減肉ハニカム材料の衝撃圧潰荷重式の提案*

小笠原 永久^{*1}, 千葉 矩 正^{*1}, 別府 万寿博^{*2}
河 島 庸 一^{*3}, 小林 英 治^{*3}, 菊 地 祐 仁^{*3}New Crushing Strength Formula
of Aluminum Honeycomb with Thinning Cell WallNagahisa OGASAWARA^{*4}, Norimasa CHIBA, Masuhiro BEPPU,
Yoichi KAWASHIMA, Eiji KOBAYASHI and Yuji KIKUCHI^{*4} Department of Mechanical Engineering, National Defense Academy,
1-10-20 Hashirimizu, Yokosuka-shi, Kanagawa, 239-8686 Japan

An aluminum honeycomb which has etched cell wall is used as a shock absorbent material for the offset frontal collision test and the side collision test of automobile. In this study, based on the analyses of the shock absorption mechanism, a new crushing strength formula is proposed. Firstly, load-displacement curves obtained from compression tests in quasi-static condition showed almost linear relation between a thinning rate of cell walls R and a crushing strength. Secondly, based on Wierzbicki's theory, a new formula was proposed, which can estimate a crushing strength of honeycomb material with thinning wall. Thirdly, parametric analyses were carried out with FEM model which can simulate a delamination between cell walls. The results which were obtained from theory and FEM almost corresponded to each other for a wide range of core ratio. The proposed formula works well for $R < 70\%$. Impact tests were carried out, in which the weight was dropped freely at the speed used for automobile tests. Those results almost agreed well with the sum of the theoretical crush strength and the inside air pressure.

Key Words: Impact Strength, Buckling, Finite Element Method, Theoretical Solution, Etching, Quasi-Static Condition, Dynamic Condition, Hexagonal Cell Structure, Crushing Strength

1. 緒 言

自動車の衝突安全性を確保するために, 様々な条件で衝突試験が行われている. 自動車対自動車の衝突を想定したオフセット衝突試験および側面衝突試験では, 試験車体に対する衝突物に剛体壁を用いず, 変形体のアルミニウム製ハニカム材料を用いている⁽¹⁾⁽²⁾. これはハニカム材料が, 軸方向 (図1のZ軸方向) 荷重を与えられた時に逐次圧潰座屈し, 不可逆的で安定した衝撃吸収を行うことができるからである⁽³⁾. 近年の衝突試験では, 自動車同士の衝突現象をより正確に再現する目的で, 衝突物の圧潰荷重値が変形に伴って増加するように求められている⁽¹⁾. 同一形状のハニカム材料は一定の圧潰荷重値を持つため⁽⁴⁾⁽⁵⁾, セルサイズや箔厚などの形状を変えたハニカム材料を多段積層させ, 階段状の荷重-変位関係を作り対応してきた⁽⁶⁾⁽⁷⁾. しかし

この方法では, 構造が複雑になり重量が増す等の欠点があった. そこで現在は, セル壁を化学薬品でエッチング処理し, 箔厚を連続的に変化させた一体型の減肉ハニカム材料が普及している. 一方で, 減肉ハニカム材料の衝撃吸収特性は十分に明らかにされておらず⁽⁸⁾, 試験規準を満たすハニカム材料を経験的に選択している現状がある.

本研究では, 実験, 理論解析および数値実験を用いて減肉ハニカム材料の衝撃吸収特性を明らかにし, 減肉ハニカムの形状パラメータと圧潰荷重の関係式を作成することを目的とする.

Fig. 1 Schematic of honeycomb material

* 原稿受付 2008 年 4 月 2 日.

^{*1} 正員, 防衛大学校機械工学科 (〒239-8686 横須賀市走水 1-10-20).^{*2} 防衛大学校建設環境工学科.^{*3} 横浜ゴム (株) (〒254-8601 平塚市追分 2-1).

