

원심압축기의 공력소음 저감에 관한 설계연구

Part I : 성능해석 및 소음예측

A Design Study of Aerodynamic Noise Reduction in Centrifugal Compressor

Part I : Performance Analysis and Noise Prediction

선 효 성* · 이 수 갑†

Hyosung Sun and Soogab Lee

(2004년 2월 16일 접수 : 2004년 8월 20일 심사완료)

Key Words : Centrifugal Compressor(원심압축기), Blade Passing Frequency(깃통과주파수)

ABSTRACT

The objective of this research is to suggest a noise prediction method for a centrifugal compressor. It is focused on the Blade Passing Frequency component which is regarded as the main part of the rotating impeller noise. Navier-Stokes solver is used to simulate the flow-field of the centrifugal compressor, and the time-dependent pressure data are calculated to perform the near-field noise prediction by using Ffowcs Williams - Hawkings formulation. Indirect Boundary Element Method is applied to consider the noise propagation effect. Pressure fluctuations of the inlet and the outlet in the centrifugal compressor impeller are presented and the sound pressure level prediction results are compared with the experimental data.

1. 서 론

원심압축기에서 발생하는 소음의 특성을 이해하고 원심압축기를 구성하는 각종 설계 변수들이 소음수준에 미치는 영향을 파악하기 위해서 예전부터 이론적인 연구와 실험적인 작업들이 많이 수행되어져 왔다.⁽¹⁾ 이러한 연구의 결과들로부터 원심압축기의 중요 부분인 임펠러(impeller)의 회전과 관련한 블레이드 통과 주파수(blade passing frequency, BPF) 소음이 많은 영향을 미친다는 것을 확인할 수 있다.⁽²⁾ 이러한 사실들은 원심팬(centrifugal fan)이나 원심팬(centrifugal pump) 등과 같은 회전기계에서의 회

전하고 있는 블레이드와 컷오프(cut-off)의 상호작용에 의한 소음의 연구에서도 언급되어진 바가 있다.

이러한 소음을 해석하는 방법에는 크게 두 가지가 있다. 첫번째는 유동해석 결과에 의한 압력분포를 바탕으로 시간영역의 소음해석 방법을 적용한 것이며 이러한 시간에 따른 소음분포를 주파수 영역으로 변환하여 SPL 값을 구하게 된다.⁽³⁾ 두번째 방법은 BPF와 관련된 특정한 주파수에서의 압력값을 소음원으로 하여 원방에서의 소음을 계산하는 것이다. 즉, 시간영역과 주파수영역이라는 소음해석 방법의 적용에 따른 차이점이 있다고 할 수 있으며 본 논문에서는 후자의 방법을 적용하였다.

이번 연구에서는 이러한 불연속 주파수 소음(discrete frequency noise)을 예측하기 위해서 Navier-Stokes 방정식을 이용한 원심압축기 임펠러의 유동해석을 수행하고 경계요소법(boundary element method, BEM)을 적용하여 소음해석을 수행하였다. 특

† 책임저자 : 정희원, 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : solee@plaza.snu.ac.kr

Tel : (02) 880-7384, Fax : (02) 887-2662

* 서울대학교 기계항공공학부

히, 임펠러의 입구와 출구에서의 소음의 분포를 알아 보기 위해서 원심압축기 내부와 외부의 소음해석을 동시에 수행할 수 있는 간접 경계요소법(indirect BEM, IBEM)을 사용하였다. 간접 경계요소법에 사용되는 주요 변수들은 압력의 차이와 압력의 변화에 대한 차이에 관련된 것이며 이러한 변수들을 바탕으로 내부와 외부에서의 음향장을 계산하게 된다. 그리고, 계산의 효율을 위해서 간접 경계요소법은 변분법(variational approach)을 바탕으로 하여 계산식을 유도하였다.⁽⁴⁾ 이러한 접근방법의 이점은 결과적인 경계요소법 구성식이 대칭을 이루므로 계산시간이 감소한다는 것이다. 이후에 본문에서는 유동해석의 기법과 경계요소법에 대한 설명과 아울러 이러한 두 방법의 적용을 통한 계산결과와 검증이 제시될 것이다.

