

슬리브 스프링 형식 비틀림 진동감쇠기 제조를 위한 공정해석 및 시험

황범철* · 배원병** · 장영준** · 김 철†

(2009년 8월 27일 접수, 2009년 10월 4일 수정, 2009년 10월 6일 심사완료)

Process Analysis and Test for Manufacturing the Sleeve Spring Type-Torsional Vibration Damper

Beom Cheol Hwang, Won Byong Bae, Young Jun Jang and Chul Kim

Key Words : Torsional Vibration(비틀림 진동), Sleeve Spring(슬리브 스프링), Spring Constant(스프링 상수), 2-Roll Bending Process(2 롤 벤딩 공정), Spring-back(탄성복원)

Abstract

In diesel engines, it is inevitable that the torsional vibration is produced by the fluctuation of engine torque. Therefore, it is necessary to establish preventive measures to diminish the torsional vibration. The sleeve spring type damper is one of the preventive measures for reducing the torsional vibration. In this study, the closed form equations to predict the spring constant of a sleeve spring and the torsional characteristics of the torsional vibration damper are proposed to calculate stiffness of the damper and verified their availability through the finite element analysis and experiments. And the stability of the sleeve spring torsional vibration damper is verified by analyzing the inner star and outer star, which are the core parts of the damper, and 2-roll bending process is proposed to manufacture sleeve spring. The program to calculate the initial radius including spring-back effect is developed, and the FEA method to analyze elasto-plastic problem was verified through analysis of 90° bending process. The results of the analysis are in good agreements with those of the experiments. The newly proposed method can be used as an advanced technique that remarkably curtails cost of production and replaces the conventional forming.

기호설명

D : 슬리브 스프링 중립면의 직경
 D_A : 감쇠기에 조립된 상태에서의 슬리브 스프링 중립면의 직경
 E : 슬리브 스프링 소재의 탄성계수
 h : 슬리브 스프링의 높이
 k : 스프링 상수
 L_{GAP} : 슬리브 스프링의 개구부 길이

N_{SP} : 슬리브 스프링 팩의 수
 R_{Pitch} : 슬리브 스프링 팩의 피치 반경
 t : 슬리브 스프링의 두께
 β : 감쇠기에 조립된 상태에서의 슬리브 스프링의 개구부 각도
 δ : 인너 스타의 회전에 따른 슬리브 스프링의 개구부 각도
 ϕ : 인너 스타의 회전 각도

† 책임저자, 회원, 부산대학교 기계기술연구원
 E-mail : chulki@pusan.ac.kr
 TEL : (051)510-2489 FAX : (051)512-9835

* 부산대학교 기계기술연구원

** 부산대학교 기계공학부

1. 서론

디젤엔진은 크랭크기구를 가진 왕복기관으로 토크 변동에 의한 크랭크축의 비틀림 진동이 필연

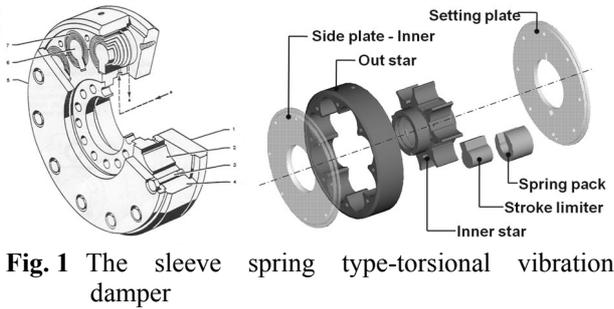
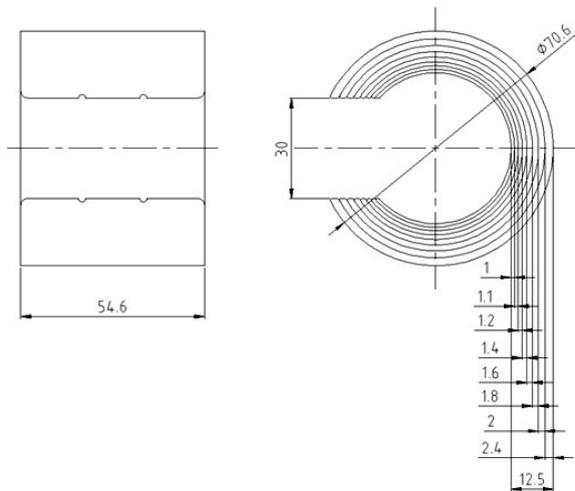


Fig. 1 The sleeve spring type-torsional vibration damper



(a) The sleeve spring pack



(b) Dimensions

Fig. 2 The sleeve spring pack used in MT881 Ka-500 Engine

적으로 발생하는데, 이를 저감시키기 위하여 적절한 진동감쇠기를 설치하거나 연소행정을 최적화한다. 비틀림 진동감쇠기는 저속엔진의 경우에 점성 유체형식, 중속엔진에는 코일 스프링형식, 고속엔진에는 슬리브 스프링형식을 사용한다. Fig. 1 에 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기를 나타내었으며, Fig. 2 에 MT881 Ka-550 engine 용 슬리브 스프링 팩을 나타내었다. 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기의 비틀림 특성을 결정하는 부품은 슬리브 스프링으로 김철⁽¹⁾ 등은 슬리브 스프링의 스프링 상수를 유도하여 감쇠기의 비틀림 특성식을

구하였다.

슬리브 스프링과 같은 원형 관 단면을 성형하는 방법으로 롤 벤딩, 스탬프 벤딩, 스트레치 벤딩 및 프레스 브레이크 벤딩 공정 등이 많이 사용된다. 특히 롤 벤딩 공정은 다른 공정들에 비해 공정 설정 시간 단축, 롤 등의 공구 제조 비용 감소, 성형 후 직선부 길이 감소, 치수 정밀도 향상 및 우수한 원통도 등의 장점이 있기 때문에 원형 관 단면의 제품을 성형하는 데 널리 이용되고 있다. 3 롤 벤딩 공정⁽²⁻⁵⁾ 및 4 롤 벤딩 공정⁽⁷⁻¹³⁾에 대한 연구는 활발히 진행되고 있으나 2 롤 벤딩 공정에 대한 연구는 전무하다. 또한 롤 벤딩 공정은 판재의 물성에 따른 탄성복원량, 롤의 형상 및 배열, 판재와 롤 사이의 마찰 특성 등에 의해 영향을 받는 매우 복잡한 성형 메커니즘으로 인해 롤 벤딩 공정의 메커니즘은 아직 완전히 규명되지 않은 실정이다.

