薄肉断面部材の衝撃圧潰によるエネルギー吸収能[†]

宇治橋 貞幸* 十河 敬寛**

松本 浩之* 足立 忠晴*

Energy Absorption Ability of Thin-Walled Members by Crushing Under Impact Loading

by

Sadayuki UJIHASHI*, Takahiro SOGO**, Hiroyuki MATSUMOTO*
and Tadaharu ADACHI*

In this paper crushing tests of circular and square tubes under impact loading are conducted to investigate the energy absorption ability by using a newly constructed impact machine for crushing tests. The difference between the static and impact crushing behaviours of aluminium specimens is found not significant, while the results of steel specimens are strongly affected by the dynamic effect. The energy absorption ability of steel square tubes under impact loading is much higher than that under static loading because the crushing modes in static and impact tests show a big difference each other, which would come from the strain rate effect of steel, inertia force, imperfection of specimens and so on. It may be difficult to discuss the dynamic/static ratio in crushing tests only by the strain rate effect of material used.

The absorbed energy by steel specimens is absolutely higher than aluminium specimens, while the absorbed energy by unit mass shows the advantage of aluminium because the mass density of aluminium is one third of steel. Circular tubes have a better energy absorption ability than square tubes under the condition that the size and area of cross section are approximately equal.

Key words : Thin-walled member, Dynamic crushing, Energy absorption,
Impact testing machine, Axial load, Load cell

1 緒 言

自動車の車体は、衝突時には効率よく圧潰されることにより運動エネルギーを吸収し、乗員の安全を確保するといった考え方により設計されている。したがって、基礎資料として、薄肉断面部材の圧潰とエネルギー吸収特性を明らかにしておく必要がある。そのため、円形や多角形などの基本的な断面形状を有する真直部材の圧潰特性が多くの研究者によって調べられてきた¹⁾⁻³⁾。しかし問題は、塑性変形を含む動的不安定現象であるために、有限要素法だけによる現象の解明は困難であり、対応する実験や塑性関節を用いたメカニズム解析等が併用されている。このような解析的手法では衝撃圧潰の解析への拡張は多くの問題があるため、静的結果に付加すべき動的効果をひずみ速度の影響などで仮定した係数により推定するといった方法がとられている。一方で、解析結果を検証する際の基準となるべき衝撃圧潰試験においては、より精度の高い計測が求められており、衝撃圧潰と静圧潰との差について

の本質的な追求も十分に行われていない。このような現状に鑑み、本研究では圧潰試験のために開発した衝突試験システムにより、薄肉の円管および正方形管の圧潰試験とそのときの動的荷重および変形について可能な限り正確な計測を行った。その結果から、管の圧潰によるエネルギー吸収能とこれに及ぼす管の断面形状、肉厚あるいは材質等の影響を明らかにするとともに、衝撃圧潰と静圧潰との相違点に付き調べ、新たな知見を得た。

2 衝突試験システムおよび試験片

使用した衝突試験機は Fig. 1 のとおりであり、上部に設置されたエア・ガンにより加速されたクロス・ヘッド 17.9 kg を垂直に落下させ、ロード・セル上に置いた試験片を衝突圧潰させる方式である⁴⁾。荷重計測には、本研究のために特別に設計製作した Fig. 2 のようなロード・セルを用いた。材料は軟鋼で、形状については、有限要素法により固有振動数ができる限り高くなるように決定した。また、強度については、試験

[†] 原稿受理 平成5年3月8日 Received Mar. 8, 1993

* 正会員 東京工業大学工学部機械科学科 〒152 東京都目黒区大岡山, Dept. of Mech. Eng. & Sci., Tokyo Inst. of Tech., Meguro-ku, Tokyo, 152

** 東京工業大学大学院 〒152 東京都目黒区大岡山, Graduate Student, Tokyo Inst. of Tech., Meguro-ku, Tokyo, 152

Fig. 1. Impact testing machine for crushing.

Fig. 2. Dimensions of load cell designed.

に供する試験片の衝撃圧潰強度を静的圧潰試験の結果から見積もることにより最大負荷を 130 kN に設定し、検出部（丸棒部分）が降伏しないようにした。ロード・セルの動特性については、鋼製丸棒を用いた弾性衝突試験により検定した。長さの異なる 2 本の丸棒（ $\phi 10 \times 1000$ mm, $\phi 10 \times 400$ mm）を用意し、これらをロード・セルのフランジ中央に衝突させ、棒の中央に接着したひずみゲージの出力から、棒の先端からロード・セルに入力された真の荷重変動 $F(t)$ を求め、これとロード・セルの検出部である丸棒部分（ $\phi 20 \times 40$ mm）の中央に接着されたひずみゲージの出力にヤング率と断面積を乗ずることにより得られる荷重 $f(t)$ とを比較した。Fig. 3 はその比較結果の 1 例であり、 $F(t)$ および $f(t)$ をフーリエ変換した $\bar{F}(\omega)$ および $\bar{f}(\omega)$ の比と周波数 ω との関係を示したものである。

Fig. 3. Frequency response of load cell.

