

통계적 방법을 이용한 선박용 벨로우즈의 형상 최적 설계

김현수* · 김형준** · 김효겸** · 이재섭**

*동아대학교 기계공학부

**동아대학교 기계공학과 대학원

Shape Optimum Design of Ship's Bellows Using Statistical Method

HYUN-SU KIM*, HYOUNG-JUN KIM**, HYO-GYEUM KIM** AND JAE-SUB LEE**

*Department of Mechanical Engineering, DongA University, Busan, Korea

**Graduate School of Mechanical Engineering, DongA University, Busan, Korea

KEY WORDS: Design of experiment 실험계획법, Shape optimization 형상 최적화, ANOVA (Analysis of variance) 분산 분석, Bellows 벨로우즈, Design factor 설계 인자, Level 수준, Response surface method 반응표면법

ABSTRACT: Bellows are mechanical components which prevent the damage of system by absorption of the vibration and the displacement of axle and radial direction. Thermal piping system is expanded by the fluid of the high temperature from the heat engine inside. At this time, bellows prevent the damage of the piping due to the thermal expansion. Recently, design of bellows is required to fit some other operational environments which are not suggested in the E.J.M.A code book. And it is difficult to produce and maintain bellows of high temperature and high pressure because of its complicated shape and this causes the manufacturing cost to rise. The objective of this study is to determine optimum shape of bellows which can endure in the high temperature and high pressure. The maximum stress has an effect on the fatigue life of bellows, therefore it needs to be minimized. This study attempts to find a shape which minimizes the stress occurring in the bellows by the design of experiment. The model used in this study is not presented in the E.J.M.A code book, therefore, from the result of design of experiment we find the factors which give effects on the characteristic value and we presents the recession model using the RSM, which can predict the characteristic values depending on the change of factor values.

1. 서 론

벨로우즈(Bellows)는 축방향과 반경방향의 변위, 진동을 흡수하여 시스템의 파손을 방지하는 기계요소이다. 열기관 내부에서 시작된 고온의 유체가 유동하는 배관시스템은 온도에 의해 열팽창을 한다. 이때, 벨로우즈는 열 변형에 의해 발생하는 배관의 파손을 방지하는 역할을 한다.

벨로우즈는 형상자체의 특이성으로 인하여 큰 유연성을 가진다. 시스템에 대한 설치와 유지 및 보수가 쉽고 배관에 발생하는 변위와 진동을 흡수하여 상체시키기 때문에 열 발생장치가 사용되는 다양한 분야에서 사용이 가능하다. 때문에 배관시스템 설계 시, 열 및 고압에 의한 변형 방지와 배기계의 진동 흡수 등을 위해 자동차, 항공기, 선박, 대형 플랜트 등에서 널리 이용하고 있다.

벨로우즈는 형상에 따라 U형(U-type), Ω형(Ω-type), S형(S-type)으로 나뉜다. 겹수에 따라 한 겹(Single layer) 과 두 겹 이상(Multi layer)으로, 강화 링(Reinforced ring)의 유무에

따라 비강화 벨로우즈(Unreinforced bellows), 강화 벨로우즈(Reinforced bellows) 등으로 분류한다. 그 중에서도 U-type 벨로우즈는 뛰어난 신축성과 제작 및 여러 분야에 적용이 용이하여 가장 널리 쓰이고 있다.

벨로우즈에 대한 기존의 해석이론은 대부분 U형 벨로우즈를 다루고 있다. 이를 대상으로 하여 Clark(1964)는 접근법을 이용하여 근사하여 해를 구하였으며, Laupa and Weil(1962)는 에너지론으로 벨로우즈의 해를 구하였다. 또한, 기존의 벨로우즈에 관한 연구는 자동차용 벨로우즈에 관한 것이 대부분이었다. 고병갑과 박경진(1997)은 자동차 배기계의 벨로우즈에 관하여 연구하였고, 나완용 등(2004)은 자동차용 벨로우즈의 구조적 강도에 관하여 연구를 수행하였다. Lee et al.(1988)는 U-type 벨로우즈의 유한요소해석과 특정강성을 위한 형상최적설계에 대해 연구를 수행하였고, Radhakrishna and Kameswara(2004)는 벨로우즈의 동특성에 관해서 연구를 수행하였으며, Koh and Park(1997)는 벨로우즈의 단순화된 동특성에 관한 연구를 진행하였다. 이상의 연구 대부분이 자동차용 벨로우즈의 재료의 균열이나 피로파괴 (Zhu et al., 2006; Hasan et al., 2001), 그리고 동특성에 관한 것이다.

