 알 수 있으며, Bing ran과 Joseph katz(1994)<sup>24</sup>의 실험치와 잘 일치한다.

본 연구용 오리피스의 임계공동수 K는 조임비 0.15

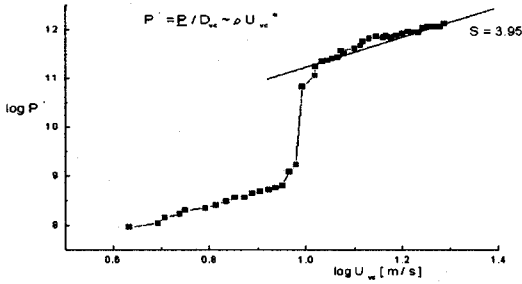


Fig. 8 Normalized Sound Power Level Vs. Mean Velocity at Vena Contractor in the Control Valve

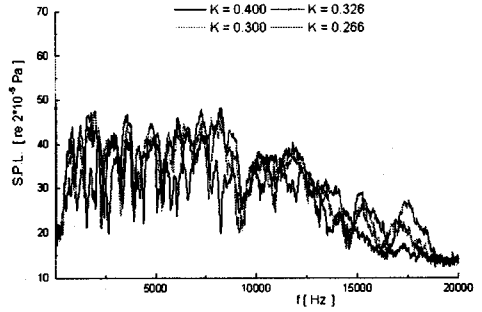


Fig. 10 Comparison of Sound Pressure Level Vs. Frequencies at Each Cavitation Number in Control Valve

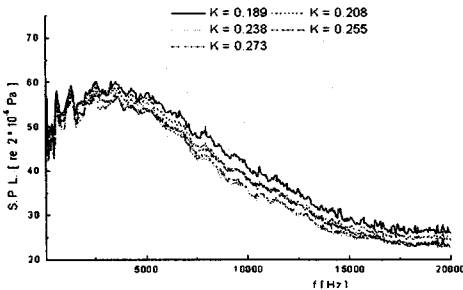


Fig. 9 Comparison of Sound Pressure Level Vs. Frequencies at Each Cavitation Number

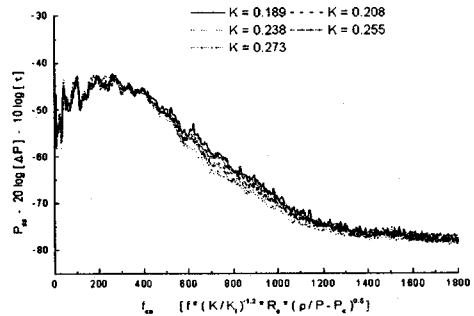


Fig. 11 Comparison of Normalized Sound Pressure Levels Vs. Cavitating Frequency Parameter

일 때 약 0.74이며, 조임비 0.18일 때 0.9이며, 조임비 0.24에서 1.01이다. Fig. 8은 오리피스 유동목을 지나는 유속에 따른 소음파위의 변화를 보여준다. Fig. 8으로부터 공동소음이 완전히 발달한 지역에서는 소음파위 (sound power)가 조임비에 관계없이 유속의 약 4승으로 비례함을 나타낸다. 즉, 공동소음은 우리가 예측한 바와 같이 단극자 음원임을 알 수 있다.

Fig. 9는 Fig. 8과 마찬가지로 공동소음이 완전히 발달한 지역에서는 소음 파위가 유속의 약 4승에 비례한다.

Fig. 10은 오리피스 실험에서 공동수별 주파수와 음압레벨을 나타낸다. Fig. 10에서 보는 것처럼 완전 발달한 공동소음의 최대 주파수는 일반적으로 10KHz 이내 존재하며, 다른 경우에는 20KHz에서 100KHz에서도 나타난다. 또한 고주파수에서 급격한 음압레벨 감소가 보여진다. 이는 Kinsler<sup>20)</sup>이 언급한 것처럼

미세한 기포들이 생성되면서 수증음을 산란시키는 영향 때문으로 여겨진다.

또한, 미세한 기포들의 공진으로 인하여 높은 공진 주파수가 나타내는데 본 오리피스 실험에서는 기포들의 진행과 소멸에 의해 기포 공진 주파수 특성은 나타나지 않았다. Fig. 10은 Bistafa<sup>5)</sup>이 제시한 오리피스내 공동실험 결과와 잘 일치하며, Adachi<sup>7)</sup>이 노즐을 통한 고속 공동실험 결과와도 잘 일치한다.

