

## 잠금장치의 응력집중 저감에 관한 연구

### A Study on the Reduction of Stress Concentration for the Breech System

이영신\* 류충현\* 송근영\*\* 김인우\*\*\* 이규섭\*\*\* 차기업\*\*\*  
Lee, Young-Shin Ryu, Chung-Hyun Song, Keun-Young Kim, In-Woo Lee, Keu-Seob Cha, Gi-Yeob

#### ABSTRACT

The breech system can be considered as a pressure vessel with an internal plug under high explosive pressure. The system consists of a breech block(internal plug) whose front surface subjects to pressure, and a breech ring(pressure vessel). There is the geometric discontinuity around roots of connection parts and then stress concentration is introduced due to pressure, where contact effect may be ignored because contact plane between two equipments is parallel ideally. Generally high stress concentration phenomena shorten the life cycle of the mechanical system. It is well known that shock load is much more harmful on safety of the system than static load. In this present paper, several geometric design variables which may affect stress condition on the system are chosen and the parametric study on the design variables is carried using commercial FEM codes. Finally, the obtained results in the single lug breech system are applied to design the 3 lugs breech system. The 3 lugs breech system can reduce the maximum stress level.

주요기술용어: Breech System(잠금장치), Breech Block(폐쇄기), Breech Ring(멈춤쇠), Lug(단), Single Lug Breech System(단일형 잠금장치), Multi-Lug Breech System(다단형 잠금장치)

#### 1. 머리말

잠금장치는 높은 폭발에너지를 임의의 한쪽방향으로 방출하는 장비의 일부 장치로, 에너지 방출방향의 반대쪽에 설치되어 기밀을 유지시키기 위한 밀폐장치를 말하며, 크게 폐쇄기와 멈춤쇠로 구성되어 있다. 폐쇄기는

폭발압력을 직접적으로 받는 부품이며 상하로 움직여 밀폐공간을 개폐할 수 있고 이 때, 폭약이 밀폐공간으로 삽입된다. 멈춤쇠는 폐쇄기가 움직일 때, 안내자 역할과 폐쇄기가 받은 폭발하중을 지지하는 역할을 한다. 멈춤쇠와 폐쇄기는 각각 암수로 결합되며 이중전달은 폐쇄기에서 멈춤쇠로 면접촉에 의해 이루어진다.

이영신 등<sup>(1)</sup>은 폭발하중을 받는 궤도 차량 구조물의 응력해석을 수행한 사례가 있으며, 폭발하중을 받는 구조물은 정적하중을 받은 구조물에 비해 복잡한 역학

\* 충남대학교

\*\* 한국타이어

\*\*\* 국방과학연구소

적 거동을 보이므로 해석에 어려움이 많이 있다. 응력집중<sup>(2-6)</sup> 현상은 집중하중이나 부재들의 갑작스런 기하학적인 변화에 의하여 발생하는 현상으로 특히 재료가 반복하중을 받을 때 중요한 인자로 설계에 고려된다. 왜냐하면, 균열은 최대 응력에서 발생되고 하중이 반복됨에 따라 재료 전체로 점진적으로 성장하여 피로파괴의 가능성을 일으키기 때문이다. 따라서 장치의 수명에 가장 직접적으로 영향을 미치는 요소라 고려할 수 있다.

폐쇄기와 멈춤쇠는 볼트/너트와 같이 암수로 결합되며 이 때, 산에 해당하는 것을 단이라 칭한다. 기존에 사용되고 있는 잠금장치는 단의 개수가 1개이고 매우 큰 충격하중에 견고함을 확보하기 위해 용접 등의 결합방법이 사용되지 않고 단조로 만들어진 재료를 가공하여 폐쇄기와 멈춤쇠 각각을 단일품으로 제작한다. 최근에는 보다 더 큰 출력을 갖는 장비가 요구되므로 출력에 직접적으로 영향을 미치는 폭발력을 증대시키는 방안이 고려되고 있다. 그러나, 기존의 형태는 증대된 폭발력으로 인한 큰 응력상승을 초래하여 장비의 수명을 감소시킴으로 기존의 형태와 다른 새로운 잠금장치의 개발이 필수적으로 요구되고 있다. 잠금장치는 역학적으로 안전성 확보가 요구될 뿐만 아니라 단위 시간당 발사횟수도 중요한 인자이므로 복잡하지 않고 작동이 간단해야 하는 것이 또 하나의 제약조건으로 고려해야 한다.