E-mail: oga@nda.ac.jp

2. 準静的実験

減肉ハニカム材料の圧潰特性を調べるために、万能試験機を用いて準静的圧潰実験を行った。試験片は、一般的なハニカム材料で用いられている JIS Al3003 材製と JIS Al5052 材製の 2 種類を用意した。試験片寸法と引張試験にて得られた箔材の材料定数を表 1 に示す。箔材の引張試験は、ハニカム材料に用いられる箔を JIS K6251 に定められた形状に切り出し、10mm/min の引張速度で実施した。表 1 中の n は引張試験の結果をべき乗硬化則にあてはめた際の加工硬化指数を表す。減肉処理前の箔厚 t_0 は、それぞれ 45 μm と 76 μm であり、試験片最上部から定められた高さ Z_e までの箔に対し、エッチングによる減肉処理をしている。デジタルインジケータおよびレーザ顕微鏡を用いて箔厚計測したところ、外周部と内部の箔厚むらは存在せず、最上部から Z_e までの区間ではほぼ線形に箔厚変化していた。また、圧潰初期のピーク荷重発生を避けるため、最上部 10mm をあらかじめ座屈変形させた。変形時に内部空気の圧力増加を防ぐため、ハニカム材料の上下を挟む表面板の片方（下部）には、直径 8mm の孔が 12mm ピッチであけてある。圧潰速度は 10mm/sec である。

準静的圧潰実験における圧潰荷重と変位の関係を図 2 内に太実線で示す。0~ Z_e までの区間では、箔厚の薄い位置から順に圧潰し、圧潰荷重値はほぼ線形増加している。また、箔厚一定となる Z_e 以降は、圧潰荷重値が一定値に落ち着いている。

Table 1 Specification of specimens

		Al 3003	Al 5052
Width : X	(mm)	500	
Length : Y	(mm)	250	
Height : Z	(mm)	500	
Cell size : s	(mm)	19.05	
Min. wall thickness : $t_{1-\min}$	(μm)	13	1
Max. wall thickness : t_0	(μm)	45	76
Etched height : Z_e	(mm)	230	300
Young's modulus : E	(GPa)	71	
Yield stress : σ_y	(MPa)	185	284
Work hardening exponent : n		0.15	0.05

3. 理論解析

3・1 Wierzbicki 理論解⁹⁾の修正 箔厚を減肉させていないハニカム材料の圧潰荷重値については、Wierzbicki が理論式を提案している。ハニカム材料の周期性を考慮した単位要素から、逐次圧潰座屈の折れ幅 1 周期分の高さ $2H$ だけを切り出した“く”の字形モデルを用いて、変形機構を解明している。図 3 にモデルの形状を示す。実際は、一対のモデルが $\overline{OB}$ を含

む面で背中合わせに貼り合わされた形状で変形している。つまり $\overline{OB}$ を含む面は 2 枚重ねになっており、 $\overline{OA}$ を含む面の 2 倍の箔厚である。以下 3 種類の曲げ変形機構によりエネルギーを吸収していると想定している。

E_1 : 点 O における塑性ヒンジ

E_2 : $\overline{OA}$, $\overline{OB}$ 上の塑性ヒンジ

E_3 : $\overline{OC}$, $\overline{OD}$ 上の塑性ヒンジ

(a) Al 3003

(b) Al 5052

Fig. 2 Load vs. displacement in quasi-static condition

Fig. 3 L-shaped model which shows mechanism of energy absorption

これら全ての変形は McFarland⁽¹⁰⁾が提唱した面内のせん断変形を伴わず、箔の曲げ変形だけでハニカム材料全体の圧潰が進んでいく。著者等は準静的実験のマイクロ스코プ観察により、圧潰変形時には六角セルの頂点で接着はく離が起っており、せん断変形が小さく抑えられていることを確認した⁽⁹⁾。

ハニカム材料の素材を、降伏応力が σ_0 の剛-完全塑性体と仮定すると、箔厚 t の箔における単位長さあたりの曲げモーメントは $M = \sigma_0 t^2 / 4$ で表される。3種類の変形機構において、曲げ変形の幾何学的条件を考慮すると、一對の”く”の字形モデルで吸収されるエネルギーは以下で表される。なお変形機構 E_1 で吸収されるエネルギーを E_1 とする。

