

# 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기의 구조 해석 및 비틀림 특성에 관한 연구

## A Study of Structural Analysis and Torsional Characteristic of the Sleeve Spring Type-Torsional Vibration Damper

황범철<sup>1</sup>, 김철<sup>1</sup>, 배원병<sup>2</sup>  
Beom Cheol Hwang<sup>1</sup>, Chul Kim<sup>1</sup> and Won Byong Bae<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 부산대학교 기계기술연구원 (Research Institute of Mechanical Technology, Pusan National Univ.)

<sup>2</sup> 부산대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Pusan National Univ.)

✉ Corresponding author: chulki@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-2489

Manuscript received: 2008.8.18 / Revised: 2008.11.7 / Accepted: 2008.11.20

*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, a closed form equation to predict spring constant of the sleeve spring and torsional characteristic of the torsional vibration damper was proposed to calculate stiffness of the damper and verified their availability through the finite element analysis. The theoretical values have a good agreement with the results obtained by the finite element analysis. The results obtained from the equation derived enable the designers in actual fields to be more efficient.*

Key Words: Sleeve Spring (슬리브 스프링), Spring Constant (스프링상수), Torsional Vibration Damper (비틀림 진동감쇠기), Torsional Characteristic (비틀림 특성)

### 기호설명

D = Mean diameter

D<sub>A</sub> = Mean diameter in the damper

D<sub>w</sub> = Mean diameter in case of the inner star rotated

E = Elastic modulus

h = Height of the spring pack

I = Geometrical moment of inertia

k = Spring constant

k<sub>D</sub> = Spring constant in the damper

k<sub>SP</sub> = Spring constant in the sleeve spring pack

L<sub>GAP</sub> = Length of the open gap

N<sub>SP</sub> = Number of the sleeve spring pack

N<sub>wind</sub> = Effective winding numbers

R<sub>Pitch</sub> = Pitch radius of the spring pack

ΔR = An amount of radius decrement in the sleeve spring due to rotation of the inner star

t = Thickness

α = Angle of the open gap

β = Angle of the open gap in the damper

δ = Angle of the open gap in the sleeve spring due to rotation of the inner star

∅ = Rotation angle of the inner star

1. 서론

디젤엔진은 크랭크기구를 가진 왕복기관으로 토크 변동에 의한 크랭크축의 비틀림 진동이 필연적으로 발생하는데, 이를 저감시키기 위하여 적절한 진동감쇠기를 설치하거나 연소행정을 최적화한다. 비틀림 진동감쇠기는 저속엔진의 경우에 점성 유체형식, 중속엔진에는 코일 스프링형식, 고속엔진에는 슬리브 스프링형식을 사용한다. 이러한 비틀림 진동감쇠기가 사용된 디젤엔진의 추진축계의 동특성 및 성능에 대한 연구<sup>1,4</sup>는 활발하게 진행되었고, 김종수 등<sup>5</sup>은 유체감쇠 커플링에 적용된 겹판 스프링에 대한 스프링상수식을 유도하였으나 슬리브 스프링형식의 비틀림 진동감쇠기의 구성 부품에 대한 구조해석 및 비틀림 특성에 관한 연구는 전무하다.

이에 본 연구에서는 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기의 비틀림 특성을 결정하는 슬리브 스프링의 스프링 상수식을 유도하고, 이를 이용하여 슬리브 스프링형식의 비틀림 진동감쇠기의 비틀림 특성식을 유도하고자 한다. 또한 유한요소해석을 통하여 유도된 슬리브 스프링의 스프링상수에 대한 유효성을 검증하고, 비틀림 진동감쇠기의 구성요소 중 핵심부품인 인너 스타(Inner star) 및 아우터 스타(Outer star)에 대한 구조해석을 수행하여 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기의 안정성을 확보하고자 한다.