국외에서는 1개의 단을 갖는 단일형 잠금장치에서 발생하는 응력을 저하시키는 방안으로 여러 개의 단을 갖는 다단형의 잠금장치가 연구되어 설계에 채용하고 있다. 다단형 잠금장치는 1개의 단이 지지하는 하중을 여러 개의 단으로 분포시킴으로서 응력을 감소시킨다는 개념을 적용한 설계이다. 그러나 국내에서는 다단형 잠금장치에 대한 연구<sup>(7,8)</sup>가 부족한 실정이며 단일형 잠금장치에 대한 연구도 일부 특수한 분야에서만 이루어지고 있으며 잠금장치에 대한 전반적인 연구가 필요한 실

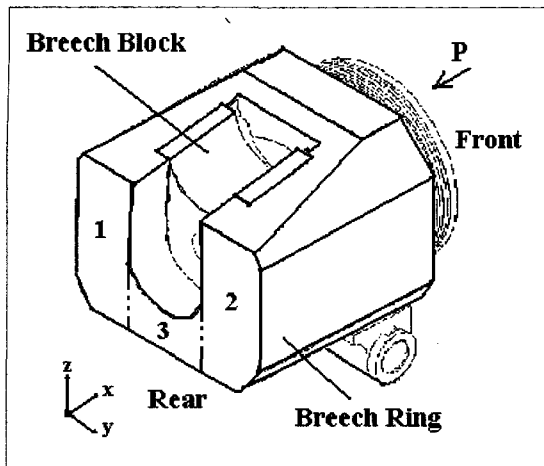
정이다.

잠금장치는 기하학적으로 복잡한 형상을 가지고 있으며 폭발을 일으키는 부품, 폐쇄기를 상하로 움직이는 부품 그리고 기밀을 유지하기 위한 부품 등, 여러 부품들로 구성된다. 그러나, 본 연구에서는 멈춤쇠와 폐쇄기의 기하학적인 형상에 따른 역학적 거동만을 고려하기 위해 멈춤쇠와 폐쇄기를 제외한 부품들은 고려하지 않았다.

본 연구에서는 기존의 단일형 잠금장치에 대한 기하학적 설계변수의 영향을 고찰하였으며 이를 기본 자료로 이용하여 다단형 잠금장치설계에 적용하였다. 그리고, 그 효과를 비교/고찰하였으며 다단형 잠금장치에서의 변수를 고려하여 그 영향을 제시하여 설계에 적용될 수 있도록 하였다. 실제의 잠금장치에 작용하는 하중이 충격하중이고 기하학적 형상이 복잡하기 때문에 이를 정확히 모델링하기 위해서는 3차원 모델을 사용하여 천이해석하는 것이 합당하다. 그러나 각각의 설계변수에 대한 영향을 고찰하기에는 3차원 모델이 계산비용이나 시간측면에서 매우 비효율적이며 각 변수의 영향을 명확하게 고찰하기가 어렵다. 또한 천이해석은 계산시간을 길게하는 주요원인이므로 대부분의 경우에서 등가정적해석으로 변환하여 해석한다. 따라서 본 연구에서는 하중 및 기하학적 형상을 2차원으로 단순화하여 2차원 평면 응력 문제로 모사하여 해석하였다. 이러한 단순화의 타당성은 3차원 모델의 해석결과와 비교하여 검증되었다. 그리고 충격하중은 4/3의 충격계수를 적용하여 등가 정적하중을 해석모델에 적용함으로써 등가 정적해석으로 평가를 하였다.

## 2. 등가 모델링

그림 1은 기존의 일반적인 단일형 잠금장치를 보이



[그림 1] 기존의 일반적인 단일형 잠금장치

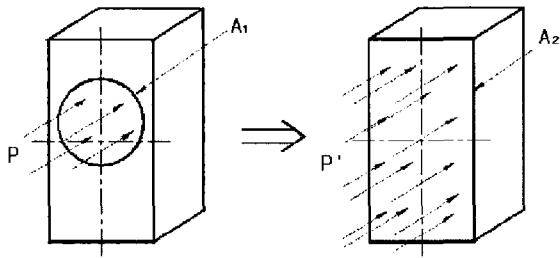
며 하중  $P$ 는 폐쇄기의 앞부분에 작용한다. 충격하중은  $-x$ 방향으로 작용하며 하중 작용시간은 0.014초이다. 하중을 받는 멈춤쇠의 뒷부분은 굽힘에 의해 1부분은  $-y$ 방향으로, 2부분은  $+y$ 방향으로 변형된다. 만약 3부분이 없게 되면 굽힘 변형으로 인하여 1과 2부분의 간격이 확장되어 폐쇄기가 이탈되는 사고가 발생할 수 있다. 따라서 이를 방지하기 위해 1부분과 2부분을 연결할 수 있도록 3부분을 첨가하여 멈춤쇠의 형상은 U자형이 된다. 이와 같은 잠금장치를 말굽형 잠금장치 또는 U자형 잠금장치라 한다. 이 장치는 단순하여 운용이 쉽고 속도를 높일 수 있다는 장점이 있으나  $z$ 방향으로 대칭형상이 아니기 때문에 상부에 더 높은 응력을 발생시키므로 수명이 감소되는 단점이 있다. 이러한 단점을 보완하기 위한 다른 잠금장치로 모든 방향으로 대칭인 개방형 잠금장치가 개발되었다. 이 장치는 그림 1에서 멈춤쇠의 3부분이 없는 형상으로 1부분과 2부분이 굽힘변형으로 확장되는 거동을 제한하기 위한 장치가 필요하게 된다. 그래서 개방형 잠금장치를 H자형 잠금장치라 불리어지기도 한다.

