

구조해석을 통한 안전블록 설계 최적화 Optimization of Design of Safety Block by Structural Analysis

남기우 · 권호성 · 손창석

K. W. Nam, H. S. Gwon and C. S. Son

(접수일 : 2010년 2월 17일, 수정일 : 2010년 5월 11일, 채택확정 : 2010년 5월 27일)

Key Words : Safety Block(안전블록), Reliability(신뢰성), Stability(안전성), Optimization(최적화), Structural Analysis(구조해석)

Abstract : The safety block which prevents drop of laborers at high altitude was analyzed by finite element method. Elastic analysis was done by Ansys ver. 11.0. and tetrahedral meshing was used. As load applied more vertically at the fixed face of saw tooth, the stress concentration became smaller and the load distributed broader. When load worked at saw tooth and the shape was more straight to the direction of load, most stresses except principal stress became smaller. When the area of the load increased, principal stress and equivalent stress could be decreased simultaneously. A principal stress and other various stresses occurred in 3D shape, therefore revised model which has smaller equivalent stress than other models shows excellence on the stability and the credibility.

1. 서 론

안전블록은 고소의 건설현장, 철골 구조물, 철탑 설치 및 유지보수 작업 시 상승 및 하강하여 작업하는 근로자의 추락 시 산업재해를 예방하고 작업자의 안전을 도모하는 필수 장비로서 작업자가 착용하는 안전그네의 등 쪽의 충격흡수점중에 건축물이나 구조물의 고정점(연결점)에 연결하여 생명줄 역할을 하며, 추락 상황이 발생하면 추락을 방지하는 역할을 하는 중요한 안전보호구이다^{1,2)}. 그러나 현재 국내에서 생산·유통되고 있는 대부분의 안전블록은 내구성 및 신뢰성에서 외국 제품에 비해서 열악하여 영국, 독일, 프랑스 등의 안전기술이 선진화된 나라에서 생산되는 고가의 수입제품을 사용하고 있는 실정이다.

모든 산업분야에서 추락이 우려되는 작업장에 작업자 착용이 의무화된 안전블록은 추락발생시 즉각적으로 추락을 방지하는 이중 잠금장치와 짧은 추락거리(감속거리)로 인한 추락 충격하중을 최소화하

고 고정점(연결점)으로부터 수직 작업 반경을 최대화 할 수 있다. 그리고 웨빙형 안전블록은 웨빙의 꼬임으로 인한 작동 불량률이 많으므로 내부의 Guide Roll의 개발을 통해 웨빙이 원활히 움직일 수 있게 하며, 기존의 웨빙 소재의 개선을 통해 감졌을 때 용적을 줄일 수 있고 강도를 더 향상 시킬 수 있다. 그리고 길이에 따른 로프의 인장력 증가를 감소시켜 사용자가 불편함을 느끼지 않고 원치 기능을 추가하여 자력으로 올라 올 수 없을 시 위에서 끌어 올릴 수 있도록 하는 기술을 개발하려고 노력하고 있다.

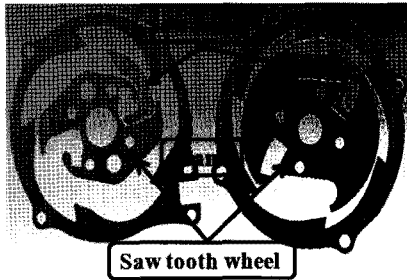
이와 같은 일련의 연구 중에서, 본 연구는 안전블록의 내부 구조를 조사하여 내부에 작용하는 힘을 분석하고, 이러한 분석을 통하여 안전블록의 내부 안전성과 신뢰성을 높이고자 하였다.

