

흡음형 디퓨저 소음기의 성능

Performance of Absorption Diffuser Silencers

정갑철* · 현승일** · 이종우*** · 권영필****

Jeong Gab-Cheol, Hyun Seung-II, Lee Jong-Woo and Kwon Young-Pil

〈1994년 7월 23일 접수 ; 1994년 8월 31일 심사완료〉

ABSTRACT

This paper is an investigation of the performance of absorption diffusers to suppress the vent noise emitted when high pressure gas is throttled. First, experiment for the static performance is carried out. When there is no through-flow, the insertion loss has been obtained in terms of 1/3 octave band spectrum and the effect of the number of diffusers and the thickness of the absorption material on the static performance has been obtained. And the similarity in the spectrum of the static insertion loss is confirmed by comparing two similar models with different size. Second, the dynamic performance has been obtained by experiment using blow-down of compressed air from a storage tank through an orifice of diameter 10 mm. The back pressure by the diffuser is measured and compared with that of a single diffuser. It is found that the insertion loss of a single diffuser is very low around 3 dB at high frequencies with negative value at low frequencies. By absorption material between the diffuser tubes, however, the performance is increased considerably. Without flow the static insertion loss increases by 3~4 dB by doubling the thickness or the density of the absorption material. With flow, however, the dynamic insertion loss increases. While, the back pressure by the diffuser is small enough to be neglected.

1. 서 론

고압의 유체를 다루고 있는 발전소 보일러나 화학 공장의 가스시설 등은 가스 또는 증기를 감압하거나 대기로 방출하는 과정에서 매우 높은 소음을 발생하므로 대책이 필요하다.

고압의 가스나 증기의 방출에 의하여 발생하는 소음을 저감시키기 위한 기존의 산업용 소음기는 Fig.

1(a)에서와 같이 공극관인 디퓨저와 확장실(expansion chamber) 및 흡음형 격벽(splitter)으로 구성되어 있다. 디퓨저는 고속 기류를 확산시키는 역할을 하고, 소음은 주로 격벽에 의하여 저감된다. 따라서 소음 감쇠량을 높이기 위해서는 격벽을 길게 제작하게 되므로 소음기가 과대해 지는 문제점이 따르고 있다.

단일 공극관으로 된 디퓨저의 소음성능에 관한 연구에 의하면 공극 전체 면적이 관의 단면적에 비하여 큰 경우는 감음 효과가 크지 않은 것으로 밝혀졌다⁽¹⁾. 미세한 다수의 공극을 갖는 교축장치에 의하여 감압시킴으로서 분출음을 저감할 수 있다⁽²⁾. 이 방법은 배압의 상승이 허용되는 경우에 활용할 수 있는

*정회원, 숭실대학교 대학원

**숭실대학교 대학원

***숭실대학교 산업대학원

****정회원, 숭실대학교 공과대학 기계공학과

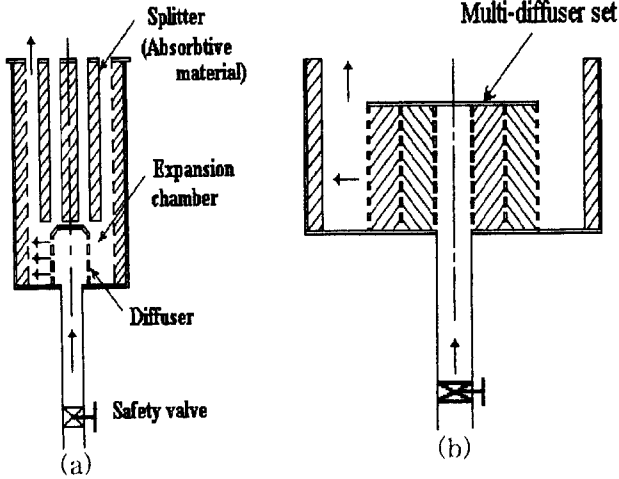


Fig. 1 Diffuser silencers

며 전파소음의 차단과 아울러 통과기류에 의한 자생 소음을 저감할 수 있는 방법이다. 공극관 사이에 흡음재를 삽입한 흡음형 디퓨저에 의하면 소음 성능을 향상시킬 수 있으나 배압의 상승으로 인한 안전변의 오동작이 우려되고 소음성능에 관한 데이터가 없어서 실용화되지 않고 있다.

본 연구는 Fig. 1(b)와 같은 흡음형 디퓨저소음기의 여러가지 설계인자가 소음성능 및 배압에 미치는 영향을 구하여 설계자료로 활용될 수 있게 하기 위한 것이다. 먼저, 기류가 없는 상태에서 스피커를 음원으로 정적성능의 주파수 특성을 구하고, 디퓨저에 고속 기류가 통과할 때의 동적인 성능을 구하였다. 오리피스 상류의 압력, 흡음재의 두께와 밀도 및 디퓨저의 단수를 변화시키면서 삽입손실을 구하여 각 인자의 영향을 구하고 고찰하였다.

