

보일러용 디퓨저 소음기 설계에 관한 연구

°남경훈*, 박실룡*, 이덕주**, 김재욱***

(A Study on Design of Diffuser Silencer in Boiler)

Kyoung-Hun Nam, Sil-Lyong Park, Duck-Joo Lee, Jae-Wook Kim

Abstract

The flow of steam through a safety valve vent pipe system in the boiler has been analyzed to provide a design basis of diffuser silencer for attenuating shock-shell and jet noise. Numerical analysis to estimate inner fluid of silencer and noise propagation outside silencer are performed. The distribution curve of fluid information to provide average values about inner fluid of silencer is presented by theoretical analysis.

I. 서론

발전소 보일러는 냉각 상태인 보일러를 시동하여 보일러가 정상이 될때까지의 시운전시나, 보일러 수리시 또는 보일러에 이상 현상이 발생하여 증기(Steam)의 감압을 위한 안전밸브(Safety Valve)가 작동할 때 고압의 증기를 외부로 방출한다. 증기유동에 의한 압력 분산시 발생하는 소음으로는 안전밸브 전후단의 압력차에 의한 충격소음(Shock Noise), 밸브 하류에서 발생하는 난류 혼합 소음(Turbulent Mixing Noise), 복잡한 유동장에 의해 발생하는 유동소음(Flow Induced Noise)이 공존하지만 충격소음이 지배적이다. 이들 소음은 주위 작업자에게 청력 이상을 유발시키고 인근 주민으로부터 민원 문제를 야기시키게 되므로 소음감소를 위하여 배출구 끝단에 소음기(Silencer)를 설치한다.^(1, 2, 3)

기존의 보일러용 디퓨저 소음기는 Fig.1과 같이 고속의 분출류를 확장실(Expansion Chamber)로 확산시키는 역할을 하는 공극(Perforated Pipe) 형태의 디퓨저(Diffuser), 소음을 저감시키기 위한 흡음형 격벽(Absorbing Splitter)으로 구성되어 있다.

현재까지 공극관을 갖는 디퓨저에 관한 유동 및 소음 해석이 자세히 이루어 지지 않은 상태이고, 따라서, 소음 예측을 할 수 있는 데이터 베이스가 보유되어 있지 않다. 강화되고 있는 환경규제에 적합한

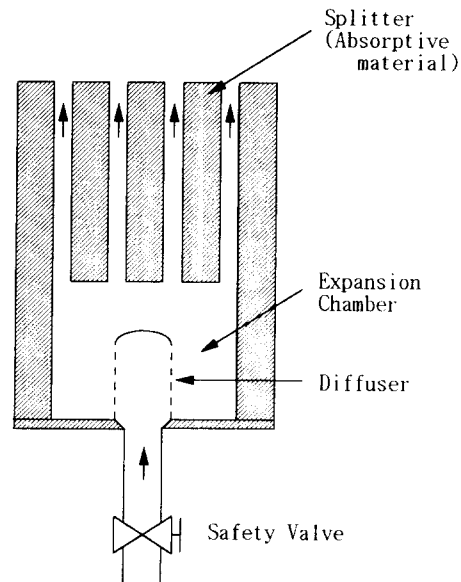


Fig.1 Diffuser silencer

소음기 설계 기술을 개발하고 개발된 소음기를 안전하게 사용할 수 있으려면 이러한 디퓨저에 대한 유동 및 소음 해석이 더욱 정확하게 이루어져야 할 것이다.

본 연구에서는 저소음 보일러용 디퓨저 소음기를 설계하기 위하여 디퓨저의 공극을 빠져나오는 유

*: 삼성중공업 기전연구소 산기개발팀

** : 한국과학기술원 항공우주공학과

*** : 한국과학기술원 항공우주공학과 대학원

동현상에 대한 정보와, 실제로 시간에 따라 급격하게 변하는 제트 유동(Jet Fluid)을 가시화할 수 있는 수치해석으로 소음기 내부 유동과 외부 소음 전파에 대한 해석을 수행하였다. 그리고 이론 해석에 의한 소음기 전체 유동장의 평균적인 정보를 제공할 수 있는 유동 정보 분포 곡선을 개발하였다. 이 둘의 해석을 고찰하여 보일러용 디퓨저 소음기 기본설계 방법을 제시하고자 한다.

