

알루미늄 압출부재의 굽힘붕괴 특성식 산출에 관한 연구

A Study on the Specific Equation of Bending Collapse for Extruded Aluminum Members

강 신 유* 장 혜 정**
Kang, Shin-Yoo Jang, Hye-Jeong

Abstract

In this paper, we would like to develop the bending collapse specific equation of aluminum members which are usually used in light-weight vehicle or electromobiles. The result of the developed equation are compared with that of test and finite element methods as the moment-rotational angle curves .

Three types of aluminum members are tested with the pure bending collapse test rig. PAM-CRASH and ABAQUS program are used for finite element analysis. As the result the developed bending collapse governing equation is accurate in estimating the yield moment and the maximum moment. Especially, in the case of the local buckling and the delayed buckling, the developed equation is better effective than F.E.M.

키워드: bending collapse, yield moment, maximum moment, local buckling, yield buckling

1. 서론

자동차 회사들은 연비절감을 위해서 차량의 경량화를 위해 다각적으로 노력하고 있다. 이는 차량의 각 부재들을 알루미늄 등의 경량화 재료들의 사용을 요구하며, 경량화와 동시에 구조강도의 유지 및 안전도의 보장을 필요로한다. 차량의 구조물은 충돌시에 대부분 굽힘강도가 중요시 되고, 각국에서는 이에 대한 연구가 활발히 이루어져 왔다.

기존의 자동차 부재들은 Steel 재료를 사용하여 왔으며, 이의 굽힘 강도는 Kecman[1][2] 에 의한 해석이 주로 이용되었다. Kecman은 빔의 한쪽 끝을 완전히 고정하고 외팔보굽힘으로 실험하였으며, 그에 의해 유도된 굽힘 붕괴식은 실험에 의해 결정되어야하는 계수들을 가지고 있어 반실험식이

라 할 수 있다. 그의 이론은 굽힘 모멘트의 대부분을 정적힌지(stationary hinge)와 동적힌지(moving hinge)에 의해 대표되는 힌지라인들에 의해 흡수된다는 것에 기초한다. 이러한 Kecman 의 굽힘붕괴식을 알루미늄 부재에 적용하기 위해서는 우선적으로 알루미늄부재의 힌지라인들의 형성을 다시 분석하여 굽힘 모형을 다시 만들어야 하며, 실험적으로 결정되는 계수들을 다시 설정하여야 한다.

Wierzbicki[3][4][5] 는 기하학적인 적합성을 이용하여 사각 빔의 굽힘붕괴식을 유도하였으며, 힌지라인들의 형성은 Kecman 의 붕괴모형과 유사하며, 굽힘붕괴식은 자신의 축방향 붕괴식의 유도에 사용되어진 super element 이론에 근거하여 유도되어진다. Wierzbicki 의 굽힘붕괴식은 재료가 완전한 탄-소성체일 때를 가정하며, 힌지라인의 구성이 여전히 일반 steel 구조물에 대한 것이기 때문에 알루미늄과 같이 연성이 떨어지면서, 파괴가 빨리 발생하는 재료에 대하여는 적용하기 어렵다. 그

* 강원대학교 기계메카트로닉스공학과교수, 공학박사

** 강원대학교 기계메카트로닉스공학부 석사과정

러나, 위의 두가지 굽힘붕괴식은 알루미늄 부재에 대해서도 굽힘붕괴식을 유도할 수 있는 기초가 될 수 있으며, 두 이론의 유도과정을 이용하여 알루미늄 부재에 대한 굽힘 붕괴식을 구하고자 한다.

또한, 본 연구에서는 순수 굽힘조건을 구현하기 위하여 본 연구진에서 제작한 순수굽힘시험기 [6][7][8]를 이용하여 실험을 수행하였다. FE 굽힘붕괴해석은 ABAQUS[9]를 이용한 비선형 굽힘해석과 상용 explicit 프로그램인 PAMCRASH[10]를 사용하여 상용 프로그램을 이용한 해석 방법을 제시하였다. 실험과 FE 굽힘붕괴해석 그리고, 기존의 Kecman 과 Wierzbicki 가 제시한 이론을 근거로 하여 알루미늄의 굽힘붕괴 모형을 확립하고 최종적으로 굽힘붕괴식을 유도하게 된다.

