

자동차 충돌특성 연구동향

Research Trends on the Automobile Crush

김 천 옥, 한 병 기, 원 종 진, 임 채 흥
C. W. Kim, B. K. Han, J. J. Won, C. H. Lim



김 천 옥
· 1936년 11월생
· 정회원
· 연세대학교
· 차체설계·고체역학



한 병 기
· 1950년 2월생
· 정회원
· 홍익대학교
· 고체역학·응용역학을 전공
· 하였으며 차체설계 및 전동
· 해석에 관심



원 종 진
· 1949년 1월생
· 정회원
· 국민대학교
· 고체역학, 응용역학을 전공
· 하였으며 차체설계, 구조해
· 석 및 안전에 관심



임 채 흥
· 1960년 6월생
· 정회원
· 현대자동차
· 고체역학, 구조해석을 전공
· 하였으며 차량의 구조해석
· 및 설계에 관심

1. 머리말

매년 전세계적으로 수만건의 충돌사고가 발생함에 따라 많은 사람들이 생명을 잃고 있다. 충돌사고는 자동차, 기차, 선박 및 비행기에 이르기까지 거의 모든 종류의 운송체에서 다양하게 일어나고 있다. 운송체의 충돌해석에 관한 연구는 안전에 대한 관심이 높아짐에 따라 대두되기 시작하여 열차, 항공기 및 자동차 등 모든 분야에서 활발하게 진행되었다.

특히, 자동차의 안전에 대한 연구는 객실의 변형제한과 승객의 감속도 축소를 위한 여러가지 구조부재의 에너지 흡수능력 및 흡수 메카니즘을 연구하는데 초점이 맞추어져 왔다. 그 이유는 충돌사고시에 인명을 보호하기 위해서는 차체변형에 의한 물리적 접촉의 회피 뿐 아니라 충돌에너지가 적절히 흡수조절하여 충돌력을 감소시키도록 구조부재를 설계함으로써 충돌안전성이 확보되기 때문이다.

충돌에너지 흡수 특성은 구조부재의 단면 형상과 재질에 따라 달라지며 압괴모드도 구

분되어진다. 즉, 복합재료의 압축붕괴특성은 금속이나 플라스틱 재질과는 다르다. 일반적으로 복합재는 재질의 파손으로 에너지가 흡수되지만 금속재는 소성변형으로 에너지를 흡수한다. 이때의 붕괴양상은 작용하중에 따라 축방향 붕괴, 굽힘붕괴, 측면붕괴의 경우는 정규압괴모드(compact mode) 및 불규칙 압괴모드(noncompact mode)로 나뉘고, 원통형의 경우는 축대칭모드 및 다이아몬드형 모드 등으로 나뉠 수 있다.

원형 및 사각 튜브는 광범위한 형상비와 후폭비를 가지도록 제작할 수 있으며 산업전반에 걸쳐 널리 쓰이므로 충돌특성 연구의 대상으로 많은 연구들이 진행되어 왔다. 또한, 충돌특성의 해석을 위한 이론적 모델이 제시되었으며 계속적인 보완이 이루어져 오고 있다.

2. 자동차 충돌해석

1968년 미국의 연방 자동차 안전기준이 공고되고 이에 의한 안전시험이 요구됨으로써 각국은 신차 개발 비용의 절감을 위하여

설계단계에서 차체의 충돌안전성을 고려하지 않을 수 없게 되었다. 예를 들면, 자동차의 정면충돌시 승객이 타고 있는 객실부의 변형은 승객의 안전이 확보되도록 설계되어야 한다. 일반적으로 승용차의 차체구조에서 정면도는 후면 충돌시 대부분의 에너지를 중부재가 받게 됨으로 엔진 레일, 사이드 멤버 등의 중부재들은 정규부하를 지지하는 것 이외에 충돌에너지의 흡수특성을 고려하여 설계되어야 한다. 따라서 신차개발이나 모델의 변경등을 시도하기 위하여, 중부재의 충돌특성에 대한 예측은 차체의 강도해석과 함께 차량의 설계시 필수적이며 중요한 문제이다. 정규부하에 대한 강도해석은 탄성해석으로 쉽게 이루어질 수 있으나, 비정규부하인 충돌특성에 대한 해석은 Mass-Spring Model에 의한 해석과 유한요소법에 의한 해석방법이 널리 응용되고 있으며, 초기 개념설계단계에서는 Stick Model 해석 방법이 유용한 방법으로 제시되고 있다.

2.1 Mass-Spring-Modeling

Kamal¹⁾은 차량의 정면충돌 시뮬레이션을 위해 3개의 Lumped mass와 8개의 비선형 스프링 요소로써 차체를 모델링하였다. 스프링 요소의 힘-변위 특성은 Crush test를 통해 준정적상태하에서 측정되었으며 변형속도를 고려한 경험식을 이용하여 동적특성치를 환산하여 사용하였다. 질량과 스프링으로 구성된 시스템의 운동방정식을 수치적으로 적분해함으로써 정면 충돌시의 감속도 특성을 구할 수 있게 되었으며 궁극적으로 설계에의 응용은 이러한 전반적인 감속도 특성에 각 구조요소가 어떠한 영향을 주는지를 파악함으로써 단계적인 구조변경을 가능하게 한다.

2.2 유한요소해석

최근에 들어서 유한요소법에 의한 우수한

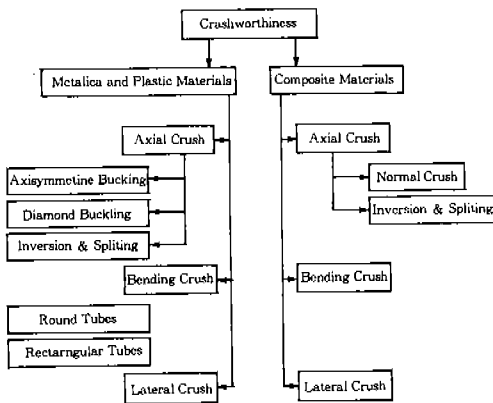


Fig.1 Classification of the crashworthiness research

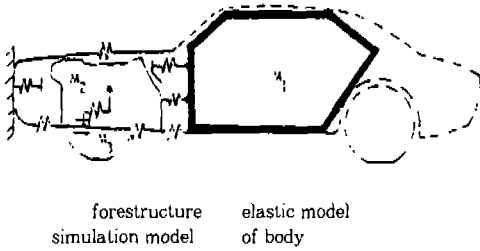


Fig.2 Mathematical models for the analysis of vehicle frontal impact

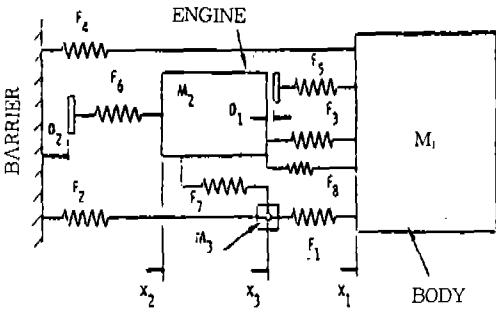


Fig.3 Barrier impact simulation model

소프트웨어의 개발과 고속대용량 컴퓨터의 보편화로 인해 차체구조물의 충돌해석이 유한요소법에 의해 많이 수행되고 있다. 근래 개발된 소프트웨어들은 국부좌굴에 의해서 야기될 수 있는 재질 및 기하학적 비선형성이 고려됨은 물론이고, 접힘 메카니즘에서의 접촉알고리즘 등이 새로이 개발되어 충돌해석을 정확히 시뮬레이션할 수 있게 되었다. 해석결과로는 각 구조 요소에 대한 최대충돌 하중 및 변형에너지에 의한 에너지흡수량, 변위, 속도, 가속도 및 변형형상을 구할 수 있다.

