

에너지 흡수요소로서의 주름관(bellows)의 최적설계에 관한 연구

김행겸, 김권희
공업설계연구실

Study on the Optimal Design of Bellows as an Energy Absorbing Element

Haeng Kyeom Kim and Kwon Hee Kim
Industrial Design Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Korea University

Abstract

Bellows are suggested as energy absorbing elements for automotive steering systems. A metallic bellows has nearly constant axial collapse load which is desirable as an energy absorbing element for a steering column. Axial collapsability and bending flexibility of bellows can be utilized to reduce upward tilting and backward displacement of steering columns in the early stage of high speed crash. Since bending flexibility of bellows has negative effects on the vibration characteristics of steering columns it is necessary to maximize the first natural frequency of a bellows while maintaining its plastic bending flexibility and axial collapse load. An effort is made to attain optimum design of bellows based upon the Taguchi method. A general guideline for design of bellows is suggested.

1. 서 론

금속계 주름관은 내압과 축방향 변형을 동시에 수용하기 위한 목적으로 여러 분야에서 사용되고 있으며 주름관의 변형특성과 설계기준에 관련된 많은 연구결과가 발표된 바 있다[1~4]. 주름관의 또 다른 응용 예로 승용차 조향축(steering column)을 들 수 있다. 조향축의 일부에 주름관을 장착하여 정면 충돌시 운전자의 운동에너지를 주름관의 축방향 압축을 통해 흡수하는 조향축의 설계는 잘 알려져 있다[5~7]. 소성변형(plastic deformation)에 의한 에너지 흡수요소로서의 주름관에 있어서 압축력(collapse load)은 중요한 설계 사양이 되며 자동차의 조향축이나 배기관 계통 등의 응용에 있어서는 고유진동수(natural frequency) 역시 주요 설계 사양이 된다[8~9]. 자동차용 조향축에 대한 응용에 있어서 주름관의 설계는 적절한 압축하중과 진동특성을 확보하는 것이 필요하다. 압축력과 진동특성에 관한 설계요구수준을 동시에 만족하는

주름관을 설계하기 위하여는 다양한 설계변수들의 최적 조합을 찾아내기 위하여 시행착오를 거치는 것이 보통이다.

본 연구에서는 주름관의 압축력과 진동특성에 대한 설계요구조건을 동시에 만족시키기 위해서 주름관의 형상을 결정하는 설계인자(design parameter)들에 대하여 다꾸찌 실험계획법(Taguchi method)[10~11]을 적용하기로 한다. 각 설계인자 별 주름관의 압축력과 진동특성에 대한 기여도(contribution) 또는 민감도(sensitivity)를 확인하여 최적설계를 도출하고 주름관의 압축력에 관한 기존의 연구결과와 비교해 보고자 한다.

2. 해석

2.1 주름관의 해석 모델

Figure 1 에 보인 주름관의 형상과 재질은 다음과 같은 인자들로 표현된다.

주름관의 평균 반경 (overall mean radius) : a

주름관의 굴 반경 (smooth meridians with circular arc radius) : b

주름관의 자오선 형상 각도 (the angle defining the shape of the meridional arcs) : α

주름관의 두께 (uniform thickness) : t

탄성 계수 (Young's modulus) : E

재료의 단축인장 항복 강도 (tensile-yield stress of material) : σ_y

주름관의 전체 길이는 일정하고 끝부분은 최소반경 $r_{\min} = 17 \text{ mm}$ 를 유지하며 소재의 특성은 주어졌 것으로 가정한다. 다꾸찌법을 이용한 주름관 단면형상의 최적설계를 위하여 Table 1 에 보인 $L8(2^7)$ 직교 배열표(standard orthogonal array) 를 선택하였다. 이 직교 배열표는 2개의 인자수준(parameter level)을 갖는 5개의 설계인자(design parameter)를 수용할 수 있다. Figure 2에 보인 선형그래프(linear graph)에 기초하여 형상 인자 b , α , t 를 $L8(2^7)$ 직교 배열표의 1, 2, 4 열(column)에 배치한 결과를 Table 2 에 수록하였다.