2. 이론적 배경

2.1 Kecman 의 굽힘붕괴이론

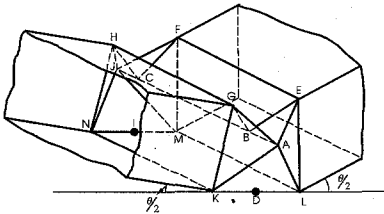


Fig. 1 Kecman 의 굽힘붕괴 모형

Kecman의 굽힘붕괴 이론에 사용한 모형을 Fig. 1 에 나타내었다.

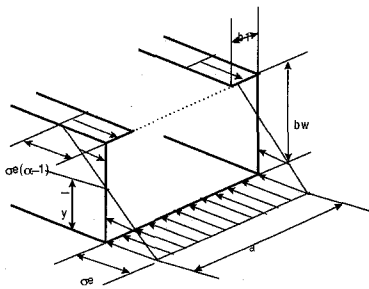


Fig. 2 압축을 받는 lipped channel 의 응력분포

좌굴이 발생할 때 플랜지에 작용하는 실질적인 힘은 $a_e \sigma_e t$ 가 된다.

$$a_e = a \left(0.7 \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_e} + 0.3 \right) \quad (2.1)$$

위의 식은 이론적으로 구해지며, σ_{cr} 이 σ_p 보다 크면, $\sigma_e = a$ 가 되며 재료는 elastic-ideally plastic 으로 고려된다.

$a_e < 2$ 이면 ($\sigma_e = \sigma_p$) maximum load carrying capacity 는 다음과 같다.

$$M_{max,lc} = \sigma_p t b_w^2 \left[\frac{4b_1 + b_w + a_e \left(6 \frac{b_1}{b_w} + 2 \right)}{3(2b_1 + b_w)} \right] \quad (2.2)$$

2.2 에너지법에 의한 축방향 붕괴이론

본연구에 도입한 analytical technique 는 SE(super element) 의 개념에 기초한다. SE 는 미리 정의된 deformation process 의 지식과 단지 몇 개의 DOF 를 가지는 큰 FE 이다. square tube 에서 SE 는 height 2H 의 튜브의 1/4 segment 와 같다. Fig. 3 는 Wierzbicki의 SE 를 나타낸다.

column 은 rigid plates 사이에 일정한 압축을 받고, 한 번에 단지 하나의 접합이 형성된다고 가정한다. SE 의 side panels 의 회전 α 는 column 의 압축변위인 δ 와 관계된다.

순간적인 압괴하중은 다음과 같다.

$$P(\alpha) \sin \alpha = M_0 \left\{ 8I_1(a) \frac{r}{t} + 2I_2(a) \frac{H}{r} + 2 \frac{b}{H} \right\} \quad (2.3)$$

여기서

$$M_0 = \frac{1}{4} \sigma_0 t^2$$

$$r = 0.7 t^{2/3} b^{1/3}$$

$$H = t^{1/3} b^{2/3}$$

이다.

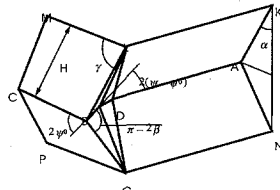


Fig. 3 Wierzbicki 의 super element 모형

2.3 에너지법에 의한 굽힘붕괴 이론

굽힘붕괴는 Fig.4 과 같이 3가지 형상의 양상을 가지며 Fig. 5의 FE 변형형상은 Wierzbicki 가 제시한 축방향 붕괴이론에 나타나는 붕괴형상과 유

사한 형상을 가진다. 그러므로, 굽힘붕괴 이론은 축방향 붽괴이론에 기초하여 모멘트-변위 관계를 구하게 된다.

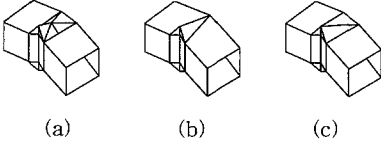


Fig. 4 3가지 형태의 굽힘붕괴

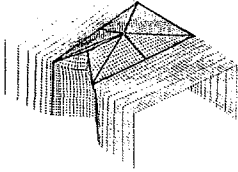


Fig. 5 FE 해석을 통한 굽힘붕괴 형상

여기서 사용되는 요소는 superbeam element 라고 하며 전체적인 평형식을 구하기 위하여 압축을 받는 플랜지의 중심에 가해지는 집중하중 P 를 고려하는 것이 편리하다. 요소의 평형은 가상일 정리에 의하여 표현된다.

