

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	衝撃軸圧潰による薄肉管のエネルギー吸収特性に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	十河敬寛
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第3160号, 授与年月日:1996年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第3160号, Conferred date:1996/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

平成7年度

東京工業大学 大学院 理工学研究科 機械工学専攻
学位論文

衝撃軸圧潰による薄肉管の
エネルギー吸収特性に関する研究

93D10032 十 河 敬 寛

目 次

第 1 章	緒論	1
1.1	研究の背景および意義	1
1.2	本研究の目的と概要	4
	<参考文献>	6
第 2 章	塑性関節モデルに対する動的塑性曲げモーメントの実験的評価	9
2.1	緒言	9
2.2	衝撃三点曲げ試験	11
2.2.1	試験片	11
2.2.2	試験装置および試験方法	11
2.2.3	試験結果	15
2.3	塑性関節による試験結果の評価	21
2.3.1	塑性関節による吸収エネルギー	21
2.3.2	動的全塑性曲げモーメントの評価	24
2.4	結言	28
	<参考文献>	29
第 3 章	塑性関節による薄肉管の静的軸圧潰特性の解析	31
3.1	緒言	31
3.2	静圧潰試験	33
3.2.1	試験片	33
3.2.2	試験方法	37
3.2.3	円管の試験結果	37
3.2.4	正方形管の試験結果	47
3.3	塑性関節による理論解析	55
3.3.1	円管(軸対称モード)に対する解析	56
3.3.2	円管(非軸対称モード)に対する解析	58
3.3.3	正方形管に対する解析	60

目次

3.4	理論結果および考察	63
3.4.1	平均圧潰応力	63
3.4.2	荷重 - 変形関係 (潰れ線図)	69
3.4.3	単位質量当たりの吸収エネルギー	69
3.5	結言	72
	<参考文献>	73
第4章	薄肉管の衝撃軸圧潰特性の解析	75
4.1	緒言	75
4.2	衝撃圧潰試験	77
4.2.1	試験装置および試験方法	77
4.2.2	円管の試験結果	84
4.2.3	正方形管の試験結果	93
4.3	動的塑性曲げモーメント	103
4.4	薄肉管の理論解析	105
4.4.1	円管に対する解析	105
4.4.2	正方形管に対する解析	105
4.4.3	解析結果および考察	107
4.5	結言	114
	<参考文献>	115
第5章	円管によるエネルギー吸収の相似則の基礎的検討	117
5.1	緒言	117
5.2	吸収エネルギーの相似則	119
5.3	圧潰試験	120
5.3.1	試験片	120
5.3.2	試験方法	120
5.3.3	静圧潰試験結果	121
5.3.4	衝撃圧潰試験結果	126
5.3.5	実験結果の考察	130
5.4	結言	135
	<参考文献>	136
第6章	結論	137
6.1	各章のまとめと総括	137
6.2	今後の課題	140

第1章

緒論

1.1 研究の背景および意義

自動車と密着した生活の中で、事故に出合わないという保証はない。あらゆることに注意を払って運転しているつもりでも、その隙を縫うようにして、予測のつかないことが起こる。本来は事故を起こさないことであり、まず最初に車の運動性能を向上し、またドライバーのミスを起こす確率を下げるようにし、事故の起こりにくい車にすることである。しかしこのような配慮を積み上げていってもなお、事故は起こりうる。そこで乗員の身体に生じるダメージを押さえ、生命を守るために、衝突した部分のボディーを変形させていくことで、速度変化を緩やかにし、衝突時に持っていた運動エネルギーを吸収する。一方、車室部分は、生存空間を確保するために、強固で変形しにくい構造になっている。全体を頑丈に作った車は衝突した瞬間、車室内の速度も急激にゼロに向かって変化し、乗員に加わる衝撃力がかえって大きくなる。つまり、うまく変形させる部分と、しっかり守る部分と、強度および剛性を作り分ける必要がある。ここで塑性変形を利用したエネルギー吸収機構としては、薄肉断面部材の軸圧縮^[1-1, 2]、横圧縮やハニカム材の軸圧縮^[1-3]などが挙げられる。この中で薄肉断面部材は軸圧縮力を受けると次々に壁面座屈し、アコーディオン状に軸圧潰し、高い吸収能を示すので、この機構が自動車のサンドメンバーに利用されている。したがって、衝突安全性を満足させる最適な構造を設計するには、薄肉断面部材の軸圧潰によるエネルギー吸収能を予測することが重要である。

薄肉断面部材の軸力による圧潰現象は、衝撃荷重下であり、幾何学的変形が大きく、塑性変形を含む非線形挙動である。そこで実験から得られる変形モードを参考にしたモデルを用いて、多くの解析が行われている。また管の中にフォームを充填させた場合^[1-4]や管の表面に溝をつけた場合^[1-5]の軸圧潰など、解析が困難な場合、実験により特性が調べられている。また薄肉管に高速衝撃荷重が軸方向から作用すると、静的あるいは低速衝撃荷重が加わったときに現れる連続塑性座屈と異なり、動的塑性座屈により変形することが知られている。ここで変形が逐次進行する連続塑性座屈は変形部分と未変形部分とに分かれるのに対して、動的塑性座屈は軸方向に一

様に塑性変形し、全体に波状の変形が生じる。これは衝撃速度、試験方法や薄肉管の末端の拘束条件によって異なり、村瀬ら^[1-6]はその発生条件を検討している。このように軸圧潰を解明するには実験が重要である。衝撃試験には大きく分けて試験片を移動させ、剛体と見なせる壁に衝突させる方法と、停止している試験片に剛体と見なせる質量を衝突させる方法^[1-7]とがある。ここで実験からエネルギー吸収能を評価するには、圧潰過程での荷重と変形量をできるだけ正確に計測する必要があるが、衝撃荷重の計測など計測法が十分には確立されていない状況である。

また縮尺モデルを使用した実験からエネルギー吸収を予測する手段^[1-8]がある。しかし剛性や強度の特性を予測する場合と異なり、現象が弾性域に限られないために、従来とは異なる取り扱いが必要になる。そこで山下ら^[1-9]は、予測結果が定性的かつ相対的なものであっても、そのはたす役割は大きいという考えに基づき、衝突特性を予測改善する手法を示している。

静圧潰によるエネルギー吸収の理論的解明は、圧潰によって消費されるエネルギーの大部分が塑性変形によるので、剛塑性モデルによる簡易な構成関係を用いて行われている。ここで軸圧潰の変形モードは断面形状などにより異なるため、実験による変形挙動を参考にして圧潰モード毎に現象のモデル化が行われている。Alexander^[1-10]は円管の軸対称モードに対して、Pugsley^[1-11]やJohnson^[1-12]は非軸対称モードに対して、またAbramowicz^[1-13]やWierzbicki^[1-14]は四角形管に対して、逐次圧潰に繰り返し生じる基本周期内で吸収されるエネルギー量をもとに、平均圧潰応力を求めている。ここで平均圧潰応力は降伏応力と肉厚比(例えば円管の場合肉厚と内径の比)とによって表される。そこで静圧潰のモデルに降伏応力とひずみ速度との関係を示すCowper-Symondsの構成式を組み合わせ、W.Abramowiczら^{[1-15]~[1-17]}、S.R.Reidら^[1-18]やT.Akerstromら^[1-19]は、衝撃圧潰による平均圧潰荷重を算出している。ここではひずみ速度を周方向の平均ひずみと衝撃速度から定義しており、曲げ変形に対したひずみ速度は評価されていない。

一般に金属材料はひずみ速度により応力-ひずみ関係が異なるために、上述したように衝撃によるエネルギー吸収を解析するには静的と異なり、材料特性にひずみ速度依存性を考慮する必要がある。ここで剛塑性解析により圧潰を解析する場合には、変形速度の効果を考慮した塑性関節の特性が必要になる。しかし構成式の同定は主に引張や圧縮試験により行われている^{[1-20]~[1-23]}。また衝撃四点曲げ試験^[1-24, 25]、計装化シャルピー衝撃試験法による三点曲げ^[1-26]、はりの衝撃塑性曲げ^[1-27]など曲げ試験が行われているが、これらは応力-ひずみ関係などの材料定数を導くことを主眼にしている。また千田ら^[1-28]は、片持ちはりの先端に弾丸を衝突させる実験を行い、せん断力を考慮した塑性関節の伝ばモデルを用いて動的塑性曲げモーメントを求めている。Aspdenら^[1-29]は、圧縮試験の結果から動的曲げモーメントと曲げ角の関係を導出することを試みている。また小林^[1-30]は静的に対する解析ではあるが、ひずみ硬

化を考慮した塑性関節モデルを用いて、円管の扁平試験結果から引張特性値である縦弾性係数、耐力、引張強さを精度良く推定できることを示している。曲げ変形の場合、板厚方向にひずみやひずみ速度が分布し、特にひずみ速度を定義すること困難である。したがって、従来から求められている構成式から、薄肉管の軸圧潰をモデル化するのに使用する塑性関節の動特性を評価することは困難である。

エネルギー吸収を求めるには圧潰挙動を把握する必要がある。V.Tvergaard^[1-31]により、座屈パターンの局所化現象と関連した解析的考察により円管の軸対称モードから非軸対称モードへの移行が検討されているが、定量的には未解明である。N.K.Guptaら^[1-32]やT.Wierzbickiら^[1-33]は実験から得られた変形モードを参考に、塑性関節の曲率を考慮することにより、実験結果にかなり対応した荷重変形関係を求めている。T.Wierzbickiら^[1-34]は、角管の角部での変形を詳細に解析し、圧潰開始の荷重について考察している。

理論解析とは別にコンピューターの使用を前提とした数値計算により圧潰の解析が行われている。その一つとして、質量と非線形ばねに置き換えた剛体ばねモデルにより、静的^[1-35]、あるいは衝撃^[1-36, 37]に対し解析が行われている。また有限要素法と弾 - 粘塑性モデル^[1-38, 39]、剛体ばねモデル^[1-40, 41]や拡張された変形相補仮想仕事の式^[1-42, 43]などと組み合わせる手法もある。この手法は有限要素法に比べ、低自由度でモデルが簡単のために、計算機的能力をあまり必要とせず、計算時間を短縮することができる。変形量や吸収エネルギー量を実用上ほぼ十分な解析精度で求めることができる剛塑性解析と有限要素法との中間的な解法である。しかしモデルと部材の形状の関係が明確にできず、解析した結果を設計変更に使いつらいという問題がある。都井らは低次要素による有限要素解析を開発し^[1-44]、円管の非軸対称モード^[1-45]や正方形管^[1-46]について実験とともに静圧潰挙動を検討している。また萩原ら^[1-47, 48]は汎用ソフトを用いて、ひずみ速度依存性を考慮せず、1次座屈波を初期たわみとすることで実験に対応した衝撃圧潰モードを再現している。圧潰の基本特性だけではなく、C.A.Kraussら^[1-49]は正方形管の角部に切り欠けをいれ、その形状が圧潰開始時に生じる最大荷重や吸収エネルギーにおよぼす影響について検討している。また近年の目覚ましい計算機の演算能力の向上により、部材単体ではなく、車体全体に対する解析^[1-50, 51]も行われるようになり、実験解析では検討できないエネルギー吸収に寄与する各部材の役割が検討されている。これら数値シミュレーションは形状、境界条件など具体的な値が与えられてはじめて、現象を模擬した結果や吸収エネルギー量を求めることができる。しかし逆に要求する吸収エネルギー満たす構造を決めることができない。そこで北川ら^{[1-52]~[1-54]}や野口ら^[1-55]により感度解析が行われている。

以上のように円管や四角形管などの基本的な部材に関して、静圧潰については、剛塑性解析をはじめとする理論解析や数値計算により、平均圧潰荷重からエネルギー吸収能を明らかにする試みが行われているが、断面形状や材料の違いによる影響ま

で考察した例は少ない。衝撃圧潰については、試験では外力から部材に入力されたエネルギー量を求め、平均圧潰荷重等を算出しているものが多く、変形過程の荷重変形関係を正確に計測した例はほとんど見当たらない状況である。また、塑性関節モデルを用いた解析により、圧潰過程での変形履歴やエネルギー履歴を求めた例はなく、衝撃圧潰によるエネルギー吸収特性に対して全体的かつ系統的な評価が不十分である。

本研究の意義は、塑性関節の動特性を明らかにし、塑性関節モデルを用いた解析により、薄肉管の衝撃軸圧潰によるエネルギー吸収特性を簡便に評価および予測することである。

1.2 本研究の目的と概要

本研究は、自動車などに使われている薄肉部材の基本形である円管および正方形管を取り上げ、衝撃軸圧潰による吸収エネルギー量を予測するための指針とする基礎資料を得ることを目的としている。そこで塑性関節を用いた剛塑性解析により軸圧潰を理論的に解明し、軸圧潰によるエネルギー吸収特性に肉厚などの寸法や材質および断面形状がおよぼす影響を明らかにする。以下に本論文の概要を示す。

第2章「塑性関節モデルに対する動的塑性曲げモーメントの実験的評価」では、本研究の塑性関節モデルを用いた衝撃圧潰の解析手法において、あらかじめ変形速度を考慮した塑性関節の特性を評価しておく必要がある。そこで、塑性関節モデルを使って板厚方向のひずみやひずみ速度の分布を仮定せず、材料の変形によるエネルギー吸収という観点から、塑性関節の動特性を評価する手法の一つとして、動的塑性曲げモーメントと変形速度の関係を実験的に明らかにする。落錘式衝撃試験機を使用し、アルミニウム合金および軟鋼の板材に対して三点曲げ試験を行い、変形過程での荷重とたわみを計測した。荷重とたわみの関係から求めた塑性関節による吸収エネルギーと荷重点を塑性関節で置き換え、たわみから換算された曲げ角の関係から全塑性曲げモーメントを求め、三点曲げによる曲げ変形を塑性関節でモデル化することの妥当性を確認する。そして変形終了時に生じた曲げ角を変形に要した時間で除した平均曲げ角速度を変形速度のパラメーターとし、全塑性曲げモーメントとの関係を明らかにする。また板幅や肉厚が全塑性曲げモーメントにおよぼす影響や全塑性曲げモーメントと降伏応力との関係について検討する。

第3章「薄肉管の静的軸圧潰特性の解析」では、薄肉管の衝撃軸圧潰に対する解析の準備段階として、塑性関節モデルを用いて圧潰現象を評価できるかを確認するために、また軸圧潰の基本特性を考察するために、静荷重を受けて軸圧潰した場合の薄肉断面部材の基本形である円管および正方形管の圧潰特性について、理論的および実験的に解析している。まずアルミニウム合金および軟鋼製の大きさのほぼ等し

い円管および正方形管を用いて静的試験を行った。そして圧潰過程で測定された荷重－変形線図と圧潰モードとの関係、また荷重－変形線図から求めた薄肉管が吸収したエネルギー量を変形した部分の質量で除した単位質量当たりの吸収エネルギーに対する変形モード、試験片の断面形状あるいは材質の影響について明らかにし、衝撃圧潰と比較するための基礎的データを得た。また理論解析では、実験から得られた圧潰挙動を参考にし、従来の塑性関節を用いた解析手法を改良し、平均圧潰応力、荷重－変形線図を求めている。そして実験結果と比較し、理論結果の妥当性を確認している。

第4章「薄肉管の衝撃軸圧潰特性の解析」では、衝撃荷重を受けて軸圧潰した場合の円管および正方形管のエネルギー吸収特性を、理論的および実験的に解析している。実験では、第3章で述べた静的試験に用いた試験片と同じものを用いて衝撃試験を行っている。試験片が変形している間の荷重および変形応答を測定し、試験片が吸収したエネルギー量を算出し、肉厚、材質、断面形状がエネルギー吸収特性に及ぼす影響を調べた。また静的と衝撃試験の変形モード、平均圧潰応力および潰れ線図を比較し、エネルギー吸収特性に及ぼす動的効果について考察している。また理論では、慣性力や応力波の伝ば等の影響を無視し、前章で薄肉管の軸圧潰の基本特性を示すことが確認されている塑性関節モデルに、第2章で得られた塑性曲げモーメントの構成式を用いて、圧潰過程における変形量と吸収エネルギーの時間変化を導出している。そして実験結果と比較し、理論解析結果の妥当性を確認している。

第5章「円管によるエネルギー吸収の相似則の基礎的検討」では、円管の軸圧潰によるエネルギー吸収の相似則について検討する。本研究では、円管および正方形管の軸圧潰特性を、実験および塑性関節モデルを用いた理論解析によりエネルギー吸収におよぼす材料、断面形状および肉厚の影響を明らかにした。そこで圧潰特性を評価することができる塑性関節モデルを用いた解析結果をもとに、円管の軸圧潰による単位圧潰周期当たりの吸収エネルギーに対する相似則を求め、内径の寸法がエネルギー吸収におよぼす影響について考察する。また第3および4章で用いた円管と内径の異なる円管の静的および衝撃試験を行い、実験結果から、内径の寸法が変形モード、圧潰周期や吸収エネルギー量におよぼす影響について検討し、解析的に得られるエネルギー吸収に対する相似則の妥当性について考察する。

第6章「結論」では、本研究により得られた結果を総括し、今後の課題について述べる。

<参考文献：第1章>

- [1-1] N.Jones, Structural Impact, (1989), Cambridge University Press
- [1-2] S.R.Reid, Plastic Deformation Mechanisms in Axially Compressed Metal Tubes Used as Impact Energy Absorbers, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.35, No.12, (1993), p.1035-1052.
- [1-3] L.G.Gibson and M.F.Ashby, Cellular Solids - Structure & Properties, Pergamon Press plc, (1988) (大塚正久訳, セル構造体 - 多孔質材料の活用のために -, 内田老鶴圃, (1993))
- [1-4] S.R.Reid and T.Y.Reddy, Axial Crushing of Foam - Filled Tapered Sheet Metal Tubes, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.28, No.10, (1986), p.643-656.
- [1-5] A.G.Mamalis, D.E.Manolacos, G.L.Viegelahn, N.M.Vaxevanidis and W.Johnson, The Inextensional Collapse of Grooved Thin - Walled Cylinders of PVC under Axial Loading, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.4, No.1, (1986), p.41-56.
- [1-6] 村瀬勝彦, N.Jones, 円管の衝撃軸圧縮塑性座屈実験, 材料, Vol.42, No.483, (1993), p.1420-1426.
- [1-7] 林卓夫, 田中吉之助, 「衝撃工学」, 日刊工業新聞社, (1988).
- [1-8] 須賀森勇夫, 狼芳明, 山下富夫, プラスチックモデルの活用, 自動車技術, Vol.43, No.4, (1989), p.74-79.
- [1-9] 山下肇, 新谷英俊, 高木利彦, プラスチック縮尺模型を用いた衝突特性の予測, 自動車技術, Vol.38, No.4, (1984), p.439-445.
- [1-10] J.M.Alexander, An Approximate Analysis of the Collapse of Thin Cylindrical Shells under Axial Loading, *Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, Vol.13, (1960), p.10-15.
- [1-11] A.Pugsley and M.Macaulay, The Large - Scale Crumpling of Thin Cylindrical Columns, *Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, Vol.13, (1960), p.1-9.
- [1-12] W.Johnson, P.D.Soden and S.T.S.Al-Hassani, Inextensional Collapse of Thin-Walled Tubes under Axial Compression, *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, Vol.12, No.4, (1977), p.317-330.
- [1-13] W.Abramowicz, Simplified Crushing Analysis of Thin-Walled Columns and Beams, *Rozprawy Inzynierskie*, Vol.29, No.1, (1981), p.5-26.
- [1-14] T.Wierzbicki and W.Abramowicz, On The crushing Mechanics of Thin-Walled Structures, *Journal of Applied Mechanics*, Vol.50, (1983), p.727-734.
- [1-15] W.Abramowicz and N.Jones, Dynamic Axial Crushing of Square Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.2, (1984), p.179-208.
- [1-16] W.Abramowicz and N.Jones, Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.3, (1984), p.263-281.
- [1-17] W.Abramowicz and N.Jones, Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.4, No.4, (1986), p.243-270.
- [1-18] S.R.Reid and T.Y.Reddy, Static and Dynamic Crushing of Tapered Sheet Metal Tubes of Rectangular Cross-Section, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.28, No.9, (1986), p.623-637.
- [1-19] T.Akerstrom and T.Wierzbicki, Dynamic Crushing of Strain Rate Sensitive Box Columns, *SAE paper*, (1977), No.770592.