유한요소해석은 정적해석 및 동적해석으로 나눌 수 있는데, 충돌해석에서는 동적해석을 주로 하게 된다. 이러한 해석방법은 대용량 초고속의 컴퓨터를 필요로 하며 엄청난 시간을 소요로 하지만 prototype 제작에 의한 충

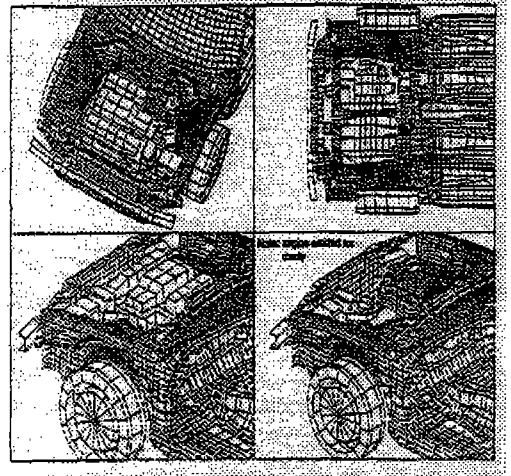


Fig.4 DYNA3D Model, Front End

돌시험의 횟수를 줄임으로써 충돌실험에 소요되는 엄청난 경비를 줄일 수 있는 장점이 있어 국내 자동차 업계에서도 널리 쓰이고 있다. 국내에서 사용되는 대표적인 자동차의 충돌용 유한요소 프로그램으로는 PAM-CRASH, DYNA3D 등이 있다.

또한, 복잡한 차체구조물의 비선형 충돌해석을 위해서 충돌특성을 좌우하는 국부좌굴은 별도로 실험적 또는 해석적으로 규명된 후 전체 구조물의 유한요소모델에 삽입되어 구조물의 충돌해석을 수행하는 Hybrid 해석 방법도 이용되고 있다.

2.3 Beam-Modeling

신차개발 단계에서부터 충돌용 유한요소해석방법을 도입하여 차체 충돌특성을 해석하는데는 여러 가지의 문제점이 있으므로, 차체를 Beam 요소로 보고 근사적으로 신차의 충돌안전성을 평가할 수 있도록 함으로써 개발기간을 단축하고 경비를 절감하려는 연구가 진행되고 있다. 일찍이 일본의 경우에는 차량의 형식승인을 위한 기술검토서를 작성하기 위하여 정규부하에 동적하중계수와 적

절한 안전계수 등을 도입하여 Beam-Model 로 해석하였다.

프레임구조의 보다 정확한 붕괴거동을 예측하는데 있어서 구조를 이루고 있는 부재들의 결합부에서의 유연도를 고려하는 연구들도 많았다. Chen²⁾ 등은 결합부 모델로서 지수모델을 사용하여 유연결합부를 가진 평면 프레임에 대한 수치해석방법을 제시하였고 이들은 결합부 요소 접근방법을 사용하여 프레임 구조의 강성 행렬을 구하는 방법을 제시하였다. Chang³⁾ 은 차체를 평면프레임구조로 가정하고 부재사이의 연결이 다른 부분에 비하여 약한 절점에 유연이음을 주어 결합부에서의 유연도가 구조물의 붕괴시 미치는 영향에 관하여 연구하였다. 또한, McIver⁴⁾ 등은 박판부재를 이용하여 실제차체의 프레임과 유사한 구조를 제작하여 실험하고 그 결과 소성현지를 이용한 이론해가 비교적 근사함을 보였다.

Mahmood⁵⁾ 는 단순한 모자형 단면 부재의 붕괴거동을 해석할 때 유한요소법에 의한 해석이 설계에 직접 이용되기 어려움을 소요시간측면에서 비효율적임을 지적하고 부재의 붕괴특성을 이용하여 간단하게 변형을 예측

할 수 있는 방법을 제안하였다. 그는 박판사각튜브에 축력과 굽힘하중이 동시에 작용할 때 부재의 변형거동에 대한 자신의 연구결과를 토대로 붕괴모드를 4가지 영역으로 구분하였으며 각 영역마다 힘-변위 또는 모멘트-회전각 선도를 근사적으로 가정하고 그 기울기 값으로부터 전체구조물의 강성행렬을 재구성하는 3차원 구조해석 프로그램을 개발하여 실험결과와 비교 검토하였다.

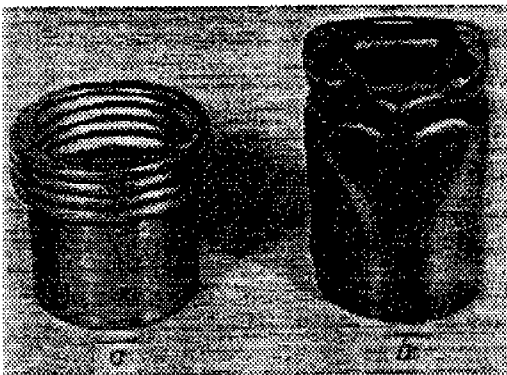
3. 에너지 흡수부재에 관한 연구

3.1 원형튜브의 축대칭 붕괴에 관한 연구

축대칭 하중을 받는 원형튜브의 붕괴 미캐니즘은 축대칭모드와 비대칭모드로 구분되며, 이에 대한 연구는 Alexander⁶⁾ 에 의해 처음으로 연구되었으며, 그는 간단한 이론적 모델을 제시하여 평균 붕괴하중 및 붕괴시의 반파장길이를 구하였다.

Abramowicz와 Johnes⁷⁾ 등은 Alexander의 모델을 접힘 양상을 고려하여 수정하였다.

Wierzbicki와 Bhat⁸⁾ 는 원형튜브가 바깥으로 접힌다고 가정 한 후, 이동힌지 모델을 도입하여 해석하였다. 지금까지의 연구에서는 붕괴과정중 두 개의 피크하중이 존재하지만 두 번째 피크 하중을 설명할 수 없는 모델이 제시되었다. 또한, 초기붕괴시의 하중을 무한대의 하중으로 예측함으로써 물리적으로는 좌골이 일어나지 않음을 보이고 있으므로 실제의 현상과는 맞지 않는다. Yuan⁹⁾ 은 이를 해결하기 위한 수학적 모델을 제시하여 두 개의 피크하중이 존재함을 보였다. Magee와 Thornton¹⁰⁾ 등은 실험적으로 평균 붕괴하중은 항복응력에 비례하지 않고 최대압괴강도에 비례함을 제시하였고 Mahmood와 Paluszny¹¹⁾ 등은 평균압괴하중에 대한 실험식을



ring type

diamond type

Fig.4 Modes of deformation for the circular tubes

제시하였다.

튜브의 inversion은 직사각형의 힘-변위 특성을 가지며 높은 에너지 흡수특성을 나타내는 흥미있는 붕괴모드이다. 이것은 처음으로 미국의 자동차회사인 General Motors에서 collapsible 스티어링 칼럼을 개발하는 데 이용하였다. inversion의 종류에는 internal과 external inversion의 두 종류가 있는데 Fig.5와 같다.

External inversion의 문제는 Guist와 Marble¹²⁾가 강체-완전 소성 응력-변형률 관계를 가정하여 자오선 평면과 둘레를 따른 확장시의 굽힘과 재굽힘을 고려하여 롤링반경(rolling radius)과 평균압괴하중을 유도하였다.

한편, Al-Hassani, Johnson¹³⁾ 등은 금형의 반경 따라 프레스할 때 알루미늄 및 구리의 재질을 가진 튜브가 내부 또는 외부로 inversion됨을 입증하였고, 일반적으로 금형의 반경에 따른 원형튜브의 붕괴모드는 재질의 특성과 형상비(두께/직경)의 영향을 받음을 알 수 있다.