선박용 벨로우즈의 경우 거동이 단순하고, 외력은 축방향 변

교신저자 김형준: 부산광역시 사하구 하단2동 840번지

051-200-6988 hjmephi@donga.ac.kr

위, 내압과 내부 유체의 온도에 의한 변형 정도이므로 경험에 의한 설계와 E.J.M.A. 코드의 수식만으로 설계가 주로 이루어지고 있다. E.J.M.A. 코드는 수식을 단순화 시켜 벨로우즈 설계에 반영한다. 때문에 설계 시 상당한 유용성을 가진다. 그러나, 다양한 벨로우즈의 거동환경을 단순한 수식만으로 계산하는 것은 수식이 과도하게 설계되어있음을 의미한다. 실제로 E.J.M.A. 코드의 피로식은 원자력발전소 등의 배관시스템에 적용하여 안전성을 고려한 수식이므로 원자력발전소 이외의 시스템에 설치되는 벨로우즈에 있어서는 과잉설계의 경향이 발생한다고 보고되고 있다. 이러한 문제점을 보완하기 위해 사용 환경의 특성을 고려한 벨로우즈에 대하여 여러 연구가 이루어졌다.

최근에는 선박용 벨로우즈의 작동환경이 고온, 고압인 경우가 점차 늘고 있는 추세이므로 상황에 따라 정확한 설계가 요구된다. 기존의 고온, 고압용 벨로우즈는 형상이 복잡하여 제작이 힘들고 보수가 어려우며, 이는 제조원가 상승의 요인이 된다(Becht, 2000).

따라서, 본 연구에서는 고온, 고압의 환경에서 견딜 수 있는 벨로우즈의 형상을 결정하고자 한다. 벨로우즈의 수명에 영향을 미치는 특성치는 벨로우즈에 발생하는 최대응력이므로 벨로우즈의 체적을 최소화하면서 최대응력을 줄일 수 있는 방안을 찾고자하였다. 우선 실험계획법을 사용하여 최소한의 실험으로 벨로우즈에 발생하는 응력을 최소화하는 형상을 구하고자 하였다.

본 연구에 사용된 모델은 E.J.M.A. 코드에 설계 과정이 나와 있지 않은 내용이므로 실험계획법을 사용하여 얻어진 결과를 바탕으로 특성치에 영향을 미치는 인자를 파악한 후에 반응표면법을 사용하여 인자의 값이 변함에 따라 특성치의 변화를 예측할 수 있는 회귀모형을 제시하고자 한다.

2. 이론적 배경

2.1 E.J.M.A. 피로수명식

E.J.M.A code (Expansion joint manufacturers association (1998))에서는 벨로우즈에 발생하는 응력이 형상과 하중조건에 따른다는 것을 보이며 식 (1)은 벨로우즈의 피로수명식을 나타낸다. 벨로우즈의 피로수명 식을 분석해보면 벨로우즈의 수명은 벨로우즈에 발생하는 응력과 밀접한 관계가 있음을 알 수

있다. 또한, 응력 $S_3 \sim S_6$ 는 벨로우즈 형상과 밀접한 관계가 있으므로, 벨로우즈 수명에 영향을 미치는 인자는 형상과 발생 응력임을 알 수 있다.

벨로우즈의 피로수명 식은 다음과 같다.

$$N_c = \left(\frac{1.86 \times 10^6}{S_t - 54000} \right)^{3.4} \quad (1)$$

여기서,

$$S_t = 0.7(S_3 + S_4) + (S_5 + S_6)$$

: 벨로우즈에 발생하는 전체 응력

S_3 : 압력에 의한 자오선 방향의 응력

S_4 : 압력에 의한 자오선 방향의 굽힘응력

S_5 : 변위에 의한 벨로우즈 자오선 방향의 응력

S_6 : 변위에 의한 벨로우즈 자오선 방향의 굽힘응력

벨로우즈의 형상을 결정하는 인자는 여러 가지가 있으나 Fig. 1에서 보듯이 벨로우즈의 두께 t , 첫 산의 높이 $H1$, 산과 골의 반지름 Rm , 벨로우즈의 첫 산과 가운데 산과의 각도 A 를 설계변수로 선택하였다.