II. 수치 해석

1. 기본 이론

국소적으로 복잡한 유동현상에 대한 정보와 실제로 시간에 따라 급격하게 변하는 흐름을 수치적으로 가시화하게 되면, 소음 발생 현상을 더욱 자세히 이해하고 고찰할 수 있다. 본 연구에서 수치 모사를 위해 이용되는 지배방정식은 비점성-압축성-축대칭 Euler 방정식으로서 다음과 같이 표현된다.⁽⁴⁾

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial y} + \alpha H = 0$$

$$Q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho e_t \end{bmatrix}, \quad E = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ (\rho e_t + p)u \end{bmatrix},$$

$$F = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho vu \\ \rho v^2 + p \\ (\rho e_t + p)v \end{bmatrix}, \quad H = \frac{1}{y} \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho vu \\ \rho v^2 \\ (\rho e_t + p)v \end{bmatrix}$$

여기서 ρ , u , v , p , e_t 는 각각 유체의 밀도, 원주방향 속도, 축방향 속도, 압력, 전체에너지를 나타낸다. 그리고 위의 지배 방정식은 4원 1차 편미분 방정식으로서, 이론적으로 풀이가 불가능하므로, 수치해법에 의한 풀이가 요구된다. 본 연구에서는 유동장과 음향장을 동시에 모사하기 위하여, 충분한 유효숫자의 수치해를 제공할 수 있는 고차-고해상도 수치해법을 개발하여, 위 지배 방정식의 풀이에 적용하였다. 수행된 고차-고해상도 수치 해법들은 다음과 같다.

(1) Optimized High-order compact Scheme

지배방정식에서 공간에 대한 편미분항을 계산하기 위한 유한 차분법으로서, 다음과 같은 차분 형식

을 이용하여 계산한다.⁽⁵⁾

$$\beta f'_{i-2} + \alpha f'_{i-1} + f'_i + \alpha f'_{i+1} + \beta f'_{i+2} \\ = a \frac{f_{i+1} - f_{i-1}}{2\Delta x} + b \frac{f_{i+2} - f_{i-2}}{4\Delta x} + c \frac{f_{i+3} - f_{i-3}}{6\Delta x}$$

여기서 α , β , a , b , c 는 차분계수이고, f_{i-1} , f_{i-2} , f_{i-3} 은 음의방향의 격자점이며, f_{i+1} , f_{i+2} , f_{i+3} 은 양의방향의 격자점이다. 그리고 위의 차분법이 공간적으로 4차 정확도와 최대 해상도를 갖는 미분값을 제공하도록 각 계수를 결정하면 다음과 같다.

$$\alpha = 0.5900108167074074, \quad \beta = 0.09779791767419070 \\ a = 1.279672797796143, \quad b = 1.051191982414920, \\ c = 0.04475268855213291$$

(2) Runge-Kutta Time-Marching Scheme

지배방정식에서 시간에 대한 편미분항의 적분을 통하여, 각 시간의 흐름에 따른 유동장 및 음향장의 변화를 가시화할 수 있다. 4차 정확도의 시간 적분법인 Runge-Kutta법을 이용하였다.⁽⁶⁾

(3) 인공감쇄항(Nonlinear

Artificial Dissipation)

논문에서 고려되는 유동장과 음향장의 성격은, 충격파 등의 비선형 압력파의 발생 및 전파 현상을 포함하고 있다. 이러한 비선형성에 대한 안정성을 확보하기 위해 인공 감쇄항을 이용하여 장시간동안 안정된 수치해를 얻을 수 있다.⁽⁷⁾

(4) 물리적 경계조건

위와 같은 수치해법과 함께, 정확하고 물리적인 경계조건은 수치해의 정확도를 좌우하는 중요한 요소가 된다. 경계조건으로는 압축성 유동의 특성치 조건, 벽면 경계에서의 입사파 반사조건, 방사 경계에서의 입사파 비반사 조건을 이용하여, 정확한 수치모사를 수행하였다.⁽⁸⁾

2. 유동장 수치모사 해석

본 논문에서 이용되는 유한 차분법은 격자계를 필요로 한다. 유동 현상이 급격한 변화를 보이는 곳에는 격자를 밀집시키고, 완만한 변화를 보이는 곳에는 격자를 분산시켜서 계산 시간의 효율을 높일 수 있다. 그러나 실제 소음기의 모든 부분에 대해 격자계 작성 또는 변형 작업은 매우 많은 노력과 시간을 요구하며, 방대한 수치해의 시간 및 기억 용량

한계의 문제가 있으므로, 스플리터를 제외한 소음기에 대한 격자계상에서 수치 모사를 수행하게 되었다. Fig.2에서와 같은 변수를 적용하여 격자계를 작성하였고, A_1 는 디퓨저 입구 부분의 단면적, A_2 는 디퓨저 내부의 단면적, A_H 는 공극면적의 합, A_3 는 디퓨저 외부의 단면적, A_4 는 소음기 덕트 단면적을 나타내며, 작성된 격자계는 Fig.3과 같다.

소음기 입구 조건은 안전밸브 압력(100kgf/cm²), 온도(500℃), 유량(75000kg/hr) 조건에 따라 ASME 코드집을 기준으로 계산한 $\rho_1=0.486\text{kg/m}^3$, $u_1=614\text{ms}$, $p_1=141\text{kPa}$, $M_1=1.0$ 이다⁽⁹⁾. 수치해법들과 격자계를 이용하여 소음기 내부의 복잡한 유동과 디퓨저 내 외부에서 생성되는 충격파의 전파 및 방사에 관한 현상을 가시화한 결과는 Fig.4,5와 같이 나타난다. 이것은 전체 수치해석의 중간 단계의 결과로서 Fig.4는 마하수 분포를 나타내고, Fig.5는 압력분포를 나타낸다.