$$\dot{E}_{ext} = \dot{E}_{int} \quad (2.4)$$

편심된 하중을 받는 column 에 대하여, 외부일은 $P\delta$ 와 같다. 그리고 내부일 분산율은 축방향 하중을 받는 경우와 비교해서 3개의 부가적인 항을 가지게 된다.

$$P\delta = \dot{E}_{cor} + \dot{E}_{rot} + \frac{1}{2} \dot{E}_b + \dot{E}_{wl} + \dot{E}_{ul} + \dot{E}_{ten} \quad (2.5)$$

$$\dot{E}_{wl} = 2M_0 b \dot{\alpha} \left[1 + (2 - \sqrt{2}) \left(\frac{H_b}{b} \right)^2 \right]$$

$$\dot{E}_{ul} = \sqrt{2} M_0 b \dot{\alpha} \left[1 + \left(\frac{H_b}{\frac{b}{2} - \eta} \right)^2 \right]$$

$$\dot{E}_{ten} = bt \int_0^{2H} \sigma_0 \dot{\epsilon} dz$$

$\epsilon = \frac{du}{dz}$ 그리고 기하학적 고려에 의하여

$$\dot{u}(s=0) = \delta \frac{\eta}{b - \eta} \quad \text{이므로, 다음과 된다.}$$

$$\dot{E}_{ten} = bt \sigma_0 \dot{u}(s=0) = 4M_0 \frac{b}{t} \delta \frac{\eta}{b - \eta} \quad (2.6)$$

위의 식들로부터, 다음의 하중관계식을 구할수 있다.

$$P_i(a) \sin \alpha = M_0 \left\{ 8I_1 + 2I_2 \frac{H_b}{r_b} + 2 \frac{b}{H_b} \right.$$

$$\left. + \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{b}{H_b} \left[1 + \left(\frac{H_b}{\frac{b}{2} - \eta} \right)^2 \right] + 4 \frac{b}{t} \frac{\eta}{b - \eta} \sin \alpha + (2 - \sqrt{2}) \frac{H_b}{b} \right\} \quad (2.7)$$

여기서 구해야할 변수는 r_b , H_b 와 η 세가지이다. r_b 와 H_b 를 구하기 위하여 먼저 평균 압괴하중을 구하면 다음과 같다.

$$P_m = M_0 \left(4.64 \frac{r_b}{t} + 2.3 \frac{H_b}{r_b} + \frac{3\pi}{2} \frac{b}{H_b} + 4 \frac{b}{t} \int_0^{\pi/2} \frac{\eta}{b - \eta} \sin \alpha da + \pi(2 - \sqrt{2}) \frac{H_b}{b} \right) \quad (2.8)$$

$$H_b = 1.276 b^{2/3} t^{1/3}$$

$$r_b = 0.795 b^{1/3} t^{2/3}$$

최종적으로 근사 방법에 의하여 η 는 "0" 으로 놓게 되면, 구해야 될 모멘트-회전각 관계는 다음식에 의해 결정된다.

$$M = P \cdot b \quad (2.9)$$

3. 연구 방법

3.1 사각관의 좌굴응력 계산

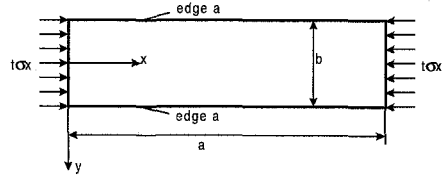


Fig. 6 양단에 압축을 받으며 양 모서리가 구속된 사각관

양 모서리에 구속을 받는 평판의 방정식은 다음과 같다.

$$D \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) + \sigma_x t \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0 \quad (3.1)$$

Fig. 6과 같은 평판일 때, 변위식은 다음과 같다.

$$w = \sin \frac{n\pi x}{a} (C_1 \cosh k_1 y + C_3 \cos k_2 y) \quad (3.2)$$

위식에 k 값과 경계조건을 대입하여 다시 쓰면 다음과 같다.

$$C_1 \cosh k_1 \frac{b}{2} + C_3 \cos k_2 \frac{b}{2} = 0 \quad (3.3)$$

여기서, C_1, C_2 가 "0"이 아니기 위해서는 determinant $\Delta = 0$ 이다

$$a = \frac{a}{b} \text{ 라 두면, } \sigma_{cr} \text{ 은}$$

$$\sigma_c = \frac{1}{b^2} \left(\frac{n\pi}{a} \right)^2 \frac{D}{t} \mu^2 \quad (3.4)$$

이다.

$$\zeta = 0 \text{ 일 때, } \frac{\pi}{2} \sqrt{\mu-1} \frac{n}{a} = \frac{\pi}{2} \text{ 이며}$$

$$\therefore \mu^2 = \left[\left(\frac{a}{n} \right)^2 + 1 \right]^2 \quad (3.5)$$

과 같이 된다.

