

유전자 알고리즘을 이용한 왕복동식 압축기 루프 파이프 형상의 최적화

Optimization of the Shape of Loop-pipe in a Reciprocating Compressor Using Genetic Algorithm

이 윤 곤* · 정 병 규* · 정 의 봉†

Yun-Gon Lee, Byung-Kyoo Jung and Weui-Bong Jeong

(Received March 29, 2016 ; Revised June 20, 2016 ; Accepted June 20, 2016)

Key Words : Reciprocating Compressor(왕복동형 압축기), FEM(유한요소법), Stress(응력), Loop-pipe(내부 배관), Genetic Algorithm(유전자 알고리즘)

ABSTRACT

A shape of loop-pipe in a compressor affects the vibration of compressor. In this paper, optimal design of shape of loop-pipe to decrease the stress was carried out. Body and shell were assumed to be rigid, while loop-pipe is considered to be flexible. The finite element model was derived and programmed. Genetic algorithm was used for optimization. Locations of 18 point in loop-pipe were considered as shape variables, while the shapes of loop-pipe were interpolated as polynomials or ellipses. Maximum stress of loop-pipe was used as a fitness function for optimization. The spatial constraints and acceleration response of shell were also considered in optimization. The maximum stress and acceleration could be reduced by 79 % and 49 % respectively.

1. 서 론

냉장고나 에어컨 등 가전제품에 냉매 압축기가 많이 사용된다. 냉매압축기는 냉매의 보충이 불필요하므로 밀폐형으로 제작되고 완성된 후에 문제가 발생하더라도 수리가 불가능하다. 따라서 압축기 내부 부품에 대한 내구성에 대한 연구가 필요하다.

현재까지 압축기 본체의 거동⁽¹⁾이나 압축을 위한 기구부의 거동⁽²⁾과 내구성⁽³⁾에 대한 연구들은 많이 진행 되어 왔다. 하지만 압축실에서 압축된 냉매를 압축기 밖으로 전달하기 위해 몸체(body)와 셸(shell)

사이에 연결된 내부배관에 대한 연구는 미흡하다. 내부배관의 경우 몸체에 직접 연결되어 있어서 몸체에서 발생된 힘을 직접적으로 받고 셸에 전달하게 된다. 이에 따라 내부배관 자체에 큰 응력이 발생해 파단이 발생하기도 하고, 셸진동의 원인이 되기도 한다. 따라서 내부배관의 응력을 최소화 하는 내부배관의 형상을 최적화를 통해 구해보고자 한다.

2. 운동방정식

왕복동식 압축기의 개략도는 Fig. 1과 같다. 압축기의 셸이 바다과 4개의 고무마운트를 통해 연결이

† Corresponding Author; Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University
E-mail : wbyeong@pusan.ac.kr

* Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan National University

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

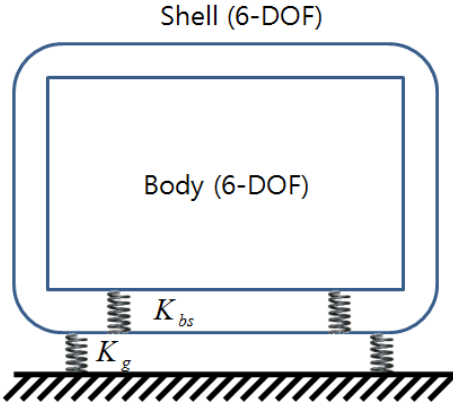


Fig. 1 Modeling of compressor

되고, 몸체와 셸은 4개의 스프링으로 연결이 되어있다. 이 때 압축기의 셸과 몸체 의 경우 고유 진동수가 작동주파수 보다 높기 때문에 강체로 가정할 수 있다.