수치모사 결과인 마하수와 압력분포를 통해 다음과 같은 사실을 분석할 수 있다. 디퓨저 내부에서의 소음 발생 현상은 반복적인 충격파의 외부 방사와 충격파의 벽면 반사, 진동 및 와류와의 상호작용에 의한 압력파의 외부 방사로 파악될 수 있다. 또한 디퓨저 외부에서의 소음발생 현상은 공극 분출류와 와류의 불안정성에 의한 압력파의 외부 방사로 나타나는 것을 알 수 있다.

디퓨저 끝부분의 공극에서는 많은 유량의 흐름과 초음속 분출류를 생성하여서, 예상되었던 바와 같이 심각한 소음원으로 작용하는 것을 볼 수 있다. 전체 공극을 통하여 방출되는 분출류의 평균 속도는 아음속으로 나타나게 되지만, 디퓨저의 끝부분에서는 국소적으로 큰 압력이 걸리게 되어, 이 부분의 공극을 통해서 초음속 분출류가 생성되는 것이다. 초음속 분출류는 후방에 충격세포(Shock Cell)를 생성시키

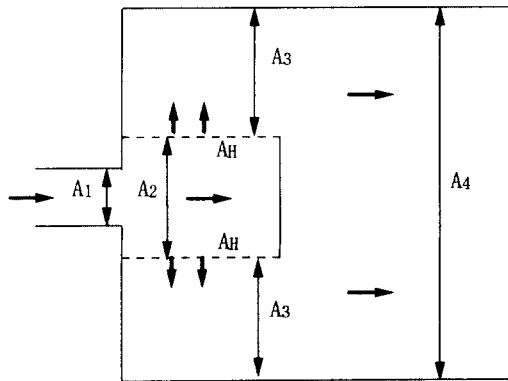


Fig.2 Parameters for numerical analysis

며, 여러가지 불안정성에 의하여 이러한 충격세포가 가진다면, 이것이 외부에 심각한 충격소음이 전파된다. 따라서 수치모사를 통하여 살펴볼 가장 중요한 요소는 공극 분출류의 마하수이다. 충격소음의 저감을 위해서는 이와 같이 디퓨저 끝부분에서 생성되는 초음속 분출류를 억제하는 방안이 요구된다.

디퓨저를 통해 방출되는 유동을 살펴보면, 높은 속도의 분출류가 바로 확산되지 못하고 관성에 의해 사일런서 벽면에 충돌하며, 사일런서 벽면 근처를 따라서 많은 유량이 흘러 나가는 현상을 알 수 있다. 실제 소음기에는 스플리터가 장착되는데, 이와 같이 높은 속도의 유동이 사일런서 벽면 부분의 스플리터와 충돌할 경우 압력 충격을 유발할 수 있으며, 스플리터의 감음 효과가 저하될 수 있다. 따라서 스플리터의 효율을 높이기 위해서는 디퓨저에서 방출되는 유량을 사일런서 단면에 대해 균일하게 확산시키는 방안이 요구된다.

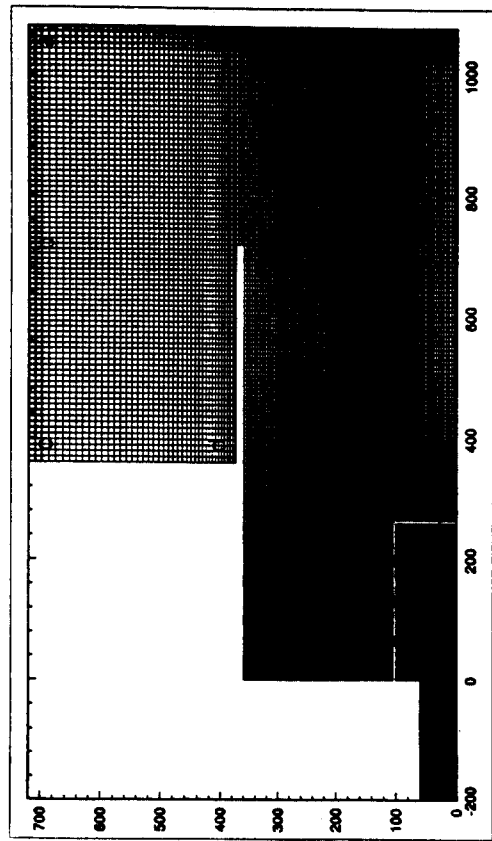


Fig.3 Grid pattern

Ⅲ. 이론 해석에 의한 디퓨저 소음기 설계

1. 기본 이론

이론 해석은 수치해석과 같이 국소적으로 복잡한 유동현상에 대한 정보를 제공하지는 못하지만 소음기 전체 유동장의 평균적인 정보를 제공한다. 본 논문에서의 디퓨저 소음기 내부의 높은 압력, 온도, 속도를 갖는 유동은 비점성-압축성 유동으로 간주할 수 있으며, 이러한 유동을 지배하는 기본 방정식들은 다음과 같이 표현된다.⁽¹⁰⁾