- [1-20] 放生明廣, 立谷宏, 茶谷明義, 非線形最小二乗法による動的構成式の推定, 日本機械学会論文集 (A 編), No.57, Vol.537, (1991), p.1265-1270.
- [1-21] 放生明廣, 立谷宏, 茶谷明義, 非線形最小二乗法による動的構成式の推定 (実験データを用いた推定結果), 日本機械学会論文集 (A 編), No.57, Vol.544, (1991), p.2975-2980.
- [1-22] 放生明廣, 立谷宏, 茶谷明義, 非線形最小二乗法による炭素鋼の動的構成式推定 (実験データによる検討), 日本機械学会論文集 (A 編), No.59, Vol.563, (1993), p.1720-1725.
- [1-23] 向井敏司, 東健司, 谷村眞治, アルミニウム単結晶の変形挙動に及ぼすひずみ速度の影響, 日本機械学会論文集 (A 編), No.59, Vol.561, (1993), p.1208-1212.
- [1-24] B.Rawlings, The Dynamic Behavior of Mild Steel in Pure Flexure, *Proceeding of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical*, No.275, (1963), p.528-543.
- [1-25] R.G.Davies and C.L.Magee, The Effect of Strain Rate upon the Bending Behavior of Materials, *Journal of Engineering Materials and Technology*, No.99, (1977), p.47-51.
- [1-26] 茶谷明義, 放生明廣, 立矢宏, 侯培紅, 中井信隆, 衝撃3点曲げによる動的応力-ひずみ関係の測定法, 日本機械学会第72期全国大会講演論文集 (I), No.940-30, (1994-8), p.502-504.
- [1-27] 岸田敬三, 中川憲治, 横山隆, はりの衝撃塑性曲げ, 日本航空宇宙学会誌, Vol.27, No.305, (1979), p.394-398.
- [1-28] 千田香苗, 岸田敬三, 片持ちはりの衝撃曲げの研究, 日本機械学会論文集, Vol.31, No.225, (1965), p.715-724.
- [1-29] R.J.Aspden and J.D.Campbell, The Effect of Loading Rate on the Elasto - Plastic Flexure of Steel Beams, *Proc.R.Soc.London Ser.A, Proceeding of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical*, No.290, (1966), p.266-285.
- [1-30] 小林秀敏, 大久保浩, 臺丸谷政志, アルミニウム合金円管の扁平試験結果と引張試験結果の関係, 軽金属, No.39, Vol.1, (1989), p.8-14.
- [1-31] V.Tvergaard, On The Transition From a Diamond Mode to an Axisymmetric Mode of Collapse in Cylindrical Shells, *International Journal of Solids and Structures*, Vol.19, No.10, (1983), p.845-856.
- [1-32] N.K.Gupta and R.Velmurugan, An analysis of axi-symmetric axial collapse of round tubes, *Thin-Walled Structures*, Vol.22, No.4, (1995), p.261-274.
- [1-33] T.Wierzbicki, S.U.Bhat, W.Abramowicz and D.Brodtkin, Alexander Revisited - A Two Folding Elements Model of Progressive Crushing of Tubes, *International Journal of Solids and Structures*, Vol.29, No.24, (1992), p.3269-3288.
- [1-34] T.Wierzbicki and J.Huang, Initiation of Plastic Folding Mechanism in Crushed Box Columns, *Thin-Walled Structures*, Vol.13, No.1 & 2, (1991), p.115-143.
- [1-35] 川井忠彦, 都井裕, 鈴木規之, 構造要素の衝突圧壊挙動に関するシミュレーション, 日本造船学会論文集, No.158, (1985), p.435-443.
- [1-36] P.Drazetic, P.Level, D.Cornette, P.Mongenien, and Y.Ravalard, One-Dimensional Modeling of Contact Impact Problem in Guided Transport Vehicle Crash, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.16, No.3, (1995), p.467-478.
- [1-37] 石山慎一, 柳原康宏, 青山威恒, 西村融, 薄肉平面フレーム構造の衝突応答解析, 日本機械学会論文集 (A 編), No.47, Vol.415, (1981), p.321-329.
- [1-38] 村瀬勝彦, 西村融, 有限要素法による粘塑性大変形解析とその応用 (薄肉円管の軸対称変形), 日本機械学会論文集 (A 編), Vol.45, No.400, (1979), p.1554-1563.
- [1-39] 村瀬勝彦, 加島裕明, 西村融, 有限要素法による粘塑性大変形解析とその応用 (薄肉角管の不伸張変形), 日本機械学会論文集 (A 編), Vol.48, No.434, (1982), p.1318-1324.

参考文献：第1章

- [1-40] 石鍋雅夫, 都井裕, 簡易要素モデルによる薄肉シェル構造の極限解析 (第1報, ラグランジュ表示の定式化による最終強度解析), 日本機械学会論文集 (A 編), No.56, Vol.530, (1990), p.2174-2179.
- [1-41] 石鍋雅夫, 池上裕夫, 都井裕, 簡易要素モデルによる薄肉シェル構造の極限解析 (第2報, 更新ラグランジュ表示の定式化によるクラッシュ解析), 日本機械学会論文集 (A 編), No.56, Vol.530, (1990), p.2180-2185.
- [1-42] 滝佳弘, 小松建昭, 西村融, 円筒殻の塑性大変形の擬平衡形要素による解析, 日本航空宇宙学会誌, Vol.27, No.310, (1979), p.594-602.
- [1-43] 滝佳弘, 宮入武夫, 小松建昭, 西村融, 円筒殻の塑性大変形の擬平衡形要素による解析 (第2報) 動的応答, 日本航空宇宙学会誌, Vol.29, No.329, (1981), p.314-320.
- [1-44] 都井裕, 弓削康平, 川井忠彦, 構造要素の衝突圧壊強度に関する基礎的研究 (その1) -有限要素法による超大変形圧壊解析-, 日本造船学会論文集, No.159, (1986), p.248-257.
- [1-45] 都井裕, 弓削康平, 川井忠彦, 構造要素の衝突圧壊強度に関する基礎的研究 (その2) -円筒殻の非軸対称圧壊実験と有限要素解析-, 日本造船学会論文集, No.160, (1986), p.296-305.
- [1-46] 都井裕, 弓削康平, 小畑和彦, 構造要素の衝突圧壊強度に関する基礎的研究 (その3) -軸荷重を受ける角型鋼管の圧壊実験と有限要素解析-, 日本造船学会論文集, No.161, (1987), p.285-294.
- [1-47] 萩原一郎, 津田政明, 佐藤佳裕, 有限要素法による薄肉箱型断面真直部材の衝撃圧潰解析, 日本機械学会論文集 (A 編), Vol.55, No.514, (1989), p.1407-1415.
- [1-48] I.Hagiwara, Y.Sato and M.Tsuda, Study of an Analytical Technique and System for Conducting Vehicle Crash Simulation, *International Journal of Vehicle Design*, Vol.11, No.6, (1990), p.564-577.
- [1-49] C.A.Krauss and D.H.Laananen, A Parametric Study of Crush Initiators for a Thin-Walled Tube, *International Journal of Vehicle Design*, Vol.15, No.3/4/5, (1994), p.385-401.
- [1-50] E.Nalepa, Crash-Worthiness Simulation of the Opel Vectra Using the Explicit Finite Element Method, *International Journal of Vehicle Design*, Vol.11, No.2, (1990), p.160-165.
- [1-51] A.Toyama, K.Hatan and E.Murakami, Numerical Analysis of Vehicle Frontal Crush Phenomena, *SAE paper*, (1992), No.920357.
- [1-52] 北川裕一, 萩原一郎, 鳥垣俊和, 衝撃非線形問題における感度解析手法の開発 (第1報), 日本機械学会論文集 (A 編), No.57, Vol.542, (1991), p.2581-2586.
- [1-53] 北川裕一, 萩原一郎, 鳥垣俊和, 衝撃非線形問題における感度解析手法の開発 (第2報), 日本機械学会論文集 (A 編), No.58, Vol.552, (1992), p.1430-1437.
- [1-54] 北川裕一, 萩原一郎, 鳥垣俊和, 衝撃非線形問題における感度解析手法の開発 (第3報), 日本機械学会論文集 (A 編), No.58, Vol.554, (1992), p.1817-1820.
- [1-55] 野口裕久, 久田俊明, 幾何学的非線形問題における座屈荷重感度解析手法の開発, 日本機械学会論文集 (A 編), No.59, Vol.561, (1993), p.1365-1372.

第 2 章

塑性関節モデルに対する動的塑性曲げモーメントの実験的評価

2.1 緒言

薄肉断面部材に軸力を作用させるとアコーディオン状に圧潰し，高いエネルギー吸収能を示す．これを利用して，例えば自動車は衝突などの時，運動エネルギーを吸収するためのサイドメンバーを有し，乗員の安全を確保している．したがって部材の吸収可能なエネルギー量を予測する必要がある．本研究では薄肉管の軸圧潰によるエネルギー吸収を簡便に評価するために，塑性関節を用いた剛塑性解析を採用している．一般に金属材料はひずみ速度により応力－ひずみ関係が異なり，衝撃圧潰を解析するには変形速度を考慮した塑性関節の特性を明らかにする必要がある．構成式の同定は主に引張や圧縮試験により行われている^[2-1]が，応力－ひずみ関係から塑性関節の特性を求めるには，板厚方向のひずみやひずみ速度の分布が明らかでなければならず，またひずみ速度を定義することが困難である．しかし，塑性関節によるエネルギー吸収という観点に限れば，材料自体の特性を求めるのではなく，断面形状やひずみの分布などの影響を含んだ形の塑性曲げモーメントの評価であっても，衝撃圧潰の解析に応用することができる．したがって，直接塑性関節を評価するために曲げ試験を行う必要がある．Rawlings ら^[2-2]や Davies ら^[2-3]は，軟鋼の衝撃四点曲げ試験を行い，ひずみ速度による降伏点の上昇について検討している．また岸田ら^[2-4]は，特性曲線法に基づくはりの衝撃塑性曲げの解析法を，材料のひずみ速度効果を考慮した弾/粘塑性はりの構成方程式と関連づけて考察している．さらに茶谷ら^[2-5]は，計装化シャルピー衝撃試験法により動的応力－ひずみ関係を計測することを試みている．これらは応力－ひずみ関係などの材料定数を導くことを主眼にしている．また千田ら^[2-6]は，片持ちはりの先端に弾丸を衝突させる実験を行い，せん断力を考慮した塑性関節の伝ばモデルを用いて動的塑性曲げモーメントを求めている．Aspden ら^[2-7]は，圧縮試験の結果から動的曲げモーメントと曲げ角の関係を導出することを試みている．

第2章 塑性関節モデルに対する動的塑性曲げモーメントの実験的評価

そこで本章では、ひずみの分布などを考慮しないで、材料の変形によるエネルギー吸収という観点から、塑性関節の動特性を評価する手法の一つとして、直接塑性曲げモーメントと変形速度の関係を実験的に導くことを目的とする。落錘式衝撃試験機を使用し、アルミニウム合金および軟鋼の板材に対して三点曲げ試験を行い、変形過程での荷重とたわみを計測した。荷重とたわみの関係から求めた塑性関節による吸収エネルギーと荷重点を塑性関節で置き換え、たわみから換算された曲げ角の関係から全塑性曲げモーメントを求め、三点曲げによる曲げ変形を塑性関節でモデル化することの妥当性を確認する。そして変形速度のパラメータを変形終了時に生じた曲げ角を、変形に要した時間で除した平均曲げ角速度とし、動的な全塑性曲げモーメントとの関係を明らかにする。また板幅や肉厚が全塑性曲げモーメントにおよぼす影響や全塑性曲げモーメントと降伏応力との関係について検討する。

2.2 衝撃三点曲げ試験

2.2.1 試験片

試験片の形状は Table 2.1 に示されるように 6 種類である。材質はアルミニウム合金 (JIS A6063S) と軟鋼 (JIS SS400) の 2 種類である。軟鋼の試験片にのみ 650°C に 1 時間保持後炉冷する焼きなまし処理を施した。JIS13B 号試験片 (Fig. 2.1) を用いた静的引張試験から得られた公称応力 - 公称ひずみ線図を Fig. 2.2 に示す。この結果からアルミニウム合金の降伏応力は 188MPa, 軟鋼の降伏応力は 226MPa である。

2.2.2 試験装置および試験方法

Fig. 2.3 に示されるような 200mm 離れた支持部の上に載せた試験片の中央に衝撃体を落下衝突させる衝撃三点曲げ試験を行った。衝撃体は軟鋼棒を用い、直径 15mm, 長さ 500mm, 質量 0.7kg であり、先端は 60°の角度を有するくさび状になっている。なお、衝撃体の先端が試験片の長手方向に対して直角に衝突するように注意して実験を行った。

試験荷重は衝撃体の長さ方向中央に貼られたひずみゲージ (共和電業, KSP-2-120-E4) の出力から算出される。ひずみゲージの仕様を Table 2.2 に示す。なお、衝撃体の軸に関して対称な位置にひずみゲージを接着し、これらを直列に接続することにより、衝撃体の曲げ変形による影響を取り除いた。そして衝撃体先端の荷重履歴 $F(t)$ は衝撃体中央のひずみ履歴 $\varepsilon(t)$ を一次元波動伝播理論から導いた次式^[2-8]から求める。

$$F(t) = AE\{\varepsilon(t + l/2C) \cdot H(t + l/2C) + \varepsilon(t - l/2C) \cdot H(t - l/2C)\} \quad (2.1)$$

$$C = \sqrt{E/\rho} \quad (2.2)$$

また $H(t)$ はステップ関数であり、 A, E, l および ρ はそれぞれ衝撃体の断面積、ヤング率、長さおよび密度を示し、 t は時刻を示す。

衝撃体と接触している時間内において、試験片の荷重点のたわみは衝撃体の移動量と一致するものとし、衝撃体に取り付けたマーカの移動量を光学式変位計 (Zimmer, 100BF) を用いて非接触に測定した。この光学式変位計は光学レンズを使用し、レンズ視野内の白と黒に塗り分けたマーカの境界線の移動量を電気信号に変換するものである。またレンズを交換することにより、測定範囲を変えることができる。本実験では、100mm まで測定可能な焦点距離が 1080mm の 100-10 型レンズを使用した。

ひずみゲージの出力は動ひずみ計 (日本電気三栄, 6M91) を経て、波形記憶装置 (オートニクス, APC-204; 記憶容量 64kword, 分解能 12bit, 最短サンプリングレート 1μs) により AD 変換された後、保存される。光学式変位計からの出力についても、波形記憶装置に保存される。この後パーソナルコンピュータ (EPSON, 286VG) によ

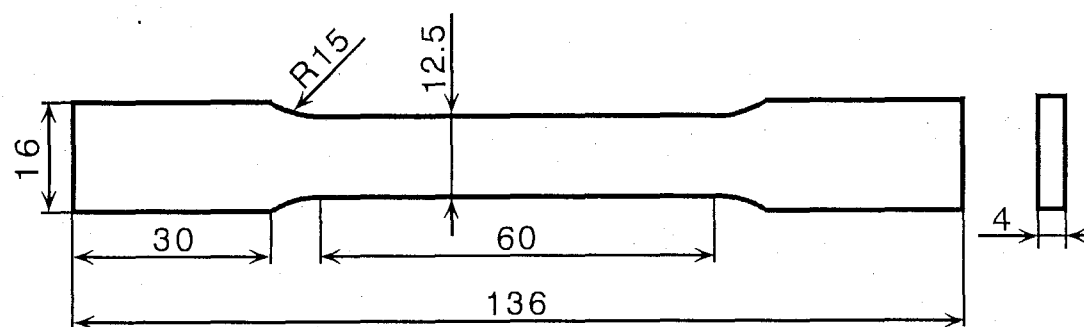
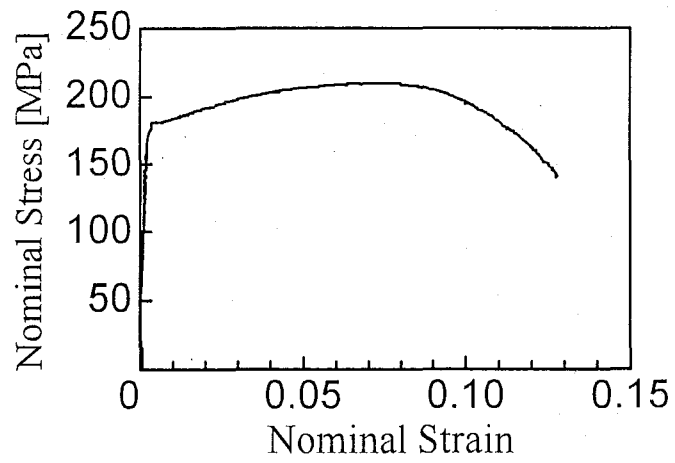


Fig. 2.1 Specimen for tensile test

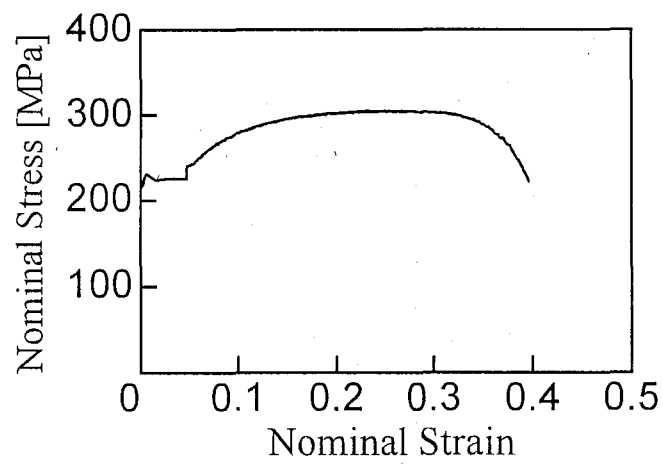
Table 2.1 Specimen for bending tests

Specimen type	AN2	AN3	AN4	AW2	AW3	AW4
Material	Aluminum alloy (JIS A6063S)					
Length [mm]	330					
Width [mm]	10			15		
Thickness [mm]	2	3	4	2	3	4

Specimen type	SN2	SN3	SN4	SW2	SW3	SW4
Material	Mild steel (JIS SS400)					
Length [mm]	330					
Width [mm]	10			16		
Thickness [mm]	2	3	4	2	3	4



(a) Aluminum Alloy (A6063S)



(b) Mild Steel (JIS SS400)

Fig. 2.2 Nominal stress - nominal strain curve

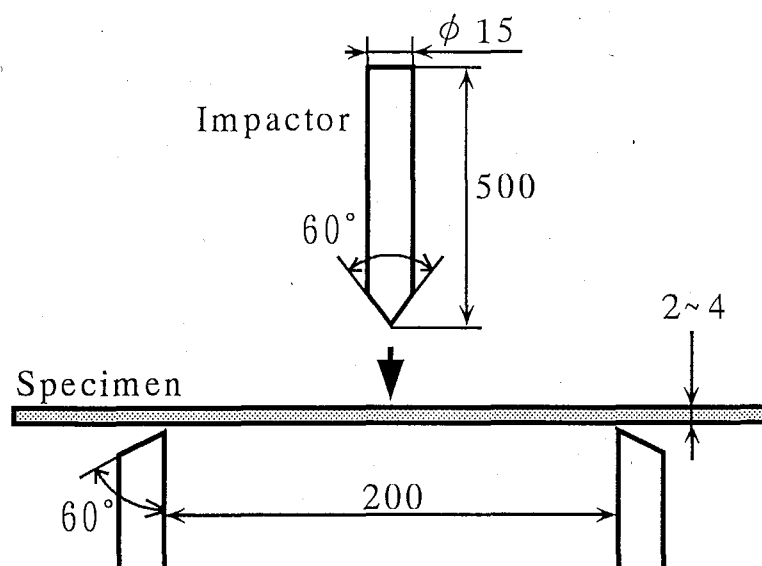


Fig. 2.3 Dynamic three - point bending test

Table 2.2 Specification of strain gage

Type	KSP-2-120-E4
Gage length	2mm
Gage resistance	$118.6 \Omega \pm 2\%$
Gage factor	$127 \pm 3\%$

り波形記憶装置に保存されたデータを処理する。測定に用いた装置の構成の概要を Fig. 2.4 に示す。

また比較のため静的三点曲げ試験を材料試験機 (INSTRON, 8501) により行った。静的試験のたわみ速度は 0.22mm/s とし、最終たわみ量を 80mm とした。INSTRON 試験機の概要および仕様をそれぞれ Fig. 2.5 および Table 2.3 に示す。INSTRON 試験機はパソコンによって制御されている。試験中の変位と荷重のデータは、0.2 秒毎に INSTRON 試験機内蔵のバッファメモリ内に記録される。そして試験終了後に GP - IB を通じてデータはパソコンに転送され、変位と荷重の数値データが得られる。データ転送の概略を Fig. 2.6 に示す。

2.2.3 試験結果

試験結果の一例として、たわみおよび荷重履歴の測定結果の一例を Fig. 2.7 に、これより時間を消去して求めた荷重 - たわみ線図を Fig. 2.8 にそれぞれ示す。アルミニウム合金および軟鋼の場合ともに荷重履歴に、周期が 0.5ms 以下の高次の振動と周期が 2.5ms 程度の低次の振動がみられる。

高次の振動は変形が進行すると減衰しており、衝撃棒の振動などが要因であると考えられる。また荷重を式 (2.1) より求める際に、高速フーリエ変換 (FFT) を用いた数値ラプラス変換を行い、離散化されたデータを取り扱う数値計算を行っているために、応力波の反射波の影響が完全に打ち消されず、衝突直後の荷重履歴に高次の振動がのり、また、荷重が負の値になってしまうことがあると考えられる。

低次の振動の周期は、同じ寸法の試験片に対して衝撃速度を変えて試験を行った場合も、ほぼ同じであった。また試験片の幅を変えた場合も周期は変化しなかった。しかし試験片の板厚を変化させると周期は変化し、その周期は、ほぼ板厚に反比例していることが分かった。ここで一様断面はりの横振動数 f は、

$$f = \frac{\lambda^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (2.3)$$

と表せる。ここで、 l は長さ、 E は縦弾性係数、 I は断面二次モーメント、 ρ は密度、 A は断面積をそれぞれ示す。また、 λ は振動数係数であり、支持条件や振動の次数によって定まる値である。幅 b 、肉厚 h の長方形断面のはりの横振動数は、式 (2.3) より

$$f = \frac{\lambda^2 h}{4\sqrt{3}\pi l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.4)$$

となる。ここでアルミニウムと軟鋼とでは縦弾性係数と密度の比がともに 2.6×10^7 と等しいので、肉厚および支持条件が同じであれば振動数は等しくなる。また、1 次の振動数係数は両端支持の場合、 $\lambda = \pi$ 、また両端固定の場合、 $\lambda = 4.73$ である。Table 2.4 に式 (2.4) より得られる各周期と実験から得られた周期をまとめて示す。Table 2.4