2.2 압축력 해석

2.2.1 유한요소해석

앞에서 결정한 설계인자 수준에 따라 8개의 주름관의 유한요소해석 모델을 구성하였다. 압축력의 해석 시간을 단축하기 위하여 Figure 3 에 보인 2개의 주름(corrugation)으로 구성된

단축모델을 사용하였다. 해석은 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 사용하였다. Figure 4 는 상기 직교배열표에 따라 정해진 8 개의 주름관에 대한 압축력 - 변위 관계를 보여주고 있다. 압축력은 초기에는 비교적 일정한 수준을 유지하다가 주름 사이에 접촉이 이루어지면 급격히 증가하게 된다.

직교 배열표(Table 3)에 수록된 압축력은 주름의 피치에 비례하는 압축 행정(collapse stroke)에 대한 평균치이다. 압축력에 대한 유한요소해석의 결과는 Calladine[12]의 이론 해석치와 잘 일치하고 있다(Figure 5 참조). 본 논문에서는 지면 관계상 Calladine의 해석 모델에 대한 논의를 생략하고자 한다.

2.2.2 인자 별 민감도 분석

주름관 압축력(collapse load)을 좌우하는 3 개의 주름관 단면 형상 인자별 민감도를 Figure 6 에, 교호작용(interaction)을 Figure 7 에 표시하였다. Figure 6 에서 압축력은 t 에 가장 민감하며 t 다음으로 a 와 b 에 의하여 좌우되는 것을 알 수 있다. 교호작용(interaction)의 효과는 상기 형상 인자들에 비하여 작은 편이며 특별한 인자가 배치되지 않은 제 7 열의 영향도 크지 않다. 제어인자(control parameter)인 b , a , t 사이의 교호작용(interaction)은 크지 않은 것으로 판단된다.

2.3 진동 특성 해석

2.3.1 유한요소해석(modal analysis)

Table 2 의 직교배열표에 기초를 두고 주름관의 전체길이를 일정하게 유지한 상태에서 유한요소해석 모델을 구성하다. 주름관 한 쪽 끝은 자유도를 모두 구속하였고 자유단으로 남겨두었다. ANSYS를 이용한 모드해석(modal analysis)의 결과를 Table 3 에 표시하였다. Figure 8 은 첫 번째 진동 모드의 일례를 나타내고 있다.

2.3.2 인자 별 민감도 분석

앞에서 구성한 직교배열표의 각 열에 배치된 인자별 민감도를 Figure 9 에, 교호작용(interaction)을 Figure 10 에 표시하였다. Figure 9 에서, 주름관 압축력의 경우와는 상이하게 a 의 영향이 가장 민감하게 나타나고 있다. 교호작용(interaction)과 제 7 열의 영향은 a 에 비하여 작다는 것을 알 수 있다. Figure 10 에서 형상 인자 b , a 와 t 사이의 교호작용(interaction)이 심하지 않은 것을 확인할 수 있다.

3. 결과 및 고찰

에너지 흡수 기구로서의 주름관은 압축력(collapse load)을 일정하게 유지해야 한다. 압축과정에서 α 는 일정하게 유지된다는 가정 하에서 Calladine [12]의 근사식으로부터 주름관의 압축력이 일정하게 유지되는 조건은 다음과 같이 얻어진다.

$$\sqrt{\frac{1}{x_c F}} \cdot t = \text{constant} \quad (1)$$

여기서 F 는 α 의 함수인 유연성 변수(flexibility factor)[13]이며 x_c 는 b 와 α 에 의하여 결정되는 형상인자이다(Figure 11 참조). 식 (1) 은 주름관의 압축력은 F 나 x_c 보다는 두께 t 에 가장 민감하게 좌우된다는 것을 나타내고 있으며 이는 Figure 6 의 결과와 일치한다. 주름관의 진동특성에 대하여는 α 의 영향이 지대하므로 요구되는 주름관의 진동특성을 얻기 위해서는 α 를 통하여 주름관의 형상을 조정(calibration)해야 한다는 것을 알 수 있다. 따라서 주름관에 요구되는 진동특성과 압축력은 α 와 t 를 조절하여 얻을 수 있음을 알 수 있다.