2. 실험

2.1 모델 소음기의 제원

디퓨저의 소음성능은 통과하는 기류의 속도에 영향을 받게 된다. 그러나 실험실에서 유동실험을 할 수 있는 소음기 크기에 제한을 받으므로 기류가 없는 상태에서 동일 형상이지만 크기가 다른 모델에 대하여 실험하여 정적인 소음성능과 상사특성을 구한 후 기류가 있는 경우의 동적인 성능은 유동실험이 가능한 작은 모델을 사용하여 실험하였다. 디퓨저의 설계변수 즉, 공극관의 수 및 흡음재의 두께와 밀도가 성능에 미치는 영향을 실험하기 위한 디퓨저의 형상은 Fig. 2와 같으며 같은 형상으로 크기가 다

른 두 모델에 대한 치수는 Table 1에 정리되어 있다.

실험에 사용된 공극관은 직경이 작은 것부터 공극율이 200%, 400%, 600%인 3개로 구성하였다. Fig. 2(a)는 단일디퓨저이고, Fig. 2(b)(c)는 2중 디퓨저이며 Fig. 2(d)는 3중 디퓨저이다. 다중 디퓨저 내부에 흡음재를 삽입하여 흡음재의 두께와 밀도의 변화에 따른 영향을 구하기 위하여 Fig. 2(b), (c)와 같이 흡음재의 두께를 달리하였고, 삽입된 흡음재의 밀도는 100 kg/m³, 150 kg/m³, 200 kg/m³로 변화시켰다. 산업용 소음기는 고온에서 작동되고 사용 재질이 내부식성을 가져야 하므로 삽입된 흡음재는 0.15 mm의 스테인레스 스틸 선재를 가공하여 만든 다공질 금속 울(wool)을 이용하였다.

크기가 다른 디퓨저 사이의 상사관계를 실험하기 위한 음향 모형 실험의 기본적인 상사법칙은 다음과 같다. 모델 I과 모델 II의 상사비를 n 이라고 하면

$$\text{크 기} : L_{II} = n \times L_I$$

$$\text{주파수} : f_{II} = f_I / n$$

$$\text{흡음율} : \alpha_I(f_I) = \alpha_{II}(f_{II})$$

의 관계가 성립된다. 본 실험의 상사비는 4로 하였

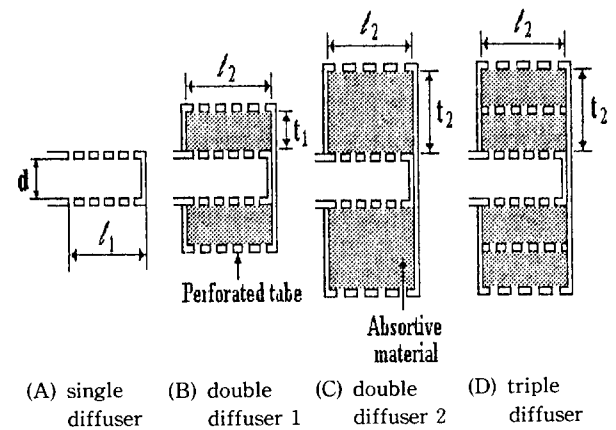


Fig. 2 Diffuser models

Table 1 Dimensions of diffuser models

	Dimension(mm)					Density of absorption material(kg/m ³)
	d	l_1	l_2	t_1	t_2	
Model I	28	40	50	20	40	100 or 200
Model II	108	160	200	80	160	100

다. 이상적인 상사실험은 대응하는 주파수 대역에서 두 모델 디퓨저의 삽입손실이 일치하여야 한다. 이러한 상사법칙이 만족되기 위해서는 두 모델에 삽입된 흡음재의 차음 및 흡음성능이 대응되는 주파수 영역에서 동일하여야 한다. 디퓨저 내부에 삽입한 흡음재가 동일한 재질이지만 두께 차이가 있으므로 해당 주파수에서 흡음율이 완전히 일치하지는 않는다. 이러한 특성은 시료의 시험으로 확인하기는 불가능하므로 삽입손실의 비교에 의하여 검증할 수 밖에 없다.

2.2 실험 장치 및 실험 방법

(1) 정적 성능

디퓨저의 정적인 삽입손실을 구하기 위한 실험장치는 Fig. 3과 같이 기류가 없는 상태에서의 horn driver를 음원으로 하였다. 음원신호는 F. F. T. analyzer에 내장된 주파수 발생기에서 출력된 random noise를 이용하였다. 관심 주파수 영역에서 신호대잡음비가 10 dB 이상이 되도록 하였다. 실험은 같은 음원에 대하여 디퓨저를 설치하기 전과 후의 음압레벨의 차인 정적삽입손실(SIL ; static insertion loss)을 측정하였다.

음압레벨의 측정점이 자유음장(free field)이 되도록 하기 위하여 모델 I은 관끝에서 45°방향으로 0.5 m, 모델 II의 경우는 같은 방향으로 1 m의 위치에 마이크론을 설치하였다. 음압신호는 2 channel F. F. T analyzer를 이용하여 1/3 옥타브밴드별 소음레벨로 분석한 후 컴퓨터로 전송하여 자료를 처리하였다.