2. 수치 해석

본 해석에서는 Fig. 1과 작동원리는 같지만 내부 부품의 형태가 조금 다른 2 종류의 안전블록을 사용하였다. 즉, 상용 안전 블록(commercial safety block ; 이하 CSB)과 수정 안전 블록(modified safety block ; 이하 MSB)이다. 안전블록의 주요 내부 부품은 틀(Frame), 톱니(Saw tooth), 톱니바퀴

남기우(교신저자) : 부경대학교 재료공학과
E-mail : namkw@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6358
권호성 : 부경대학교 대학원
손창석 : 국방기술품질원

(Saw tooth wheel)이다. 2종류의 내부 부품의 기계적 성질은 모두 동일하며 Table 1에 나타내었다.



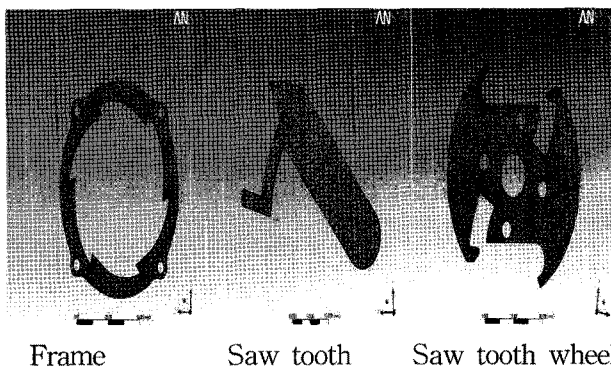
(a) CSB (b) MSB
Fig. 1 Main parts of safety block

Table 1 Mechanical properties of safety block

Young's modulus (MPa)	Tensile yield strength (MPa)	Compressive yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)
210,000	1079	1079	1226

안전블록에서 가장 중요한 부분은 하중이 가해졌을 때 접촉하는 틀, 톱니, 톱니바퀴이다. 이 3부분에 대하여 성인의 체중을 기준 하중(686 N)으로 가하여 응력변화를 조사하였다. 그리고 안전블록의 내부 모양을 개량하고 모델 개선에 따른 응력의 변화 및 분포를 파악하고 최적의 모델을 찾아내었다. 그리고 작동원리는 같지만 형상이 다른 2개의 안전블록의 응력변화, 분포 및 총변 형량을 비교 분석하였다.

해석은 ANSYS ver.11.0을 이용하여 탄소성해석을 실시하였다. 분할은 Fig. 2와 같이 4면체 10절점 요소를 사용하였다. 그리고 접촉부는 최소 응력이 작용하기 위하여 개선을 반복하면서 해석하였다. 구속은 안전블록 내부에 하중이 작용할 때, 각각의 부품이 맞닿아 서로를 고정하고 있는 부분으로 하였다⁵⁾.



Frame Saw tooth Saw tooth wheel
Fig. 2 examples of elements of Interior components

3. 결과 및 고찰

3.1 상용 안전 블록

본 절에서는 상용되고 있는 Fig. 1(a)와 같은 안전 블록을 해석하였다. Table 2는 주요 부품에 대한 주응력과 등가응력을 나타낸다.

각 부분은 기준하중 686 N을 받았을 때, 주응력과 등가응력은 톱니가 가장 크게 나타났다. 주응력에서 틀은 톱니의 약 1/4 정도이고, 톱니바퀴는 톱니의 1/4이하였다. 이것으로부터 안전블록은 가장 큰 응력이 작용하는 부분이 톱니라는 것을 알 수 있었다. 그리고 이때의 응력 값은 항복응력보다 작기는 하지만 안전율(등가응력 기준)이 1.8밖에 되지 않는다. 그러므로 이러한 톱니의 모양을 개량함으로써 톱니에 작용하는 주응력 및 등가응력을 감소시키고, 응력을 분산함으로써 안전블록의 안전성 및 신뢰성을 높일 수 있을 것이다. 톱니는 Fig. 3에 ○ 표시된 부분이 가장 큰 응력이 발생하는 부분이므로, ○부분의 곡률을 수정하여 응력 및 변형을 조사하여 Table 2에 나타내었다. 즉, 곡률의 수정에 따라서 호가 이루는 접선 각이 ① 43.81° → ② 155.51° → ③ 167.30° → ④ 176.84°로 변하였다. 곡률반경이 커짐에 따라서 주응력과 등가응력은 ① > ② > ③ > ④ 순으로 작아졌다. 최종적으로 ④의 등가응력은 ①보다 약 1/3이하로 줄어들었고, 주응력은 1/8로 줄어들었다. 즉, 톱니의 모양이 Fig. 3의 ① → ② → ③ → ④로 수정됨에 따라서 ○부분의 응력 집중이 분산되는 것을 확인할 수 있었으며 안전율 또한 5이상을 만족하였다. 톱니의 ○부분 변화에 따른 최대 주응력 및 등가응력의 Table 2에 나타내었다.³⁾