(3.5)을 (3.4)에 대입하면 아래와 같다.

$$\sigma_c = \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \left(\frac{a}{n} + \frac{n}{a} \right)^2 \quad (3.6)$$

n 과 $n+1$ 에서의 전이점에서의 σ_c 가 같다는 점을 이용하면 $\frac{\bar{a}}{n} + \frac{n}{\bar{a}} = \frac{\bar{a}}{n+1} + \frac{n+1}{\bar{a}}$ 이다.
 $\Rightarrow \bar{a} = \sqrt{n(n+1)}$ 이다.

$$\therefore a = 1.4146 \text{까지 : } n = 1$$

$$\sim a = 2.4496 \text{ : } n = 2$$

$$\sigma_c = \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \left(\frac{a}{n} + \frac{n}{a} \right)^2$$

$$= \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 k \quad (3.7)$$

그러므로, k 는 aspect ratio a 에 대해 σ_c 에 의 존한다.

Fig. 7 에서 $\frac{\partial \sigma_c}{\partial a} = 0$ 인 minimum stress가 존재하며 " $a_0 = n$ "이다.

$$\text{Min } \sigma_c = \frac{\pi^2 E}{3(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \quad (3.8)$$

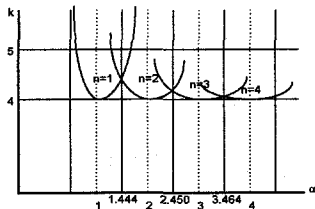


Fig. 7 단면비에 따른 k 의 분포
 simply supported edge를 가진 경우 " μ "는 다음과 같다.

$$\mu^2 = 1 + 2 \left(\frac{a}{n} \right)^2 + \left(\frac{a}{n} \right)^4 \quad (3.9)$$

(3.9)식에서 1%의 오차를 가지고 μ 를 쓰면 다음과 같다.

$$\mu^2 = 1 + p \left(\frac{a}{n} \right)^2 + q \left(\frac{a}{n} \right)^4 \quad (3.10)$$

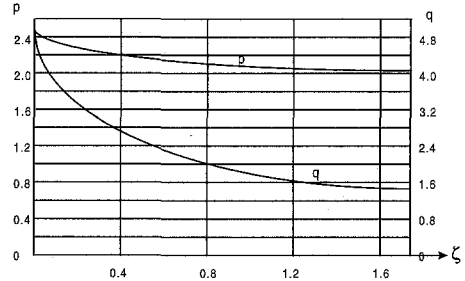


Fig. 8 ζ 에 따른 p, q 의 변화

n 과 $n+1$ 의 limiting ratio \bar{a} 는 다음과 같다.

$$\bar{a} = \sqrt[4]{\frac{1}{q} \sqrt{n(n+1)}} \quad (3.11)$$

For $q=1$: simple support

$$\rightarrow \bar{a} = \sqrt{n(n+1)}$$

For $q=1$: fully fixed

$$\rightarrow \bar{a} = 0.668 \sqrt{n(n+1)}$$

따라서 clamping에 의해서 half waves는 짧아 짐을 나타낸다.

$$\frac{\partial \sigma_c}{\partial a} = 0 \text{ 에서 } a_0 = n \frac{1}{\sqrt[4]{q}} \text{ 이다.}$$

$$\therefore \text{Min } \sigma_c = \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 (p + 2\sqrt{q})$$

$$= \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 k \quad (3.12)$$

여기서, " $k = p + 2\sqrt{q}$ "으로 plate coefficient이며, n 과 t 에 independent하며, length에 무관하다. 이것은 buckling의 elastic과 inelastic 범위에서 적용할 만한 k 를 table이나 도표로 사용할 수 있게 한다.