4. 결론

주름관의 압축력과 진동특성에 대한 각 설계인자의 영향을 유한요소 해석을 통하여 분석하였다. 분석결과는 다음과 같다. 즉 소재의 탄소성 변형 특성이 주어진 것으로 가정하는 경우

1. 주름관의 진동특성(1차 고유진동수)은 주름관의 자오선각 α 에 의하여 좌우된다.
2. 주름관의 압축력은 주름관의 두께 t 와 자오선각 α 에 의하여 좌우된다.

주름관의 진동특성에 대한 설계변수들의 기여도는 자오선각 α 가 가장 크고 다른 변수들은 상대적으로 미약하다(Figure 9 참조). 반면에 주름관의 압축력에 대한 기여도는 주름관의 두께 t 가 가장 크나 자오선각 α 의 기여도 역시 무시할 수 없다(Figure 6 참조). 따라서, 주름관의 설계 순서는 우선 진동특성을 고려하여 자오선각 α 를 결정하고 이후에 압축력을 고려하여 두께 t 를 결정하는 것이 합리적이라고 볼 수 있다. 주름관의 초기 압축력에 대한 유한요소해석의 결과는 Calladine의 근사 해석과 잘 일치하는 것이 확인되었다.

다꾸찌 실험계획법(Taguchi method)[10~11]을 이용한 강인설계(robust design)의 사례는 여러 분야에서 발표된 바 있다[14~16]. 설계자의 경험과 직관에 의존하는 종래의 1변수탐색법(one factor at a time)은 많은 시행착오를 필요로 하며 궁극적으로 최적설계에 도달한다는 보장이 없다. 다꾸찌 실험계획법에 근거한 유한요소해석을 통해 최소한의 노력으로 주름관을 구성하는 인자들의 설계 결과에 대한 민감도(sensitivity)를 확인하고 최적의 설계결과를 얻는 것이 가능함을 확인하였다.

참 고 문 헌

1. Robert K. Broyles, "EJMA Design Equations", ASME Developments in a Progressing Technology, PVP-Vol. 279, pp.43-50, 1994
2. W. J. Sutcliffe, "Application of shell equations to an unsymmetrically loaded corrugated shell of revolution", International Journal of Mechanics & Science, Pergamon Press, Vol. 14, pp.681-692, 1972
3. Byoung-Gab Ko, Gyung-Jin Park and Wan-Ik Lee, "Mechanical behavior of U-shaped bellows and shape optimal design multiple objective optimization method", KSME Journal, Vol. 9, No. 1, pp.91-101, 1995
4. 고병갑, 서용진 & 박경진, "U형 벨로우즈의 유한요소해석과 특정강성을 위한 형상최적설계", 한국자동차공학회논문집, Vol. 3, No. 6, pp.96-111, 1995
5. 은정표, 신창선 편역, "새시의 구조", 전국자동차정비전문학교 협회 /편, 동신 출판사, pp.204-207, 1992
6. D. Adams III and R. S. Cassle, "Chrysler energy absorbing anti-theft steering column", SAE Technical Paper, 700001, 1970
7. J. Forgione, "Verification testing of the 1970 anti-theft steering column", SAE Technical Paper, 700582, 1970
8. 이영신 & 윤기석, "벨로우즈의 고유진동수 해석 및 간편식 개발에 관한 연구", 한국자동차공학회 1994년도 춘계학술대회 논문집, pp.456-461, 1994
9. 고병갑, 이완익 & 박경진, "벨로우즈의 장착에 따른 자동차 배기계의 동특성 개선 및 벨로우즈의 최적위치 평가", 한국자동차공학회논문집, Vol. 2, no. 3, pp.21-32, 1994
10. Glen Stuart Peace, "Taguchi methods-A hands-on approach to quality engineering", Addison-Wesley, pp.236-249, 1993
11. William Y. Fowlkes and Clyde M. Creveling, "Engineering methods for robust product