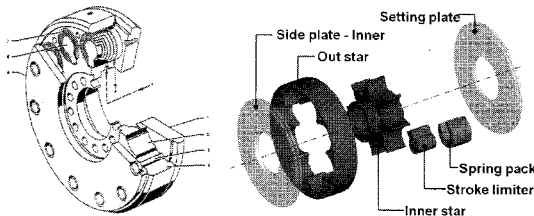


Fig. 1 The sleeve spring type-torsional vibration damper

2. 이론 해석

2.1 슬리브 스프링의 스프링상수

슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기의 작동 원리를 Fig. 2 에 나타내었다. 크랭크 축에 연결된 인너 스타가 회전하여 슬리브 스프링을 압축시키므로써 감쇠 효과가 나타내는데 이는 비틀림 코일 스프링의 작동원리와 동일하다. 따라서 슬리브 스프링의

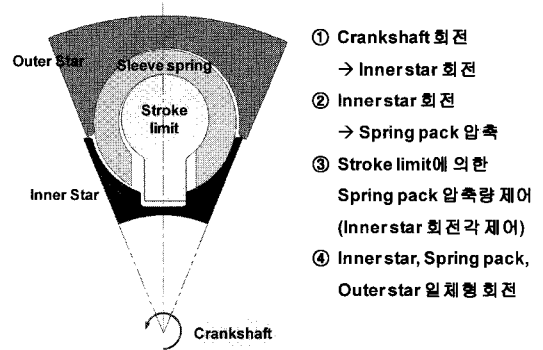


Fig. 2 Operating sequence of the torsional vibration damper

프링의 스프링상수는 다음 식으로 구할 수 있다.<sup>6,7</sup>

$$k = \frac{M}{\theta} = \frac{EI}{N_{wind}} \tag{1}$$

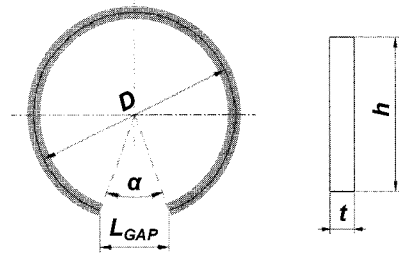


Fig. 3 Design parameters of the sleeve spring

슬리브 스프링의 설계 변수는 Fig. 3 과 같으며, 유효감김수는 식 (2)와 같이 정의할 수 있다.

$$N_{wind} = \frac{D}{2} \times (2\pi - \alpha) \tag{2}$$

여기서, 갭 각도( $\alpha$ )를 슬리브 스프링의 설계 변수인 갭 폭( $L_{GAP}$ )과 평균 직경( $D$ )으로 표시하면 식 (3)과 같다.

$$\alpha = 2 \times \sin^{-1} \left( \frac{L_{GAP}}{D} \right) \tag{3}$$

식 (3)을 식 (2)에 대입하면 유효감김수는 식 (4)와 같다.

$$N_{wind} = D \cdot \left[ \pi - \sin^{-1} \left( \frac{L_{GAP}}{D} \right) \right] \quad (4)$$

또한, 사각형상에 대한 단면 2 차 모멘트는 식 (5)와 같다.

$$I = \frac{h \cdot t^3}{12} \quad (5)$$

식 (4)와 식 (5)를 식 (1)에 대입하면 슬리브 스프링의 스프링 상수는 식 (6)으로 표현된다.

$$k = \frac{E \cdot h \cdot t^3}{12D \times \left[ \pi - \sin^{-1} \left( \frac{L_{GAP}}{D} \right) \right]} \quad (6)$$

**2.2 비틀림 진동감쇠기의 비틀림 특성**

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. 4 에 나타내었다.