Fig. 11은 조절 밸브 실험에서 공동수별 주파수와 음압레벨을 나타낸다. Fig. 10에서 보는 것처럼 고주파수로 갈수록 음압레벨이 감소하는 것을 알 수 있으며, 고주파수의 많은 최고점(peak)들은 기포 공진 주파수의 영향 때문이다. 밸브에서는 오리피스 보다 복잡한 형상으로 인해 기포들의 진행이 원활하지 못하므로, 기포 공진 주파수특성이 오리피스에 비해 비교적 잘 나타나고 있다.

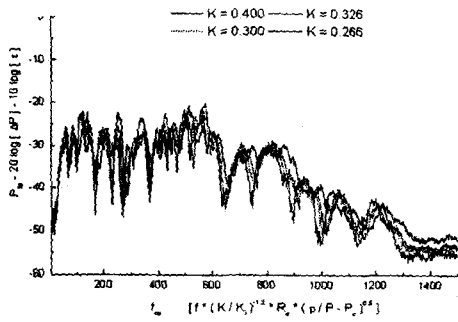


Fig. 12 Comparison of Normalized Sound Pressure Levels Vs. Cavitation Frequency Parameter in Control Valve

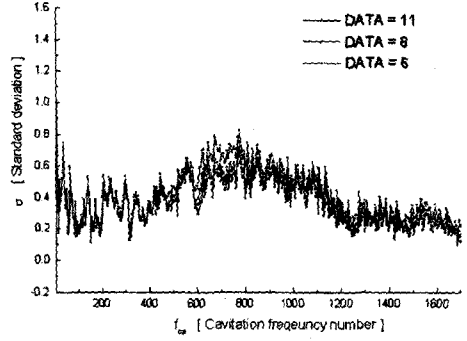


Fig. 14 Spectra of Standard Deviations for Set of Increment in Data for Acoustic Source Spectra

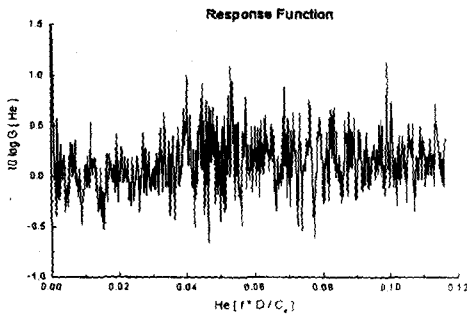


Fig. 13 Response Function of Cavitating Noise Vs. Helmholtz(He) Numbers

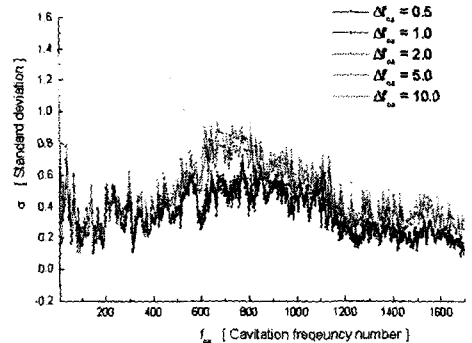


Fig. 15 Spectra of Standard Deviations for Set of Increment in Cavitation Frequency Number for Acoustic Source Spectra

Fig. 12는 식(9)를 이용하여 각 공동수(K)별로 스케일링 하였다. Fig. 12로부터 Fig. 10에 비하여 주파수의 최대점들이 일치하는 것을 알 수 있으며, 이는 식(9)의 스케일링이 비교적 정확한 것을 나타낸다.

Fig. 13은 Fig. 12와 마찬가지로 식(9)를 이용하여 각 공동수(K)별로 스케일링을 하였다. Fig. 11에 비하여 주파수별 최대점들이 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 14는 식(10)를 이용하여 구한 전달함수  $G(He, x/D)$ 를 헬름홀츠(Helmholtz)수로 나타낸 결과를 보여 준다. 공동주파수는 1.0의 간격으로 구하였다. 이때 사다리꼴 면적법(trapezoidal rule)을 이용하여 차이를 감소시켰고, 근사 평균법(smooth function using adjacent average)을 이용하여 전달함수 구하였다.

