에어컨 배관 시스템의 형상 최적설계

Shape Optimization of an Air Conditioner Piping System

민 준 홍*·최 동 훈†·정 두 한**

Junhong Min, Dong-Hoon Choi and Duhan Jung

(2009년 7월 22일 접수 ; 2009년 8월 25일 심사완료)

Key Words : Air Conditioner(에어컨), Shape Optimization(형상 최적화), Piping(배관), Resonance Avoidance(공진 회피), Rotary Compressor(회전 압축기), Sequential Approximate Optimization(순차적 근사최적화)

ABSTRACT

Ensuring both product quality and reducing material cost are important issue for the design of the piping system of an air conditioner outdoor unit. This paper describes a shape optimization that achieves mass reduction of an air conditioner piping system while satisfying two design constraints on resonance avoidance and the maximum stress in the pipes. In order to obtain optimized design results with various analysis fields considered simultaneously, an automated multidisciplinary analysis system was constructed using PIAnO v.2.4, a commercial process integration and design optimization(PIDO) tool. As the first step of the automated analysis system, a finite element model is automatically generated corresponding to the specified shape of the pipes using a morphing technique included in HyperMesh. Then, the performance indices representing various design requirements (e.g. natural frequency, maximum stress and pipe mass) are obtained from the finite element analyses using appropriate computer-aided engineering(CAE) tools. A sequential approximate optimization(SAO) method was employed to effectively obtain the optimum design. As a result, the pipe mass was reduced by 18 % compared with that of an initial design while all the constraints were satisfied.

1. 서 론

제조업체가 직면하고 있는 원가 절감에 대한 요구는 날로 급변하고 있는 기업환경에 있어서 필연적인 것으로, 대량생산 제품에 있어서 특히 파급효과가 크다. 최근 지속적으로 증가하고 있는 원자재 비용을 감안한다면 제품의 원가절감은 기업의 시장 지배력 향상과 유지를 위한 시급한 당면 과제임에 틀림없다.

한편 에어컨 실외기 내부의 배관의 경우, 일반적으로 동관이 사용되고 있으며 이 부분에 대한 원가절감의 여지가 있다. 그러나 실제로는 배관과 관련된 품질문제들 때문에 원가절감에 대한 제약이 큰 상황이다. 예를 들어 압축기 회전주파수에 대한 배관의 공진, 운전시 압축기 진동에 의한 배관의 피로파괴, 실외기 유통과정에서 발생하는 배관의 피로파괴, 배관의 냉매유동에 대한 진동, 예기치 못하게 압축기에 가해지는 외력으로 인한 배관의 파괴 등등이 대표적인 배관관련 문제들이다[1~4]. 즉, 원가절감 측면에서는 배관의 길이를 가능한 짧게 줄이는 것이 좋으나 이에 따른 품질의 저하가 발생하는 것이다. 따라서 적절한 품질을 유지하도록 관련된 설계 조건들을 고려하면서 전체적인 배관의 길이를 줄여 원가절감을 달성하는 것이 필요하다. 즉, 제품의 최적화가 필요하다. 일반적으로 제품의 최적화를

† 교신저자; 정회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : dhchoi@hanyang.ac.kr
Tel : (02)2220-0478, Fax : (02)2291-4070
* 정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과
** 정회원, 삼성전자(주)

위해서 설계자의 경험과 직관에만 전적으로 의존하는 방법은 개발기간 측면에서 매우 불리하다. 또한 다양한 설계조건들을 함께 고려하기에도 실질적인 한계가 있다. 따라서 수학적으로 잘 발달된, 객관적인 설계방법인 최적설계[5]의 도입이 필요하다.

따라서 이 연구에서는 냉방전용 에어컨 실외기 제품의 배관 시스템에 대해서 3가지 설계 요구사항 즉, 압축기 회전주파수에 대한 공진회피와 배관의 강도확보 및 배관의 질량 최소화를 달성할 수 있는 배관 형상을 최적설계 기법을 통해 도출하였다. 이를 위해서 설계 요구사항들을 정량적으로 평가할 수 있는 기준을 도입하였고, 배관의 특정 형상에 대한 매개화된 형상변수를 최적설계를 위한 설계변수로 고려하였다. 또한 특정 형상을 갖는 배관 시스템에 대해서 3가지 설계 요구사항을 자동으로 평가할 수 있는 해석 시스템을 구축하였다.