3.2 사각튜브의 축압축붕괴(압괴)에 대한 연구

박판사각튜브의 압괴거동은 판의 경우와는

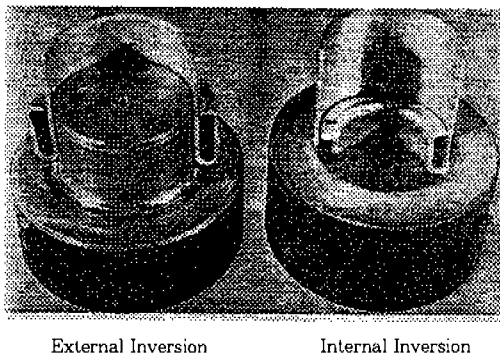


Fig.5 Sectioned invertubes shown on their respective dies

달리 인접한 판과의 상호 연관성에 의존하는데 Bleich¹⁴⁾는 좌굴판과 구속판의 개념을 도입하여 형상비(구속판의 폭/좌굴판의 폭)에 따른 사각튜브의 탄성좌굴계수를 구함으로써 탄성좌굴응력을 구하였다.

접합현상이 발생하기 전에 모서리의 붕괴가 일어나기 직전의 사각튜브가 받는 최대하중을 최대압괴강도(하중)라 하는데 최대압괴강도에 대한 이론적인 연구는 매우 많으나 실제로 최대압괴강도에 대한 이론값은 실험값보다 큰 경향을 보이며, 이는 초기결함 등의 영향으로 볼 수 있다. 즉, 압괴시 판에 존재하는 초기 횡방향처짐은 좌굴응력에 영향을 미칠 수 있다.

Yamaki¹⁵⁾는 초기결함 존재시에 판의 유효 폭이 감소함을 보였고, 이로 인해 박판사각튜브의 최대압괴하중은 감소한다.

실제 차량의 정면충돌시 에너지를 흡수하는 주요부재는 점용접의 용이성 때문에 플랜지가 있는 단일 또는 이중 모자형 단면으로 되어 있다. 김천욱¹⁶⁾ 등은 플랜지의 강성을 고려하여 모자형 단면부재의 좌굴모드 및 최대압괴강도를 해석적으로 다루었다. 또한, 플랜지가 있는 판을 등가좌굴강도의 개념으로부터 플랜지가 없는 판으로 취급하는 등가이론을 제시하였다.

Fig.6에서는 이중 모자형 단면부재가 플랜지의 영향에 따라 대칭 및 비대칭 모드로 좌굴됨을 보여주고 있으며, Fig.7에서는 모자

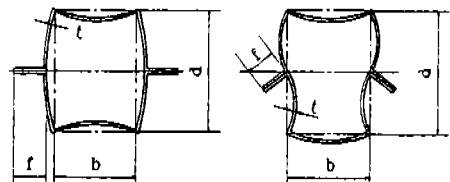


Fig.6 Buckling mode for double hatted-section tube

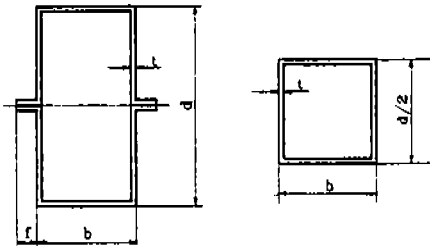


Fig.7 Equivalent rectangular tube for double hatted-section tube

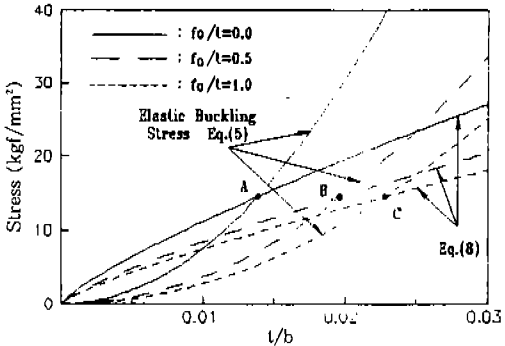


Fig.8 Maximum crippling strength and elastic buckling stress with initial imperfections of square tubes

형 단면부재를 플랜지의 효과를 고려하여 등가된 사각튜브의 모양을 나타내고 있다.

한편, 사각튜브에 초기결함이 존재할 경우 탄성좌굴응력의 감소로 인하여 최대압괴강도는 감소하게 된다. 초기결함량을 f_0 라 할 때 최대압괴강도는 무차원 결함량(f_0/t)의 함수로 표시된다. 김천욱¹⁷⁾ 등은 초기결함 수정계수 ϕ 를 $\phi = \exp(-\sqrt{f_0/t})$ 로 정의함으로써 초기결함을 고려한 최대압괴강도에 관한 식을 제시하였다.

초기결함이 존재하는 경우 4각튜브의 최대압괴강도를 후폭비(t/b)에 따라 도시하면 Fig.8과 같다. 여기서 초기결함량이 커질수록 최대압괴 강도는 감소함을 볼 수 있으며, 정규 및 비정규 압괴모드가 분기되는 임계후

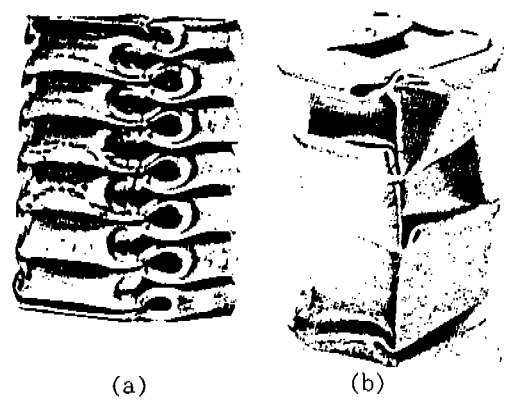


Fig.9 Axially crushed square tubes; (from Reid et al., 1986)

폭비가 A→B→C로 이동됨을 알 수 있다. 즉, 초기결함량 또는 항복응력이 커짐에 따라 임계 후폭비가 증가하게 되고, 따라서 비정규 압괴모드 영역이 확대된다. 사각튜브가 비정규 압괴모드로 붕괴되면 에너지 흡수량이 작게되므로 설계시에 초기결함을 고려하여야 한다.

박판사각튜브가 축압축하중을 받으며 압괴될 때는 Fig.8과 같이 정규압괴모드(Compact mode)와 비정규압괴모드(Noncompact mode)가 발생하게 된다.

1974년 Okubo¹⁸⁾는 단일모자형 단면 부재의 압괴모델을 제시하고 평균압괴하중을 반해석적인 방법으로 구하였다. 1981년 Mahmood와 Paluszny¹⁹⁾ 등은 평균압괴하중에 대한 실험식을 제시하였고 정규접힘 모드 및 비정규접힘모드에 대한 경계가 후폭비의 영향을 받음을 보였다.

한편, 박판사각튜브의 정규모드의 압괴 특성을 예측할 수 있는 단순화된 기하학적 해석방법이 Hayduk²⁰⁾ 등에 의해 개발되었는데 Fig.10에서와 같이 비확장변형요소인 Type I 과 확장변형요소인 Type II의 기본접힘요소들의 조합으로 이루어 진다.