- ① 유량보존 방정식

$$\iint_S \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

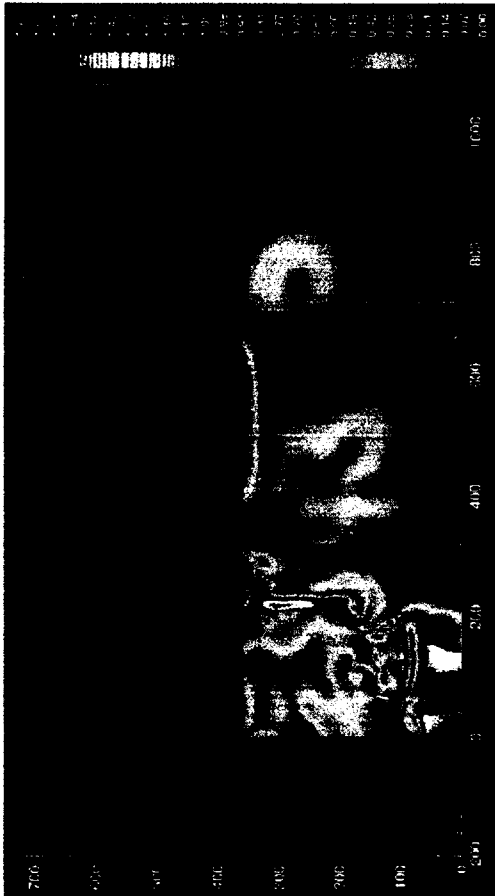


Fig.4 Distribution of Mach number

- ② 운동량 보존 방정식

$$\sum \vec{F} = \iint_S \vec{V}(\rho \vec{V} \cdot d\vec{A})$$

- ③ 에너지 보존 방정식(총 엔탈피 일정의 법칙)

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2}$$

- ④ 기체상태방정식

$$p = \rho RT$$

- ⑤ 온도-음속 관계식 및 마하수

$$C = \sqrt{\gamma RT}, \quad M = \frac{V}{C}$$

여기서 ρ , h , p , R , T , C , γ , M 은 각각 유체의 밀도, 엔탈피, 압력, 기체상수, 절대온도, 음속, 비열비, 마하수를 나타낸다. Fig.6은 디퓨저 소음기 내부 구조와 유도되는 이론적 방정식에 사용되는 변수들을 나타낸다. 숫자 1은 디퓨저 입구, 숫자 2는 디퓨저 내부, 숫자 3은 디퓨저 외부, 숫자 4는 스플리터 통로 부분, u 는 축방향 속도 성분, v 는 축방향

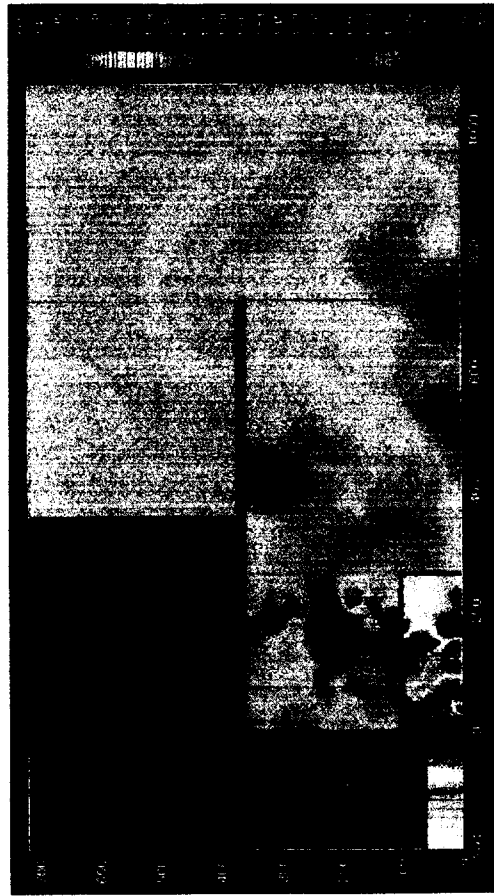


Fig.5 Pressure distribution

에 수직인 속도 성분을 뜻한다. A_1 은 디퓨저 입구 부분의 단면적, A_2 는 디퓨저 내부의 단면적, A_H 는 공극 면적의 합, A_3 는 디퓨저 외부의 단면적, $A_4(=A_{41}+A_{42}+A_{43}+A_{44})$ 는 스플리터 통로 부분의 단면적을 나타낸다. 유도되는 방정식에 입력될 주요 변수들은 A_2/A_1 , A_H/A_1 , A_3/A_1 , A_4/A_1 이다. 상당히 단순화된 유동의 모습을 가정하여, 디퓨저 소음기 각 부분에 이론식을 적용하게 되면 다음과 같은 1차원적인 3개의 보존방정식을 얻게 된다.