2.1 강체 셸과 몸체의 운동방정식

압축기의 셸과 몸체를 질점으로 표현하면 운동에너지는 다음과 같이 질량행렬 [M]과 속도벡터로 표현된다.

$$K.E = \frac{1}{2} \{\dot{X}_s\}^T [M_s] \{\dot{X}_s\} + \frac{1}{2} \{\dot{X}_b\}^T [M_b] \{\dot{X}_b\} \quad (1)$$

그리고 위치에너지는 고무 마운트와 스프링의 강성에 의해 생기며 강성행렬 [K]와 변위벡터로 표현된다.

$$P.E = \frac{1}{2} \{X_{si}\}^T [K_g] \{X_{si}\} + \frac{1}{2} \{X_{sj} - X_{bj}\}^T [K_{bs}] \{X_{sj} - X_{bj}\} \quad (2)$$

여기서 i 는 고무마운트의 연결지점을 의미하고 j 는 스프링 연결지점을 의미한다. s 는 셸을 의미하고 b 는 몸체를, g 는 고무 마운트를, bs 는 몸체와 셸 사이의

$$P.E = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} X_s \\ X_b \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \sum (T_{si}^T K_g T_{si} + T_{sj}^T K_{bs} T_{sj}) & - \sum T_{sj}^T K_{bs} T_{sj} \\ - \sum T_{bj}^T K_{bs} T_{bj} & \sum T_{bj}^T K_{bs} T_{bj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_s \\ X_b \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_s \\ \ddot{X}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sum (T_{si}^T K_g T_{si} + T_{sj}^T K_{bs} T_{sj}) & - \sum T_{sj}^T K_{bs} T_{sj} \\ - \sum T_{bj}^T K_{bs} T_{bj} & \sum T_{bj}^T K_{bs} T_{bj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_s \\ X_b \end{bmatrix} = F \quad (5)$$

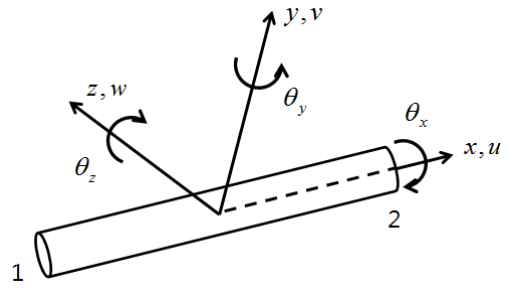


Fig. 2 Coordinate of beam element

스프링을 의미한다. 각 연결지점의 변위는 변환행렬 $T^{(4)}$ 를 통해서 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$\{X_{sj}\} = [T_{si}] \{X_s\} \quad (3)$$

이를 이용해 위치에너지를 표현하면 식 (4)와 같다. 이렇게 질점의 속도와 변위로 표현된 운동에너지와 위치에너지를 해밀턴 방정식⁽⁵⁾에 넣으면 식 (5)와 같이 셸과 몸체의 강체 운동방정식이 구해진다.

2.2 내부배관의 탄성체 운동방정식

몸체에서 압축된 냉매를 셸 바깥과 연결 시켜주는 내부배관의 경우 고유 진동수가 크게 높지 않기 때문에 탄성체로 고려했다. 따라서 1차원 보(beam)⁽⁶⁾로 모델링을 했다.

보의 로컬좌표계를 Fig.2와 같이 정의했을 때 총 12개의 자유도를 가지게 되고 보의 변위를 각 자유도와 형상함수를 통해 표현할 수 있다.

축 방향의 변위를 다음과 같이 양 끝의 x 방향 변위와 형상함수로 표현할 수 있다.

$$u(t) = N_1(\xi)u_1(t) + N_2(\xi)u_2(t) \quad (6)$$

비틀림각 변위는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\theta_x(t) = N_1(\xi)\theta_{x1}(t) + N_2(\xi)\theta_{x2}(t) \quad (7)$$

축 방향 변위와 비틀림각 변위에 쓰이는 형상함수는 동일한 형상함수로 다음과 같다.

$$N_1 = \frac{1-\xi}{2}, N_2 = \frac{1+\xi}{2} \tag{8}$$

굽힘의 경우 y방향과 z방향에 있으며 다음과 같이 표현된다.

$$v(t) = N_3(\xi)v_1(t) + N_4(\xi)\theta_{z1}(t) + N_5(\xi)v_2(t) + N_6(\xi)\theta_{z2}(t) \tag{9}$$