2.2 실험계획법

고전적인 방법의 최적설계에서의 최적점은 때때로 제조를 고려하지 않은 이상치를 가지는 경우가 종종 발생한다. 이러한 단점을 보완하고자 최근에는 설계자가 제조를 고려하여 설계 변수의 값을 직접 변경시킬 수 있는 실험계획법이 널리 사용되고 있다.

실험계획법(박성현, 1995)이란 주어진 실험에 대한 실험방법을 의미하는 것으로, 어떠한 통계적 방법으로 데이터를 분석하면 최소의 실험횟수에서 최대의 정보를 얻을 수 있는가를 계획하는 것이다. 우선 실험에서 얻고자하는 특성치(Response)를 선택하고, 특성치에 영향을 미치는 인자(Factor)를 선택한 다음, 각각의 인자의 수준(Level)을 선택한다. 직교배열표를 사용하여 실험을 행한 후 데이터의 분석방법은 분산분석, 상관분석, 회귀분석 등이 있다. 본 연구에서는 여러 인자들의 특성치에 미치는 영향정도를 분석하는데 분산분석을 사용하였다. 분산분석을 사용하여 최적의 조건을 구할 수도 있으나, 다음의 반응표면법을 사용하여, 반응회귀 모델을 구하기 위하여 실험계획법으로는 인자와 특성치 사이의 관계 규명과 교호작용의 유의성에 관하여 알아보았다.

2.3 반응표면법

반응표면법(박성현, 1995; 염기선 등, 2001)은 관심있는 반응치가 여러 설계변수들에 의해 영향을 받을 때 설계변수에 대하여 반응표면을 근사 모델링하고 해석하기 위한 유용한 통계적 기술들의 집합을 말한다.

반응표면법의 종류로는 2^k요인 배치법, 심플렉스 계획법, 중심합성계획법, Box-Benken 법 등이 있으나, 본 연구에서는 중심합성계획법을 사용하였다.

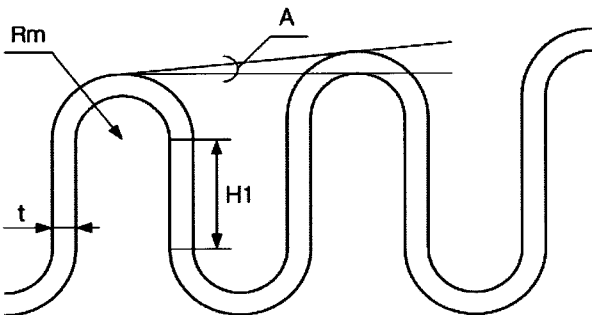


Fig. 1 Design variables of bellows

중심합성계획법이란 적은 횟수의 실험으로 변수의 수준 변화에 따라서 발생하는 반응량의 곡면적인 변화를 감지하여 2차 회귀모형에서 제곱항의 계수 등을 추정하고자 할 때 사용된다. 중심점과 축점을 2⁴요인실험에 추가시킨 실험계획법이다.

3. 실험계획법에 의한 해석

3.1 해석모델

앞서 언급한 바와 같이 벨로우즈의 성능에 영향을 미치는 인자 중에서 형상에 직접적으로 영향을 미치는 4개의 인자를 설계변수로 선택하였다. Table 1에서는 4개의 설계변수를 포함하는 벨로우즈의 형상에 관하여 나타내었다.

선박용 벨로우즈의 재질은 부식을 방지하기 위하여 SUS 계열을 많이 사용하며, 본 연구에 사용된 재질은 SUS304 이다.

경계조건과 하중조건은 Table 2와 Fig. 2에서 보는 바와 같다. 내압은 0.5MPa 이고, 내부에는 200 °C의 고온의 증기가 흐르고 있으며, 벨로우즈의 왼쪽 부분을 완전 고정 시키고 오른쪽 부분에 축 방향으로 압축 변위 25mm, 축직각 방향으로 2mm의 변위를 가하였다.

