

유체-밸브-피스톤 연성을 고려한 선형압축기 토출 밸브의 소음 해석

Noise Analysis of Discharge Valve in a Linear Compressor Considering Fluid-valve-piston Interactions

이 준 호*. 정 의 봉†. 한 형 석**. 이 효 재***. 정 상 우****

Junho Lee, Weuibong Jeong, Hyungsuk Han, Hyojae Lee and Sangwoo Jeong

(2009년 6월 4일 접수 ; 2009년 7월 9일 심사완료)

Key Words : Noise Analysis(소음 해석), Discharge Valve(토출밸브), Linear Compressor(선형압축기), Fluid-structure Interaction(유체-구조 연성), Quadrupole Noise Source(사중극자 소음원)

ABSTRACT

A computational procedure to estimate the noise radiated from a discharge valve system in a linear compressor was discussed and established. This procedure was composed of three steps. As the first step, the dynamic behavior of the valve system was estimated taking into consideration of fluid-valve-piston interactions. As the second step, the flow characteristics of refrigerant in the discharge valve system were estimated through computational fluid dynamics applying the behaviors of the valves as moving boundary conditions. The variations of pressures and velocities of fluid were converted to quadrupole noise sources. As the final step, the boundary element method based on Helmholtz equation was applied to predict the radiated acoustic pressure. The computational results by the presented procedure were experimentally validated.

1. 서 론

냉장고에서 압축기는 증발기, 응축기 그리고 팽창 밸브와 함께, 성능을 좌우하는 중요한 부품이다. 압축기는 증발기로 부터 저압의 냉매를 흡입하여, 다시 응축기로 고압의 냉매를 내보내어 냉매를 순환시키는 역할을 한다. 기존의 왕복동식 압축기는 크랭크축의 회전운동을 피스톤의 직선운동으로 변환시키는데 반하여, 선형압축기는 선형 모터에서 직접

피스톤의 직선운동을 발생시켜 냉매를 흡입하고 토출함으로써 변환손실을 줄였다⁽¹⁾. 하지만 선형압축기는 아직 실용화된 기간이 짧아서 왕복동식 압축기에 비하여 소음레벨이 높은 단점을 갖고 있다.

기존의 로터리 압축기와 왕복동식 압축기에 대해서는 소음에 관한 많은 연구가 있었으며^(2,3), 선형압축기에 대해서는 동적 거동에 관한 연구들이 있었다⁽⁴⁾. 하지만 선형압축기에 대한 소음 해석 연구는 그 복잡한 시스템 때문에 별로 이루어지지 않고 있다.

이 연구에서는 이러한 문제를 해결하기 위해 CAE 해석을 통한, 선형압축기의 밸브 토출 소음을 예측 및 평가 하고자 한다.

밸브는 유동과 상호작용하며 소음을 발생시키는 중요한 인자이다⁽⁵⁾. 그리고 이를 해석하기 위해서는 유체-구조 연성 해석이 필요하다⁽⁶⁾. 따라서 유체-구조 연성 해석 용 상용소프트웨어인 ADINA를 이용하여 피스톤이 왕복운동 할 때 밸브의 거동을 해석

† 교신저자; 정희원, 부산대학교 기계공학부

E-mail : wbjeong@pusan.ac.kr

Tel : (051)510-2337, Fax : (051)510-3805

* 부산대학교 대학원 기계공학부

** 정희원, 국방기술품질원

*** (주)LG전자

****(주)로커스

이 논문은 2009 추계 소음진동 학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

한다. 그리고 CFD 소프트웨어인 Fluent를 이용하여 밸브의 거동을 경계 조건으로 입력하고 유동을 해석한다. 그리고 이 유동정보를 이용하여 사중극자 소음원을 추출하여 음향 BEM 소프트웨어인 SYSNOISE를 사용하여 내부 음장 해석을 수행한다.