사각튜브의 압괴시의 거동에 대한 중요한

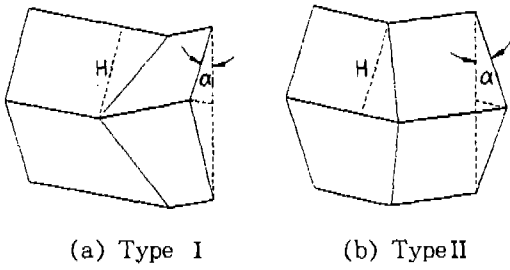
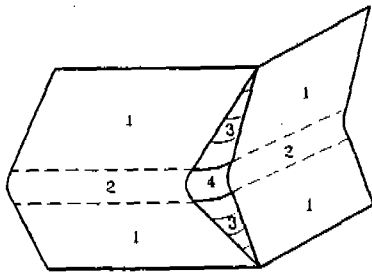


Fig.10 Basic Collapse Modes



- 1: Traperzoidal Surface
- 2: Cylindrical Surface
- 3: Conical Surface
- 4: Toroidal Surface

Fig.11 Fully consistant collapse mechanism

연구가 1983년 Wierzbicki와 Abramowicz²¹⁾에 의해 행해졌다. 그들은 강체와 변형 영역 사이에 기하학적 연속성을 부여한 기본접힘 메카니즘을 제시하고 평균압괴하중 및 반파장 압괴주름 길이를 해석적으로 구하였고, 이것은 Aya와 Takahashi²²⁾ 등에 의하여 실험적으로도 입증되었다. Fig.11에서와 같이 기본압괴메카니즘은 변형장과 속도장의 연속성을 만족시키는 4개의 사다리꼴 강체요소(Traperzoidal surface)와 확장변형 없이 연속적인 굽힘에 의한 2개의 원통면 요소(Cylindrical surface), 재질이 한쪽 플랜지에서 다른 플랜지로 이동함에 따라 굽힘 및 재굽힘이 일어나는 2개의 원추형 요소(Conical surface) 및 확장변형이 일어나는 이중곡면 요소(Toroidal surface)로 구성되어 진다. 이 기본압괴메카니즘에 의해 흡수되는 내부

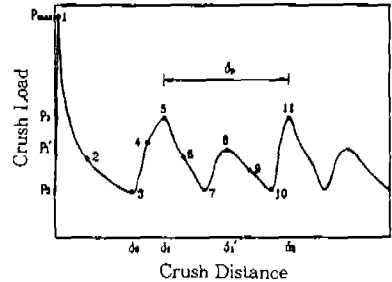
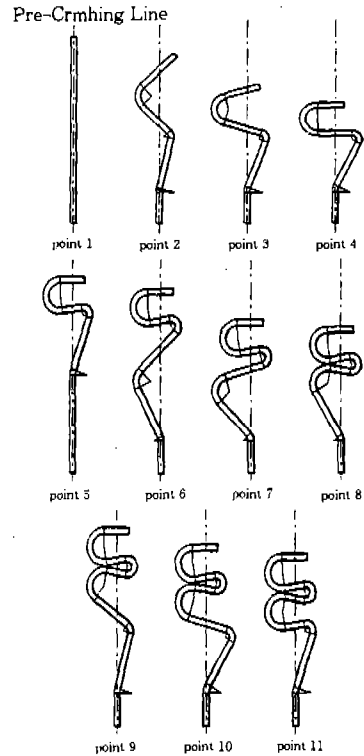


Fig.12 Crush load vs. distance curve and sequential crushing process

에너지와 압괴하중의 개념을 도입한 외부에너지와의 에너지 평형을 고려하여 압괴하중식을 구하고 접힘각에 대해 적분함으로써 변형중에 흡수되는 에너지를 구할 수 있다. 그러나, 같은 주변길이를 가진 직사각 단면과 정사각 단면의 튜브인 경우 해석적으로 동일한 평균압괴하중을 가지고 있으나 실험적으로는 약간의 차이가 있음을 알 수 있으므로 앞으로 해석 모델에 개선의 여지가 있다.

다음 Fig.12는 4각튜브의 압괴과정시의 주름이 형성되어가는 과정에 따른 연속적인 접힘 메카니즘 및 하중-변위 선도도를 보여준다.

김천욱^{23), 24)} 등은 1995년 연구에서 사각튜브의 압괴과정에서 주름이 형성되어 가는 과정을 Fig.13와 같이 외측과 내측 접힘현상을 고려한 연속적인 접힘 메카니즘을 구성하여 압괴기구를 해석하고 하중-변위 관계(Fig.14)를 이론적으로 제시하였다. 따라서 임의의 압괴거리가 주어진 경우 평균압괴하중과

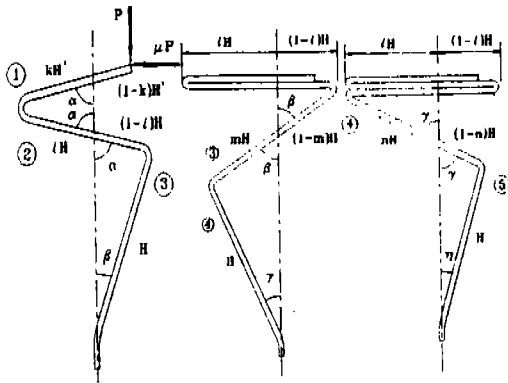


Fig.13 Theoretical Progressive Folding Mechanism

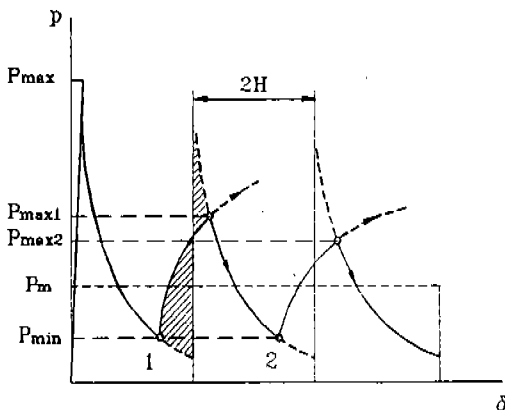


Fig.14 Theoretical Load-Displacement Curve

압괴주름의 갯수에 의해 에너지 흡수능력을 예측할 수 있는 이론식을 제시하였다.

3.3 박판사각튜브의 동적압괴 특성

동하중을 받는 튜브의 거동은 정하중을 받는 경우와는 다르다. 동하중을 받으면 재료의 변형거동은 변형속도에 의해 영향을 받므로 동하중은 변형속도의 함수이다. 특히 구조물의 정적압괴에서 압괴하중을 지배하는 소성유동응력은 변형률속도에 무관하다고 가정하지만 동적상태의 소성유동은 변형률속도에 상당히 민감한데 이를 변형률속도 민감도 혹은 점소성이라고 하기도 한다. 많은 연구자들이 실험을 통해 변형률 속도에 민감한 재료의 거동에 대한 구성방정식을 제시하였는데 Cowper와 Symonds²⁵⁾가 제시한 일축 하중에 대한 구성방정식이 실험결과와 어느 정도 일치한다.

한편, 충돌속도에 따른 정적평균압괴하중에 대한 동적압괴하중의 비를 동정비라 하며, 이비는 재료의 변형률 민감도와 충돌속도의 증가에 따라 증가한다.

Abramowicz와 Jones²⁶⁾는 1984년 연구에서 박판사각튜브가 축방향 동하중을 받을 때 4개의 서로 다른 압괴모드가 발생함을 관찰하고, Wierzbicki 등의 이론을 기초로 하여 각 모드의 평균압괴하중을 이론적으로 예측하였으며, 변형률 민감도를 고려한 동적평균 압괴하중과 정적 평균압괴하중사이의 관계를 규명하였다. 1989년 Jones²⁷⁾는 그의 저서에서 정하중과 동하중에 의한 구조물의 소성거동에 대해 고찰과 함께 구조물의 충돌안정성 문제를 접근하기 위해 변형률속도 민감도에 의해 박판 사각튜브와 원형튜브의 좌굴이 어떻게 진행되는가를 다루었다.

1996년 김천욱²⁸⁾ 등은 동하중하의 박판사각튜브의 압괴거동은 정하중하의 압괴거동과 일치하며 하중-변위 선도상에서도 변형거리

는 거의 일치하고 하중의 크기는 동정비만을 고려하면 된다는 것을 규명하였다.

Fig.15은 압력된 시편들의 사진이다. 모든 시편이 정규모드로 압괴되었고 동일한 시편으로 동적 및 정적 압괴실험을 했을 때 압괴거리가 같으면 시편의 모양은 같다. 여기서 d는 동적압괴를 s는 정적압괴를 나타낸다.