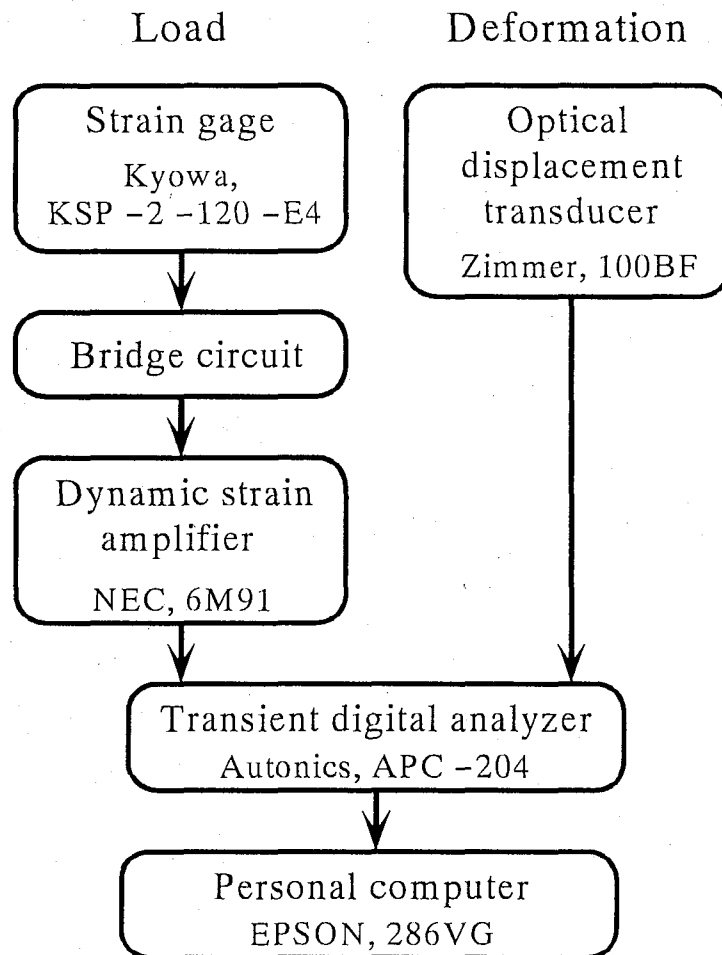


Fig. 2.4 System of measurement

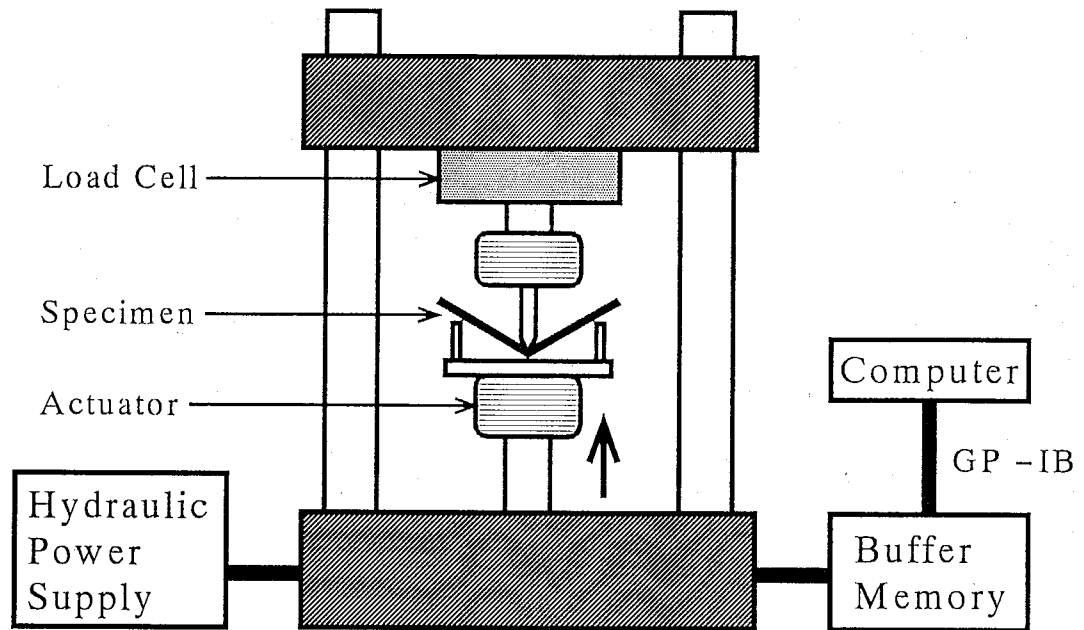


Fig. 2.5 INSTRON 8501

Table 2.3 Specification of INSTRON 8501

Static load capacity	$\pm 120\text{kN}$
Loading system	Electronic hydraulic servo
Actuator stroke	$\pm 50\text{mm}$
Control system	all digital

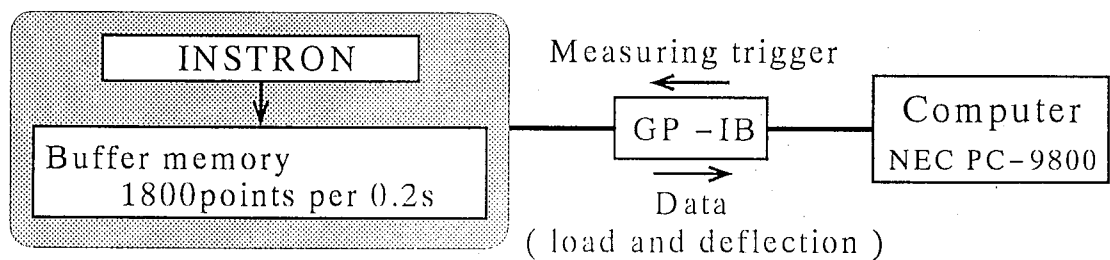
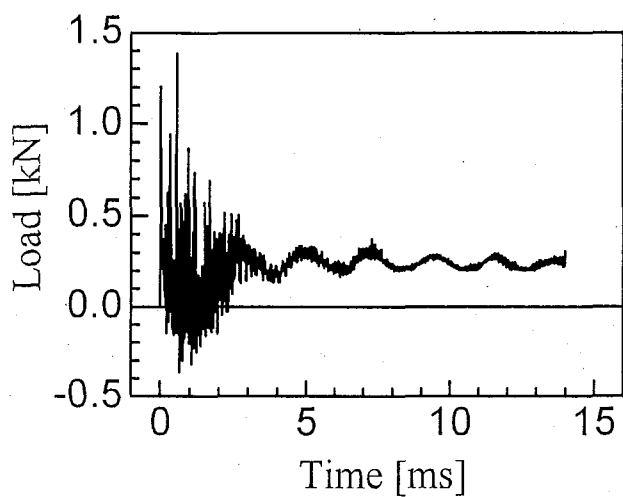
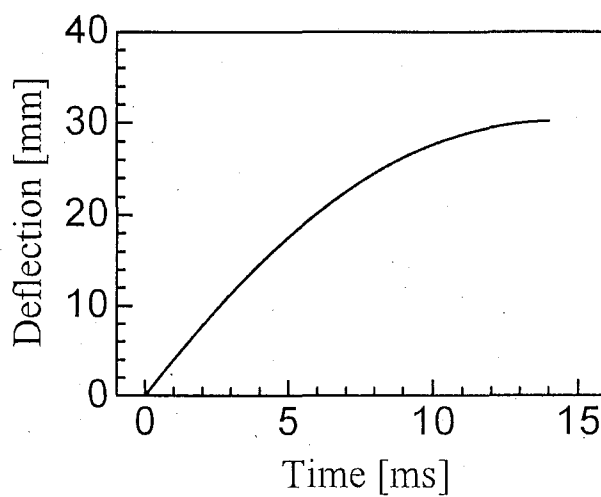


Fig. 2.6 Data acquisition system

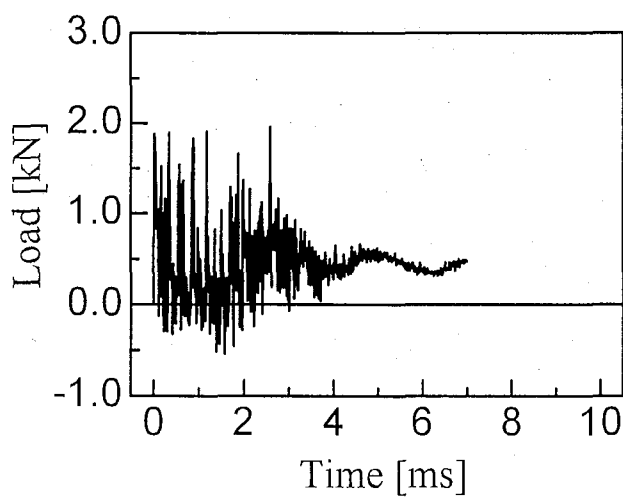


(a1) Load Variation in Time

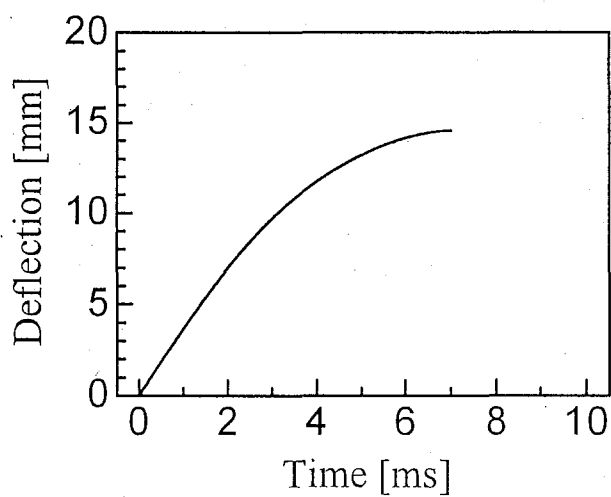


(b1) Deflection Variation in Time

(Specimen ID : AW4, Impact Velocity : 4m/s)



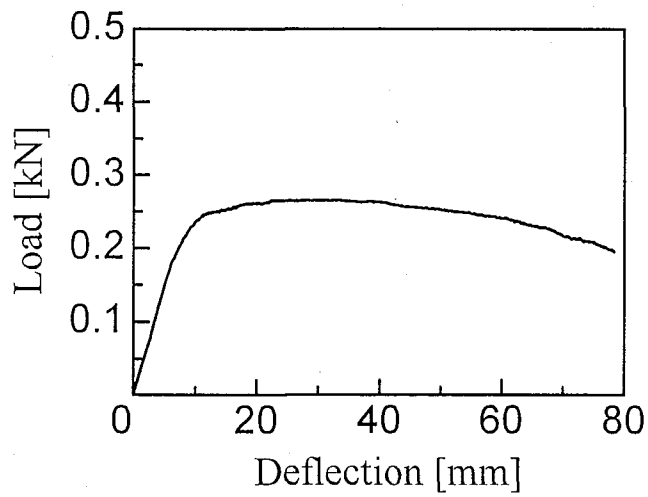
(a2) Load Variation in Time



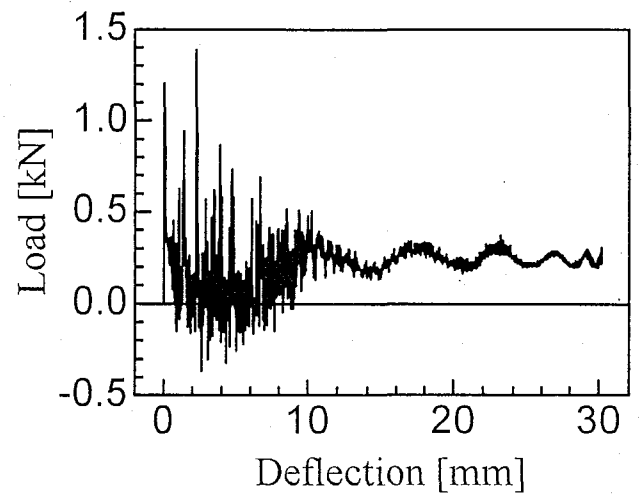
(b2) Deflection Variation in Time

(Specimen ID : SW4, Impact Velocity : 4m/s)

Fig. 2.7 Load and deflection variations in time

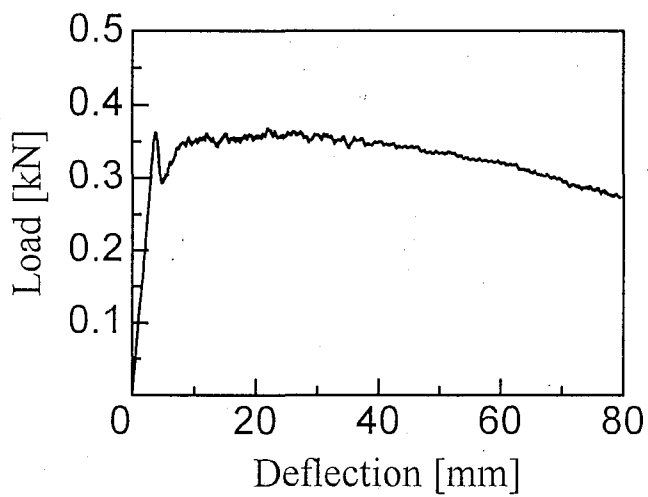


(a1) Static

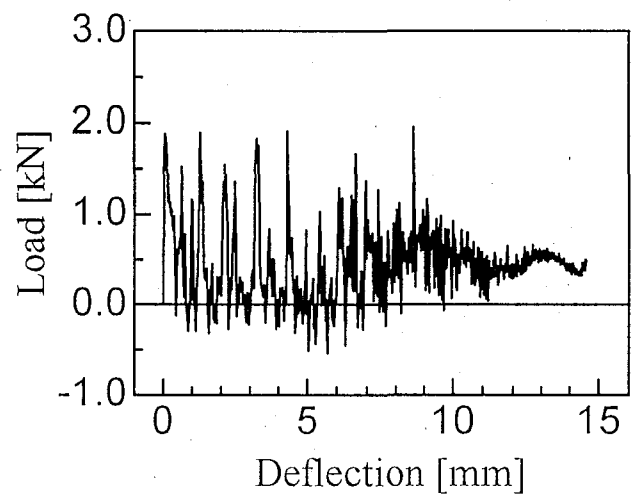


(a2) Dynamic (Impact Velocity 4m/s)

(Specimen ID : AW4)



(b1) Static



(b2) Dynamic (Impact Velocity 4m/s)

(Specimen ID : SW4)

Fig. 2.8 Load deflection relationship

より実験から得られた低次の振動の周期は両端固定はりと両端支持はりのそれぞれ横振動の1次固有振動数の間の値になっている。また、式(2.4)より長方形断面のはりの横振動数は幅には関係なく、肉厚に比例することも分かる。したがって実験から得られる振動は一様断面はりの横振動と同じ傾向を示すので、荷重履歴に見られる低次の振動は試験片の横振動によるものと考えられる。

Table 2.4 Period of transverse vibration

Thickness	Simply support	Fixed support	Experiment
2mm	8.6ms	3.8ms	5.2ms
3mm	5.7ms	2.5ms	3.7ms
4mm	4.3ms	1.9ms	2.5ms

2.3 塑性関節による試験結果の評価

2.3.1 塑性関節による吸収エネルギー

衝撃三点曲げ試験において試験片が変形している様子を Fig. 2.9 に示す。試験片は荷重点を中心に左右対称に変形している。荷重点付近は若干の曲率で曲がっているが、そのほかの部分はほとんど変形していない。また試験片が支持台から離れていないこともわかる。そこで三点曲げ試験による変形を Fig. 2.10 のように、荷重点付近のみが塑性変形すると仮定し、その部分を塑性関節で、荷重点部分以外を剛体とするモデルを考える。すると塑性関節の曲げ角 $\theta(t)$ と荷重点でのたわみ $\delta(t)$ との間に、幾何学的関係より次式が成立する。

$$\theta(t) = 2 \tan^{-1} \left(\frac{2\delta(t)}{L} \right) \quad (2.5)$$

ここで L はスパンを表す。

また、曲げ角履歴 $\theta(t)$ を時間で微分することにより、関節の曲げ角の速度 (以降曲げ角速度という) $\dot{\theta}(t)$ が求められる。本試験では落錘式衝撃試験機を使用しているため、変形過程の曲げ角速度は一定になっていない。そこで変形終了時に生じた曲げ角 θ_0 を変形に要した時間 T_0 で除した値を平均曲げ角速度 $\dot{\theta}_{ave}$ と定義し、変形速度のパラメータとして用いることにする。したがって、 $\dot{\theta}_{ave}$ は次式のように表すことができる。

$$\dot{\theta}_{ave} = \frac{\theta_0}{T_0} \quad (2.6)$$

試験から得られた荷重-たわみ線図を数値積分することにより、塑性関節が吸収したエネルギーとたわみとの関係を導くことができる。そして、式(2.5)を用いてたわみを塑性関節の曲げ角に変換することにより吸収エネルギーと曲げ角の関係を求めることができる。吸収エネルギー E_a と曲げ角 θ との関係の一例を Fig. 2.11 に示す。アルミニウム合金の場合、両者の関係は静的と衝撃試験とのいずれにおいてもほぼ一致し、試験片の板厚が厚くなると吸収エネルギーは大きくなる。また試験片幅についても同様である。しかし軟鋼の場合、静的試験結果より衝撃試験結果の方が吸収エネルギーは増加し、衝撃速度が速くなるほど増加の割合は大きくなっている。また、試験片の板厚および幅の影響はアルミニウム合金と同様の傾向にあることがわかる。ここで中立面が板厚の中央で移動しないとすれば、試験後の試験片の曲率と変形時間から表面でのひずみ速度を見積もることができる。試験片がSW2の場合、衝撃速度が4m/sではひずみ速度は2s⁻¹、8m/sでは7s⁻¹であるので、衝撃速度の変化以上に変形速度の効果が実験結果に現れている。また、Aspdenら^[2-7]によって行われた曲げ試験から得られた動的曲げモーメント-曲げ角度曲線から曲げ角が20度に

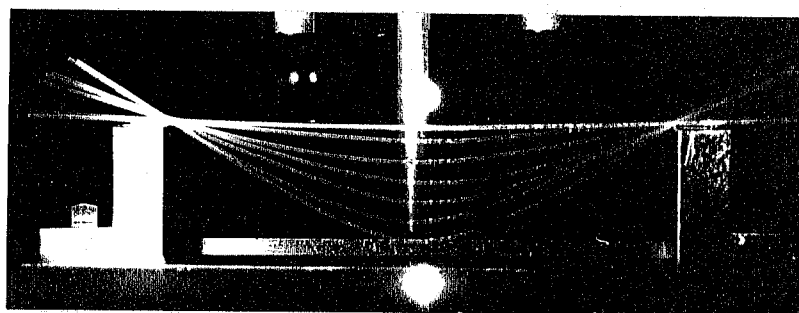


Fig. 2.9 Deflection of specimen from impact test

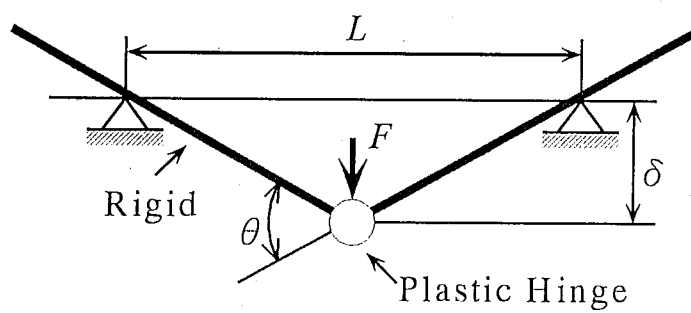
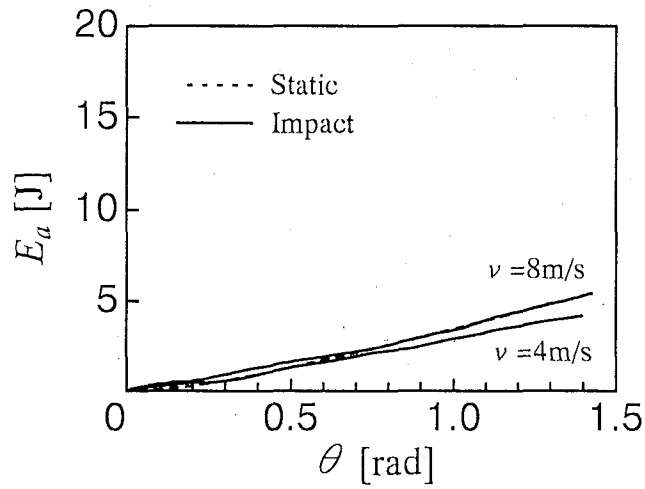
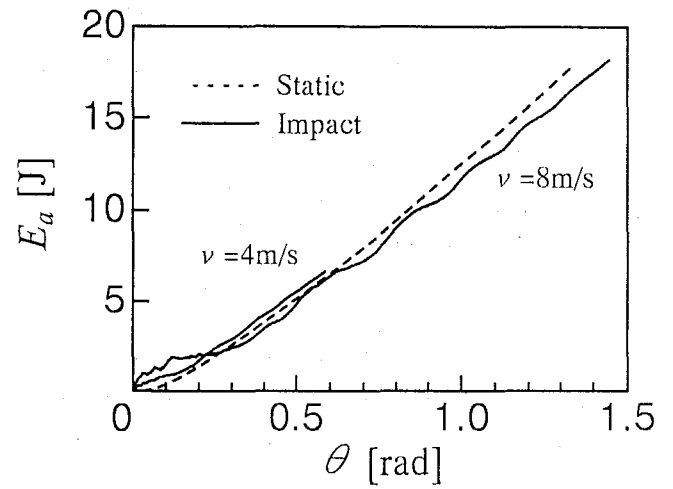


