

ハニカム構造材料の衝撃吸収特性に関する研究*
(第2報, 衝撃圧潰応力の評価)小笠原 永久^{*1}, 白鳥 正樹^{*1}, 宮原 進^{*2}
于 強^{*1}, 宮野 篤^{*3}Energy Absorption by Honeycomb Structure
(2nd Report, Evaluation of Collapsing Stress under Impact Condition)Nagahisa OGASAWARA, Masaki SHIRATORI, Susumu MIYAHARA,
Qiang YU and Atsushi MIYANO

Honeycomb structure is used as the shock absorbent to protect precision machines during transport. The purpose of this study is to establish the relation between the energy absorption ability and the honeycomb parameters such as cell size, cell wall thickness and material properties. The authors carried out an series of FEM analyses to establish the above relation under quasi-static condition, and further, they carried out a series of experiments about impact test to clarify the dynamic effect. As the results of the experiments, it was shown that the collapsing stress under dynamic condition is increased due to the pressure of the air inside the compressed honeycomb core. The proposed expression, which was gained by combining the results of the FEM analyses and the experiments, agreed well with experimental results under dynamic condition.

Key Words: Buckling, Impact Strength, FEM, Honeycomb Structure, Collapsing Stress, Dynamic Condition

1. 緒 言

ハニカム構造材料は安定かつ効率的な衝撃吸収材料として注目を浴びている。以前から自動車の衝突試験などで用いられ、規格により決められたサイズのものを使用していたが、適用分野が広がるにつれ、各種条件に対応した最適なハニカム構造材料を選択する必要がある⁽¹⁾。

最適設計を行うためにはハニカム構造材料の各種パラメータの組合せ(図1)と衝撃エネルギー吸収能力の関係を明らかにすることが必要であり、既にいくつかの研究が行われているが^{(2)~(4)}、動的因子を考慮した実用的な研究は少ない^{(5)~(7)}。

著者らは、第1報において準静的圧潰実験を行うことにより衝撃エネルギー吸収機構である逐次座屈現象を観察し、現象を再現することの出来る有限要素モデルを作成した⁽⁸⁾。本報では前報で得られた1/6接着モデルを利用し、準静的圧潰の条件のもと各種パラメータとエネルギー吸収能力の関係を導き、これにさらに衝撃実験の結果を加味して衝撃エネルギー吸収能力の評価式を作成した。

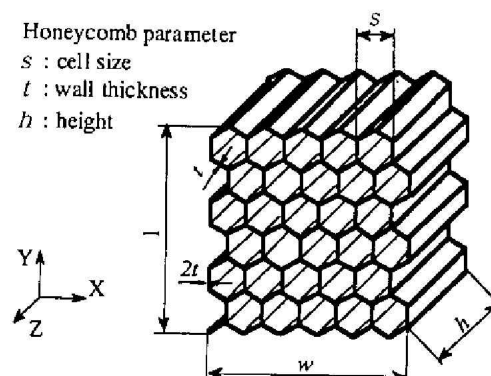


Fig. 1 Hexagonal cell structure

2. 準静的エネルギー吸収特性の評価

ハニカム構造材料にはセルサイズ・箔厚・材料定数などの各種パラメータがあり、それらの組合せがエネルギー吸収能力を大きく左右する。実験によって両者の関係を導くためには、多大な種類の試験片を用意しなくてはならず効率的ではない。

そこで、前報で得られた1/6接着モデル(有限要素モデル)を使用し、実験で得ることの難しい数多くのデータを有限要素解析で導くことにした。

* 原稿受付 1997年3月21日。

^{*1} 正員, 横浜国立大学工学部 (〒240 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5)。^{*2} 昭和飛行機工業(株) (〒196 昭島市田中町600)。^{*3} 横浜国立大学大学院。

1/6接着モデルを図2に示す。解析には、陽解法有限要素プログラムLS-DYNA3Dを用いた。本モデルの形状は、ハニカムセルの周期性と準静的圧潰実験時の観察により得られた座屈モードから得られたものである。隣り合うセル間の接着はく離を再現するために BO_1A_1 と CO_2A_2 の2つの鉋型を節点間拘束 (Tying) により張合わせた形状をしている。上面剛体壁が強制変位を与え、その変位と反力 (圧潰力) を出力している。前報において、圧潰応力値 (単位面積あたりの圧潰力)、座屈モードともに、準静的実験を再現できることを確認している。

