

소성변형을 갖는 원통형 제동장치의 동적거동에 관한 유한요소해석

김지철 · 이학렬 · 심우전

국방과학연구소

Finite Element Analysis on the Dynamic Behavior of a Cylindrical Brake Device with Plastic Deformation

Jichul Kim, Hak-Yeol Lee and Woo-Jeon Shim

Agency for Defence Development

Abstract - A cylindrical brake device with plastic deformation is designed to stop the object moving at high velocity. Baseline model is determined based on the design specification and analytic solutions. Using finite element method, effects of various design parameters, such as thickness of the cylinder, clearance between cylinder and rod, and cone angle, to the performance of the brake device are investigated. Cone-type brake device shows better performance than cylindrical brake device with constant thickness in that plastic hinges are generated sequentially from impact end to fixed boundary, thus increasing the reliability of braking operation.

Key words - Cylindrical brake device, finite element method, plastic deformation, cone-type brake device

1. 서 론

자동차, 철도 및 항공기 등의 설계에 있어서 구조물의 내충격성(Crashworthiness) 향상은 중요한 설계 목표 중 하나이며, 이를 위해 지금까지 다양한 방식의 충격 흡수장치가 개발되었다. 충격 흡수장치는 작동 원리에 따라 크게 재질의 변형을 이용하는 경우, 재질간의 마찰을 이용하는 경우, 그리고 금속재료의 압출을 이용하는 경우 등으로 구분할 수 있다[1]. 이 중 재질의 변형을 이용하는 경우에 해당하는 원통형 제동장치는 Fig. 1과 같이 축방향으로 가해지는 하중에 의해 금속관이 축대칭 형상으로 찌그러지면서 발생하는 재질의 소성변형을 이용하여 충격을 흡수하는 장치로서, 이에 대한 최초의 실험이 1800년 대 중반에

이루어졌을 정도로 그 역사가 오래되었다[2]. 원통형 제동장치는 단순한 구조 및 높은 중량 당 충격흡수율 등의 장점에 의해 자동차 범퍼, 열차의 충격완화장치 및 비행기의 랜딩 기어 등에 적용되었다.

지금까지 원통형 제동장치의 성능예측을 위한 다양한 해석적 방법이 제안되었으나[3,4], 대부분

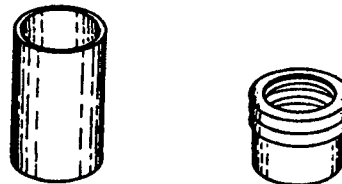


Fig. 1. Cylindrical brake device

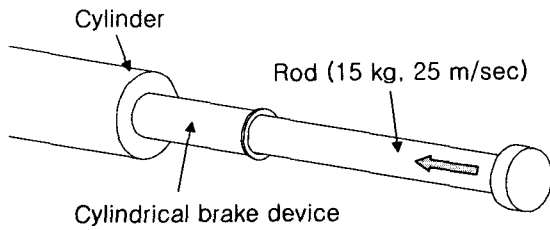


Fig. 2. High acceleration ejecting device

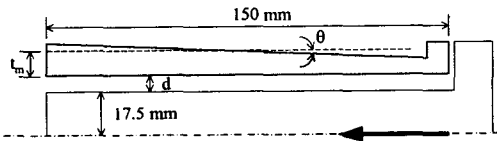


Fig. 3. Design parameters of brake device

정적압축이 가해지는 경우에 대해 변형 형상 및 물성치에 대한 가정을 기초로 하여 얻어진 해이므로 충격하중에 대한 제동기의 성능예측에는 무리가 있었다. 따라서 제동장치의 설계 및 설계인자에 대한 성능의 변화를 살펴보기 위해서는 실제 수 많은 실험을 수행하여야 했다.

본 연구에서는 Fig. 2와 같은 급가속 사출장치에서 고속으로 충돌하는 로드를 짧은 시간 안에 제동시키기 위한 목적으로 사용될 원통형 제동장치의 최적설계를 수행하였다. 실제 실험의 횟수를 최소화하기 위해 충격하중에 대한 원통형 제동장치의 동적거동을 유한요소기법을 이용하여 모사하였다. 반복적인 수치모사실험을 통해 특정 설계인자가 제동장치의 성능에 미치는 영향을 살펴보았고, 이를 기반으로 작동 환경에 가장 적합한 최적의 제동기구 형상 안을 도출하였다.