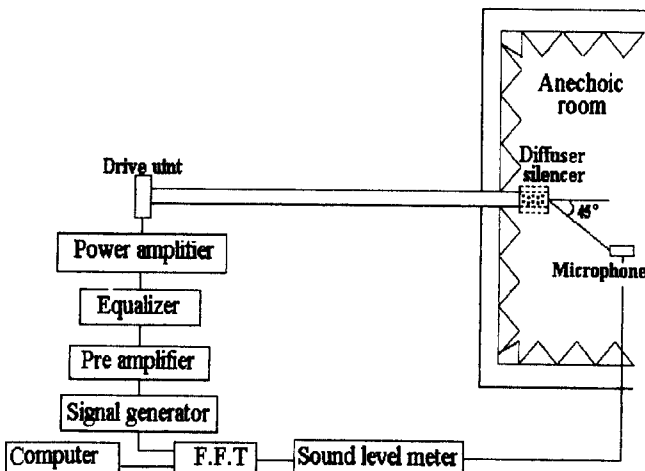


Fig. 3 Schematic of the experimental apparatus for the static insertion loss of a diffuser

(2) 동적 성능

디퓨저를 통과하는 고속 기류가 있을 때의 디퓨저의 소음성능인 동적 성능을 실험하기 위하여 구성된 실험 장치의 개략도는 Fig. 4와 같다.

압축기를 이용하여 최대 7 atg의 압력까지 공기를 압축하여 체적이 1500 l인 탱크에 저장한 후 유량조절밸브를 전개하여 배관 중간에 설치된 관경 100 mm의 오리피스를 통과하도록 하여 분류소음(jet noise)을 발생시키고, 기류는 디퓨저를 통하여 무향실내로 방출되도록 하였다. 측정방법은 정적인 경우와 같다.

오리피스를 통과한 기류의 유속과 디퓨저의 유동저항에 따른 배압을 구하기 위하여 관의 중간에 피토포관(pitot tube)을 설치하여 액주계(manometer)로부터 동압과 정압을 측정하였다.

동적 성능은 고속기류 실험이 가능한 model I에 대해서만 실험하였다. 실험은 정적실험과 동일하게 Fig. 2의 각 형상에 대해서 차례로 실험하여 흡음재의 밀도, 두께의 변화 및 공극관의 유무에 따른 소음기의 동적삽입손실(DIL ; dynamic insertion loss)을 측정하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 정적 성능

Fig. 5는 28 mm관에 단일 디퓨저로부터 3중 디퓨저까지 모델 I에 대하여 흡음재가 없을 때의 정적 삽입손실을 도시한 것이다. 먼저 단일 디퓨저의 경우를 보면 주파수가 낮을 때는 삽입손실이 음의 값을 나타내며 주파수의 증가와 함께 삽입손실이 증가

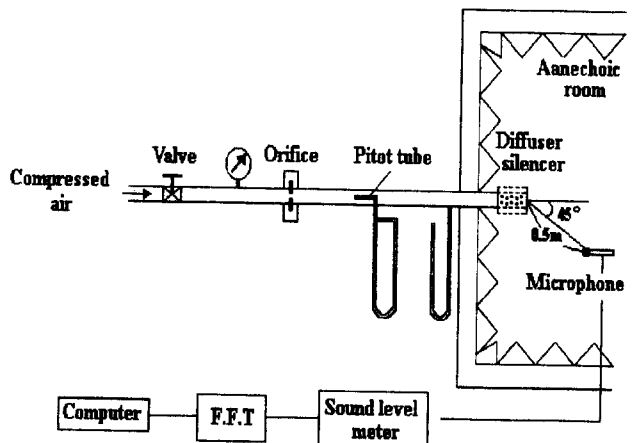


Fig. 4 Schematic of the experimental apparatus for the dynamic insertion loss of a diffuser

하나 최고 3dB 정도임을 알 수 있다. 즉, 디퓨저만의 소음저감성능은 매우 낮다고 할 수 있으며 저주파수에서는 오히려 소음도가 높아지는 것을 알 수 있다. 이것은 디퓨저가 없는 관의 경우에 비하여 디퓨저가 임피던스의 일치(matching)효과, 즉 horn과 같은 기능을 하기 때문이라고 할 수 있다. 그러나, 주파수가 높아지면 구멍의 리액턴스(reactance)가 커지므로 차음성능이 있는 것으로 해석할 수 있다. 다음에 2중 디퓨저에서는 성능이 약간 증대되는 것을 알 수 있다. 그러나 3중 디퓨저로 공극관의 수가 증가하여도 삽입손실의 증가는 크지 않다.