3차원 모델을 2차원 모델로 해석하기 위해서는 임의

의 한쪽방향의 역학적 성분을 무시할 수 있다는 가정이 타당하여야만 한다. 역학적 성분을 무시할 수 있다는 것은 기하학적인 형상과 경계 및 하중조건 모두 평면응력이나 평면변형률상태를 만족하여야만 한다는 것을 의미한다. 일반적으로 두께가 두꺼운 경우에는 평면응력문제라 두께가 얇은 경우에는 평면변형률문제라 모사할 수 있다.

잠금장치의 기하학적 형상은  $x, y, z$  방향으로의 길이가 거의 동일한 육면체 형상이며 폐쇄기는  $z$ 방향으로 상하로 움직일 수 있도록 되어 있다. 그림 1에서 보여진 U자형 잠금장치의 폐쇄기는 상단부의 곡면을 재료가 채워진 형태로 가정하여 직육면체로 모사하면 평면응력문제로 모델링할 수 있다. 그러나 U자형 잠금장치의 멈춤쇠는  $z$ 방향으로  $x-y$ 평면에 대해 일정한 형상을 갖지 않기 때문에 평면응력문제로 모델링하기가 곤란하다. 반면, 개방형 잠금장치 즉, H자형 잠금장치인 경우에는 멈춤쇠의 형상이  $z$ 방향으로 일정하므로 평면응력문제로 상사할 수 있다. 또한 U자형 장치는  $z$ 방향 상단부에 매우 높은 응력을 초래하며 이로 인한 크랙발생이 많이 보고되고 있으므로 H자형 장치의 개발이 요구되고 있는 실정이다. 이는 이전에 언급한 바와 같이 U자형 장치에 비해 H자형 장치가 좀더 균일하게 분포된 응력분포를 보이기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 H자형 잠금장치를 해석모델로 고려하였다.

경계조건은 대칭 경계조건을 이용하면 2차원 문제로 모사가 가능하나 하중의 경우는 다르다. 그림 2는 폐쇄기를 단순화하여 직육면체로 고려하였을 때, 실제 작용 하중  $P$ 는 폐쇄기에 작용하는 것을 나타낸다. 실제 하중 작용면은 원형이며 그 중심은 폐쇄기의 중앙에서 위쪽으로 위치한다. 이를 2차원 평면응력 문제로 모사하기 위해서는 폐쇄기의 전면에 작용하는 균일분포하중  $P'$ 으로 모사하여야 하며 그 계산식은 다음과 같다.



(가) 집중하중조건 (나) 균일하중조건

[그림 2] 대칭모델로 모사하기 위하여 가정된 폐쇄기에 작용하는 하중조건

$$P' = P \times \frac{A_1}{A_2} \quad (1)$$

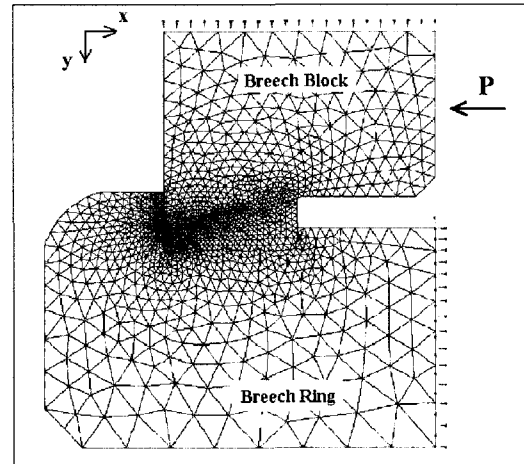
여기서  $A_1 = 14.8 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ,

$$A_2 = 54.3 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

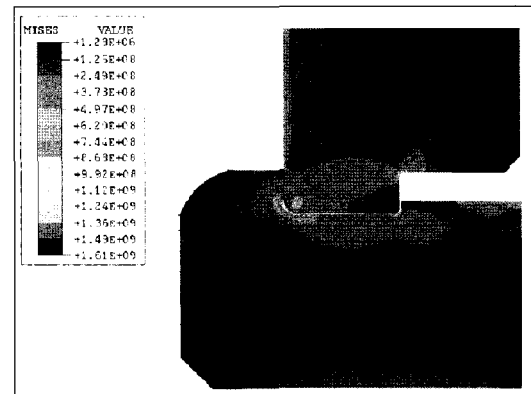
로  $A_1$ 은 실제 모델에서 하중작용 면적을 그리고  $A_2$ 는 2차원 평면응력문제 모사하였을 경우의 하중 작용면적을 나타낸다. 따라서 2차원 평면응력모델에서 폐쇄기에 작용하는 하중  $P$ 는 135.2MPa이다.