① 1↔2 : 디퓨저 입구 ↔ 디퓨저 내부

$$\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2$$

$$(p_1 + \rho_1 u_1^2) A_1 + \frac{p_1 + p_2}{2} (A_2 - A_1) = (p_2 + \rho_2 u_2^2) A_2$$

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{u_1^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{u_2^2}{2}$$

② 2↔3 : 디퓨저 내부 ↔ 디퓨저 외부

$$\rho_2 v^* = \rho_3 v_3, \quad (v^* = u_2 A_2 / A_H)$$

$$p_2 + \rho_2 v^{*2} = p_3 + \rho_3 v_3^2$$

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v^{*2}}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_3}{\rho_3} + \frac{v_3^2}{2}$$

③ 3↔4 : 디퓨저 외부 ↔ 스플리터 통로부분

$$\rho_3 u^* A_3 = \rho_4 u_4 A_4, \quad (u^* = V_3 A_H / A_3)$$

$$(p_3 + \rho_3 u^{*2}) A_3 + \frac{p_3 + p_4}{2} (A_4 - A_3) = (p_4 + \rho_4 u_4^2) A_4$$

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_3}{\rho_3} + \frac{u^{*2}}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_4}{\rho_4} + \frac{u_4^2}{2}$$

2. 유동정보 분포곡선

입구조건과 이론적 방정식에 의해 디퓨저 입구, 디퓨저 내외부, 스플리터 통로 부분에서의 평균적인 유동정보를 계산할 수 있다. 앞서 유도된 3개의 보존방정식을 연립하여 풀이하면 디퓨저 소음기 각부분에

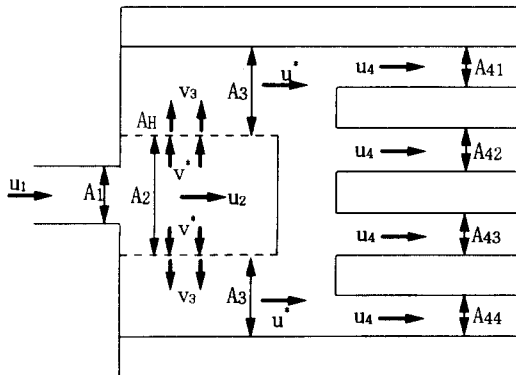


Fig. 6 Silencer Configuration and Analysis Parameters

서의 밀도, 유속, 압력의 평균적인 값들을 구하게 된다. 구하여진 밀도와 압력을 기체 상태 방정식에 적용하면 온도를 구하게 되며, 온도-음속-마하수 관계식에 의해 마하수를 구하게 된다. 구하여진 각 유동 정보를 분석하면 각 부분에서 유동에 의한 주된 소음원을 파악하고 분석할 수 있게 된다. 이와 같은 과정을 통하여 각 부분에서 구하여진 유동 정보들은 각각의 변수에 따라 다른 분포를 갖게 된다. 이러한 변수 변화에 따른 유동 정보 분포 곡선을 얻게 되면, 각 변수가 주된 소음원에 미치는 영향을 살펴볼 수 있으며, 이에 의해 소음을 감소시킬 수 있는 경우의 변수를 결정할 수 있다.

Fig. 7-11은 본 논문에서 구하여진 유동 정보 분포 곡선들이며, 이 곡선들을 이용하여 소음기를 설계할 수 있다. Fig. 7은 디퓨저 내부에서의 역압력($P_2 - P_1$)을 나타내는 것으로서 설계시 디퓨저 내부에 걸리는 역압력이 임계치를 넘지 않도록 하여 단면적 A_2/A_1 를 결정한다. Fig. 8은 유속과 음속의 관계식으로 부터 구한 공극 분출류의 마하수로서, 초음속 분출류에 의한 소음(Supersonic Jet Noise)은 매우 심각하므로 아음속이 되도록 공극율을 결정한다. Fig. 9는 공극 분출류의 평균적 속도를 예측한 것이다. 그리고 Fig. 10은 A_3/A_1 와 A_4/A_1 의 단면적비 변화로 나타낸 대기로 방출되는 증기압이다. 스플리터 통로 부분의 압력이 대기압에 비해서 과도하게 클 경우, 통로에서 새로운 충격파가 발생되어 외부로 방사되고, 따라서 오히려 스플리터가 주요 소음원으로 작용할 수 있다. 이는 디퓨저 외부의 단면적에 비해 스플리터가 통로를 차단하고 있는 단면적이 과도하게 큰 이유로 인하여, 후류에서의 압력이 크게 증가된 결과이다.

현재의 해석법은 점성효과를 제외하고 있으나, 실제 점성효과에 의한 압력강화 효과를 고려하여 스플리터 통로 부분의 압력이 1.5 ~ 2.0기압이 되도록 A_3/A_1 , A_4/A_1 를 결정한다면, 압력에 의한 충격없이 증기를 대기 중으로 방출할 수 있을 것으로 예상된다. Fig. 11은 Fig. 10에서 결정된 디퓨저 외부 및 스플리터 통로 부분의 단면적비(A_3/A_1 , A_4/A_1)에 의해 통과 유속을 예측한다. 일반적으로 스플리터에 의한 감음 효과를 충분히 얻으려면 통과 유속이 낮을 수록 좋다.