本報では、セルサイズと箔厚の2つパラメータの組合せを変化させたモデルに対し、有限要素解析を行った。各パラメータの範囲をTable1に示す。解析結果を実験値と比較するため現在使用されているサイズに限定している。

セルサイズ19.05mmの時、コア高さを40mmとし、他の解析モデルではセルサイズに対するコア高さの比を一定に保つこととした。準静的逐次座屈現象時に、圧潰力は振動するものの、その平均値は変位量に依存せずほぼ一定値を保つことから、コア高さは平均圧潰応力値には影響をあたえないと考えられる。また、コア高さを変化させた試験片を対象に行った実験及び有限要素解析においても、コア高さが平均圧潰応力に影響を与えないことを確認している。一方、要素サイズとセルサイズの比を一定にし、全てのモデルにおいて要素数及び節点数を等しくしている。

解析で得られた代表的な圧潰応力-変位曲線を図3に、圧潰応力を変位で積分し求めた等価吸収エネルギー: u -変位曲線を図4に示す。図4では傾きがほぼ一定値を示していることから、変位量: δ がコア高さの50%に達した時の傾きを等価平均圧潰応力: $\bar{\sigma}_m$ と定義した。

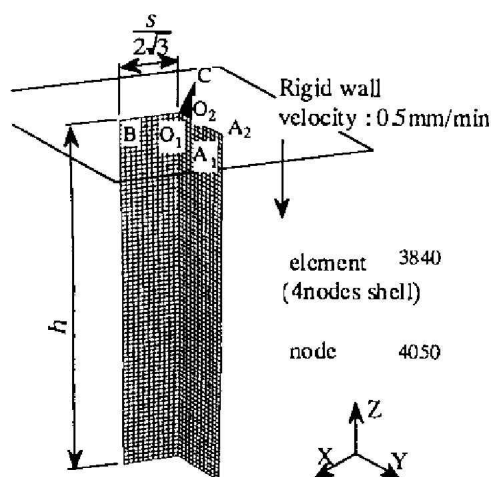


Fig. 2 FEM analysis model (1/6 adhesive model)

Table 1 Size of honeycomb parameter for FEM analyses

Cell size : s (mm)	3.175 ~ 19.05
Wall thickness : t (mm)	0.033 ~ 0.114
Core height : h (mm)	6.667 ~ 40.00