2. 밸브 거동 해석

2.1 밸브 거동 해석 조건

선형압축기 토출부의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 흡입밸브는 움직이는 피스톤에 고정되어 피스톤이 팽창하면서 실린더 내부 압력이 입구단의 압력보다 낮아지면 냉매를 흡입하며 열리게 된다. 그리고 토출 케이스에 conical spring으로 지지되어 있는 토출 밸브는 피스톤이 압축할 때, 토출부의 압력보다 실린더 내부의 압력이 높게 되면 열리게 된다.

밸브의 거동을 파악하기 위해서 유체-구조 연성

해석 상용소프트웨어인 ADINA를 이용하였다. 해석 조건은 피스톤이 15.6 mm 스트로크를 60 Hz로 왕복운동 하는 정상상태를 다루었다. 선형압축기 토출 밸브는 사전에 압축되어 있는 conical spring에 의하여 preload가 작용하고 있다. 이 해석에서는 토출 밸브에 작용하는 preload를 32N으로 가정하였다. 그리고 냉매와 구조의 물성치는 실제와 동일하게 각각 R-134a와 철로 가정하였으며, 경계 조건은 실험으로 구한 값으로, 입구단은 압력과 온도가 각각 약 98,000 Pa에 296 K이며, 출구단은 압력 961,000 Pa에 온도 363 K를 적용하였다.

구조는 Fig. 2에서 보듯이 약 10,000개의 요소로 구성되어있다. 밸브의 비선형 거동을 해석하기 위하여 implicit time integration이 사용되었다. ADINA에서 시간 $t + \Delta t$ 에서의 지배 평형 방정식은 식 (1)과 같다⁽⁸⁾.

$$[M]^{t+\Delta t} [\ddot{U}] + [C]^{t+\Delta t} [\dot{U}] + {}^t[K] [U] = {}^{t+\Delta t}[R] - {}^t[\bar{F}] \quad (1)$$

여기서 $[U]$ 는 절점 변위/회전 벡터이고, $[M]$, $[C]$ 및 $[K]$ 는 각각 일정 값을 가지는 질량, 감쇠 및 강성 행렬이다. ${}^{t+\Delta t}[R]$ 는 $t + \Delta t$ 에서의 외력 벡터이고, ${}^t[\bar{F}]$ 는 요소 응력 등가 절점 힘 벡터이다.

유체는 Fig. 1에서 알 수 있듯이 피스톤 내부와 토출 케이스 내부에 있는 유체를 모델링하였으며 Fig. 3과 같이 약 45,000개의 요소로 이루어져있다. 유체 해석을 위한 지배방정식은 식 (2)로 표현된 열전달이 고려된 저속 압축성 Navier-Stokes 방정식이다.

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v}, \text{div} \vec{v} = 0 \quad (2)$$

여기서 \vec{v} 는 유속을 나타내고 p 와 μ 는 각각 압력과 점성계수를 표현한다.

ADINA해석에 있어 유체-구조 연성 해석은 두 가지 기본 조건을 고려한다. 첫째로 유체와 구조의 접촉면이, 식 (3)인 운동학적 조건(kinematic condition)을 만족해야 하고 둘째로 식 (4)인 동적 조건(dynamic condition)을 만족해야 한다⁽⁹⁾.

