

허니콤 샌드위치 복합소재 정사각 튜브의 셀 크기에 따른 압축거동평가

Investigation of Cell Size Effects of Honeycomb Sandwich Composite Square Tubes Under Compressive Loadings

김정석[†] · 윤혁진* · 권태수*

Jung-Seok Kim · Hyuk-Jin Yoon · Tae-Soo Kwon

Abstract The objective of this study is to evaluate effects of honeycomb cell size for compressive behaviors of square sandwich composite tubes with woven fabric carbon/epoxy skin and Al honeycomb core. In order to achieve these goals, four different kinds of tubes were fabricated and compressed to 200mm~250mm under quasi-static load of 10mm/min. The Al honeycombs with cell size of 6.35mm and 9.53mm were used. The relationship of mean compressive load and cell size was evaluated. In addition, the effect of peel strength and equivalent elastic modulus in ribbon direction for the mean compressive load was investigated.

Keywords : Honeycomb sandwich, Composite Tube, Cell size, Compressive loading

요 지 본 연구에서는 직조된 탄소/에폭시 판재와 알루미늄 허니콤 심재를 갖는 샌드위치 복합소재 정사각 튜브의 압축하에서 허니콤 셀 크기의 효과를 규명하였다. 이를 위해, 4종류의 사각튜브가 제작되고 10mm/min의 준정적 하중 하에서 200mm~250mm까지 압축하였다. 본 연구에서는 6.35mm와 9.53mm의 셀 크기를 갖는 알루미늄 허니콤에 사용되었다. 평균압축하중과 셀 크기의 관계가 규명되었고, 평균압축하중에 대한 판재와 허니콤의 접착강도(peel strength)와 리본방향의 등가탄성계수의 영향을 분석하였다.

주 요 어 : 허니콤 샌드위치, 복합소재 튜브, 셀 크기, 압축하중

1. 서 론

샌드위치 구조는 낮은 중량과 높은 굽힘 강성 때문에 경량화가 요구되는 다양한 분야에 적용되고 있다. 샌드위치 구조는 얇고 강성이 큰 판재와 두껍고 저밀도의 심재로 구성된다. 샌드위치 구조에서 심재에 알루미늄 허니콤을 적용하고 판재에 유리섬유 또는 탄소섬유 강화 복합소재를 적용한 구조가 최근 철도차량분야에서 다양하게 활용되고 있다. 탄소섬유 적용 탈팅열차나 유리섬유를 적용한 바이모달 트램 및 초저상 버스 등이 좋은 사례이다[1-4]. 또한, 알루미늄 허니콤은 두께방향으로의 에너지 흡수특성이 우수하여 철도차량분야에서 충돌에너지 흡수부재로도 활발히 적용중이다. 이러한 허니콤 샌드위치 복합소재가 철도

차량 구조물이나 부품으로 적용되는 목적은 구조물을 경량화 하면서 굽힘 강성을 향상시키는 것이다. 그러나 철도차량 차체의 경우 굽힘 하중 이외에 압축, 비틀림 등 다양한 하중조건에 노출된다. 이 경우 허니콤 샌드위치 복합소재는 상대적으로 기계적 특성이 낮은 리본 및 횡 방향으로 하중을 감당하게 된다. 특히, 차체에 적용될 경우 충돌과 같은 압축하중조건하에서는 허니콤의 리본방향으로 하중을 감당해야 한다. 이러한 허니콤의 리본 및 횡방향의 특성을 평가한 연구로는 Gibson과 Ashby[5] 등이 허니콤의 평면 등가강성(in-plane equivalent elastic modulus)을 계산할 수 있는 이론식을 최초로 제안하였다. Masters와 Evans[6] 등은 Gibson과 Ashby 식에 전단 및 굽힘 효과 등을 추가한 이론적인 등가강성 식을 유도하였으며, Balawi와 Abot[7] 등은 알루미늄 허니콤의 상대밀도(relative density)가 허니콤의 평면 등가강성에 미치는 영향을 시험적으로 평가하였다. Chen[8] 등은 Masters와 Evans[6] 등이 유도한 허니콤

[†] 책임저자 : 교신저자, 정회원, 한국철도기술연구원, 철도구조연구실
E-mail : jskim@krti.re.kr

TEL : (031)460-5663 FAX : (031)460-5289

* 정회원, 한국철도기술연구원, 철도구조연구실

심재의 평면등가강성 계산식에 허니콤의 높이를 고려한 새로운 이론식을 제안하였으며 기존 두께를 고려하지 않은 식들에 비해 정확도가 우수함을 확인하였다.