구속 계수 ζ 는 structure의 dimension과 restraining plates에 작용하는 하중조건(응력)에 의 존한다. 만일, 두 판이 같이 좌굴한다면, 두 끝은 단 순지지로 고려될 수 있고, 압축력이 restraining plate에 작용하지 않는다고 가정하면, 4 edges가 단순지지 조건이 된다

$$\begin{aligned} \therefore \bar{\varphi} &= -\frac{\lambda}{2D} \frac{1}{\pi} \tanh \frac{\pi c}{2\lambda} \left[1 + \frac{\pi/\lambda}{\sinh(\pi c/\lambda)} \right] M_y \\ &= -\frac{\lambda}{2D} \rho_1 \left(\frac{c}{\lambda} \right) M_y \end{aligned} \quad (3.13)$$

여기서 $\lambda = \frac{a}{n}$, λ 는 $0.668b$ (clamped) ~ b (freely) edge 이다.

$$\therefore \xi = \frac{t^3}{t_c^3} \frac{\rho_1(c/b)}{1 - (t^2 c^2 / t_c^2 b^2)} \quad (3.14)$$

이 식은 $\frac{t_c}{t_b} \leq 1$ 일 때만 사용한다.

$k = p + 2\sqrt{q}$ 가 Fig. 9 에 계산되어져 있다.

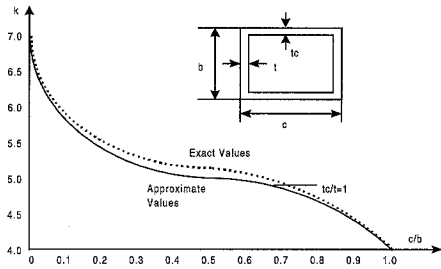


Fig. 9 단면비에 따른 k의 변화

$$\sigma_c = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 k \quad (3.15)$$

3.2 알루미늄 부재의 굽힘붕괴식

탄성이론[12]에 의한 모멘트-회전각 관계식 탄성역에서는 다음의 가정하에서 이론이 전개된다.

- 가. 재료상수는 길이방향으로 일정하다.
- 나. 단면이 하중의 평면으로 대칭이다.
- 다. 순수 굽힘하중을 받는다.

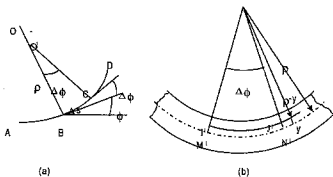


Fig. 10 굽힘모멘트하에서의 기하학적 변형

Fig. 10에서 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{d\phi}{ds} = \frac{d\phi}{\rho d\phi} = \frac{1}{\rho}$$

$$\varepsilon_x = \frac{I_1 J_1 - IJ}{IJ} = \frac{I_1 J_1 - MN}{MN} = -\frac{y}{\rho} = -\frac{d\phi}{ds} y$$

위 식은 재료에 무관하며, 알루미늄이 탄성역에서 linear isotropic elastic material 이라고 가정하면 Hook's law 가 성립한다.

$$\sigma_x = E\varepsilon_x \quad (3.16)$$

평형 방정식을 이용하면, 힘의 평형식과 모멘트 평형식에 의하여 중립축과 모멘트-회전각 관계가 계산할 수 있다.

중립축과 모멘트식은 다음과 같다.

$$\sum F_x = \int_A \sigma_x dA = - \int E \frac{y}{\rho} dA = - \frac{E}{\rho} \int y dA = 0 \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} \sum M &= - \int_A y \sigma_x dA = \int_A y E \frac{y}{\rho} dA \\ &= \frac{E}{\rho} \int_A y^2 dA = M_b \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$I_{zz} = \int_A y^2 dA \quad (3.19)$$

$$\therefore \frac{d\phi}{ds} = \frac{1}{\rho} = \frac{M_b}{EI_{zz}} \quad (3.20)$$

$$\therefore \varepsilon_x = -\frac{M_b y}{EI_{zz}} \quad (3.21)$$

$$\sigma_x = -\frac{M_b y}{I_{zz}} \quad (3.22)$$

양단이 탄성적으로 구속된 사각관의 좌굴 응력은 다음과 같이 표현된다.

$$\sigma_c = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 k \quad (3.23)$$

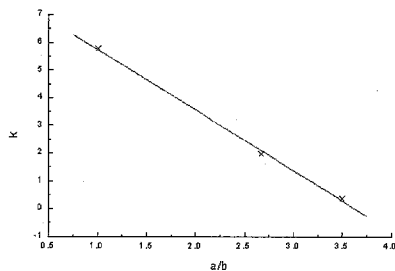


Fig. 11 단면비에 따른 k의 변화

여기서 k 는 단면비 (a/b) 의 함수로 표시됨을 앞에서 나타내었다. 압축을 받는 4각 부재의 경우에 k 값은 이론적인 계산에 의해 구해져 있고, 굽힘을 받는 경우에는 steel 의 경우에만 밝혀져 있다. 그러나, 알루미늄과 같은 경량화 재료에 대