Fig. 6은 밀도 200 kg/m^3 의 흡음재를 삽입한 다중 디퓨저의 경우이다. 이때는 흡음재 삽입에 의해 2중

디퓨저 이상에서 단일 디퓨저에 비해 성능이 현저히 높은 것을 알 수 있다. 흡음재의 효과는 주파수의 증가에 따라 커지는 것을 볼 수 있으며 이것은 흡음재의 흡음특성 및 차음특성이 주파수의 증가에 따라 증가하기 때문이다. 흡음재 두께가 20 mm인 2중 디퓨저에서는 단일 디퓨저에 비해 높은 주파수에서 10 dB정도 더 높은 감음효과가 있으며 2중 디퓨저에서 흡음재 두께가 20 mm에서 40 mm로 2배가 증가된 경우 높은 주파수 영역에서 3~4dB의 감음효과가 있고, 흡음재의 두께는 40 mm로 같으나 2중 디퓨저에서 3중 디퓨저로 디퓨저관의 첨가에 의하여 최고 3~4dB의 성능증가가 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 2중 디퓨저의 흡음층의 두께 및 밀도를

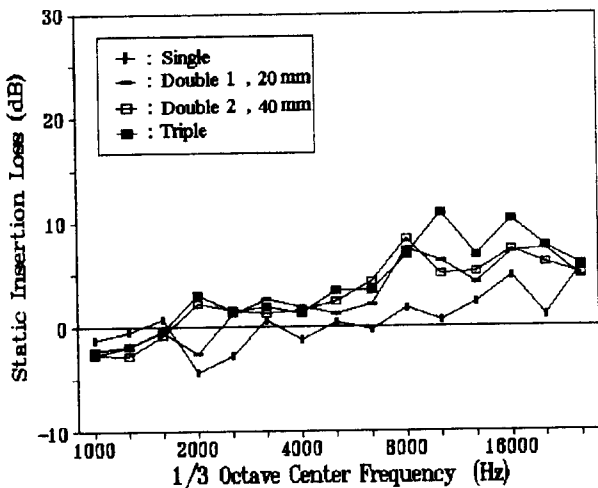


Fig. 5 Static insertion loss of model I without absorption material

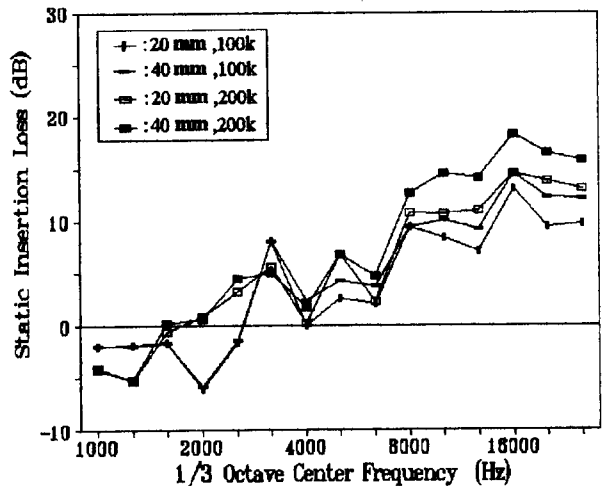


Fig. 7 Effect of thickness of absorption material on the performance of model I

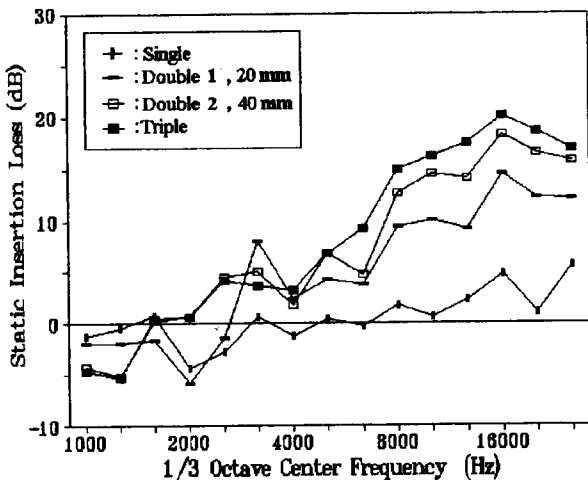


Fig. 6 Static insertion loss of model I without absorption material ($\rho = 200 \text{ kg/m}^3$)