그리고 앞의 수치해석에서 알 수 있듯이, 디퓨저에서 방출된 유동의 유량이 사일런서 단면에 균일한 분포를 보이지 않고, 유량의 대부분이 사일런서의 중심보다는 외벽 쪽을 타고 흘러가는 현상을 보이므로, 사일런서 외벽 쪽의 개방율을 높이고 중심

쪽의 개방율을 낮추는 배열이 고려될 필요가 있겠다. 한편 디퓨저의 단면이 위치하는 부분의 통로로는 유량 및 소음의 방출량이 상대적으로 매우 적을 것으로 예상되고, 따라서 비효율적으로 여겨지는 스플리터를 제거하여 Fig.12와 같은 배열을 제시한다.

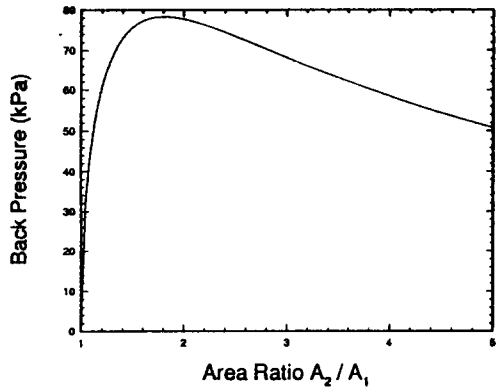


Fig.7 Back pressure in diffuser

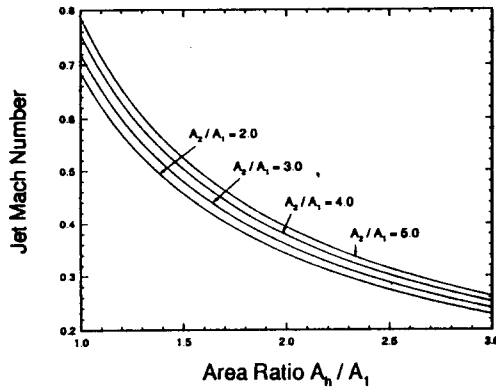


Fig.8 Jet Mach number

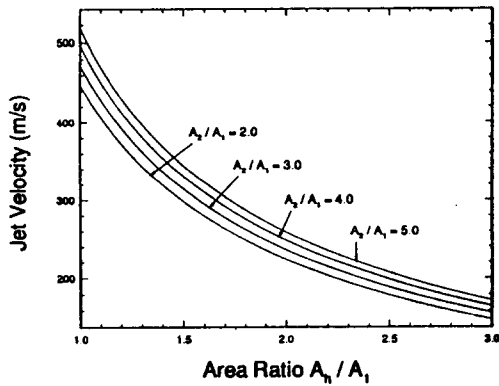


Fig.9 Jet velocity

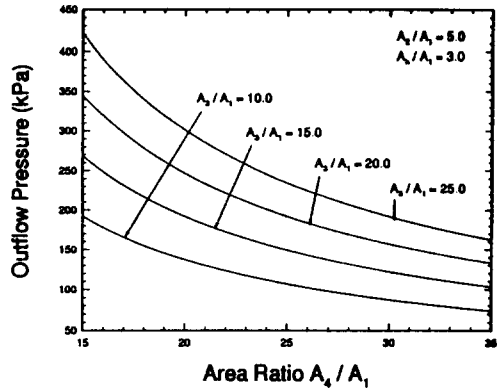


Fig.10 Outflow pressure through splitter

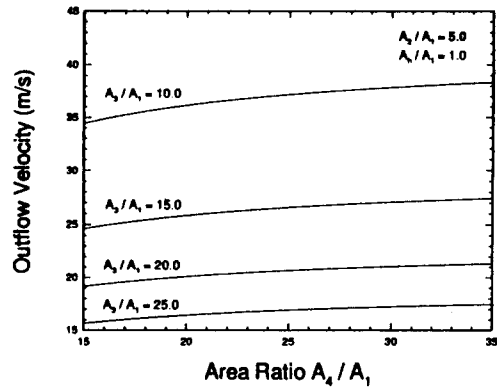


Fig.11 Outflow velocity through splitter

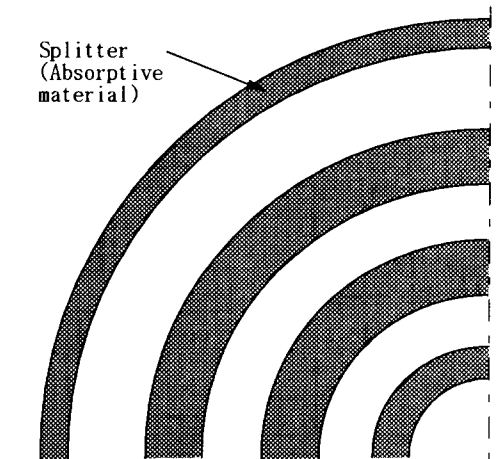


Fig.12 Splitter Configuration

3. 디퓨저 소음기 설계

수치해석 결과, 이론적 해석 결과, 유동 정보 분포 곡선, 스플리터의 감음량을 이용하여 디퓨저 소음기를 설계할 경우, 그 절차는 다음과 같으며, 이에 의해 구체적으로 설계되는 예제 소음기를 Fig.14에 제시한다. 수치해석에서 사용한 소음기 입구 조건을 동일하게 사용하면, 디퓨저 입구 유동 조건은 $\rho_1 = 0.486 \text{ kg/m}^3$, $u_1 = 614 \text{ m/s}$, $T_1 = 355 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_1 = 141 \text{ kPa}$, $M_1 = 1.0$ 이고, 디퓨저 입구 관의 직경 $D_1 = 300 \text{ mm}$ 이다.