Fig.16는 각 시편별로 정적 및 동적 하중-변위선도를 겹쳐서 그려 놓은 것이다. 동적 압괴하중-변위선도는 정적 압괴하중-변위선도와 비교하면 최대압괴강도 및 Peak 하중값만이 정적값보다 크고 유효압괴거리는 거의 같은 값을 보여주고 있다. 평균압괴하중은 하중-변위선도로 부터 구할 수 있다. 즉, 하중-변위선도의 면적을 구한 후 이를 압괴거리로 나누면 평균압괴하중을 구할 수 있다.

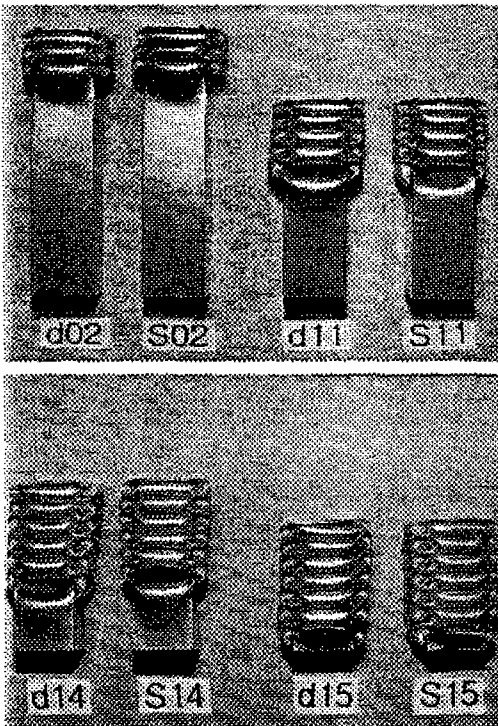


Fig.15 Photograph of statically and dynamically crushed specimens

Fig.17는 속도에 따른 평균압괴하중의 동정비를 실험값과 이론값을 비교하여 나타낸 것으로 재질의 특성에 따라 변형률속도의 민감도가 다름을 알 수 있다.

3.4 충전(foam-filled) 튜브의 에너지 흡수 특성 연구

차체 구조의 중량에 대한 한계성으로 인하여 높은 흡수에너지를 얻기 위해 충전물질을 튜브안에 삽입하는 것은 튜브의 두께를 하는 효과를 나타내어 에너지 흡수능력을 향상시키며, 비정규접힘모드를 정규접힘모드로 유도하는 효과도 나타낸다. 충전 튜브의 에너지 흡수 능력은 많은 실험으로부터 박판사각 튜브보다 우수함이 밝혀졌다.

만일 구조물의 중량이 제한 조건일 경우,

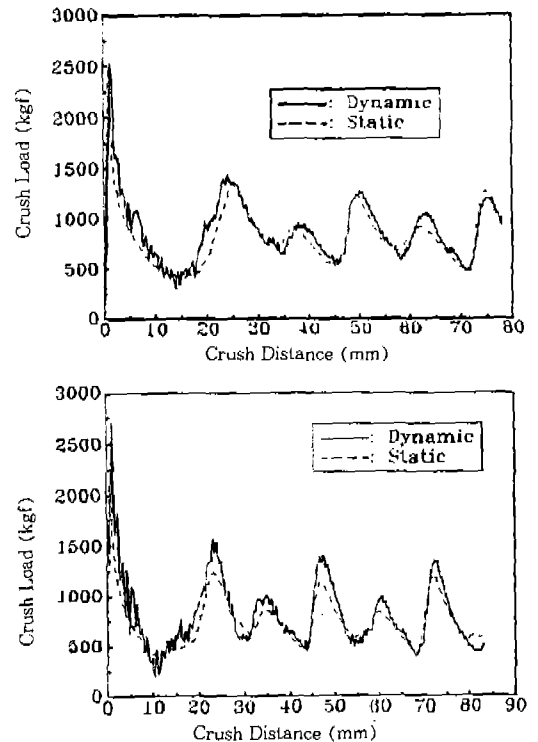
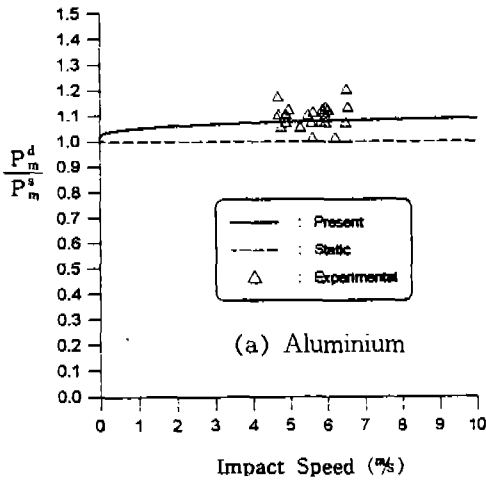
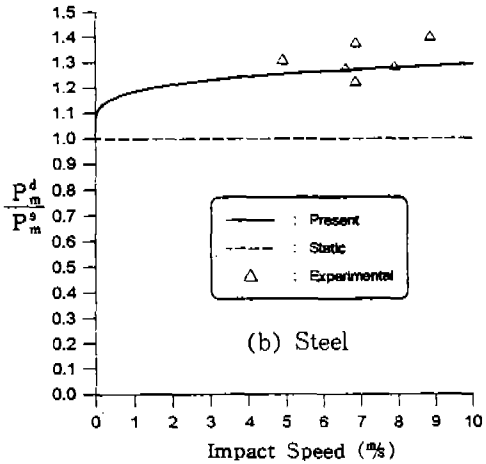


Fig.16 Comparison of dynamic and static crush load-displacement curve



(a) Aluminium



(b) Steel

Fig.17 The ratio of dynamic and static with impact speed

foam filling은 튜브의 두께를 증가시키지 않고 높은 흡수에너지를 얻을 수 있는 장점이 있다. 특히, 단면이 큰 구조물인 경우 더욱 효과적으로 이용 될 수 있다. 광범위한 실험에서 나타나듯이, 일반적으로 foam filling 튜브는 튜브와 foam이 각각 흡수하는 에너지보다 더 많은 에너지를 흡수할 수 있다.

어떤 방법으로도 요구되는 압괴특성을 갖지 못하는 low density 재질의 구조에서는 foam을 채우는 경우 중량증가의 문제가 있지만

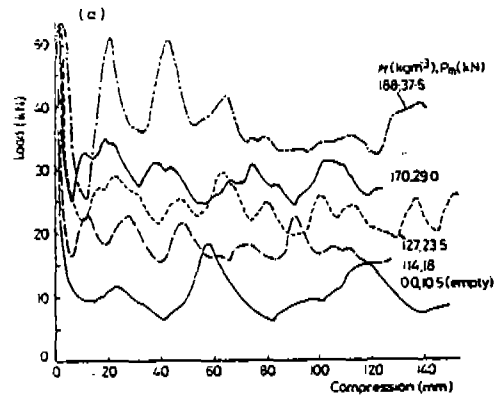


Fig.18 Load-Displacement Curve for empty and foam-filled square tubes

에너지흡수특성을 개선하는 더 큰 이득이 있다. 실험의 결과 속이 빈 단면보다는 충전재로 채워진 단면이 거의 40%의 압괴하중의 증가를 가져온다.

Thornton²⁹⁾의 연구에 의하면 에너지흡수의 증가는 튜브의 붕괴모드에 기인함을 알 수 있는데 충전 전 비정규모드의 사각튜브는 충전후 정규모드로 전환됨을 보였다. Reid, Reddy 및 Gary³⁰⁾ 등은 튜브에 충전재를 삽입한 후 압괴실험을 한 결과 비정규접힘모드의 사각튜브가 정규접힘모드로 압괴됨을 보였다. 비록 붕괴모드의 전이에 대한 이론적인 연구는 아직 없지만 일반적으로 충전재가 조기에 일어나는 국부좌굴을 막기위해 박판 튜브의 내부측면을 지지하기 때문인 것으로 생각된다. 또한, 튜브의 접힘과 충전재의 압축특성이 연성된 것에 대한 이론적인 연구는 Abramowicz 및 Wierzbicki³¹⁾에 의해 수행되었다.