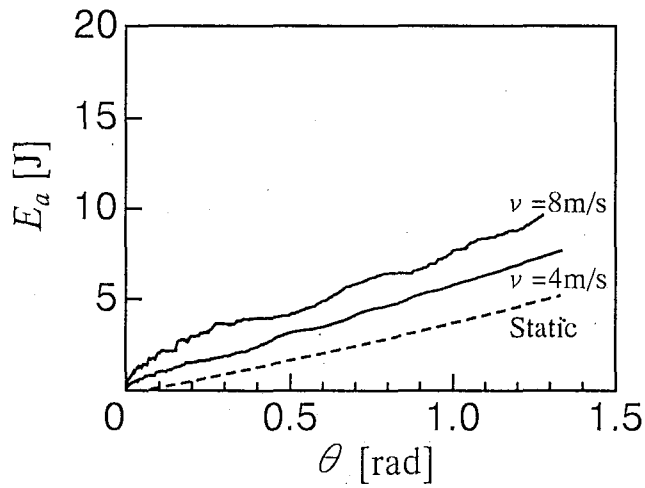
Fig. 2.10 Deflection model using plastic hinge



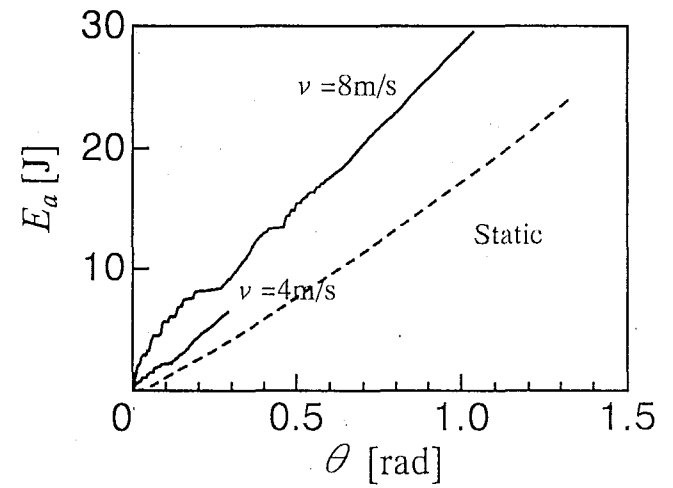
(a1) Specimen ID : AW2



(a2) Specimen ID : AW4



(b1) Specimen ID : SW2



(b2) Specimen ID : SW4

Fig. 2.11 Absorbed energy - bending angle curve (v : Impact velocity)

おいて、ひずみ速度が 12s^{-1} の場合、静的に比べて曲げモーメントは約 1.3 倍になっている。それに比べ本試験から得られる吸収エネルギーは、衝撃速度が 8m/s の場合静的試験の 1.5~2 倍と変形速度の効果がより顕著に現れている。ここで Campbell ら^[2-10]の動的引張試験から、下降伏応力や引張強さに比べ、上降伏応力に動的な効果が強く現れ、静的に比べてひずみ速度が 10s^{-1} のとき約 1.8 倍となる結果が得られている。また Aspden ら^[2-7]の曲げモーメント-曲げ角度曲線と異なり、静的三点曲げ試験から得られた荷重変形曲線には、降伏後の荷重の低下が見られず、塑性変形が開始した荷重を維持して変形が進行していた。これらのことから、本試験の結果は上降伏応力に強く依存しており、Aspden ら^[2-7]の結果に比べ動的の効果が強く現れたものと思われる。また吸収エネルギーを算出する際には慣性力の影響を考慮していないので、アルミニウム合金に比べ密度が 3 倍である軟鋼では、衝撃棒が与えたエネルギーが、試験片の運動に消費されている可能性もあり、変形による吸収エネルギーを高め評価していることも考えられる。

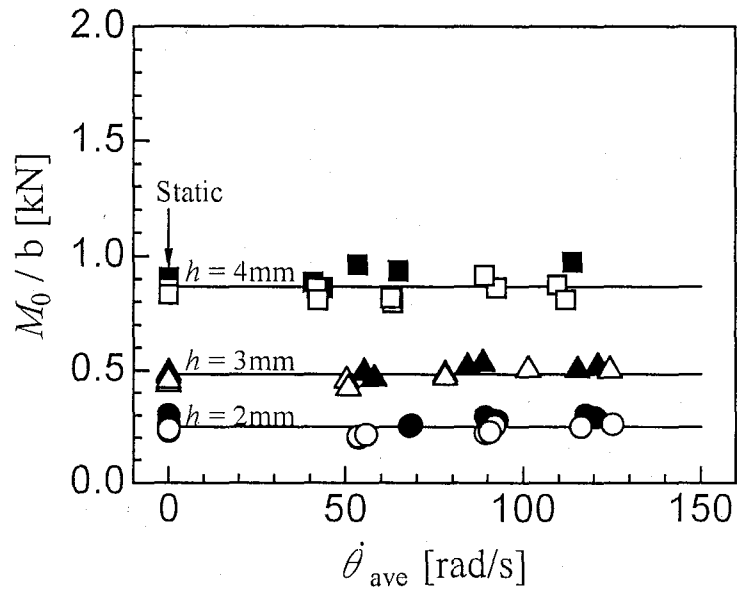
Fig. 2.11 よりアルミニウム合金および軟鋼ともに吸収エネルギー E_a と曲げ角 θ は正比例していると思なすことができるので、 M_0 を比例定数として、次式のように表すことができる。

$$E_a = M_0 \theta \quad (2.7)$$

また塑性関節が吸収するエネルギーは、全塑性曲げモーメントと塑性関節の曲げ角との積で表すことができる。したがって式 (2.7) は塑性関節の吸収エネルギーを求める式と一致しており、本試験における試験片の変形を塑性関節モデルで置き換えることが妥当であることが分かる。また吸収エネルギーと曲げ角の関係を示す比例定数 M_0 は全塑性曲げモーメントになり、曲げ角には無関係で、曲げ角速度により変化する値と思なす。そこでそれぞれの試験片の吸収エネルギーと曲げ角の関係から、最小二乗法により M_0 を求める。

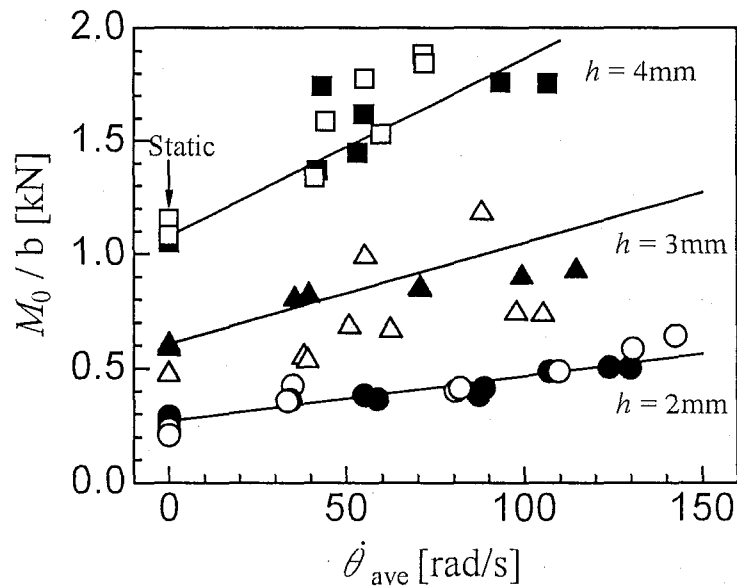
2.3.2 動的全塑性曲げモーメントの評価

Fig. 2.12 に試験片の単位幅当たり、すなわち塑性関節の単位長さ当たりの動的全塑性曲げモーメント M_0/b と平均曲げ角速度 $\dot{\theta}_{ave}$ の関係を示す。ここで b は試験片の幅を示す。単位長さ当たりの動的全塑性曲げモーメントに換算して試験結果を整理すると、アルミニウム合金および軟鋼ともに、試験片幅が異なってもほぼ同一直線上にあると思なすことができ、動的全塑性曲げモーメントは塑性関節の長さに比例していることがわかる。アルミニウム合金の場合、動的全塑性曲げモーメントの値は、曲げ角速度に関わらずほぼ一定であり、試験片の板厚が厚い方が大きくなっている。一方軟鋼では、曲げ角速度が大きくなると動的全塑性曲げモーメントは増加し、その増加の割合は板厚が厚い方が大きくなっている。また、Fig. 2.12 よりアルミニ



(a) Aluminum Alloy (A6063S)

● : AN2, ○ : AW2, ▲ : AN3, △ : AW3, ■ : AN4, □ : AW4



(b) Mild Steel (SS400)

● : SN2, ○ : SW2, ▲ : SN3, △ : SW3, ■ : SN4, □ : SW4

Fig. 2.12 Plastic bending moment versus average bending angular velocity

ウム合金，軟鋼ともに曲げ角速度がゼロに近づくにつれ，静的三点曲げ試験の結果に漸近することから，静的全塑性曲げモーメントは動的全塑性曲げモーメントの曲げ角速度がゼロの場合と等しく，静的と動的とを区別なく扱うことができ，本試験で得られた結果は，ほぼ妥当であることがわかる．今後 M_0 は静的動的を区別することなく，全塑性曲げモーメントを意味する．

そこで Fig. 2.13 に単位長さ当たりの全塑性曲げモーメントを試験片の板厚 h の2乗で除した M_0/bh^2 と平均曲げ角速度 $\dot{\theta}_{ave}$ との関係を示す．試験結果に若干のばらつきがあるものの，アルミニウム合金および軟鋼ともに試験片の幅および厚さの寸法に関係なく，試験結果はほぼ一直線上に並ぶ．図中に示した破線は最小二乗法により求めた結果である．そこで曲げ角速度に対する全塑性曲げモーメントの実験式を以下のように求めることができる．

$$M_0/bh^2 = m_s(1 + \alpha\dot{\theta}_{ave}) \quad (2.8)$$

アルミニウム合金の場合 $m_s = 54.1\text{MPa}$

$$\alpha = 0.0\text{s}$$

軟鋼の場合 $m_s = 67.3\text{MPa}$

$$\alpha = 7.3 \times 10^{-3}\text{s}$$

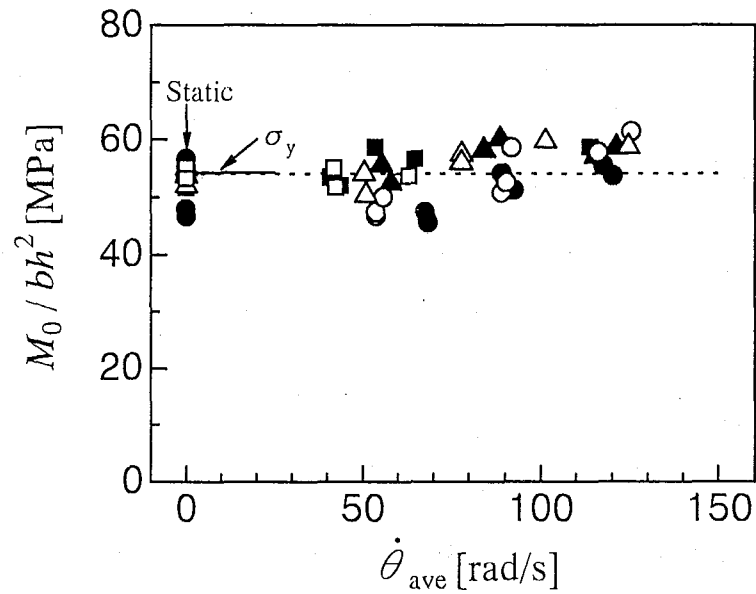
この結果は，ひずみ速度依存性はアルミニウムについては見られなく，軟鋼については顕著に見られるという従来の定説と一致する．また静荷重下での全塑性曲げモーメント M_0^T は，ミーゼスの降伏条件より静的一軸引張による降伏応力 σ_y を用いて，

$$M_0^T = \frac{\sigma_y}{2\sqrt{3}}bh^2 \quad (2.9)$$

と表される^[2-9]．そこで静的引張試験から得られた降伏応力を持ちいて，式(2.9)から M_0^T/bh^2 を求めた結果を Table 2.5 に示す．Table 2.5 よりアルミニウムおよび軟鋼ともに衝撃試験の結果が曲げ角速度がゼロに近づくにつれ，静的試験の結果に漸近することからも，式(2.8)の m_s と式(2.9)から得られる結果はほぼ一致し，式(2.8)の m_s を静的引張試験より得られる降伏応力から求めることができる．

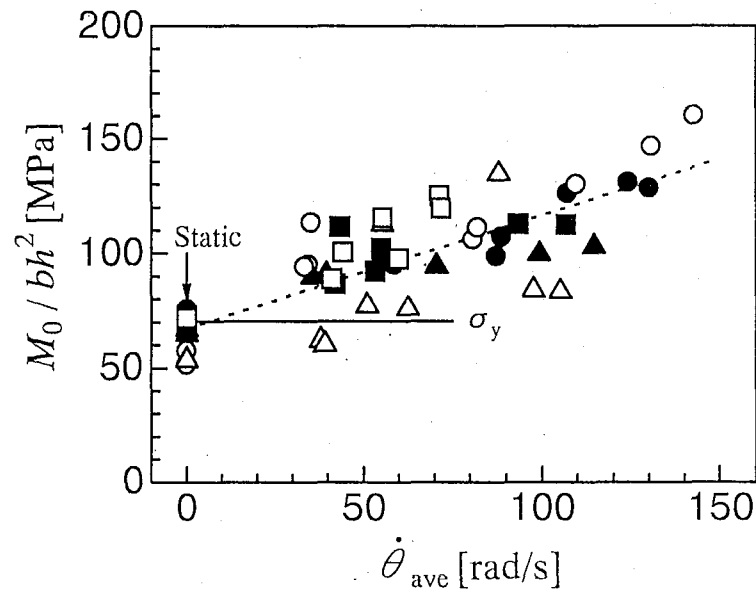
Table 2.5 Comparison of plastic bending moment

	σ_y	M_0^T/bh^2	m_s of eq.(2.8)
Aluminum ally	188MPa	54.3MPa	54.1MPa
Mild steel	226MPa	65.2MPa	67.3MPa



(a) Aluminum Alloy (A6063S)

● : AN2, ○ : AW2, ▲ : AN3, △ : AW3, ■ : AN4, □ : AW4



(b) Mild Steel (SS400)

● : SN2, ○ : SW2, ▲ : SN3, △ : SW3, ■ : SN4, □ : SW4

Fig. 2.13 Plastic bending moment versus average bending angular velocity
(σ_y : Yield stress by static tensile test)

2.4 結言

薄板の衝撃曲げ変形を塑性関節でモデル化する際に必要となる全塑性曲げモーメントと変形速度との関係を明らかにするために、アルミニウム合金および軟鋼の板材を用いて落錘式試験機により衝撃三点曲げ試験を行った。

その結果、静的および衝撃荷重下ともに板材の変形により吸収されたエネルギーと荷重点に塑性関節が生じると仮定したモデルに基づいて求めたと曲げ角は、ほぼ比例しており、三点曲げによる曲げ変形を塑性関節モデルで置き換えることの妥当性を確認した。次に塑性関節が吸収したエネルギーと曲げ角との関係から全塑性曲げモーメント M_0 を求めた。単位長さ当たりの全塑性曲げモーメントは板厚の2乗に比例するので、 M_0/bh^2 を用いて実験結果を評価した。変形速度パラメータとして用いた平均曲げ角速度との関係から、 M_0/bh^2 はアルミニウム合金では曲げ角速度によらず一定の値となり、軟鋼では曲げ角速度が速くなると上昇した。この結果は、ひずみ速度依存性はアルミニウムについては見られなく、軟鋼については顕著に見られるという従来の定説と一致する。曲げ角速度がゼロに近づくにつれ、衝撃曲げ試験から得られた全塑性曲げモーメントは、静的曲げ試験から得られる全塑性曲げモーメントおよび静的引張試験より得られた降伏応力から求められた全塑性曲げモーメントに漸近し、本試験で得られた結果が、ほぼ妥当であることがわかる。そして材料自身の特性ではないが、塑性関節の動特性を評価する手法の一つとして、曲げ角速度と M_0/bh^2 の関係から変形速度を考慮した全塑性曲げモーメントを求める実験式を導くことができた。

<参考文献：第2章>

- [2-1] 林卓夫, 田中吉之助, 「衝撃工学」, 日刊工業新聞社, (1988), p.169-190.
- [2-2] B.Rawlings, The Dynamic Behavior of Mild Steel in Pure Flexure, *Proceeding of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical*, No.275, (1963), p.528-543.
- [2-3] R.G.Davies and C.L.Magee, The Effect of Strain Rate upon the Bending Behavior of Materials, *Journal of Engineering Materials and Technology*, No.99, (1977), p.47-51.
- [2-4] 岸田敬三, 中川憲治, 横山隆, はりの衝撃塑性曲げ, 日本航空宇宙学会誌, Vol.27, No.305, (1979), p.394-398.
- [2-5] 茶谷明義, 放生明広, 立矢宏, 侯培紅, 中井信隆, 衝撃3点曲げによる動的応力-ひずみ関係の測定法, 日本機械学会第72期全国大会講演論文集(I), No.940-30, (1994-8), p.502-504.
- [2-6] 千田香苗, 岸田敬三, 片持ちはりの衝撃曲げの研究, 日本機械学会論文集, Vol.31, No.225, (1965), p.715-724.
- [2-7] R.J.Aspden and J.D.Campbell, The Effect of Loading Rate on the Elasto - Plastic Flexure of Steel Beams, *Proc.R.Soc.London Ser.A, Proceeding of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical*, No.290, (1966), p.266-285.
- [2-8] 足立忠晴, 坂上啓, 宇治橋貞幸, 松本浩之, 繰り返し衝撃をうける CFRP 積層板の損傷評価, 日本機械学会論文集(A編), Vol.57, No.535, (1991), p.569-575.
- [2-9] 益田森治, 室田忠雄, 「改訂 工業塑性力学」, 養賢堂, (1980), p.253-254.
- [2-10] J.D.Campbell and R.H.Cooper, Yield and flow of low-carbon steel at medium strain rates, *Proceeding of the Conference on the Physical Basis of Yield and Fracture*, Institute of Physics and Physical Society, London, 77-87, (1966).

第 3 章

塑性関節による薄肉管の静的軸圧潰特性の解析

3.1 緒言

自動車の構造は、衝突の際、構造の変形により運動エネルギーを効率良く吸収し、客室の変形を抑え乗員の安全を確保するという性能を要求されている。そのため、設計時においてあらかじめ部材の圧潰による吸収エネルギー量の予測が必要となる。そこで例えば計算機シミュレーションにより車体^[3-1]などに対する解析が行われている。また構造の基本形である円管や角管の衝撃軸圧潰に対して実験^{[3-2]~[3-5]}および理論^{[3-6][3-7]}や数値的な手法^{[3-8]~[3-11]}により解析が行われている。衝撃荷重に対する理論解析として Jones ら^{[3-6][3-7]}は静荷重に対する理論解析に用いた塑性関節モデルに降伏応力の上昇を考慮して衝撃荷重下での平均圧潰応力を求めることを試みている。このように衝撃荷重に対する解析を行うには、あらかじめ圧潰の基本的な特性を明らかにしておく必要がある。円管^{[3-12]~[3-14]}や角管^{[3-15][3-16]}などの静的軸圧潰に対する平均圧潰応力が解析的に導かれているが、薄肉管の圧潰過程においてしわの形成とともに荷重は上下に変動するので平均圧潰応力だけではなく変形過程での荷重変形関係を求める必要がある。また変形モードと平均圧潰応力との関係や材質がエネルギー吸収特性におよぼす影響という観点については考察があまり行われていない。

そこで本章は、薄肉管の衝撃圧潰に対する解析の準備段階として、塑性関節モデルを用いて圧潰現象を評価できるかを確認するために、また軸圧潰の基本特性を考察するために、静荷重を受けて軸圧潰した場合の薄肉断面部材の基本形である円管および正方形管の圧潰特性について、理論的および実験的に解析した。まずアルミニウムおよび軟鋼製の大きさのほぼ等しい円管および正方形管を用いて静的試験を行った。そして圧潰過程で測定された荷重 - 変形線図と圧潰モードとの関係、また荷重 - 変形線図から求めた薄肉管が吸収したエネルギー量を変形した部分の質量で除した単位質量当たりの吸収エネルギーに対する変形モード、試験片の断面形状あるいは材質の影響について明らかにし、衝撃圧潰と比較するための基礎的データを

第3章 塑性関節による薄肉管の静的軸圧潰特性の解析

得た。また理論解析では、実験から得られた圧潰挙動を参考にし、静的軸圧潰を塑性関節でモデル化した J.M.Alexander^[3-13], W.Johnson ら^[3-14]および W.Abramowicz^[3-15]のそれぞれの圧潰モードに対する理論解析を改良し、平均圧潰応力および荷重 - 変形線図を求めた。そして実験結果と比較し、理論結果の妥当性を確認した。

3.2 静圧潰試験

3.2.1 試験片

円管と正方形管の形状の異なる2種類の試験片を製作した。試験において圧潰が数周期繰り返して行われるのに十分であり、かつオイラー座屈が起こらないように試験片の軸方向長さを100mmとした。材質はひずみ硬化の影響の少ないと言われているアルミニウム合金(A6063)と、ひずみ硬化の影響が大きいと言われている軟鋼(SS400)の2種類である。

円管の内径は30mmとして変化させず、肉厚の異なる試験片を用意した。円管の試験片の寸法の詳細をTable 3.1にまとめる。なお、すべての試験片は旋盤加工により製作された。内側を切削して内径を30mm(シリンダーゲージによる測定)にした後、外側をそれぞれ所定の肉厚になるまで(ダイヤルゲージによる測定)切削した。円管の内側を切削する際、心押し台側の剛性の不足から生じた変形のため、チャック側と心押し台側とで内径にやや違いがみられた。しかし、その内径の違いは試験片両端で10 μ m程度であり、実験には大きな影響は与えないものと考えた。また、試験片の端部を心押し台で押さえて切削するので、外径は内径よりも精度良く製作することができた。