Table 1 Specification of bellows

Design parameters	Unit	Value
Diameter of bellows (in/out)	mm	300/325
<i>t</i> (Thickness of bellows)	mm	1.0
<i>t_c</i> (Thickness of pipe)	mm	12.5
<i>H1</i> (Height of bellows 1st convolution)	mm	6.25
<i>Rm</i> (Mean radius of convolution)	mm	6.25
<i>A</i> (Angle of 1st convolution and middle convolution height)	°	0
<i>Lt</i> (Welded part of pipe and bellows)	mm	20

Table 2 Boundary and load conditions

Conditions	Unit	Value
Design pressure	MPa	0.5
Inner temperature	°C	200
Axial deflection (compression)	mm	25
Lateral deflection (+Y direction)	mm	2
Left part of bellows		Fix

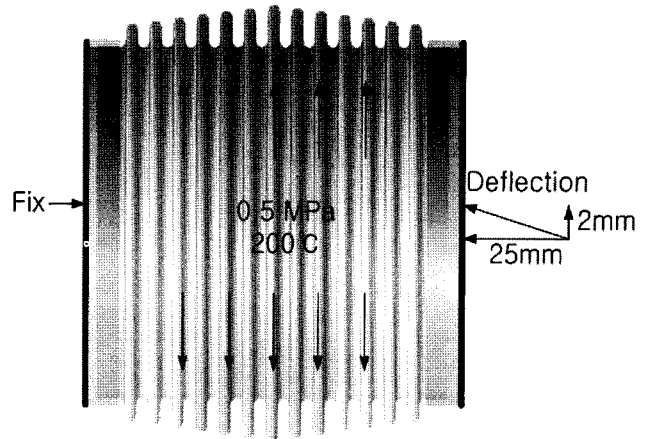


Fig. 2 Boundary and load conditions model for analysis

Table 3 Factor and levels used in analysis

Factor	Level		
	0	1	2
<i>t</i>	0.6	0.8	1.0
<i>H1</i>	10	12.5	15
<i>Rm</i>	4.25	6.25	8.25
<i>A</i>	6	8	10

3.2 인자 및 수준의 선정

해석에 사용할 직교배열표는 인자 간의 교호작용도 고려할 수 있는 완전요인배치법(Full factorial design)으로 실시하였다. 인자는 Table 3에서처럼 4개를 선정하였고, 인자의 수준은 곡률효과를 고려하여 3수준으로 선정하였다. 따라서, 해석에는 L₈₁의 직교배열표를 사용하였다.

3.3 결과 및 분석

81회의 해석결과 취득한 데이터를 분산분석(이종선, 2007) 한 결과 Table 4와 같은 결과를 얻었다. 분산분석은 95%의 신뢰구간을 가지도록 하였다.

분석 결과, 4개의 주 인자는 모두 유의한 것으로 나타났다. 대부분의 경우에 있어서 설계 인자의 개수가 증가할수록 고차의 교호작용은 오차항으로 취급하여 풀링시키나, 최초의 분석에서 가능한 많은 데이터를 얻고자 하여 4차항만을 제외하고는 모두 고려하였다.

그 결과 고차항인 3차의 교호작용은 *t * H1 * Rm*을 제외한 나머지는 모두 유의하지 않았으므로 오차 항으로 풀링시켰다. 결과는 Table 5에 나타내었다. Table 4와 Table 5를 비교한 결과를 보면 Table 4에서 오차항으로 판별할 수 있었던 *H1 * A* 과 *A * Rm* 은 고차항의 풀링 후에 Table 5에서 보듯이 유의함을 알 수 있다. 각 인자들의 분산 값은 오차항을 풀링시킨 이후에도 변화가 없었으므로 분산분석한 결과가 직교성을 유지하고 있음을 알 수 있다.

Table 4 Initial analysis of variance of von-Mises stress

Design variables	DOF	S	V	F	P
<i>t</i>	2	207234	103617	756.77	0.000
<i>H1</i>	2	213798	106899	780.75	0.000
<i>A</i>	2	343138	171569	1253.06	0.000
<i>Rm</i>	2	1087131	543566	3969.97	0.000
<i>t * H1</i>	4	7082	1771	12.93	0.000
<i>t * A</i>	4	2513	628	4.59	0.012
<i>t * Rm</i>	4	106033	26508	193.6	0.000
<i>H1 * A</i>	4	2823	706	5.16	0.007
<i>H1 * Rm</i>	4	49958	12490	91.22	0.000
<i>A * Rm</i>	4	2986	746	5.45	0.006
<i>t * H1 * A</i>	8	334	42	0.3	0.953
<i>t * H1 * Rm</i>	8	6878	860	6.28	0.001
<i>t * A * Rm</i>	8	2471	309	2.26	0.079
<i>H1 * A * Rm</i>	8	253	32	0.23	0.979
<i>e</i>	16	2191	137		
<i>T</i>	80				