이에 본 연구에서는 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기를 개발하기 위하여 주요 핵심부품인 인너 스타 및 아우터 스타의 구조해석과 슬리브 스프링의 상수 설계와 슬리브 스프링의 성형 공법에 대한 연구를 수행하였다. 슬리브 스프링 제조 공법은 3 롤 및 4 롤 벤딩 공정에 비해 간단한 공정으로 성형이 가능한 2 롤 벤딩 공정으로 하였다. 판재 성형에서 탄성복원량 예측 이론^(14, 15)을 사용하여 최종 제품의 직경으로 성형하기 위한 성형 반경을 결정하는 프로그램을 개발하고, 90° 벤딩 공정에 대한 유한요소해석^(16, 17)을 실시하여 해석 조건 및 기법의 타당성을 검토하였다. 또한 이를 바탕으로 하여 2 롤 벤딩 공정에 대한 유한요소해석을 수행하여 2 롤 벤딩 공정에서의 주요 공정 설계 변수에 대한 기준을 정립하고 비틀림 진동감쇠기의 내구성 시험을 통하여 인너 스타 및 아우터 스타의 열처리 조건에 따른 내마모성을 검토하고자 한다.

2. 이론

2.1 슬리브 스프링의 스프링 상수 및 비틀림 진동감쇠기의 비틀림 특성

슬리브 스프링의 설계 변수는 Fig. 3 과 같으며, 슬리브 스프링의 상수는 식 (1)과 같다.⁽¹⁾

$$k = \frac{E \cdot h \cdot t^3}{12D \times \left[\pi - \sin^{-1} \left(\frac{L_{GAP}}{D} \right) \right]} \quad (1)$$

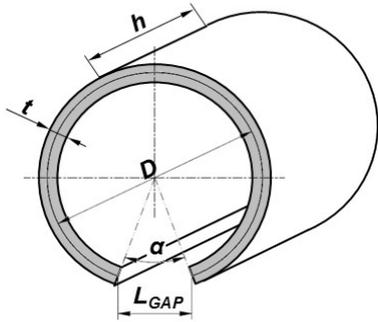


Fig. 3 Design parameters of the sleeve spring

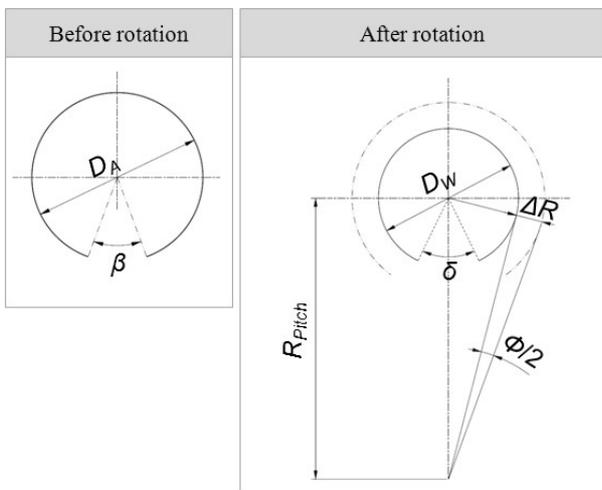


Fig. 4 Geometry of the sleeve spring whether the inner star rotates or not

비틀림 진동감쇠기의 비틀림 특성은 인너 스타의 비틀림 각도에 따른 비틀림 토크로 정의할 수 있다. 슬리브 스프링이 감쇠기에 조립되었을 때 스프링 팩의 상태와 인너 스타의 회전각도에 따른 스프링 팩의 상태를 Fig. 4에 나타내었다.

인너 스타의 비틀림 각도와 슬리브 스프링의 압축각의 관계는 식 (2)와 같다.⁽¹⁾

$$\beta - \delta = \frac{(2\pi - \beta)R_{Pitch} \cdot \phi}{D_A - R_{Pitch} \cdot \phi} \quad (2)$$

비틀림 진동감쇠기에 사용되는 슬리브 스프링 형식의 스프링 팩을 Fig. 5에 나타내었으며 이는 병렬로 연결된 겹판 스프링형식과 유사한 구조이다. 따라서 비틀림 진동감쇠기의 인너 스타 회전각도에 따른 비틀림 토크 관계는 식 (3)과 같다.⁽¹⁾

$$T = N_{SP} \times k_{SP} \times \frac{(2\pi - \beta)R_{Pitch} \cdot \phi}{D_A - R_{Pitch} \cdot \phi} \quad (3)$$

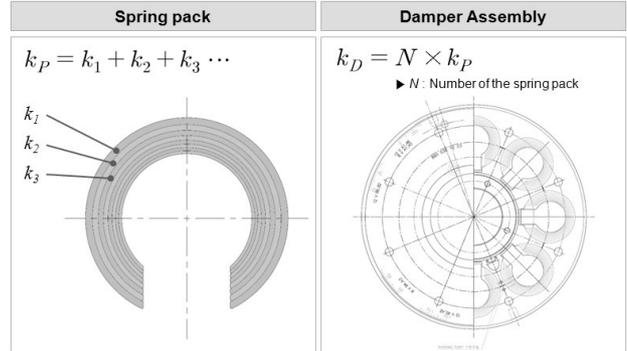


Fig. 5 Sleeve spring pack and damper assembly

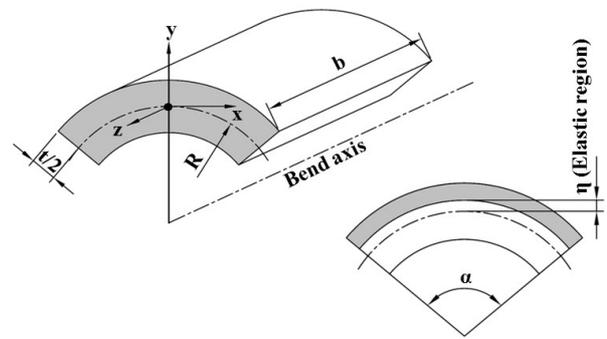


Fig. 6 Coordinate system and nomenclature in pure bending process

2.2 2를 벤딩 공정에서의 탄성복원

Fig. 6에 순수 굽힘 공정에 대한 좌표계 및 기호를 나타내었다.^(13,14) 중립축에서 η 까지를 탄성영역이라고 하면 판재의 중립면을 기준으로 하여 굽힘을 위해 필요한 모멘트는 σ_x 에 의해 발생하므로

$$M = 2 \times \int_0^{t/2} \sigma_x \cdot (b \times dy) \cdot y \quad (4)$$

이다.