$$\vec{d}_f = \vec{d}_s \quad (3)$$

$$\vec{n} \cdot \vec{\tau}_f = \vec{n} \cdot \vec{\tau}_s \quad (4)$$

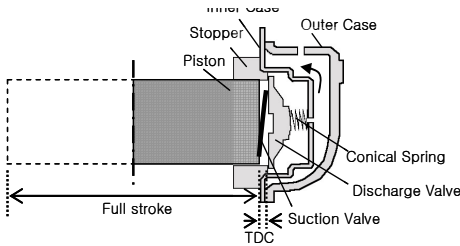


Fig. 1 Linear compressor system

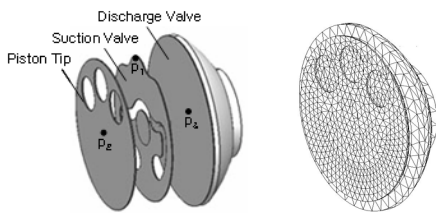


Fig. 2 Structure model in ADINA

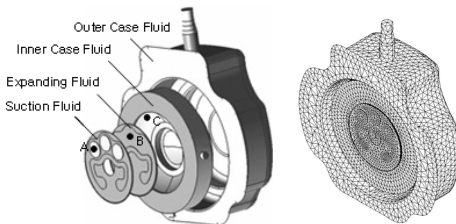


Fig. 3 Fluid model in ADINA

여기서 \vec{d}_f , \vec{d}_s 는 각각 유체와 구조의 변위이고, $\vec{\tau}_f$, $\vec{\tau}_s$ 는 각각 유체와 구조의 응력이다. 운동학적 조건으로 부터 no-slip 조건이라는 가정 하에 유체의 속도는 다음의 식과 같다.

$$\vec{v} = \dot{\vec{d}}_s \quad (5)$$

동적 조건에서, 유체에 걸리는 압력은 유체-구조 접합면에 따라서 구조의 절점으로 가해지는 유체력의 적분 값으로 다음 식과 같다.

$$\vec{F}(t) = \int h^d \vec{\tau}_f \cdot \vec{dS} \quad (6)$$

여기서 h^d 는 구조 변위의 가상 값이다.

2.2 밸브 거동 해석 결과

밸브 거동 해석 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 초기에 피스톤이 팽창하면서 피스톤 실린더 내부의 압력은 점점 내려가게 되고, 흡입부보다 낮아진다. 이 때 흡입밸브가 열리며 냉매가 유입된다. 그 후 흡입밸브가 닫히고 피스톤이 압축하게 되면 토출부보다 실린더 내부 압력이 높아진다. 이 순간 토출밸브가 열리고 냉매가 토출된다. 피스톤과 밸브의 거동을 한주기 내에서 가시화 하면 Fig. 5와 같은 모습을 볼 수 있다. Fig. 5에서 왼쪽 부분은 흡입밸브가

부착된 피스톤을 나타내고, 오른쪽 부분은 토출밸브를 나타낸다. 반주기인 0.0083초에서 피스톤이 토출밸브에서 가장 멀리 떨어지게 되지만, 0.005초 근방에서 흡입밸브는 가장 많이 열리며 Fig. 4의 결과와도 일치하는 것을 확인할 수 있다.

3. 밸브 거동을 고려한 난류 해석

3.1 유동 해석 조건

소음해석을 위한 사중극자 소음원을 정의하기 위해서는 유동 정보가 필요하다. 따라서 ADINA의 밸브의 동적 거동을 경계 조건으로 주고 CFD해석 tool인 Fluent에서 유동 정보를 얻었다.

Fluent에서는 식 (7)로 나타나는 질량 보존 방정식과 식 (8)로 보이는 운동량 보존 방정식을 이용해 유동을 해석한다⁽¹⁰⁾.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) \\ = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서 S_m 은 액체 방울의 증발 등으로 인한 질량 증가나 사용자가 정의한 source이다. p 는 정압이고,

