

환경소음 저감을 위한 디퓨저가 장착된 분출형 소음기의 음향특성

윤제원^{1*}, 이주원¹, 조용성²
¹팀버웨어(주), ²공주대학교 기계자동차공학부

Acoustic Characteristics of Vent Silencer with diffuser for Environmental Noise Reduction

Je-Won Yoon^{1*}, Joo-Weon Lee¹, Yong-Thung Cho²

¹Timbeware Co., Ltd.

²Division of Mechanical and Automotive Engineering, Kongju National University

요약 본 논문에서는 플랜트 현장에서 밸브 전·후단의 압력비가 임계값을 초과하는 조건에서 가스를 분출하는 경우 발생하는 환경소음을 저감시키기 위해 사용하는 디퓨저가 장착된 분출형 소음기의 구성요소 중 디퓨저에 대한 소음저감 성능 및 배압특성을 분석하고자 하였다. 이를 위해 압축공기를 이용한 실험장치를 구성한 후, 디퓨저에 대한 음향특성을 측정하였고, 다공판과의 비교·분석도 수행하였다. 실험결과, 압력비가 임계값 이상에서 가스가 분출되는 경우 소음특성은 4~8 kHz의 매우 높은 고주파 성분을 가지며, 동일한 공극율을 갖는 경우 다공판 및 디퓨저 모두 구멍 지름의 크기가 상대적으로 클 때 소음레벨도 큰 것으로 분석되었다. 그리고, 디퓨저는 다공판에 비해 배압이 약 1/5 수준으로 분석되었다. 따라서, 분출소음을 줄이기 위한 소음기 설계 시 구멍 지름이 작은 디퓨저 소음기를 설치하면 보다 효과적인 소음제어가 가능할 것으로 예상된다. 또한, 비교적 큰 배압이 발생하는 다공판에 대해 간단한 수식을 이용하여 배압의 계산이 가능함을 확인하였다.

Abstract This study was undertaken to analyze the noise-reducing performance and back pressure characteristics of a diffuser fitted to a vent silencer used to reduce environmental noise when gas is vented at a power plant under conditions where the critical pressure ratio exceeds the threshold. After constructing an experimental device using an air compressor, the acoustic characteristics of the diffuser were measured and compared with a perforated plate. It was found that when gas was vented and the pressure ratio exceeded the threshold, the noise generated had a high-frequency component of 4~8 kHz and that when it had the same porosity, the noise level was high when the hole diameter was large. In addition, the diffuser had a back pressure of around 1/5 of that of the perforated plate. Therefore, when designing a vent silencer to reduce vent noise, a diffuser silencer with a small hole diameter would be expected to enable more effective noise control. In addition, it was confirmed that the back pressure can be calculated using a simple equation for a perforated plate when the back pressure is relatively large.

Keywords : Vent Silencer, Back Pressure, Diffuser, Insertion Loss, Power Plant

1. 서론

플랜트 현장에서 밸브 전·후단의 압력비가 임계값을

초과하는 조건에서 가스를 분출하는 경우 유체의 속도는 음속에 이르게 되어 매우 큰 소음을 유발하게 되는데, 음향파위레벨은 질량유량 및 유체의 온도에 따라 달라지

*Corresponding Author : Je-Won Yoon(Timbeware Co., Ltd.)

email: jwoon1017@hanmail.net

Received October 6, 2023

Revised November 9, 2023

Accepted January 5, 2024

Published January 31, 2024

며, 일반적으로 150 dB에 이르는 매우 큰 소음이 발생하게 된다[1-2].

이러한 분출소음을 저감시키기 위해 밸브 후단에 Fig. 1과 같은 디퓨저 및 흡음재로 구성된 분출형 소음기(Vent silencer)를 설치하여 소음을 저감시키고 있다. 직경이 6 mm 정도인 다수의 구멍을 가공하여 제작한 디퓨저는 주 배관(main pipe)에서 발생하는 저주파의 소음을 고주파 대역으로 이동시키는 역할을 하며, 이후 흡음재를 이용하여 소음을 저감시킨다. 그러나, 분출형 소음기를 설치하게 되면 배압(back pressure)이 발생하여 가스의 분출에 영향을 주게 되므로, 소음특성과 함께 설계 시 중요한 인자로 작용한다.