$$E_1 = 33.6M \frac{Hb}{t} = 8.4\sigma_0 t Hb \quad (1)$$

$$E_2 = 6\pi DM = \frac{3\pi}{2} \sigma_0 t^2 D \quad (2)$$

$$E_3 = 19.12M \frac{H^2}{b} = 4.78\sigma_0 t^2 \frac{H^2}{b} \quad (3)$$

t は箔厚、 D は六角形セル壁の辺の長さ ($\overline{OA} = D/2$)、 b は折れ曲がり部の曲率半径である。

Wierzbicki の理論式では、変形機構 E_2 で吸収される単位長さあたりのエネルギーは、 $E_2 = M\pi/2$ で表される。また $\overline{OA}$ 等の折れ曲がり線1つに対し2つの塑性ヒンジが生じると仮定している。一對のモデル内では箔厚 t の部分で8本、箔厚 $2t$ の部分で4本の塑性ヒンジが生じていると述べられているが、4本と2本の間違いと思われる。この点を修正すると式(2)は半分の値となり、一對の”く”の字形モデル内において変形機構 E_2 で吸収されるエネルギーは次式で表される。

$$E_2 = 3\pi DM = \frac{3\pi}{4} \sigma_0 t^2 D \quad (4)$$

一對の”く”の字形モデル (高さ $2H$) が圧潰する際の平均荷重値を P とすると、次式が成立する。

$$P \times 2H = E_1 + E_2 + E_3 \quad (5)$$

吸収エネルギーを最小に抑えるよう未知数 H 、 b を決定するためには式(6)が成立し、結果として H 、 b が式(7)と式(8)として導かれる。

$$\frac{\partial P}{\partial H} = 0, \quad \frac{\partial P}{\partial b} = 0 \quad (6)$$

$$H = 0.517 \sqrt[3]{D^2 t} \quad (7)$$

$$b = 0.543 \sqrt[3]{Dt^2} \quad (8)$$

式(5)に式(1)、(3)、(4)及び式(7)、(8)を代入し整理すると、一對の”く”の字形モデルあたりの平均圧潰荷重値(9)が得られる。

$$\overline{P}_{s0} = 6.83\sigma_0 \sqrt[3]{t^5 D} \quad (9)$$

一對の”く”の字形モデルが占める受荷面積は、

$$A = \frac{\sqrt{3}}{4} s^2 = \frac{3\sqrt{3}}{4} D^2 \quad (10)$$

で示され、単位面積あたりの平均圧潰荷重値は次式(11)で表される。

$$\overline{\sigma}_{s0} = 13.07\sigma_0 \left(\frac{t}{s} \right)^{5/3} \quad (11)$$

式(11)の係数は、Wierzbicki の理論式の係数 16.56 に対し、約 0.8 倍となった。著者らは準静的圧潰実験と有限要素法による数値実験により、Wierzbicki の理論式が様々なコア密度 t/s に対し成立することを確認している⁽⁹⁾。この時の流動応力 α_0 は、文献(9)に従い引張強さの 0.7 倍としたが、Wierzbicki の理論式に代わり式(11)を利用する際は、流動応力に引張強さの約 0.9 倍を採用すれば同等の結果が得られる。

Fig. 4 Schematic of etching process

3・2 減肉ハニカム材料の理論解 図4はエッチングと箔厚の関係を簡易的に示したものである。展張法で作られたハニカム材料は、 $\overline{OB}$ 間の箔が2枚重ねになっているため、 $\overline{OA}$ 間の2倍の箔厚を持つ。しかし、エッチング処理により減肉されたハニカム材料では、2枚重ね部の内部が減肉処理されないため、2枚重ね部 $\overline{OB}$ と1枚部 $\overline{OA}$ では、箔厚1枚あたりの減肉量が異なる。よって減肉処理後は、以下の箔厚関係が成立する。

$$2t_2 = t_0 + t_1 \quad (12)$$

ここで t_0 は減肉前の箔厚である。減肉処理が進むと、 t_1 と t_2 は大きく異なるため、Wierzbicki の単位面積あたりの平均圧潰荷重理論式(11)は減肉ハニカム材料の圧

潰現象には適用できない。そこで、エッチングによる減肉を考慮した新しい式の構築が必要となる。

前節の準静的実験の観察により、減肉ハニカム材料においても、エネルギーを吸収する変形機構は変わらないことを確認している。そこで新しい評価式を作成する上で、Wierzbicki の理論を参考にする。