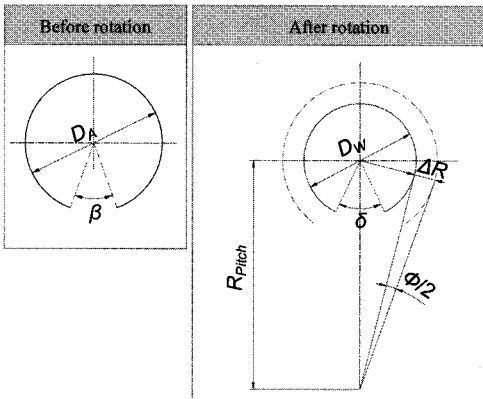


Fig. 4 Geometrical shape of the sleeve spring according to whether the inner star rotates or not

인너 스타가  $\phi$  만큼 회전함에 따라 슬리브 스프링의 평균 직경은  $D_A$  에서  $D_W$  로 작아지고, Fig. 4 로부터 슬리브 스프링의 회전각도는  $\beta - \delta$  이므로 인너 스타의 회전각도에 따른 비틀림 토크는 식 (7)과 같이 표현된다.

$$T = k \times (\beta - \delta) \quad (7)$$

슬리브 스프링의 원주 길이는 인너 스타의 작동전과 후에도 동일하므로 식 (8)의 관계가 성립한다.

$$\frac{D_A}{2} (2\pi - \beta) = \frac{D_W}{2} (2\pi - \delta) \quad (8)$$

또한, 작동 시의 평균직경은 아래와 같다.

$$D_W = D_A - 2\Delta R \quad (9)$$

여기서, 인너 스타의 회전 각도가 작은 경우 아래 식이 성립한다.

$$\Delta R = R_{pitch} \cdot \frac{\phi}{2} \quad (10)$$

식 (9) 및 식 (10)을 식 (8)에 대입하면 슬리브 스프링의 회전각도는 식 (11)과 같다.

$$\beta - \delta = \frac{(2\pi - \beta) R_{pitch} \cdot \phi}{D_A - R_{pitch} \cdot \phi} \quad (11)$$

비틀림 진동감쇠기에 사용되는 슬리브 스프링 형식의 스프링 팩을 Fig. 5 에 나타내었으며 이는 병렬로 연결된 곁판 스프링형식과 유사한 구조이다.

스프링 팩은 각 슬리브 스프링이 병렬로 연결되어 있으므로 스프링 팩의 스프링 상수는 식 (12)와 같다.

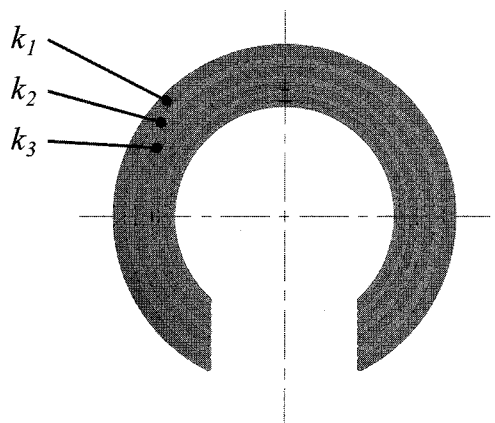


Fig. 5 Sleeve spring pack

$$k_{SP} = k_1 + k_2 + k_3 \dots \quad (12)$$

또한 비틀림 진동감쇠기를 구성하는 각 스프링 팩은 병렬로 연결되어 있으므로 비틀림 진동감쇠기의 스프링 상수는 식 (13)으로 표현할 수 있다.

$$k_D = N_{SP} \times k_{SP} \quad (13)$$

비틀림 진동감쇠기의 인너 스타 회전각도에 따른 비틀림 토크 관계식은 식 (7)에 식 (11) 및 식 (13)을 대입한 식 (14)와 같다.

$$T = N_{SP} \times k_{SP} \times \frac{(2\pi - \beta)R_{Pitch} \cdot \phi}{D_A - R_{Pitch} \cdot \phi} \quad (14)$$

### 3. 비틀림 진동감쇠기의 유한요소해석

#### 3.1 슬리브 스프링

유도된 슬리브 스프링의 스프링상수에 대한 유효성을 검증하기 위해 Ansys 11.0 을 사용하여 유한요소해석을 실시하였다.