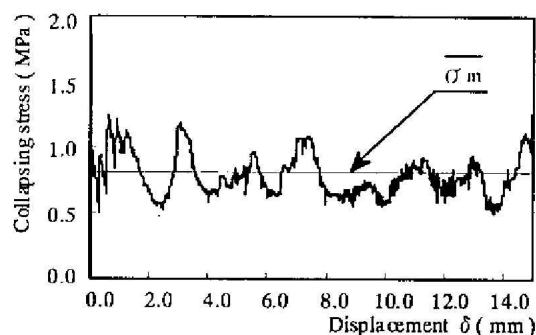


Fig. 3 Typical collapsing stress - displacement curve

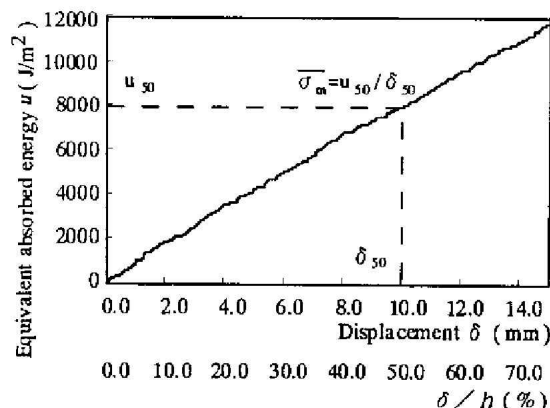


Fig. 4 Equivalent absorbed energy - displacement curve

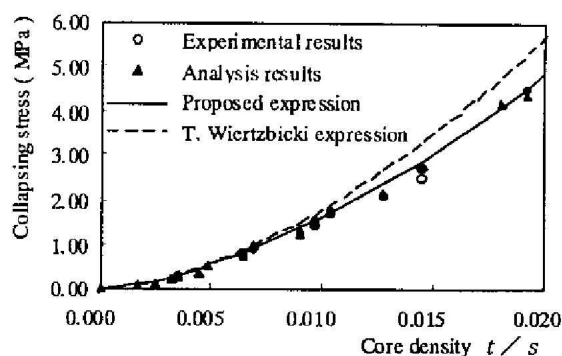


Fig. 5 Mean collapsing stress - core density (t/s)

解析で得られた平均圧潰応力値をコア密度 (箔厚とセルサイズの比: t/s) でまとめたものを図5 (解析値: \blacktriangle) に示す。 \circ は準静的実験で得られた平均圧潰応力値である。解析値は実験値の誤差10%の範囲内に収まっている。また、図中の破線はT. Wierzbickiの理

論平均圧潰応力値⁽³⁾を示し、実線は解析結果の最小二乗近似曲線である。T. Wierzbickiの理論式を(1)に最小二乗近似式を(2)に示す。

$$\bar{\sigma}_t = 16.56 \times \sigma_0 \left(\frac{t}{s} \right)^{5/3} \quad [\text{MPa}] \quad (1)$$

$$\bar{\sigma}_m = 2460 \times \left(\frac{t}{s} \right)^{1.594} \quad [\text{MPa}] \quad (2)$$

σ_0 : 流れ応力 (本試験片は230MPa)

T. Wierzbickiの理論では、ハニカム構造材料は安定した同一のモードで座屈すると仮定し、ひずみエネルギーから圧潰応力値を求めている。しかし座屈モードと、座屈時に生じているセル間接着剤のはく離力の影響はコア密度により異なるため、T. Wierzbickiの理論とのずれを生じていると考えられる。例えば、コア密度が小さいときには隣り合うセル壁間の拘束条件が相対的に弱まるため、座屈モードとして荷重方向に垂直な横モードも生じてくるが、逐次座屈変形は荷重方向に生じるため、座屈変形が乱れてしまう。この準静的実験で観察された現象はT. Wierzbickiの理論においては考慮されていないが、有限要素解析では再現できている。また、コア密度が高いときは折り重なっていくセル壁厚の影響などがT. Wierzbickiの理論の誤差の原因になっていると思われる。

有限要素解析の結果により得られた近似式は、実験値と少ない誤差で非常に近い値を示している。これまで行ってきたことを整理すると以下ようになる。

1. 実験による逐次座屈現象の観察
2. 有限要素モデルの作成
3. パラメーターを変えた解析データの作成
4. 最小二乗法による近似式の作成

ハニカム構造材料に使用されるアルミニウムは合金の種類・加工の度合いなどによってその性質が著しく変化する。異なる定数を持つ材料でハニカム構造材料を作成する場合は、本手法の3から行うことでその評価が容易に得られる。

有限要素モデルを使用した本手法は、試験片の用意等実験に要する労力や時間を削減することができ、データベース作成等に有効であると考えられる。

3. 衝撃圧潰実験

前章においてハニカム構造材料の準静的状態でのエネルギー吸収特性を評価することができた。しかし、実用的に利用されるためには衝撃圧潰時のエネルギー吸収機構を解明しなくてはならない。

本章では衝撃試験機を用いたハニカム構造材料の衝

撃圧潰実験の結果について述べる。

3.1 衝撃実験方法 衝撃実験に用いた試験片は準静的実験で使用したのと同じ材料 (アルミニウム JIS A5052-H19) で、受圧面積を $100 \times 100 \text{ mm}^2$ ($w \times l$) とした。また、セルサイズ: s 、セル壁壁厚: t 、コア高さ: h を形状パラメーターとして数種類の組合せの試験片を用意した。表面板は接着されていない。