2. 에어컨 배관 시스템

2.1 설계대상

일반적으로 에어컨 실외기는 냉동사이클 중에서 증발과정을 제외한 압축과 응축 및 팽창과정을 수행하며, 이를 위한 다양한 부품들로 구성된다. 이 연구에서는 다양한 형태의 실외기 중에서 비교적 단순한 구조를 갖는 냉방전용 실외기의 배관 시스템을 설계대상으로 하며, 관련된 부품은 압축기와 압축기 지지장치 및 배관으로 Fig. 1에 나타내었다.

압축기는 60 Hz 전원에서 동작하며 압축기 지지장치 위에 장착된다. 압축기 지지장치는 압축기의 진동을 저감시키는 역할을 하며, 실외기 바닥면에 고정된 상태로 설치된다. 압축기 지지장치는 통상

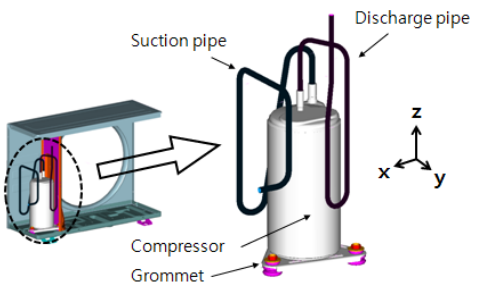

Fig. 1 Piping system of an air conditioner outdoor unit

그로밋(grommet)으로 불리는 방진고무로 구성된다. 냉매의 통로 역할을 하는 배관은 2개의 동관으로 구성되며, 각 배관의 이름은 토출배관(discharge pipe)과 흡입배관(suction pipe)이다. 토출배관과 흡입배관 모두 압축기와 직접 연결되며, 각 배관의 다른 쪽 끝은 각각 열교환기와 실내기로 연결된다. 구조적으로 살펴보면, 실외기 바닥 위치에 고정되는 압축기 지지장치 위에 압축기가 직접 장착되고, 실외기 내부에 고정된 별도의 연결부와 압축기 사이를 2개의 배관이 연결하는 구조이다. 따라서 압축기의 진동이 배관에 직접적인 영향을 미치며, 외력에 의한 압축기의 움직임으로 인해 배관에 응력이 발생할 수 있다.

이 연구에서 압축기와 압축기 지지장치의 구체적인 설계사양은 설계개선을 위한 관심대상이 아니기 때문에 사전에 정해진 사양을 그대로 사용하였다.

2.2 설계 요구사항

설계 요구사항은 배관에 대한 원가절감과 압축기 회전주파수에 대한 공진회피 및 배관의 강도확보로 요약될 수 있다.

첫째로 원가절감은 배관의 전체 질량을 다른 요구사항이 만족되는 한도 내에서 최소화함으로써 달성할 수 있다.

둘째로 공진회피는 압축기와 압축기 지지장치 및 배관으로 구성된 배관 시스템의 모든 고유진동수들이 압축기의 회전주파수 영역 밖에 존재하도록 함으로써 달성할 수 있다. 일반적으로 압축기는 모터 손실과 같은 원인으로 인해 정격 회전주파수 보다 약간 낮게 동작한다. 따라서 60 Hz 전원의 압축기에 대해서 공진회피를 위한 1차 회전주파수 영역을 55 Hz~60 Hz로 설정하였다. 또한 2차와 3차 회전주파수 영역도 공진주파수 영역으로 고려하였으며 각각 110 Hz~120 Hz와 165 Hz~180 Hz이다.

마지막으로 강도확보는 배관에 발생하는 최대응력을 허용범위 내로 유지함으로써 달성할 수 있다. 압축기는 고무계통의 지지장치 위에 장착되기 때문에 압축기에 외력이 작용할 경우 배관은 압축기 지지장치가 허용하는 범위 내에서 변위를 발생하게 되며 이로 인해 압축기와 직접 연결되는 배관에 응력이 발생한다. 일반적으로 압축기가 동작할 때는 이런 현상이 없으나 실외기의 운송 또는 설치 및

수리 시에 예기치 않은 외력이 가해질 수 있으므로 배관의 강도를 확보해야 한다. 즉, 압축기의 최대 허용 변위에 대해서 배관의 최대 응력이 허용 응력을 넘지 않도록 설계가 이뤄져야 한다. 최대 허용 변위는 Fig. 1의 압축기 초기 상태를 기준으로 수평 좌우(x)와 수평 전후(y) 방향으로 동일하게 7.5 mm, 수직 방향(z)으로는 7.0 mm로 하며, 허용 응력은 모든 경우에 대해 190 MPa이다.