##### 3.1.1 유한요소해석을 위한 모델링

해석 모델은 비틀림 코일 스프링의 작동원리와 동일하게 적용하기 위하여 비틀림 코일 스프링의 암(arm) 역할을 할 수 있도록 강체의 빔 형상을 추가하였으며, 각 절점에서 회전에 대한 효과를 반영하기 위해 요소 타입은 3-D 8-Node Layered Solid Shell 인 SOLSH190 을 사용하였다. 해석 모델 및 요소 형상은 Fig. 6 과 같다.

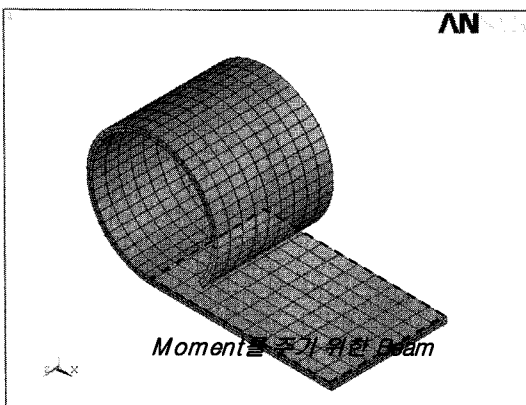


Fig. 6 Modeling for the sleeve spring

##### 3.1.2 경계조건

비틀림 코일 스프링의 스프링상수를 측정하는 방법과 동일한 조건을 부여하기 위하여 강체의 빔 끝단에 수직방향으로 하중을 부여하고, 슬리브 스프링의 다른 한 쪽 모서리는 완전히 구속하였다. 재료 물성치는 스프링강의 탄성계수 2.06E+11N/mm<sup>2</sup>, 프와송비 0.3786 를 적용하였다. Fig. 7 에 유한요소 해석을 위한 경계조건을 나타내었다.

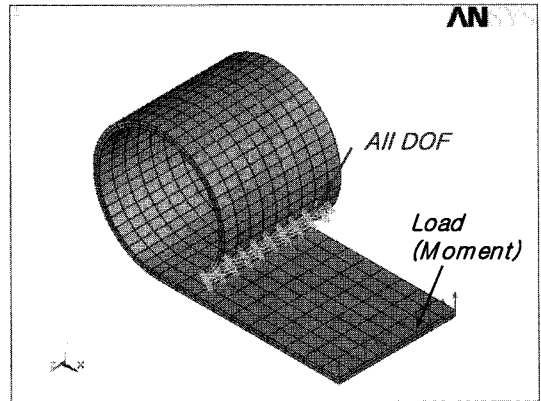


Fig. 7 Boundary conditions for obtaining spring constant of the sleeve spring

##### 3.1.3 유한요소해석 결과

스프링상수는 식 (1)에 의해 작용 모멘트를 회전각으로 나눔으로써 구할 수 있으므로, 해석결과에서 Y 방향 변위량을 측정하여 회전각으로 환산함으로써 스프링상수를 구할 수 있다. Fig. 8 에 해석결과의 한 예를 나타내었다.

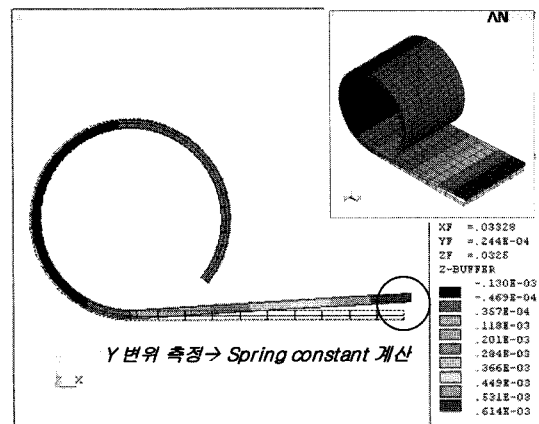


Fig. 8 The result obtained from the finite element analysis

스프링상수식의 유효성을 검증하기 위하여 MT881 Ka-500 엔진에 적용되는 비틀림 진동감쇠기의 슬리브 스프링 팩에 대해 유한요소해석을 수행하였다. 슬리브 스프링 팩의 치수는 Fig. 9 와 같으며, 식 (6)의 스프링상수식에 의한 계산결과와 해석결과를 Table 1 에 나타내었다. 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% 정도이다.