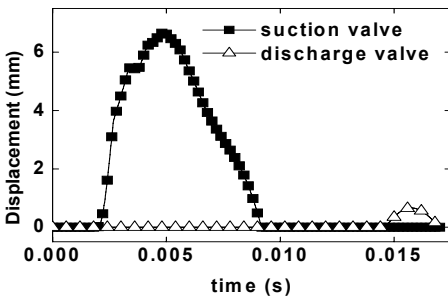


Fig. 4 Displacements of suction and discharge valve

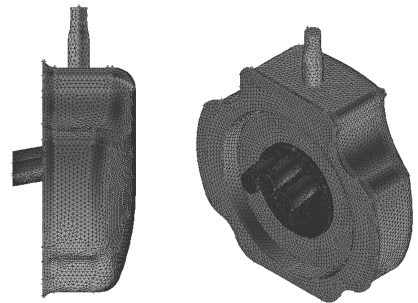


Fig. 6 Fluid model in Fluent

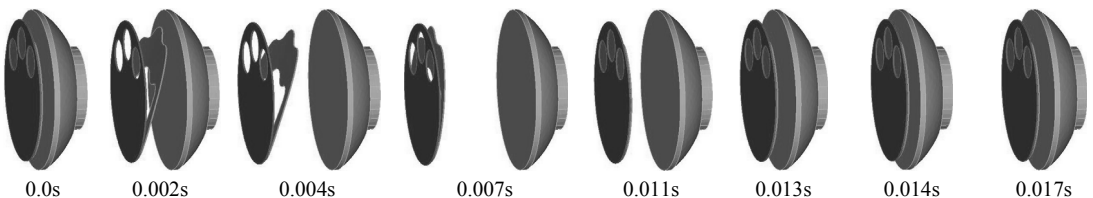


Fig. 5 Dynamic behavior of the valve system in a linear compressor

$\bar{\tau}$ 는 응력 텐서이다. 그리고 $\vec{\rho g}$ 와 \vec{F} 는 각각 중력 가속도에 의한 체적력과 외부 체적력이다. 응력 텐서인 $\bar{\tau}$ 는 식 (9)로 주어진다.

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (9)$$

여기서 μ 는 분자의 점성계수이고, I 는 단위 텐서이며 우변의 두 번째 항은 체적 팽창 효과이다.

해석 유체 모델은 Fig. 6에서 나타내었다. 이 모델은 약 257,000개의 사면체 mesh를 가지고 있고 출구단의 경계조건은 ADINA와 마찬가지로 실험치와 같은 압력, 온도를 고려하였다. 그리고 수치 해석 방법은 implicit segregated solver⁽¹¹⁾를 이용하여 해석하였다.

선형압축기의 거동 조건을 맞춰 주기 위하여 ADINA에서 얻은 밸브의 거동 정보를 Fluent에서 dynamic mesh를 통하여 이동 경계 조건(moving boundary condition)으로 적용하였다. Fluent에서 경계가 움직일 때, 임의의 검사체적에서 일반 스칼라 값(general scalar) Φ 의 보존 방정식은 식 (10)으로 나타낸다⁽¹¹⁾.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_V \rho \Phi dV + \int_{\partial V} \rho \Phi (\vec{u} - \vec{u}_g) \cdot d\vec{A} \\ = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \Phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\Phi dV \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 \vec{u} 는 유속 벡터이고 \vec{u}_g 는 움직이는 mesh의 격자 속도이다. 그리고 Γ 는 확산 계수(diffusion coefficient)이며 S_Φ 는 Φ 의 source 항이다. ∂V 는 검사체적의 경계를 나타낸다. 식 (10)의 시간 미분 항을 일차 후방 차분 식(first-order backward difference formula)을 이용해 나타내면 식 (11)로 주어진다.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \Phi dV = \frac{(\rho \Phi V)^{n+1} - (\rho \Phi V)^n}{\Delta t} \quad (11)$$

여기서 n 과 $n+1$ 은 현재와 다음 시간 단계를 의미한다.

이동 경계 조건과 함께, Fluent에서 유동 소음을 해석하기 위해서는 난류 모델을 설정해야 한다. 난류 모델은 k- ϵ 모델을 사용하였다. k- ϵ 모델은 반경험적인 모델로, 식을 구성하는 난류 운동 에너지 k와 그 소산율 ϵ 은 식 (12)와 식 (13)의 수송방정식

에서 얻을 수 있다⁽¹²⁾.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \\ + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] \\ + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 G_k , G_b 는 각각 평균 속도 변화와 부력에 의해 생기는 난류 운동 에너지를 나타낸다. Y_m 은 압축성 난류에서의 변동하는 팽창의 전체적인 소산율에 대한 기여도 값이다. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, $C_{3\epsilon}$ 은 상수이고, σ_k 와 σ_ϵ 은 각각 k와 ϵ 에 대한 난류 prandtl 수이다. S_k 와 S_ϵ 은 사용자가 지정한 source 항이다.