正方形管の断面の内側の一辺の長さは、アルミニウム合金の場合、27.2mm、軟鋼の場合、29.0mmであり、肉厚の異なる試験片を用意した。正方形管の試験片の寸法の詳細をTable 3.2にまとめる。肉厚の異なる試験片は、フライス盤により外表面を削ることにより製作された。なお内側の表面については加工を施していない。加工する際には管の内側に四角柱の中子を入れ、切削時に生じる管の変形を防いだ。肉厚がアルミニウム合金の場合1.40mm、軟鋼の場合1.50mmの試験片については外表面を削ることなく、試験に供した。また軟鋼製管は、1枚の板を箱型に折り曲げ、Fig. 3.1に示すように側面の中央で溶接することにより製作されている。そこで、溶接による残留応力および製作時に生じる加工硬化を取り除くために、650°Cで1時間保持し、その後炉冷する焼きなまし熱処理を行った。この熱処理は軟鋼製円管に対しても行われている。

最大圧潰荷重および平均圧潰荷重などの圧潰特性を示す値の基準として、材料の降伏応力 σ_y を用いることが多い。そこで引張試験を行った。引張試験に使用する試験片は、アルミニウム合金の場合、圧潰試験に用いる正方形管から製作したJIS規格13B号試験片(Fig. 3.2)であり、軟鋼の場合SS400の丸棒から作成したJIS規格14A号試験片(Fig. 3.3)である。なお軟鋼の試験片に対して圧潰試験に使用する試験片に対して行った同じ熱処理を施している。

引張試験から得られる公称応力 - 公称ひずみ線図をFig. 3.4 および Fig. 3.5 にそ

Table 3.1 Dimensions of specimens for circular tubes

Specimen ID.	Axial Length L [mm]	Inner Radius R [mm]	Thickness h [mm]	Width Ratio R/h	Material
C*A015	100.0	15.0	0.15	100	A6063
C*A020	100.0	15.0	0.20	75	A6063
C*A030	100.0	15.0	0.30	50	A6063
C*A050	100.0	15.0	0.50	30	A6063
C*A075	100.0	15.0	0.75	20	A6063
C*A100	100.0	15.0	1.00	15	A6063
C*A150	100.0	15.0	1.50	10	A6063
C*S030	100.0	15.0	0.30	50	SS400
C*S050	100.0	15.0	0.50	30	SS400
C*S075	100.0	15.0	0.75	20	SS400
C*S100	100.0	15.0	1.00	25	SS400
C*S150	100.0	15.0	1.50	10	SS400

Table 3.2 Dimensions of specimens for square tubes

Specimen ID.	Axial Length L [mm]	Inner Width a [mm]	Thickness h [mm]	Width Ratio a/h	Material
S*A030	100.0	27.2	0.30	90	A6063
S*A050	100.0	27.2	0.50	54	A6063
S*A075	100.0	27.2	0.75	36	A6063
S*A100	100.0	27.2	1.00	27	A6063
S*A150	100.0	27.2	1.40	19	A6063
S*S030	100.0	29.0	0.30	93	SS400
S*S050	100.0	29.0	0.50	56	SS400
S*S075	100.0	29.0	0.75	37	SS400
S*S100	100.0	29.0	1.00	28	SS400
S*S150	100.0	29.0	1.50	19	SS400

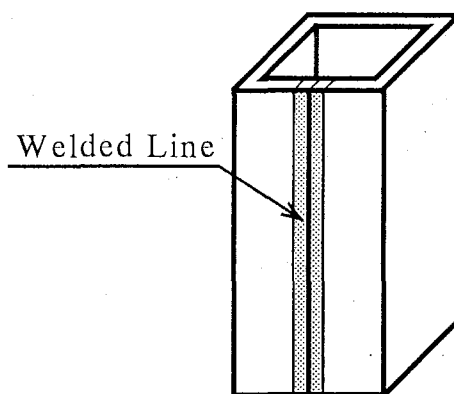


Fig. 3.1 Steel specimen of square tubes

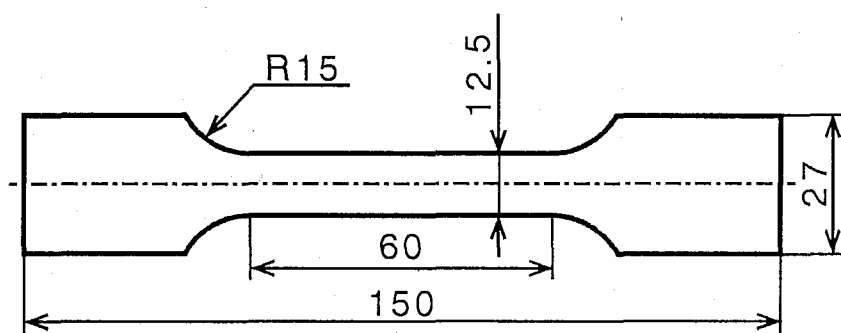


Fig. 3.2 Aluminum specimen for tensile test (13B)

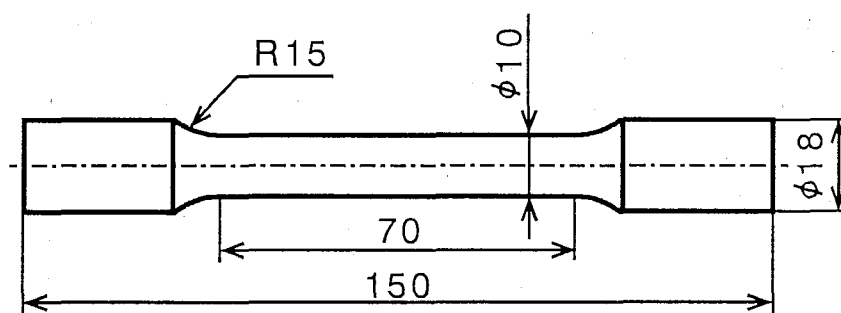


Fig. 3.3 Steel specimen for tensile test (14A)

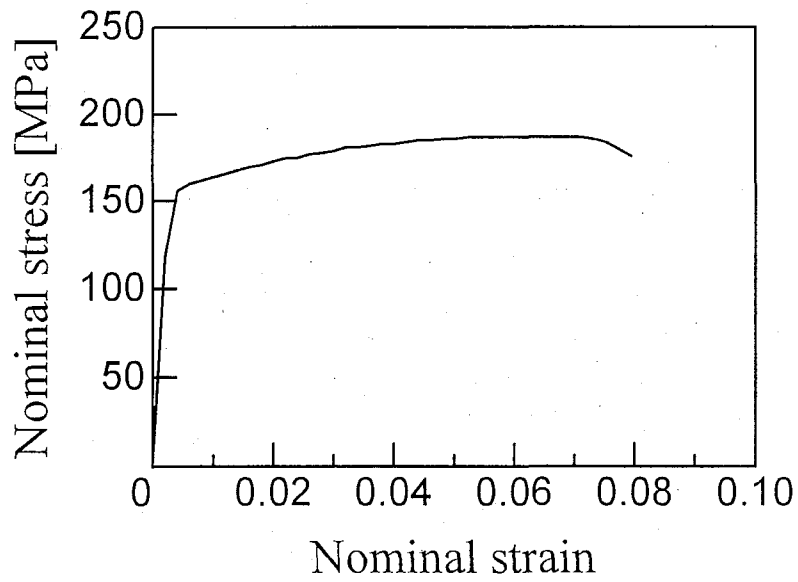


Fig. 3.4 Tensile stress – strain curve of A6063

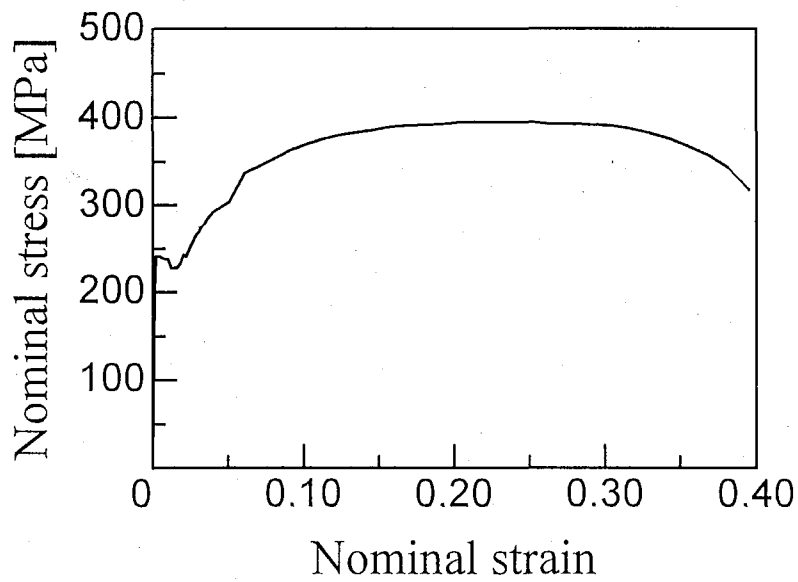


Fig. 3.5 Tensile stress – strain curve of SS400

それぞれ示す。この試験結果からアルミニウム合金の降伏応力は 160MPa, 軟鋼の降伏応力は 227MPa である。

3.2.2 試験方法

INSTRON 材料試験機を用いて、静圧潰試験を行った。INSTRON 試験機のチャックの間に 2 枚の加圧板を介して試験片である円管または正方形管をはさみ、一様軸圧縮荷重をかけ、試験片の全長が 100mm から 40mm になるまで圧潰させた。ここで圧潰の速度は 10mm/min とし、ひずみ速度の影響がでないようにした。また試験片と加圧板との間は油によって潤滑され、加圧板による試験片両端の拘束を和らげている。そして圧潰過程での荷重および変形量を測定した。

3.2.3 円管の試験結果

実験より得られた吸収エネルギー E_a , 最大荷重 F_{max} , 平均圧潰荷重 F_m , 平均圧潰応力 σ_m , 平均圧潰応力の降伏応力 σ_y に対する比 σ_m/σ_y をまとめて Table 3.3 および Table 3.4 にそれぞれ示す。 E_a は荷重 - 変形線図 (以降、潰れ線図と呼ぶ) が作る閉曲線内部の面積から求めた。 F_m は E_a を変形量 (60mm) で除した値、 σ_m は F_m を試験片の断面積で除した値である。

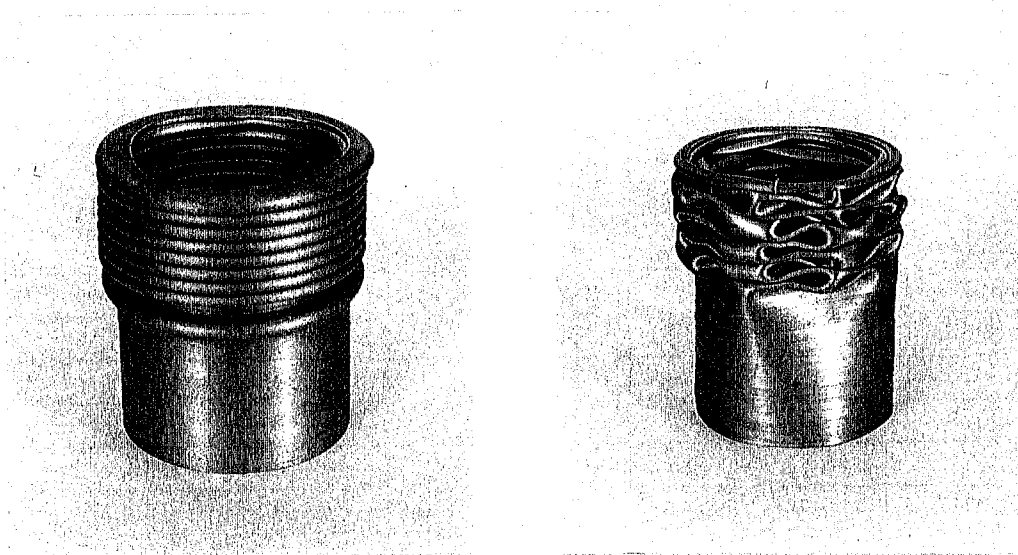
多くの円管は一端に最初の変形が生じ、その後次々に圧潰が起こる逐次圧潰で変形した。最初の圧潰が起こる場所は、試験片を製作したときのチャック側と心押し台側および INSTRON 試験機で軸荷重をかける場合の上下によらず特定することは出来なかった。また一部の試験片は端部から圧潰が起きず、円管の中央部から変形が始まり、その後は逐次圧潰せずに分断した。これは、円管の中央部に肉厚が薄い等の製作する際に生じた初期不整があったためと思われる。ここで逐次圧潰を起こさずに破壊してしまった場合、おなじ肉厚の他の試験片に比べ吸収エネルギーは小さな値となり、逐次圧潰が起きた方がエネルギー吸収の面からは良いと考えられる。圧潰試験において現れた変形モードは、Fig. 3.6 に示すように 2 種類に大きく分けられる。(a) は周方向に断面形状を円形に保ったまま一様な軸対称変形をする場合 (以降、軸対称モードと呼ぶ) であり、(b) は周方向に沿って断面形状が変化する場合 (以降、非軸対称モードと呼ぶ) である。また、非軸対称モードにおいては、周方向波数 n によって更に分類することができる。今回の実験では n は 2 ~ 5 の 3 種類が観察された。これらの変形モードは逐次圧潰の途中変わらない場合もあれば、軸対称モードから非軸対称モードに変わる場合や、非軸対称モードにおいてもその周方向波数の変わる場合もある。ここで Table 3.3 および Table 3.4 の変形モードの欄で S が軸対称モードを、数字が非軸対称モードの周方向波数を表している。添え字は完全に形成された軸方向波数を示し、圧潰が完全に終わっていないものは個数には入れていない。また、逐次圧潰を起こさず途中で破壊してしまったものは Irreg. と表示した。

Table 3.3 Energy absorption abilities of aluminum alloy circular tubes

ID.	Crushing mode	E_a [J]	F_{max} [kN]	F_m [kN]	σ_m [MPa]	σ_m/σ_y
CSA015 - 1	5 ₁ - 4 ₄ - 3 ₆	45.86	1.39	0.76	53.49	0.238
CSA015 - 2	5 ₁ - 4 ₆ - 3 ₂	51.83	2.52	0.86	60.53	0.269
CSA015 - 3	5 ₂ - 4 ₄ - 3 ₄	56.46	3.00	0.94	66.16	0.294
CSA015 - 4	5 ₂ - 4 ₅ - 3 ₂	47.71	1.79	0.80	56.31	0.252
CSA020 - 1	4 ₃ - 3 ₇	78.39	4.61	1.31	69.04	0.307
CSA020 - 2	5 ₁ - 4 ₂ - 3 ₇	61.55	3.87	1.03	54.28	0.241
CSA020 - 3	5 ₁ - 4 ₃ - 3 ₈	76.88	4.49	1.28	67.46	0.300
CSA020 - 4	5 ₁ - 4 ₁ - 3 ₇	62.71	3.98	1.05	55.34	0.246
CSA020 - 5	5 ₁ - 4 ₃ - 3 ₆	68.10	4.19	1.14	60.08	0.267
CSA030 - 1	5 - Irreg.	100.84	6.31	1.68	58.83	0.261
CSA030 - 2	S ₁ - 4 ₂ - 3 ₈	106.39	6.77	1.77	61.98	0.275
CSA030 - 3	S ₁ - 4 ₁₀	117.60	6.92	1.96	68.63	0.305
CSA030 - 4	S ₁ - 4 ₁₀	105.24	5.63	1.75	61.28	0.272
CSA030 - 5	S ₁ - 4 ₂ - 3 ₈	104.67	5.85	1.74	60.93	0.271
CSA030 - 6	S ₁ - 4 ₁₀	107.17	5.88	1.79	62.68	0.279
CSA030 - 7	S ₁ - 4 ₂ - 3 ₈	103.78	5.53	1.73	60.58	0.269
CSA030 - 8	S ₁ - 4 ₄ - 3 ₅	110.44	6.40	1.83	64.43	0.286
CSA030 - 9	4 ₁₀	106.89	5.80	1.70	62.40	0.277
CSA050 - 1	S ₁₂ 3.06	233.55	11.07	3.89	81.19	0.361
CSA050 - 2	S ₃ - 4 ₁ - 3 ₂ 3.47	228.53	11.10	3.81	79.53	0.353
CSA050 - 3	S ₂ - 4 ₂ - 3 ₂ 3.35	230.74	11.26	3.85	80.36	0.357
CSA050 - 4	4 - Irreg.	202.97	10.22	3.38	70.55	0.314
CSA050 - 5	S ₉ 3.24	251.51	11.31	4.19	87.46	0.389
CSA050 - 6	S ₄ - 4 ₁ - 3 ₂ 3.47	274.50	12.60	4.58	95.60	0.425
CSA050 - 7	S ₂ - 4 ₁ - 3 ₃ 3.36	231.63	11.20	3.86	80.57	0.358
CSA050 - 8	S ₂ - 3 ₇ 3.32	221.53	10.00	3.69	77.06	0.342
CSA075 - 1	S ₂ - 3 ₆ 4.45	403.85	16.12	6.73	92.90	0.413
CSA075 - 2	S ₉ 4.41	429.81	16.56	7.16	98.86	0.439
CSA100 - 1	S ₂ - 3 ₄ 5.17	749.58	23.86	12.49	28.25	0.570
CSA100 - 2	S ₂ - 3 ₅ 5.15	702.87	24.00	11.71	120.24	0.534
CSA100 - 3	S ₃ - 3 ₃ 5.23	695.39	23.63	11.59	119.01	0.529
CSA100 - 4	S ₇ 5.07	675.58	22.29	11.26	115.65	0.514
CSA100 - 5	S ₇ 4.95	640.75	22.39	10.08	103.50	0.460
CSA100 - 6	S ₂ - 3 ₄ 4.94	677.88	22.31	11.30	116.01	0.516
CSA150 - 1	S ₆ 6.90	1423.69	37.68	23.73	159.86	0.710
CSA150 - 2	S ₆ 6.94	1422.14	37.62	23.70	159.65	0.710
CSA150 - 3	S ₆ 6.94	1418.08	37.57	23.63	159.19	0.708

Table 3.4 Energy absorption abilities of steel circular tubes

ID.	Crushing mode	E_a [J]	F_{max} [kN]	F_m [kN]	σ_m [MPa]	σ_m/σ_y
CSS030 - 1	$S_2 - 3_1 - 4_5$ 2.85	134.20	8.09	2.24	78.32	0.321
CSS030 - 2	$S_1 - 3_1 - 4_8$ 2.98	132.50	6.84	2.21	77.33	0.317
CSS030 - 3	$S_3 - 3_7$ 2.85	133.31	8.55	2.22	77.80	0.319
CSS030 - 4	$S_3 - 3_7$ 2.90	144.48	9.68	2.41	84.32	0.346
CSS030 - 5	$S_4 - 3_1 - 4_6$ 2.65	149.24	8.17	2.49	87.10	0.357
CSS030 - 6	$S_2 - 3_7$ 2.95	139.40	8.68	2.32	81.36	0.333
CSS050 - 1	S_8 3.97	333.40	13.12	5.56	115.98	0.475
CSS050 - 2	$S_1 - 3_5$ 4.25	304.35	11.11	5.07	105.88	0.434
CSS050 - 3	$S_3 - 3_5$ 4.00	301.55	15.98	5.03	104.90	0.430
CSS050 - 4	$S_5 - 3_3$ 3.88	306.01	11.34	5.10	106.45	0.436
CSS050 - 5	$S_2 - 3_2 - 4_3$ 4.03	369.13	17.57	6.15	128.41	0.526
CSS050 - 6	$S_2 - 3_4$ 4.49	289.87	15.25	4.83	100.84	0.413
CSS050 - 7	$S_6 - 4_2$ 3.81	321.20	14.22	5.35	111.74	0.458
CSS075 - 1	Irreg.	631.40	21.90	10.52	145.24	0.595
CSS075 - 2	Irreg.	577.78	20.38	9.63	132.91	0.545
CSS075 - 3	$S_2 - 3_4$ 5.13	610.42	19.15	10.17	140.42	0.575
CSS075 - 4	$S_3 - 3_3$ 5.41	652.29	20.31	10.87	150.05	0.615
CSS075 - 5	$S_3 - 3_3$ 5.18	596.67	18.56	9.94	137.25	0.563
CSS075 - 6	$S_2 - 3_3$ 5.80	707.59	21.12	11.79	162.77	0.667
CSS075 - 7	$S_2 - 3_3$ 5.58	601.35	19.11	10.02	138.33	0.567
CSS075 - 8	$S_1 - 3_4$	640.85	24.83	10.68	147.42	0.604
CSS075 - 9	$S_2 - 3_3$ 5.25	638.09	24.76	10.63	146.78	0.602
CSS100 - 1	$2_3 - 3_2$	947.41	30.41	15.79	162.13	0.664
CSS100 - 2	Irreg.	895.38	27.56	14.92	153.23	0.628
CSS100 - 3	S_5 6.10	1154.43	30.76	19.24	197.56	0.810
CSS100 - 4	S_5 6.11	1106.03	30.60	18.43	189.28	0.776
CSS100 - 5	S_5 6.00	1150.42	30.62	19.17	196.88	0.807
CSS100 - 6	$S_2 - 3_2$ 6.02	1074.35	29.78	17.91	183.86	0.754
CSS100 - 7	S_5 5.91	1067.76	29.22	17.80	182.73	0.749
CSS150 - 1	S_4 7.94	1906.92	48.52	31.78	214.09	0.852
CSS150 - 2	$S_1 - 2_2$	1901.57	50.96	31.69	213.51	0.852