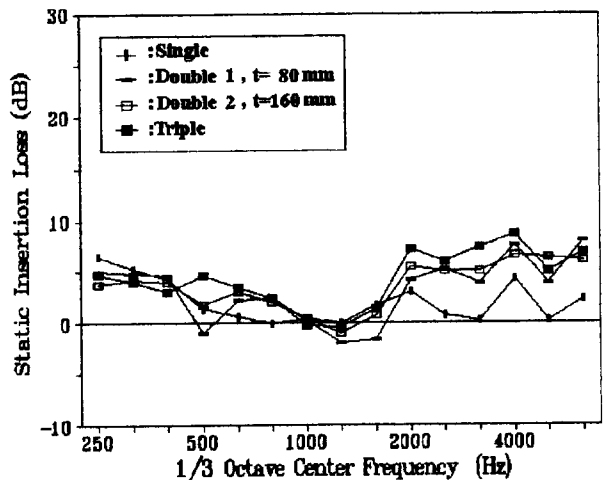


Fig. 8 Static insertion loss model II without absorption material

각각 2배로 증가시켰을 때의 감음효과를 도시하였다. 흡음층 두께 및 밀도를 각각 2배로 증가시켰을 때 고주파수 영역에서 3~4 dB 정도의 감음효과의 향상이 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 관경이 108 mm인 모델 II에 대한 흡음재가 없을 때의 정적삽입손실을 도시하였다. 모델 I에 비하여 모델 II가 4배로 확대되었으므로 상사법칙에 따라 주파수는 1/4배로 축소되는데 실험결과가 이를 잘 입증하고 있다. 즉 단일 디퓨저의 경우 고주파수 영역에서 최대 3 dB의 성능을 가지며 2중 디퓨저에서 성능이 좋아지나 3중 이상의 경우에 더 이상 성능이 증가되지는 않는다.

Fig. 9는 모델 II에 대해 흡음재가 있을 때의 정적

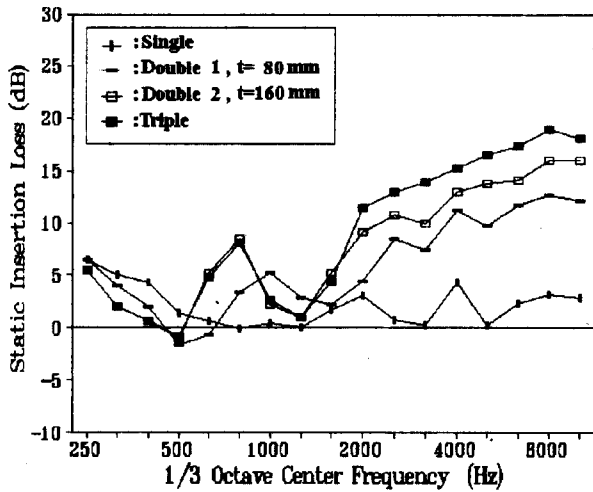


Fig. 9 Static insertion loss model II without absorption material($\rho=100 \text{ kg/m}^3$)

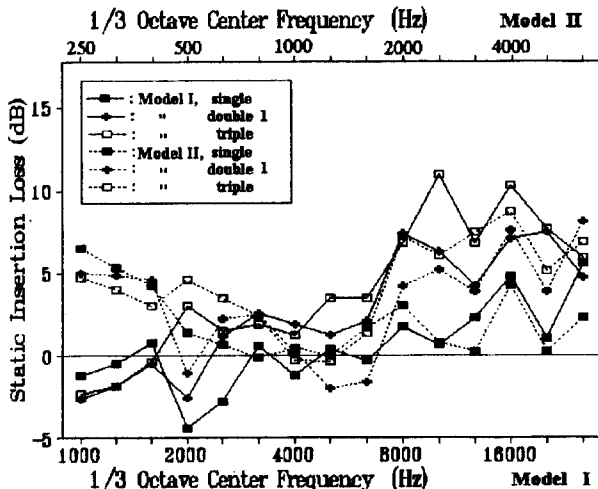


Fig. 10 Performance comparison between model I and II without absorption material

삽입손실을 도시하였다. 흡음재의 밀도가 2배 증가하거나 공극률이 증가함에 따른 삽입손실은 3~4 dB 증가하므로 모델 I의 실험결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 10과 11은 모델 I과 모델 II의 삽입손실을 상사법칙에 따라 대응주파수가 일치되도록 하여 동시에 도시한 것이다. 실험결과 단일 디퓨저, 2중 디퓨저, 3중 디퓨저에서 모델 I과 모델 II의 삽입손실이 고주파수 영역에서 거의 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 그러나, 주파수가 낮은 영역에서는 상사법칙이 성립되지 않는 것을 알 수 있다. 이것은 흡음재의 특성이 대응주파수에서 일치하지 않거나 파장이 길 때 근접음장(near field)의 영향이 있기

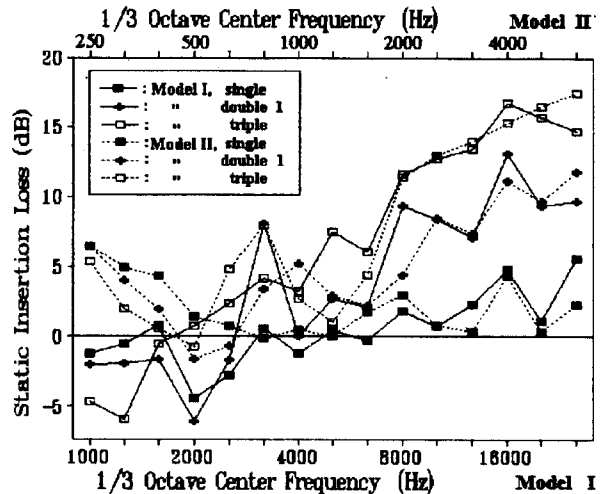


Fig. 11 Performance comparison between model I and II without absorption material