使用した衝撃試験機の概略図を図6に示す。ピストン (質量: 23.8kg) はシリンダー内部の圧縮空気により水平に押し出され、この時の摩擦等による損失は生じていないものとする。荷重を試験片後部のロードセルにより、ピストンの移動距離をレーザー変位計により、それぞれ1/10000秒毎に測定した。衝撃速度は衝撃直前の変位量変化から求め、圧縮空気の圧力調整により1.4~8.3m/sの範囲で調整できる。また、ハニカム材料は非常に軽量なため、衝撃体に生じる衝撃荷重と試験片後部で測定される荷重はほぼ等しいと考えられる。このことは、ピストン側の加速度を測定し、ロードセル測定荷重と比較することで確認を行った。

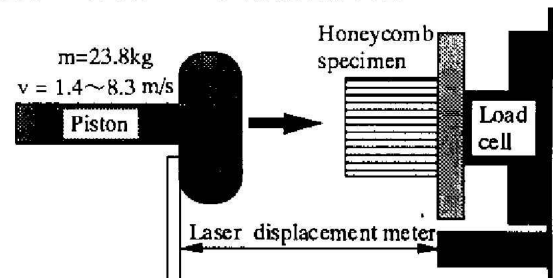


Fig. 6 Scheme of impact test

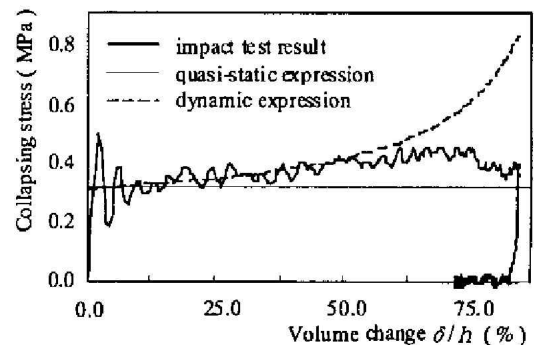


Fig. 7 Collapsing stress - displacement curve

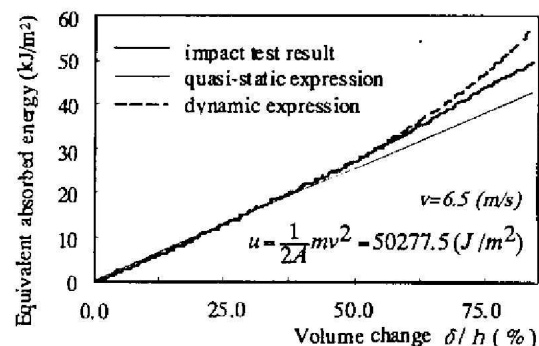


Fig. 8 Equivalent absorbed energy - displacement curve

本実験で得られた代表的な圧潰応力(測定荷重を受圧面積で除した値)―体積変化率(δ/h)曲線を図7に示す。図中の細線は前章で得られた準静的圧潰時の等価平均圧潰応力値である。

また、圧潰応力値を変位で積分し求めた等価吸収エネルギー―体積変化率(δ/h)曲線を図8に示す。衝撃圧潰時には準静的圧潰時には見られなかった圧潰応力の増加が観察されている。この圧潰応力増加を引き起こす因子として次のものが予想される。

1. 素材(Al)の加工硬化の速度依存性
2. 座屈時に生じているセル間接着剤のはく離力の速度依存性
3. 座屈モードの速度依存性
4. コア内部空気の圧力変化

1から3までの因子の影響が大きいと仮定すると速度が大きい初期の段階で顕著な差が観察できるはずである。しかし、図7を考察したところ、現象の初期においては準静的状態の圧潰応力との差が見られない。このことから、1から3の因子が与える影響は小さいと考えられる。さらに、セルサイズ、箔厚の組合せを変えて行った実験では、現象初期における平均圧潰応力値は準静的実験における値とほぼ等しく、3の座屈モードの変化は生じていないと考えられる。

3.2 コア内部の空気の影響 ハニカム構造材料は、その体積の9割以上を内部の空気が占めているため、逐次座屈変形が進み、体積が減少してきたときの内部空気の圧力上昇は無視できないほど大きなものになると考えられる。