(a) Axisymmetric mode

(b) Non-axisymmetric mode

Fig. 3.6 Deformation modes of circular tube

さらに軸対称モードの場合，逐次圧潰の変形周期である軸方向変形半波長 λ の値をあわせて示した。

アルミニウム合金および軟鋼ともに，肉厚が厚くなると軸対称モードが生じやすく，肉厚が薄くなるほど非軸対称モードが支配的になる傾向にある．今回の実験では肉厚が 0.2mm 以下のときは非軸対称モードだけ，肉厚が 0.3mm から 1.0mm のときは軸対称モードから非軸対称モードへの移行が，肉厚が 1.5mm のときは軸対称モードだけが現れた．ここで非軸対称モードにおいては，肉厚が厚くなると周方向波数 n が減る傾向にある．また，周方向の各波長が等しく一様に形成されていれば， n の変わらない安定した圧潰が得られる．しかし，周方向の波長にずれが生じると波長の大きな波が小さな波に干渉し，次のしわが形成されるときに小さな波が消えて n が減ったり，また波長の形成が不十分だと n が増えたりと，圧潰が進むにつれて変化することがある．ここで， n の減少は 3 までであり，オイラー座屈に近い不安定な変形である n が 2 の変形モードは現れなかった．また n の変化は，アルミニウム合金の場合は減る傾向に，軟鋼の場合は増える傾向にある．

試験条件の異なる潰れ線図および変形の進行状態を Fig. 3.7 から Fig. 3.10 に示す．なお，潰れ線図中の破線は，平均圧潰荷重を示している．また写真の番号と潰れ線図中の番号とは互に対応している．

変形モードおよび材質によらず，圧潰の開始時に最大荷重を得る．ここで，肉厚が 0.75mm 以上の軟鋼製円管の場合，荷重の上昇後いったん下降してから再び荷重が上昇し，最初のしわの形成が開始されると下降に転じる．最大荷重を試験片の断面積で除して求めた最大応力の降伏応力に対する比 σ_{max}/σ_y と，肉厚比との関係を Fig. 3.11 に示す．アルミニウム合金製円管では最大応力がほぼ降伏応力に達すると圧潰が開始する．一方軟鋼製円管ではひずみ硬化の影響を受けてか，最大応力は降伏応力の 1.3 から 1.5 倍程度となる．また肉厚が厚い方が最大応力が若干大きくなる傾向を示す．

軸対称モードおよび非軸対称モードどちらの変形モードにおいても，圧潰過程での荷重はほぼ平均圧潰荷重を中心に上下に振動する．ここでは 1 つのしわの形成が完了し，次のしわの形成が開始されるときに，荷重の極大値が現れる．したがって形成されるしわの数と荷重の極大値の数とは一致する．この極大値は最初に現れた最大荷重を超えることはない．さらに，極大値前後の上昇および下降曲線の傾きは，非軸対称モードよりも軸対称モードの方が鋭い．また，極大値の極小値に対する比は軸対称モードの場合，3 ～ 4，非軸対称モードの場合，約 2 であり，軸対称モードの方が荷重の変動幅が大きい．圧潰途中で変形モードが軸対称モードから非軸対称モードに変わる場合，または非軸対称モード内で周方向波数の変わる場合，その遷移点においてしわの数にあった明確な極大値は観察されない．例えば Fig. 3.8 のように，はじめ荷重は明確な極大値を取っているが，変形モードが変わる場所（図中の

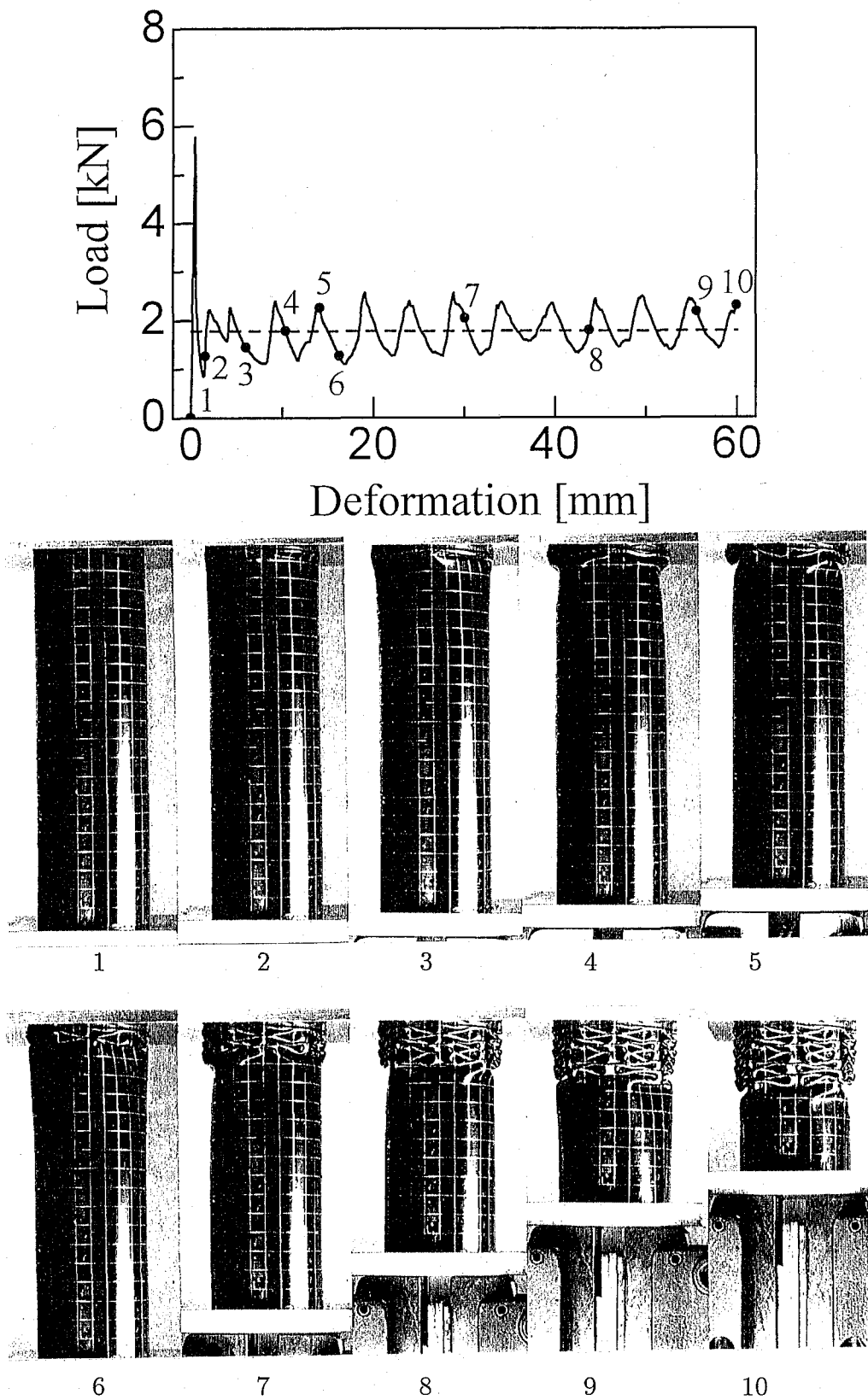


Fig. 3.7 Static axial crushing characteristics of circular tube (Aluminum alloy, $h = 0.3\text{mm}$, non-axisymmetric mode)

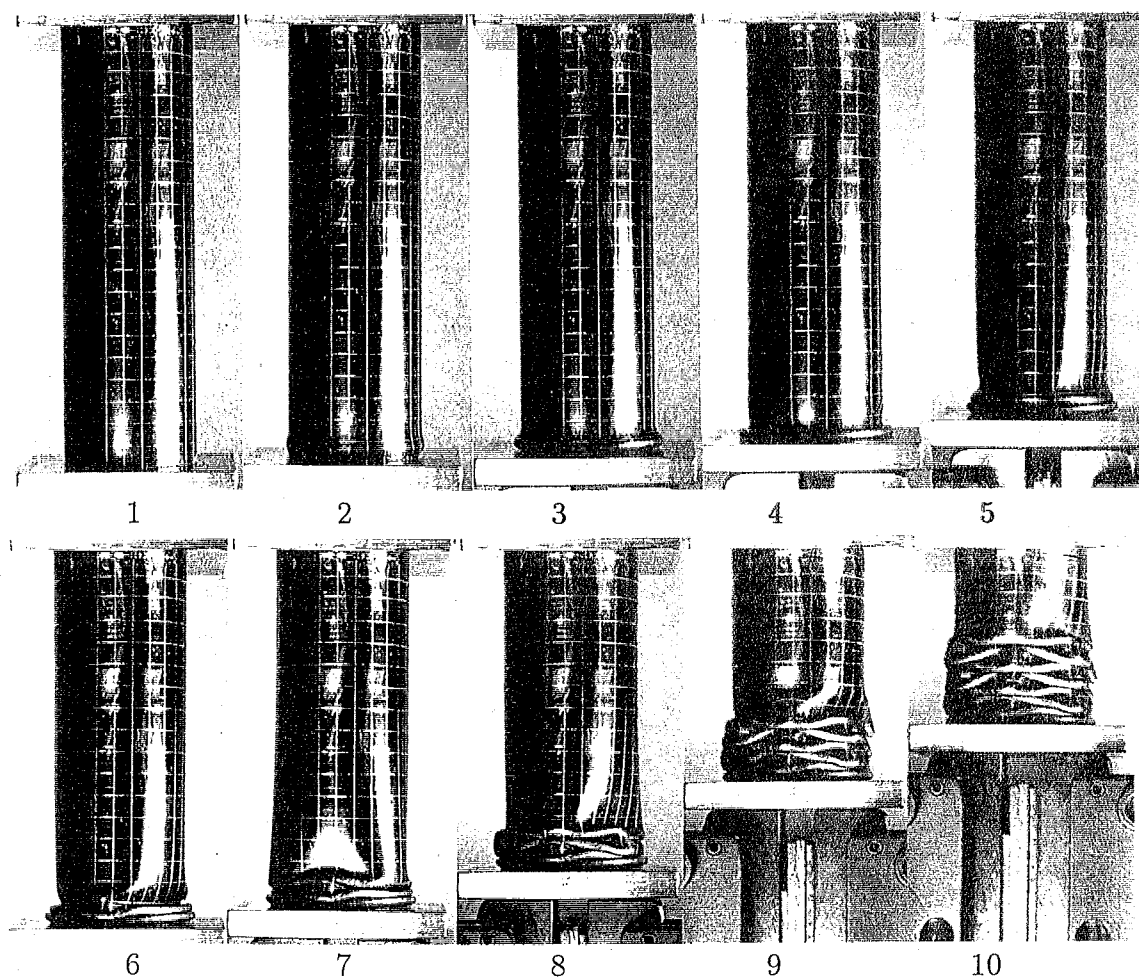
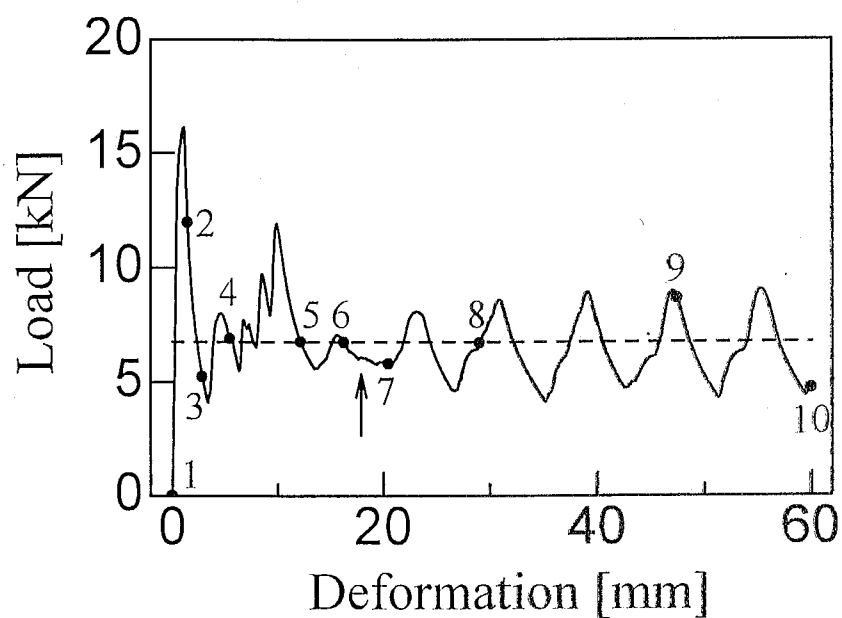


Fig. 3.8 Static axial crushing characteristics of circular tube (Aluminum alloy, $h = 0.75\text{mm}$ axisymmetric and non-axisymmetric mode)

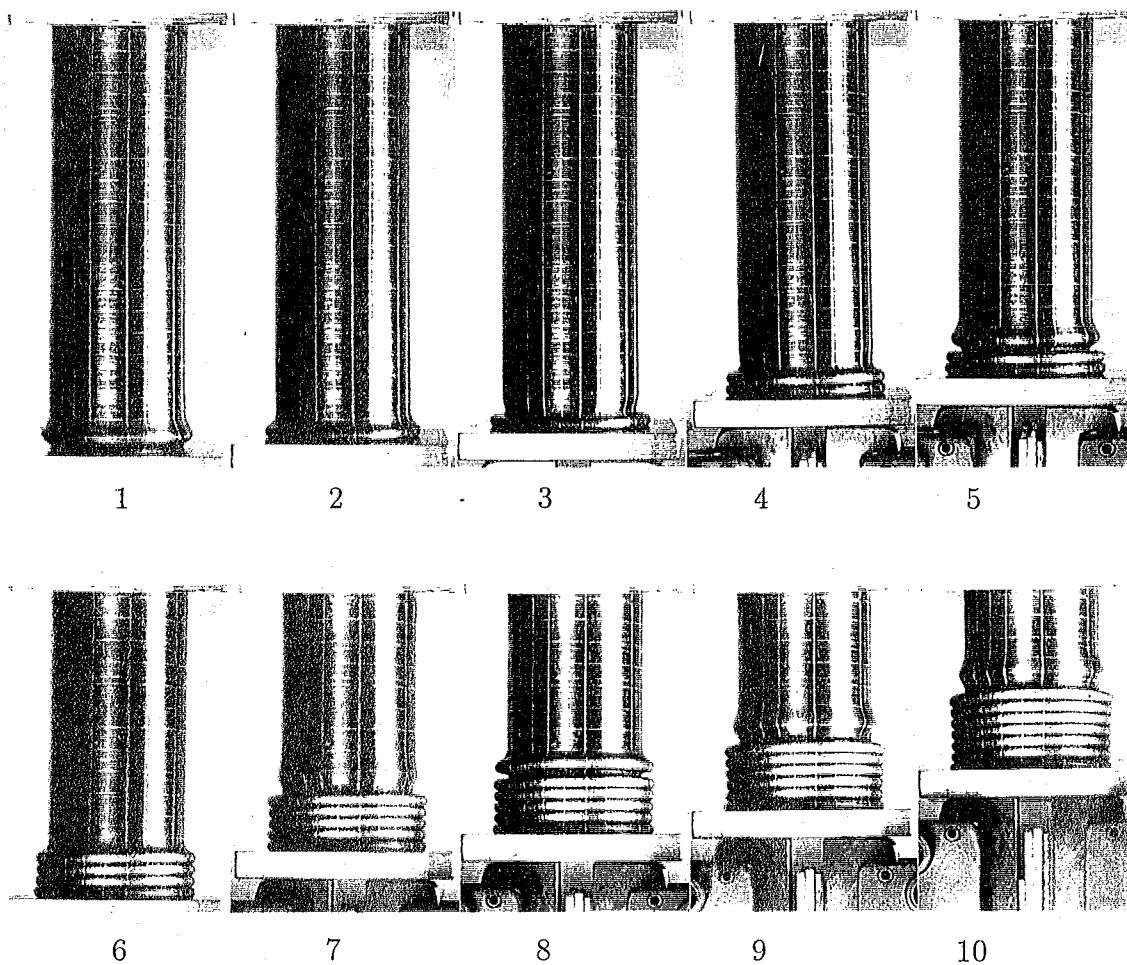
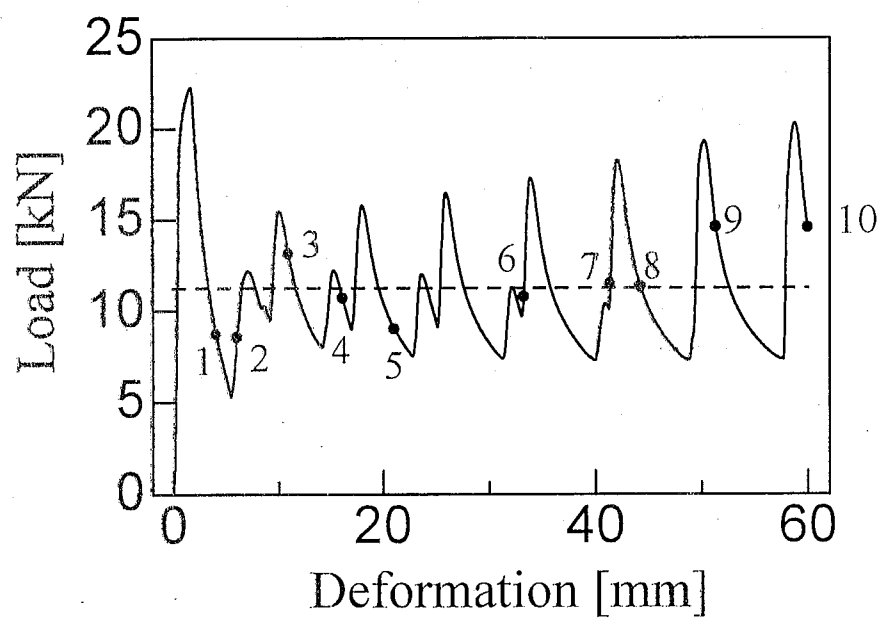


Fig. 3.9 Static axial crushing characteristics of circular tube (Aluminum alloy, $h = 1.0\text{mm}$, axisymmetric mode)

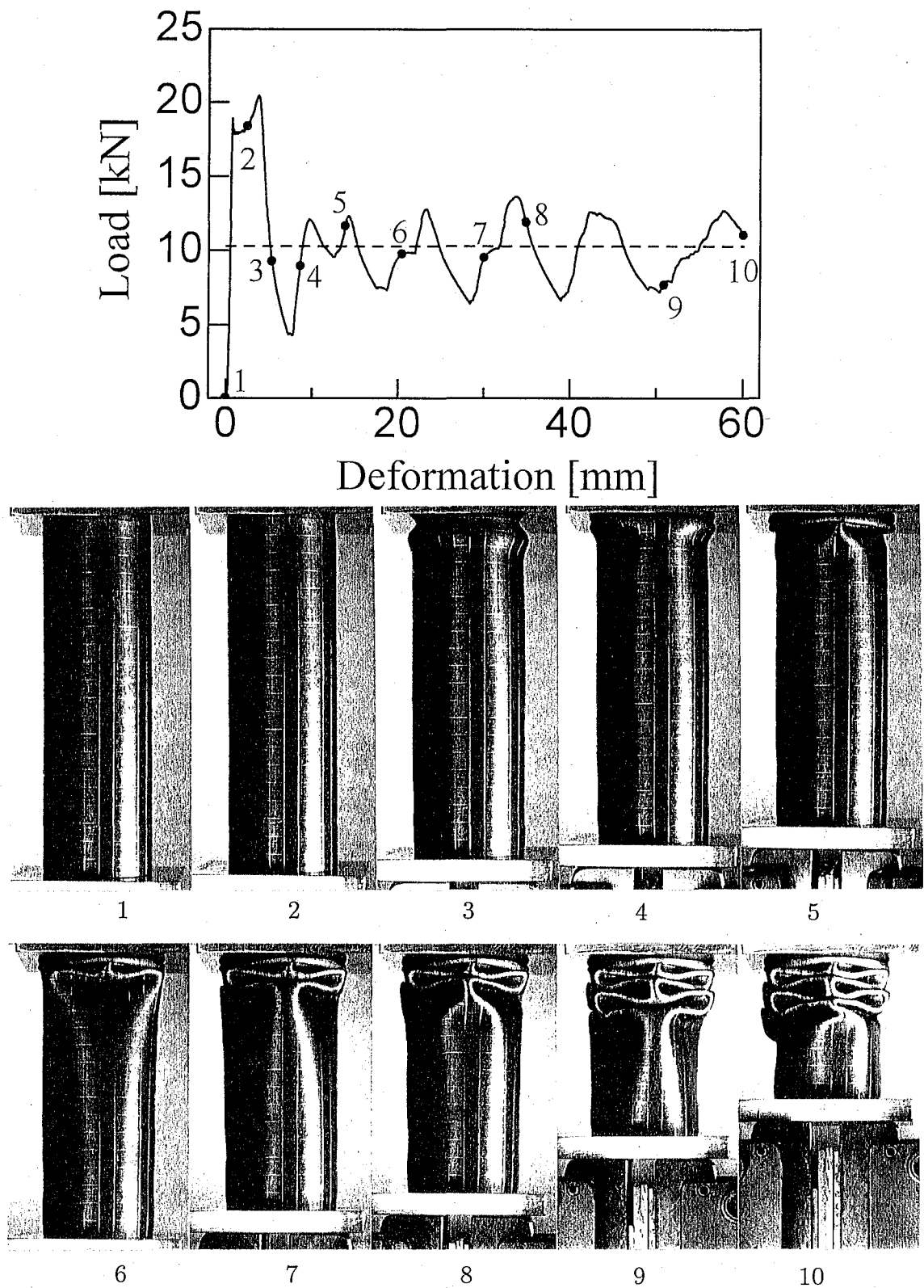


Fig. 3.10 Static axial crushing characteristics of circular tube (Mild steel, $h = 0.75\text{mm}$, axisymmetric and non-axisymmetric mode)