2. 임펠러 유동해석

원심압축기 임펠러의 입구와 출구에서의 압력의 주기적인 변동에 의한 유동의 비정상성(unsteadiness)을 해석하기 위해서 3차원 압축성 Navier-Stokes 방정식을 적용하였다. 3차원 좌표계에서의 지배방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \hat{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \\ \frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho e u_j) &= -\frac{\partial p u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}[u_i \hat{\tau}_{ij} - q_j] \end{aligned} \quad (1)$$

식 (1)을 수치적으로 구현하기 위해서 비점성항의 공간 차분화에는 Roe의 FDS(flux difference splitting) 방법을 적용하고 공간차분 정확도의 향상을 위해서 Koren's limiter를 도입한 MUSCL 기법을 사용하였다. 또한, 회전하는 임펠러의 비정상 유동장을 계산하기 위해서 AF-ADI 시간 적분법을 채택하였다. 유동해석에 이용되는 격자계는 회전하는 임펠러를 표현하기 위해서 moving grid를 사용하고 입구덕트(inlet duct)와 디퓨저(diffuser)를 임펠러와 연결시키기 위해서 patched grid를 포함하였다.

3. 임펠러 소음예측

원심압축기 임펠러의 유동해석을 바탕으로 임펠러에 의한 소음원을 정의하기 위해서 이중극(dipole) 점음원(point source)을 기반으로 하는 Ffowcs Williams - Hawkings (FW-H) 방정식을 적용하였다.⁽⁵⁾

$$p(\vec{x}, t) = \frac{\cos \theta}{4\pi} f \left\{ \frac{i\omega}{rc} + \frac{1}{r^2} \right\} e^{i\omega(t-r/c)} \quad (2)$$

식 (2)에서 $p(\vec{x}, t)$ 은 음압(acoustic pressure), $\cos \theta$ 는 방향성을 표시하고 있으며, f 는 음원의 강도, ω 는 방사되는 주파수, r 은 음원과 관찰자 사이의 거리, c 는 음속을 나타낸다. 또한, 근접장(near-field)과 원음장(far-field)에서의 소음의 영향은 각각 $1/r^2$, $1/r$ 로 표현할 수 있다.

경계요소법은 음향경계에서의 적분을 통하여 일정한 위치까지 공기 중으로 전파되는 음압을 예측할 수 있는 방법이다. 이 방법은 Helmholtz / Kirchhoff 적분식으로 잘 알려져 있다.⁽⁶⁾

$$C(\vec{r})p(\vec{r}) = \int_{S_Y} \left(G(\vec{r}, \vec{r}_Y) \frac{\partial p(\vec{r}_Y)}{\partial \hat{n}_Y} - \frac{\partial G(\vec{r}, \vec{r}_Y)}{\partial \hat{n}_Y} p(\vec{r}_Y) \right) dS_Y \quad (3)$$

여기에서, S_Y 는 음향경계면, Y 는 음향경계면의 음원점(source point), \vec{r} 는 관찰지점의 위치벡터, \vec{r}_Y 는 음원의 위치벡터, \hat{n}_Y 는 음원에서의 법선벡터(normal vector), $C(\vec{r})$ 는 Dirac's function에 의한 적분상수, $G(\vec{r}, \vec{r}_Y)$ 는 아래의 Green's function을 의미한다.

$$G(\vec{r}, \vec{r}_Y) = \frac{1}{4\pi|\vec{r} - \vec{r}_Y|} e^{-j|\vec{r} - \vec{r}_Y|} \quad (4)$$

간접 경계요소법의 적분식을 유도하기 위해서 간접 경계요소법에서 많이 사용되는 접근방법을 이용하였다. 이것은 직접 경계요소법(direct BEM, DBEM)에서 사용되는 적분식(식 (3))을 경계에 의해 내부와 외부로 구성되는 두 개의 음향공간에 적용시키는 것이다. 이러한 접근방법에서 적분식 안에 포함된

Green 함수는 서로 상쇄되고 두 개의 적분식 안에 포함되어져 있는 법선벡터의 반대방향의 특성을 이용하여 새로운 경계변수와 적분식을 유도하게 된다. 이러한 변수와 내부와 외부를 포함하는 일정한 위치에서의 음압의 분포는 결과적으로 다음과 같은 식에 의해서 계산되어진다.

$$\begin{aligned} \delta p(\vec{r}_Y) &= p(\vec{r}_{Y_1}) - p(\vec{r}_{Y_2}) \\ \delta dp(\vec{r}_Y) &= \frac{\partial p(\vec{r}_{Y_1})}{\partial \vec{n}_{Y_1}} - \frac{\partial p(\vec{r}_{Y_2})}{\partial \vec{n}_{Y_2}} \\ p(\vec{r}) &= \int_{S_Y} \left(G(\vec{r}, \vec{r}_Y) \delta dp(\vec{r}_Y) - \frac{\partial G(\vec{r}, \vec{r}_Y)}{\partial \vec{n}_Y} \delta p(\vec{r}_Y) \right) dS_Y \end{aligned} \quad (5)$$

여기에서, δp 는 경계의 양쪽면 사이의 압력의 차이를 표시하며 δdp 는 수직 방향에서의 압력변화의 차이를 나타낸다.