コア密度の高いハニカム構造材料⁽⁶⁾⁽⁷⁾や角型・円筒鋼管など⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾、圧潰応力値が大きいものを対象とした衝撃圧潰実験結果では、圧潰応力の上昇は報告されていないが、今回の実験で使用したハニカム構造材料は、箔厚が非常に薄く圧潰応力値が低い空気の影響を受けやすいと思われる。

以下に空気の圧力上昇の影響について考察する。

内部空気の圧力変化は、ボイルの法則により体積変化で表すことができる。圧力変化と座屈モードが独立な関係にあると仮定すると、前章で得られた準静的平均圧潰応力値に圧力変化の項を加えて衝撃圧潰応力の評価式(3)が得られる。

$$\sigma_{cr} = \overline{\sigma_m} + P \frac{\delta}{h - \delta} \quad (3)$$

σ_{cr} : 衝撃圧潰応力 (MPa)

$\overline{\sigma_m}$: 準静的平均圧潰応力 (MPa)

P : 大気圧 (= 0.1013 MPa)

h : コア高さ (mm)

δ : 変位 (mm)

衝撃圧潰応力値を図7に破線で示す。体積変化率が50%程度までの範囲では、評価式値と実験値はほぼ等しい値となっている。しかし、50%以上に変形が進むと評価式値は非常に大きな値を示し、ほぼ一定値となる実験結果とは異なってくる。これは、評価式では内部空気が全く漏れないと仮定していることが原因であり、実験では内部圧力が上昇し、かつ変形速度が減少してくると空気の漏れは無視できなくなると考えられる。

しかし、内部空気の漏れ具合は、表面板の有無、衝撃受圧面積の大小、変形速度、衝突面の形状などに大きく左右されることが予想され、定量的に捉えることは非常に難しい。また、体積変化率が50%以上となっても、衝撃受圧面の中心付近では空気の漏れはほとんど生じないと考えられ、衝撃面内で圧潰応力の不均一分布を生じてしまう。これは、衝撃保護対象物の破損を引き起こす原因となる恐れがあり非常に危険である。

さらに、体積変化率50%までのエネルギー吸収はアルミニウムの塑性変形によるものであるが、その後は空気の圧縮による可逆的なエネルギー吸収が加わるため衝撃保護対象物を跳ね返してしまう恐れも生じる。

これらの考察から、ハニカム構造材料の衝撃吸収には体積変化率が50%程度に抑えられるよう設計する必要があると言え、本評価式は実用的に利用できると考えられる。また、内部空気の圧力上昇を抑えるため、ハニカムコア、もしくは表面板に穴を開け、圧縮された空気を逃がすことも有効だと思われる。

図8に示されたハニカム構造材料が吸収したエネルギーの総和は、ピストン質量： m と衝突直前速度： v から算出した単位あたりの運動エネルギーとほぼ等しい。体積変化を抑え圧縮空気の影響が小さければ、物体の持つ運動エネルギーのほとんどは塑性変形により非可逆的に吸収される。このことは衝撃吸収材料としては理想的な条件であり、ハニカム構造材料の高い衝撃吸収能力が示されたと言える。

4. 結 言

衝撃吸収材料として使用されているハニカム構造材料のエネルギー吸収機構を明らかにするために、有限要素解析と衝撃圧潰実験を行った。

有限要素解析では、前報で得られた1/6接着モデルを使用し、各種パラメーターと準静的平均圧潰応力の関係を表す評価式を作成した。

衝撃圧潰実験では、コア内部の空気圧変化が圧潰応力に影響していることを確認し、準静的平均圧潰応力と

空気圧変化の項を足しあわせ、衝撃圧潰応力の評価式を作成した。本評価式を用いることで、各種条件に対応した最適なハニカム構造設計を行うことができる。

また、ハニカム構造材料を衝撃吸収材料として利用する際の以下のような利点・注意点を示すことができた。

- 1) 各種パラメーターの組合せにより衝撃吸収能力の選択に幅があること
- 2) 対象物が持つほとんどの運動エネルギーをハニカム構造材料自身の塑性変形で吸収するため、衝撃吸収後の跳ね返りがほとんど生じないこと
- 3) 長いストロークで大幅な変動の無い安定したエネルギー吸収が行われること
- 4) 変形（体積変化率）が大きくなると、内部空気の圧力増加により、跳ね返り・圧潰応力の不均一などを生じる恐れがあること