Table 2 Principal stress and Equivalent stress of commercial safety block

	Main part	Principal stress (MPa)		Equivalent stress (MPa)
		Max.	Min.	Max
CSB	Frame	183.8	-51.3	193.5
	Saw tooth	677.8	-49.8	590.2
	Saw tooth wheel	152.8	-33.9	146.3
①		667.8	-49.8	590.2
②	Modified Saw tooth	101.6	-13.9	185.2
③		91.2	-13.5	184.5
④		85.0	-14.2	182.9

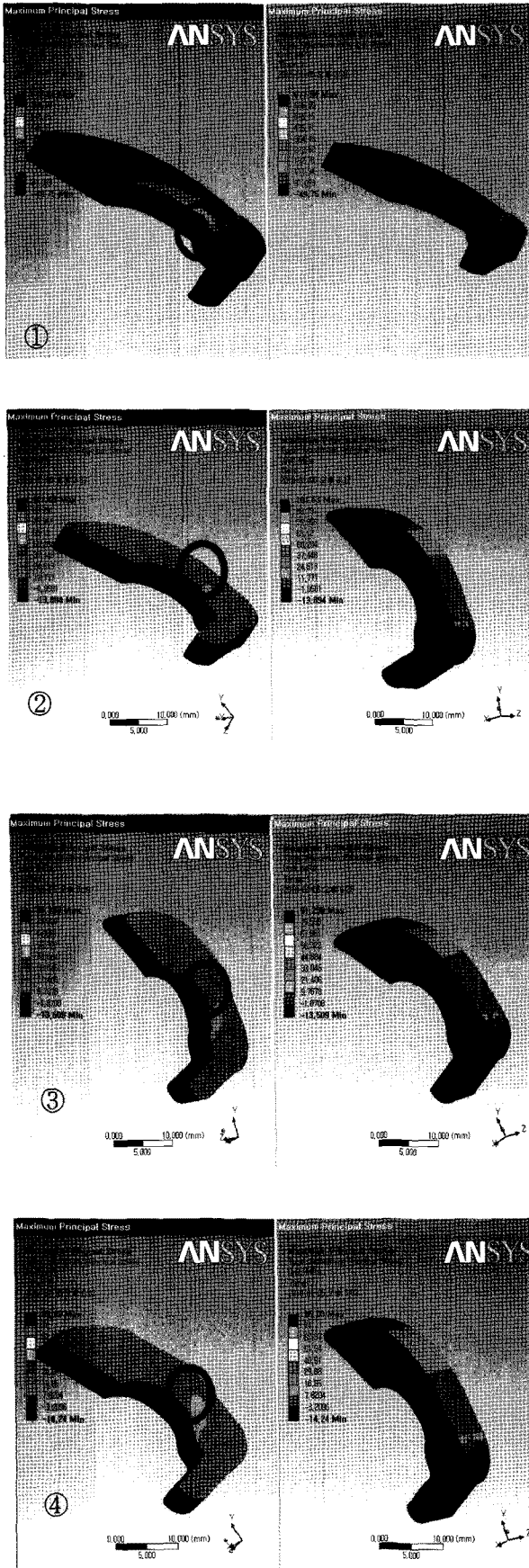


Fig. 3 Change of principal stress on saw tooth according to shape

3.2 수정 안전 블록

수정 안전 블록은 CSB와 작동원리는 같지만 내부 부품의 모양은 Fig. 1에 나타내듯이 다르다. MSB도 686 N의 하중을 가하여 주응력과 등가응력을 구하여 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Principal stress and Equivalent stress on modified safety block