変形機構 E_1 では、変形が進むにつれ図 3 の点 O は移動する。一對の“く”の字形モデルにおいて、片方の“く”の字形モデルの点 O は点 A に向かい、もう一方のモデルでは点 B に向かう。式(1)に示されたエネルギーを $\overline{OA}$ 側と $\overline{OB}$ 側が半分ずつ負担することになり、それぞれの箔厚を考慮すると式(13)が得られる。この際、変形前の $\overline{OB}$ は 2 枚重ねであり箔厚は $2t_2$ で表されていたが、変形時にはく離していることから、箔厚が t_2 となっていることに注意が必要である。変形機構 E_3 も同様に考えられ、式(15)が得られる。一方、変形機構 E_2 では、接着はく離していない部分のエネルギー吸収を対象としている。一對の“く”の字形モデル内では、 $\overline{OA}$ は 2 箇所が存在するため $\overline{OB}$ の 2 倍の長さである。また $\overline{OB}$ の箔厚は $2t_2$ である。このため式(14)が得られる。

$$E_1 = 4.2\sigma_0(t_1 + t_2)Hb \quad (13)$$

$$E_2 = \frac{\pi}{4}\sigma_0 \left\{ 4\frac{t_1^2}{4} + 2\frac{(2t_2)^2}{4} \right\} D = \frac{\pi}{4}\sigma_0(t_1^2 + 2t_2^2)D \quad (14)$$

$$E_3 = 2.39\sigma_0(t_1^2 + t_2^2)\frac{H^2}{b} \quad (15)$$

前節と同様に吸収エネルギーを最小に抑えるよう未知数 H , b を決定すると、式(16)と式(17)が導かれる。

$$H = 0.395 \sqrt{\frac{D^2(2t_1^2 + t_2^2)^2}{(t_1 + t_2)(t_1^2 + t_2^2)}} \quad (16)$$

$$b = 0.474 \sqrt[3]{\frac{D(2t_1^2 + t_2^2)(t_1^2 + t_2^2)}{(t_1 + t_2)^2}} \quad (17)$$

式(5)に式(13)–(17)を代入すると一對の“く”の字形モデルあたりの圧潰荷重値(18)が得られる。

$$P_s = 2.99\sigma_0 \sqrt[3]{(t_1 + t_2)(t_1^2 + t_2^2)(t_1^2 + 2t_2^2)} D \quad (18)$$

一對の“く”の字形モデルが占める受荷面積(10)で除し、単位面積あたりの圧潰荷重値は式(19)となる。

$$\sigma_s = 5.74\sigma_0 \left(\frac{t_0}{s} \right)^{5/3} \sqrt[3]{\frac{(t_1 + t_2)(t_1^2 + t_2^2)(t_1^2 + 2t_2^2)}{t_0^5}} \quad (19)$$

材料を剛-完全塑性体と仮定し作成した上式を実際の弾塑性材料に適用するためには、 σ_0 を逐次座屈圧潰変形場のある種の平均応力、すなわち流動応力として扱う必要がある。一方で減肉ハニカム材料は軸方向で箔厚が変化しており、それぞれの変形過程で流動応力は異なる。以下に、箔厚と流動応力の関係を定義する。

板を曲げる際の平均ひずみは、曲率半径 b 式(17)と平均箔厚 $t = (t_1 + t_2)/2$ を用いて、式(20)で表される。

$$\varepsilon_{av} = \frac{t}{4b} \quad (20)$$

ハニカム材料に用いられるアルミニウム材は延性に富み、応力ひずみ関係においてべき乗硬化則が成立する。よって、流動応力は次式で表される。

$$\sigma_0 = \sigma_y \left(\frac{E}{\sigma_y} \varepsilon_{av} \right)^n = \sigma_y \left(\frac{tE}{4b\sigma_y} \right)^n \quad (21)$$

ここで E はヤング率、 σ_y は降伏応力、 n は加工硬化指数である。結果として、流動応力は箔厚の関数として表すことができる。

準静的実験で用いた試験片の最上面の平均箔厚 $t_{\min}$ は、 $\overline{OA}$ 部と $\overline{OB}$ 部の最小箔厚 $t_{1-\min}$ と $t_{2-\min}$ 、さらにエッチングしたハニカム材料の箔厚関係式(12)を用いて以下の式で表される。

$$t_{\min} = \frac{t_{1-\min} + t_{2-\min}}{2} = \frac{t_0 + 3t_{1-\min}}{4} \quad (22)$$