3. 최적설계 문제 정식화

3.1 설계변수

3가지 설계 요구사항을 달성하기 위해서 각 요구사항에 직접적인 영향을 줄 수 있는 배관의 형상을 설계변수로 고려하였다. 현재 고려하는 설계대상에 있어서 토출배관과 흡입배관은 압축기와 외부 연결점 사이를 잇는 구조, 즉 3차원 공간상의 고정된 두 지점을 연결하는 구조로 되어 있다. 원가절감 측면에서만 보면 최단거리의 배관 배열이 가장 좋겠으나, 통상적으로 품질과 공간적인 제약조건으로 인해 직관과 곡관을 혼합한 형태가 사용되고 있다. 여기서 공간적인 제약조건은 압축기가 위치한 공간 내의 다양한 기타 부품들과 배관의 간섭문제를 의미한다. 이상적으로는 품질과 공간적인 제약조건을 고려하면서 공간상의 두 고정지점을 연결할 수 있는 배관의 배열 상태를 설계변수로 표현하는 것이 타당하나, 이 연구에서는 배관의 형상 중에서 U자 형태의 곡관부 길이 변화량을 설계변수로 고려하였다.

Fig. 2는 설계대상의 초기 배관 형상을 기준으로, 선정된 5개의 설계변수 위치와 방향을 나타낸다. 예를 들어 첫 번째 설계변수인 x_1은 토출배관과 압축기가 연결되는 지점 근방의 U자 곡관부 길이의 변화량이며, 초기 배관형상에 대해서 x_1은 0의 값을 갖는다. 양의 x_1값은 Fig. 3과 같이 초기 배관형상 대비 x_1값 만큼 U자 곡관부 길이가 위쪽 방향으로 늘어난 것을 의미하며 반대로 음의 x_1값은 아래쪽 방향으로 줄어드는 것을 의미한다. 참고로 Fig. 2에서 x_1, x_3, x_5의 화살표 방향은 실외기가 설치되는 바닥면을 기준으로 수직상방과 일치하며, x_2와 x_4는 정반대 방향이다. Table 1은 각 설계변수의 초기값과 상한 및 하한을 나타낸다. 여기서 상한과 하한은 배관의 공간적인 제한조건과 제조공정에서 허용하는 최소 길이 조건 및 기본 형상을 왜곡하지 않는 범위 내에서 결정하였다.

3.2 목적함수

배관에 대한 원가 절감이라는 요구사항을 반영하기 위해서 배관의 전체 질량을 목적함수로 선정하였다. 배관의 질량은 배관의 길이에 비례하여 증가하거나 감소하므로 설계변수와 직접적인 관계가 있다.

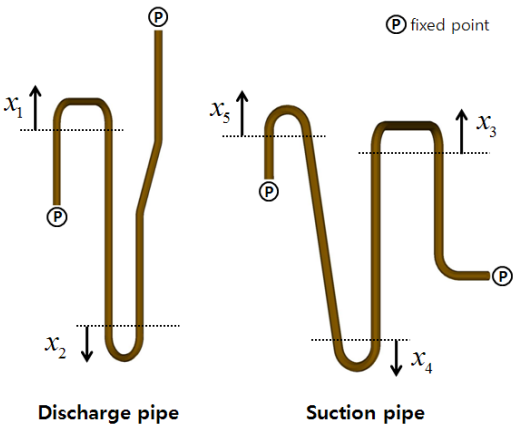

Fig. 2 Shape design variables

Table 1 Initial design variables and design domain

	Lower bound (mm)	Initial value (mm)	Upper bound (mm)
x_1	-56.0	0.0	50.0
x_2	-100.0	0.0	50.0
x_3	-20.0	0.0	10.0
x_4	-60.0	0.0	15.0
x_5	-22.0	0.0	20.0