4. 해석결과 및 검토

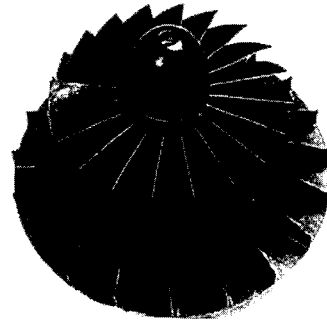
원심압축기의 3차원 임펠러 유동해석의 검증을 위해서 많은 실험데이터가 존재하는 Eckardt 0-type 임펠러를 선택하였다.⁽⁷⁾ Eckardt 0-type 임펠러는 20개의 블레이드를 가지고 있고 14000 rpm으로 회전하고 있으며 설계유량 조건은 5.32 kg/sec이다. 임펠러 모델에 대한 형상데이터는 Schuster and Schmidt-Eisenlohr의 논문을 바탕으로 하였다.⁽⁸⁾ Fig. 1은 임펠러 모델의 형상과 실험을 수행한 측정위치를 나타내고 있으며, Fig. 2는 설계유량 조건에서 half-pitch 위치에서 hub-to-shroud 평면에서의 상대적인 속도 분포를 비교한 결과로서 실험데이터와 근접한 양상을 보여주고 있다.

소음예측을 위한 해석기법의 검증을 위해서 소형의 원심압축기 임펠러 모델을 적용하였다. 12개의 임펠러 블레이드와 12개의 스플리터(splitter)를 가지고 있으며 70000 rpm의 속도로 반시계 방향으로 회전하고 있다. 임펠러 입구와 출구에서의 첫 번째(fundamental) BPF는 각각 14000 Hz, 28000 Hz로 계산되어지며 높은 주파수 영역에 포함되어 있다.

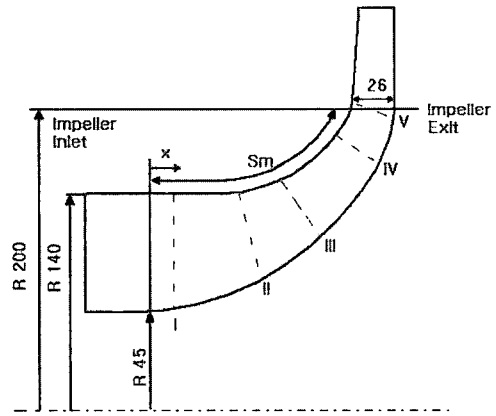
Fig. 3는 소음예측을 하기 위해 이용되는 원심압축기의 전체시스템과 임펠러 모델을 보여주고 있다.

임펠러 유동해석을 위해서 사용된 계산영역은 입구 덕트, 임펠러, 베인없는 디퓨저를 포함하였다. Fig. 4는 Navier-Stokes solver에 의한 압력의 분포를 보여주고 있으며 양호한 압력의 상승과 아울러 임펠러 입구와 출구에서의 압력변동의 모습도 잘 묘사하고 있다.

이러한 압력변동의 양상을 자세하게 알아보기 위해서 임펠러 입구와 출구에서의 시간변화에 따른 압력 분포와 이 데이터를 기반으로 하여 FFT(fast fourier transform) 변환을 수행하였다. 그리고, 시간에 따른 압력분포는 임펠러 입구덕트와 베인없는 디퓨저에서 임펠러 부분과 근접한 위치에 대해서 계산을 수행하였다. Fig. 5에 제시된 압력의 변화는 주기성을 보여주고 있으며 특히, 출구에서는 유동의 복잡함으로 인하여 불규칙한 형상을 보여주고 있다. Fig. 5에서 사



(a)



(b)