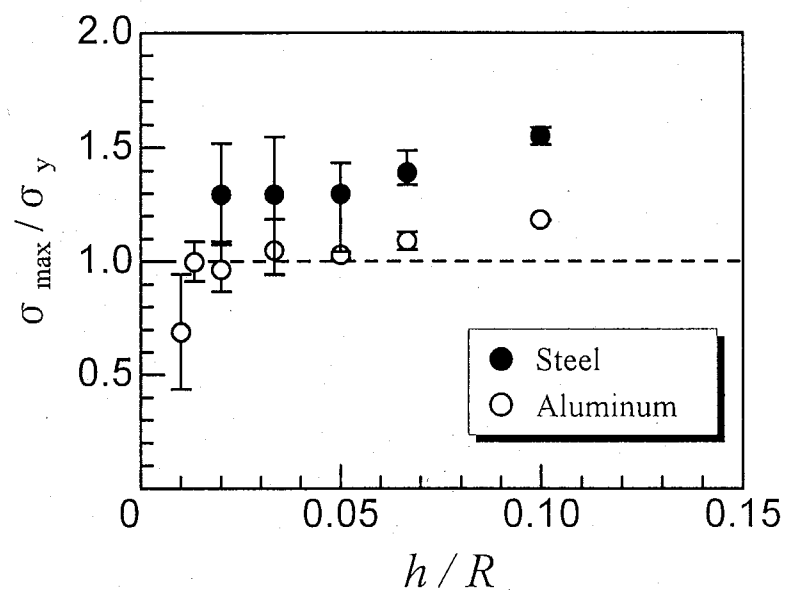


Fig. 3.11 Plastic buckling stress for circular tubes

矢印)では荷重はあまり変動しないで、なだらかな部分が現れる。その後変形モードが安定すると、再び荷重は明確な極大値を取るようになる。ただし逐次圧潰を起こさなかった場合、圧潰開始時に荷重は最大となるが、その後はっきりとした極大値は現れない。また軸対称モードの場合、アルミニウム合金と軟鋼とでは荷重の極大値が現れる間隔、すなわち最終的に形成されるしわの数が異なる。これはしわが張り出している部分での曲率半径がアルミニウム合金に比べ軟鋼の方が大きく、ひずみ硬化の影響が生じていると考えられる。

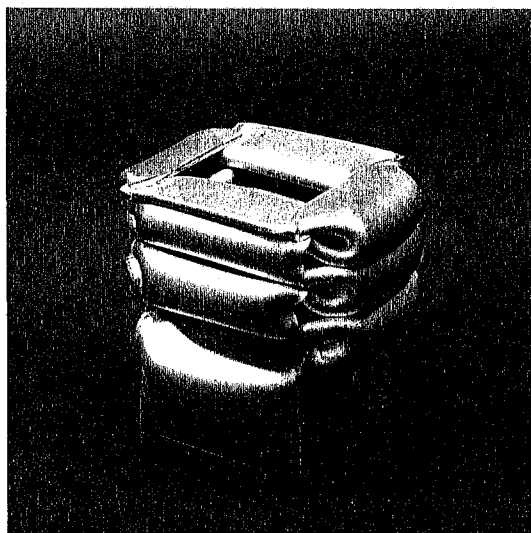
3.2.4 正方形管の試験結果

円管同様実験より得られた吸収エネルギー E_a , 最大荷重 F_{max} , 平均圧潰荷重 F_m , 平均圧潰応力 σ_m , 平均圧潰応力の降伏応力 σ_y に対する比 σ_m/σ_y をまとめて Table 3.5 および Table 3.6 にそれぞれ示す。また、試験条件の異なる潰れ線図および変形の進行状態を Fig. 3.13 および Fig. 3.14 にそれぞれ示す。なお、潰れ線図中の破線は、平均圧潰荷重を示している。また写真の番号と潰れ線図中の番号とは互いに対応している。

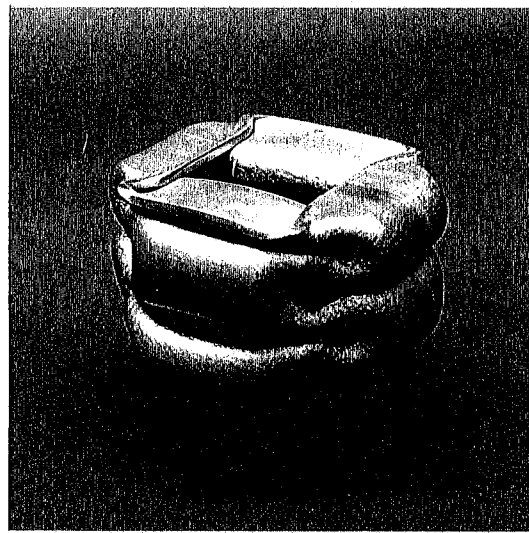
変形は管の一端から始まり、1周期のしわが形成されてから、次のしわが順次形成される、完全な逐次圧潰であった。圧潰後の試験片の様子を Fig. 3.12 に示す。変形モードは肉厚および材質に関係なく、角部が延びることなく折り畳まれるモードであった。ここで軟鋼製の試験片には Fig. 3.1 で示したように側面の中央に溶接線が存在していた。しかしすべての試験片は途中から折れ曲がることなく、逐次圧潰した。また圧潰後の試験片の上端と下端の水平は保たれており、溶接線のある側面とない側面とで、しわの張り出し方に違いは見られなかった。これらの結果から、溶接による影響は無視できるものと考えられる。

アルミニウム合金および軟鋼の試験片において圧潰の開始する部分は、試験片の上、下、中央の3種類が観察されたが、特に決まった法則はみられず、圧潰開始時点の相違が潰れ線図、平均圧潰荷重等に与える影響はなかった。

逐次圧潰の過程において荷重は、圧潰が開始される最初に最大値をとる。ここで肉厚が0.75mm以上の軟鋼製試験片の場合、円管と同様に荷重の上昇後、若干減少し、再び増加に転じ、2つのピークが現れる。ここでは2番目の荷重のピークのとき、圧潰が始まる。肉厚が0.75mmの試験片では2番目のピークが1番目のピークを超えることはなかったが、肉厚が1.00mmの試験片の場合、2番目のピークは1番目のピークの約1.2倍、肉厚が1.50mmの場合、約1.6倍と2番目のピークの方が1番目のピークより大きくなった。また荷重の上がり方は1番目のピークに達するときより、2番目のピークに達する時の方が緩やかである。これはアルミニウム合金製の試験片にはみられなかった現象で、最初のピークが降伏点で、2番目のピークが座屈開始点と考えられる。最大荷重を試験片の断面積で除して求めた最大応力 σ_{max} と、肉厚比と



(a) Aluminum alloy



(b) Mild steel

Fig. 3.12 Deformation mode of square tubes

Table 3.5 Energy absorption abilities of square aluminum alloy tubes

ID.	E_a [J]	F_{max} [kN]	F_m [kN]	σ_m [MPa]	σ_m/σ_y
SSA030 - 1	30.51	0.87	0.51	19.07	0.119
SSA030 - 2	21.43	1.68	0.89	27.57	0.172
SSA050 - 1	119.67	5.34	1.99	35.04	0.219
SSA050 - 2	118.92	4.84	1.98	36.23	0.226
SSA050 - 3	146.64	5.17	2.44	45.02	0.281
SSA050 - 4	121.54	5.23	2.03	38.25	0.239
SSA075 - 1	226.64	12.28	3.78	46.03	0.288
SSA075 - 2	240.33	13.01	4.01	48.02	0.300
SSA075 - 3	199.66	11.40	3.33	41.41	0.259
SSA075 - 4	223.55	11.40	3.73	45.17	0.282
SSA100 - 1	329.13	19.77	5.49	48.39	0.302
SSA100 - 2	399.13	21.61	6.65	58.92	0.368
SSA100 - 3	401.41	21.70	6.69	58.78	0.367
SSA100 - 4	396.87	20.60	6.61	58.14	0.363
SSA150 - 1	714.14	29.20	11.91	76.06	0.475
SSA150 - 2	707.99	30.67	11.80	75.36	0.471
SSA150 - 3	699.27	30.81	11.65	74.40	0.465
SSA150 - 4	767.25	31.56	12.79	81.68	0.511
SSA150 - 5	315.33	25.48	11.51	73.01	0.456

Table 3.6 Energy absorption abilities of steel square tubes

ID.	E_a [J]	F_{max} [kN]	F_m [kN]	σ_m [MPa]	σ_m/σ_y
SSS030 - 1	52.06	2.05	0.87	26.01	0.115
SSS030 - 2	62.45	2.40	1.04	29.14	0.128
SSS050 - 1	133.22	6.64	2.22	38.96	0.172
SSS050 - 2	155.93	8.50	2.60	42.25	0.186
SSS050 - 3	142.79	7.07	2.38	37.22	0.164
SSS050 - 4	90.52	5.33	1.51	24.40	0.107
SSS075 - 1	271.49	11.11	4.52	51.86	0.228
SSS075 - 2	267.29	10.95	4.45	51.49	0.227
SSS075 - 3	272.74	10.18	4.55	50.79	0.224
SSS075 - 4	277.38	10.28	4.62	51.78	0.228
SSS100 - 1	451.88	14.52	7.53	65.92	0.290
SSS100 - 2	474.77	15.33	7.91	68.50	0.302
SSS100 - 3	475.53	14.83	7.93	66.81	0.294
SSS100 - 4	510.04	15.46	8.50	69.94	0.308
SSS150 - 1	1282.41	34.69	21.37	116.07	0.511
SSS150 - 2	1166.65	33.67	19.44	105.08	0.463
SSS150 - 3	1096.27	33.46	18.27	98.96	0.436
SSS150 - 4	1183.34	31.46	19.72	106.82	0.471

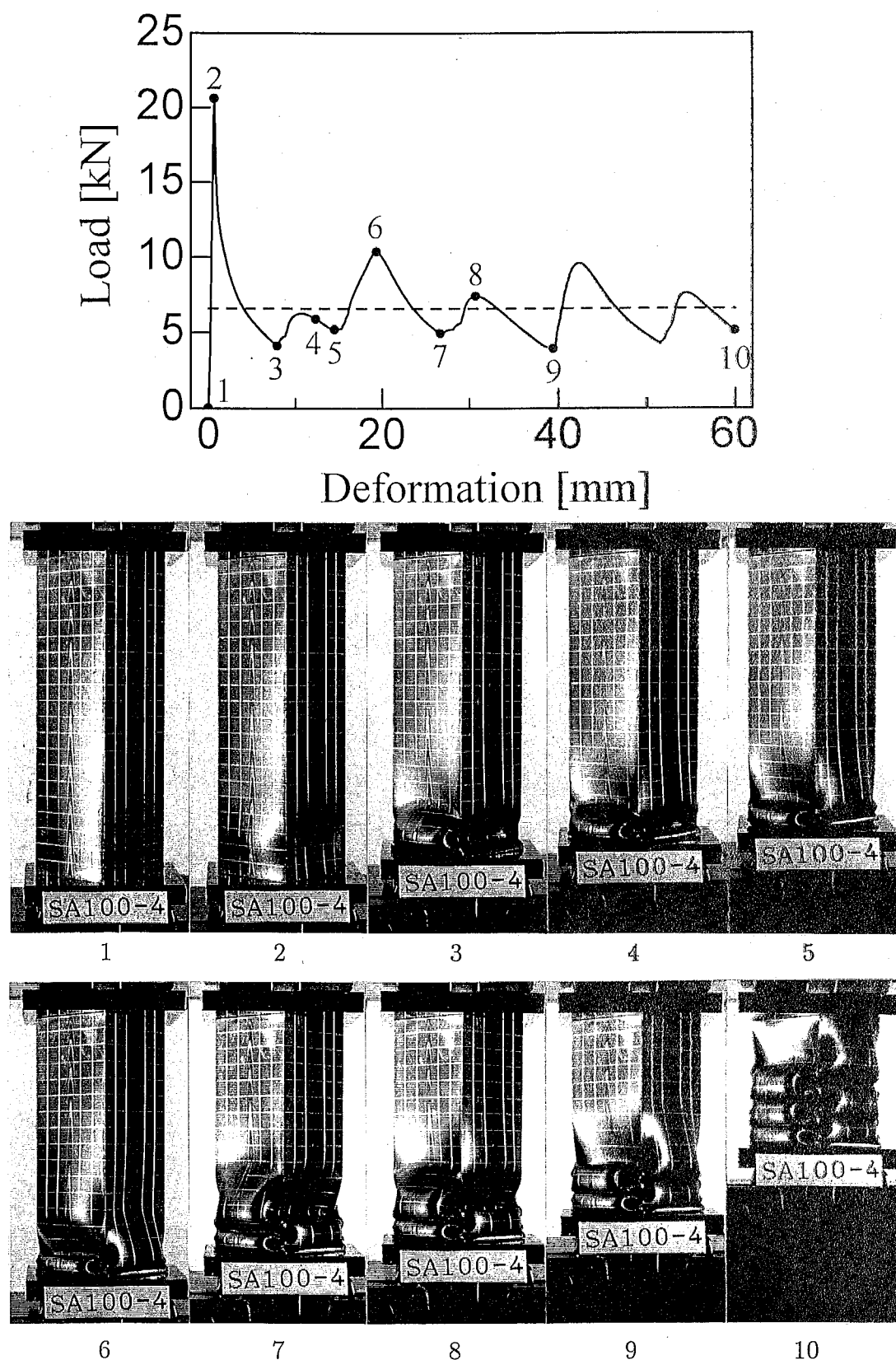


Fig. 3.13 Static axial crushing characteristics of square tube
(Aluminum, $h = 1.0\text{mm}$)

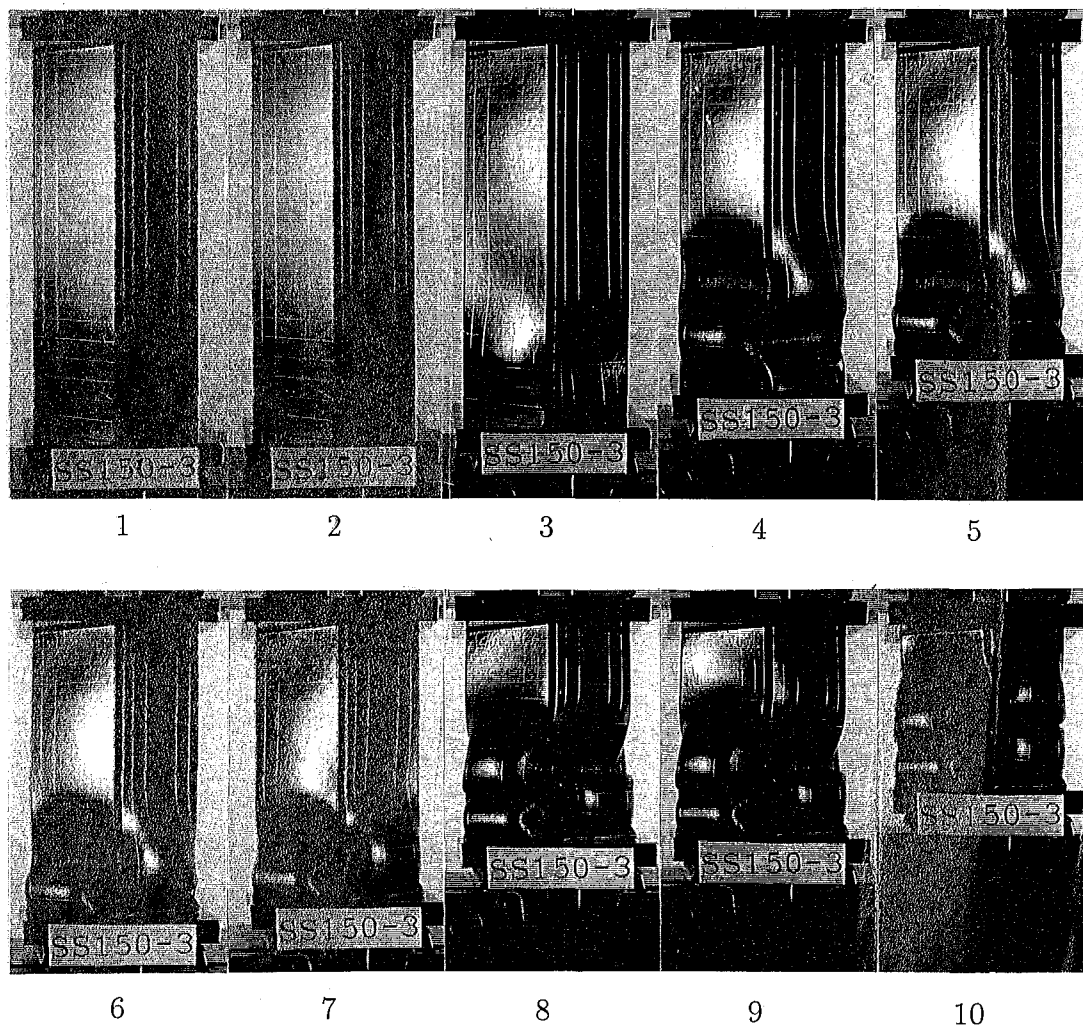
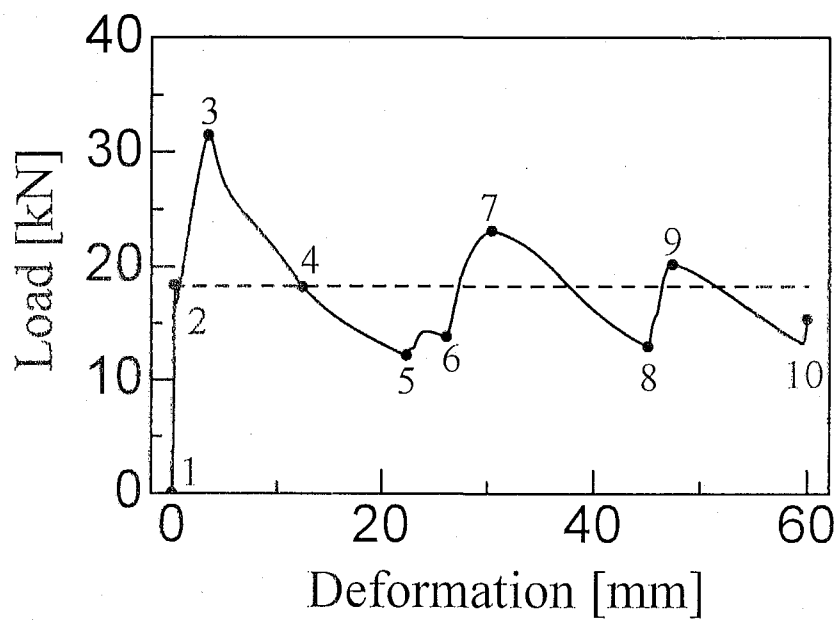


Fig. 3.14 Static axial crushing characteristics of square tube
(Steel, $h = 1.5\text{mm}$)

の関係を Fig. 3.15 に示す。円管の場合と異なり、肉厚により最大応力はかなり異なり、肉厚が厚い方が圧潰開始時の応力は大きい。また材質の違いによる最大応力の違いは見られない。

荷重が最大になった後、変形の進行とともに荷重は降下し、再び荷重は上昇し、ある極大値に達すると次のしわの形成が始まり、荷重は降下する。このような荷重変動が繰り返されるので、形成されるしわの数と荷重の極大値の数とは一致する。この極大値は、圧潰開始時の最大値を超えることはない。また、しわの張り出しが十分でないと極大値は小さくなる。しわの張り出しは、正方形管の向かい合った面では同じように張り出すが、隣り合った面では張り出し方が異なる変形が多く見られた。つまり十分に張り出した面の隣の面は張り出し量が少なく、圧潰後の試験片を軸方向から見ると長方形に見える。また試験片を 60mm 圧潰させたとき、アルミニウム合金の試験片は 6 個目のしわができ始めたところで、軟鋼は 4 個目のしわの形成途中で圧潰が終了している。これはしわが張り出している部分での曲率半径がアルミニウム合金に比べ軟鋼の方が大きく、ひずみ硬化の影響が生じていると考えられる。

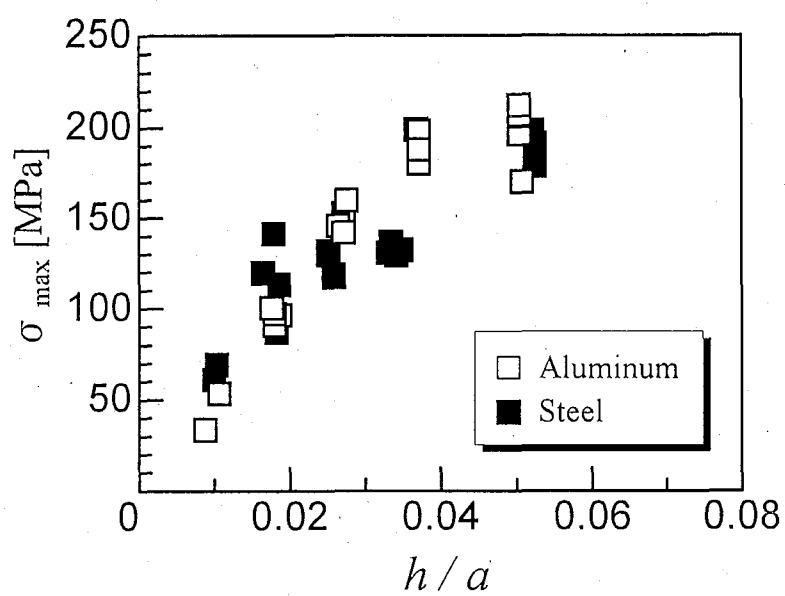


Fig. 3.15 Plastic buckling stress for square tubes

3.3 塑性関節による理論解析

薄肉管は軸力を受けると、第3.2節で示したように軸方向に一定の長さの周期でアコーディオンのように折りたたまれ、軸圧潰する。この軸圧潰現象は各部の曲げ変形が支配的であることから、塑性関節を用いてモデル化する。そして軸圧潰を軸方向に1周期に当たる基本要素が順番に作られるとして、この基本要素内での吸収エネルギーを理論解析する。ここで塑性関節の曲げおよび移動さらに引張力による塑性変形により、エネルギーが吸収されるものと仮定する。

塑性関節の曲げによって吸収されるエネルギーの変化量 dE_b は、塑性関節の曲げ角が $d\phi$ 変化したとき、全塑性曲げモーメント m_0 および塑性関節の長さ b を用いて次のように表される。

$$dE_b = m_0 \cdot b \cdot d\phi \quad (3.1)$$

塑性関節が移動すると、微小面積 ds の部分が曲率半径 r で曲げられ、再び平らにされる。このときも塑性関節の曲げ角は変化するので、塑性関節の移動により吸収されるエネルギーの変化量 dE_t は

$$dE_t = 2m_0 \frac{ds}{r} + dE_b \quad (3.2)$$

と表される。なお式(3.1)および式(3.2)における m_0 はミーゼスの降伏条件に従うものとする、降伏応力 σ_y および肉厚 h にて次のように与えられる^[3-17]。

$$m_0 = \frac{\sigma_y h^2}{2\sqrt{3}} \quad (3.3)$$

最後に引張力を受け、部材が塑性変形して吸収されるエネルギーの変化量 dE_e は

$$dE_e = V \cdot \sigma_y \cdot d\epsilon \quad (3.4)$$

と表される。ここで V および $d\epsilon$ は塑性変形している部分の体積およびそのひずみの変化量をそれぞれ示す。

したがって軸圧潰するときの部材の吸収エネルギーの変化量 dE_a は次のようになる。

$$dE_a = dE_b + dE_t + dE_e \quad (3.5)$$

また吸収エネルギーは外力 F による仕事量と等しいので、次式として与えられる。

$$dE_a = F \cdot dz \quad (3.6)$$

ここで dz は軸方向の変形量を示し、水平方向(軸に対して垂直方向)の塑性関節の曲げ角 ϕ_h により、 z は次式のように表される。

$$z = D_e(1 - \cos \phi_h) \quad (3.7)$$

ここで ϕ_h は 0 から $\pi/2$ まで変化し, D_e は外力が作用する距離すなわち基本要素における最終変形量である. 式 (3.6) および式 (3.7) より圧潰過程での荷重と変形との関係が導かれる. また平均圧潰応力 σ_m は E_a を圧潰前の薄肉管の断面積 A および D_e で除すことにより以下のように求めることができる.

$$\sigma_m = \frac{E_a}{A \cdot D_e} \quad (3.8)$$

3.3.1 円管 (軸対称モード) に対する解析

J.M.Alexander^[3-13]は軸対称モードを Fig. 3.16 のように軸方向長さ 2λ の基本要素内で, A, B, C の3ヶ所で塑性関節が形成され, A および C の塑性関節は半径方向に変位せず, B だけが半径方向外側に移動し, AB および BC 間は円周方向に変形すると仮定している. このとき吸収されるエネルギーは, 塑性関節 A, B および C の曲げに要する E_b , 線分 AB および BC の円周方向への塑性変形に要する E_e である.