Main part	Principal stress (MPa)		Equivalent stress (MPa)
	Max	Min	Max
Frame	480.7	-160.8	522.9
Saw tooth	47.4	-57.6	523.9
Saw tooth wheel	71.8	-14.0	98.9

MSB는 CSB와 같은 기준하중 686 N을 받았을 때, 주응력 부분에서 해석 결과의 양상이 MSB와 다른 것을 볼 수 있다. MSB 틀의 주응력은 CSB보다 3배나 크다. 반면 톱니의 주응력은 CSB의 1/13, 수정된 톱니 ④의 1/2 정도이었다.

같은 원리로 작동하는 안전 블록에서 이와 같이 차이가 발생하는 원인은 하중을 받는 면적의 넓이와 구속조건 그리고 하중의 방향과 하중을 지탱하는 형상의 차이에 있다. CSB와 MSB의 틀과 톱니의 접촉 부분 면적을 구하여 Table 4에 나타내었다.

Table 4 Comparison of contact area of between frame and saw tooth

Main part	Types	contact area (mm ²)
frame	CSB④	6.38
	MSB	2.48
saw tooth	CSB④	9.22
	MSB	2.48

하중을 받는 면적의 넓이는 CSB 틀이 6.38 mm²이고, MSB 틀이 2.48 mm²이다. 같은 하중이 작용을 할 때 면적이 작을수록 작용 응력이 커지는 것은 당연한 것이다. 이것으로부터 MSB 틀의 주응력이 CSB보다 3배가 큰 이유를 알 수 있었다. 그러나 톱니의 주응력 비교는 하중을 받는 면적으로 설명할 수 없었다. CSB 톱니의 하중 면적이 9.22 mm²인 반면 MSB 톱니의 하중 면적은 2.48 mm² 밖에 되지 않는다. 같은 하중이 CSB와 MSB에 각각 작용

하였을 때, CSB의 주응력이 MSB의 주응력보다 작아야 한다. 그러나 결과는 CSB의 주응력이 MSB의 주응력보다 약 13배 더 크고, CSB의 ④의 경우에도 MSB보다 2배 더 크다. 이와 같이 차이가 발생하는 것은 각각의 톱니의 구속조건과 하중이 작용하는 방향 그리고 하중을 지탱하는 형상의 차이 때문이다. Fig. 4는 CSB의 ④와 MSB의 톱니의 주응력, 하중의 방향 및 구속조건을 나타내고 있다. MSB는 하나의 면을 구속하고 있고, 하중의 방향은 이 구속면을 향하고 있다. 그리고 톱니의 형상은 하중 방향과 일치한다. 따라서 하중을 직접 받는 부분을 제외하고 다른 부위에서 응력집중이 거의 발생하지 않으며, 발생된 응력이 잘 분산되는 것을 알 수 있다. 그러나 CSB의 톱니④는 2개의 면을 구속하고 있으며, MSB에 비해 형상에 굴곡이 많고 하중의 방향이 구속면을 향하고 있지 않다. 굴곡이 많고, 하중이 구속면을 향하여 작용하지 않기 때문에 구속된 면과 구속되지 않은 면 사이의 경계에서 MSB보다 더 큰 응력이 발생하게 된 것이라 판단한다. 위의 결과로서 MSB의 톱니가 CSB의 톱니④보다 좋다고 할 수는 없다. 왜냐하면 Table 3에 나타내듯이 CSB의 톱니④의 등가응력은 182.9 MPa이지만, MSB의 등가응력은 523.9 MPa이기 때문이다. 등가응력은 방향과 크기를 가지는 주응력과 다르게 Scalar로서 크기만을 가진다. 하지만 등가응력은 복잡한 3차원 모형에서 무시할 수 없는 요소이다. 실제로 복잡한 3차원 모형에서는 다양한 응력이 발생할 때 응력만으로 항복이나 파단을 판단하기 힘들다. 그러므로 등가응력으로 다양한 응력의 영향을 고려할 필요가 있다⁷⁾. 즉, MSB의 등가응력이 항복응력보다 낮기는 하지만 안전율이 2밖에 되지 않기 때문에 안전블록의 사용 환경을 고려할 때 신뢰성이 낮다. 그러므로 신뢰성 확보를 위해 MSB의 톱니는 형상의 수정이 반드시 필요하다.