이 때의 형상함수는 식 (10)과 같다.

$$N_3 = \frac{1}{4}(2 - 3\xi + \xi^3), N_4 = \frac{1}{4}(1 - \xi - \xi^2 + \xi^3) \\ N_5 = \frac{1}{4}(2 + 3\xi - \xi^3), N_6 = \frac{1}{4}(-1 - \xi + \xi^2 + \xi^3) \tag{10}$$

이렇게 표현된 변위를 통해서 운동에너지와 위치에너지 식을 세우면 다음과 같은 관계에 의해 보 요소의 질량행렬 $[m]_e$ 과 강성행렬 $[k]_e$ 를 구할 수 있다.

$$T_e = \frac{1}{2} \{ \dot{u} \}_e^T [m]_e \{ \dot{u} \}_e, U_e = \frac{1}{2} \{ u \}_e^T [k]_e \{ u \}_e \tag{11}$$

보 요소의 $[m]_e$ 과 $[k]_e$ 를 글로벌 좌표계로의 변환 후 어셈블리를 거쳐 루프파이프의 글로벌좌표계에서의 질량행렬과 강성행렬을 구할 수 있다. 이때 탄성체 내부배관의 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M] \{ \ddot{X}_{lp}(t) \} + [K] \{ X_{lp}(t) \} = F(t) \tag{12}$$

여기서 $\{ X_{lp}(t) \}$ 는 노드 당 6자유도를 갖는 내부배관의 변위벡터이다.

2.3 압축기와 배관의 결합

내부배관의 양 끝단은 각각 몸체와 셸에 연결되어 있다. 따라서 다음처럼 내부배관의 자유도를 각 연결점과 내부배관만의 자유도로 분리해서 운동에너지를 표현 할 수 있다.

$$K.E = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} X_{bp} \\ X_{sp} \\ X_{lp} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{bp} \\ X_{sp} \\ X_{lp} \end{bmatrix} \tag{13}$$

여기서 각 연결점의 변위를 다음과 같이 질점의 변

위로 표현 할 수 있다.

$$X_{bp} = T_{bp} X_b, X_{sp} = T_{sp} X_s \tag{14}$$

이를 이용하면 다음과 같이 운동에너지를 몸체와 셸의 질점의 변위를 포함해서 표현할 수 있다.

$$K.E = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{X}_b \\ \dot{X}_s \\ \dot{X}_{lp} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} T_b^T M_{11} T_b & T_b^T M_{12} T_s & T_b^T M_{13} \\ T_s^T M_{21} T_b & T_s^T M_{22} T_s & T_s^T M_{23} \\ M_{31} T_b & M_{32} T_s & M_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_b \\ \dot{X}_s \\ \dot{X}_{lp} \end{bmatrix} \tag{15}$$

이와 같은 방법으로 위치에너지도 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P.E = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} X_b \\ X_s \\ X_{lp} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} T_b^T M_{11} T_b & T_b^T M_{12} T_s & T_b^T M_{13} \\ T_s^T M_{21} T_b & T_s^T M_{22} T_s & T_s^T M_{23} \\ M_{31} T_b & M_{32} T_s & M_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_b \\ X_s \\ X_{lp} \end{bmatrix} \tag{16}$$

이를 통해 앞에서 구한 강체 몸체, 셸 운동에너지 식과 합치면 다음과 같이 질량행렬을 구할 수 있다.

$$M = \begin{bmatrix} M_b + T_b^T M_{11} T_b & T_b^T M_{12} T_s & T_b^T M_{13} \\ T_s^T M_{21} T_b & M_s + T_s^T M_{22} T_s & T_s^T M_{23} \\ M_{31} T_b & M_{32} T_s & M_{33} \end{bmatrix} \tag{17}$$

같은 방법으로 전체 압축기의 강성행렬도 구할 수 있다.