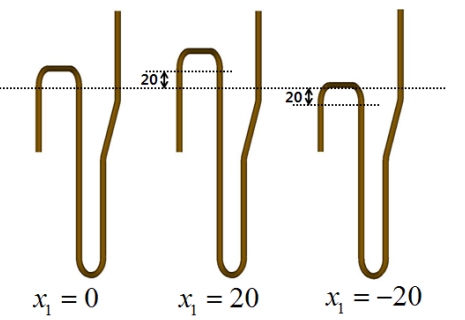

Fig. 3 An example of shape change

3.3 구속조건

설계 요구사항 중에서 공진회피와 강도확보를 구속조건으로 선정하였다. 공진회피 조건은 압축기의 1차와 2차 및 3차 회전주파수 영역 즉, 공진주파수 영역 내에 배관 시스템의 고유진동수들이 없으면 만족된다. 각 영역은 상한과 하한을 갖는 연속적인 구간이며, 배관 시스템의 고유진동수는 영역 근방에서 다수가 존재할 수 있기 때문에 공진회피 여부를 정량적으로 평가할 수 있는 판단 기준이 필요하다. 따라서 이 연구에서는 벌칙함수를 도입하여 공진회피에 대한 정량적인 평가지수 P를 식 (1)과 같이 제안하였다.

$$P=\sum_{i=1}^{N} p(f_i) \tag{1}$$

여기서 하첨자 i는 배관 시스템의 고유진동수 번호이고, N은 평가대상이 되는 고유진동수의 총 개수이며, f는 고유진동수 값이다. 벌칙함수 $p(f)$는 고유진동수 f가 j차 공진주파수 영역 $\mathbf{R}_j$에 포함될 경우 양의 벌칙 값을 부여하기 위한 것으로 식 (2)와 같이 제안하였다.

$$p(f)=\begin{cases} c_j\left[\exp\left(-\frac{9}{2}\left(\frac{2f-R_j^u-R_j^l}{R_j^u-R_j^l}\right)^2\right)-\exp\left(-\frac{9}{2}\right)\right], & if\ f\in\mathbf{R}_j \\ 0, & otherwise \end{cases} \tag{2}$$

여기서 R_j^u과 R_j^l은 각각 j차 공진주파수 영역 $\mathbf{R}_j$의 상한 주파수와 하한 주파수 값을 의미한다. c_j는 각 공진주파수 영역별로 중요도를 고려하기 위해 사용된 가중치이다. Table 2에서 $\mathbf{R}_j$의 상·하한과 가중치 c_j를 정리하였다.

제안된 벌칙함수 $p(f)$의 형태는 정규분포 함수와 유사하며, 중심을 기준으로 좌우대칭이다. Fig. 4는 1차 공진주파수 영역에 대한 벌칙함수를 나타낸다. 영역의 상한과 하한에서 벌칙함수 값은 0이며, 범위를 벗어나도 0의 값을 갖는다. 특정 주파수가 영역의 중심부에 위치할수록 벌칙 값은 연속적으로 증가하며, 이것은 최적설계 과정에서 공진영역 내에 존재하는 주파수들을 영역 밖으로 밀어낼 수 있는 일종의 방향성을 부여한 것과 같은 효과를 갖는다.

평가지수 P가 0의 값을 갖는다면 배관 시스템이 모든 공진영역을 완전하게 회피했음을 의미한다. 이 연구에서는 보다 유연한 최적설계 결과를 얻기 위해서 평가지수 P가 0.5이하이면 공진회피 조건을 달성했다고 판단하였다.

강도확보 조건은 압축기의 x방향 변위 7.5 mm, y방향 변위 7.5 mm, z방향 변위 7.0 mm각각에 대한 배관의 최대응력 값이 모두 190 MPa이하이면 만족된다.

3.4 정식화

3.1~3.3절에서 기술한 내용을 토대로, 이 배관 시스템에 대한 최적설계 문제는 식 (3)과 같이 정리될 수 있다.

$$\begin{aligned} &find && x_i,\ i=1,5 \\ &minimize && M \\ &subject\ to && P\le 0.5 \\ & && S_j\le 190,\ j=1,3 \\ & && x_i^l\le x_i\le x_i^u \end{aligned} \tag{3}$$

여기서 x는 배관의 형상을 표현하는 설계변수이고 각 설계변수의 상·하한은 Table 1에 기술되어 있다.