그리고 탄성복원은 하중 제거 시 모멘트의 변화에 의해 발생한다. 아래첨자 i 를 탄성복원 전, f 를 탄성복원 후의 값이라고 하면 임의의 위치에서 응력변화량은

$$\begin{aligned} \Delta\sigma &= E' \cdot \Delta\varepsilon = E'(\varepsilon_i - \varepsilon_f) \\ &= E' \left(\frac{y}{R_i} - \frac{y}{R_f} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

이 되므로 하중 제거 시 모멘트의 변화량은 식 (6)과 같다.

$$\Delta M = 2 \times \int_0^{t/2} \Delta \sigma \cdot (b \times dy) \cdot y$$

$$= \frac{bt^3 E'}{12} \left(\frac{y}{R_i} - \frac{y}{R_f} \right) \quad (6)$$

그리고 비선형 경화성 재료의 경우 평면변형률 조건 및 체적일정조건을 대입하면, 유효응력은

$$\sigma_f = K \cdot \left(\sqrt{\frac{4}{3}} \cdot \frac{y}{R_i} \right)^n \quad (7)$$

이다.

하중이 완전히 제거된 후에는

$$M - \Delta M = 0 \quad (8)$$

이므로, 식 (4), (6) 및 (7)에 의해서 하중 제거 전후 반지름의 관계는 식 (9)와 같다.

$$\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_f} = \frac{6}{n+2} \cdot \frac{1}{tE'} \cdot K \left(\frac{4}{3} \right)^{n/2} \cdot \left(\frac{t}{2R_i} \right)^n \quad (9)$$

2.3 성형 반경 결정

탄성복원량을 고려한 초기 성형 반경은 하중 제거 전후의 반지름 관계식 (9)를 $f(R_i) = 0$ 형태의 함수로 정리하여 이 방정식을 만족하는 근을 구하면 된다.

$$f(R_i) = \frac{6}{n+2} \cdot \frac{1}{tE'} \cdot K \left(\frac{4}{3} \right)^{n/2} \cdot \left(\frac{t}{2R_i} \right)^n - \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_f} = 0 \quad (10)$$

● Determination of Initial Radius							
Yield strength	σ_y	1200 [MPa]	Outer Dia. [mm]	70.6			
Tensile strength	σ_t	1500 [MPa]	Thickness [mm]	R_f [mm]	R_i [mm]	Calculation	
Elastic modulus	E	210000 [MPa]	1	2.4	32.90	26.54	Springback Ratio
Poisson's ratio	ν	0.3	2	2.0	30.90	24.20	80.7%
	E'	230769 [MPa]	3	1.8	29.10	22.13	78.3%
	K	2000	4	1.6	27.50	20.62	75.0%
	n	0.0822	5	1.4	26.10	19.20	73.5%
			6	1.2	24.90	17.82	71.6%
			7	1.1	23.80	17.10	71.8%
			8	1.0	22.80	16.07	70.5%
			9				
			10				

↳ Input initial R_i

Fig. 7 Excel-VBA program for calculating initial radius

방정식 (10)을 만족시키는 근을 구하기 위하여 Excel-VBA 를 사용하여 프로그램을 구성하였다. 탄성계수 및 프와송의 비를 입력하면 평면변형률 조건에서의 탄성계수를 자동으로 계산하도록 하였으며, 여기에 소성계수, 가공경화지수, 슬리브 스프링의 외경, 소재의 두께 및 임의의 초기 반경값을 입력하고 『Calculation』 버튼을 클릭하면 슬리브 스프링 팩의 각 두께별 성형 반경을 자동으로 계산되는 데 이를 Fig. 7 에 나타내었다. 비틀림 진동감쇠기용 슬리브 스프링의 소재는 스프링 강인 50CrV4 이며, 성형 반경 계산 및 유한요소해석을 위해 사용된 유효응력은 식 (11)로 표현된다.

$$\bar{\sigma} = 2000\bar{\epsilon}^{0.0822} \text{ [MPa]} \quad (11)$$

3. 주요부품의 유한요소해석 및 시험

3.1 슬리브 스프링

3.1.1 스프링 상수 및 비틀림 특성

유도된 슬리브 스프링의 스프링상수에 대한 유효성을 검증하기 위해 Ansys 11.0 을 사용하여 유한요소해석을 실시하였다. 유한요소해석에 의한 스프링상수는 작용 모멘트를 회전각으로 나눔으로써 구할 수 있으므로, 해석결과에서 Y 방향 변위

Table 1 Comparison of spring constants between the theoretical results and the FEM results

Thick. [mm]	Diameter [mm]	Spring constants [N.m/rad]		
		Equation	Analysis	Error ratio*
2.4	68.2	72.1031	72.1999	0.13
2.0	63.8	45.1770	45.6126	0.98
1.8	60.0	35.4755	35.9964	1.45
1.6	56.6	26.7706	27.2686	1.83
1.4	53.6	19.2010	19.6143	2.11
1.2	51.0	12.8843	13.1587	2.09
1.1	48.7	10.5388	10.8064	2.48
1.0	46.6	8.3959	8.5864	2.22
Spring pack		230.5463	233.2433	1.16

* (Analysis - Equation) / Analysis × 100%

Table 2 Torsional torque according to the rotation angle of inner star

Working angle (ϕ)		Trosional torque [N.m]
Degree	Radian	
0.0	0	0
0.2	0.0335	116.048
0.4	0.0070	234.920
0.6	0.0105	356.724
0.8	0.0140	481.570
1.0	0.0175	609.577