Fig. 15는 오리피스 실험 데이터의 갯수를 바꾸어가면서 소음원함수의 표준편차를 구하였다. Fig. 15에서 보는 것 처럼 데이터의 개수가 8이상이면 큰 차이가 없는 것을 알 수 있었다.

Fig. 16은 공동주파수의 간격을 바꾸어가면서 소음원함수의 표준편차를 구하였다. Fig. 16에 나타내어지는 것 처럼 공동주파수 간격이 0.2일 때 보다 작은 범위에서는 큰 오차를 발견할 수 없었다. 공동주파수 간격이 0.2는 전체를 약 1/1000로 등분한 간격으로 이 등분보다 더 작은 곳에서는 표준편차의 변화가 작음을 알 수 있다.

Fig. 17은 Fig. 14에서 나타난 전달함수를 이용하여 각 공동수 K별 소음원함수  $F(f_c)$ 를 구하였다. Fig. 17

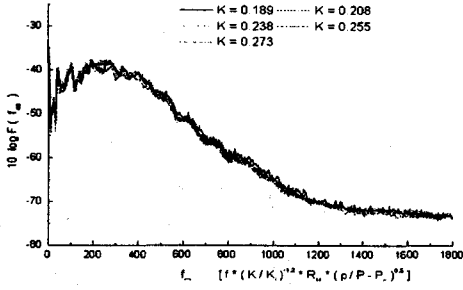


Fig. 16 Source Spectral Distribution Function Vs. Cavitating Frequency

은 Fig. 10과 비교하여 볼때 스케일링이 비교적 잘 되었으며 소음원 형태도 일치함을 알수 있다.

Fig. 18은 밸브 전달함수를 이용하여 각 공동수 K 별 소음원 함수  $F(f_w)$ 를 구하였다. Fig. 11과 비교해 보면 스케일링이 저 주파수에서는 잘 일치함을 나타낸다. 또한 고주파수의 최대치들은 공동소음에 의한 것이 아니며, 기포들의 공진에 의한 것임을 나타낸다. 아울러 조절 밸브의 공동소음원 함수는 Fig. 18에서 보는 것처럼 두가지의 모드(mode)를 가지는 것을 알 수 있다.

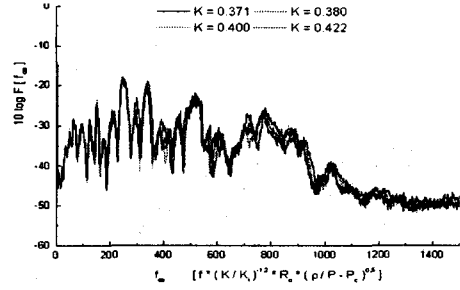
## 5. 결 론

이상과 같은 실험을 통하여 오리피스 및 조절 밸브 내 유체 유동소음은 공동소음에 의해 크게 지배받는다 는 것을 알 수 있다. 조절 밸브와 오리피스내 공동발생 후 소음은 유속의 약  $4.1 \pm 0.3$ 승에 비례하며, 이는 공동소음이 단극자음원을 갖음을 나타낸다.

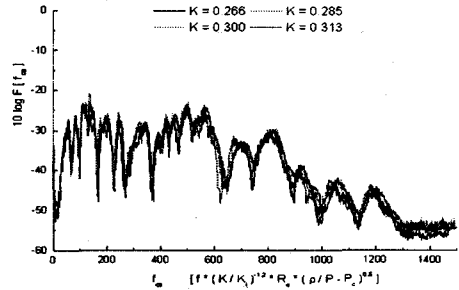
음향학적 상사성을 이용한 스케일링 방법을 통해 주파수별 공동소음 크기가 작동차압과 공동주파수 그리고 기포 반지름의 함수라는 것을 알 수 있다.

공동소음은 유체중의 기포핵의 밀도에 영향을 받으며, 소음원 함수는 공동현상이 발생시 스트로울(Strouhal)수 보다는 무차원 공동 주파수에 의해 지배를 받게 된다. 오리피스의 경우 공동 주파수가 150~350일 때, 밸브에서는 공동수가 높은 경우 150~250, 공동수가 낮은 경우 250~350일 때 최대치를 가진다.