2. 설계요구조건 및 설계인자

Fig. 3에 제동장치의 형상 설계 인자를 나타내었다. 원통형 제동장치에 충돌하는 물체는 무게 15 kg, 충돌 시 속도 25 m/sec이고 그림과 같이 적경 35 mm의 로드 부분이 제동장치에 삽입된 형태이다. 제동장치의 길이는 설치될 공간에 대한 제약에 의해 150 mm로 설정하였다.

해석을 통해 결정하여야 할 제동장치의 설계인자로는 제동장치의 평균 두께(t_m), 로드와 제동장

Table 1. Mechanical properties of S20C

Density (g/cm^3)	7.85
Elastic Modulus (GPa)	193
Poisson's Ratio	0.32
Yield Strength (MPa)	245
Ultimate Strength (MPa)	402
Elongation (%)	27.1

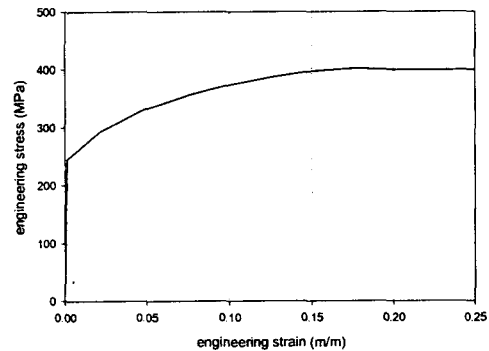


Fig. 4. Stress-strain curve for S20C

치 간의 간극(d), 그리고 제동장치 벽면의 기울기(θ)가 있다. 제동장치 벽면의 기울기가 0.0° 이 아닌 경우 제동장치 두께는 축방향을 따라 변하게 되고, 제동장치의 전체 형상은 콘(cone) 형상이 되게 된다.

제동장치의 재질로는 효율적인 충격 흡수 및 제동장치의 파괴를 방지하기 위해 연성이 큰 재료가 적합하다. 이를 고려하여 연신률이 약 27%인 저탄소강(S20C)을 재질로 선정하였다. 저탄소강의 물성치는 Table 1과 같다. 해석에서는 Fig. 4와 같이 저탄소강의 항복 및 가공경화를 고려하였고, 온도 및 변형속도에 따른 물성의 변화는 고려치 않았다.

설계인자에 대한 파라미터 스터디를 수행하기 위하여 해석적 방법을 이용하여 제동장치의 기본 모델(baseline model)을 설정하였다. 제동장치와 로드간의 간극(d) 및 벽면의 기울기(θ)는 각각 1.0 mm와 0.0° 로 정하였다. 제동이 끝날 때까지 제동장치 전체 길이 중 2/3에 해당하는 100mm 압축이 일어난다고 하면, 에너지 평형 식으로부터 제동장치의 평균 제동력 P_m 은 다음과 같이 계산

Table 2. Baseline model

t_m	d	θ
2.0 mm	1.0 mm	0.0°

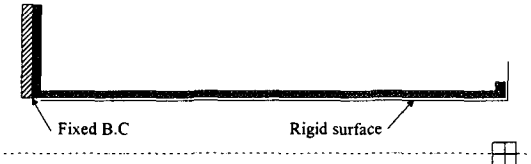


Fig. 5. Finite element model

된다.

$$P_m = \frac{mv^2}{2l_b} \quad (1)$$

위 식으로부터 평균 제동력은 약 4.78 ton이다. 한편 평균 제동력은 해석적인 방법에 의해 다음과 같이 제동장치 두께의 함수로 표현된다[5].

$$P_m = \frac{21.1\sigma_0 R t_m (1 + 0.41\sqrt{t_m/R})}{(2.14\sqrt{R/t_m} - 1)} \quad (2)$$

식 (2)로부터 제동장치의 벽면 두께가 2.2 mm일 때 평균 제동력 요구조건을 만족시킴을 확인할 수 있다. 그러나 식 (2)는 재질의 가공경화를 고려하지 않은 결과이므로 실제 가공경화에 의해 제동력은 증가되리라 예상된다. 따라서 기본 모델의 두께는 2.0 mm로 설정하였다. Table 2에 기본 모델의 제원을 나타내었다.