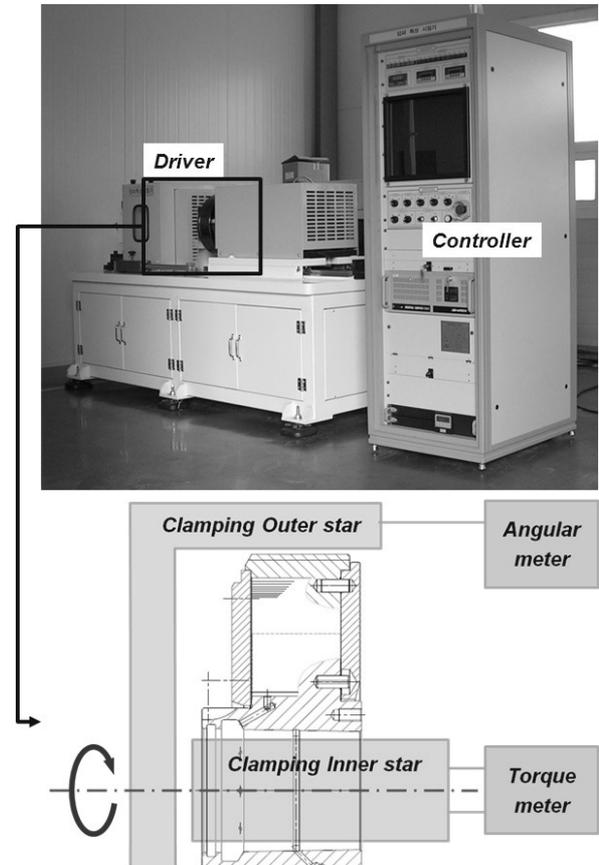
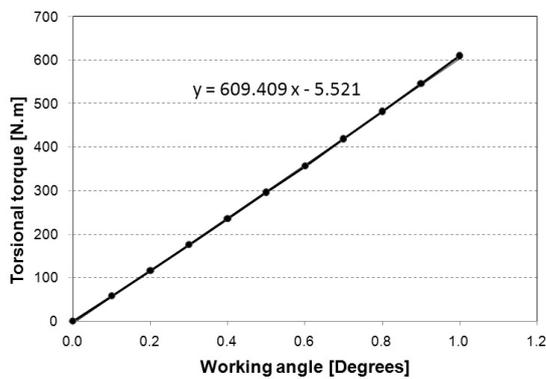


Fig. 8 Experimental equipment

량을 측정하여 회전각으로 환산함으로써 스프링상수를 구할 수 있다. Table 1 에 식 (1)의 스프링 상수식에 의한 계산결과와 해석결과를 나타내었다.⁽¹⁾

스프링상수식에 의한 이론적 해석결과가 유한요소해석결과보다 항상 작게 나타나며 최대 오차율은 최대 2.48%로 잘 일치함을 알 수 있다. 또한 스프링 팩의 오차율은 1.16% 정도로 이론식이 잘 맞음을 알 수 있었다. 따라서 비틀림 진동감쇠기의 비틀림 강성계수를 구하기 위해 Table 1 의 이론식에 의한 결과를 식 (3)에 대입하여 인너 스타의 회전 각도에 따른 비틀림 토크를 계산할 수 있으며 계산 결과를 Table 2 에 나타내었으며, MT881 Ka-550 engine 용 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기의 강성계수는 609.4N.m° 이다.

3.1.2 시험 장비 및 성능 시험

Fig. 8 에 시험장비를 나타내었다. 시험장비는 driver, controller 및 fan unit 으로 구성되며, 인너 스타 측에는 torque meter, 아우터 스타 측에는 angular meter 가 장착되어 시험 중 비틀림 토크 및 비틀림 각도를 실시간으로 측정할 수 있다.

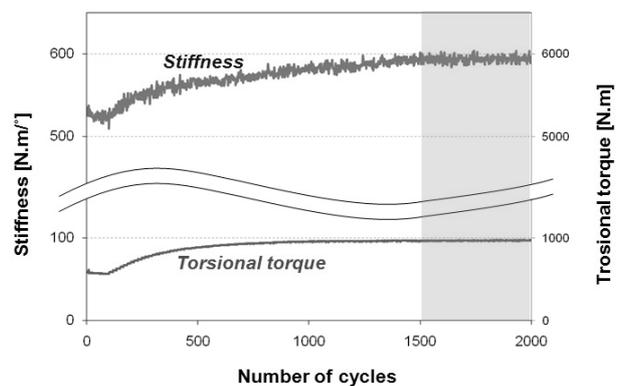


Fig. 9 The results of performance test

시험 속도는 5cycle/sec, 입력 토크는 1000N.m 로 2000cycle 을 실시하였으며, Fig. 9 에 cycle 에 따른 진동감쇠기의 비틀림 강성 및 토크를 나타내었다. 시험 초기에는 오일의 온도가 낮기 때문에 토크가 정상적으로 발생하지 않으며 약 1500cycle 이 진행된 후에 토크 및 비틀림 강성이 정상상태가 됨을 알 수 있다. Table 3 에 전 영역에서 최대값과 후반부의 30 개의 데이터에 대한 평균값을 나타내었다. 이론식에 의한 계산 값을 기준으로 모든 시

Table 3 Experimental results via the theoretical result

Sample	Torsional stiffness [N.m/°]			
	Maximum value		Average value	
		Ratio to theory		Ratio to theory
1	603.3	0.990	593.9	0.975
2	608.4	0.998	598.4	0.982
3	599.6	0.984	592.8	0.973
Theory	609.4			