Fig.18에서는 충전재의 밀도를 증가할수록 흡수되는 에너지의 양이 증가됨을 알 수 있고 붕괴모드도 안정화됨을 알 수 있으며 Fig.19에서는 충전재의 밀도가 증가할수록 좌굴과장도 짧아짐을 알 수 있다.

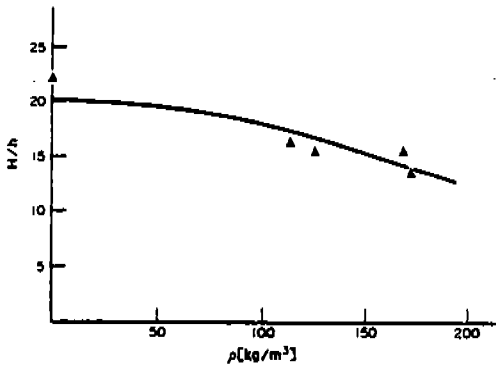


Fig.19 Nondimensional folding wave length vs. initial foam density

3.5 박판사각튜브의 굽힘붕괴특성

곡선으로 굽은 직사각단면 및 정사각단면의 튜브 및 원형튜브는 자동차의 구조부재로 널리 쓰인다. 일반적으로 경사충돌 및 편심하중을 받는 정면충돌의 경우 차체의 구조부재는 굽힘에 의한 대변형을 한다. 따라서 튜브의 굽힘붕괴 특성에 관한 연구는 매우 중요하다. 그러나 축압축하중을 받는 튜브에 대한 연구보다 굽힘을 받는 튜브에 대한 연구는 적다. Kecman³²⁾에 박판 4각튜브의 붕괴시 기하학적 기구를 제시하고 굽힘변형이 항복선에 집중된다는 가정하에 부재의 굽힘 변형에너지로부터 굽힘붕괴시 모멘트-회전각의 관계식을 이론적으로 구하였다.

김천옥³³⁾등은 박판사각튜브의 굽힘변형시 붕괴모드를 탄성, 후좌굴(post-buckling), 크리플링(crippling) 등의 3가지 영역으로 구분하고 각 영역에 대한 단면의 응력상태로부터 모멘트-회전각 관계를 이론적으로 구하고 간단한 실험을 통하여 그 타당성을 입증하였다.

Fig.20은 각 구간에서의 단면의 응력상태를 나타내며, Fig.21에서는 굽힘모멘트-회전각 관계의 이론결과와 실험결과를 보여주고 있는데 이론결과가 탄성구간 뿐 만 아니라

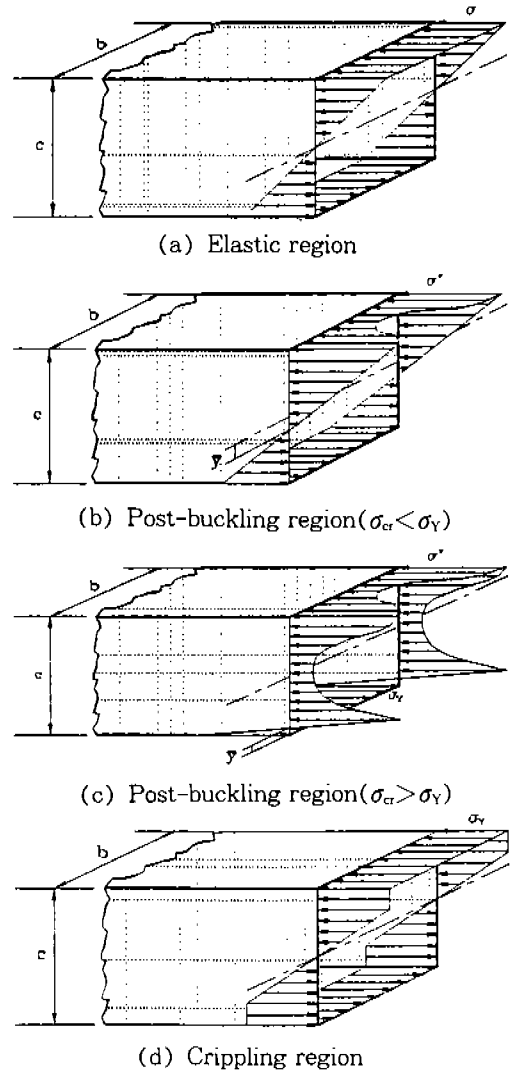


Fig.20 Stress profiles of the tube section

후좌굴 및 크리플링 구간에서도 실험결과와 잘 일치됨을 알 수 있다.

3.6 박판사각튜브의 압축 및 굽힘 붕괴 특성

실제의 구조물은 압축을 받는 부재와 굽힘을 받는 부재의 조합으로 구성되어 있다. 따라서 앞에서의 연구들을 종합하여 박판사각 튜브로 이루어진 평면프레임구조의 굽힘 변

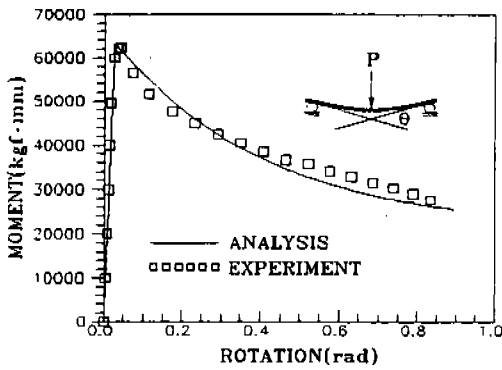
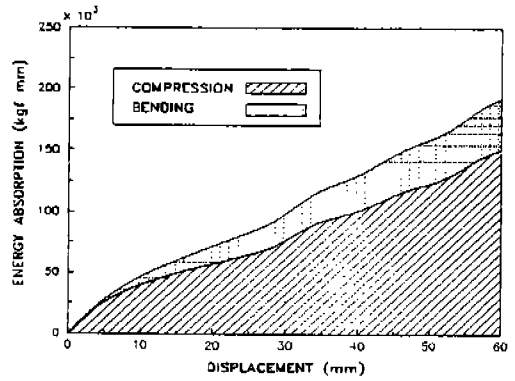
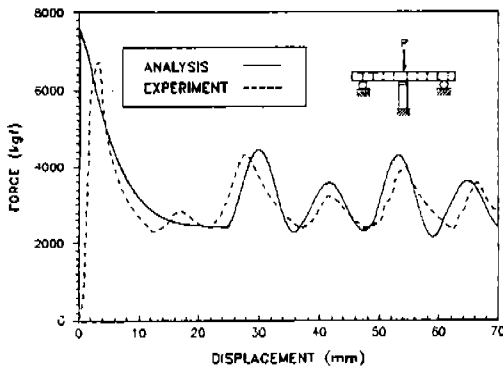


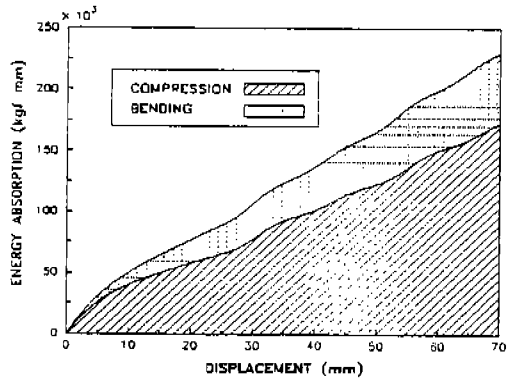
Fig.21 Bending moment-rotation relationship of a simply supported beam