3.2 유동 해석 결과와 실험치 비교

유동 해석 결과를 Fig. 7에 나타내었으며 한 주기 동안에 피스톤 실린더 내부의 압력을 보여준다. 실선은 피스톤 실린더 내부 벽면의 평균 압력을 예측

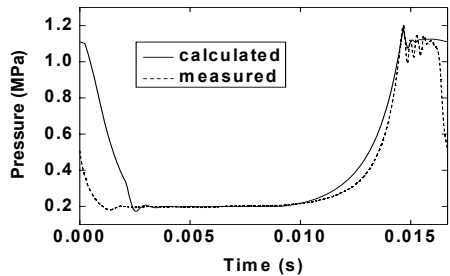


Fig. 7 Pressures in the piston cylinder

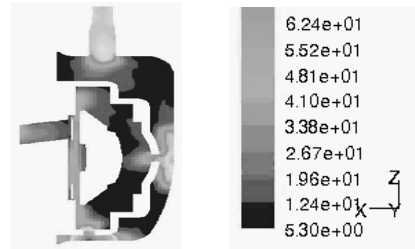


Fig. 8 Contour of turbulence intensity in Fluent

한 것이고, 점선은 실린더 내부에 압력 센서를 장착하여 압력을 측정할 값이다. Fig. 4의 흡입밸브와 토출 밸브가 열리고 닫히는 거동을 반영하는 것을 알 수 있다. 피스톤이 초기에 팽창하여 실린더 내부에 압력이 낮아지는 것을 알 수 있고, 그 후 흡입밸브가 열리게 되어 압력이 약 0.2MPa 부근에서 일정하게 유지되는 것을 볼 수 있다. 흡입밸브가 닫힌 뒤 피스톤이 압축되면 압력이 올라가고 토출밸브가 열리면서 압력이 약 1.1 MPa를 유지하는 것을 볼 수 있다. 0.0초부터 0.0025초 구간에서 예측값과 실험치가 다소 차이가 보인다. 이는 컴퓨터를 이용한 유동해석에서 냉매를 실제 기체가 아닌 압축성 이상 기체로 가정했기 때문으로 판단된다. 일부 구간에서 차이를 보이지만, 전체적인 경향을 볼 때 해석의 타당성을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 토출이 되는 순간의 난류 강도를 나타낸다. 그림에서 보듯이 토출 케이스는 두 부분으로 나뉘어져 있고, 그 사이를 연결하는 좁은 관이 있다. Fluent 해석을 하면 그 부분에서 난류 강도가 다른 곳에 비해 높은 것을 확인 할 수 있었다.

4. 소음원 생성과 음장 해석

4.1 사중극자 소음원 생성

소음 해석을 하기 위해서는 소음원을 정의하여야 한다. 내부 유동에서 지배적인 소음원은 사중극자 소음원으로 원음장에서 그 음압의 크기는 식 (14)로 나타나고 그것을 구성하는 단극자 소음원(monopole source)의 배열은 Fig. 9와 같다⁽⁷⁾.

$$|p(r, \theta, t)| = \frac{Q\rho ck}{4\pi r} 4k^2 d D f_d(\theta) \quad (14)$$

여기서 Q 는 복소수로 표현되는 음원 강도이다. c 는 음속, k 는 파장이며 d 와 D 는 사중극자 소음원을 구성하는 단극자 소음원 사이의 아주 작은 거리이다. 우변에 $f_d(\theta)$ 는 방향성을 나타내는 함수로써, 횡방향 사중극자 소음원일 때는 $\cos\theta\sin\theta$ 이고 직선방향 사중극자 소음원일 때는 $\cos^2\theta$ 이다.

한편 음장의 지배 방정식은 식 (15)로 표현된다⁽¹³⁾.

$$\left\{ \nabla^2 - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right\} p(y_k, t) = - \left(\frac{\partial}{\partial y_i} \right) \left[\frac{\partial T_{ij}}{\partial y_j} \right] \quad (15)$$

여기서 p 는 압력이고, τ 는 시간이며, c 는 음속이다. 이 식에서 우변을 식 (14)에서 음원의 강도인 Q 로 볼 수 있으며, T_{ij} 는 lighthill의 텐서로 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + [(p - p_0) - c^2(\rho - \rho_0)] \delta_{ij} - e_{ij} \quad (16)$$

점성 응력과 엔트로피 변동이 없다는 가정을 하면 음원 강도는 식 (17)과 같이 표현 할 수 있다⁽¹⁴⁾.

$$Q = - \frac{\partial^2 \rho u_i u_j}{\partial x_i \partial x_j} \quad (17)$$

소음 해석을 할 수 있는 상용 소프트웨어인 SYSNOISE에서는 단극자 소음원을 정의 할 수 있다. 따라서 식 (14), (17)과 Fig. 9에서 보이는 배열을 고려하여 SYSNOISE에서 음장 해석을 위한 사중극자 소음원을 정의하였다.