Fig. 5는 MSB의 톱니의 형상을 수정하는 부분의 반경과 호를 나타낸다. 톱니의 초기 반경 0.3 mm와 호의 길이 8.64 mm를 기준으로 여러 종류로 수정하여 평가하였다.

Fig. 6에서 반경은 초기 0.3 mm에서 증가함에 따라 하중의 작용면 근처에 집중하고 있던 응력이 분산되고, 주응력과 등가응력이 감소가 나타났다. 특히, 1.2 mm에서 두 응력 모두 항복강도(1079 MPa)보다 훨씬 작았으며, 응력의 분산 또한 가장 많이 발생하여 7이상의 안전율을 얻을 수 있었다⁶⁾.

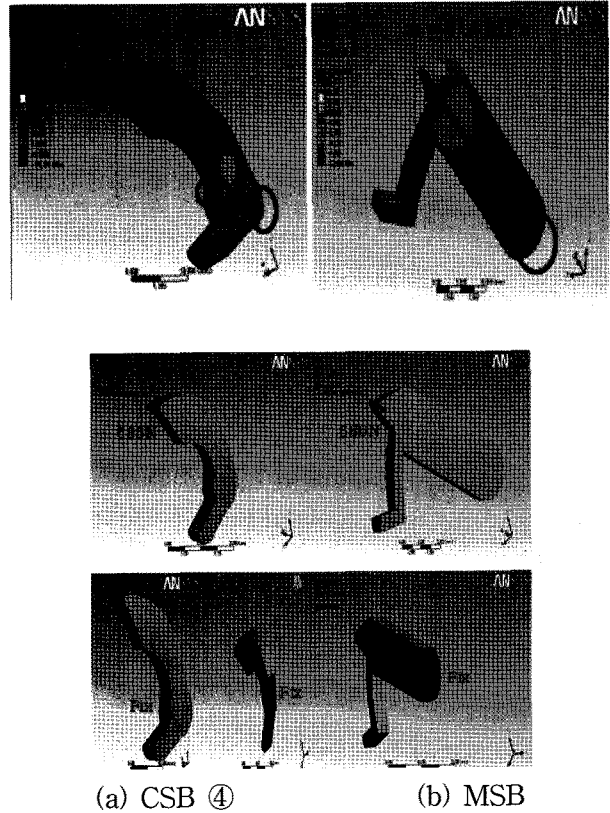


Fig. 4 Comparison of two types of saw tooth
→ : Load direction. ○ : fixed face

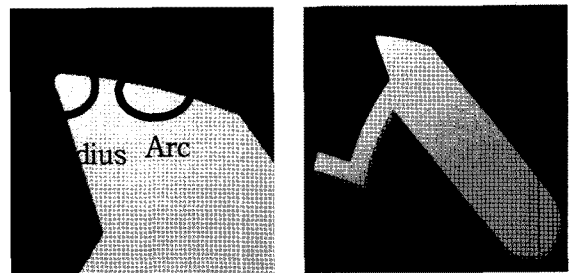


Fig. 5 Element for revision of saw tooth on modified safety block

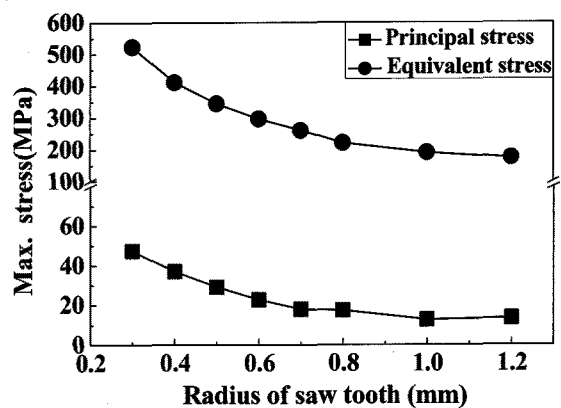


Fig. 6 Change of equivalent stress and principal stress according to change of radius on saw tooth

톱니 반경 변화에서 응력의 감소가 발생하였으므로, 호의 길이 변화가 응력에 영향을 미칠 것이다. 즉 호의 길이가 길어짐에 따라 하중이 집중되는 면과 연결된 면이 커지기 때문에 응력의 감소 및 분산이 이루어 질 것이라 예측할 수 있다. 