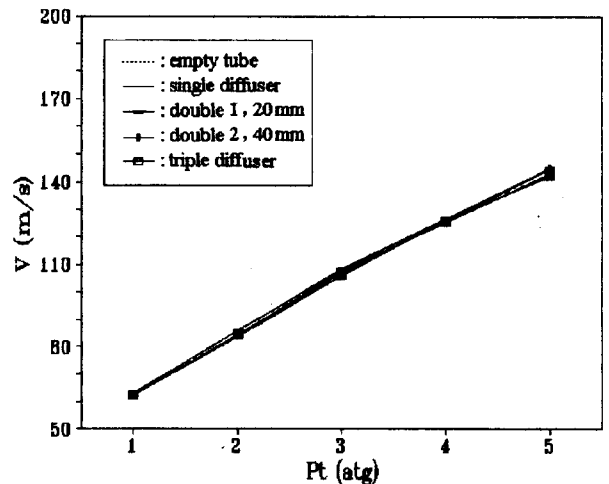


Fig. 12 Flow speed vs. upstream pressure

때문으로 보인다.

3.2 동적 성능

(1) 관내의 유속

Fig. 12는 단순관, 단일 디퓨저 및 밀도 200 kg/m^3 의 흡음재를 사용한 Fig. 2 모델 1의 (B), (C), (D)에 대한 오리피스 상류압력에 따른 관내의 유속을 도시하였다. 모델에 따른 유속의 변화가 거의 없이 오리피스 상류압력의 영향만 받는 것을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 관의 끝단에 디퓨저의 장착으로 인한 배압의 상승이 미미하기 때문이다.

(2) 배 압

Fig. 13은 Fig. 2의 (A), (B), (C) 및 (D)의 다중 디퓨저에 흡음재를 삽입하였을 경우 디퓨저가 배압에 미치는 영향을 도시하였다. 다중 디퓨저가 3단이고 밀도가 200 kg/m^3 인 경우에 디퓨저의 배압이 단순관보다 약간 증대되는 것 외에는 오히려 배압이 낮아진다. 단순관은 대기로의 급속한 유효면적의 변화에 의하여 압력손실이 매우 크지만 디퓨저는 점차 확대관과 같은 역할을 하여 유동저항을 감소시키기 때문이다. 또한, 디퓨저소음기 내부의 흡음재로 인한 유동저항보다는 분류가 미세화되고 층류화되는 효과가 크기 때문으로 볼 수 있다.

(3) 음향 특성

오리피스 전의 상류압력이 3 atg, 4 atg 및 5 atg일 때 발생하는 소음의 스펙트럼은 Fig. 14와 같다. 소음의 주파수 특성은 16 kHz를 중심으로 최대값을 나타내며 상류압력의 증가에 따른 음압 크기나 주파수 특성의 변화는 별로 크지 않다는 것을 알 수 있다.

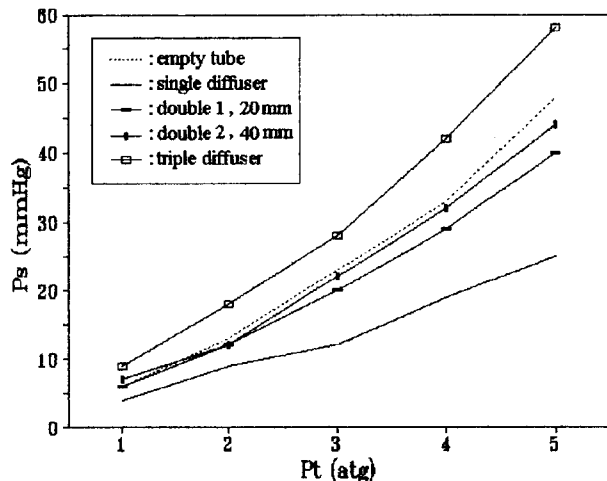


Fig. 13 Back pressure of diffusers with absorption material ($\rho=200 \text{ kg/m}^3$)

오리피스 전후의 압력비에 따른 소음파워의 차이는 2 dB정도이고 10 mm의 직경을 가진 오리피스에서 발생된 소음의 주파수특성은 지금까지의 연구결과와 유사한 결과를 보이고 있다^(1,3).

Fig. 15는 흡음재가 없는 다중 디퓨저에서 단수의 영향을 보기 위하여 오리피스 전 정제압력이 5 atg일 때 삽입손실의 변화를 도시한 것이다. 단일 디퓨저의 경우 정적인 성능은 저주파수에서 부(negative), 고주파수에서 3 dB 정도였으나 동적인 경우 부의 성능은 나타나지 않고 고주파수에서 5 dB 정도로서 정적인 경우에 비하여 2 dB 정도 성능이 증가하였다. 2중 디퓨저는 단일 디퓨저에 비하여 배 정도의 성능을 나타냈다. 그러나 삼중 디퓨저로 단수의 증가에 따른 삽입손실의 변화는 비례하여 증가하지는 않는