2.4 주파수 응답

앞의 과정을 통해 압축기 전체 모델의 운동방정식을 다음과 같이 구했다.

$$[M] \{ \ddot{X}(t) \} + [K] \{ X(t) \} = \{ F(t) \} \tag{18}$$

가진력이 기구부에서 발생하기 때문에 조화가진 이고, 이에 따라 응답도 다음과 같이 조화응답으로 표현할 수 있다.

$$\{X(t)\} = \{X\}e^{j\omega t} \tag{19}$$

여기서 w 는 가진주파수이고, 가속도와 변위사이에 는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\ddot{X}(t) = -\omega^2 X(t) \tag{20}$$

이를 통해 운동방정식 이 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\} = \{F\} \tag{21}$$

따라서 응답은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\{X\} = (-\omega^2[M] + [K])^{-1}\{F\} \tag{22}$$

3. 내부배관의 응력

내부배관의 응력은 앞에서 구한 주파수 응답으로 부터 구해진다.

내부배관의 단면은 Fig. 3과 같은 실린더 모양이다. 이 때 단면에서의 y 축과 z 축은 보의 방향벡터에 따 라 정의가 되고, 단면상의 y 와 z 좌표에서의 응력 (stress)와 변형률(strain)을 계산 할 수 있다. 1차원 보의 변형률은 다음과 같다.

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} - y \frac{\partial \theta_z}{\partial x} + z \frac{\partial \theta_y}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial x} - y \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \tag{23}$$

내부배관을 1차원 보로 모델링 할 때 형상함수와

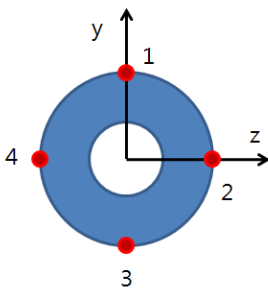


Fig. 3 Cross section of loop-pipe

노드의 변위를 통해 보의 변위를 표현했었다. 그 식 을 이용하면 다음과 같이 형상함수의 미분과 양 끝 노드의 변위를 통해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\epsilon_x = \frac{1}{a} [\dot{N}_1 \ \dot{N}_2] \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} - \frac{y}{a^2} [\ddot{N}_3 \ a\ddot{N}_4 \ \ddot{N}_5 \ a\ddot{N}_6] \begin{bmatrix} v_1 \\ \theta_{z1} \\ v_2 \\ \theta_{z2} \end{bmatrix} - \frac{z}{a^2} [\ddot{N}_3 \ -a\ddot{N}_4 \ \ddot{N}_5 \ -a\ddot{N}_6] \begin{bmatrix} w_1 \\ \theta_{y1} \\ w_2 \\ \theta_{y2} \end{bmatrix} \tag{24}$$

그리고 응력과 변형률의 관계식에 의해 내부배관 의 응력이 구해진다.

$$\sigma_x = E\epsilon_x \tag{25}$$

4. 유전자 알고리즘

내부배관들이 서로 간섭을 일으키지 않으면서 배 관의 응력을 최소화하기 위한 3차원 형상의 최적설 계를 수행하였다. 배관의 유한요소의 형상을 분류하 여 절점좌표를 형상변경을 위한 설계변수로 선정하 였다. 목적함수의 절점좌표들의 변화에 대한 감도의 계산은 상당히 비효율적이다. 따라서 감도계산을 필 요로 하지 않고 전 영역 최소화에 적합한 유전자 알 고리즘⁽⁷⁾을 사용하였다.

유전자 알고리즘은 먼저 변수를 이진수화(유전자 화)를 해서 하나의 유전자로 만들어 낸다. 이 유전 자들이 모여서 한 세대를 이루며, 한 세대가 다음세 대로 넘어갈 때 우월한 개체는 유지시킨다. 이 과정 이 선택이다. 선택이 되고 난 후 다른 개체들은 서 로의 유전자(이진수 정보)를 교차시키며 새로운 개 체를 만들어 내는 교배까지 되고나면, 임의의 개체 를 선택하여 유전자의 데이터를 임의로 바꾸는 돌연 변이 과정을 수행한다. 그러면 다음세대를 이루는 개체들이 완성되어 세대교체가 된다. 이러한 과정을 통해 우월한 개체들만이 살아남으면서, 최적화가 진 행 된다.