그러나 해석 결과는 예상과는 약간의 차이를 보였다. Fig. 7에서 원주 반경 0.3 mm와 1.2 mm 모두 호의 길이를 증가시켰을 때 주응력은 48.3 ± 0.8 MPa과 $135. \pm 0.8$ MPa의 범위로 거의 변화가 없었다. 그러나 등가응력은 호의 길이변화에 따라 서로 다른 양상을 보였다. 반경 0.3 mm와 1.2 mm는 호의 길이가 길어짐에 따라 0.3 mm는 등가응력이 감소하는 반면 1.2 mm는 거의 변화가 없었다. 등가응력이 감소하는 것은 호의 길이가 길어짐에 따라 하중이 집중되는 면과 연결된 면이 커지기 때문에 응력의 완화 및 분산이 이루어지기 때문이다. 하지만 반경이 일정할 때 호의 길이가 임계 길이($r=0.3$ mm 일 때 호의 길이=8.80 mm)이상으로 길어지게 된다면 등가응력은 감소하지 않고 증가하게 될 것이다. 왜냐하면 도면상에서 호의 길이를 변화시킬 때, 호의 양 끝단이 고정 되어 있는 상태에서 호의 길이를 변화시키기 때문에 호의 길이가 길어질수록 호의 곡률도 커지게 된다. 이 때 호의 곡률이 커지게 됨에 따라 원주 반경과 호 사이에 이루는 각이 작아지게 된다. 따라서 하중을 받는 면 이외에서도 응력 집중이 발생하는 곳이 증가하기 때문에 호의 길이가 길어짐에 따라 등가응력이 감소하지 않고 증가하게 되는 것이다⁴⁾.

이러한 결과를 바탕으로 주응력과 등가응력을 모두 고려할 때 초기 호의 길이 8.87 mm이고, 호의 반경을 1.2 mm하였을 때가 최적의 상태이며 톱니 끝단에 이러한 상태를 Fig. 8에 나타내었다.

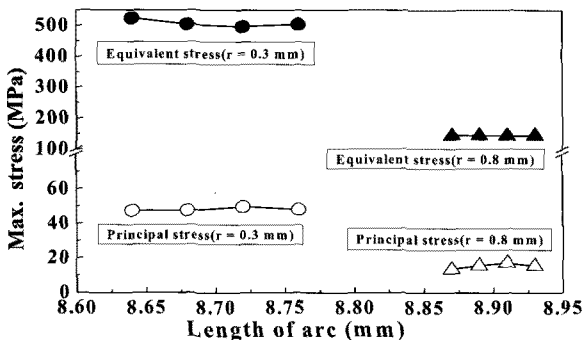


Fig. 7 Change of equivalent stress and principal stress according to change of arc length on saw tooth