衝突条件を変更したいいくつかの実験から図中の最も高いピークの位置がロード・セルの最低次の固有振動数と思われるが、これは設計時に有限要素法により解析した値よりやや低くなっている。また、 $\bar{f}(\omega)/\bar{F}(\omega)$ の値は 3 kHz の付近まで 1 でフラットになっており、 $f(t)$ と $F(t)$ とが一致していることを示している。これらの動特性に対する検定により、ロード・セルから出力された信号に対して遮断周波数 5 kHz 程度のローパス・フィルター処理を行う必要のあることが判明した。一方、試験片の変形の計測は、クロス・ヘッドに取付けたマーカの動きを、光学式変位計 Zimmer (100 BF) により非接触にとらえる方法で行った。この変位計の動特性は、本実験の目的に対して十分な精度を持っており、試験片への衝突速度も、この変位計の出力を時間微分することにより求めた。ロード・セルおよび変位計の出力電圧の時間変化は、サンプリング・レート 1 μ s, 分解能 12 ビットの波形記憶装置により AD 変換した上で、時系列データとしてコンピュータに転送され、必要なデータ処理が行われた。

試験片の材料としては、ひずみ速度に対して鈍感な材料と敏感な材料といわれており、かつ身近な構造用材料として代表的なアルミニウムおよびスチールを採用し、形状については、円管・正方形管ともに軸方向長さを 100 mm とし、肉厚だけを変えた。アルミニウム試験片については、引抜き管 (A6063) を使用し、円管は機械加工により内径を 30 mm に仕上げ、外側は所定の肉厚となるように、同じく加工を行った。正方形管は、内側は機械加工せず、外側だけを所定の肉厚となるように加工した。アルミニウム管は機械加工後、そのまま試験に供した。スチール試験片では、円管については引抜き管を、正方形管については溶接管 (SS400) をそれぞれ使用し、アルミニウム試験片の場合と同じように機械加工を行って製作したが、いずれも焼なまし熱処理 (650°C, 1 時間) を行った後、試験に供した。スチール試験片では、焼なまし熱処理を行わないと、安定した漸進的な圧潰が得られなかった。また、熱処理を行うことにより正方形管における溶接の影響は、特に観察されなかった。Table I および

Table I. Circular tubes of aluminium.

Specimen	Axial length L (mm)	Inner diameter D (mm)	Thickness h (mm)	Diameter ratio D/h
A・1	100.0	30.0	0.30	100
A・2	100.0	30.0	0.50	60
A・3	100.0	30.0	0.75	40
A・4	100.0	30.0	1.00	30
A・5	100.0	30.0	1.50	20

Table II. Square tubes for testing.

Specimen	Axial length L (mm)	Inner width a (mm)	Thickness h (mm)	Width ratio a/h	Material
A030	100.0	27.2	0.30	90	A6063
A050	100.0	27.2	0.50	54	A6063
A075	100.0	27.2	0.75	36	A6063
A100	100.0	27.2	1.00	27	A6063
A150	100.0	27.2	1.40	19	A6063
S030	100.0	28.0	0.30	93	SS400
S050	100.0	28.0	0.50	56	SS400
S075	100.0	28.0	0.75	37	SS400
S100	100.0	28.0	1.00	28	SS400
S150	100.0	28.0	1.50	19	SS400

Fig. 4. Stress and strain relationship.

Table II は、実験に供したそれぞれ円管および正方形管の諸元であり、Fig. 4 は、それぞれアルミニウムおよびスチールの正方形管から切出して試験片を作成し、引張り試験を行った結果である。熱処理を行ったスチールの方が、引張り強さで約 2 倍、破断伸びで約 5 倍大きくになっている点に注意しなければならない。

3 衝突圧潰試験の結果

Fig. 5 は正方形管の試験片 A100 (アルミニウム) および S100 (スチール) について、それぞれ衝突速度 7.5 m/s および 9.9 m/s により圧潰試験を行った場合の荷重と変形の時間応答を計測した結果である。クロス・ヘッドの運動エネルギーが完全に吸収されて、圧潰の終了するまでに要する時間は、A100 で 20 ms、S100 で 15 ms となっており、このときの試験片の潰

(a) Aluminium square tube (Specimen: A100, Impact Velocity: 7.3 m/s).

(b) Steel square tube (Specimen: S100, Impact Velocity: 9.9 m/s).

Fig. 5. Load and deformation response by impact crushing tests.