잠금장치는 특수한 목적에서 사용되는 만큼 특수한 재료로 제작된다. 재료의 기계적 물성값은 표 1에 제시하였다. 허용응력값이 일반적으로 사용되는 강재에 비해 매우 높은 것을 확인할 수 있다. 마찰계수는 이전의 해석과 경험에 의해 타당한 값인 0.3을 적용하였다.

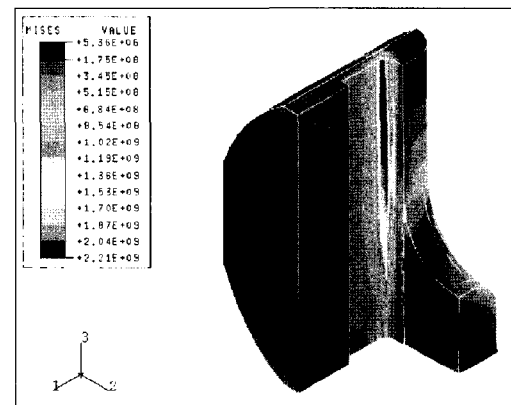
응력집중의 문제는 유한요소해석에서 요소의 크기가 미치는 영향이 크므로 응력집중이 발생될 것으로 예상되는 영역인 단의 끝부분과 모서리 부분을 세분하여 mesh하였다. 그리고, 응력집중이 발생되지 않을 영역은 계산의 비용이나 시간의 경제성을 고려하여 큰 요소를 형성하였다. 요소의 밀도를 알맞게 조절하기 위해서 삼각형 요소가 사용되었다. 일반적으로 삼각형 요소는 사각형 요소에 비해 다소 강성이 높게 평가되어 결과값이



[그림 3] 단일형 잠금장치의 2차원 모델.



[그림 4] 단일형 잠금장치의 2차원 모델에 대한 Mises응력 분포 ( $\sigma_{\max} = 1.61 \text{ GPa}$ ).



[그림 5] U자형 잠금장치에 대한 3차원 응력해석 결과

약간 높게 계산된다고 알려져 있다. 그리고 삼각형 요소는 메쉬분포에 따라 방향성을 갖을 수 있으므로 방향성을 갖지 않도록 요소를 배치하였다. 그림 3은 폐쇄기와 멈춤쇠에 대한 2차원 평면응력 유한요소모델을 보인다. 멈춤쇠의 x방향 전면은 고정하였고 폐쇄기의 상부(실제모델의 폐쇄기 중앙부)는 대칭경계조건을 적용하였으며 작용하중은 폐쇄기의 전면에 가하였다. 폐쇄기와 멈춤쇠가 접촉되는 경계를 따라서는 접촉경계조건을 적용하였다.

그림 4는 2차원 해석모델에 대한 Mises응력분포를 보인다. 최대 응력은 1.61GPa로 폐쇄기와 멈춤쇠가 접촉하는 단의 밑부분인 골부분에서 발생한다. 이는 폐쇄기와 멈춤쇠가 면접촉을 하므로 접촉에 의한 영향보다 굽힘에 의한 영향이 지배적임을 나타낸다. 폐쇄기에서도 역시 모서리가 있는 영역에서 높은 응력이 발생된다.

그림 5는 U자형 잠금장치에 대한 3차원 모델에 대한 응력해석결과를 보인다. 2차원 모델의 결과는 H자형 잠금장치에 대한 것으로 U자형 잠금장치에 비해 응력분포가 균일하여 최대응력값 또한 작은 것으로 기대된다. 3차원 모델에 대한 해석결과에서 최대응력은 멈춤쇠의 상단부에 발생되며 최대값은 2.21GPa로 예상된 바와 같으며 2차원 모델의 해석결과가 타당하다고 판단할 수 있다.