본 논문에서는 분출형 소음기의 구성요소 중 디퓨저에 대한 소음저감성능 및 배압 특성을 분석하고자 하였다. 이를 위해 디퓨저 및 다공판을 제작하여 소음발생 특성을 측정·분석하였고, 배압을 측정한 후 계산결과와 비교하였다.

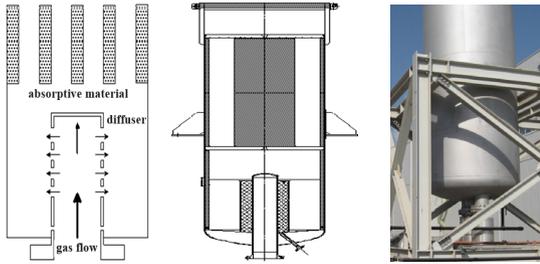


Fig. 1. Vent silencers

2. 이론적 고찰 및 분석실험

2.1 관련이론

2.1.1 분출소음(Vent noise)

대형 플랜트 또는 가스 압축시설의 경우 밸브 전·후단의 압력비가 임계압력비 이상의 가스를 대기로 분출하면 매우 큰 소음이 발생하게 되며, 일반적으로 Eq. (1)과 같이 유체의 질량유량 및 온도에 비례하여 소음이 발생한다[1]. 식에서, L_w 는 음향파위레벨[dB], M 은 질량유량[t/h], T 는 절대온도[°K]를 의미한다. 또한, 분출소음의 피크주파수(f_{peak})는 노즐에서 분출되는 속도 (V , m/s) 및 밸브 노즐의 직경(D_n , m)에 관계되며, 실험적으로 스트로할 수(S , Strouhal's number)는 0.15를 적용한다[3].

$$L_w = 17 \text{Log}(M) + 50 \text{Log}(T) - 15 \quad [\text{dB}] \quad (1)$$

$$f_{peak} = S \frac{V}{D_n} \quad [\text{Hz}] \quad (2)$$

2.1.2 배압(Back Pressure)

임계압력비 이상의 가스를 분출하는 배관 끝단에 다공판, 디퓨저형 소음기 또는 이중 디퓨저 소음기 등을 부착하게 되면 가스가 원활하게 분출되지 못하여 배압이 발생하게 되는데, 이러한 배압은 P_4 와 P_5 의 압력비가 임계압력비 이상인 경우 Eq. (3)~(5)를 이용하여 계산할 수 있다[4]. 즉, 질량유량은 모든 지점에서 동일하므로, Eq. (3)의 식에서 구한 질량유량을 Eq. (4)의 질량유량에 대입하고 Eq. (5)의 관계식을 Eq. (4)에 대입하면 P_3 (배압)을 계산할 수 있다. 식에서, P_1 , P_2 , P_3 , P_4 및 P_5 는 Fig. 2에서 각각 1번~5번 지점에서의 압력(Pa), \dot{m} 는 질량유량(kg/s), A_2 는 오리피스 단면적(m^2), A_4 는 다공판 단면적(m^2), ρ 는 밀도(kg/m^3), R 은 기체상수($\text{J}/\text{kg}^\circ\text{K}$), T 는 절대온도($^\circ\text{K}$), k 는 비열비를 의미한다. 참고로, 임계압력비(critical pressure ratio)는 0.528이다.

$$\dot{m} = \frac{A_2 P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad [\text{kg/s}] \quad (3)$$

$$\dot{m} = A_4 \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_3 \rho_3 \left[\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4)$$

$$P_3 \rho_3 = P_3 \left(\frac{P_3}{RT_3}\right), \quad P_4/P_3 = 0.528 \quad (5)$$