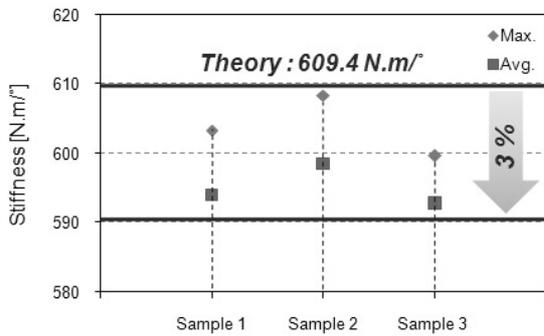


Table 4 Comparison between the design values and the analysis results

Thickness [mm]	Radius [mm]		Error ratio (%)
	Design	Analysis	
2.4	32.9	33.9	3.0
2.0	30.9	31.9	3.2
1.8	29.1	30.9	5.2
1.6	27.5	29.1	5.8
1.4	26.1	27.4	5.0
1.2	24.9	26.4	6.0
1.1	23.8	24.8	4.2
1.0	22.8	23.8	4.4

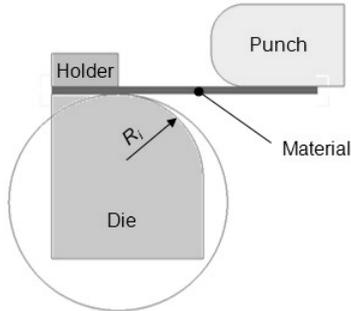
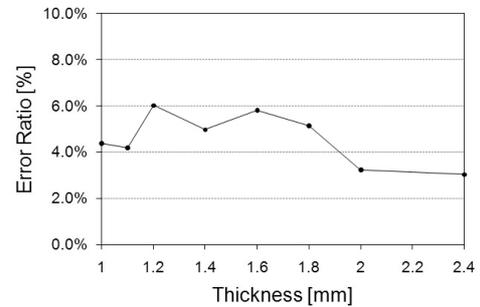


Fig. 10 Die modeling for bending process

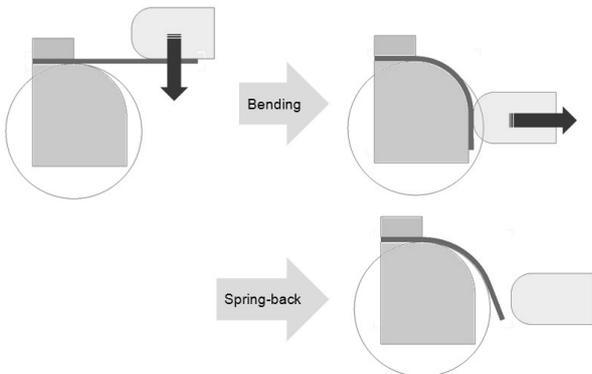


Fig. 11 Analysis procedures of 90° bending process

험 샘플이 3%이내의 오차를 보임을 알 수 있다. 따라서 본 논문에서 제시된 슬리브 스프링형식의 비틀림 진동감쇠기에 적용된 슬리브 스프링의 강

성계수 이론식이 잘 맞음을 알 수 있다.

3.1.3 2롤 벤딩 해석 조건의 타당성 검토

판재의 탄성복원을 고려한 유한요소해석 수행을 위한 해석 조건의 타당성을 검증하기 위하여 90° 굽힘 공정에 대해 DEFORM-2D ver. 9.1 을 사용하여 유한요소해석을 수행하였다. 이론식과 동일한 조건으로 검증하기 위하여 해석은 평면변형률 조건으로 하여 탄소성해석을 수행하였다. 해석 모델은 Fig. 7 의 계산결과를 사용하였으며, Fig. 10 에 유한요소해석을 위한 금형 구성을 나타내었다. 펀치, 홀더 및 다이는 강재로 가정하였으며, 소재의 요소 크기는 두께방향으로 요소가 6 개가 되도록 각 소재별로 두께를 고려하여 총 요소의 수를 결정하였다. Fig. 11 에 해석 순서를 나타내었다. 먼저 펀치를 하강시켜 판재를 90° 굽히고, 굽힘 공정이 완료되면 펀치를 수평방향으로 이동시켜 판재의 탄성복원이 발생하도록 하였다.

Table 4 에 두께별 해석결과를 나타내었다. 해석 결과 설계값과의 오차가 3 ~ 6%로 잘 맞음을 알 수 있다.

3.1.4 2롤 벤딩 공정 유한요소해석

Fig. 12 에 2롤 벤딩 공정의 실제 시스템 및 해석을 위한 시스템 구성을 나타내었다.

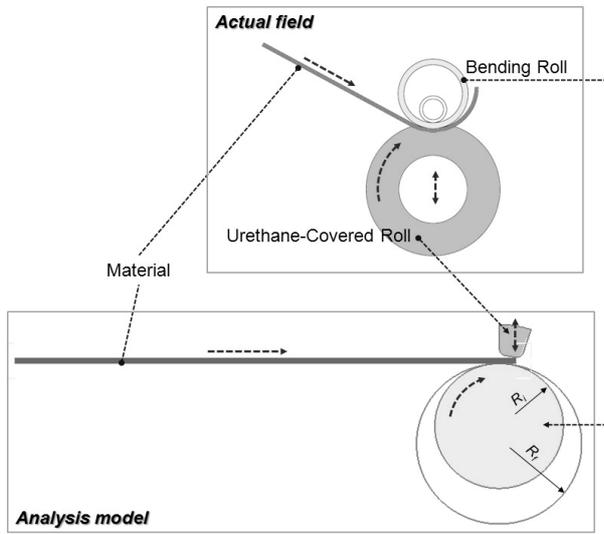


Fig. 12 The analysis model embodied from 2-roll bending process in actual field

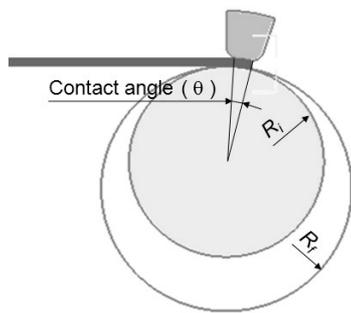


Fig. 13 Contact angle between the bending roll and sheet

실제 시스템에서는 벤딩 롤을 고정하고 우레탄 롤을 수직으로 상승시켜 판재를 굽힌 상태에서 우레탄 롤을 회전시킴으로써 연속적으로 판재를 유입함과 동시에 굽힘 공정을 수행한다. 따라서 우레탄 롤은 벤딩 공정 중에는 압축된 상태를 유지하게 되므로, 해석 시에는 원활한 해석 수행 및 해석 시간 단축을 위하여 우레탄 롤을 변형된 상태로 모델링을 하여 수직으로 이동시켰으며 벤딩 롤을 회전시켜 소재를 유입시켰다.