本研究において多くのご助言をいただいた日本発条株式会社・柏村孝義氏、米山徹氏に深く感謝の意を表します。また、財団法人トステム建材産業振興財団の助成によることを記して謝意を表します。

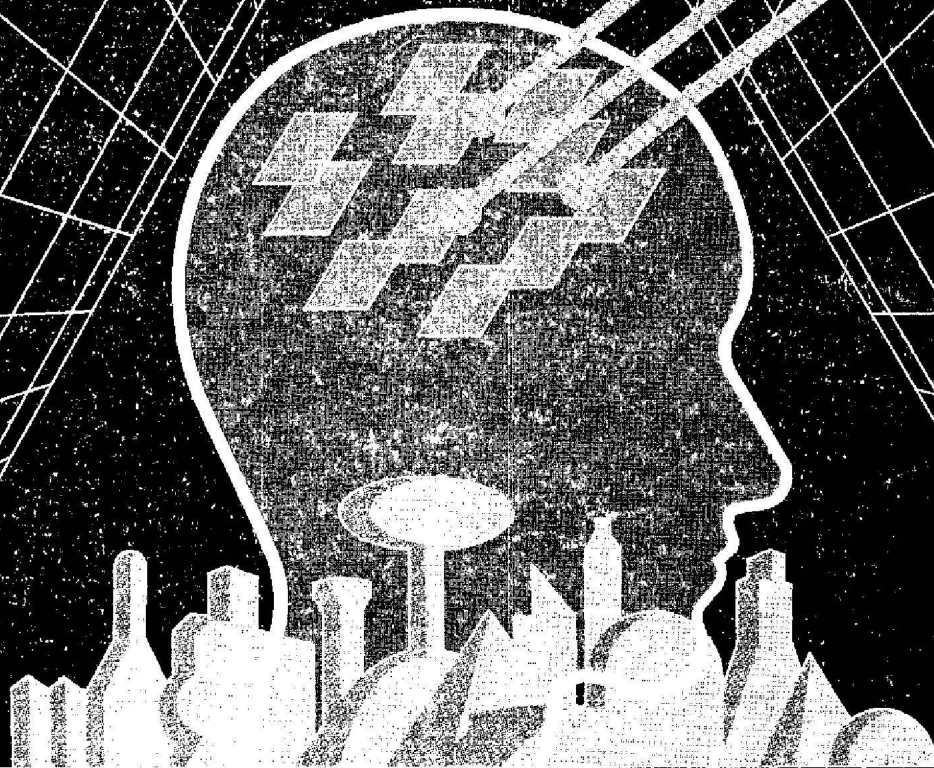
文 献

- (1) 佐藤孝編, ハニカム構造材料の応用技術, 先端材料技術協会監修, 1995, シーエムシー
- (2) R. K. McFarland, Jr., AIAA Journal 1, (1963), 1380.
- (3) T. Wierzbicki, Int. J. Impact Engng. 1, (1983), 157.
- (4) 辻井・田中・西田, 機論61-587, A(1995), 1608.
- (5) M. K. Hvatum・D. K. Roylance, Novel Tech. Met. Deform. Test, (1983), 299.
- (6) 康井・粕谷・森山・國本・馬場・奥戸, 機論61-589, A(1995), 1979.
- (7) 國本・山田, 軽金属37-5, (1987), 327.
- (8) 小笠原・白鳥・宮原・干, 機論, 63-608, A(1997), 印刷中
- (9) 北川・萩原・津田, 機論57-537, A(1991), 1135.
- (10) 柏村・森・白鳥・干・丸山, 機論62-603, A(1996), 2422.

日本機械学会論文集

TRANSACTIONS OF THE JAPAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS

小特集 材料・構造の衝撃問題



A

編

1995年12月号

December 1995

第

63

号

日本機械学会