(a) T-Type

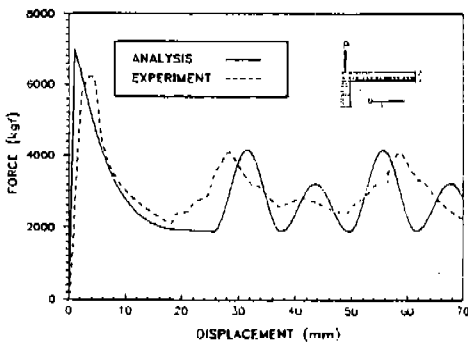


(a) T-Type



(b) L-Type

Fig.23 Absorbed energy distribution



(b) L-Type

Fig.22 Force-Displacement Curve for the T, L Type Plane Frames

형과 압축붕괴를 포함하는 전반적인 붕괴 거동을 예측하기 위한 대변형 해석 프로그램을 개발하였으며, 간단한 구조물에 대한 실험을 통해 그 타당성을 입증하였다.³⁴⁾

Fig.22는 T-Type과 L-Type 구조물에 대한 해석과 실험의 비교를 Fig.23은 각 구조 부재의 굽힘 붕괴와 압축붕괴의 에너지 흡수 비율을 보여준다. 이러한 평면프레임구조의 붕괴시 압축붕괴에 의한 에너지 흡수능력이 전체의 약 80%에 해당함을 볼 수 있고, 따라서 구조물의 에너지 흡수능력을 향상시키기 위해서는 구조부재가 압축붕괴를 일으키도록 유도하는 것이 바람직하다.

3.7 박판사각튜브의 편심압축 붕괴 특성

순수축압축하중이나 순수굽힘하중을 받는 경우 외에, 실제 상황에 보다 가까운 편심압축하중을 받는 부재의 붕괴거동에 대한 연구도 이루어졌다.

Ishiyama 등³⁵⁾은 자동차의 중부재들을 모델화한 모자형단면 및 비대칭단면 부재들에 대해 압축, 굽힘, 편심하중을 가하는 실험을 통해 붕괴 거동을 관찰하고 소성해석법을 이용하여 편심량에 따른 최대압괴하중의 변화와 붕괴거동을 예측하였으며, Usami 등^{36), 37)}은 편심하중하의 부재의 거동을 유한요소법으로 해석하고 유효폭개념을 도입하여 예측하였다. 또한, Kitazawa³⁸⁾는 짧은 박판사각튜브의 상하단에 각각 편심 및 축심하중을 가해 그때의 좌굴응력을 실험적으로 구하였으며, Shanmugam^{39), 40)} 등은 양단 편연결된 사각튜브의 편심압축실험을 수행하고 유효폭식을 제안하였으며, 결과를 설계곡선으로 제시하였다.

한편, 김 천욱 등⁴¹⁾은 부재단면의 응력상태와 기하학적 조건을 고려하여 편심압축하중을 받는 박판사각튜브의 하중-변위관계를, 탄성, 후좌굴, 붕괴의 세 구간으로 나누어 이

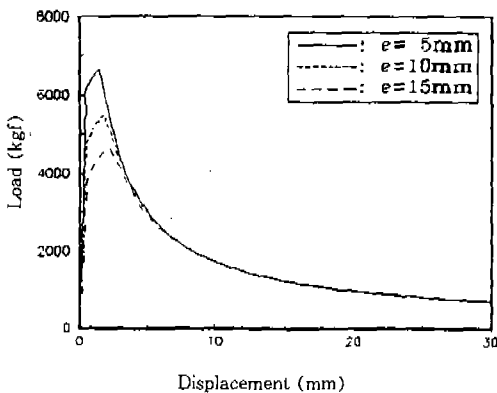


Fig.24 Theoretical load-displacement curve with various eccentricity

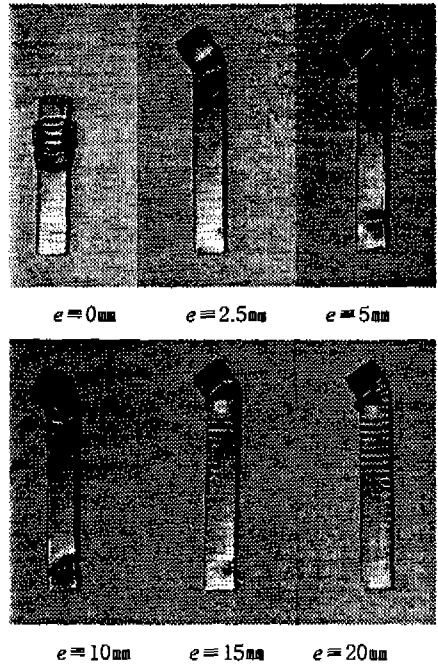


Fig.25 Photographs of collapsed specimens under eccentric load

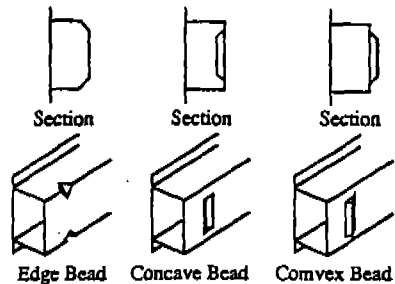


Fig.26 Three types of beading

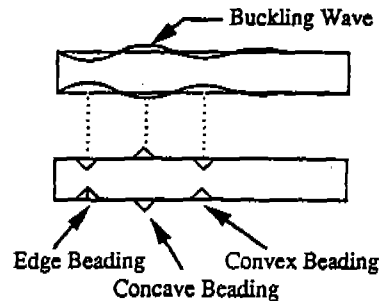


Fig.27 Position of beading

론적으로 제시하였으며, 최대부하하중을 폐형해로 구하였다. Fig.24에서 볼 수 있듯이 편심량의 증가에 따라 부재의 최대압괴 강도는 감소함을 알 수 있다. Fig.24, 25는 각각 편심량의 변화에 따른 이론적인 붕괴선과 붕괴후 부재의 모양을 보여주고 있다.

4. 에너지 흡수부재의 충돌 특성 응용

실제의 차체에 쓰이는 구조부재는 스폿용접으로 접합된 단일모자형 및 이중모자형 단면부재로 이루어져 있으나 그 압괴특성은 플랜지의 효과를 고려한 동가사각튜브의 이론을 적용함으로써 보다 손쉽게 해석할 수 있다. 차량의 충돌해석에 차체구조에서 흡수할 수 있는 적절한 에너지 배분을 위하여 부분별 하중의 수준을 변경하거나 목표감속도 특성을 얻도록 구조를 변경하고자 할 때, 각 부재의 거동 해석은 필수적이다. 또한 굽힘변형이 일어나는 경우 비드를 설치하여 인위적으로 경계조건을 변경시켜 축방향 접합모드로 유도하여 더 많은 에너지를 흡수할 수 있도록 하는 방안을 제시하고 국부적인 보강방안을 신속하게 제시할 수 있다.

1991년 Kitagawa⁴²⁾ 등은 유한요소법을 이용하여 비드의 위치를 산정하였으며 오목한 비드와 볼록한 비드를 좌굴파장에 해당하는 패널부위에 설치하면 효과적으로 에너지흡수를 높일 수 있음을 보였다. 예를들면, 차체부재의 세장비가 큰 경우 끝단에 비드를 주어 오일러좌굴을 방지하고 주름을 형성시킴으로써 에너지흡수를 높일 수 있다.

곡선으로 굽은 부재의 충돌특성에 대한 연구는 직선부재에 편심하중이 걸리는 경우로 상사하여 붕괴특성을 연구함으로써 충돌특성을 향상시킬 수 있는 방안을 제시할 수 있다.

5. 맺음말

이상과 같이 자동차의 충돌특성에 관한 연구는 다방면에서 수행되고 있으므로 차량의 경량화 추세에 따른 알루미늄 및 복합재 부재의 충돌 특성에 관한 연구가 향후 지속적으로 연구될 것으로 전망되며, 초기설계단계에서 내충돌성을 향상시킬 수 있는 방안에 대하여 충분한 고찰을 하기 위하여 단품의 특성이 고려된 유한요소의 개발에 연구의 초점이 맞추어 질 것이다.