3. 유한요소 모델링

소성변형 제동장치의 동적 거동 해석을 상용 유한요소 해석 프로그램인 ABAQUS/Explicit ver. 5.8-1을 이용하여 수행하였다. 두께가 얇은 실린더의 경우($R/t_m > 40$) 축대칭이 아닌 형상으로 좌굴이 일어날 수 있으나[5], 현재 선정된 기본 모델의 경우 $R/t_m = 9.75$ 로 두께가 두꺼운 편에 속하므로 축대칭 형상으로 좌굴이 발생하리라 예상된다. 따라서 유한요소 모델링을 함에 있어 6

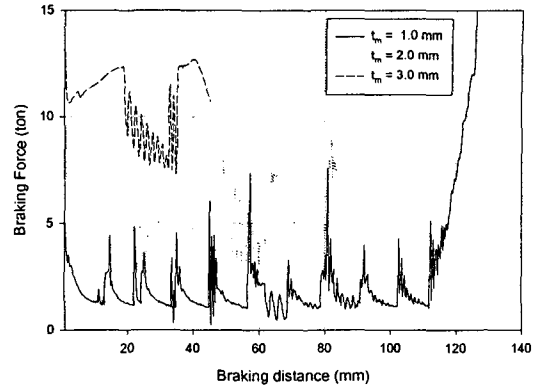


Fig. 6. Braking force-distance curve

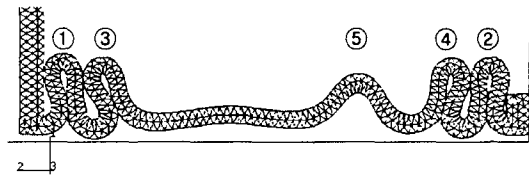


Fig. 7. Final deformed shape : baseline model

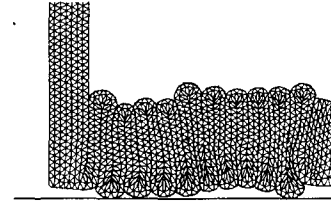


Fig. 8. Final deformed shape : $t_m = 0.1$ (bottom-out occurred)

절점 삼각형 축대칭 요소(CAX6M)를 이용하여 대칭 단면 형상만을 모델링하였다.

제동장치와 충돌하는 물체는 제동장치에 비해 강성이 크므로 강체로 모델링하였다. 해석 시 제동장치 내부 표면과 충돌물체 간의 접촉, 제동장치 외부 표면끼리의 접촉 및 내부 표면끼리의 접촉을 고려하였고, 접촉면 간의 마찰계수는 0.15로 설정하였다. 제동장치가 설치되는 구조물의 일부를 모델링하여 고정단 경계조건을 부여하였다. Fig. 5에 기본 모델의 유한요소 모델링 결과를 나타내었다.