試験片の箔厚は最上部から Z_e の高さまでほぼ線形に変化していることから、高さ Z における平均箔厚 t_z は次式で表される。

$$t_z = \frac{t_0 - t_{\min}}{Z_e} Z + t_{\min}, \quad (Z \leq Z_e) \quad (23)$$

式(23)および表 1 の材料定数を式(21)に代入し高さ Z における流動応力を求め、さらに式(19)に代入することで、各高さ Z における理論圧潰荷重値を求めた。Al3003 材および Al5052 材の理論値を、図 2 に破線で示す。

準静的実験で得た圧潰荷重値と比較したところ、変形量が大きい区間、具体的には減肉率 $R = (t_0 - t_1)/t_0$ が約 65~70% 以下の区間では、理論値は誤差 10% 以下の良好な値を示している。減肉率 R が大きい、薄い箔厚の時は、曲げ変形によるひずみが小さく、全ひずみにおける弾性ひずみの割合が相対的に大きくなる。本理論解は剛-完全塑性体を対象にしており弾性変形を考慮していないため、減肉率が大きい場合の誤差が生じたと考えられる。

4. 有限要素解析

4・1 1/6 接着はく離モデル 著者等は、箔厚を減肉させていないハニカム材料の圧潰現象を、数値実験で再現できる有限要素モデルを提案している⁽³⁾。幾何学的周期性から六角形の 1/6 を切り出した Y 字形状を持ち、2 枚重ねの箔が圧潰時にはく離を起こすようモデリングされている。

この 1/6 接着はく離モデル (図 5) を用いて、箔厚やセルサイズを変化させたパラメトリック数値実験を行い、理論解の検証を行った。有限要素解析ソフトは LS-DYNA を使用した。要素分割には、4 節点シェル要素を用いている。2 枚重ねのセル壁部分は、向かい合う節点間の自由度を互いに拘束している。節点間力が、入力した閾値より大きくなると拘束が解かれるよう設定し、接着はく離を模擬した。接着はく離閾値は、JIS K6854 接着剤のはく離接着強さ試験法に基づいた実験により決定している。側端面には対称性を考慮した境界条件を与えた。また箔厚の 10% に相当する変位を、初期不整として最上面の節点に与えている。初期不整変位方向を、図 5 に白抜き矢印にて示す。

Fig. 5 1/6 adhesive model for FEM simulation

4・2 1/6 接着はく離モデルの減肉ハニカム材料への適用 まず、2 節で用いた試験片形状を模したモデルを作成し、準静的圧潰試験を行った。箔厚が、高さに応じて連続的に変化するように、要素 1 つ 1 つに異なる箔厚を定義している。また 2 枚重ねのセル壁のシェル要素間隔は箔厚 t_2 と等しい。材料定数は表 1 に示した値を用い、応力-ひずみ曲線を真応力-対数ひずみ曲線に変換した後、多直線近似し入力した。

数値実験で得られた値を図 2 に示し、実験値および理論解と比較した。実験初期および Z_0 以上では誤差の

小さな良好な結果が得られているが、箔厚が線形変化している区間においては誤差の大きい箇所がある。振動の中間値を数値実験値とすると最大 30% 程度の誤差である。これは、モデルの細長さ比が非常に大きいことに起因する全体座屈モードの影響、箔厚の連続的な変化による座屈モードの変化、箔厚 t_1 と箔厚 t_2 の座屈モードの違い、応力波の発生などが影響し、座屈モードが一時的に乱れることが原因と思われる。著者等は文献(3)において、異なる初期不整などにより生じた座屈モードの乱れが、本モデルの圧潰荷重値を上昇させることを明らかにしている。また、大きい振幅が示す波長は折れ幅 $2H$ に対応している。1 つの Y 字形モデルを対象とする数値実験では、変形に伴い荷重値が大きく変動するが、一方で無数のハニカムセルを含む準静的実験では、荷重の変化は平均化され、結果として安定した荷重変位曲線が得られている。