4.2 음장 해석 조건

음원을 정의하였으므로, 음장은 SYSNOISE에서 direct BEM으로 해석하였으며 각각의 해석 주파수에 대하여 이산화 된 음향 방정식은 다음과 같다⁽¹⁵⁾.

$$[A(\omega)] \{p\} = [B(\omega)] \{v_n\} \quad (18)$$

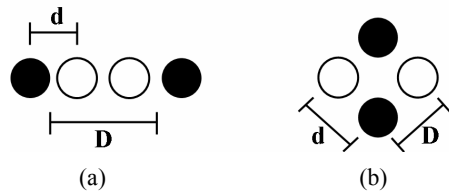


Fig. 9 (a) Longitudinal quadrupole and (b) lateral quadrupole source

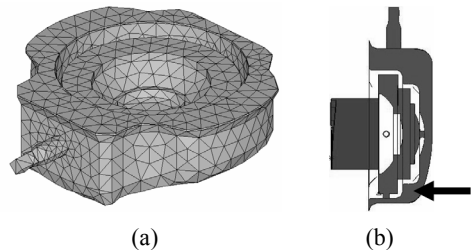


Fig. 10 (a) BEM surface modeling in SYSNOISE and (b) field point of an acoustic pressure

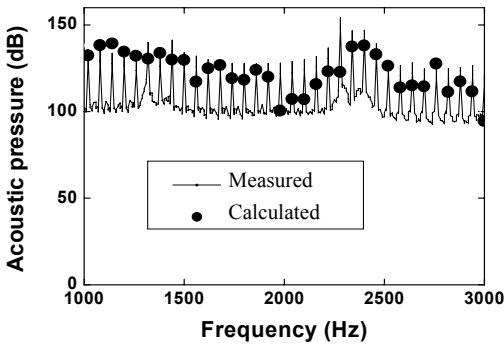


Fig. 11 Acoustic pressures in a discharge valve system

여기서 $\{p\}$ 는 절점의 압력 벡터이고, $\{v_n\}$ 는 속도의 수직 성분이다. SYSNOISE에서는 field point 후처리 과정을 통하여 BEM 표면에 알고 있는 $\{p\}$ 와 $\{v_n\}$ 으로 임의의 위치에서 발생하는 음압을 다음 식에서 구할 수 있다⁽¹⁵⁾.

$$\begin{aligned} P_p &= \int_S \left(p \frac{\partial G}{\partial n} - \frac{\partial p}{\partial n} G \right) dS \\ &= \int_S \left(p \frac{\partial G}{\partial n} + i\rho\omega v_n G \right) dS \end{aligned} \quad (19)$$

이때, P_p 는 임의의 field point에서의 구하고자 하는 값이고 S 는 BEM 표면을 나타내며, G 는 자유공간에서의 Green의 함수이다.

Fig. 10의 (a)는 음향 경계요소 해석을 위한 압축기 토출부 표면에서의 mesh를 나타내며, Fig. 10의 (b)의 화살표는 음압을 알고 싶은 field point를 가리키고 있다. 경계 조건은 출구단을 무반사 조건으로 주고 나머지는 wall 경계 조건으로 해석하였다.

4.3 소음 해석 결과와 실험치 비교

Fig. 10(b)의 화살표가 가리키는 위치에서의 압력 예측 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 실선은 밸브 토출계 내부에 센서를 삽입하여 압력을 계측한 결과이고, 검은 점으로 나타낸 값은 SYSNOISE로 예측한 결과이다. 모터의 회전속도가 60 Hz이므로, 60 Hz의 배수 성분인 tonal 성분만이 발생하고 있음을 알 수 있다. 측정값은 2.3 kHz 근방에서 peak가 발생하였는데, 예측값도 최대 소음 발생 주파수를 잘 예측함을 알 수 있고, 전체적인 값을 비교해 볼 때 해석 결과를 신뢰할 수 있다고 판단된다.