① Fig.7를 이용하여 디퓨저 내부에 역압력이 임계치를 넘지 않도록 단면확장비(A_2/A_1)를 결정한다.

$$A_2/A_1 = 2.78 \rightarrow D_2 = 500 \text{ mm}$$

② 공극의 분출류 속도가 아음속이 되도록 Fig.8을 이용하여 결정한다.

$$A_H/A_1 = 2.85 \rightarrow M = 0.25$$

③ Fig.9를 이용하여 공극분출류의 평균적 속도를 예측한다.

$$v_2 = 164 \text{ m/s}$$

④ 적절한 공극의 직경을 결정하여 공극율에 의해 공극 개수 및 디퓨저의 길이를 결정한다. 이때 공극들이 디퓨저 표면에 적절히 배치되도록 하며, 공극의 직경(D_h)이 15 mm 일때 공극의 갯수가 1140개가 된다. 공극의 배열 형태, 피치가 Fig.13과 같을때 아래의 수식을 이용하여 디퓨저의 길이(H)를 계산하면 435.5 mm 가 된다.

$$H = \frac{s}{\pi \times D \times \text{open ratio}} = 435.5 \text{ mm}$$

여기서 D, s는 각각 디퓨저 내부 직경, 필요한 구멍의 총면적을 나타낸다.

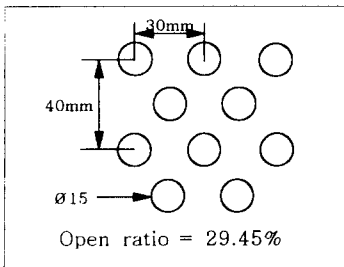


Fig.13 Array of diffuser holes

⑤ Fig.10을 이용하여 통로 부분의 단면적비(A_3/A_1 , A_4/A_1)를 결정한다.

$$A_3/A_1 = 13.2, A_4/A_1 = 21.3$$

⑥ 결정된 단면적비(A_3/A_1 , A_4/A_1)에 의해 Fig.11을

이용하여 스플리터 통과 유속을 결정한다.

$$u_4 = 29.8 \text{ m/s}$$

⑦ 적절한 소음기 덕트의 단면적(직경, D_t)을 결정한다. 이때 소음저감을 위해 충전되는 스플리터의 단면적과 ⑤번 과정에서 결정된 스플리터 통로 부분의 단면적 총합이 소음기 덕트의 단면적이 된다.

$$D_t = 1800 \text{ mm} \rightarrow A_t/A_1 = 36.0$$

⑧ 결정된 소음기 덕트의 단면적과 스플리터 통로 부분의 단면적에 의해 소음기의 개방비(Open ratio)를 계산한다. 향후 스플리터 설계에 있어서, 이와 같이 결정된 소음기의 개방비를 고려하여야 한다.

$$A_t/A_1 = 0.593$$

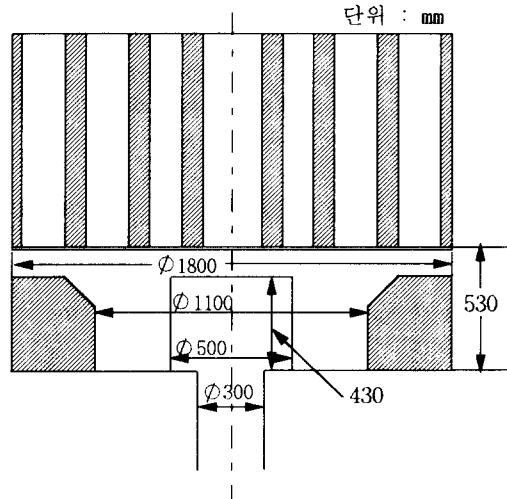


Fig.14 Configuration and dimension of Example silencer

IV. 고찰

수치모사를 통하여 다음과 같은 결과를 분석하게 되었다.

(1) 디퓨저 내부의 유동현상을 관찰한 결과, 디퓨저 내부에서 반복적으로 생성된 충격파가 디퓨저 끝단에서 반사되고 진동하는 현상에 의해, 외부로 충격 소음이 전파되는 것을 알 수 있었다. 따라서 디퓨저 끝단에 흡음재 또는 흡음매트를 설치하여, 반사되는 충격파를 흡수 또는 차단하게 되면, 그러한 충격 소음을 감소시킬 수 있을 것으로 예상된다.