본 연구에서는 철도차량과 같은 사각형 박스형태의 허니콤 샌드위치 복합소재 사각형 튜브를 제작하여 압축 하중 하에서 허니콤 셀 크기에 따른 거동을 고찰하였다. 제작된 허니콤 샌드위치 튜브는 철도차량 차체에 많이 적용되고 있는 탄소/에폭시 판재와 6.35mm와 9.53mm의 셀 크기를 갖는 알루미늄 허니콤을 이용하여 제작되었다. 이를 통해 압축 하중하에서 셀 크기에 따른 허니콤과 판재의 접착강도(peel strength) 및 허니콤 리본방향 강성이 사각튜브 압축시 발생하는 평균하중 및 파손거동에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 샌드위치 복합소재 정사각 튜브의 준정적 압축시험

2.1 허니콤 샌드위치 복합재 정사각 튜브 제작

본 연구에서는 허니콤 샌드위치 복합재 정사각 튜브를 제작하여 허니콤 셀 크기가 압축거동에 미치는 영향을 시험적으로 평가하였다. 이를 위해 Table 1과 같이 셀 크기가 6.35mm와 9.53mm인 두 가지 알루미늄 허니콤을 이용하여 길이가 300mm이고 사면의 길이가 각각 150mm와 300mm인 4종류의 밑면이 정사각형인 샌드위치 복합재 튜브를 2개씩 제작하였다. Table 1의 T300과 T150은 각각 튜브의 사면의 길이가 300mm와 150mm인 튜브를 의미하고, 2_8과 3_8은 적용된 허니콤의 셀 크기를 인치로 표기한 것이다.

튜브의 판재는 단층 두께가 0.7mm인 평직 CF123 탄소/에폭시 프리프레그(HFG Co.)를 사용하였고, 심재는 알루미늄 3104(HFG Co.)로 제작된 허니콤을 사용하였다. 그리고 판재와 허니콤의 접착은 Bondex®606 접착필름(HFG Co.)을 적용하였다. 제작된 튜브의 외부판재의 두께는 3.5mm, 내부판재는 1.4mm이고 알루미늄 허니콤은 10mm의 두께를 갖는다. 본 연구에서 사용한 알루미늄 허니콤의 주요치수는 Fig. 1과 Table 2에 나타내었다.

Table 1. Sandwich composite tubes used in this study

Designation	Width (mm)	Height (mm)	Cell size (mm)	Cell size (inch)
T300_2_8	300	300	6.35	2/8
T300_3_8	300	300	9.53	3/8
T150_2_8	150	300	6.35	2/8
T150_3_8	150	300	9.53	3/8

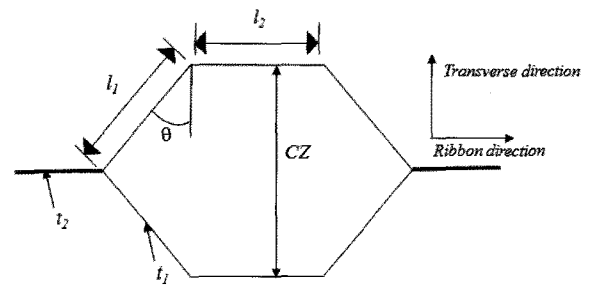


Fig. 1. Geometry of honeycomb

Table 2. Dimensions of Al honeycomb used.