4.1 변수선정

최적화 과정을 통해 내부배관의 형상을 변화시

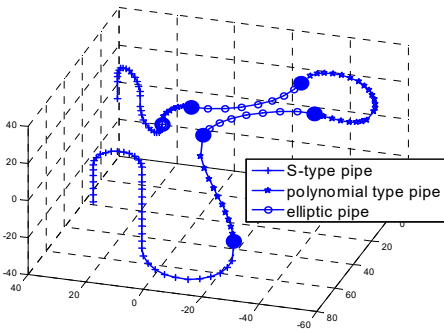


Fig. 4 Original shape of loop-pipe

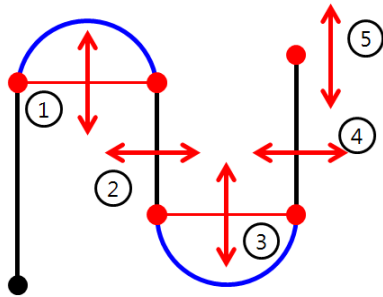


Fig. 5 Shape variables for S-type pipe



Fig. 6 Shape variables for elliptic pipe

키기 위해서는 변수 선정이 되어야 한다. 기존 내부 배관에 대한 유한요소 모델의 절점좌표를 변수로 선정하였다. 기존 내부배관의 형상특성을 Fig. 4와 같이 7개의 종류로 나누었다. 2개의 구간은 x - y 평면에 수직인 평면에 존재하는 S자 형태이며, 2개의 구간은 x - y 평면에 평행한 평면에 존재하는 1/4타원의 형태이다. 남은 3개의 구간은 2차 다항식으로 표현되는 곡면으로 가정하였다. 굽은 점의 위치가 각 구간의 경계점 이다.

x - y 평면과 수직인 평면에 존재하는 S자 배관의 경우 Fig. 5와 같이 직선 배관의 길이와 반원의 지름을 변수로, 총 5개의 변수를 선정하였다.

x - y 평면과 평행한 평면에 존재하는 내부배관의 경우 1/4타원을 이용하면 양 끝점의 좌표만으로 표현이

가능하고 기존의 형상도 잘 표현이 되기에 Fig. 6과 같이 양 끝점의 x , y 좌표 총 4개의 변수가 선정되었다.

이러한 구간들 사이에 존재하는 3구간의 내부배관의 경우 앞의 4구간에서 결정된 끝점을 통해 2차 다항식으로 표현을 했고, 따라서 최적화 과정에는 총 18개의 설계 변수가 선정되어 사용되었다.

4.2 목적함수

이 연구에서는 내부배관의 응력을 최소화 하는 것이 목적이다. 응력은 보의 단면에서 선택하는 점에 따라 결과가 다르지만, 굽힘의 효과를 가장 크게 받는 가장자리 부분이 응력이 가장 크게 발생한다.

Fig. 3에서처럼 y - z 단면상에서 4점을 선정했고, 내부배관의 응력은 요소마다 4점씩 계산되었다. 그리고 최소화하기 위한 목적함수는 계산 된 모든 내부배관의 응력 중 최댓값으로 선정하였다.

$$\text{Minimize } F(X)$$

$$F(X) = \text{Max}(\sigma_{x,ij}(X))$$

(26)

여기서 X 는 앞에서 정한 18개의 형상설계변수를 의미하고, i 는 요소의 번호를, j 는 Fig. 3에 나타난 4곳의 번호를 의미한다.

4.3 제약함수

이 연구에서 최적화 과정 중에 사용된 제약함수는 총 2가지이다.

먼저 내부배관의 형상을 최적화 하는 중 내부배관과 몸체 또는 셸이 서로 간섭이 생길 가능성이 있다. 수치상의 모델에서는 아무런 문제가 없지만, 실제로는 비현실적인 모델이 되기 때문에 이러한 내부배관을 만드는 경우의 수는 제거할 필요가 있다. 따라서 공간적인 제약함수가 사용되었다. 변수의 범위 선정에 따라 간섭을 피할 수 있는 경우의 수들은 변수의 범위를 제한하면서 제약을 가했다.