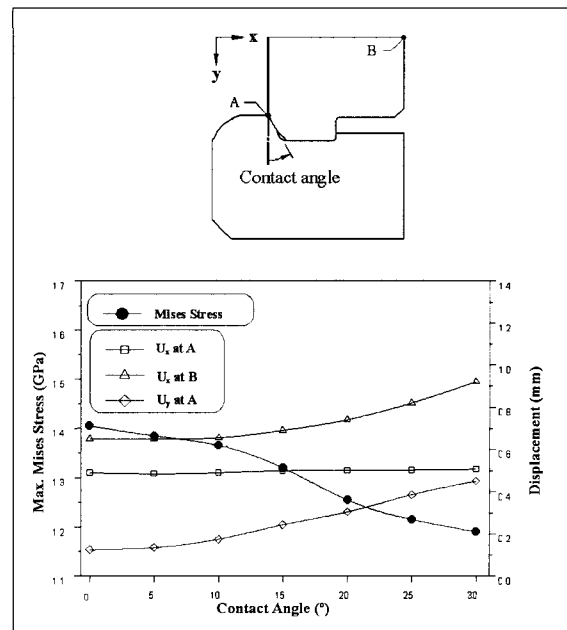
[표 1] 잠금장치에 이용된 재료의 기계적 물성

Property	Value
Young's Modulus	206 GPa
Yield Strength	1.1 GPa
Density	7850 kgf/m <sup>3</sup>
Poisson's Ratio	0.3
Friction Coefficient	0.3

### 3. 단일형 잠금장치

본 논문에서 고려된 단일형 잠금장치의 설계변수들은 접촉각과 골부분의 곡률반경이 고려되었다. 이 기하학적 변수들은 이전의 해석과 경험을 통해 잠금장치의 역학적 거동에 큰 영향을 줄 수 있는 인자라 판단되어 선정하였다.

그림 6은 접촉각 변화에 따른 골부분에서의 최대 응력과 멈춤쇠 및 폐쇄기에서의 변위를 나타낸다. 접촉각은 y축을 기준으로 반시계 방향의 각도를 말하며 변위는 멈춤쇠에서 가장 큰 변위가 발생할 것으로 예상되는 점 A와 폐쇄기의 중심부인 점 B에서의 값이다. 접촉각이 변화함에 따라 멈춤쇠의 곡률반경은 일정하도록 하였으며 폐쇄기는 멈춤쇠와 간섭이 발생하지 않도록 필렛(fillet) 대신 모따기(chamfer)로 형성하였다. 접촉각이 증가함에 따라 최대 응력값은 1.4 GPa에서 감소하는 경향을 보이며 접촉각이 10°~20° 사이에서 감소를



[그림 6] 접촉각에 따른 최대 응력과 변위

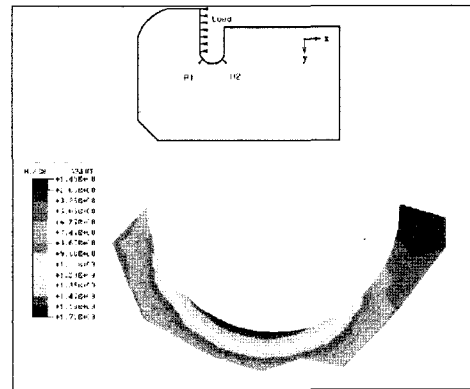
이 가장 큰 것을 알 수 있다. 변위성분들은 x방향, y방향으로 각각  $U_x$ ,  $U_y$ 로 표현하였다. 변위성분들은 접촉각의 증가에 따라 증가하였으며 이는 접촉각이 증가하면 x방향의 작용하중보다 y방향의 작용하중이 커져서 멈춤쇠의 굽힘을 초래하기 때문이다.

단일형 잠금장치의 멈춤쇠에서 골은 폐쇄기가 일정 길이의 단을 갖기 때문에 앞쪽과 뒤쪽에 모서리가 존재하게 되고, 응력설계 측면에서 이 부분을 곡면처리하였다. 다단형 잠금장치의 경우에는 단의 개수가 증가함에 따라 골사이의 간격이 감소된다. 따라서 일정한 작은 공간에 골을 형성할 때 두 독률반경의 비에 따른 영향을 고찰하였다. 폐쇄기와 접촉에 따른 영향을 배제하기 위해 단순화된 멈춤쇠에 직접 하중을 작용시켜 결과를 얻었다.

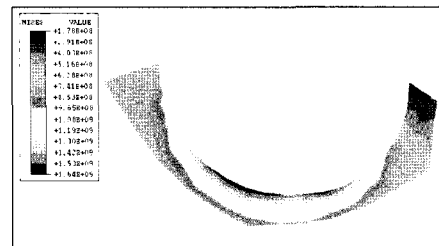
기하학적 치수에 독립적인 설계변수를 얻기위해 다음과 같이 무차원변수를 정의하여 비교하였다.