Parameters	2/8" honeycomb	3/8" honeycomb
l_1	4.25mm	5.73mm
l_2	3.13mm	5.38mm
CZ	6.35mm	9.53mm
t_1	0.07mm	0.07mm
t_2	0.14mm	0.14mm
h	10mm	10mm
θ	38 degree	37 degree

h: height of honeycomb

이상의 소재를 적용한 튜브의 제작과정은 먼저 금속 몰드(mould)를 Fig. 2(a)와 같이 제작하였다. 이렇게 제작된 금속 몰드에 사각튜브의 내부 판재(skin)을 Fig. 2(b)와 같이 적층하고, 진공 백을 이용하여 1차 성형을 오토클레이브에서 하였다. 1차 성형이 완료된 내부 판재표면에 Fig. 2(c)와 같이 허니콤과 외부판재를 동시에 적층하고 2차 성형을 통해 Fig. 2(d)와 같이 최종적으로 바닥이 사각형인 허니콤 샌드위치 복합재 튜브를 제작하였다.

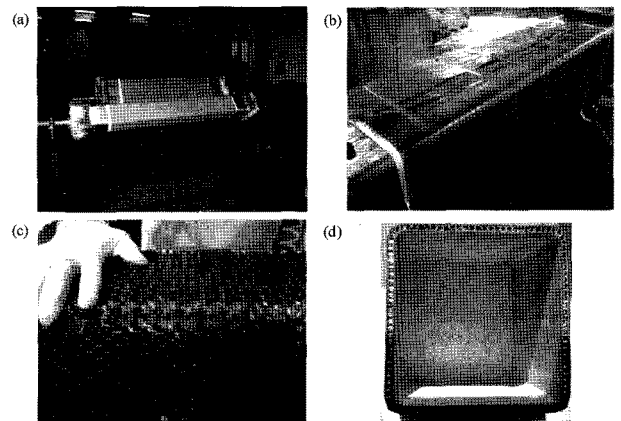


Fig. 2. Manufacturing process of honeycomb sandwich composite tube; (a) steel mould, (b) layup of inner skin, (c) layup of Al honeycomb, (d) Final shape of honeycomb sandwich composite tube

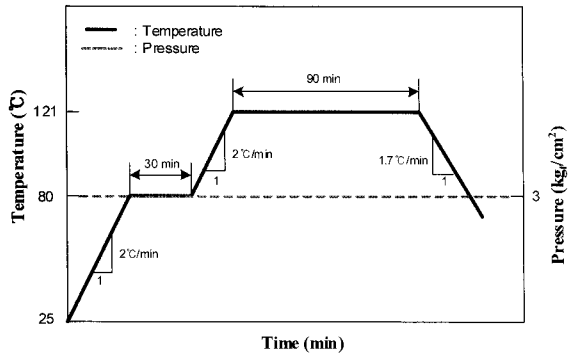


Fig. 3. Curing cycle of the honeycomb sandwich composite tube

성형조건은 Fig. 3과 같이 분당 2°C로 121°C까지 온도를 올리고 121°C에서 1시간 30분 유지한 후 분당 1.7°C로 상온까지 내렸다. 이때 압력은 3kgf/cm²을 유지하였다. 제작된 튜브 모서리의 곡률은 20mm이다.

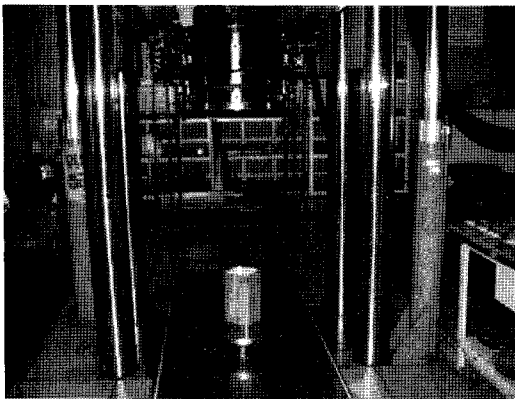


Fig. 4. Test setup for honeycomb sandwich composite tubes

2.2 압축시험

본 연구에서 수행된 준정적 압축시험은 Fig. 4와 같이 MTS사의 3,000kN용량의 유압식 만능시험기를 이용하였다. 튜브를 압축하기 위한 상하 하중판(load platens)은 시험전에 평형을 확인하였다. 그리고 모든 튜브는 10mm/min의 속도로 200mm~250mm까지 압축하였다. 시험시 하중과 크로스헤드의 변위를 기록하였다.