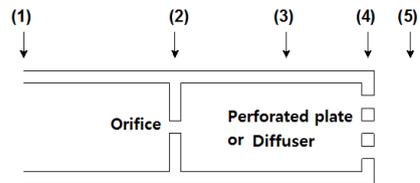


Fig. 2. State of perforated plate or diffuser

2.1.3 삽입손실(Insertion Loss, IL)

삽입손실은 시험체(다공판 및 디퓨저) 설치 전·후 동일한 위치에서 측정된 소음레벨의 차이로 정의하며, 동일 시험체에 대해서는 거리감쇠나 지향성의 영향이 동일하므로 본 연구에서 소음측정결과에 대한 소음저감량 분석 방법으로 사용하였다. Eq. (6)에서, SPL_1 및 SPL_2 는 각각 빈 관인 경우와 시험체 설치 후에 동일한 위치에서 측정된 소음레벨을 의미한다.

$$IL = SPL_1 - SPL_2 \quad [\text{dB}] \quad (6)$$

2.2 실험 및 분석

2.2.1 실험방법

오리피스 후단에 다공판 및 디퓨저의 설치로 인한 배압 및 소음분석을 위해 Fig. 3과 같이 실험장치를 구성하였다. 우선, 오리피스 전·후단의 압력을 측정하기 위하여 압력계(Pressure transmitter, DC Power)를 설치하였고, 파이프 끝단으로부터 1 m 이격된 45° 위치에 마이크로폰을 설치하여 P1 위치에서의 압력이 0.7~0.2 MPa까지 0.1 MPa씩 감소되는 압력 단계마다 5초 동안의 등가 소음도를 측정하면서 1/3옥타브밴드 주파수특성 및 삽입손실(IL)을 분석하였다. 공기는 컴퓨터(제조사 : 한신기계, 최대 저장압력 : 1 MPa, 최대 저장용량 : 1,909 LPM)를 최대 저장압력까지 압축시킨 후 밸브를 완전히 열어 직경이 40 mm인 파이프를 통과한 후 대기 중으로 방출되도록 하였으며, 음원 발생을 위해 구멍 지름이 5 mm이고 구멍 개수가 4개인 오리피스를 파이프 내부에 설치하였다. 그리고, 다공판 및 디퓨저의 소음특성 및 배압특성을 분석하고자 구멍 지름 및 공극율(σ , porosity)이 서로 다른 시험체를 Table 1~2 및 Fig. 4와 같이 제작하였다. 다공판은 디퓨저에 비해 배압이 상대적으로 크게 발생하여 측정 및 예측결과와의 비교가 용이하므로 실험에 추가하였다. 공극율은 Eq. (6)과 같이 파이프의 단면적에 대한 구멍 전체 면적의 비로 정의하였다.

$$\sigma = A_{hole} / A_{pipe} \quad (6)$$

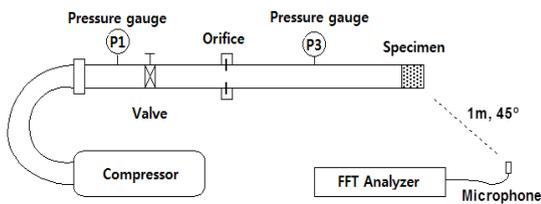


Fig. 3. Schematic diagram and photo of measurements

Table 1. Measurement cases of perforated plate

Case	Hole diameter [mm]	Number of hole [ea]	Porosity [%]
Case01	3	14	8
Case02	5	5	
Case03	11	1	
Case04	3	28	16
Case05	6	7	
Case06	16	1	
Case07	6	14	32
Case08	10	5	
Case09	13	3	

Table 2. Measurement cases of diffuser

Case	Hole diameter [mm]	Number of hole [ea]	Porosity [%]
Case11	3	88	50
Case12	6	24	
Case13	9	9	
Case14	3	180	100
Case15	6	42	
Case16	9	20	
Case17	3	266	150
Case18	6	64	
Case19	9	30	