4・3 パラメトリック数値実験 理論式の適用範囲を確認するために、コア密度 t/s と減肉率 $R = (t_0 - t_1)/t_0$ を変化させた減肉ハニカム材料に対し準静的圧潰実験を行い、理論式の結果と比較した。パラメータの多いハニカム材料は、多種類の試験片を用意することが難しいため、本モデルによる数値実験で代用する。コア密度の範囲は、工業利用されている $t_0/s = 2.4 \times 10^{-3} \sim 2.4 \times 10^{-2}$ である。素材材料は Al5052 を用いた。数値実験モデルは、セル壁厚の関係が式(12)を満たし、かつセル壁厚の勾配を持たない。つまり Z 方向に一定の箔厚のハニカムモデルである。箔厚が一定のため圧潰荷重値もほぼ一定となる。高さ 100mm のモデルを圧潰し、その平均荷重値を圧潰荷重値として採用した。本節で使ったモデルは、細長さ比が前節のモデルより十分小さく、また箔厚勾配を持たないため比較的安定した座屈現象を再現した。

図 6 に結果を示す。数値実験値と理論解は、減肉率 $R < 70\%$ において誤差 10% 以内である。減肉率が大きい場合に誤差が大きいことは、前章で述べたように弾性変形の影響と考えられる。本研究で提案する理論解は、減肉率 70% 以上のハニカム材料において利用できることが示された。

5. 衝撃実験

5・1 落錘式大型衝撃試験 自動車の衝突試験では、15.3m/s (=55km/h) または 17.8m/s (=64km/h) でハニカム材料を圧潰する。衝撃吸収時の減肉ハニカム材料の変形機構を確認するために衝撃実験を行った。試験機は、落錘式大型衝撃試験装置を利用した。最大質量 3000kg の落錘を最大落下高さ 28m から自由落下

(最大衝突速度 24m/s) することが出来る。図 7 に試験の概略を示す。落錘は衝突面が大きく傾かないようガイドレールに沿って落下し、試験片直上の 2 点間の通過時間を計測することで衝突速度を求めた。試験片下のロードセルにより圧潰荷重値を測定し、試験片横に設置した高速度カメラにより変位を測定した。また、試験片とロードセルの間には、圧潰時にハニカム内部の空気が流出するように、溝付の空気抜き板を挿入した。溝は幅 8mm、深さ 4mm の矩形形状で、ピッチ 22mm で図 1 の Y 方向に条線上に配置した。試験片形状は準静的試験と同じである。

図 8 に荷重-変位関係の例を細実線で示す。実験で得られた値は振動が激しいため、文献(1)で定められたローパスフィルター-CFC60(ISO6487)を適用した。大きい振幅が示す波長は、折れ幅に完全に対応するものではない。落錘質量は Al3003 材が 63kg, Al5052 材が 109kg, 落下速度は 15.3 m/s である。両実験とも箔厚が線形変化している区間では、圧潰荷重値もほぼ線形増加している。

5・2 理論解との比較 3 章で求めた準静的圧潰条件の理論解を、図 8 に太破線で示す。変形が進むに連れ、準静的理論解と衝撃実験値の差は大きくなっていることが分かる。もし素材材料のひずみ速度依存性や、変形モード(折れ幅)の速度依存性がこの差の原因であるならば、大きな速度を保持している変形初期段階において、より大きな差を生じているはずである。このことから衝撃実験による荷重増加の原因は、試験片内部空気の圧力増加と考えられる⁽¹⁾。内部空気の圧力増加分は、試験片の変形前高さ Z_0 、変形量 d 、大気圧 p_0 を用いて、次式で理論的に計算される。なお本式では試験片下部の空気抜き板からの空気の漏れはないものと仮定している。

$$p = \frac{d}{Z_0 - d} p_0 \quad (24)$$

図 8 に、体積変化に伴う内部空気の圧力増加曲線を細点線で示すとともに、理論式(19)に空気の圧力増加分式(24)を足した式(25)を太実線で示した。

$$\sigma_d = \sigma_s + p \quad (25)$$

衝撃実験の結果と、空気の圧力増加分を足した理論解は、箔厚が線形変化している区間でほぼ 10~15% の誤差範囲内でほぼ等しい増加傾向を示している。つまり箔厚が線形増加している区間では、変形速度が速すぎ、空気抜き板を設置したにも関わらず内部空気がほとんど流出していない。一方、箔厚一定の区間では、衝撃実験値がほぼ一定値を示していることに對し、空