3. 결과분석

3.1 이중-변위선도 및 압축모드

3.1.1 T150 튜브

Fig. 5-6은 T150_2_8 튜브의 하중변위 및 압축과정을 나타낸 것이다. Fig. 5의 (a)-(d)점에서의 압축거동은 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 5에서 알 수 있듯이 압축하중 부과시 하중은 급격히 증가하여 최대하중인 $F_{peak}=778.1\text{kN}$ ((a)에 도달하고 이후 (b)점까지 급격히 감소하였다. (b)점 이후

균열의 진전과 중단에 의해 하중은 증감을 반복하였다. (b)점 이후 튜브는 Fig. 6(c)와 (d)에서 알 수 있듯이 점진적인 압축거동을 보였다.

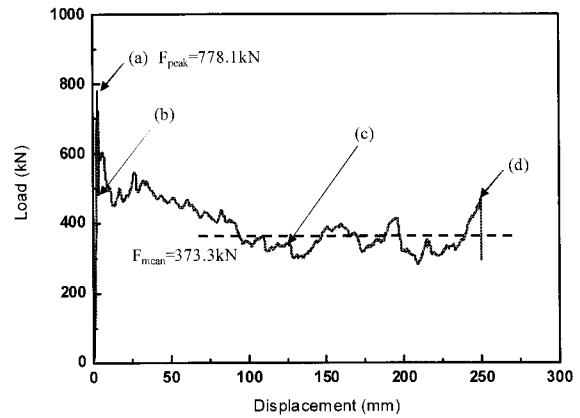


Fig. 5. Load-displacement curve of T150_2_8 tube

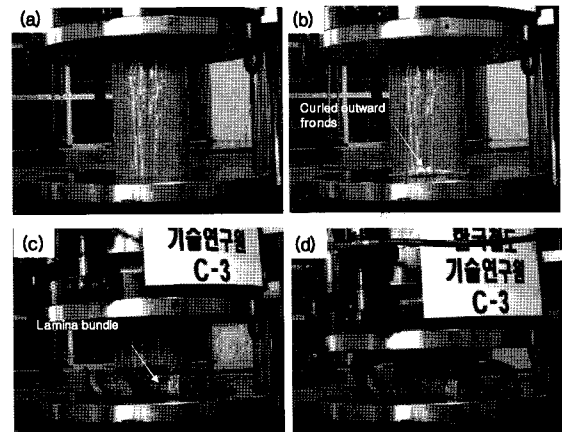


Fig. 6. Compression process of T150_2_8 tube; (a) $\delta=0\text{mm}$, (b) $\delta=3.47\text{mm}$, (c) $\delta=120\text{mm}$, (d) $\delta=250\text{mm}$

T150_2_8 튜브의 평균압축하중은 약 373.3kN로 최대하중에 대한 평균하중의 비인 하중효율(force efficiency, FE)은 약 48%였다. T150_3_8 튜브의 경우에도 하중-변위선도는 T150_2_8 튜브와 유사하였으나 최대하중은 약 828.3kN이고 평균압축하중은 약 266.7kN으로 하중효율은 약 32.2%로 T150_2_8 튜브에 비해 낮았다. 일반적으로 원형튜브에 초기최대하중을 감소시키기 위해 튜브의 끝단을 깎아내는 트리거를 부과할 경우 하중효율이 60%~85.5%인 것으로 감안하면 상당히 낮은 편인데 이것은 다음과 같은 원인에 기인한 것이다.

① 본 시험에 적용된 튜브는 최대하중을 감소시키기 위한 트리거 부분이 없기 때문에 초기하중과 평균하중비가 크다. ② 원형튜브와 달리 사각튜브의 특성상 4개의 모서리부가 보강재 역할을 하기 때문에 파손 발생 전에는 상당히 큰 하중을 지지하게 되나 튜브벽면의 파단과 이어지는 모서리부에 균열진전이 시작되면서 하중은 급격히 감소하

게 된다. 이후 하중은 튜브벽면의 길이방향 균열의 전진과 내외부로 벌어지는 단층다발(lamina bundle)과 하중판의 마찰력 변화에 의해 미소한 증감을 반복하게 된다.