참 고 문 헌

1. Kamal, M. M., "Analysis and Simulation of Vehicle to Barrier Impact", SAE 700414.
2. Lui, E. M., and Chen, W. F., "Analysis and Behavior of flexibly-jointed frames", Engng. Struc., Vol. 8, No. 2, pp. 107~118, 1986.
3. Chang, D. C., "Effects of Flexible Connections on Body Structural Response", SAE, 740041.
4. Melvor, I. K., Wienman, A. S. and Wang, H. C., "Plastic Collapse of General Frames", Int. J. of Solids Structures, Vol. 13, pp. 197~210, 1977.
5. Mahmood, H. F., Paluszny, A. and Tang, X., "Crash Analysis of Thin Walled Beam-Type Structures", SAE 880894.
6. Alexander, J. M., "An Approximate Analysis of the collapse of Thin Cylindrical Shells under Axial Loading", Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, Vol. 3, pp. 10~

- 15, 1959.
7. Abramowicz, W., Jones, N., "Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes", Int. J. Impact Engng. vol. 2, No. 3, pp. 261~281, 1984.
 8. Wierzbicki, T. Bhat, S. U., "Moving Hinge Solution for Axisymmetric Crushing of Tubes", Int. J. Mech. Sci., Vol. 28, No. 3, pp. 135~151, 1986.
 9. Yong-Bin Yuan, "Crashworthy Characteristics of Circular Tubes in Axisymmetric Buckling", dissertaton for the degree of Ph. d., Michigan Technological Univ.
 10. Magee, C. C., Thornton, P. H., "Design Consideration in Energy Absorption by Structural Collapse", SAE 780434.
 11. Mahmood, H. F., Paluszny, a., "Axial Collapse of Thin Wall Cylindrical Column", SAE 840727.
 12. Guist, L. R. and Marble, D. P., "Prediction of the inversion load of a circular tube", US National Aeronautics and Space Administ-ration Technical Note TN D-3622, 1966.
 13. Al-Hassani, S. T. S., Johnson, W. and Lowe, W. T., "Characteristics of inversion tubes under axial loading", J. of Mech. Engng. Sci., Vol. 14, No, 6, 1972.
 14. Bleich, F., 1952, Buckling Strength of Metal Structures, McGraw-Hill Book Co., New York.
 15. Yamaki, N., "Post-buckling Behavior of Rectangular Plates with Small Initial Curvare Loaded in Edge Compression", J. Appl. Mech. Vol. 27, pp. 335~342, 1960.
 16. 김천욱, 한병기, "박판 상형 부재의 붕괴 특성연구", 한국자동차공학회 논문집 제 2권 제1호, pp. 65~72, 1994.
 17. 김천욱, 한병기, 임채홍, "초기결함이 압괴모드에 미치는 영향", 대한기계학회논문집 제19권 11호, pp. 2750~4756, 1995.
 18. Ohkubo, Y., Akamatsu, T. and Shirasawa, K., "Mean Crushing Strength of Closed Hat Section Members", SAE 740040.
 19. Mahmood, H. F. and Paluszny, A., "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management-Their Strength and Mode of Collapse", SAE 811302.
 20. Hayduk, Robert J., Wierzbicki, T., "Extensional collapse modes of structural members", Computers & Structures Vol. 18, No. 3, pp. 447~458, 1984.
 21. Wierzbicki, T. and Abramowicz, W., "On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures", J. Applied Mechanics, Vol. 50, No. 4, pp. 727~734, 1983.
 22. Aya, N. and Takahashi, K., "Energy Absorption Characteristics of Vehicle Body Structure", Transactions of the Society of Automotive Engineers of aJ
 23. 김천욱, 한병기, 원종진, 임채홍, "박판 4각 튜브의 압괴메카니즘 해석", 대한기계학회 1995년 춘계학술대회 논문집, 제 1권, pp. 615~620, 1995
 24. Kim, C. W., Han, B. K., Won, C. J., and Lim, C. H., "A study on crushing behavior and energy absorption capacity of a thin-walled rectangular tube under axial compression", Proc. of

- Australasian Congress on Applied Mechanics, Melbourne, 1996.
25. Cower, G. R. and Symonds, P. S., Strain hardening and the strain rate sensitivity behaviour of shells, Problems of Plasticity, ed. A. Sawczuk, Noordhoff, Groningen, Vol. 2, pp. 403~407, 1974.
 26. Abramowicz, W. and Jones, N., "Dynamic Axial Crushing of Square Tubes", Int. J. Impact Eng., Vol. 2, No. 2, pp. 179~208, 1984.
 27. Jones, N., *Structural Impact*, Cambridge University Press, 1989.
 28. 김천옥, 한병기, 임채홍, 박판사각튜브의 동적 압괴 메카니즘", 한국자동차공학회 춘계 학술대회 논문집, 1996.
 29. Thornton, P. H., "Energy Absorption by Foam Filled Structures", SAE 800081.
 30. Reid, S. R., Reddy, T. Y. and Gray, M., "Static and Dynamic axial crushing of foam-filled sheet metal tube", Int. J. Mech. Sci., Vol. 28., No. 5, pp. 295~322, 1986.
 31. Abramowicz, W. and Wierzbicki, T., "Axial Crushing of Foam-Filled Columns", Int. J. Mech. Sci., Vol. 30, No. 3/4, pp. 263~271, 1988.
 32. Kecman, D., "Bending Collapse of Rectangular and Square Section tubes", Int. J. Mech. Sci., Vol. 25, No. 9~10, pp. 623~636, 1983.
 33. 김천옥, 원종진, 한병기, 강명훈, "국부적 굽힘붕괴를 수반하는 평면프레임의 대변형 해석", 대한기계학회논문집 제19권 제8호, pp. 1889~1900, 1995.
 34. 이주엽, "굽힘과 압축을 받는 프레임 구조의 붕괴거동 연구", 연세대 대학원, 석사학위논문, 1995.
 35. Ishiyama, S., Takaki, J., Mori, N., Fujimoto, M. and Aoyama, S., "Collapse Behavior of Some Vehicle Structural Members under Combined Compressive and Bending Loads", 자동차기술회논문집(일본), No. 16, pp. 83~91, 1978.
 36. Rerkshanandana, N., Usami, T. and Karas-udhi, P., "Ultimate Strength of Eccentrically Loaded Steel Plates and Box Sections", Computers & Structures, Vol. 13, No. 4, pp. 467~481, 1981.
 37. Usami, T. and Fukumoto, Y., "Welded Box Compression members", J. Structural Engng., Vol. 110, No. 10, pp. 2457~2470, 1984.
 38. Kitazawa, T. and Kako, I., "Basic Experimental Studies on the Local Buckling Strength of Carbon Steel Thin-Walled Square Pipes Subjected to Eccentric Compressive Load", Bull. JSME, Vol. 29, No. 254, pp. 2376~2381, 1986.
 39. Chiew, S. P., Lee, S. L. and Shanmugam, N. E., "Experimental Study of Thin-Walled Steel Box", J. Structural Engng., Vol. 113, No. 10, pp. 2208~2220, 1987.
 40. Richard Liew, J. Y., Shanmugam, N. F. and Lee, S. L., "Local Buckling of Thin-Walled Steel Box Columns", Thin-Walled Structures, Vol. 8, No. 2, pp. 119~145, 1989.
 41. 김천옥, 한병기, 김지홍, "편심압축하중

을 받는 박관 4각튜브의 붕괴거동연구”,
대한기계학회 고체부분 학술대회 논문
집, 1996.

42. Kitagawa, Y., Hagiwara, I. and Tsuda,
M., “Development of a Collapse Mode
Control Method for Side Members in
Vehicle Collisions”, SAE 910809.