- design using Taguchi methods in technology and product development", Addison-Wesley, pp.125-166, 1995
12. C. R. Calladine, "Flexibility of axially symmetric bellows under axial loading", International Journal of Mechanics & Science, Vol. 16, pp.843-853, 1974
 13. G. E. Findlay and J. Spence, "On the elastic flexibility of axially loaded omega and toroidal bellows", Nuclear Engineering and Design, Vol. 52, pp.83-89, 1979
 14. Rodney R. Hoffman, "Application of the Taguchi method in the mechanical design of a baseplate structure", ASME Manufacturing Science and Engineering, PED-Vol. 68-1, pp.103-120, 1994
 15. Resit Unal, Douglas O. Stanley, and C. Russ Joyner, "Propulsion system design optimization using the Taguchi method", IEEE Transactions on Engineering Management, Vol. 40, No. 3, 1993
 16. 박태원, 김상중 & 박찬중, "실험계획법을 이용한 현가장치의 요소설계", 한국자동차공학회 1994년도 추계학술대회, pp. 3-9, 1994

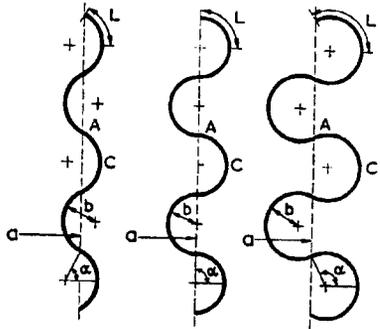


Figure 1. Meridional profiles made from circular arcs.
The mean radius of each bellows is a

Table 1. Standard $L_8(2^7)$ orthogonal array

Run number	Column						
	1	2	3	4	5	6	7
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2

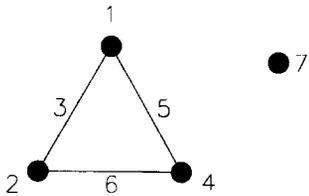


Figure 2. Linear Graph for $L_8(2^7)$

Table 2. $L_8(2^7)$ Orthogonal array used in optimization

run No.	b(mm)	α (°)	3	t(mm)	5	6	7
1	1	4.52	1	60	1	1	0.5
2	1	4.52	1	60	1	2	1
3	1	4.52	2	120	2	1	0.5
4	1	4.52	2	120	2	2	1
5	2	9.45	1	60	2	1	0.5
6	2	9.45	1	60	2	2	1
7	2	9.45	2	120	1	1	0.5
8	2	9.45	2	120	1	2	1

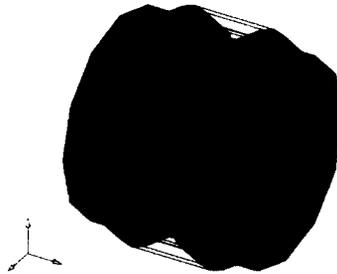


Figure 3. A bellows compression model with two corrugations

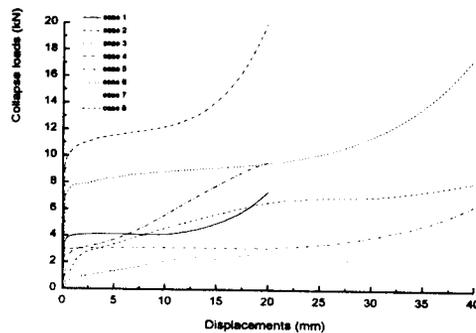


Figure 4. Collapse loads vs. displacements curves of eight models

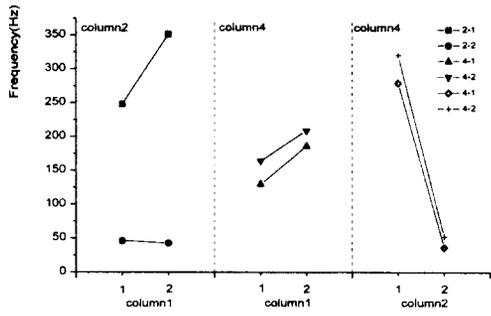


Figure 10. A graph for interaction check between design parameters

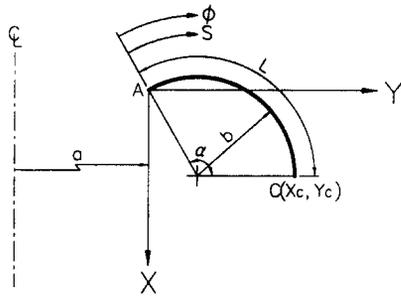


Figure 11. Typical arc AC and co-ordinate system