해서 밝혀진 내용은 없으며, 본 연구에서는 k 값을 단면비에 따라 실험적으로 계산하였다.(Fig. 11) 일반적으로 굽힘을 받는 사각부재의 k 값은 선형식으로 나타내어지며 (3.24)식과 같다.

$$k = A\left(\frac{a}{b}\right) + B \quad (3.24)$$

알루미늄 60XX 계열의 경우에 A = 7.95, B = 2.16 이다. 이 값은 알루미늄 60XX 계열의 사각관 부재를 실험한 결과를 발표한 것[7]을 이용하여 구한 것으로 사용하고자 하는 부재들의 실험 데이터가 필요하다. 본 연구에서 사용한 부재들의 인장강도 및 탄성계수는 상기 60XX 계열의 알루미늄 부재에 비하여 10~15% 높은 것으로 다른 부재에 적용시 약간의 오차가 발생할 수 있다.

Kecman 은 좌굴 이후의 굽힘 붕괴식을 제시하였으며, Kecman 에 의한 굽힘붕괴식은 소성힌지를 굽힘변형(bending deformation) 과 구름변형(rolling deformation) 으로 구분하여 모든 에너지가 소성힌지에서만 흡수된다는 가정하에서 계산된다. 에너지법의 경우에는 붕괴구조를 원통형 평면, 도너스형, 사변형 평면을 이용하여 구성하고, 이들을 기하학적인 접합성과 탄성학적 관계식에 의하여 흡수되는 변형에너지를 계산하였다. 본 연구에서는 에너지법에 의한 굽힘붕괴식을 사용하였다.

$$M(\alpha) = \frac{M_0 \cdot b}{\sin \alpha} \left\{ 8I_1 + 2I_2 H \frac{s}{r_b} + 2 \frac{b}{H_b} + \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{b}{H_b} \left[1 + \left(\frac{H_b}{\frac{b}{2} - \eta} \right)^2 \right] + 4 \frac{b}{t} \frac{\eta}{b - \eta} \sin \alpha + (2 - \sqrt{2}) \frac{H_b}{b} \right\} \quad (3.25)$$

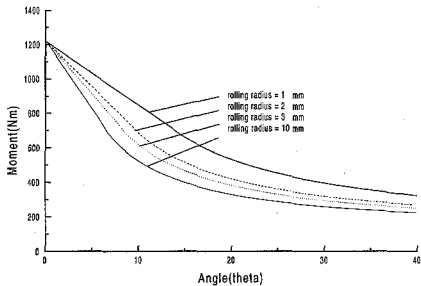


Fig. 12 Kecman 식의 구름반경에 대한 민감도

자동차에 사용되는 알루미늄 부재는 굽힘강성을 증가시키기 위하여 사각관 내부에 보강판이 있는 경우가 대부분이다. 단면의 높이가 변화되면, 단면이 최초로 항복하게 되는 모멘트가 달라지게 되기 때문에 굽힘붕괴식에서 최대굽힘모멘트를 변화시키게 된다. 그러므로, 보강판이 있는 경우에 이론식을 구하기 위해서는 단면의 높이를 변화시키지 않고, 단면관성모멘트인 I 값이 같은 사각 단

로 치환하여 사용하였다.

3.3 B-Collapse 프로그램 구성

프로그램의 이름은 B-Collapse 이며, C언어로 되어 있다. 프로그램이 실행되면 아래의 화면이 나타나게 되며, 간단한 입력치만 입력하면 내부적으로 모든 값을 계산하게 된다. 두가지 형식의 단면입력이 가능하며, 단순 사각단면의 경우와 프자형 단면을 가지는 경우로 나누어져 있다. 프로그램의 흐름도는 Fig. 13과 같다.