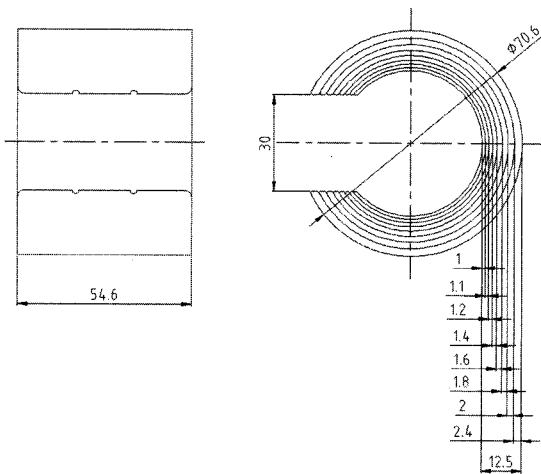


Fig. 9 Dimensions of the sleeve spring pack used in MT881 Ka-500 Engine

### 3.2 인너 스타 및 아우터 스타

슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기는 슬리브 스프링의 압축에 의해 비틀림 토크를 감쇠시키며, 슬리브 스프링의 압축은 Fig. 2 에서 설명된 바와 같이 인너 스타 및 아우터 스타의 상대 운동에 의해 이루어진다. 따라서, 인너 스타 및 아우터 스타에 작용하는 최대 비틀림 토크는 슬리브 스프링이 최대로 압축되었을 경우이므로, 식 (11)에 의해서 최대로 압축되었을 때의 인너 스타 회전각을 구하면 식 (15)와 같다.

$$\phi = \frac{(\beta - \delta)D_A}{(2\pi - \delta)R_{push}} \quad (15)$$

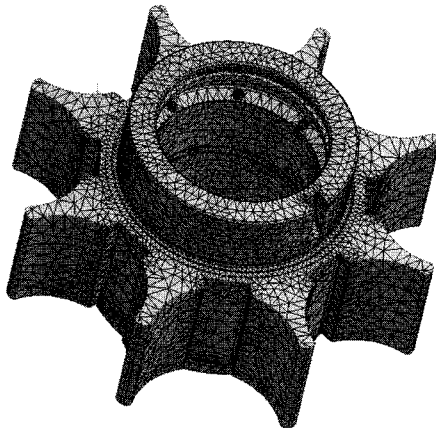
스트로크 리미트(Stroke limit)에 의해 최대 압축시의 스프링 반경을 알 수 있으므로 식 (8)을 이용하여 작동시의 갭 각도  $\delta$  를 계산하여, 그 결과를 식 (15)에 대입하여 최대 비틀림 각도를 구하고 이를 식 (14)에 대입함으로써 최대 비틀림 토크 1.045E+06[N.mm] 가 작용함을 알 수 있다.

#### 3.2.1 모델링 및 경계조건

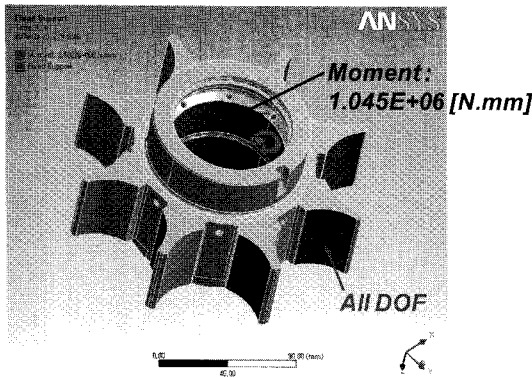
인너 스타 및 아우터 스타에 대한 유한요소해석은 Ansys 11.0 Workbench 를 이용하였으며, Fig. 10 에 인너 스타의 해석모델에 대한 요소 및 경계조건을 나타내었고 Fig. 11 에 아우터 스타의 해석모