Fig. 7과 같은 부분에 대해서는 변수범위 만으로 는 제약조건을 가하지 못했다. 따라서 간섭이 발생할 수 있는 부분을 등가 원으로 가정하고 생성된 내부배관의 좌표와의 거리를 제약함수로 선정했다.

$$\begin{aligned} (x-x_1)^2+(y-y_1)^2 &> r_1^2 \\ (x-x_2)^2+(y-y_2)^2 &> r_2^2 \end{aligned}$$

(27)

여기서 x, y 는 배관의 좌표이고, $(x_1, y_1), (x_2, y_2)$ 는 등가 원의 중심좌표이다. 이 사이의 거리가 등가원의 반지름인 r_1, r_2 보다 커야한다.

두 번째 제약함수의 경우 셸의 가속도에 관한 것이다. 내부배관은 몸체와 셸을 연결시키고 있는 만큼, 내부배관의 형상에 따라 셸의 가속도응답에 영향을 준다. 따라서 최적화가 진행됨에 따라서, 기존의 셸의 가속도응답보다 커지지 않도록 제약함수를 만들었다. 가속도 응답의 기준은 셸의 질점으로 하였으며, 3개의 병진방향의 가속도의 RMS값이 기존의 값 보다 증가하지 않도록 다음과 같이 제약함수를 선정하였다.

$$\sqrt{X_{s0,x}^2 + X_{s0,y}^2 + X_{s0,z}^2} > \sqrt{X_{s,x}^2 + X_{s,y}^2 + X_{s,z}^2} \quad (28)$$

4.4 최적화 결과

이 연구에서는 MATLAB의 optimization tool을 이용해 최적화를 진행하였다. 내부배관의 재질은 황동이며 물성치는 Table 1과 같다. σ_w 는 허용응력을 나타낸다. 총 127개의 보 요소로 만들어졌으며, 128개의 노드를 가지고 있다.

최적화 전/후의 내부배관의 형상은 Fig. 8과 같이 변화였다. 최적화 전 기본 내부배관의 최대 응력값은 47 Mpa, 셸 질점의 가속도의 RMS값은 1.2338 m/s^2 이다. 최적화를 통해 내부배관의 최대 응력값은 13 Mpa로, 셸 질점의 가속도 RMS값은 0.6244 m/s^2 로 감소하였다. 최적화 전과 후의 응력결과는 모두 허용응력 안에 들어온 것을 알 수 있다. 최적화 전후의 내부배관의 변위와 응력 값을 비교하면 Figs. 9, 10과 같다.

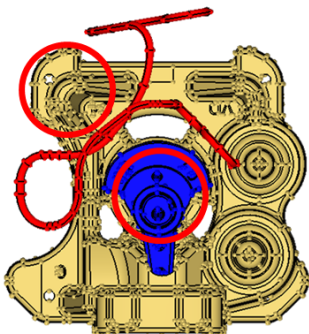
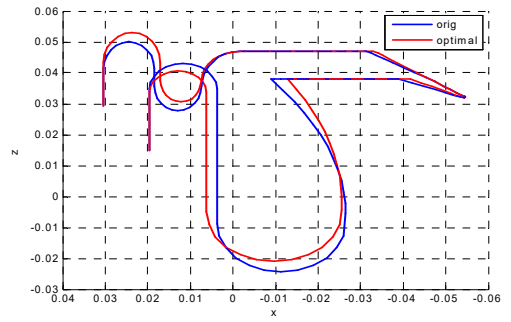
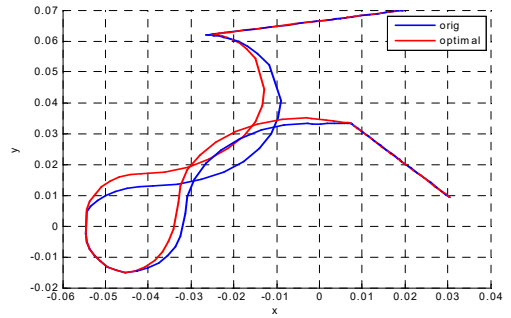