Table 2 Resonant frequency range and weight

Number (j)	Lower bound (Hz)	Upper bound (Hz)	Weight
1	55	60	10
2	110	120	5
3	165	180	3

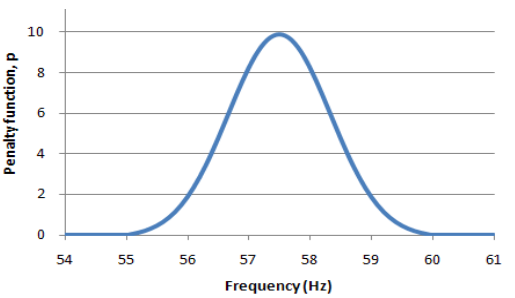

Fig. 4 Penalty function in the first resonant range

M은 배관의 질량이며 최소화되어야 하는 목적함수이다. P는 공진회피에 대한 평가지수이고, S_1, S_2, S_3는 각각 압축기의 x, y, z 방향 허용변위에 대한 배관의 최대응력이다. P와 S는 구속조건으로 고려된다.

4. 최적설계

4.1 자동해석 시스템

일반적으로 최적설계는 현재의 설계변수에 대한 목적함수와 구속조건을 평가한 후, 수학적인 알고리즘에 의해 설계변수를 개선하고 다시 목적함수와 구속조건을 평가하는 과정을 수렴조건이 만족될 때까지 반복하는 방법이다. 따라서 특정한 설계변수가 주어지면, 목적함수와 구속조건을 구성하는 성능인자들을 자동으로 평가할 수 있어야 한다. 이 최적설계 문제에서 성능인자는 식 (3)의 M, P, S 즉, 배관의 질량과 공진회피 평가지수 및 최대응력이다. 이 연구에서 제안하는 자동해석 시스템을 Fig. 5에 도시하였다. 자동해석 시스템의 기본적인 절차는 변경된 설계변수에 상응하는 형상을 갖는 유한요소모델을 생성한 후, 배관의 질량과 공진회피 평가지수 및 최대응력을 계산하는 구조이다. 이 때 공진회피 평가지수를 구하기 전에 고유진동수들을 먼저 계산한다.

변경된 형상을 반영하는 유한요소모델을 생성하기 위해서는 먼저 기본 유한요소모델이 필요하다. 배관 시스템에 대한 유한요소모델을 Fig. 6에 도시하였다. 2개의 배관은 셸요소로, 압축기는 집중질량요소로 그리고 압축기 지지장치는 지지장치 하나당 3개의 스프링 요소로 모델링되었다. 각 배관의 한 쪽은 압축기와 직접 연결되고 다른 한 쪽은 고정된다. 또한 압축기 지지장치를 구성하는 스프링 요소 역시 한 쪽은 압축기와 연결되고 다른 한 쪽은 바닥면에 고정된다. 이 유한요소모델의 배관 형상은 설계대상의 배관 형상을 그대로 반영하고 있으며, 유한요소모델에 필요한 각종 물성치들은 실험을 통해 조정된 값을 사용하였다.

형상이 변경된 유한요소모델을 자동으로 생성하기 위해서 상용 유한요소 전후처리 소프트웨어인 HyperMesh의 모핑(morphing)과 격자 재생성(remesh) 및 매크로(macro) 기능을 활용하였다. 모핑은 유한요소모델의 특정 절점의 위치를 사전에 정의한 규칙을 가지고 움직일 수 있는 방법으로, 이를 응용하여 유한요소모델의 형상을 의도한 대로 변경시킬