2 롤 벤딩 공정의 주요 공정 변수로는 판재 두께, 벤딩 롤의 직경 및 우레탄 롤의 압축량이 있으며, 판재 두께 및 벤딩 롤의 직경은 이론값에 의해 결정되므로 우레탄 롤의 압축량만 결정하면 된다. 따라서 우레탄 롤의 압축량을 결정하기 위해 벤딩 롤과 판재의 접촉각에 따른 해석을 실시하였다. Fig. 13 에 벤딩 롤과 판재의 접촉각에 대한 정의를 나타내었다.

Table 4 에 소재 두께 및 접촉각에 따른 해석결

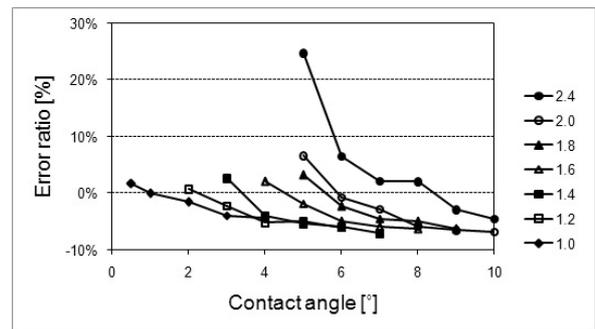


Fig. 14 Error ratios of analysis values to design values

Table 5 Analysis results of 2-roll bending process

Contact angle [°]	Thickness [mm]						
	2.4	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
10	31.43	28.80					
9	31.96	28.90	27.27				
8	33.58	29.10	27.67	25.78			
7	33.62	30.05	27.79	25.88	24.24		
6	35.69	30.69	28.43	26.13	24.54	23.40	
5	41.04	32.96	30.05	27.00	24.72	23.69	
4				28.08	25.08	23.61	21.79
3					26.81	24.35	21.90
2						25.10	22.44
1							22.80
0.5							23.18

Table 6 $\theta / (t \times R_i)$ converted from contact angle

Contact angle [°]	Thickness [mm]						
	2.4	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
10	0.155	0.205					
9	0.140	0.184	0.218				
8	0.124	0.164	0.194	0.235			
7	0.109	0.143	0.170	0.205	0.253		
6	0.093	0.123	0.146	0.176	0.217	0.273	
5	0.078	0.102	0.123	0.147	0.180	0.227	
4				0.117	0.144	0.182	0.247
3					0.108	0.136	0.185
2						0.091	0.123
1							0.062
0.5							0.031

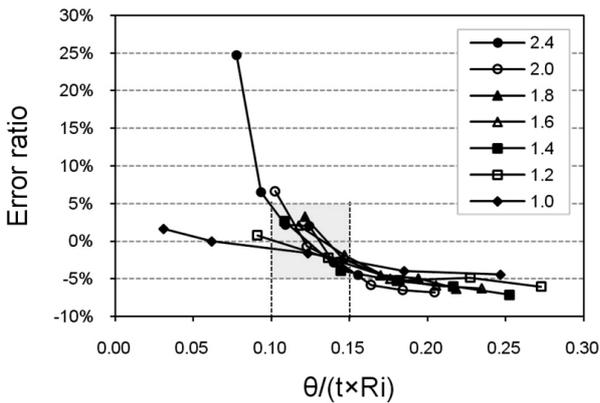


Fig. 15 Error ratios of analysis values to design values

과를 나타내었으며, Fig. 14 에 설계값에 대한 오차율의 그래프를 나타내었다.

3.1.5 해석결과 및 고찰

Table 5 는 접촉각이 감소함에 따라 탄성회복량이 증가하여 최종 제품의 직경이 커지는 경향을 보여주며, Fig. 14 에서 접촉각에 따른 오차율이 소재의 두께에 따라 다른 경향을 나타내므로 이론식에 의한 성형 반경을 그대로 적용할 수가 없다. 따라서 접촉각에 따른 오차율이 소재의 두께에 상관없이 유사한 경향 및 값을 나타낼 수 있도록 주요 공정 변수들간의 관계를 규정할 필요가 있다. 이에 Table 5 의 해석 결과를 『접촉각 / (소재두께 × 성형 직경)』에 대한 결과로 재정리하여 Table 6 에 나타내었다.

● Determination of Initial Radius

Yield strength σ_y	1200 [MPa]	Outer Dia. [mm]	70.6	Calculation		
Tensile strength σ_T	1500 [MPa]	Thickness [mm]	R_i [mm]	R_i [mm]	Springback Ratio	
Elastic modulus E	210000 [MPa]	1	2.4	32.90	26.54	80.7%
Poisson's ratio ν	0.3	2	2.0	30.90	24.20	78.3%
E'	230769 [MPa]	3	1.8	29.10	22.13	76.0%
		4	1.6	27.50	20.62	75.0%
		5	1.4	26.10	19.20	73.5%
		6	1.2	24.90	17.82	71.6%
		7	1.1	23.80	17.10	71.8%
		8	1.0	22.80	16.07	70.5%
		9				
		10				