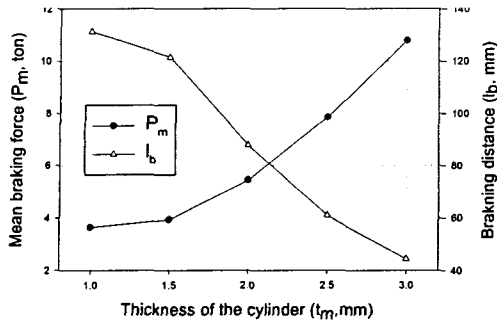


Fig. 9. Variation of mean braking force and braking distance with thickness

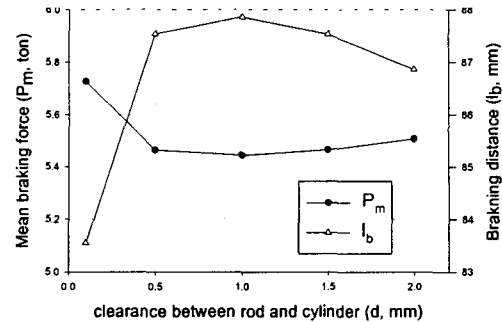


Fig. 10. Variation of mean braking force and braking distance with clearance

4. 해석결과

4-1. 두께의 영향

실린더 두께가 제동장치의 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 기본 모델에 대해 두께를 1.0 mm에서 3.0 mm까지 0.5 mm 간격으로 변화시키며 해석을 수행하였다. Fig. 6는 두께가 각각 1.0, 2.0, 3.0 mm인 경우 제동거리에 따른 제동력의 변화이다.

Fig. 7에 기본 모델의 최종 변형 형상을 나타내었다. 제동장치가 탄성영역에서 변형을 일으키고 있는 동안은 제동장치의 반발력이 점차로 증가하다가, 특정 지점에서 항복이 발생하여 소성 힌지(plastic hinge)가 생성되는 동안은 다시 반발력이 감소하게 된다. 따라서 제동력이 최고에 이르는 점의 갯수는 소성 힌지의 개수와 일치하게 된다. Fig. 7에서 소성 힌지 위의 숫자는 힌지의 생성 순서를 나타낸다.

$t_m=1.0$ mm인 경우 제동거리가 약 110 mm를 넘어선 후부터는 제동력이 계속해서 증가하고 있다. 이는 Fig. 8과 같이 제동장치가 더 이상 압축될 여지가 없이 최대한 압축이 되었기 때문이며 (bottom-out), 이 때는 소성 힌지의 생성 때문이 아니라 구조물 자체의 축 방향 압축에 의해 제동이 이루어지게 된다.

Fig. 9에 두께의 변화에 따른 평균 제동력과 제동거리의 변화를 나타내었다. 두께가 각각 1.0 mm와 1.5 mm인 경우는 위에서 언급하였듯이 bottom-out 현상이 발생하므로 제동장치로서 적

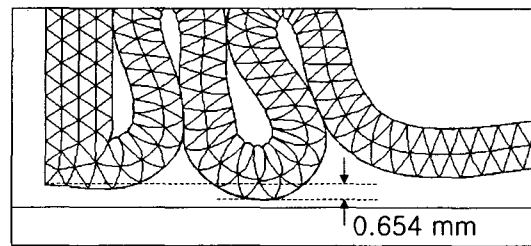


Fig. 11. Deformation of the inner wall toward the rod : baseline model

합치 못하다. 기본 모델의 경우 제동거리가 87.9 mm이고, Fig. 7에서 알 수 있듯이 소성 힌지가 발생할 여유가 남아있다. 따라서 두께를 1.8 mm까지 줄임으로써 제동거리는 약 100 mm로 늘리고, 제동장치의 반발력을 약 5 ton으로 감소시킬 수 있으리라 예상된다.

4-2. 간극의 영향

로드와 제동장치 간의 간극을 0.1 mm부터 2.0 mm 까지 증가시키며 제동장치의 성능 변화를 살펴보았다. 간극의 증가는 결국 제동장치 반경의 증가를 의미하므로, 간극이 증가할수록 제동력은 증가하고 제동거리는 감소하게 된다. Fig. 9와 Fig. 10을 비교해 보면 두께의 변화에 비해 간극의 변화가 제동력에 미치는 영향은 크지 않음을 알 수 있다. Fig. 10의 결과에서 간극이 0.1 mm, 0.5 mm 인 경우가 1.0 mm 인 경우에 비해 오히려 제동력이 큼을 확인할 수 있다. 이는 제동장치 내벽과 로드와의 마찰에 의해 발생하는 현상이다. Fig. 11은 기본 모델의 경우 고정단에 가장 가까

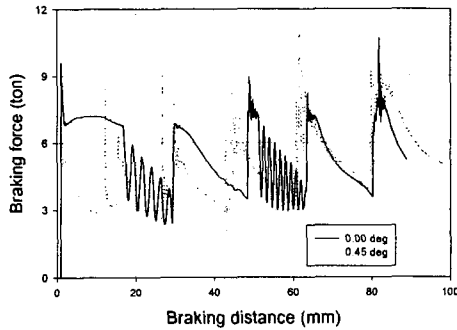


Fig. 12. Braking force-distance curve for baseline and cone model(0.45°)