3.1.2 T300 튜브

Fig. 7-8은 T300_2_8 튜브의 하중변위 및 압축과정을 나타낸 것이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 하중-변위선도는 Fig. 5와 유사한 경향을 보인다. 최대하중은 $F_{peak}=1847.2\text{kN}$ 이었고 평균압축하중은 약 394.3kN 로 하중효율은 약 21.3%이었다. T300_3_8 튜브의 경우에는 최대하중이 약 1787.5kN 이고 평균압축하중은 약 313.2kN 으로 하중효율은 약 17.5%이었다.

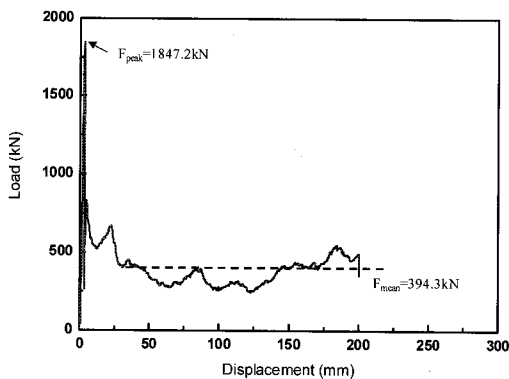


Fig. 7. Load-displacement curve of T300_2_8 tube

비록 하중-변위선도는 유사한 경향을 보일지라도 압축시 파손모드는 Fig. 8과 같이 T150_2_8 튜브와는 다른 양상을 보였다. T150_2_8 튜브가 모서리를 기준으로 4개의 단층다발을 형성하면서 점진적으로 압축되는 반면, T300_2_8 튜브는 Fig. 8과 같이 압축과정에서 벽면이 튜브의 횡방향으로 파단되면서 압축되고 압축의 최종단계에서는 국부적인 좌굴거동도 관찰되었다. T300_3_8 튜브 역시 T300_2_8 튜브와 유사한 압축모드로 압축되었다.

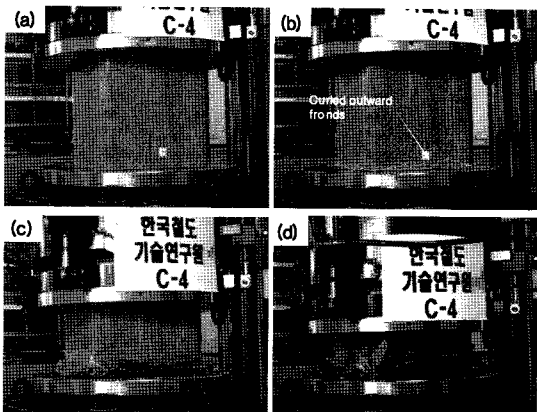


Fig. 8. Compression process of T300_2_8 tube; (a) $\delta=0\text{mm}$, (b) $\delta=3.8\text{mm}$, (c) $\delta=150\text{mm}$, (d) $\delta=200\text{mm}$

Fig. 9는 T150과 T300 튜브의 압축모드의 개략도를 나타낸 것이다.