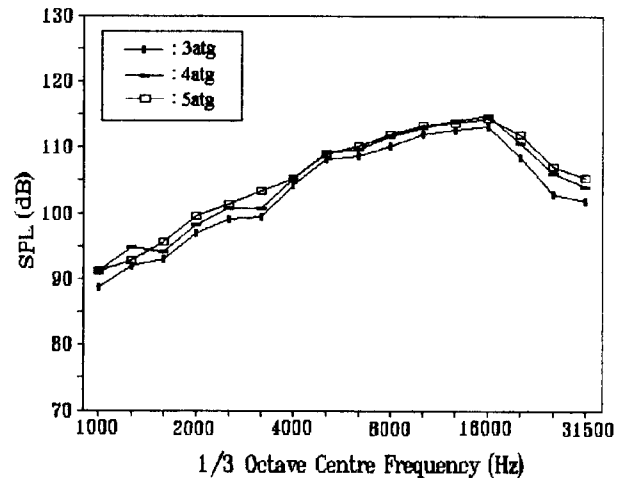


Fig. 14 1/3 octave band sound pressure level of jet noise at various upstream pressure

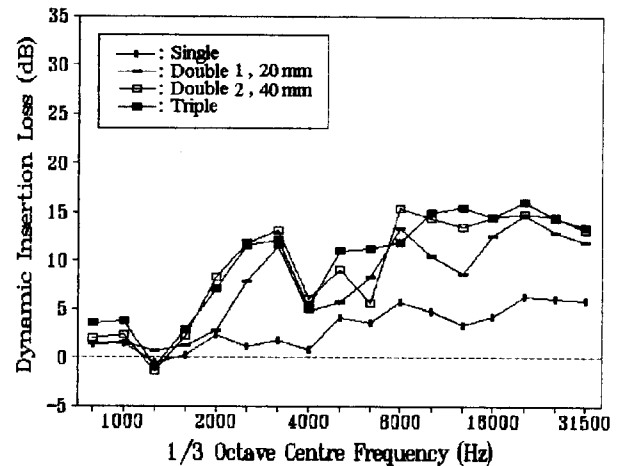


Fig. 15 Effect of the number of perforated tubes on the dynamic performance at 5 atg

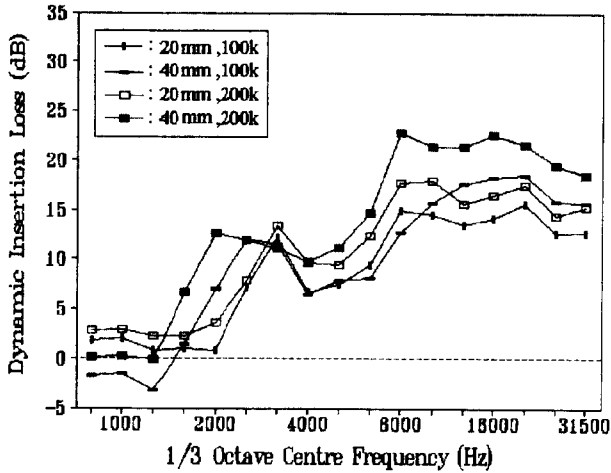


Fig. 16 Effect of the absorption material on the performance of double diffusers at 3 atg

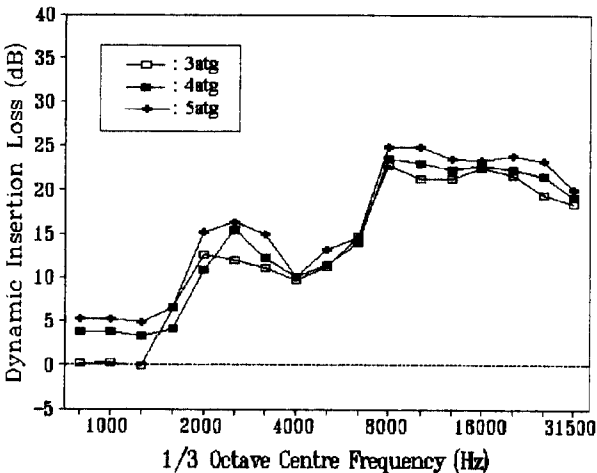


Fig. 17 Effect of upstream pressure with absorption material of thickness 40 mm and density 200 kg/m³ on the dynamic insertion loss

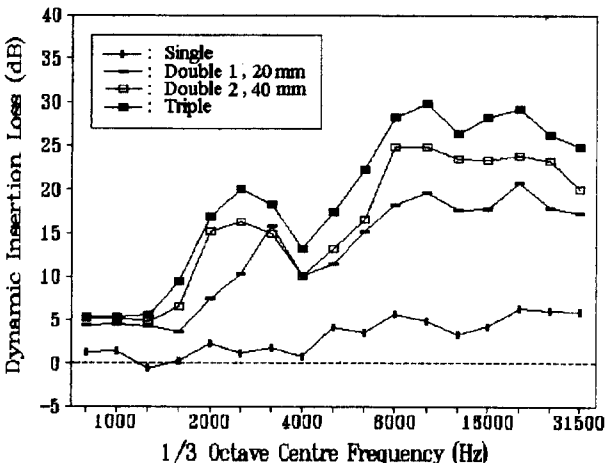


Fig. 18 Dynamic insertion loss with absorption material of density 200 kg/m³ at 5 atg

것으로 보인다. 이와 같이 동적인 성능이 정적인 성능보다 높은 것은 기류에 의하여 디퓨저의 저항이 증가하기 때문으로 보여진다.