Fig. 7 Spatial constrain of loop-pipe



(a) x-z plane



(b) x-y plane

Fig. 8 Comparison of shape of loop-pipe

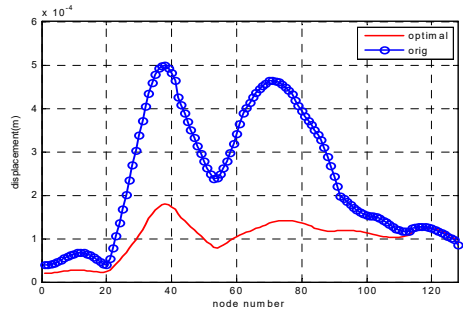


Fig. 9 Comparison of displacements of loop-pipe

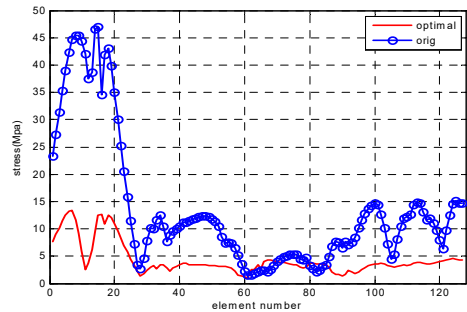


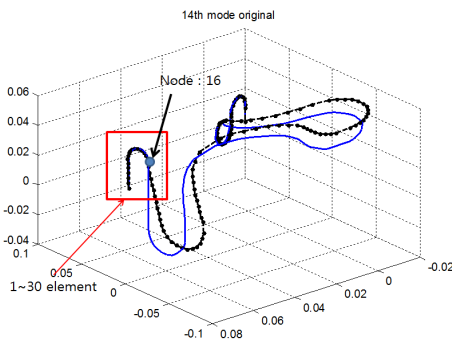
Fig. 10 Comparison of stresses of loop-pipe

Table 1 Properties of loop-pipe

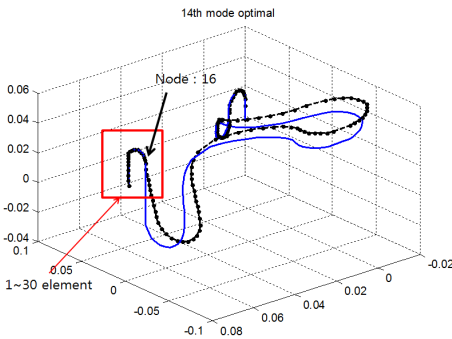
E	ν	ρ	σ_w
202 GPa	0.3	7850 kg/m ³	350 MPa

Table 2 Natural frequency of loop-pipe

Order	Original	Optimal
⋮	⋮	⋮
11	42.98 Hz	43.17 Hz
12	44.09 Hz	45.57 Hz
13	46.61 Hz	51.77 Hz
14	51.21 Hz	58.38 Hz
⋮	⋮	⋮
20	346.73 Hz	357.31 Hz



(a) Original shape of pipe



(b) Optimized shape of pipe

Fig. 11 Comparison of 14th mode shape

최적화를 통해 내부배관의 변위와 응력 모두 전체적으로 감소한 것을 확인할 수 있다. 응력이 감소한 원인을 찾아보기 위해 고유치해석을 했다. 최적화 전/후 내부배관의 고유 진동수는 Table 2와 같다.

압축기의 작동주파수가 50 Hz이므로 12차에서 14차 모드의 영향이 가장 크다고 볼 수 있다. 내부배

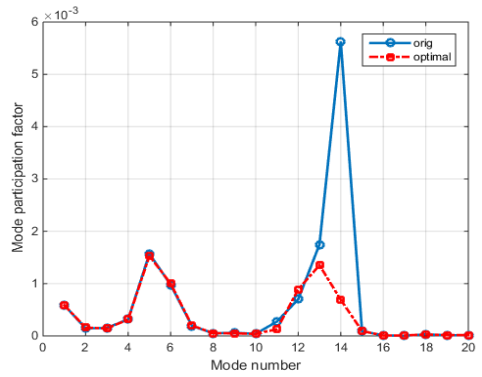


Fig. 12 Comparison of mode participation factor

관의 설계변경 전과 후의 14차 모드형상을 Fig. 11에 나타냈으며 사각형 안의 부분이 응력이 가장 크게 나오는 16번대 근방의 파이프 이다. 다른 차수 또한, 설계변경 전과 후의 모드의 모양은 같다.