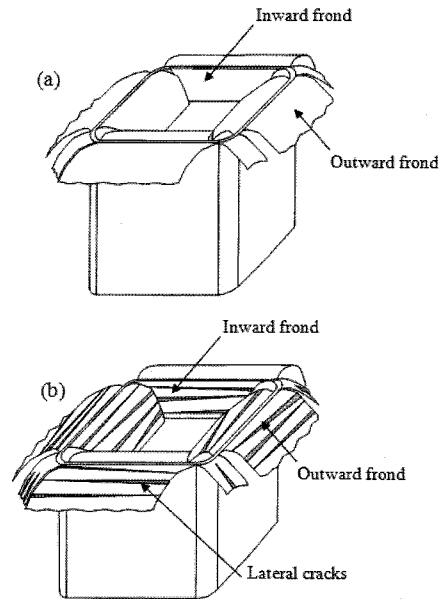


Fig. 9. Failure modes of sandwich tubes; (a) T150 tube, (b) T300 tube

3.2 허니콤 셀크기에 따른 샌드위치 복합소재 정사각 튜브의 압축특성 평가

Fig. 10은 허니콤 셀 크기에 따른 평균압축하중(F_{mean}) 관계를 나타낸 것이다. Fig. 10에서 알 수 있듯이 셀 크기가 6.35mm에서 9.53mm로 증가하면서 평균하중은 튜브의 크기에 관계없이 감소하였다. 감소율은 6.35mm 튜브의 경우 약 28.5%이고, 9.53mm의 경우에는 약 20.6% 감소하였다. 이렇게 셀 크기가 증가하면서 하중지지력이 감소하는 이유는 크게 두 가지 원인에 기인한다. 첫 번째는 셀 크기가 증가면서 접촉면적의 감소에 따른 판재와 접촉강도(peel strength)의 감소 때문이며, 두 번째는 셀 밀도 증가에 따른 리본방향(ribbon direction) 강성의 감소 때문이다. 각 요인의 효과를 정량적으로 평가하면 아래와 같다.

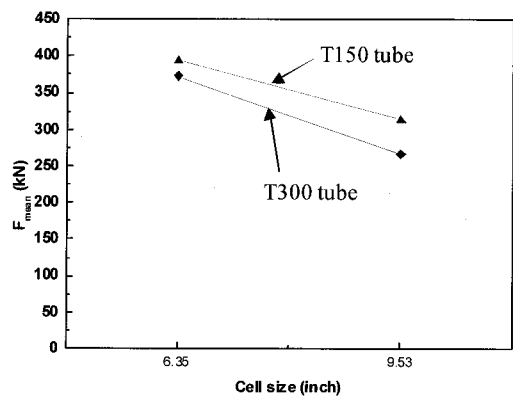


Fig. 10. Mean load for the different cell sizes

3.2.1 허니콤 셀의 접착강도 효과

Fig. 11과 같은 100mm×100mm 크기의 허니콤 내에 포함되는 허니콤 셀의 접착면적은 식 (1)과 같이 계산할 수 있다.

$$A_C = L_t \cdot t_1 + L_{2t} \cdot 2t_1 \quad (1)$$

여기서 $NS_i = 2CN_T(CN_R + 1) + CN_R$,
 $NS_{2t} = (CN_T - 1)CN_R + CN_T CN_R$,
 $L_t = NS_i \cdot l_1$, $L_{2t} = NS_{2t} \cdot l_2$

여기서, A_C 는 허니콤의 총 접촉면적, NS_i 는 두께 t_1 를 갖는 면의 수, NS_{2t} 는 두께 t_2 를 갖는 면의 수, CN_T 는 횡방향 셀의 개수, CN_R 은 리본방향 셀의 개수, L_t 는 두께 t_1 를 갖는 면의 총길이, L_{2t} 는 두께 t_2 를 갖는 면의 총길이를 의미한다. 식 (1)을 이용하여 6.35mm와 9.53mm의 허니콤의 판재와 접착면적으로 계산하면 각각 386.8mm^2 와 262.5mm^2 로 6.35mm 허니콤이 9.53mm에 비해 약 47.5%정도 접촉면적이 넓었다.

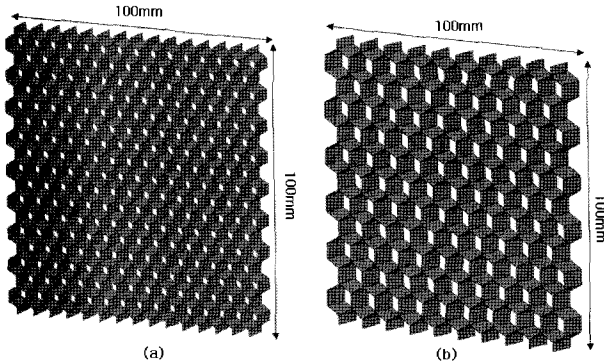


Fig. 11. Honeycomb sheet within 100mmx100mm dimensions; (a) 6.35mm, (b) 9.53mm

허니콤 셀 크기에 따른 판재와 접착강도는 (주)한국화이하에서 본 연구에 사용된 동일한 Bondex®606 접착필름과 허니콤을 이용하여 Fig. 12와 같이 ASTM D 1781기준에 근거하여 드럼 필 시험(drum peel test)을 통해 평가하였다[9]. 적용된 판재는 두께가 1mm인 알루미늄 판이었다.