$$r_b = \frac{R_1}{R_2} \quad (2)$$

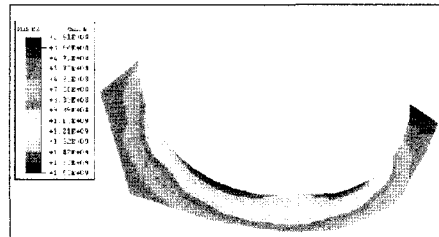
여기서  $R_1$ 은 하중을 받는 쪽의 곡률반경이고  $R_2$ 는 반대방향의 곡률반경을 가리킨다. 그림 7은  $r_b$ 가 1, 1.2, 1.5, 그리고 2인 경우에 대한 골부분에서의 응력분포를 보인다.  $r_b$ 가 1인 경우의 최대 응력은 1.71GPa이며 발생위치는 중앙에서 하중이 작용하는 쪽이다.  $r_b$ 가 커짐에 따라 응력분포가 양분된다. 또한  $r_b$ 가 1.5인 경우에는 최대응력이 1.63GPa로  $r_b$ 가 1인 경우에 비해 약 5% 감소하지만,  $r_b$ 가 2인 경우에는 최대값이 1.74GPa로 1인 경우보다 증가되는 경향을 보인다. 따라서  $r_b$ 의 값이 1.5인 경우의 형상이 골부분에서 발생하는 응력을 알맞게 분포시키고 최대응력을 줄일 수 있음을 알 수 있다.



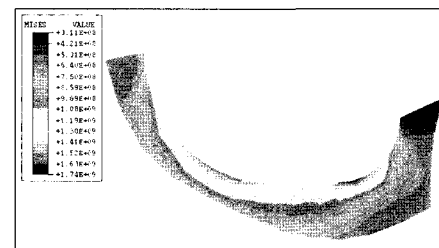
(가)  $r_b = 1$  ( $\sigma_{max} = 1.71$  GPa)



(나)  $r_b = 1.2$  ( $\sigma_{max} = 1.64$  GPa)



(다)  $r_b = 1.5$  ( $\sigma_{max} = 1.63$  GPa)



(라)  $r_b = 2$  ( $\sigma_{max} = 1.74$  GPa)

[그림 7] 골의 반경비에 따른 Mises 응력분포 ( $r_b = R_1/R_2$ ).

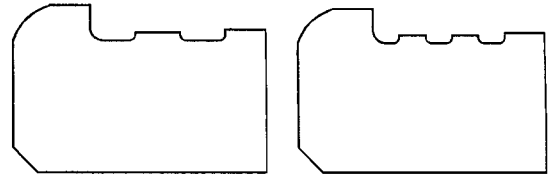
#### 4. 다단형 잠금장치

다단형 잠금장치는 단일형 잠금장치가 하나의 단으로 하중을 모두 지지하는 것을 여러 개의 단으로 분리하여 지지하는 개념을 적용한 것이다. 다단형 잠금장치 설계에서 단을 배치할 수 있는 범위는 기존의 주변장치와 간섭이 생기지 않는 범위내에서 단을 배치시켜야 한다는 제약조건이 있다. 따라서 다른 주변장치와 간섭이 생기지 않는 최대의 영역을 확보하여 단을 배치시켜 고찰하였으므로 단일형 잠금장치에서 단이 차지하는 영역보다 그 폭이 넓다.

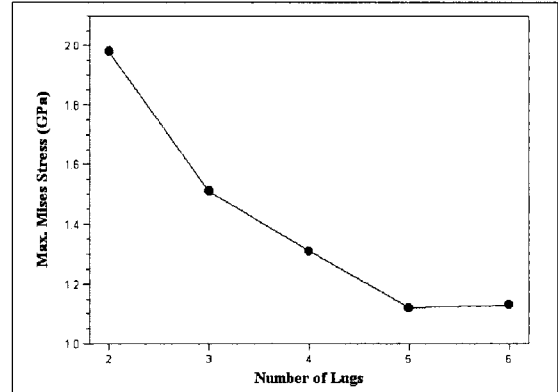
이론적으로 단의 개수가 많으면 많을수록 작용하중이 넓게 분포되어 최대응력값은 감소하게 된다. 그러나, 전술한 바와 같이 정하여진 공간에 단을 배치해야 하는 제약조건에 의해 단의 개수를 증가시키게 되면 단과 단 사이의 간격이 줄어들어 단 자체가 역학적으로 약화되는 거동을 보이므로 이에 대한 고찰이 필수적이다. 또한 단의 개수가 많아지면 기하학적 형상이 복잡해지고 이에 따라 잠금장치의 개폐속도가 떨어지게 되어 잠금장치의 성능에 악영향을 미치게 된다.

단의 개수에 따른 영향을 고찰하기 위하여 고려된 단의 개수는 2~6개이며 그림 8은 그 중 2개인 모델과 3개인 모델의 멈춤쇠를 보인 것이다. 단과 단 사이의 간격은 동일하게 하였으며 응력값에 큰 영향을 미치는 설계인자인 골부분의 반경은 단일형 잠금장치의 경우를 고려하여 결정하였다. 가장 뒤쪽에 위치한 단에 대한 반경은 단일형의 뒤쪽 반경과 동일하며 나머지 반경은 단일형의 앞쪽 반경과 동일하다.