작동주파수가 50 Hz이므로 300 Hz 이상의 고주파의 영향은 작기 때문에 20차까지의 모드의 기여도를 확인해 보았고 Fig. 12와 같다. 모드기여도는 진동해석 결과를 모드의 조합을 통해 나타낸 것이다. 이러한 모드기여도를 통해 어떤 모드가 응답에 큰 영향을 주고 있는지 알 수 있다. 최적화 전의 경우 14차 모드의 기여도가 가장 높은 것을 알 수 있다.

최적화 후의 결과를 보면 이 14차 모드의 기여도가 크게 감소하여 13차 모드의 기여도보다 작아진 것을 알 수 있다. 앞서 확인했던 모드해석의 결과를 보면, 모드형상은 변하지 않는 반면 모드의 주파수는 보다 변수에 따라 민감하게 바뀌는 것을 알 수 있다. 이를 통해 모드의 변화보다는 주파수의 변화로 인해 기여도가 줄어들었고, 응답에 그 영향이 나타나는 것으로 보인다.

5. 결 론

이 연구에서는 압축기의 몸체와 셸을 강체로, 내부배관은 유한요소법을 이용하여 탄성체로 모델링하고 가진에 대한 응답을 구하는 프로그램을 개발하였다. 이 프로그램에 유전자 알고리즘을 이용해 압축기 내부배관의 응력을 최적화하는 형상을 구하였다. 최적화를 통해서 배관의 최대응력은 약 79%가 감소했으며, 제약조건으로 들어간 셸의 진동가속도 값도 약 49% 감소한 것을 확인할 수 있었다.

최적화 전/후의 고유 진동수와 고유모드를 비교했을 때, 기존 형상을 크게 벗어나지 않는 만큼 고유모드의 모양은 크게 변하지 않았다. 하지만 고유진동수의 변화에 따라 기존 응답에 큰 영향을 주는 고유모드가 작동주파수와 멀어지면서 기여도가 감소함에 따라 내부배관의 응력도 크게 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

References

- (1) Kim, T. J., 2001, Dynamic Behavior Analysis of a Reciprocating Compressor Body with Variable Rotating Speed, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11, No. 8, pp. 374~383.
- (2) Kim, T. J., 2002, Dynamic Behavior Analysis of Reciprocating Compressor Pistons, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 9, pp. 717~724.
- (3) Kim, T. J., 2011, Frictional Loss Analysis of a Reciprocating Compressor with Thrust Ball Bearing, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 2, pp. 101~108.
- (4) Jeon, S. H., Jeong, W. B., Won, S. G. and Lee, H. J., 2007, Design of Connecting Part of Linear Compressor to Reduce the Vibration level of 60 Hz, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 1360~1365.
- (5) Meirovitch, L., 1967, Analytical Methods in Vibration, Vol. 16. Macmillan, New York.
- (6) Petyt, M., 1990, Introduction to Finite Element Vibration Analysis, Cambridge University Press.
- (7) Jung, B. K., Cho, J. R. and Jeong, W. B., 2015, Sensor Placement Optimization for Structural Modal

Identification of Flexible Structures Using Genetic Algorithm, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 29, No. 7, pp. 2775~2783.



Yun-Gon Lee received B.S. degrees from in Pusan National University in 2015 and he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University. He especially is interested in Pipe & Compressors.



Byung-Kyoo Jung is received B.S. and M.S. degrees from Pusan National University in 2010 and 2012. He is Ph.D. student of the School of Mechanical Engineering in Pusan National University. His research interests are in the area of finite/boundary element analysis of noise and vibration and fluid-structure interactions.



Weui-Bong Jeong is received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustics-structure interactions.