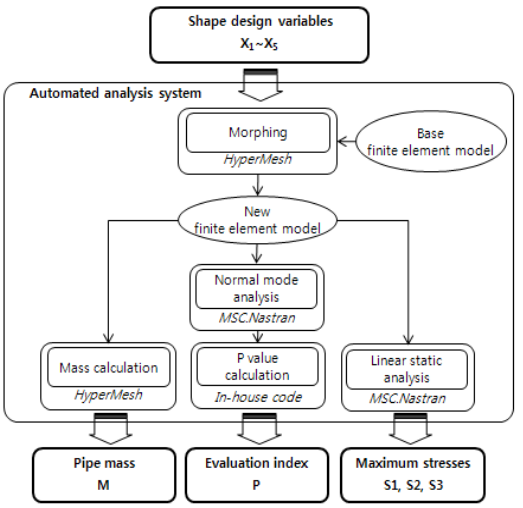

Fig. 5 Automated analysis system

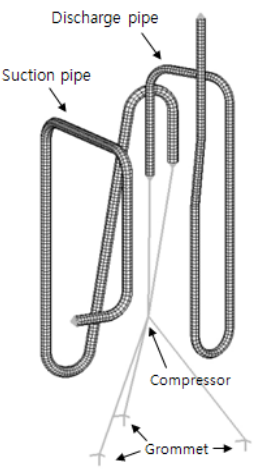

Fig. 6 Finite element model of the piping system

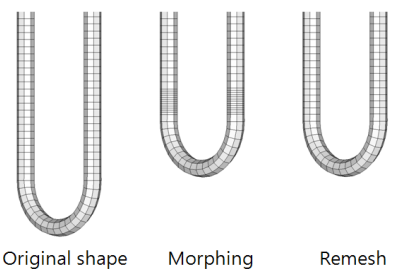

Fig. 7 Morphing and remesh

수 있다. 단, 요소가 새로 생성되는 것이 아니기 때문에 기존의 형상에서 과도한 변형이 발생하면 격자의 품질이 떨어지게 된다. 따라서 이를 극복하기 위해 모핑 기능을 적용한 후, 변형된 영역의 격자를 재생성하는 방법을 사용하였다. Fig. 7은 원래 형상과 과도한 모핑 적용 및 격자 재생성 후의 유한요소모델을 보여주고 있다. 형상변경을 위한 모핑과 격자 재생성 과정 및 유한요소모델 출력과정을 자동화하기 위해서 HyperMesh에서 제공하는 매크로를 이용하여 코드화하였다.

변경된 형상을 갖는 유한요소모델이 생성되면, 각종 성능인자들을 평가한다. 먼저 배관 질량은 HyperMesh 내의 간단한 기능을 통해 얻을 수 있었다. 배관 시스템의 고유진동수와 최대응력은 상용 유한요소 소프트웨어인 MSC.Nastran을 사용하여 계산하였다. 마지막으로 공진회피 평가지수는 추출된 고유진동수들에 대해서 식 (1)과 (2)를 적용하였다.

자동해석 시스템을 구성하는 개별 해석 절차들을 실행하고 필요한 데이터의 추출과 전달을 위해서 상용 PIDO(process integration and design optimization) 소프트웨어인 PIAnO(process integration automation and optimization) v.2.4[6]를 사용하였다.

4.2 최적화 및 결과

정의된 최적설계 문제를 해결하기 위해서 4.1절에서 기술한 자동해석 시스템에 순차적인 근사최적설계 기법인 PQRSM[7]을 적용하였다. PQRSM은 반응표면 모델링 기법과 신뢰영역 관리 기법을 사용하여 근사모델의 생성과 최적화를 순차적으로 진행하는 방법으로, 설계 민감도 정보가 필요 없고 수치적인 잡음을 갖더라고 안정적인 최적해의 탐색 성능을 보여준다. 최적화 결과를 설계대상의 초기설계와 함께 Table 3에 정리하였다.

배관 질량은 249.2 g에서 204.6 g으로 18 % 감소하였다. 공진회피를 위한 평가지수는 0에서 0.2로 증가하였으나, 기준 값인 0.5보다 작으므로 공진회피 조건을 만족한다. 이와 관련하여 Table 4에 표시된 초기설계와 최적설계 각각에 대한 공진영역 근방의 고유진동수 값들을 살펴보면, 초기설계의 경우 모든 고유진동수가 공진영역을 완전하게 회피하고 있는 반면에 최적설계의 경우는 12번째 고유진동수가 3차 공진영역의 하한에서 1.8 Hz 위배하고 있다. 그러나 3차 공진영역은 1차와 2차에 비해 중요도가 떨어지며, 위배량 역시 매우 작아 원가절감을 고려하는 설계개선 측면에서 허용 가능하다고 판단하였다. 추가적으로 보다 완전한 공진회피 설계를 위해서는 기준 값을 조정하면 되므로 이런 관점에서 최적

Table 3 Initial and optimal design

	Initial design	Optimal design
x_1 (mm)	0	-7.0
x_2 (mm)	0	-39.7
x_3 (mm)	0	-15.8
x_4 (mm)	0	-60.0
x_5 (mm)	0	-22.0
M (g)	249.2	204.6
P	0	0.2
S_1 (MPa)	146.9	184.0
S_2 (MPa)	148.8	189.9
S_3 (MPa)	167.3	185.2

Table 4 6^{th}~14^{th} natural frequencies

Mode number	Natural frequencies of the initial design	Natural frequencies of the optimal design
6	30.2	30.4
7	45.7	61.6
8	47.3	79.5
9	60.2	88.0
10	64.6	101.7
11	76.2	109.4
12	140.1	166.8
13	147.3	219.4
14	203.9	262.5