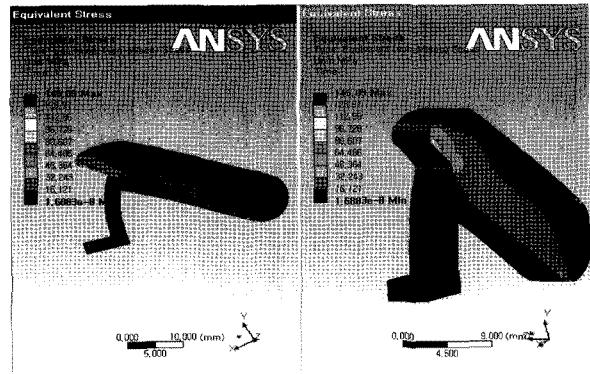


Fig. 8 Analysis result from initial arc length 8.87 mm and saw tooth radius 1.2 mm of MSB

4. 결 론

고소의 작업장에서 근로자의 추락을 방지하기 위한 안전장치인 안전블록에 하중이 작용하게 되었을 때, 내부 지지부에 나타나는 응력상태를 유한요소법에 의하여 해석을 수행하였다. 그 결과를 근거로 안전블록의 내부 모델을 수정하였고 이에 대한 안전성을 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 톱니에 하중이 작용할 때 구속이 되는 면에 하중이 수직방향으로 작용할수록 응력집중이 작게 발생하며 하중의 분산이 많았다.
- 2) 톱니에 하중이 작용할 때 하중의 작용방향에 대해 형상의 굴곡이 작고 형상이 직선에 가까울수록 주응력 이외에 작용하는 응력이 작아졌다.
- 3) 하중을 받는 면의 면적을 크게 할수록 주응력과 등가응력을 동시에 줄일 수 있었다.
- 4) 톱니의 주응력과 등가응력은 CSB의 수정 모델 ④와 반경 1.2 mm의 MSB에서 모두 3이상의 안전율을 나타내었다.
- 5) 따라서 주응력과 등가응력을 고려하여 가장 안전한 것은 MSB에서 초기 호의 길이가 8.87 mm일 때 호의 반경은 1.2 mm이며, 이때 안전율은 7.4로서 내부 부품에 대하여 안전율을 확보할 수 있다. 모델링의 변경을 통하여 주응력과 등가응력을 감소시켰고 부하 응력의 감소로 안전율도 5이상 확보할 수 있었다.
- 6) 안전율의 확보는 신뢰성과 안정성을 높이고, 고소의 작업환경에서 근로자의 안전을 더욱 확보할 수 있으며, 작업능률의 향상에 기여할 것이다. 또한 신뢰성과 안전성이 높은 국산 안전블록의 개발을 함으로써 독창성을 확보하고 국산 제품의 브랜드 가치를 높일 수 있을 것이다.

후 기

본 논문은 2008년 지역산업공통기술개발사업으로 수행된 연구임.

참고 문헌

1. Kang B. S., 2004, "A Study on the Present Conditions and Prevention of Accident Occurred in the Construction Field", J. Korean Society of Industrial Application, Vol. 7, No. 3, pp. 241~248.
2. Koo B. T., et al., 1988, "A study on the prevention of safety-accident in building construction", Korea architectural Journal, Vol. 8, No. 1.
3. Kim H. Y., 2007, "A study on the Optimal Design of the Fuel Storage Vessel of CNG Automobile by Considering Structural Efficiency", Transaction Korean Society of Mechanical Engineers A Vol. 32, No. 6, pp. 465~473.
4. Lee J. S., 2005, "A study on the Structural Analysis of Rope Brake by Spring Type", Transaction Korean Society of Machine Tool Engineers Vol. 14, No. 1, pp. 89~94.
5. Swanson Analysis System Inc, 2006, ANSYS User's Manual Revision 10.0
6. Lee M. J., 2008, "A study on the Evaluation of Structural Stability of JIB Crane for a Feed Vessel According to the Luffing Angle", Transaction Korean Society for Power System Engineering. Vol. 12, No. 6, pp. 24~28.
7. ANSYS Inc, 1992 ANSYS User's Manual.