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

Thickness [mm]	Diameter [mm]	Spring constants [N.m/rad]			
		Equation	Analysis	Equation / Analysis	
				Ratio	%
2.4	68.2	72.1031	72.1999	0.9987	0.13
2.0	63.8	45.1770	45.6126	0.9905	0.95
1.8	60.0	35.4755	35.9964	0.9855	1.45
1.6	56.6	26.7706	27.2686	0.9817	1.83
1.4	53.6	19.2010	19.6143	0.9789	2.11
1.2	51.0	12.8843	13.1587	0.9791	2.09
1.1	48.7	10.5388	10.8064	0.9752	2.48
1.0	46.6	8.3959	8.5864	0.9778	2.22
Spring Pack	-	230.5463	233.2433	0.9884	1.16



(a) Mesh



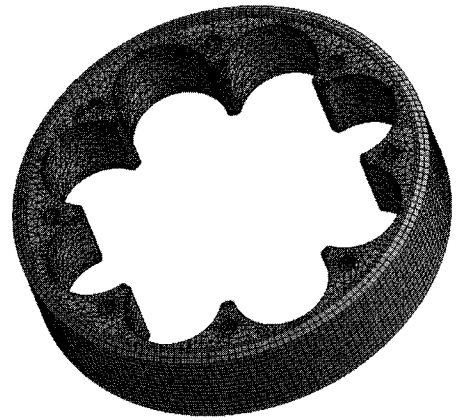
(b) Boundary conditions

Fig. 10 Modeling and boundary conditions for structural analysis of the inner star

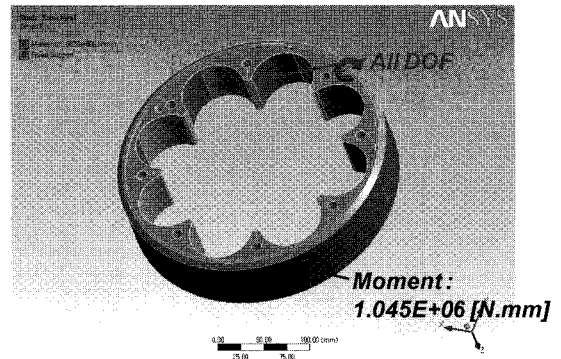
텔에 대한 요소 및 경계조건을 나타내었다.

### 3.2.2 유한요소해석 결과

인너 스타 및 아우터 스타에 대한 해석결과를 Fig. 12 에 나타내었다. 해석결과 인너 스타의 최대 응력은 19.9MPa, 아우터 스타의 최대응력은 5.4MPa 로 이는 인너 스타 및 아우터 스타의 소재 인 SNCM439 의 인장강도(Min. 1000MPa)보다 상당히 낮은 응력이므로 인너 스타 및 아우터 스타는 반복하중에 의한 피로 파손의 위험성은 거의 없음을 알 수 있다. 따라서 MT881 Ka-500 엔진에 사용되는 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기의 핵심 부품인 인너 스타 및 아우터 스타는 구조해석 결과 안전계수가 큰 소재로 제작되었음을 알 수 있었다.