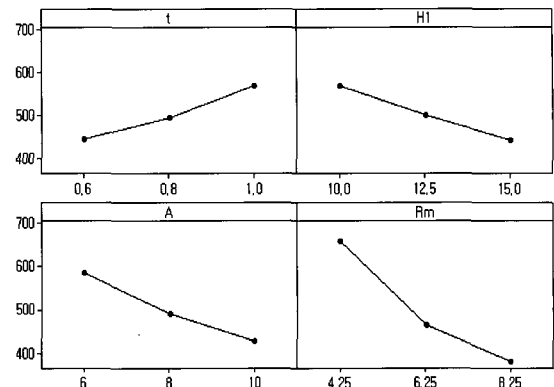


Fig. 3 Main effect plot of maximum stress for each factor

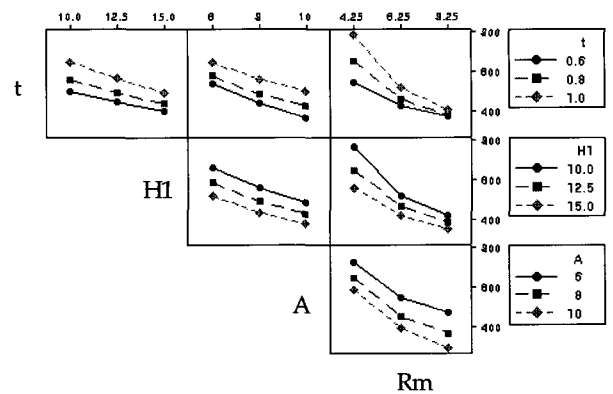


Fig. 4 Interaction effect plot of maximum stress for each factor

Table 5 Edited analysis of variance of Von-Mises stress

Design variables	DOF	S	V	F	P
<i>t</i>	2	207234	103617	789.67	0.000
<i>H1</i>	2	213798	106899	814.68	0.000
<i>A</i>	2	343138	171569	1307.53	0.000
<i>Rm</i>	2	1087131	543566	4142.52	0.000
<i>t * H1</i>	4	7082	1771	13.49	0.000
<i>t * A</i>	4	2513	628	4.79	0.003
<i>t * Rm</i>	4	106033	26508	202.02	0.000
<i>H1 * A</i>	4	2823	706	5.38	0.001
<i>H1 * Rm</i>	4	49958	12490	95.18	0.000
<i>A * Rm</i>	4	2986	746	5.69	0.001
<i>t * H1 * Rm</i>	8	6878	860	6.55	0.000
<i>e</i>	40	5249	131		
<i>T</i>	80	2034823			

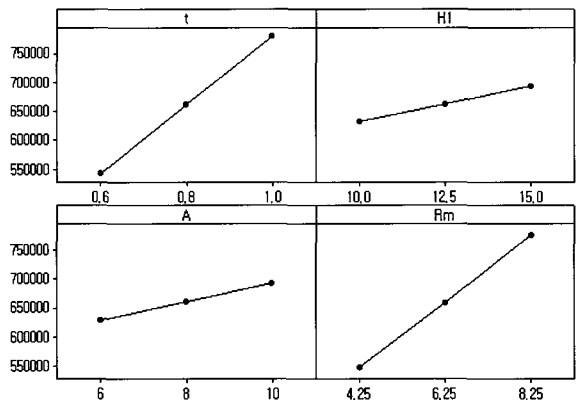


Fig. 5 Main effect plot of volume for each factor

Fig. 3 과 Fig. 4 에서는 최대응력과 주인자들간의 주효과 교호작용에 관한 그래프를 나타내었다. 주인자는 두께 *t*의 경우는 수준이 낮아질수록 최대응력이 감소함을 알 수 있었다.

나머지 3개의 인자는 수준이 커질수록 최대응력이 감소하였다. 교호작용의 경우도 *Rm*과 관계된 항을 제외하고는 거의 평행함을 알 수 있었다. 또한, 4개의 인자 모두가 보고자하는 특성치에 영향을 미치고 있고, 영향의 크기 또한 Fig. 3 에서 보듯이 고르게 분포함을 알 수 있었다.