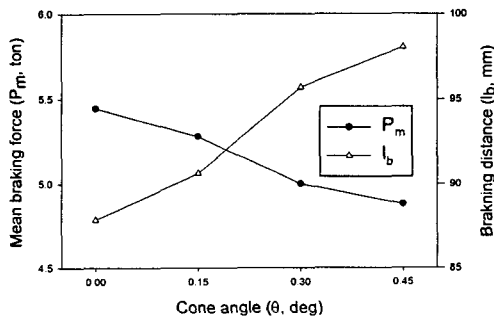


Fig. 13. Variation of mean braking force and distance with cone angle

은 부분에 발생한 소성 힌지를 확대한 모습이다. 변형에 의해 내벽은 원래 위치에서 안쪽으로 최대 0.654 mm 들어가게 된다. 따라서 로드와의 간극이 이보다 작으면 제동장치 내벽과 로드는 서로 간섭을 일으키게 된다. 간섭이 발생할 경우 제동장치 작동 완료 후 다시 로드를 제거하는 과정에서 로드 손상을 줄 수 있으므로 이를 고려하여 간극은 1.0 mm 이상이 되어야 함을 알 수 있다.

4-3. 콘 각도(θ)의 영향

기본 모델에서 콘 각도를 0.15°, 0.30°, 0.45°로 변경한 경우에 대해 해석을 수행하였다. Fig. 12에 기본 모델과 콘 각도 0.45인 경우의 제동거리에 따른 제동력의 변화를 비교하였다. 콘 형상인 경우 두께가 얇은 충격단 쪽에서부터 소성 힌지가 발생하기 시작하며, 따라서 초기에는 기본 모델에 비해 제동력이 작으나 점점 소성 힌지 발생

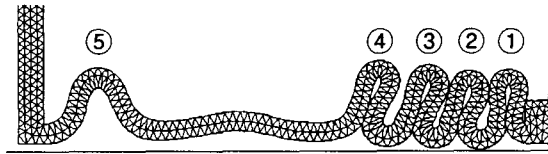


Fig. 14. Final deformed shape : cone angle 0.15°

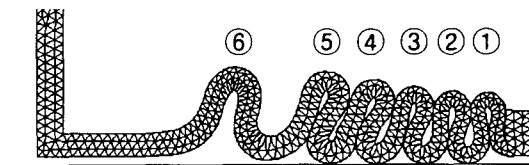


Fig. 15. Final deformed shape : cone angle 0.45°

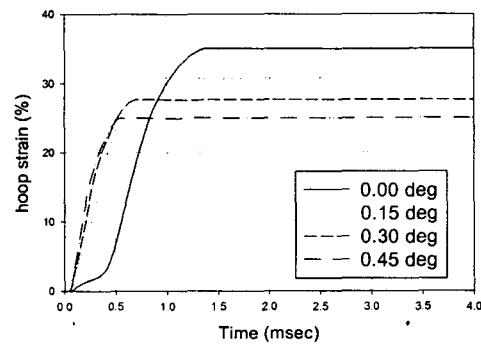


Fig. 16. Time-histories of the hoop strains during the formation of the first fold

부분이 고정단 쪽으로 이동하면서 제동력이 증가하게 된다.

Fig. 13을 보면 콘 각도가 증가함에 따라 평균 제동력은 감소하고 제동거리가 늘어나므로 제동장치를 콘 형상으로 만드는 것의 장점이 없는 듯이 보인다. 그러나 콘 형상의 장점은 Fig. 7, Fig. 14 및 Fig. 15의 최종 변형 형상과 힌지 발생 순서, 그리고 Fig. 16의 원주 방향 변형률을 비교해 봄으로써 알 수 있다.