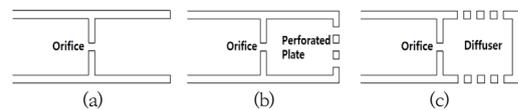


Fig. 4. Test specimens

(a) Empty duct (b) Perforated plate (c) Diffuser

2.2.2 다공판에 대한 측정결과

우선, 다공판에 대한 배압 측정결과를 Fig. 5에 정리하였다. 그림에서 보는 바와 같이 공극율이 낮은 Case01~03의 경우가 배압(P3 위치)이 크게 발생하고 있으며, 배압은 다공판의 지름과는 거의 무관함을 알 수 있다. 즉, 다공판 설치 시 발생하는 배압은 공극율이 지배적인 인자임을 알 수 있다.

다공판 설치 시 발생하는 소음특성은 Fig. 6과 같이 오리피스 전단의 압력(P1 위치)이 클수록 소음레벨이 크며, 동일한 공극율을 갖는 다공판에 대해 구멍 지름의 크기가 상대적으로 큰 Case03 및 Case06의 경우가 소음레벨이 큰 것으로 분석되었다. 따라서, 오리피스 전·후단의 압력차 및 다공판의 구멍 지름이 증가할수록 소음레벨도 증가함을 알 수 있다.

Fig. 7의 (a)는 빈 관에 대한 오리피스 전단 압력 변화에 따른 주파수특성을 나타낸 것으로, 4~8 kHz 부근에서 피크가 나타나는 것으로 분석되어 기존의 연구결과와

유사한 결과를 보이고 있다[5]. Fig. 7의 (b)는 Case01에 대한 주파수특성을 나타낸 것으로, 배압의 증가로 인한 오리피스 전·후단의 압력차가 작아져 빈 관에 비해 소음레벨이 전반적으로 낮아져 있음을 볼 수 있다. 또한, 빈 관보다 높은 8 kHz 부근에서 피크를 나타내고 있는데 이것은 다공판 지름이 3 mm인 반면 오리피스 직경은 5 mm이므로 피크주파수가 고주파로 이동하였기 때문이다. Fig. 7의 (c)는 오리피스 전단의 압력이 0.7 MPa인 경우 Case01~03에 대한 주파수특성을 나타낸 것으로, 다공판의 구멍 직경이 증가할수록 Eq. (2)와 같이 직경에 반비례하여 주파수특성이 저주파로 이동하고 있음을 알 수 있다[3].

Fig. 8은 오리피스 전단 압력 변화에 따른 Case별 삽입손실을 나타낸 것으로, 동일한 공극율을 갖는 경우 다공판의 구멍 지름이 감소할수록 삽입손실은 증가하는 반면, 공극율 변화에 따른 삽입손실의 변화는 뚜렷한 경향은 나타나지 않고 있는 것으로 분석되었다. 또한, 오리피스 전단의 압력이 증가할수록 배압의 증가로 인해 삽입손실도 약간씩 감소하는 것으로 분석되었다.

2.2.3 디퓨저에 대한 측정결과

디퓨저에 대한 배압 측정결과를 Fig. 9에 정리하였다. 그림에서 보는 바와 같이 공극율이 동일한 경우 디퓨저의 구멍 지름이 배압에 지배적인 인자이며, 구멍 지름이 작을수록 배압은 큰 것으로 측정되었다.

그리고, 구멍 지름이 6 mm인 Case07(다공판, $\sigma=32\%$)과 Case12(디퓨저, $\sigma=50\%$)의 배압을 비교해 보면 디퓨저 설치 시 다공판에 비해 배압이 약 1/5 수준인 것으로 분석되었다. 또한, 다공판에 비해서 디퓨저는 공극율을 크게 할 수 있으므로 배압은 상당히 낮게 측정되었으며, 따라서 이것은 디퓨저 소음기로 설계하면 배압을 상당히 낮출 수 있음을 의미한다.