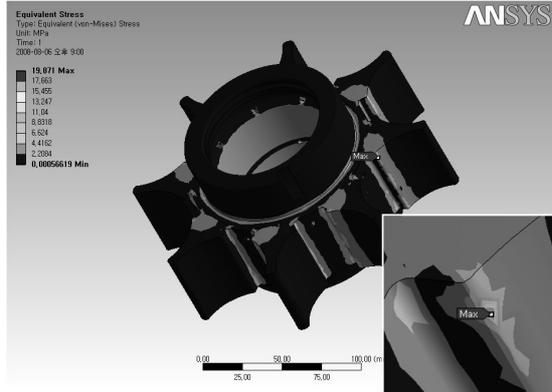
↳ Input initial R_i

● Determination of Contact angle

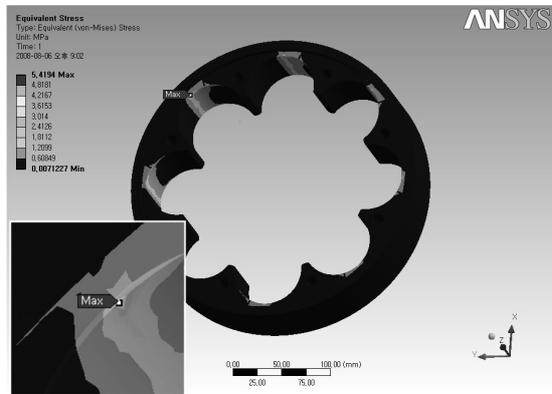
Thickness [mm]	R_i [mm]	$\theta / (r \times R_i)$		
		0.10	0.15	
1	2.4	26.54	6.37	9.55
2	2.0	24.20	4.84	7.26
3	1.8	22.13	3.98	5.97
4	1.6	20.62	3.30	4.95
5	1.4	19.20	2.69	4.03
6	1.2	17.82	2.14	3.21
7	1.1	17.10	1.88	2.82
8	1.0	16.07	1.61	2.41
9				
10				

Fig. 16 Excel-VBA program to calculate initial radius and contact angle between the bending roll and the sheet

Fig. 15 에서 『접촉각 / (소재두께 × 성형 직경)』에 대해 오차율은 소재의 두께에 상관없이 유사한 경향 및 값을 나타냄을 알 수 있다. 따라서 2 롤 벤딩 공정에서 탄성회복량을 고려하여 제품을 성형할 때에는 이론식에 의해 성형 직경을 구하여 『접촉각 / (소재두께 × 성형 직경)』이 일정한 값이 되도록 우레탄 롤과 판재의 접촉각을 결정하여야 한다. 본 연구에서 적용된 스프링 강 의 경우 설계값에 대한 오차율을 판재의 두께 및



(a) Inner star



(b) Outer star

Fig. 17 Results obtained by structural analysis of the inner star and the outer star

롤의 성형 직경에 관계없이 -5% ~ +5% 수준으로 유지하기 위해서는 『접촉각 / (소재두께 × 성형 직경)』이 0.1 ~ 0.15 가 되도록 하면 된다.

Fig. 16 은 구성된 성형 반경 계산 프로그램에 우레탄 롤과 판재의 접촉각을 계산하는 화면을 추가한 최종 프로그램을 보여주며 『접촉각 / (소재두께 × 성형 직경)』의 값을 사용자가 임의로 입력할 수 있도록 하였다. 따라서 최종 프로그램에서는 『Calculation』 버튼을 클릭하면 슬리브 스프링 팩의 각 두께별 성형 반경과 소재 두께별로 접촉각을 자동으로 계산할 수 있다.

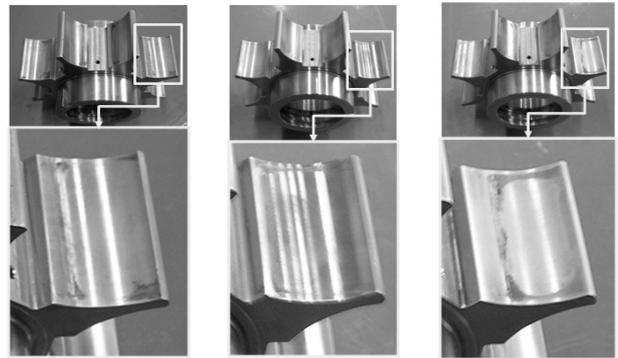
3.2 인너 스타 및 아우터 스타

3.2.1 유한요소해석

인너 스타 및 아우터 스타에 작용하는 최대 비틀림 토크는 슬리브 스프링이 최대 압축되었을 경우이므로, 최대 비틀림 토크 1.048E+03[N·m]가 작용할 때의 인너 스타 및 아우터 스타에 대한 구조 해석결과를 Fig. 17 에 나타내었다.

Table 7 Heat treatment specification of test samples

Sample	Inner star		Outer star
	QT	High-frequency	QT
1	○	○	○
2	○	X	○
3	X	X	X

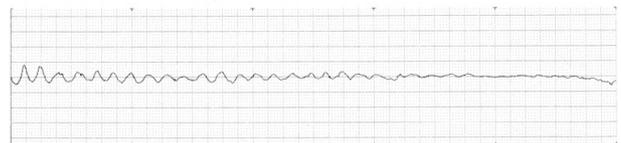


(a) Sample 1

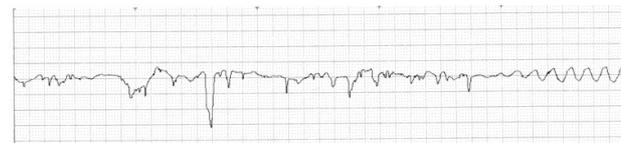
(b) Sample 2

(c) Sample 3

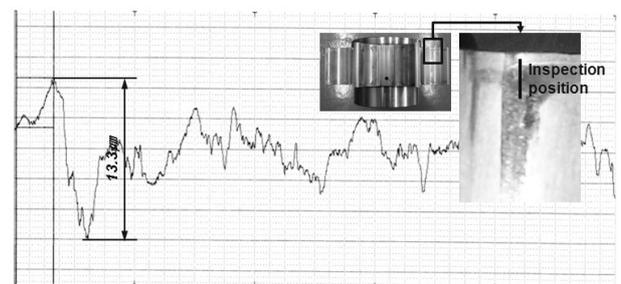
Fig. 18 Inner star after durability test



(a) Sample 1



(b) Sample 2



(c) Sample 3

Fig. 19 Abrasion amount after durability test

해석결과 인너 스타의 최대응력은 19.9MPa, 아우터 스타의 최대응력은 5.4MPa 로 이는 인너 스

타 및 아우터 스타의 소재인 SNCM439 의 인장강도(Min. 1000MPa)보다 상당히 낮은 응력이므로 인너 스타 및 아우터 스타는 반복하중에 의한 피로 파손의 위험성은 거의 없음을 알 수 있다.

3.2.2 내구성 시험

인너 스타 및 아우터 스타에 대한 해석 결과 피로파손은 발생하지 않으므로 슬리브 스프링과의 접촉면에서 마모성을 확인하기 위해 열처리 조건에 따른 시험을 수행하였다. Table 7 에 열처리 조건을 나타내었다.