Fig. 16은 Fig. 2의 (B) (C)와 같은 2중 디퓨저에 흡음재를 20 mm와 40 mm 두께로 장착하여 상류압력 3 atg에서 흡음재 두께와 밀도가 디퓨저의 성능에 미치는 영향에 대하여 도시하였다. 주파수 증가에 따라 삽입손실이 커지는 특성은 정적인 경우와 같은 것을 알 수 있다. 밀도는 같으면서 흡음재와 두께만 2배로 했을 때 고주파수 영역에서 감음량은 5~6 dB 증가되고 있고, 두께는 같으면서 흡음재의 밀도만 2배로 했을 때 고주파수 영역에서 감음량은 5~6 dB 증가되고 있다. 이러한 결과는 정적인 경우보다 2 dB정도 성능이 향상된 것을 알 수 있다.

Fig. 17은 동일한 디퓨저소음기에 대하여 오리피스 상류압력이 변화될 때의 삽입손실의 변화를 본 것으로서 Fig. 2(C)의 2중 디퓨저에 밀도 200 kg/m³, 두께 40 mm의 흡음재를 장착하여 분출압력이 3 atg, 4 atg 및 5 atg일 때의 삽입손실을 도시한 것이다. 그림에서 압력이 증가할수록 즉, 유속이 높을수록 삽입손실이 증가하는 것을 알 수 있다. 압력 1 atg 증가에 따른 감음량은 1~2 dB 내외의 변화를 나타내나 압력이 증가됨에 따라 삽입손실의 증가정도는 크지 않음을 알 수 있다.

Fig. 18은 디퓨저 내부에 밀도 200 kg/m³인 흡음재가 삽입되었을 때 단일 디퓨저에서 3중 디퓨저까지 디퓨저 단수의 영향을 보기 위하여 오리피스전 압력이 5 atg에서 삽입손실의 변화를 도시하였다. 이중 디퓨저의 경우 흡음층 두께가 20 mm에서 40 mm로 증가될 경우 고주파수영역에서 5~6 dB 증가하고, 3중 디퓨저의 경우 2중 디퓨저의 40 mm와 흡음층의 두께는 같으나 공극관이 더 있음으로 인하여 고주파수영역에서 삽입손실이 5~6 dB 증가하는 것을 보이고 있다는 것은 기류에 의하여, 공극관 구멍의 임피던스 증가가 가장 주된 이유인 것으로 보인다.

4. 결 론

디퓨저소음기에 대해 정적성능과 동적성능을 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

(1) 정적성능은 주파수 증가에 따라 삽입손실이 증가하여 고주파수 영역에서 삽입손실의 상사법칙이 잘 맞고 있으며, 흡음재의 두께 및 밀도가 2배로 될 때 3~4 dB의 감음효과가 있고, 공극관 1개당 감음

량은 3~4 dB이다.

(2) 통과 기류가 있을 때 디퓨저소음기의 삽입손실은 전 주파수대역에서 유속의 증가와 더불어 증가한다. 상류압력이 5 atg일 때 삽입된 흡음재의 두께 및 밀도가 2배로 되면 고주파 영역에서 5~6 dB의 삽입손실 증가가 있고, 공극관 1개당 감음량은 5~6 dB로 기류가 없을 때보다 약 2 dB 높게 나타났다.

(3) 디퓨저소음기에 의한 배압은 디퓨저내의 흡음재 두께가 크지 않을 때 단순 개구관에 비하여 오히려 낮으며 흡음재가 두꺼운 경우에도 배압증가는 아주 미미하다.

참 고 문 헌

- (1) 서기원, 1993, "오리피스 분류음의 음향특성 및 디퓨저의 소음성능에 관한 연구," 숭실대학교, 박사 학위 논문.
- (2) Jungowski W. M., Selerowicz W. C., 1981, "Theory and Operation of a Low Noise Throttling-Venting Device," Noise Control Engineering Vol. 17, pp. 86~94.
- (3) Maa D. Y. and Li P. Z., 1981, "Pressure Dependence of Jet Noise and Silencing of Blow-Offs," Noise Control Engineering, Vol. 17, pp. 104~112.
- (4) Floyd J. K., 1978, "Control of Steam Venting Noise in Power Plant," J. Engineering for Power, Vol. 100, pp. 369~373.
- (5) Davies P. O. A. L., 1992, "Realistic Models for Predicting Sound Propagation in Flow Duct Systems," Noise Control Engineering, Vol. 40(1), pp. 135~141.
- (6) Totsuo Miyake and Toshitaka Shindoh, 1982, "Scale Model Experiment on Attenuation of Plenum Chamber," J. INCE of Japan, Vol. 6, No. 5, pp. 39~43.