Fig. 5 에서는 Volume에 대한 주인자들의 효과를 도시하였다. 두께 *t*와 *Rm*의 영향이 가장 큰 것을 볼 수 있었다. 따라서, 최대응력과 Volume을 동시에 감소시키는 인자인 두께 *t*는 제작

Table 6 Factors and levels used in response surface method

Factor	Level	
	-1	+1
<i>H1</i>	10	12.5
<i>Rm</i>	5	7
<i>A</i>	4	6

가능한 치수 중에서 가장 작은 크기인 0.6으로 고정하여 반응 표면법에서 사용하고자 한다.

4. 반응표면법에 의한 해석

4.1 인자 및 수준의 선정

반응표면법에 사용할 모델은 Table 6에서 나타내었다. 해석에 사용될 인자가 3개로 감소하였는데, 두께 *t*는 앞선 실험계획법을 사용한 연구에서 Stress와 Volume에서 모두 낮아질수록 좋아짐이 명백하므로 제조 가능한 최소한의 두께인 0.6의 값을 선택하였다. 따라서, 반응표면모델에서는 두께 *t*는 인자에서 제외하였다.

4.2 반응표면을 이용한 최적화

본 연구의 목적은 고온, 고압용 벨로우즈의 설계 수명을 증가시키고, 제조원가와 직결되는 재료의 체적을 감소시키는 것이다. 체적은 $4.5e6 \text{ mm}^3$ 을 기준으로 하여 최소화 하여야한다. 목적함수는 벨로우즈 체적의 최소화로 하였고, 제약함수로는 항복강도인 750MPa 이내로 들어오도록 하였다.

Object function : Minimize volume

Subject to : $\sigma_{\max} \leq 750\text{MPa}$

반응표면법을 사용하여 최적화하는 과정을 Fig. 6에 도시하였다. 반응표면법은 인자와 수준의 선정에 따라 특성치의 값의 변동이 심하므로 앞선 실험계획법에서 구한 데이터를 바탕으로 인자와 수준을 재 선택하여 최적화를 수행하였다.

4.3 해석결과

반응표면법을 사용한 결과 얻어진 반응회귀 모형식은 식 (2)와 같다. 아래의 식에서 특성치에 영향을 미치는 인자는 3개의 주 인자와 주 인자의 제곱항 임을 알 수 있다. 또한, 주 인자의 1차 항은 모두 (-)부호를 가짐으로서 값이 커질수록 특성치가 작아질 것으로 예상되나, 주 인자의 제곱항들은 특성치에 대하여 (+)부호를 나타내므로 이를 고려하여야 한다. 또한, 각 인자의 계수의 크기가 특별히 큰 항이 없으므로 3개의 인자가 고르게 특성치에 영향이 있음을 예측할 수 있다.

Fig. 7에서는 반응표면 그림을 나타내었다. 최대응력에 대해서 각 인자들의 수준이 작아질수록 최대응력 값이 증가함을 볼 수

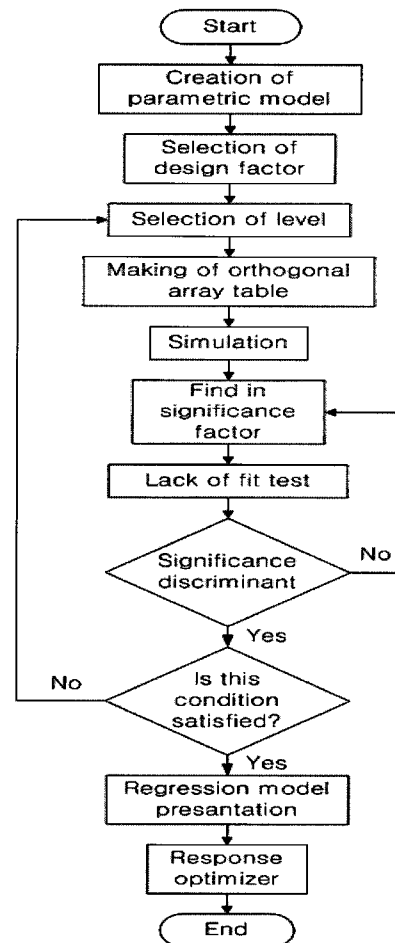


Fig. 6 Flow chart of optimum process

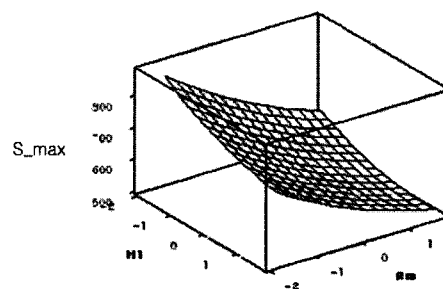


Fig. 7 Surface plot of maximum stress for each factor

있다. 인자가 3개이므로 반응표면은 3개가 그려지나, 3개의 인자가 특성치에 미치는 영향이 비슷하였고, 반응표면의 형상 또한 유사하여 하나의 경우를 선택하여 도시하였다.