(a) Mesh



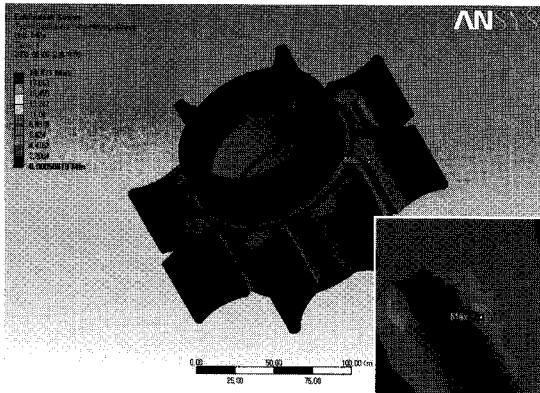
(b) Boundary conditions

Fig. 11 Modeling and boundary conditions for structural analysis of the outer star

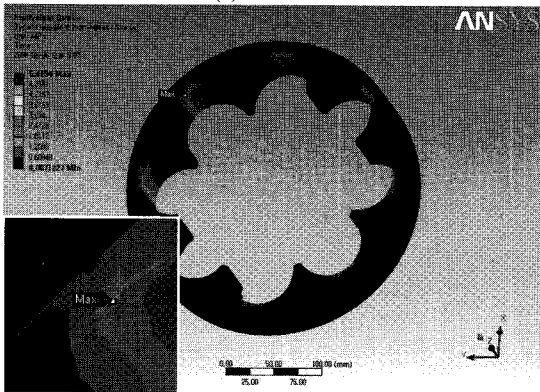
## 4. 결론

본 연구에서는 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기의 주요 부품 설계 기준을 정립하기 위하여 설계식 유도 및 이의 검증에 위한 유한요소해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 슬리브 스프링에 대한 스프링상수를 구할 수 있는 식을 유도하였다.
- 2) 유도된 식으로부터 스프링상수를 구하여 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기의 비틀림 특성을 파악할 수 있었다.
- 3) 이론적으로 계산된 슬리브 스프링의 스프링상수에 대한 유효성을 검증하기 위하여 슬리브 스프링의 유한요소해석 기법을 정립하였으며, 이론적 해석결과와 유한요소해석결과의 오차율은 최대 2.5%정도로 잘 일치하였다.



(a) Inner star



(b) Outer star

Fig. 12 The results obtained by structural analysis in the inner star and outer star

4) MT881 Ka-500 엔진에 사용되는 슬리브 스프링형식 비틀림 진동감쇠기의 핵심 부품인 인너 스타 및 아우터 스타의 구조해석결과는 반복하중에 의한 피로 파손의 위험성은 거의 없으며 안전계수가 높은 소재로 제작되었음을 알 수 있었다.

## 후 기

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

## 참고문헌

1. Lee, D. C., Lee, B. W., Park, Y. N. and Park, B. H., "A Study on the Dynamic Characteristics and Performance of Geislinger Type Torsional Vibration

Damper for Two Stroke, Low-speed Diesel Engine," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 16, No. 5, pp. 329-340, 1992.

2. Lee, D. C., "Improvement of Dynamic Characteristics of Torsion on the Marine Propulsion Shafting System with Elastic Rubber Coupling," Journal of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 12, pp. 923-929, 2003.
3. Park, Y. N., Lee, J. M., Kim, T. U. and Kim, U. K., "A Study on the Characteristics and Control of Torsional Vibration for Engine Shafting Systems with Elastic Coupling," KSNVE Autumn Conference 1997, pp. 70-75, 1997.
4. Lee, C. K. and Jeon, H. J., "A Study on the Design of the Torsional Vibration Viscous Damper for the Crankshaft and Developing of its Performance Simulation Computer Program," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 13, No. 1, pp. 77-96, 1989.
5. Kim, J. S., Jei, Y. G., Jeong, J. H. and Jeon, H. J., "A Theoretical Study on the Dynamic Characteristic of Damping Flexible Coupling(I)," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 11-22, 1994.
6. Shigley, J. E., Mischke, C. R. and Budynas, R. G., "Mechanical engineering design 7<sup>th</sup> Edition," McGraw-Hill, 2004.
7. Edwards, K. S. and McKee, R. B., "Fundamentals of mechanical component design," McGraw-Hill, 1991.