미세한 기포들에 의해 고주파수 영역에서 소리의 산란에 의한 소음 에너지 감소가 발생하며, 기포들의 공진 주파수로 인해 고주파수 영역에서 최대치를 가지



(a) High Cavitation Number



(b) Low Cavitation Number

Fig. 17 Source Spectral Distribution Function Vs. Cavitation Frequency in Control Valve

가지게 된다.

## 후 기

본 연구는 96년 산·학·연 콘소시엄 과제지원의 일부로 완성되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다. 또한, 현물을 제공해 주신 신한콘트롤 밸브사 및 담당자께도 감사를 드립니다.

## 참고 문헌

- (1) KS B 0100, 1990, 밸브용어
- (2) Hamilton, M. F., Thompson, D. E., and Billet, M. L., 1986, "An Experimental Study of Travelling-Bubble Cavitation Noise," J. of Fluids Eng., Vol 108, pp. 241-247
- (3) Plessert, M. S., 1949, "The Dynamics of Cavitation Bubbles," J. of Applied Mechanics,



Vol.16, pp. 277-282

- (4) William, K. Blake, 1986, "Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration," Vol 2, Academic press INC, pp. 436-460
- (5) Bistafa, S. R., Lauchle, G. C., and Reethof, G., 1989, "Noise Generated by Cavitation in Orifice Plates," J. of Fluids Eng., Vol 111, pp. 278-289
- (6) Osborne, G. E., and Latorre, R., 1992, "Numerical Modeling of Cavitation Bubble Behavior and Noise," Naval Engineers Journal, pp. 36-45
- (7) Adachi, Y., Soyama, H., and Yamauchi, Y., 1994, "Jet Structure Analyses on High-Speed Submerged Water Jets through Cavitation Noise," 日本機械學會論文集(B編), pp. 45-50
- (8) Wang, Y. C., and Brennen, C. E., 1995, "The Noise Generated by The Collase of Cloud of Cavitation Bubbles," ASME/JSME Fluids Eng. Conference & Exhibition, Aug 13-18, pp. 17-29
- (9) 이재환, 이승배, 1997, "정유량 조절 밸브의 소음 해석," 대학기계학회 춘계학술대회 논문집(B), pp. 434-438
- (10) ISO 5167-1, 1991, Measurement of Fluid Flow by Means of Pressure Differential Devices -Part 1 : Orifice plates, nozzles and Venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full
- (11) ASME 3M, 1985, Differential Producers Used for the Measurement of Fluid Flow in Pipes (Orifice, Nozzle, Nozzle Venturi, Venturi)
- (12) ANSI / API 2530, AGA Report No.3, GPA 8185-85, Orifice Metering of Natural Gas and Other Related Hydrocarbons, American Gas Association
- (13) AGA Report No.3, 1991, Orifice Metering of Natural Gas and Other Related-Hydrocarbon Fluids
- (14) KS A 0612, 1997, 조임 기구에 의한 유량 측정 방법
- (15) KS B 2101, 1989, 밸브의 용량 계수 시험 방법
- (16) ISO 6403, 1988, Hydraulic Fluid Power - Valve Controlling Flow and Pressure - Test Method First Edition; (Corrected and Reported - 1989)
- (17) ISO 4411, 1986, Hydraulic Fluid Power - Valve - Determination of Pressure Differential/Flow Characteristics First Edition
- (18) Levkovskii, Y. L., 1968, "Modeling of Cavitation Noise," Sov. Phys. Acoust., Vol 13, pp. 337-339
- (19) Mongeau, L., Thompson, D. E., and McLaughlin, D. K., 1993, "Sound Generation by Rotating Stall in Centrifugal Turbomachines," J. Sound & Vib., Vol. 163(1), pp. 1-30
- (20) Kinsler, L. E., Frey, A. R., and Coppens, A. B., 1982, Fundamentals of Acoustics(3rd Edition), John Wiley and Sons Inc., pp. 157-162
- (21) KS A 0515, 1994, 터빈 유량계의 의한 유량 측정 방법
- (22) KS A 0705, 1991, 무향실 또는 반무향실에서의 음향 파워 레벨 측정방법
- (23) Lienhard, John H., 1984, "Cavitation incipience in submerged orifice flows," J. of Fluids Engineering, ASME, v106, pp. 496-497
- (24) Ran., Bing, and Katz, Joseph., 1994, "Pressure fluctuations and their effect on cavitation inception with water jets," J. Fluid Mechanics, Vol 262, pp. 223-226