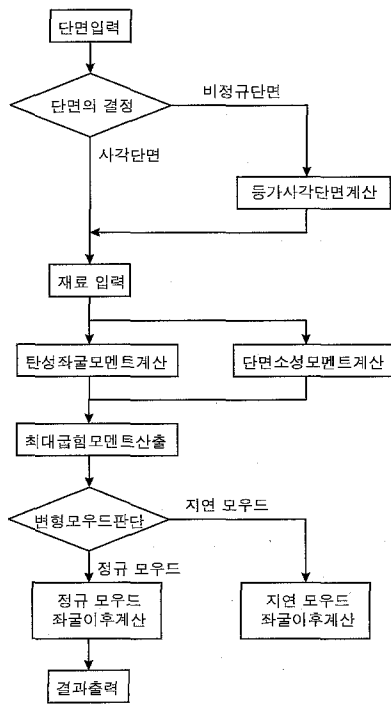


Fig. 13 B-collapse 프로그램 흐름도

3.4 실험 및 상용 프로그램을 이용한 해석

본 연구진에서 설계, 제작한 순수굽힘 붕괴시험기[6][7][8]를 이용하여 프-자형 3가지 부재에 대하여 시험을 실시하였다. 시험부재의 길이는 950mm로 하였고 중앙의 붕괴구역은 100mm로 하였으며, 붕괴구역(collapse zone)을 제외한 부재의 내부는 보강부재를 제작하여 삽입하였다. 이는 붕괴구역을 제외한 곳에서의 붕괴를 막아 붕괴구역내에서 붕

파가 일어나도록 유도하기 위함이다.

Abaqus와 Pamcrash의 상용프로그램을 이용한 굽힘붕괴해석값과 실제 실험값과 비교하였다.

3.5 실험과 해석 및 굽힘변형식의 비교

굽힘변형식을 이용하여 계산한 결과, 상용 Implicit 프로그램인 ABAQUS, Explicit 프로그램인 PAMCRASH를 사용하여 굽힘변형을 계산한 결과 그리고, 순수굽힘시험기를 이용하여 구한 실험 결과 모멘트-변형각선도를 사각관, 교-자형 단면 부재, 알루미늄 샷시 부재에 대하여 각각 비교해 보고자 한다.

Fig. 14에서 16까지는 교자형 부재의 실험후의 시편 모습이며 상부면에는 소성흔적이 발생하였고 하부면부터 상부면으로 파단이 일어난 모습을 보여 주고 있다

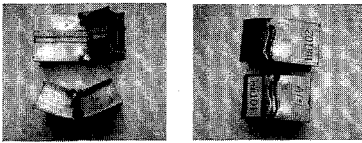


Fig. 14 L 형 단면부재의 실험후의 모습

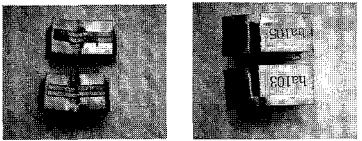


Fig. 15 N 형 단면부재의 실험후의 모습



Fig. 16 I 형 단면부재의 실험후의 모습

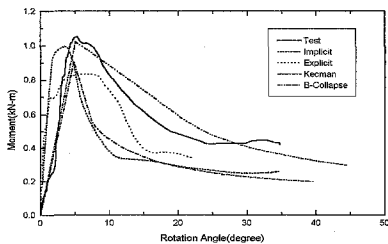


Fig. 17 45×45×1.8 단면의 Aluminum 부재

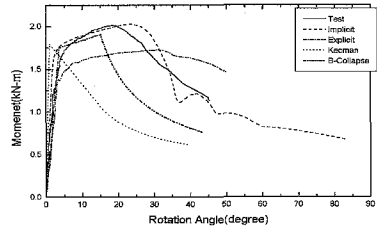


Fig. 18 50×50×3 단면의 Aluminum 부재

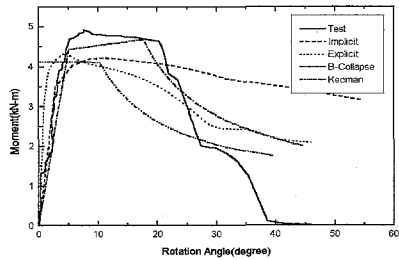


Fig. 19 L 형 단면 부재의 모멘트-변형각 선도

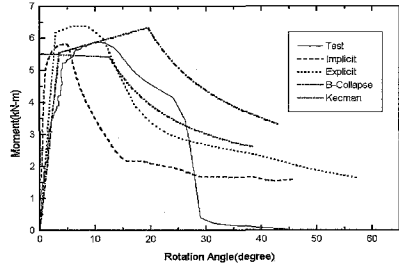


Fig. 20 N 형 단면 부재의 모멘트-변형각선도

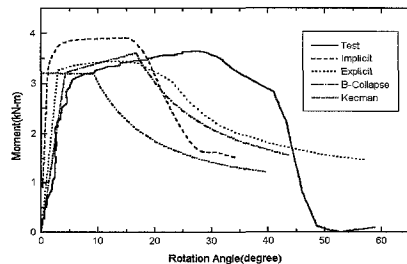


Fig. 21 I 형 단면 부재의 모멘트-변형각선도

Fig. 17과 18은 사각단면 부재의 경우 모멘트 변형각 선도이고, Fig. 19, 20, 21은 σ - ϵ 형태의 세가지 단면부재의 (위의 Fig. 14, 15, 16 참조) 모멘트 변형각 선도이다.