디퓨저 설치 시 발생하는 소음특성은 Fig. 10의 (a)와 같이 오리피스 전단의 압력이 클수록 소음레벨이 크며, Fig. 10의 (b)에서 보는 바와 같이 다공판에 대한 실험결과와 동일하게, 동일한 공극율을 갖는 디퓨저에 대해 구멍 지름의 크기가 상대적으로 큰 Case13 및 Case16의 경우가 소음레벨이 큰 것으로 분석되었다. Fig. 10의 (c)는 공극율 변화에 따른 소음특성을 분석하고자 Case13, Case16 및 Case19를 비교한 것으로, 디퓨저 구멍 지름이 동일한 경우에는 소음레벨 및 주파수특성도 유사한 것으로 나타났다.

Fig. 11은 오리피스 전단 압력 변화에 따른 각 Case

별 삽입손실을 나타낸 것으로, 다공판 측정결과와 같이 동일한 공극율을 갖는 경우 디퓨저 구멍 지름이 감소할수록 삽입손실은 증가하고 있으나, 공극율 변화에 따른 배압의 차이가 크지 않아 삽입손실 변화는 다공판에 비해 뚜렷한 경향이 없는 것으로 분석되었다.

상기 측정결과로부터 디퓨저 소음기 설계 시 구멍 지름을 작게 하면 할수록 소음레벨이 줄어들며, Eq. (2)와 같이 고주파로의 피크주파수 이동이 가능하므로 흡음재를 이용한 소음저감이 유리하여 보다 효과적인 디퓨저 소음기의 설계가 가능하리라 판단된다.

2.2.4 배압계산 및 측정결과와의 비교

본 논문의 2.1.2절에서 언급한 식을 이용하여 오리피스 후단에 다공판을 설치하는 경우 발생하는 배압을 계산한 결과를 측정결과와 비교하여 Fig. 12에 나타내었다. 여기서, 측정결과는 동일한 공극율에 해당하는 값을 산술처리하였다. 다공판의 경우에는 계산결과와 측정결과가 비교적 잘 일치하는 것으로 나타났다. 반면에 오리피스 후단에 디퓨저를 설치하는 경우에는 다공판 설치 시에 비해 배압 발생 정도가 미미하고, 계산결과 값도 거의 '0' 이어서 본 논문의 그림에는 계산결과를 별도로 삽입하지 않았다.

Table 3. Input data for the calculation of back pressure

Symbol	Description	Input value	Unit
R	Gas constant	286.7	J/kg ^o K
k	Specific heat ratio	1.4	-
ρ	Density of air	1.2	kg/m ³
D _o	Diameter of orifice	0.005	m
D _p	Diameter of pipe	0.04	m