Fig. 1 (a) Configuration of Eckardt 0-type impeller and (b) Measurement planes

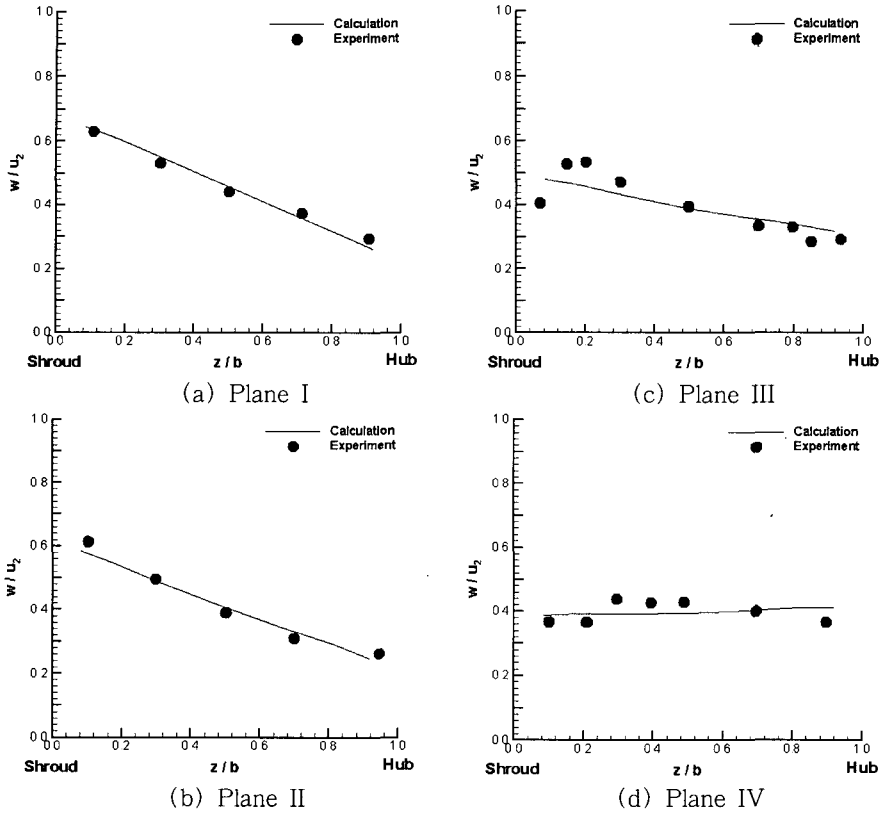
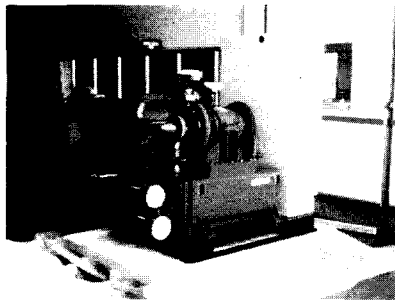


Fig. 2 Comparison of hub-to-shroud relative velocity distribution



(a)



(b)

Fig. 3 (a) Integrated centrifugal compressor system and (b) Impeller model geometry

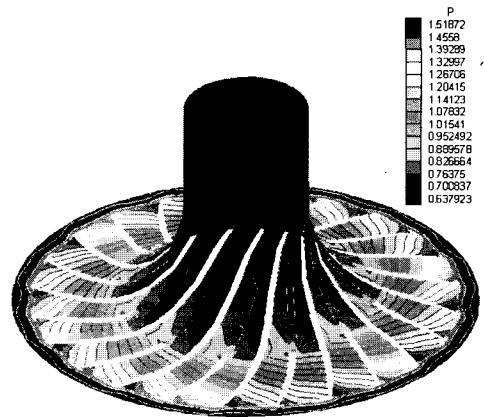


Fig. 4 Impeller pressure distribution

용된 단위는 무차원화된 값을 보여주고 있으며 다음과 같이 정의된다.

$$p^* = \frac{p}{\rho_\infty a_\infty^2}, t^* = \frac{t}{La_\infty}$$

여기에서, p^* 와 t^* 는 무차원화된 압력과 시간, p 와 t 는 실제 압력과 시간, p_∞ 와 a_∞ 는 각각 자유류(freestream)에서의 밀도와 음속, L 은 특성길이(characteristic length)를 의미한다.