(2) 디퓨저 외부 유동 현상을 관찰한 결과, 주로 소음기 입구부분의 공극에서는 아음속(Subsonic)이었다. 그러나 디퓨저 끝부분의 공극에서는 초음속(Supersonic)이고, 많은 유량의 방출로 인한 유동의

변화가 크다는 것을 알 수 있었다. 많은 유량과 유동의 변화가 존재한다는 것은, 또한 많은 소음에너지를 포함하고 있다는 것이 되므로, 이 부분에 대한 개선이 필요하다고 여겨진다. 디퓨저 끝부분에서는 부분적으로 공극율을 낮게하여 유량을 보다 감소시키고, 디퓨저 중간부분에서는 공극율을 높여서 유량을 더욱 증가시키는 처리를 하여, 디퓨저 전체 공극에서 균일한 유량의 분포를 획득할 필요가 있다.

(3) 높은 속도의 공극 분출류는 바로 외부로 확산되지 못하고, 디퓨저 외부의 사일런서 벽면에 충돌하게 되는 것을 확인하였다. 이러한 분출류와 벽면의 충돌에 의하여 또한 소음이 발생된다. 디퓨저 입구 부분의 공극보다는 끝부분의 공극에서 더욱 큰 속도의 분출류가 발생하므로, 디퓨저 외부 사일런서의 벽면을 디퓨저 표면에 평행하게 배치하지 않고 비스듬하게 배치하여, 높은 속도의 분출류에 의한 벽면의 충돌세를 줄이도록 함으로써 충돌 소음을 감소시키는 처리가 필요하다.

(4) 디퓨저에서 방출된 유동은 주로 사일런서 벽면 주위를 따라 외부로 흘러 나가는 현상을 볼 수 있었다. 따라서 소음기 벽면 쪽의 스플리터를 통해서 높은 속도의 유동이 지나가고, 이에 의해 스플리터의 효율이 감소되는 것을 예상할 수 있다. 스플리터 전체적으로 균일한 속도 분포를 획득하여 감음 효율의 손실을 막기 위해, 디퓨저와 스플리터 사이에 다공판을 설치하는 처리가 필요하다고 여겨진다. 이때, 다공판은 사일런서 벽면 쪽에 낮은 개방율, 중심쪽에 높은 개방율을 갖도록 설계하여야 할 것이다.

V. 결 론

발전소 보일러의 안전밸브 전후단 압력차에 의해 발생하는 충격소음 및 분출소음의 수치모사해석과 소음기의 기본설계 근거 자료가 되는 유동 정보 분포 곡선의 개발을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 공극관을 갖는 디퓨저에 관한 유동 및 소음 해석을 통해 소음기의 성능을 예측할 수 있는 데이터 베이스를 보유하게 되었다.

(2) 소음기 내부의 유동현상에 대한 정보와 실제로 시간에 따라 급격하게 변하는 제트 유동 가시화를 통해 스플리터 배열 개선이 가능하며, 감음량이 향상된 소음기를 개발하였다.

(3) 소음기 전체 유동장의 평균적인 정보를 제공할 수 있는 유동 정보 분포 곡선을 개발함으로써 보일러

의 유량, 온도, 압력의 변화에도 적용할 수 있는 보일러용 디퓨저 소음기 기본설계 방법을 개발하였다.

참 고 문 헌

1. Maa Dah-You and Li Pei-Zi, "Pressure Dependence of Jet Noise and Silencing of Blow-Offs", J. Noise Control Engineering, vol 17, pp.104-112(1981)
2. J.K.Clayton and S.H.Cramer, "Development Work on Steam Vent Pipe Silencing", Proc. Instn. Mech. Engineerings, vol 193, pp.245-251(1979)
3. J.K.Floyd, "Control of Steam Venting Noise in Power Plants", J. of Engineering for Power, vol 100, pp.369-373(1978)
4. K.A.Hoffmann, Computational Fluid Dynamics for Engineers, vol 2, pp.88-90(1993)
5. J.W.Kim and D.J.Lee, "Optimized Compact Finite Difference Schemes with Maximum Resolution" AIAA, vol 34, pp.887-893(1996)
6. F.Q.Hu, M.Y.Hussain and J.Manthey, "Application of Low Dissipation and Dispersion Runge-Kutta Schemes to Bench Mark Problems in Computational Aero Acoustics ", ICASE/LaRC Workshop on Bench Mark Problem in Computational Aero Acoustics, USA October, pp.73-98(1994)
7. T.H.Pulliam, "Artificial Dissipation Models for the Euler Equations", AIAA paper 85-0438 (1985)
8. K.W.Thompson, "Time-Dependent Boundary Condition for Hyperbolic Systems", J. Computational Physics, vol 68, pp.1-24(1987)
9. ASME B31.1 APPENDIX II, "Nonmandatory Rules for The Design of Safety Valve Installations"
10. James E.A.John, Gas Dynamics, Pretice-Hall, New Jersey, PP.26-58(1984)
11. M.L.Munjal, Acoustics of Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design, John Willey & Sons, New York, pp.230-253(1987)