5. 결론

선형압축기의 밸브 토출 소음을 예측할 수 있는 컴퓨터 해석 절차를 확립하였다. 밸브 토출 소음 해석 절차는 유체-구조 연성 해석에 의한 밸브의 동적 거동 해석, 밸브의 동적 거동을 경계 조건으로 하는 유동 해석 및 토출 소음원 규명, 그리고 방사소음 해석으로 이루어져 있다. 이 논문에서 제시한 밸브 토출 소음 해석 절차에 의한 음압 예측 결과는 실험에 의한 측정값과 비교하여 타당성을 검증하였다. 소음 해석 절차가 확립되었으므로 향후 pre-load, 구조형상 등을 변화시키면서 성능 및 저소음 설계에 응용 가능 할 것이다.

후 기

이 연구는 교육과학기술부와 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과임.

참 고 문 헌

- (1) Chen, N., Tang, Y. J., Wu, Y. N., Chen, X. and Xu, L., 2007, "Study on Static and Dynamic Characteristics of Moving Magnet Linear Compressors," *Cryogenics*, Vol. 47, pp. 457-467.
- (2) Park, S. Y., Lee, S. H., Lee, S. I. and Lee, J. M., 1999, "Experimental Reduction of the Noise Radiated by Rotary Compressor," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 9, No. 1, pp. 189-195.
- (3) Lee, D., Hwang, W., Lee, Y. and Im, H., 2002, "Coherence Analysis of Noise and Vibration For Reciprocating Compressor," *Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference*, pp. 875-880.
- (4) Kim, H., Roh, C., Kim, J., Shin, J., Hwang, Y. and Lee, J., 2009, "An Experimental and Numerical Study on Dynamic Characteristic of Linear Compressor in Refrigeration System," *International Journal of Refrigeration*, DOI : 10.1016/j.ijrefrig.2009.05.002.
- (5) Cheong, C., Kim, S., Kim, J. and Lee, S.,

2004, "Internal Aerodynamic Noise from Quick Opening Throttle Valve," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 4, pp. 310~318.

(6) Bathe, K. J. and Ledezma, G. A., 2007, "Benchmark Problems for Incompressible Fluid Flows with Structural Interactions," Computers & Structures, Vol. 85, Issue 11-14, pp. 628~644.

(7) Russell, D. A., Titlow, J. P. and Bemmen, Y. J., 1999, "Acoustic Monopoles, Dipoles, and Quadrupoles: An Experiment Revisited," American Journal of Physics, Vol. 67, No. 8, pp. 660~661.

(8) Bathe, K. J., 2007, "Conserving Energy and Momentum in Nonlinear Dynamics: A Simple Implicit Time Integration Scheme," Computers and Structures, Vol. 85, Issue 7/8, pp. 437~445.

(9) Zhang, H. and Bathe, K. J., 2001, "Direct and Iterative Computing of Fluid Flows Fully Coupled with Structures," Computational Fluid and Solid

Mechanics, Elsevier Science Ltd., Amsterdam.

(10) Batchelor, G. K., 1967, "An Introduction to Fluid Dynamics," Cambridge Univ. Press, Cambridge.

(11) 2005, Fluent 6.2 User's Guide, Fluent Inc., Lebanon.

(12) Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1972, Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London.

(13) Ryu, J., Cheong, C., Kim, S. and Lee, S., 2005, "Computation of Internal Aerodynamic Noise from a Quick-opening Throttle Valve Using Frequency-domain Acoustic Analogy," Applied Acoustics, Vol. 66, pp. 1278~1308.

(14) Cheong, C., Joseph, P., Park, Y. and Lee, S., 2008, "Computation of Aeolian Tone from a Circular Cylinder Using Source Models," Applied Acoustics, Vol. 69, pp. 110~126.

(15) 2000, SYSNOISE 5.5 Documentation, LMS International, Belgium.