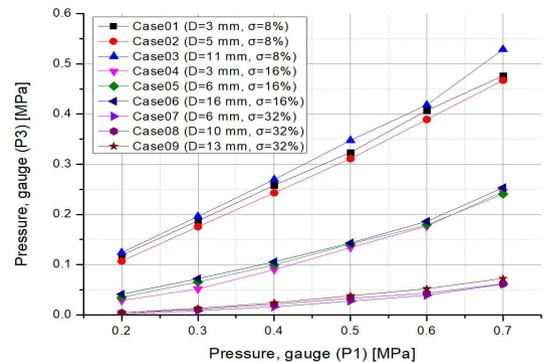


Fig. 5. Back pressure(at P3 location) measurement results of perforated plate

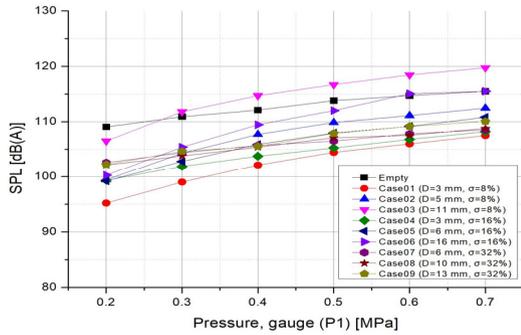


Fig. 6. SPL measurement results of perforated plate

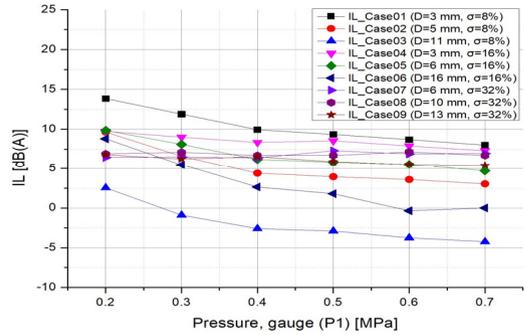
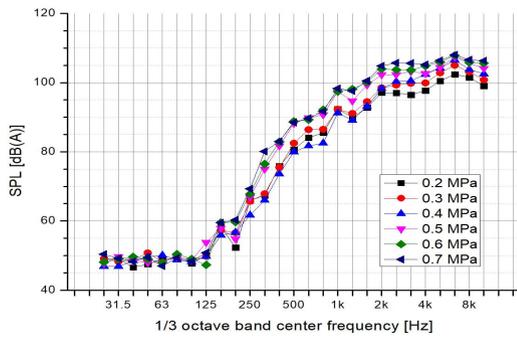
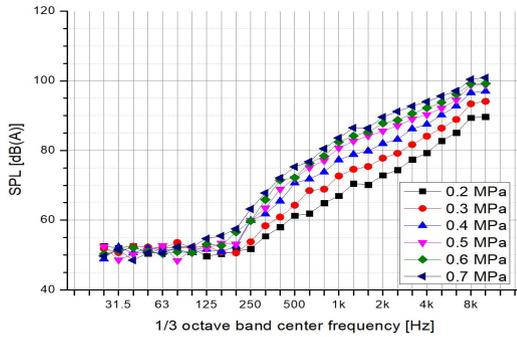


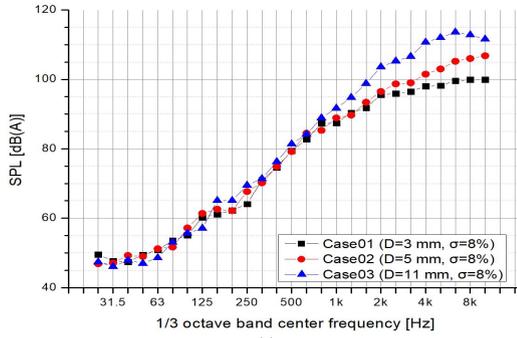
Fig. 8. IL measurement results of perforated plate



(a)



(b)



(c)

Fig. 7. Spectrum measurement results of perforated plate

- (a) Empty duct when P1 is 0.2~0.7 MPa
- (b) Case01 when P1 is 0.2~0.7 MPa
- (c) Case01~Case03 when P1 is 0.7 MPa