시험결과 6.35mm와 9.53mm의 허니콤의 접착강도는 각각 149m-N과 101.7m-N로 6.35mm 허니콤이 3/8"에 비해 약 46.5%정도 접착강도가 높게 평가되었다. 이상의 결과에서 알 수 있듯이 허니콤과 판재의 접착강도의 증가량은 접착면적의 증가량과 거의 일치함을 알 수 있었다.

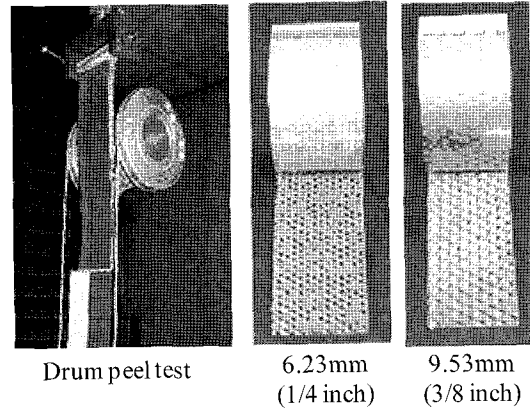


Fig. 12. Drum peel test of Al honeycomb sandwich plate [9]

3.2.2 허니콤의 리본방향 강성 효과

셀 밀도 변화에 따른 리본방향 강성의 변화를 고찰하기 위해 육각형 허니콤의 리본방향 등가강성(equivalent elastic modulus)을 이용하였다. 허니콤에 대한 리본방향 등가강성은 Gibson과 Ashby[5]에 의해 식 (2)와 같은 형태로 제안되었다. 여기서 E_s 는 허니콤에 적용된 소재의 탄성계수를 의미한다.

$$E_2 = E_s \frac{(l_2/l_1) + \sin\theta}{\cos^3\theta} \left(\frac{t_1}{l_1}\right)^3 \quad (2)$$

그러나 식 (2)는 전단변형 및 인장변형효과를 반영하지 못하기 때문에 Maters와 Evans[6] 등은 보다 개선된 식 (3)을 제안하였다. 본 연구에서는 식 (3)을 이용하여 허니콤의 리본방향 등가강성을 계산하였다.

$$E_2 = E_s \frac{(l_2/l_1) + \sin\theta}{\cos^3\theta} \left(\frac{t_1}{l_1}\right)^3 \cdot \frac{1}{1 + \left(2(1 + \nu_s) + \tan^2\theta + \frac{2(l_2/l_1)}{(t_2/t_1)\cos^2\theta}\right) \left(\frac{t_1}{l_1}\right)^2} \quad (3)$$

식 (3)에서 ν_s 는 허니콤에 적용된 알루미늄의 포아송비다. 식 (3)을 이용하여 6.35mm와 9.53mm 허니콤의 등가강성을 계산하면 각각 $0.86 \times 10^3 \text{GPa}$ 와 $0.39 \times 10^3 \text{GPa}$ 로 6.35mm 허니콤이 9.53mm에 비해 약 2.24배 정도 높았다.

Fig. 13은 T150튜브의 6.35mm와 9.53mm셀 크기에 대한 평균압축하중, 리본방향 등가강성(ER) 및 접착강도의 관계를 나타낸 것이다. 리본방향 등가강성과 접착강도는 허니콤의 리본방향 하중에 대한 지지력을 결정하는 주요 인자이나 Fig. 13에서 알 수 있듯이 리본방향 등가강성이 접착강도에 비해 민감도가 큰 것을 알 수 있다.

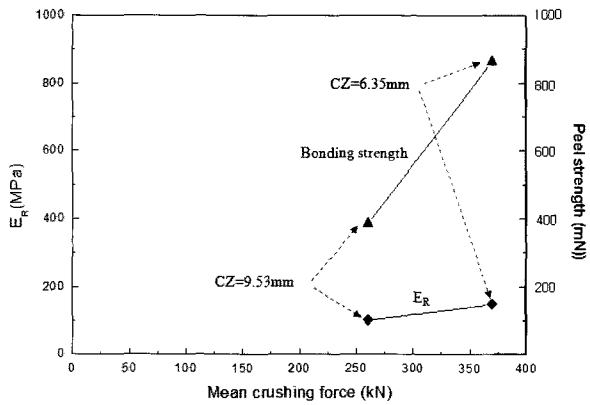


Fig. 13. Mean load vs equivalent elastic modulus and peel strength

5. 결론

본 연구에서는 철도차량과 같은 사각형 박스형태의 허니콤 샌드위치 복합소재 사각형 튜브를 제작하여 압축 하중 하에서 허니콤 셀 크기에 따른 허니콤과 판재의 접착강도 및 허니콤 리본방향 강성이 사각튜브 압축시 발생하는 평균하중 및 파손거동에 미치는 영향을 분석하였다.