그림 9는 단의 개수에 따른 최대 응력을 나타낸 것이며 모든 경우에 대해 최대응력은 하중작용면에서 가장 가까운 즉, 가장 앞쪽에 위치한 단 근처에서 발생한다. 단일형 잠금장치와 2개의 단을 갖는 잠금장



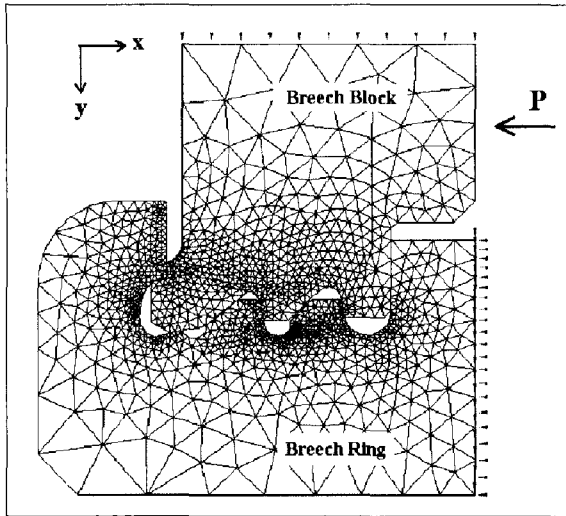
[그림 8] 단의 수에 따른 영향을 고찰하기 위한 2, 3개의 단을 갖는 멈춤쇠



[그림 9] 단의 수에 따른 잠금장치의 최대 Mises 응력

치와 비교해볼 때 2개의 단을 갖는 잠금장치의 경우가 더 높은 최대응력을 보이는데 이것은 앞쪽에 위치한 단의 골 반경이 단일형 잠금장치의 반경에 비해 약 40%이기 때문이다. 최대응력은 단의 개수를 2개에서 3개로 늘일 경우가 가장 큰 감소율인 약 60%를 보인다. 그리고 최대응력은 단의 개수 5개까지 연속적으로 감소하나 6개인 경우에는 구조물의 강성이 저하되어 최대응력이 증가하는 경향을 보인다. 따라서 최대응력이 최소인 모델은 단의 개수가 5개인 모델이다. 그러나, 개폐속도나 유지/보수측면에서는 간단한 형상이 유리하고 단의 개수의 증가는 제작상의 상당한 어려움을 초래하며 국외의 사례를 검토하여 최대응력의 감소율을 가장 크게 하는 3개의 단이 알맞다고 결정하였다.

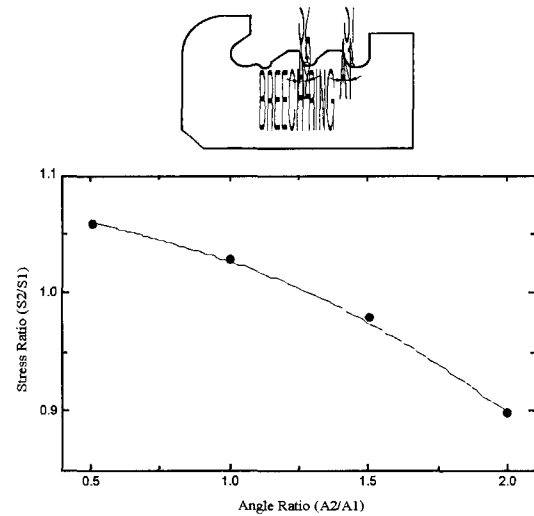
단의 개수에 대한 고찰을 통해 단의 개수는 3개로 결



[그림 10] 3개의 단을 갖는 잠금장치의 해석모델

정하였으며 이전 절에서 얻어진 결과를 적용한 기초모델을 그림 10에 나타내었다. 한쪽방향으로 작용하는 하중을 효과적으로 지지할 수 있는 형상은 툰니형상으로 이를 잠금장치 설계에 적용하였다. 고려된 잠금장치는 H자형 잠금장치로 -y방향으로의 변형은 폐쇄기가 이탈되는 사고가 발생할 수 있으므로 y방향으로의 변형을 제한할 수 있어야 한다. 그러나, 이를 위해 새로운 장치를 설치하게 되는 잠금장치가 복잡하게 되어 운용측면에서 나쁜 영향을 미친다. 따라서 뒤쪽의 맨 마지막 단은 -x방향으로의 하중이 폐쇄기와 멈춤쇠를 결합하는 역할을 할 수 있도록 설계하여 y방향으로의 변형을 제한한다. 전체적인 형상은 국외 연구사례를 참고하였으며 각 골부분은 이전절에서 얻어진 결과를 적용하여 기본 모델을 형성하였다. 요소생성 및 경계조건 등은 이전의 단일형 잠금장치의 경우와 동일하다.