れ長さはそれぞれ約 60 mm および 50 mm となっていることがわかる。変形が最終位置でやや減少しているのは、試験片のスプリング・バックによるものと考えられる。

荷重の上下は試験片が折り畳まれる周期と一致しているが、その周期が時間の経過とともに長くなっているのは、クロス・ヘッドの運動エネルギーが減少するにつれて、試験片の変形速度が遅くなっていることを示している。荷重応答の初期には、高次の振動が乗っているが、これは試験片およびクロス・ヘッドの振動によるものと考えられ、これをフィルター処理等により取り除くことは試験片に入力されている荷重波形を大きく歪めてしまうことになるので、適当でない。クロス・ヘッドの剛性を高くすることにより、この振動を多少減ずることができるであろうが、試験片そのものの振動を抑えることはできないので、衝突初期の高次振動は避けられないと思われる。しかし、この振動は試験片の塑性変形が進行するにしたがい、急速に減衰する。Fig. 6 は、Fig. 5 の結果から、時間を消去して荷重・変形線図を求め、同じ試験片に対して別に行った静荷重による圧潰試験の結果と比較したものである。波形の比較をしやすいように、衝撃試験の荷重応答の波形に対しては 3 kHz のローパス・フィルター処理を行った。Fig. 7 は Fig. 5 の試験を行った後の試験片の変形状態を示した写真である。アルミニウム管では、荷重の平均値については大きな差はなく、潰

Fig. 6. Load and Deformation relationship by impact and static crushing tests.

Fig. 7. Photograph of crushed specimens of square tubes.

れの周期については、衝撃の方がやや短くなっているものの大きな差は見られない。これに対し、スチール管では、荷重の平均値・潰れの周期ともに大きな差が見られ、特に変形の初期においては、衝撃による荷重の方が静荷重に対してはるかに大きくなっている。たとえば、変形モードについては、円管および正方形管ともに静圧潰よりも衝撃の方が、圧潰の周期が短く、これが荷重の上昇につながっていると考えられる。また、変形速度が非常に遅くなっている後半においても大きな差があることは、ひずみ速度の影響だけで議論できないことを示している。スチール管における衝撃による圧潰荷重の上昇は、単にひずみ速度の影響だけで説明はつかず、潰れモードが衝撃と静荷重とで大きく異なることや、ひずり硬化の影響など多くの因子が関係していると思われる。

4 エネルギー吸収特性

衝撃圧潰試験により得られた結果を、エネルギー吸収量に及ぼす材質や断面形状の影響についてまとめたものが、Fig. 8 および Fig. 9 である。縦軸は Fig. 6 の積分値として与えられるエネルギー吸収量を試験片の圧潰した部分の全体積で除した単位体積当たりのエネルギー値であり、横軸は、Fig. 8 では正方形管の内側の一辺の長さ a を肉厚 h で除した値であり、Fig. 9 では管の断面の全素線長さ S ($=\pi D$: 円管, $=4a$: 正方形管) を肉厚 h で除した値である。

Fig. 8 によれば、エネルギー吸収量は単位体積当たりに換算しても肉厚の厚い方が多く、スチール管の方がアルミニウムよりも多いことを示している。しかし、Fig. 8 を単位質量当たりに換算すれば、スチールの密度はアルミニウムの約 3 倍であるため、逆にアルミニウムの方がエネルギー吸収量が多くなる。

一方、Fig. 9 によれば、断面積が同じであれば正方形管よりも円管の方が肉厚や衝突速度によらずエネルギー吸収量の多いことを示している。

また Fig. 8 において肉厚の厚い領域でのスチール管のエネルギー吸収量のデータが衝突速度に対して、まとまりに欠けているのは、潰れ周期が、肉厚が厚くな

Fig. 8. Effect of material on absorbed energy by square tubes (Hollow marks: Aluminium, Solid marks: Steel).

Fig. 9. Effect of cross-sectional shape on absorbed energy of aluminium tubes (Hollow marks: Square, Solid marks: Circular).

ると長くなることと、アルミニウム管に比べてスチールの方がはるかに長いことによる。すなわち、100 mm では試験片の長さが十分でなく、特に衝突速度の低い領域では、潰れ周期の数が不足しているためにエネルギー吸収量がみかけ上多くなってしまうからである。これは、もっと長い試験片を使用することにより他のデータに近づくものと思われる。

5 結 言

静圧潰と衝撃圧潰との相違は、予測されたとおり、アルミニウムよりスチール試験片の方が大きかった。この差の原因は圧潰モードが大きく異なることにあり、モードが異なるのは、スチールのひずみ速度に対する敏感な性質にも原因があるが、他にも多くの原因があると思われる。したがって、静的と動的の差を材料のひずみ速度だけで議論することは早計であろう。

エネルギー吸収量は、絶対値ではスチールの方が、勝っているが、同じ質量で比較するならば、アルミニウムの方が肉厚を厚くすることができるので、逆に多

くなることが解った。また、断面形状については、同じ大きさで面積が等しければ正方形よりも円形の方が優れていることが明らかになった。

最後に、本研究は平成4年度文部省科学研究費（試験B：課題番号04555027）およびマツダ(株)・いすゞ自動車(株)の援助により行われたものである。ここに深甚なる謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) N. Johnes, "Structural Impact" (1989) Cambridge University Press
- 2) 都井 裕, 弓削康平, 小畑和彦, 構造工学における数値解析法シンポジウム論文集, 11, 1 (1987).
- 3) T. Akerstrom and T. Wierzbicki, Proc. 2nd Int. Conf. Vehicle Structures & Mechanics, p. 2164 (1977).
- 4) 宇治橋貞幸, 三柳晃洋, H. F. ウォン, J. ローズ, 社団法人自動車技術会学会講演会前刷集, 924, 77 (1992).