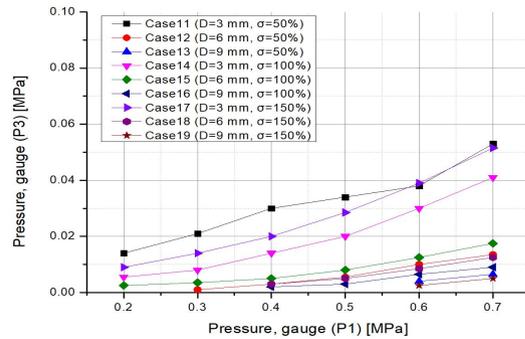
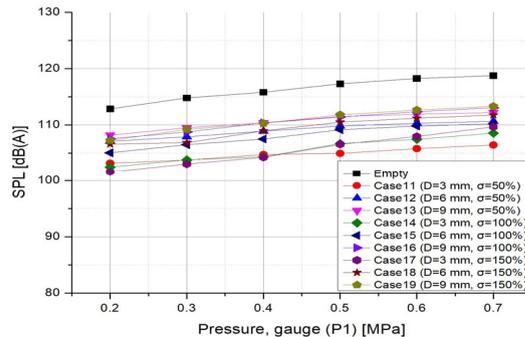
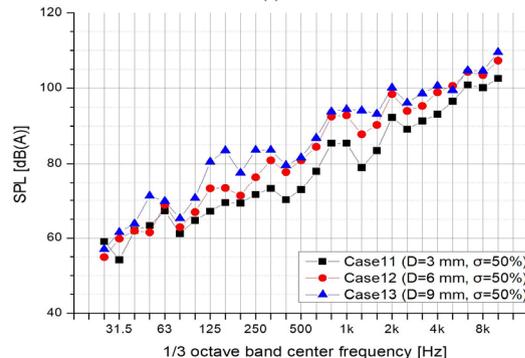


Fig. 9. Back pressure(at P3 location) measurement results of diffuser



(a)



(b)

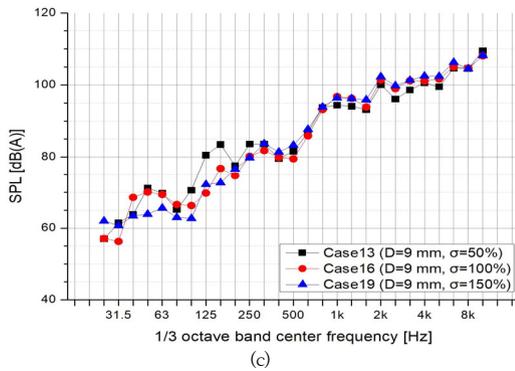


Fig. 10. SPL measurement results of diffuser
(a) Empty duct and Case11~Case19
(b) Case11~Case13
(c) Case13, Case16 and Case19

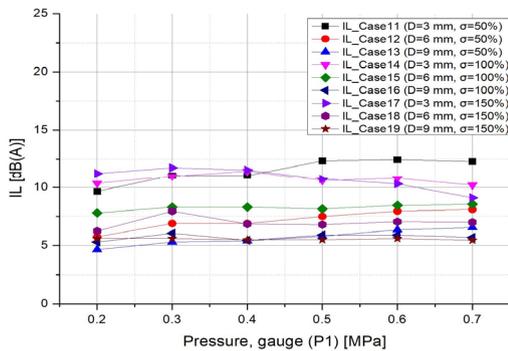


Fig. 11. IL measurement results of diffuser

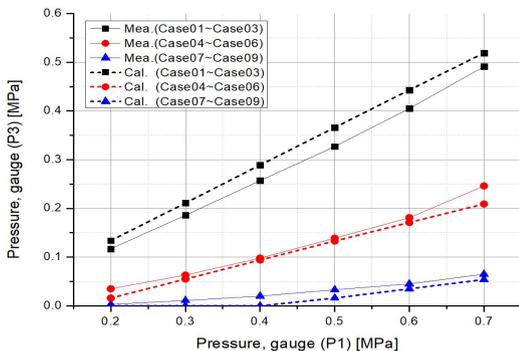


Fig. 12. Measured and calculated back pressure(at P3 location) of perforated plate

3. 결론

플랜트 현장에서 밸브 전·후단의 압력비가 임계값을 초과하는 조건에서 가스를 분출하는 소음을 저감시키기 위해 사용되는 디퓨저 및 추가적으로 검토한 다공판에

관한 소음 및 배압특성을 분석한 결론은 다음과 같다.