1. 최대하중에 대한 평균하중의 비인 하중효율 허니콤의 셀 크기가 증가할수록 동일한 높이에서 사면의 길이가 길수록 감소하였다.
2. 압축시 파손모드는 T150 튜브의 경우 하중초기에는 튜브벽면이 내외부로 벌어지고 이후 4개의 모서리를 기준으로 튜브의 길이방향으로 균열이 발생하여 진전하면서 점진적으로 압축되는 반면, T300 튜브는 압축과정에서 벽면이 튜브의 횡방향으로 파단되면서 압축되고 압축의 최종단계에서는 국부적인 좌굴거동도 관찰되었다. 허니콤 셀 크기의 변화는 파손모드에 영향을 미치지 않았다.
3. 6.35mm와 9.53mm의 허니콤의 접착강도는 각각 149 m-N과 101.7m-N로 6.35mm 허니콤이 9.53mm에 비해 약 46.5%정도 접착강도가 높게 평가되었다. 이것은 접착면적의 증가량과 거의 일치함을 알 수 있었다.
4. 6.35mm와 9.53mm 허니콤의 리본방향 등가강성은 0.86 GPa와 0.39GPa로 6.35mm 허니콤이 9.53mm에 비해 약

2.24배 정도 높았으며, 등가강성이 접착강도에 비해 민감도가 큰 것을 알 수 있다.

후기

본 연구는 지식경제부 산업기술연구회에서 지원한 일반 연구사업 “복합소재의 철도차량 적용에 관한 연구”의 일부입니다. 지원에 감사드립니다.

참고문헌

1. 김정석, 정종철, 한정우, 이상진, 김승철, 서승일 (2006), “한국형 틸팅열차용 복합재 차체의 하중적재에 따른 구조적 특성고찰,” 한국철도학회논문집, 제 9권, 제 3호, pp. 251-256.
2. J. S. Kim and S. K. Cheong (2007), “A study on the low velocity impact response of laminates for composite railway bodyshells,” Composite Structures, Vol. 77, pp. 484-492.
3. J. S. Kim, J. C. Cheong, and S. J. Lee (2008), “Numerical and experimental studies on the deformational behavior of a composite train carbody of the Korean tilting train,” Composite Structures, Vol. 81, pp. 225-241.
4. 고희영, 신광복, 정종철 (2009), “샌드위치 복합재 적용 바이모달 트랩 차체의 설계검증을 위한 구조성능 시험 및 해석적 비교 연구,” 한국철도학회논문집, 제 12권, 제 4호, pp. 518-525.
5. L. J. Gibson, M. F. Ashby, G. S. Schajer, and C. I. Robertson (1982), “The mechanics of two-dimensional cellular materials,” Proc. R. Soc. Lond., Vol. A382, pp. 25.
6. I. G. Masters and K. E. Evans (1996), “Models for the elastic deformation of honeycombs,” Composite Structures, Vol. 35, pp. 403-422.
7. S. Balawi and J. L. Abot (2009), “The effect of honeycomb relative density on its effective in-plane elastic moduli: An experimental study,” Composite Structures Vol. 84, pp. 293-299.
8. D. H. Chen and S. Ozaki (2009), “Analysis of in-plane elastic modulus for a hexagonal honeycomb core: Effect of core height and proposed analytical method,” Composite Structures, Vol. 88, pp. 17-25.
9. http://hc.fiber-x.com/prod/prod_dev_honeycomb_test.asp

접수일(2009년 10월 5일), 수정일(2009년 12월 9일),
 게재확정일(2010년 2월 8일)