기본모델에 대한 해석결과를 고찰해 보면, 최대 응력은 1.13 GPa로 단일형 잠금장치의 약 70%로 감소하였으며 멈춤쇠 끝단에서의 y방향변위는 0.6 mm로 매우



[그림 11] 3단형 잠금장치에서 접촉각의 비 A2/A1에 따른 최대응력비 S2/S1

작은 것을 확인하였다

다단형 잠금장치가 단일형 잠금장치에 비하여 낮은 응력값을 보이는 것은 여러 개의 단이 하중을 분배하여 지지하기 때문이다. 따라서 다단형 잠금장치에서는 어떻게 하면 각 단이 하중을 고르게 분배할 수 있는가 하는 문제가 주요한 관심사이다. 이것은 각 단의 기하학적 관계에 의해 영향을 크게 받으며, 본 연구에서는 각 단의 접촉각에 대해 고찰하여 보았다. 그림 11은 잠금장치의 앞쪽에서 첫 번째 단의 접촉각 A1과 두 번째 단의 접촉각 A2의 비에 따른 응력비 S1/S2를 나타낸다.

$$\begin{aligned} \text{Angle Ratio} &= \frac{A2}{A1} \\ \text{Stress Ratio} &= \frac{S2}{S1} \end{aligned} \quad (3)$$

접촉각 A1과 A2는 수직한 축을 기준으로 반시계방향으로 이루는 각도이다. 그리고 S1과 S2는 멈춤쇠의 첫 번째 단의 좌우의 지점에서 발생하는 최대 응력이



다. 접촉각의 비가 증가함에 따라 응력비는 감소하며 접촉각의 비가 약 1.3인 경우에 응력비가 1이 된다. 응력비가 1인 경우는 멈춤쇠에 발생하는 응력이 두 개의 끝에 균등하게 분포된다는 의미가 된다. 이렇게 응력이 균등하게 분포될 경우에 가장 이상적인 경우로 최대응력이 감소하여 구조적으로 안정하게 된다.

### 5. 맺 음 말

본 논문은 고압의 충격하중을 받는 잠금장치의 등가 정적해석을 통해 기하학적 설계변수에 대한 고찰을 수행하였다. 기존의 단일형 잠금장치에서 여러 가지 변수를 선정/고찰하였으며 이 결과를 다단형 잠금장치의 설계에 적용하였다. 따라서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 단일형 잠금장치에서 접촉각은 10° ~ 20°의 영역에서 응력저감효과를 볼 수 있으며 이외의 영역에서는 효과가 거의 없다.
- 2) 반원형 끝은 하중을 받는 쪽의 곡률과 반대편의 곡률이 1.5:1의 비일 때 응력저감효과가 가장 크다.
- 3) 다단형 잠금장치는 단의 개수가 많을수록 최대응력은 감소하나 단의 개수가 6개 이상일 경우에는 증가한다. 그러나 잠금장치의 운전을 고려할 때 단의 개수가 3개일 경우가 가장 이상적이다.
- 4) 단일형 잠금장치의 결과와 비교해 볼 때 톱니형 단을 갖는 3단형 잠금장치가 약 70%의 응력값을 갖는다.

- 5) 3단형 잠금장치는 두 번째 단의 접촉각과 첫 번째 단의 접촉각의 비가 1.3일 경우 응력이 균등하게 분산된다.

### 참 고 문 헌

1. 이영신, 김용환, 이기두, 김영완, 안충호, 김동수, 성낙훈, "주퇴충격하중을 받는 궤도차량 구조물의 과다 응력해석," 한국자동차공학회지, Vol.15, No.3, 1993, pp.111~119.
2. 양동률, 양인영, 이철민, 충격공학, 원창출판사, 1992.
3. Roark. R. J., and Young, W. C., *Formulas for Stress and Strain*, McGraw-Hill, 1975.
4. Bannantine. J. L., Comer, J. J., and Handrock, J. L., *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice Hall, 1990.
5. Ugral, A. C., and Fenster, S. K., *Advances Strength and Applied Elasticity*, Prentice Hall, 1995.
6. Peterson, R. E., *Stress Concentration Factor*, Johnson Wiley & Sons, 1974.
7. 이영신, 류충현, 송근영, 김인우, 차기업, "다단형 잠금장치의 응력 집중 저감에 대한 연구," 대한기계학회 충청지부 추계학술대회, 1998, pp.112~117.
8. 류충현, 송근영, 이영신, 김인우, 이규섭, 차기업, "잠금장치의 응력집중완화에 관한 연구," 한국정밀공학회 추계학술대회, 1999, pp.506~509.