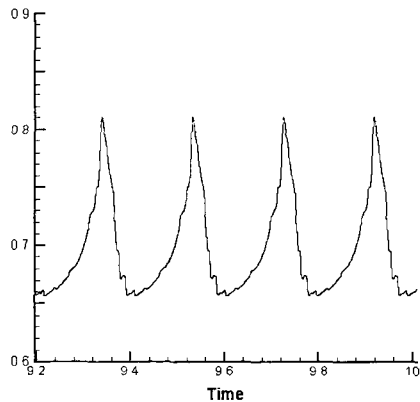
주파수 영역을 살펴보면, 임펠러 입구에서는 임펠러 블레이드와 회전수에 의한 첫번째 BPF(14000 Hz)와 그것의 하모닉(harmonic)의 영향을 보여주고 있으며 출구에서는 임펠러 블레이드와 스플리터(splitter)의 조합에 의한 주파수 성분(28000 Hz)이 주요한 영향을 주며 또한 임펠러 블레이드의 회전에 의한 서브하모닉(sub-harmonic) 주파수 성분(14000 Hz)도 보여진다.(Fig. 6)

원심압축기 임펠러에 의한 소음예측 기법의 검증을 위해서 원심압축기 시스템의 중심으로부터 1.5(m)의 거리만큼 떨어져 있는 지점에서 소음분포를 측정하였

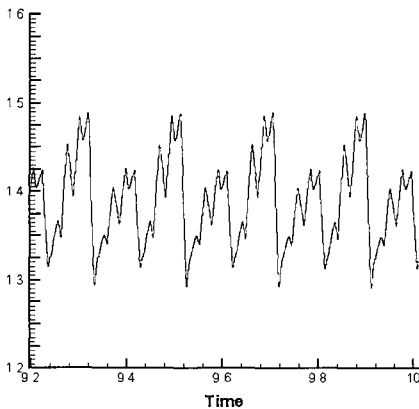
다.(Fig. 7) 원심압축기의 다른 구성요소에 의한 소음의 영향을 최소화하기 위해서 입구덕트의 바로 앞에서 소음 스펙트럼(spectrum)을 측정하였다.

측정된 소음분포의 결과에서는 첫번째 BPF에 해당하는 14000 Hz와 BPF의 서브하모닉으로 판단되는 7000 Hz에서의 피크값(peak value)이 나타난다. 이러한 불연속한 주파수에서의 소음성분에 대하여 계산을 수행하기 위해서 BEM을 적용하였다. 임펠러 입구덕트(inlet duct), 베인없는 디퓨저(vaneless diffuser), 벌루트(volute)를 포함하는 BEM 격자를 구성하였으며 소음의 전파는 덕트를 빠져 나오면서 고주파수로 인하여 회절(diffraction)하는 모습을 보여주고 있다.(Fig. 8)