4. 결론

본 연구에서는 3가지 보강판이 있는 σ - ϵ 형 단면 알루미늄 압출부재 및 알루미늄 샷시 부재에 대하여 굽힘붕괴실험, 유한요소 프로그램을 이용한 굽힘붕괴해석, 탄성좌굴식 및 기하학적 모델링을 이용하여 유도한 굽힘붕괴곡선을 이용하여 각각의 부재에 대하여 굽힘붕괴곡선을 구하여 비교함으로써 다음과 같은 결론을 도출하였다.

1. 탄성좌굴식 및 기하학적 모델링을 통하여 유도한 굽힘좌굴곡선을 이용하여 알루미늄 부재의 굽힘붕괴 특성식 산출용 프로그램인 B-Collapse(ver1.0)을 완성하였다.

2. B-Collapse 프로그램은 간단한 재료상수 및 단면형상 자료를 이용하여 기존의 해석에 비하여 정확한 모멘트-변형각선도를 예측할 수 있었다.

3. 부정형 단면을 갖는 부재의 경우에는 단면의 moment of inertia 값을 산출하여 프로그램에 입력할 경우 사각관으로 치환하여 모멘트-변형각선도를 예측할 수 있다.

4. σ - ϵ 형 단면 부재에 대하여 적용한 결과 항복 모멘트, 최대 모멘트의 경우 실험결과와 상당히 근접함을 보였고, 붕괴이후 거동예측은 실험부재들이 대부분 인장파괴로 붕괴되어 차이점이 있었다. 따라서 이에 대한 연구는 더 진행되어야 할 것으로 판단된다.

5. 상용 유한요소 프로그램을 이용한 굽힘붕괴 해석 방법을 제시하였으며, 이를 이용한 결과를 실험과 비교해볼 때 최대 모멘트 산출은 비교적 정확하였으나 인장파괴를 표현하지 못하여 차이점이 있었다.

참 고 문 헌

[1] Dusan Kecman, "Bending Collapse of Rectangular and Square Section Tubes", *Int. J. Mech. Sci.*, Vol.25, No.9-10, pp. 623-636,1983

[2] D. Kecman, "Prediction of Deep Bending Collapse Characteristics of Car Body Beams by Regression Analysis", SAE 905233,1990.

[3] T.Wierzbicki, "On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures", *J. of Applied Mechanics*, Vol.50,pp.727-734,1983.

[4] T.Wierzbicki,L.Recke,W.Abramowicz,"Stress Profiles in Thin-Walled Prismatic Columns Subjected to Crush Loading-I. Compression", *Computers & Structures*, Vol.51, No.6,pp.611-623,1994.

[5] T.Wierzbicki, "Stress Profiles in Thin - Walled Prismatic Columns Subjected to Crush Loading-II.Bending", *Computers & Structures*, Vol.51, No.6 pp. 625-641, 1994.

[6] 강신유,장인배,김현영,"순수굽힘 시험기 개발을 통한 박판 사각관 부재의 굽힘붕괴 특성 연구",*대한기계학회'97춘계학술대회논문집*,pp. 739-744,1997.

[7] 강신유,김창수,정태은,"알루미늄 사각관의 굽힘붕괴특성에 관한 실험적 고찰",*한국소성가공학회'97춘계학술대회논문집*,pp.265-272,1997.

[8] S.Y.Kang,I.B.Jang,H.Y.Kim,"The Bending Collapse Characteristics of The Thin Walled Tubes Using Pure Bending Test Machine",ISATA 30th Conference at ITALY,Florence,97NM068,1997.

[9] ABAQUS User's Manual, Ver5.4,1995.

[10] PAM-CRASH User's Manual, PAM Systems International,France,1996.

[11] F.Bleich, *Buckling Strength of Metal Structures*, McGRAW-HILL Book Co., 1952.

[12] S.H.Crandall,*An Introduction to the Mechanics of Solids*,McGRAW-HILL Book Co.,1970.