$$Y = 3202.58 - 170H1 - 174Rm - 212.645A + 6.185H1^2 + 9.019Rm^2 + 13.539A^2 \quad (2)$$

반응회귀모형을 사용하여 조건을 만족하는 벨로우즈의 체적을 최소화하는 값을 구한 결과, *H1*이 10, *Rm*이 5, *A*가 6의 값을 가질 때, 체적은 $4.486e6 \text{ mm}^3$ 의 값을 얻었다.

5. 결 론

본 연구에서는 체적을 최소화 하면서 고온, 고압의 환경에서 견딜 수 있는 벨로우즈의 형상을 결정하고자 하였고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실험계획법을 사용하여 각각의 인자들이 특성치에 어떠한 영향을 미치는가를 확인하였다. 벨로우즈의 두께는 작을수록 응력과 체적을 모두 감소시켰으므로, 제조 가능한 가장 작은 두께인 0.6mm로 고정하였다.

(2) 실험계획의 해석결과 얻어진 데이터를 바탕으로 반응표면법을 사용하여 벨로우즈의 회귀모형을 제시하였고, 회귀모형을 사용하여 체적을 최소화하며 제한조건을 만족하는 최적의 설계점을 구하였다.

(3) 기존의 벨로우즈는 E.J.M.A. 코드의 수식을 바탕으로 제품의 수명을 예측할 수 있으나, 본 연구의 모델은 수식으로 수명을 예측할 수 없으므로, 향후 수명을 예측할 수 있는 응력측정이나 피로시험 등이 필요할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- 고병갑, 박경진 (1997). "상하향식 설계법을 이용한 자동차 배기시스템의 설계", 한국자동차공학회논문집, 제5권, 제6호, pp 13-27.
- 나완용, 김미수, 오용석 (2004). "자동차용 벨로우즈의 구조 해석에 관한 연구", 한국공작기계학회논문집, 제13권, 제6호, pp 102-106.
- 박성현 (1995). 현대실험계획법, 2nd ed, 민영사, 서울.
- 염기선, 허재선, 곽병만 (2001). "반응표면법을 이용한 구조물 최적설계 프로그램의 개발", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp 580-585.
- 이종선 (2007). MINITAB R14 for DOE, 이레테크, 서울.
- Clark, R.A. (1964). "Asymptotic solutions of Elastic Shell Problem, Asymptotic Solution of Differential Equations and Their Applications", Jhon Willey and Sons, Inc.
- Expansion Joint Manufacturers Association (1998). Standard of the Expansion Joint Manufacturers Association, Inc.
- Koh, B.K. and Park, G.J. (1997). "Development of Finite Element Analysis Program and Simplified Formulas of Bellows and Shape Optimization", J. of the KSME, Vol 21, No 8, pp 1195-1208.
- Laupa, A. and Weil, N.A. (1962). "Analysis of U Shaped Expansion Joint", J. Appl. Mech., Vol 29, No 1, pp 115-123.
- Lee, W.I., Oh, J.E. and Kim, T.W. (1988). "A Study on the Dynamic Characteristics of Bellows", J. of the KSME, Vol 12, No 6, pp 1273-1281.
- Zhu Y.Z., Wang, H.F. and Sang, Z.F. (2006). "The Effect of Environmental Medium On Fatigue Life For U-Shaped Bellows Expansion Joints", International Journal of Fatigue, Vol 28, Issue 1, pp 28-32.
- Hasan S., George, G. and Khatak, H.S. (2001). "Failure Analysis of an AM 350 Steel Bellows", Engineering Failure Analysis, Vol 8, Issue 6, pp 571-576.
- Becht C. (2000). "Fatigue of Bellows, A New Design Approach", International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol 77, Issue 13, pp 843-850.
- Radhakrishna, M. and Kameswara., Rao, C. (2004). "Axial Vibrations Of U-Shaped Bellows With Elastically Restrained End Conditions", Thin-Walled Structures 42, pp 415-426.

2007년 7월 30일 원고 접수

2007년 9월 4일 최종 수정본 채택