임펠러 입구로 전파되는 소음 중에서 불연속 주

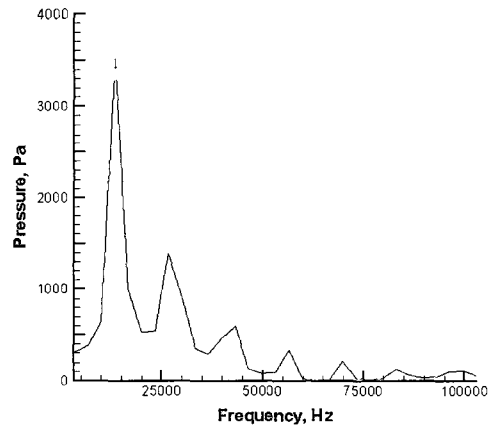


(a) Impeller inlet

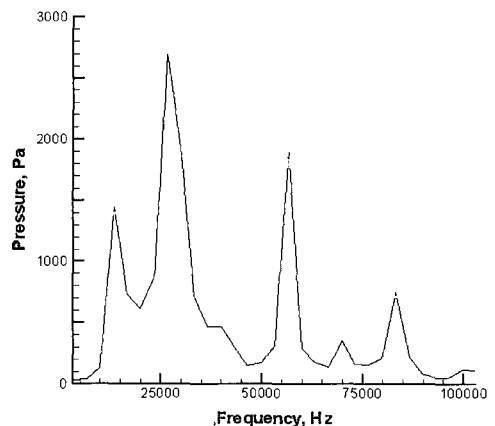


(b) Impeller outlet

Fig. 5 Pressure fluctuation in the time domain



(a) Impeller inlet



(b) Impeller outlet

Fig. 6 FFT distribution in the frequency domain

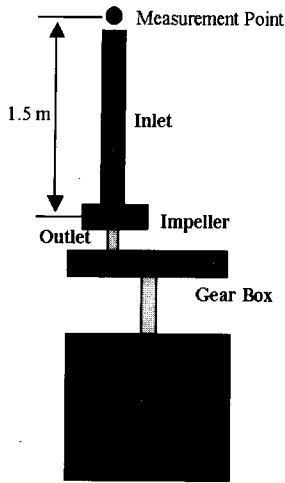


Fig. 7 Experimental setup for noise measurement

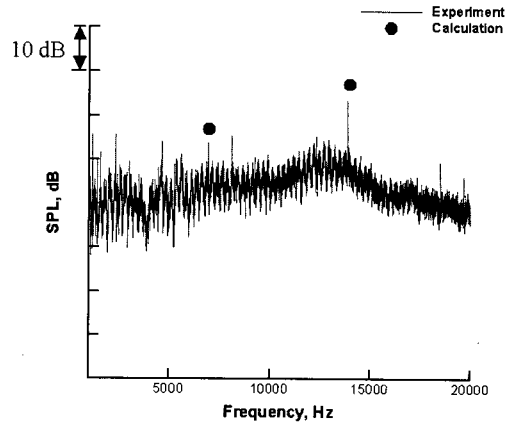
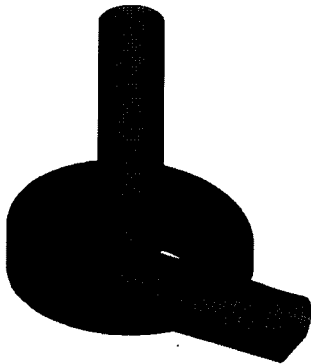
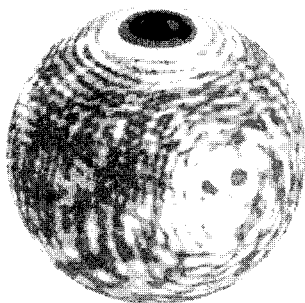


Fig. 9 Comparison of computational results and experimental data



(a) BEM mesh



(b) Noise directivity pattern
Fig. 8 BEM analysis results

파수 소음성분인 첫번째 BPF와 그것의 서브하모닉에 대한 소음의 예측치를 실험데이터와 비교하였다. 원심압축기 소음의 측정 스펙트럼과의 검증을 통하여 비교적 정확하게 예측을 한다는 것을 알 수 있다.(Fig. 9)

5. 결론

이번 연구에서는 원심압축기 소음의 수치적인 예측 방법을 제시하였다. Navier-Stokes solver는 원심압축기 임펠러의 유동해석과 입구와 출구에서의 압력변동을 계산하기 위해서 사용되었으며 이러한 정보를 바탕으로 FW-H 방정식을 적용하여 공력에 의한 소음원을 정의하고 소음전파를 모사하기 위해서 간접 경계요소법을 이용하였다. 소음예측 결과의 검증을 위해서 소음측정 실험을 수행하였으며 이것으로부터 임펠러의 회전에 의한 BPF 소음성분이 중요하다는 것을 알 수 있었다. 이러한 불연속 주파수 소음을 계산한 결과는 소음측정 결과와 비교되었으며 비교적 정확한 예측을 할 수 있었다.

참고 문헌

- (1) Stirnemann, A., Zogg, H. and Ker, F., 1999, "Prediction of Turbo Compressor Noise," INTER NOISE, USA.
- (2) 선효성, 엄승신, 신형기, 이수갑, 2000, "원심 압축기 소음측정과 계산에 관한 연구," 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 119~124.
- (3) Jeon, W., 2003, "A Numerical Study on the Effects of Design Parameters on the Performance and Noise of a Centrifugal Fan," Journal of Sound

and Vibration, Vol. 265, pp. 221~230.

(4) Mikhlin, S. G., 1964, Variational Methods in Mathematical Physics, MacMillan, New York.

(5) Dowling, A. P. and Ffowcs Williams, J. E., 1983, Sound and Sources of Sound, John Wiley and Sons.

(6) Cickowski, R. D. and Brebbia, C. A., 1991, Boundary Element Methods in Acoustics, Elsevier Applied Science, New York.

(7) Eckardt, D., 1980, "Flow-field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor

Impellers, Part 1: Flow Measurements Using a Laser Velocimeter," The 25th Annual International Gas Turbine Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 77~86.

(8) Schuster, P. and Schmidt-eisenlohr, U., 1980, "Flow-field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers, Part 2: Comparison of Potential Flow Calculations and Measurements," The 25th Annual International Gas Turbine Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 87~95.