Fig. 6 Mean crushing stress for various core density

Fig. 7 Impact test using free falling weight

(a) Al 3003

(b) Al 5052

Fig. 8 Load vs. displacement in dynamic condition

気の圧力増加分を足した理論解は増加している。この差は、衝撃実験において、内部空気圧力の更なる増加と圧潰速度減少により空気漏れが発生し、圧力の影響が減少したためと考えられる。

空気の漏れは制御が難しく、また圧縮空気が衝撃物の撥ね返りを招く可能性がある。再現性のある衝撃圧潰吸収現象を起こすためには、内部空気の影響は減らしたい。試験片内部を真空にすることは難しいので、試験片高さに対する変形量を抑えるか、空気抜き板の溝をより大きくするなどの工夫が必要である。

6. 結 言

セル壁をエッチング処理し箔厚を連続的に変化させた減肉ハニカム材料の衝撃吸収特性について、準静的実験、衝撃実験、理論解析、有限要素法による数値実験を用いて調べ、以下の知見を得た。

- ・準静的実験での観察により、減肉ハニカム材料の変形機構は減肉させていないハニカム材料とほぼ等しいことを確認した。
- ・Wierzbicki の理論を利用し、減肉を考慮した新しい圧潰荷重評価式を作成した。
- ・有限要素法による数値実験との比較により、提案した理論式が減肉率 70%以上の範囲において、誤差 10% 以下で利用出来ることを示した。
- ・衝撃実験で得られた荷重-変位関係は、準静的実験用の理論式に、内部空気の圧力増加分を加味することで再現出来ることを示した。

今後は、新しく提案した圧潰荷重評価式(19)を用いて、所望の圧潰荷重変化をする減肉ハニカム材料を設計できる。

落錘式大型衝撃試験機の利用に際して防衛大学校システム工学群建設環境工学科教授大野友則先生に多大なるご協力をいただきました。記して謝意を表します。

本論文を作成するにあたり、校閲委員からいただいたご助言に基づき提案式に改良を加えたことを記して謝意を表します。

文 献

- (1) ECE Regulation No.95, Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles with Regard to the Protection of the Occupants in the Event of a Lateral Collision, (2003).
- (2) Ueno, M., Hatano, K., Fukushima, N. and Tsuburai, Y., Development of New Generation Mobile Deformable Barrier, *JARI Research Journal*, Vol. 29, No. 9 (2007), pp. 447-450.
- (3) Ogasawara, N., Shiratori, M., Miyahara, S. and Yu, Q., Energy Absorption by Honeycomb Structure (1st Report, Progressive Buckling under Quasi-Static Condition), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 63, No. 608 (1997), pp. 774-779.
- (4) Yamashita, M. and Gotoh, M., Impact Behavior of Honeycomb Structures with Various Cell Specifications - Numerical Simulation and Experiment, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 32, (2005), pp. 618-630.
- (5) Chen, D. H., Sakaizawa, H. and Ozaki, S., Crushing Behaviour of Hexagonal Thin-Walled Tube with Partition Plates (1st Report, Analysis of Deformation Mode), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 72, No. 724 (2006), pp. 1978-1984.
- (6) Yasui, Y., Mochida, M. and Houzouji, Y., Dynamic Axial Impact Crushing of Urethane Foam Filled Aluminum Honeycomb Members, *Journal of Japan Institute of Light Metals*, Vol. 54, No. 12 (2004), pp. 556-561.
- (7) Satoh, T., Kobayashi, Y., Ohtsuka, T. and Tamura, H., Effect of Cell Wall Thickness on Compressive Properties of Double Layer Aluminum Honeycomb Core Sandwich Panels, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 73, No. 730 (2007), pp. 744-750.
- (8) Ueno, M., Static/Dynamic Ratio of Aluminum Honeycomb, *JARI Research Journal*, Vol. 28, No. 6 (2006), pp. 225-230.
- (9) Wierzbicki, T., Crushing Analysis of Metal Honeycomb, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 1, No. 2 (1983), pp. 171-191.
- (10) McFarland, R. K., Hexagonal Cell Structures under Post-buckling Axial Load, *ALAA Journal*, Vol. 1, No. 6 (1963), pp. 1380-1385.
- (11) Ogasawara, N., Shiratori, M., Miyahara, S., Yu, Q. and Miyano, A., Energy Absorption by Honeycomb Structure (2nd Report, Evaluation of Collapsing Stress under Impact Condition), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 63, No. 616 (1997), pp. 2575-2579.