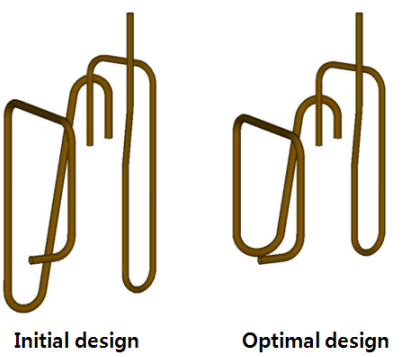

Fig. 8 Initial and optimal design

설계 문제 정식화에 대한 설계자의 판단이 중요하다. 허용변위에 대한 최대응력은 초기설계와 최적설계 모두 기준값 이내로 만족한다.

최적설계에서의 설계변수 값을 살펴보면, x_4와 x_5는 각각 해당하는 하한 값과 일치한다. 보통 이런 경우, 하한 값의 범위를 조정하여 최적화를 다시 수행해 볼 수 있으나, 이 문제의 경우 배관의 제조공정 조건과 공간적인 제약으로 인해 조정이 불가하다. Fig. 8에 초기설계와 최적설계에 대한 배관 형상을 도시하였다.

5. 결 론

에어컨 실외기 배관 시스템에 대해서, 압축기 회전주파수에 대한 공진을 회피하고 압축기 변위에 대한 배관의 강도를 확보하면서 배관의 원가를 절감하기 위한 형상 최적화를 수행하였다. 이를 위해서 각각의 설계 요구사항들을 수치적으로 평가할 수 있도록 정량화하였고, 배관의 특정 형상을 설계변수로 선정하였다. 이어서 설계변수 변경에 대해서, 정량화된 설계 요구사항들을 자동으로 평가할 수 있는 자동해석 시스템을 구성하였다.

이 과정에서 유한요소모델의 형상을 손쉽게 변경시킬 수 있도록 모핑 기법을 적용하였다. 마지막으로, 구성된 자동해석 시스템에 순차적 근사최적설계 기법을 적용시켰고 모든 설계 요구사항들을 만족시키면서 초기설계 대비 배관의 질량을 18 % 감소시키는 최적설계 결과를 도출하였다.

이 연구에서 제안하는 설계방법은 향후 유사한 설계개선 과정에서 충분히 활용될 수 있다고 예상되며 또한 보다 많은 설계 요구사항들을 동시에 고려하는 설계문제에도 손쉽게 확장될 수 있다고 기대된다.

후 기

이 연구는 최적설계신기술연구센터 (iDOT), 2단계 두뇌한국21사업, 지식경제부 'c-MES 설계지원 플랫폼 기술 개발' 과제(10033162-2009-11)에 의하여 지원 받았습니다. 또한 이 연구를 위하여 PIDO 도구인 PIAnO 소프트웨어를 제공한 ㈜프레이맥스에 감사합니다.

참 고 문 헌

(1) Han, H. S., Jung, W. S., Yoon, K. J. and Mo, J. Y., 2008, "Evaluation of the Acceleration-factor and Analysis of the Vibration Fatigue for the Connection-pipe to the Compressor under the Random Vibration," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 3, pp. 323~334.

(2) Lee, S. H., Jeong, W. B., Jeong, C. U. and Ham, I. B., 2007, "Mount Design to Reduce the Vibration of Pipe System Conveying Fluid," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 1437~1441.

(3) Park, H. U., Lee, J. K., Mo, J. Y., Park, D. Y. and Han, H. S., 2004, "A Study of Improving Transmissibility for Grommets in Air conditioner Compressor," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 651~655.

(4) Mo, J. Y., Lee, J. K., Park, D. Y. and Kim, J. S., 2001, "Determination of the Operating Frequency and Pipe Design of Inverter Air-conditioner considering Dynamic Characteristics of Inverter Rotary Compressor," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 203~206.

(5) Vanderplaats, G. N., 1984, Numerical Optimization Techniques for Engineering Design with Applications, McGraw-Hill, Inc., New York.

(6) PIAnO(Process Integration, Automation and Optimization) User's Manual, Version 2.4, FRAMAX Inc., Dec. 2008.

(7) Hong, K. J., Kim, M. S. and Choi, D. H., 2001, "Efficient Approximation Method for Constructing Quadratic Response Surface Model," KSME International Journal, Vol. 15, No. 7, pp. 876~888.