시험 속도는 5cycle/sec, 입력 토크는 1000N.m 로 10E+07cycle 을 실시하였다.

3.2.3 내구성 시험 결과 및 고찰

Fig. 18 에 내구성 평가 시험 완료 후 열처리 조건에 따른 인너 스타의 사진을 나타내었다. 인너 스타의 슬리브 스프링과 접촉하는 부분에서의 마찰 양상은 열처리 조건에 관계없이 유사하게 나타남을 알 수 있다. 또한 각 열처리 조건에 따른 마모량을 측정하기 위하여 조도 측정기를 이용하였으며, 측정 결과를 Fig. 19 에 나타내었다.

Fig. 19 에서 샘플 1 의 경우는 마모가 발생하지 않았으며, 샘플 2 의 경우는 마모 현상이 일부 진행되었음을 알 수 있다. 그리고 담금질 및 고주파 열처리가 전혀 되지 않은 샘플 3 의 경우는 마모량이 약 13.3 μm 으로 확실한 마모 현상이 나타났다. 따라서 인너 스타의 슬리브 스프링과의 마찰에 의한 마모를 방지하기 위해 담금질 및 고주파 열처리는 반드시 필요함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 슬리브 스프링형식 비틀림 진동 감쇠기의 주요 부품들에 대한 유한요소해석 및 시험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 성능 시험을 통하여 스프링 상수식의 타당성을 검증하였다.

(2) 판재 성형에서의 탄성복원 예측 이론을 슬리브 스프링 형상에 적용하여 성형 반경 및 롤러와 소재 사이의 접촉각을 계산할 수 있는 프로그램을 개발하였다.

(3) 2 롤 벤딩 공정에 대한 유한요소해석 방안을 제시하였으며, 해석결과를 토대로 접촉각에 따른 오차율이 소재의 두께에 관계없이 유사한 경향 및 값을 가지도록 공정 변수 설계 기준으로 『접촉각 / (소재두께 × 성형 직경)』을 제시하였다.

(4) 내구성 시험 결과 인너 스타 및 아우터 스타의 내마모성을 향상시키기 위해 인너 스타는 QT 및 고주파 열처리가 필요하며, 아우터 스타는 QT 처리가 필요하다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 대학전력연구센터 지원사업의 지원으로 이루어졌으며, 이에 관계자 분들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Hwang, B. C., Kim, C. and Bae, W. B., 2009, "A Study of Structural Analysis and Torsional Characteristic of the Sleeve Spring Type-Torsional Vibration Damper," *Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 26, No. 2, pp. 94~100.
- (2) Yang, M. and Shima, S., 1998, "Simulation of Pyramid Type Three-roll Bending Process," *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 30, No. 12, pp. 877~886.
- (3) Yang, G., Mori, K. and Osakada, K., 1994, "Determination of Forming Path in Three-Roll Bending Using FEM Simulation and Fuzzy Reasoning," *Journal of Material Processing Technology*, Vol. 45, pp. 161~166.
- (4) Hu, W. and Wang, Z. R., 2001, "Theoretical Analysis and Experimental Study to Support the Development of a More Valuable Roll-bending Process," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 41, pp. 731~747.
- (5) Zeng, J., Liu, Z. and Champlaud, H., 2008, "FEM Dynamic Simulation and Analysis of the Roll-Bending Process for Forming a Conical Tube," *Journal of Material Processing Technology*, Vol. 198, pp. 330~343.
- (6) Shin, J. G., Lee, J. H., Kim, Y. I. and Yim, H. J., 2001, "Mechanics-Based Determination of the Center Roller Displacement in Three-Roll Bending For Smoothly Curved Rectangular Plates," *KSME International Journal*, Vol. 15, No. 12, pp. 1655~1663.
- (7) Hua, M., Sansome, D. H., Rao, K. P. and Baines, K., 1994, "Continuous Four-roll Plate Bending Process: Its Bending Mechanism and Influential Parameters," *Journal of Material Processing Technology*, Vol. 45, pp. 181~186.
- (8) Hua, M., Baines, K. and Cole, I. M., 1995, "Bending Mechanisms, Experimental Techniques and Preliminary Tests for the Continuous Four-Roll Plate Bending Process," *Journal of Material Processing Technology*, Vol. 48, pp. 159~172.
- (9) Hua, M., Cole, I. M., Baines, K. and Rao, K. P., 1997, "A Formulation for Determining the Single-pass Mechanics of the Continuous Four-roll Thin Plate

- Bending Process,” *Journal of Material Processing Technology*, Vol. 67, pp. 189~194.
- (10) Hua, M. and Lin, Y. H., 1999, “Large Deflection Analysis of Elastoplastic Plate in Steady Continuous Four-Roll Bending Process,” *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 41, pp. 1461~1483.
- (11) Hua, M. and Lin, Y. H., 1999, “Effect of Strain Hardening on the Continuous Four-roll Plate Edge Bending Process,” *Journal of Material Processing Technology*, Vol. 89-90, pp. 12~18.
- (12) Lin, Y. H. and Hua, M., 2000, “Influence of strain hardening on Continuous Plate Roll-bending Process,” *International Journal of Non-linear Mechanics*, Vol. 35, pp. 883~896.
- (13) Hua, M., Baines, K. and Cole, I. M., 1999, “Continuous Four-Roll Plate Bending: a Production Process for the Manufacture of Single Seamed Tubes of Large and Medium Diameters,” *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 39, pp. 905~935.
- (14) Lange, K., 1985, “Handbook of Metal Forming,” *McGraw-Hill*, pp. 19.3~19.7.
- (15) Mielnik, E. M., 1991, “Metalworking Science Engineering,” *McGraw-Hill*, pp. 731~734.
- (16) Chung, W. J., 1999, “A Finite Element Analysis of Springback in Sheet Metal Forming,” *KSME Journal*, Vol. 23, No. 12, pp. 2197~2208.
- (17) An, J. H., Ko, D. C., Lee, C. J. and Kim, B. M., 2008, “Springback Compensation of Sheet Metal Bending Process Based on DOE & ANN,” *KSME Journal*, Vol. 32, No. 11, pp. 990~996.