콘 각도가 없는 기본 모델의 경우 Fig. 7과 같이 최초의 소성 힌지가 고정단 부근에서 발생하게 된다. 실제 제동 시에는 물성의 비균질성, 제작 공차, 충격 방향의 비대칭성 등에 의해 변형이 축대칭이 아닌 형상으로 일어날 수가 있다. 이 경

Table 3. Design results

t_m	d	θ
2.0 mm	1.0 mm	0.30°
1.8 mm	1.0 mm	0.00°

우 만약 최초 변형이 고정단 부근에서 발생하게 되면 제동 초기부터 제동장치 전 길이의 형상 축 대칭성이 어긋나게 되고, 따라서 제동장치의 성능이 크게 저하되게 된다.

반면 큰 형상 제동장치의 경우는 Fig. 14 및 Fig. 15와 같이 소성 힌지가 충격단에서부터 생성되게 된다. 따라서 만약 초기 변형이 비대칭으로 일어나더라도 제동장치의 나머지 부분은 대칭성을 유지하고 있으므로 고정단에서부터 비대칭 변형이 일어나는 경우에 비해 제동장치 성능저하가 적게된다. Fig. 14를 보면 4번째 소성힌지까지는 충격단 쪽에서 차례로 생성되다가 5번째 힌지가 고정단 쪽에서 생성됨이 관찰된다. 이는 콘 각도 0.15°인 경우 고정단 부근에서는 두께의 차이가 거의 없기 때문에 생기는 현상이라 생각된다. 콘 각도가 0.30°인 경우와 0.45°인 경우는 충격단 쪽에서부터 차례로 소성 힌지가 발생하므로, 고정단 쪽에서 소성 힌지가 발생하지 않도록 하기 위해서는 콘 각도가 0.30° 이상이어야 함을 알 수 있다.

Fig. 16에 최초 발생한 소성 힌지 부분의 원주 방향 변형률의 시간에 따른 변화를 나타내었다. 콘 각도가 증가할수록 변형율은 감소하며, 따라서 제동장치의 초기 파괴 위험이 감소하게 된다.

이상의 결과로부터, 큰 형상의 제동장치를 사용할 경우 제동장치의 구조적 안전성 및 작동 신뢰성을 증가시킬 수 있음을 알 수 있다.

5. 결론

원통형 제동장치의 다양한 설계변수 값에 대한 유한요소 해석결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 제동장치의 두께가 증가할수록 제동거리는 감소하나 제동력이 증가하므로 고정 구조물 및 제동대상 구조물에 가해지는 충격력이 증가하게

된다. 따라서 제동장치의 두께는 bottom-out 현상이 발생하지 않는 범위에서 가능한 제동장치의 압축이 많이 일어나도록 선정하여야 한다.

2) 제동장치와 로드 간의 간격은 제동장치의 성능에 미치는 영향이 두께에 비해 작다. 그러나 간격이 너무 작으면 제동장치 내벽과 로드 간에 접촉에 의한 마찰력이 발생하므로 간격은 이를 고려하여 선정하여야 한다.

3) 콘형상의 제동장치는 변형이 충격단에서부터 차례로 발생하므로 비대칭 변형에 의한 성능저하 가능성이 적다. 따라서 제동장치의 작동 신뢰성을 높일 수 있다.

이상의 결론으로부터 Table 3.과 같은 두가지 최종 제동장치 설계안을 도출하였다. 앞으로 이 설계안에 대한 시편을 제작하여 충격 시험을 통해 성능을 확인할 예정이다.

참고문헌

1. Ezra, A., and Fay, R. J., "An Assessment of Energy Absorbing Devices for Prospective Use in Aircraft Impact Situations," Dynamic Response of Structures, pp. 225-246, Pergamon, New York, 1972
2. Timoshenko, S. P., and Gere, J. M., Theory of Elastic Stability, Chap. 11, pp. 457-519, McGraw-Hill Kogakusha, Tokyo, 1961
3. Alexander, J. M., "An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shell under axial loading," Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, Vol. 13, pp. 10-15, 1960
4. Gupta, N. K. and Velmurugan R., "An Analysis of Axi-symmetric Axial Collapse of Round Tubes," Thin-Walled Structures, Vol. 22, pp. 261-274, 1995
5. Jones, M., Structural Impact, Chap. 9, pp. 385-431, Cambridge University Press, Cambridge, 1989