- (1) 상호간에 동일한 구멍 지름으로 가정하는 경우 디퓨저 설치 시 발생하는 배압은 다공판에 비해 약 1/5 수준인 것으로 분석되었다.
- (2) 다공판 설치 시 발생하는 배압은 공극율이 지배적인 인자로 작용하였다. 반면에 다공판보다 공극율을 크게 제작할 수 있는 디퓨저는 공극율보다는 디퓨저의 구멍 지름이 지배적인 인자로 나타나고 있으며, 구멍 지름이 작을수록 배압은 큰 것으로 측정되었다.
- (3) 다공판 및 디퓨저 모두 구멍 지름이 증가할수록 소음발생 피크주파수가 저주파로 이동함으로 인해 소음레벨이 증가하였다.
- (4) 따라서, 디퓨저 소음기 설계 시 구멍 지름을 작게 하면 할수록 소음레벨은 줄어드나 배압은 증가하므로, 음향성능(삽입손실, 배압)과 디퓨저의 제작성을 고려해 구멍 지름은 6 mm, 개구율은 100%로 제작하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.
- (5) 디퓨저에 비해 상대적으로 큰 배압이 발생하는 다공판에 대해 간단한 수식을 이용하여 배압을 계산한 결과 측정결과와 유사함을 확인하여, 현장에서 설계 시 유용하게 활용이 가능할 것으로 예상된다.

References

- [1] J. K. Floyd, "Control of steam venting noise in power plants", *Journal of engineering for power*, Vol.100, No.2, pp.369-373, April 1978.
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3446364>
- [2] J. W. Yoon, S. K. Yu, Y. C. Kim, D. H. Kim, "A study on the prediction and reduction of valve noise by using lagging and diffuser silencers", *Proceedings of the KSNVE Spring Conference*, Muju, South Korea, pp.616-621, June 1999.
https://www.auric.or.kr/User/Rdoc/DocRdoc.aspx?returnVal=RD_R&dn=115339
- [3] D. Y. Maa, P. Z. Li, "Pressure dependence of jet noise and silencing of blow-off", *Noise control engineering*, Vol.17, No.3, pp.104-112, Nov. 1981.
DOI: <https://doi.org/10.3397/1.2832191>
- [4] R. K. Bansal, A textbook of fluid mechanics and hydraulic machines, p.1102, Laxmi publications, 2010, pp.719-723
- [5] G. C. Jeong, S. I. Hyun, J. W. Lee, Y. P. Kwon, "Performance of absorption diffuser silencers", *Journal*

of KSNVE, Vol.4, No.3, pp.377-384, Sep. 1994.
<https://www.auric.or.kr/User/Rdoc/DocCmag.aspx?returnVal=CMAG&dn=67796>

윤 제 원(Je-Won Yoon)

[정회원]



- 1996년 2월 : 숭실대학교 기계공학
학과 (공학석사)
- 2017년 2월 : 공주대학교 기계공
학과 (공학박사)
- 2005년 5월 ~ 2023년 7월 : 유니
스테크놀러지(주) 전무
- 2023년 7월 ~ 현재 : 팀버웨어(주)
소장

<관심분야>

플랜트 및 교통분야(도로,철도,항공기) 환경소음진동

이 주 원(Joo-Weon Lee)

[정회원]



- 1997년 2월 : 숭실대학교 기계공
학과 (공학석사)
- 1997년 1월 ~ 2003년 4월 : 대우
건설 기술연구소 연구원
- 2006년 8월 ~ 2012년 2월 : 서울
과학기술대학교 기계공학과 겸임
교수

- 2014년 7월 ~ 현재 : 팀버웨어(주) 대표이사

<관심분야>

플랜트 및 교통분야(도로,철도,항공기) 환경소음진동

조 용 성(Yong-Thung Cho)

[정회원]



- 2002년 5월 : Purdue 대학교
기계공학과 (공학석사)
- 2006년 5월 : Purdue 대학교
기계공학과 (공학박사)
- 2011년 3월 ~ 2013년 2월 : 경일
대학교 기계자동차공학부 조교수
- 2013년 3월 ~ 현재 : 공주대학교
기계자동차공학부 부교수

<관심분야>

자동차 소음진동, 소음진동 가시화