曲げにより吸収されるエネルギー E_b について, 基本要素内の塑性関節の全長 b は

$$b = 4\pi(2R + \lambda \sin \phi_h) \quad (3.9)$$

である. なお塑性関節 B は上下の塑性関節 A, C より2倍の角度曲げられるので, 長さを便宜的に2倍にして計算している. よって式 (3.1) より dE_b を求めることができる.

次に E_e について考える. 線分 AB 間でひずみが線形に分布していると仮定し, その微小ひずみの平均値 $d\varepsilon$ および塑性変形している部分の体積 V はそれぞれ

$$d\varepsilon = \frac{\lambda \cos \phi_h \cdot d\phi_h}{2R} \quad (3.10)$$

$$V = 4\pi R \lambda h \quad (3.11)$$

となる. よって dE_e を式 (3.4) から求められる.

変形量 D_e を Alexander^[3-13]は 2λ としているが, 実際の円管には肉厚が存在するので

$$D_e = 2\lambda - 2h \quad (3.12)$$

であり, 肉厚の2倍分だけ短くなる. よって本解析では肉厚を考慮し, 式 (3.12) を用いて圧潰過程での荷重 F を求める. また平均圧潰応力 σ_m を示すと以下のようになる.

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_y} = \frac{1}{2\sqrt{3}R} \left(\frac{\pi R h}{\lambda - h} + \frac{\lambda h}{\lambda - h} + \frac{\sqrt{3}\lambda^2}{\lambda - h} \right) \quad (3.13)$$

ここで σ_m が最小となるように円管が変形すると仮定すると次式が成立する.

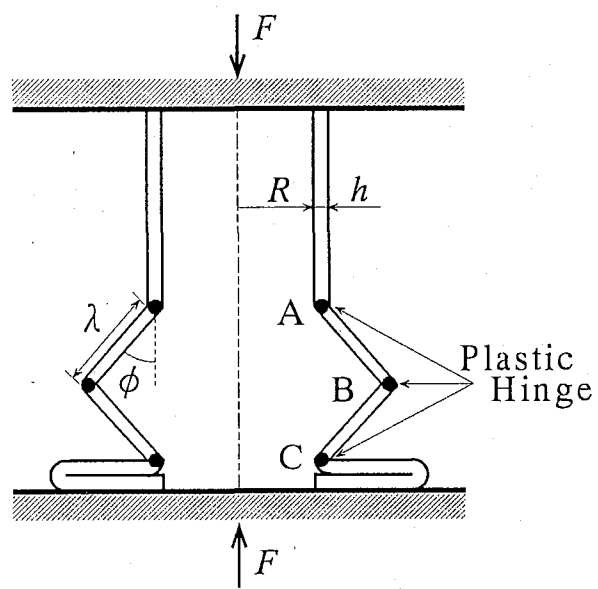


Fig. 3.16 Model for axisymmetric crushing of circular tube

$$\frac{\partial \sigma_m}{\partial \lambda} = 0 \quad (3.14)$$

式(3.13)および式(3.14)から、 λ は次のように求められる。

$$\lambda_{min} = h + \frac{\sqrt{(3 + \sqrt{3})h^2 + \sqrt{3}\pi Rh}}{\sqrt{3}} \quad (3.15)$$

Fig. 3.17 に式(3.13)から得られた λ と σ_m との関係を示す。 λ が λ_{min} より短いときは荷重が高くなるために、逆に λ が長いときは塑性関節 B の外側への移動量が大きくなるので、それぞれ σ_m が増加する。また式(3.15)から肉厚が厚くなると、 λ_{min} は長くなる。

3.3.2 円管 (非軸対称モード) に対する解析

W.Johnson ら^[3-14]は Fig. 3.18 に示されるように完全に軸圧潰された状態 (a) と形成される塑性関節の最終位置 (b) を仮定した。軸対称モードの場合と異なり非軸対称モードでは水平方向の塑性関節に加え斜めの塑性関節が生じる。また円管の円周の長さは変化しないので、軸方向変形半波長 λ は、周方向波数 n と半径 R のみで次式のように表される。

$$\lambda = \frac{\pi R}{n} \tan \frac{\pi}{2n} \quad (3.16)$$

そして軸方向長さ λ の部分において塑性関節の曲げ、円筒面を平面化する曲げおよび面内せん断塑性仕事の三つによりエネルギーが吸収されるとしている。しかし塑性関節が生じた位置から移動しない軸対称モードと異なり、非軸対称モードでは斜めの塑性関節が移動しながら軸圧潰が進行する。

そこで本解析では水平方向の塑性関節の曲げにより吸収されるエネルギー E_b に加え、斜めの塑性関節の移動により吸収されるエネルギー E_t を仮定する。

まず E_b を考える。水平方向の塑性関節のうち下部の塑性関節の長さ b_1 および上部の塑性関節の長さ $2nb_2$ はそれぞれ以下のように表すことができる。

$$b_1 = 2\pi R \quad (3.17)$$

$$2nb_2 = 2\pi R \sin \phi_h \quad (3.18)$$

ここで b_1 が円周と等しく一定なのに対して、 b_2 は ϕ_h が $d\phi_h$ 変化したとき db_2 だけ長くなる。またこの長くなった部分は ϕ_h 曲げられる。よって dE_b は式(3.1)より

$$dE_b = m_0(b_1 + 2nb_2)d\phi_h + 2nm_0 \cdot db_2 \cdot \phi_h \quad (3.19)$$

となる。

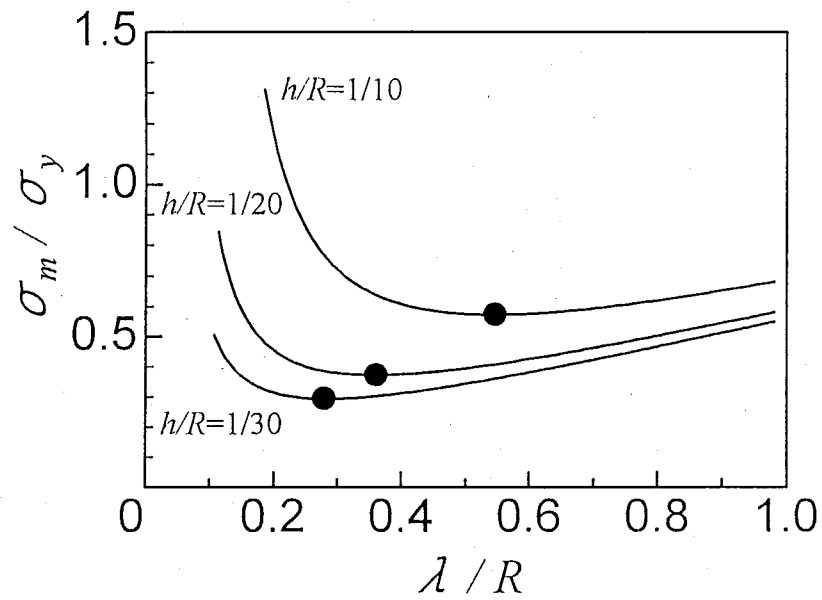


Fig. 3.17 Effect of lobe length on mean stress

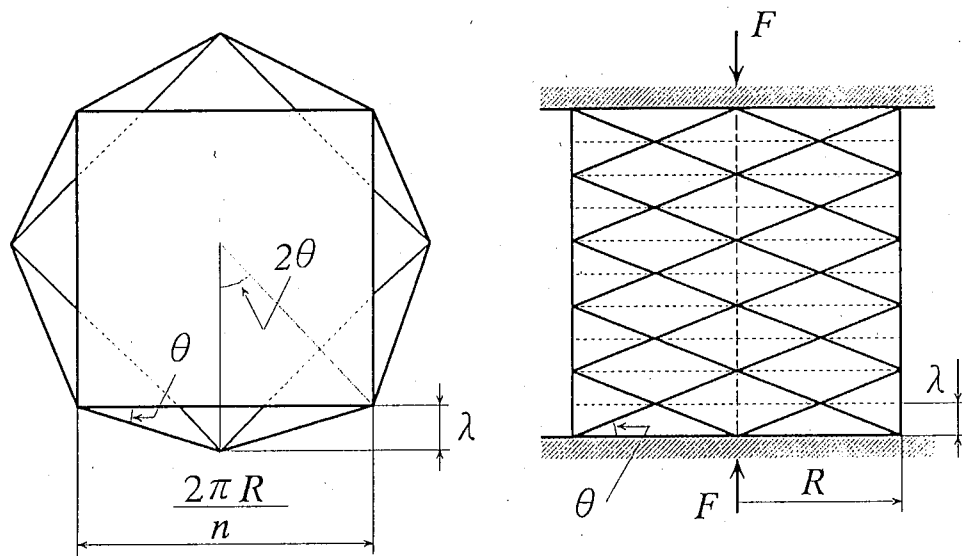


Fig. 3.18 Model for non - axisymmetric crushing of circular tube
(in the case of $n = 4$)

次に ϕ_h が $d\phi_h$ 変化したとき、1本の斜めの塑性関節が移動する部分の微小面積 ds および移動する塑性関節の長さ b はそれぞれ

$$ds = \frac{\lambda}{2} db_2 \quad (3.20)$$

$$b = \sqrt{\lambda^2 + b_2^2} \quad (3.21)$$

と表すことができる。したがって式 (3.20)、式 (3.21) および斜めの塑性関節の曲げ角 ϕ_o を用いて E_t を求めることができる。斜めの塑性関節は $2n$ 本あるので全吸収エネルギーは

$$dE_a = dE_b + 2n(2m_0 \frac{ds}{r} + m_0 b \cdot d\phi_o) \quad (3.22)$$

と表される。そして $D_e = \lambda$ として式 (3.6) から圧潰過程での荷重 F を、式 (3.8) を用いて平均圧潰応力をそれぞれ求めることができる。

3.3.3 正方形管に対する解析

軸力による正方形管の角部での変形を Fig. 3.19 のようにモデル化し、軸方向長さ 2λ の要素について解析する。そして変形は、周方向に延びることなしに進行するため、斜めの塑性関節が最初の位置 DE から最終位置 DE'' まで移動する。したがって、エネルギーは水平方向の塑性関節の曲げ E_b と、斜めの塑性関節の移動 E_t により吸収される。

まず、 E_b を算出する。上下端の塑性関節 ADG, CFI が $d\phi_h$ 曲げられると、中央の塑性関節 BE は $2d\phi_h$ 曲げられる。加えて EE'' 部分は圧潰が進行し、塑性関節 DE' が移動するにつれ、E'E'' 部分は、管の外側へ張り出した部分から内側へ引っ込んだ部分に移動し、折り返される。ここで Abramowicz^[3-15] は EE'' のすべての部分で折り返される量は一律 π として解析を行っている。しかし E に近い部分では ϕ_h が小さいときに折り返されるので、その折り返し量は少ない。逆に E'' に近い部分では ϕ_h が大きいとき折り返されるのでその量は大きくなる。よって一律に π にはならない。つまり ϕ_h が $d\phi_h$ だけ変化すると、微小長さ dx の塑性関節が $4\phi_h$ 折り返されることになる。したがって dE_b は上下端の塑性関節により吸収される dE_{b1} 、中央の塑性関節により吸収される dE_{b2} および塑性関節の折り返しにより吸収される dE_{b3} を用いて以下のように表される。

$$dE_b = 2dE_{b1} + dE_{b2} + dE_{b3} \quad (3.23)$$

ここで dE_{b1} において b および $d\phi$ は

$$b = a \quad (3.24)$$

$$d\phi = d\phi_h \quad (3.25)$$

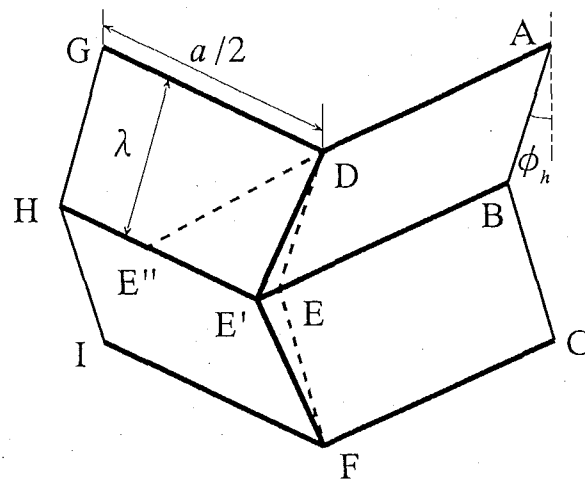


Fig. 3.19 Model for crushing of square tube without elongation

dE_{b2} の場合,

$$b = a \quad (3.26)$$

$$d\phi = 2d\phi_h \quad (3.27)$$

dE_{b3} の場合,

$$b = \lambda \cos \phi_h d\phi_h \quad (3.28)$$

$$d\phi = 4\phi_h \quad (3.29)$$

となり, 式(3.1)より dE_b を求めることができる.

次に, E_t を求める. ϕ_h が $d\phi_h$ 変化したとき, 斜めの塑性関節が移動する部分の微小面積 ds および塑性関節の長さ b はそれぞれ

$$ds = \frac{\lambda^2}{2} \cos \phi_h d\phi_h \quad (3.30)$$

$$b = \lambda \sqrt{1 + \sin^2 \phi_h} \quad (3.31)$$

と表せる. また斜めの塑性関節の曲げ角 ϕ_o は

$$\cos \phi_o = -\sin^2 \phi_h \quad (3.32)$$

と ϕ_h を用いて表すことができる. したがって式(3.2)に式(3.30)～式(3.32)を代入することにより, E_t を求めることができる. よって全吸収エネルギーは

$$dE_a = 4 \times \left\{ dE_b + 2 \times \left(2m_0 \frac{ds}{r} + m_0 b d\phi_o \right) \right\} \quad (3.33)$$

と表される. そして $D_e = 2\lambda - 4h$ であるので, 式(3.6)を用いて圧潰過程での荷重 F が得られる. また式(3.8)を用いて求めた平均圧潰応力は

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_y} = \frac{h}{2\sqrt{3}(\lambda - 2h)} \left(\pi + \frac{\lambda}{a}\pi + \frac{\lambda^2}{ar} \right) \quad (3.34)$$

と表すことができる. ここで円管の軸対称モードと同様に平均圧潰応力が最小となるように式(3.14)を用いて λ を求めると次のようになる.

$$\lambda_{min} = 2h + \sqrt{4h^2 + r\pi(a + 2h)} \quad (3.35)$$

ただし λ は $a/2$ を越えることはない.

3.4 理論結果および考察

3.4.1 平均圧潰応力

理論的に平均圧潰応力を求めるには軸方向変形半波長 λ が必要である。円管の場合、非軸対称モードであれば周方向に伸びないために幾何学的な関係から λ を決定することができる。しかし、軸対称モードの場合は幾何学的な関係からは求められず、平均圧潰応力が最小となるような条件を仮定し、式 (3.15) を導いた。そこで式 (3.15) および実験から得られた λ/R と h/R との関係を Fig. 3.20 に示す。アルミニウムの結果は式 (3.15) の結果に比べ小さくなる傾向にあるが、式 (3.15) の結果はほぼ実験結果を示しており、円管の軸対称モードの λ には式 (3.15) を用いることにする。

円管が軸対称モードで圧潰した場合の平均圧潰応力の理論結果とアルミニウム合金の実験結果とを Fig. 3.21 に示す。実験および理論結果ともに、肉厚が厚い方が平均圧潰応力が高くなる。ここで理論式の方が実験値よりも小さくなっているが、Alexander^[3-13]の理論解に比べ、本手法の方が実験結果により近づいており、肉厚が平均圧潰応力に及ぼす効果を反映し、変形量に肉厚の影響を考慮したことが有効であることが分かる。また実験結果と解析結果との比を Fig. 3.22 に示す。アルミニウム合金は解析モデルの材料特性に近いために、実験結果と解析結果との比は、肉厚に関係なく若干の差があるがほぼ 1 に近く一定である。ここで Fig. 3.20 に示したように、実験から得られたアルミニウム合金の λ が解析結果の 8 割程度と短い。そこで、 λ の値を正しく見積もれば、Fig. 3.17 より平均圧潰応力が増加する方向に変化するので、さらに平均圧潰応力を実験結果に近づけることができる。また軟鋼の解析結果と実験結果との比は、アルミニウムに比べても大きく、また肉厚が厚いほど大きくなっており、肉厚が厚い方がひずみ硬化の影響を強く受けるものと考えられる。

Fig. 3.23 に非軸対称モードのときの肉厚比と平均圧潰応力との関係を示す。実線は本手法による理論解であり、破線は W.Johnson ら^[3-14]の理論解である。理論的に平均圧潰応力を求めるには、塑性関節の移動時の曲率半径 r が必要であるので、ここでは便宜的に円管の肉厚と等しいとして計算した。以下の正方形管の場合も同様である。本手法の理論式の結果および W.Johnson らの理論結果は、ともに肉厚が厚い方が平均圧潰応力は大きく、また、 n が大きい方が平均圧潰応力は大きく、肉厚が薄くなるに従いその差は小さくなることを示している。しかし、塑性関節の移動を考慮した本手法の方が実験結果によく対応していることが分かる。また理論値に比べ、実験値には n による顕著な違いが現れていないが、 h/R の値が 0.03 から 0.07 の間において理論値は実験値に近い値を示している。しかし肉厚が薄くなるにつれ塑性関節の移動があまり見られなくなるせいか、理論値は実験値よりも大きくなっている。

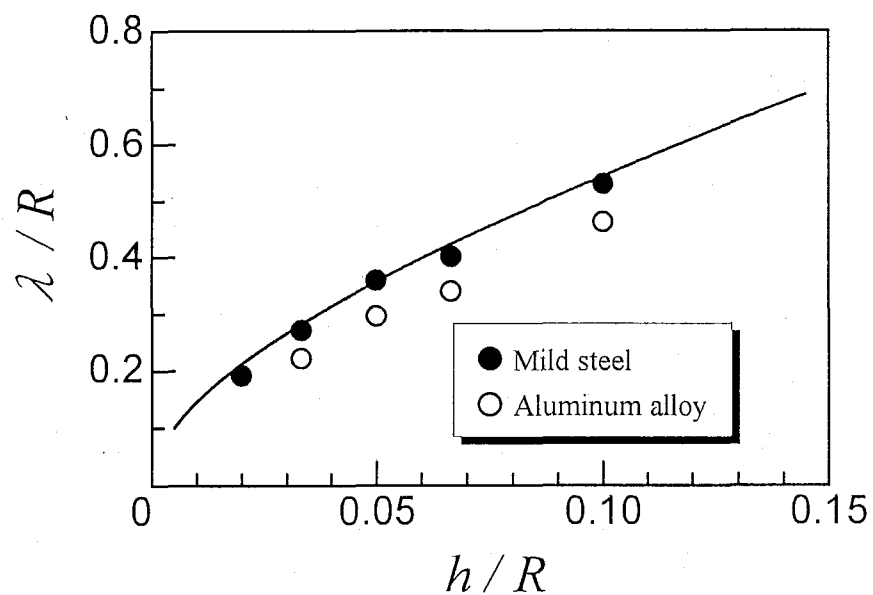


Fig. 3.20 Lobe length of axisymmetric mode for circular tubes

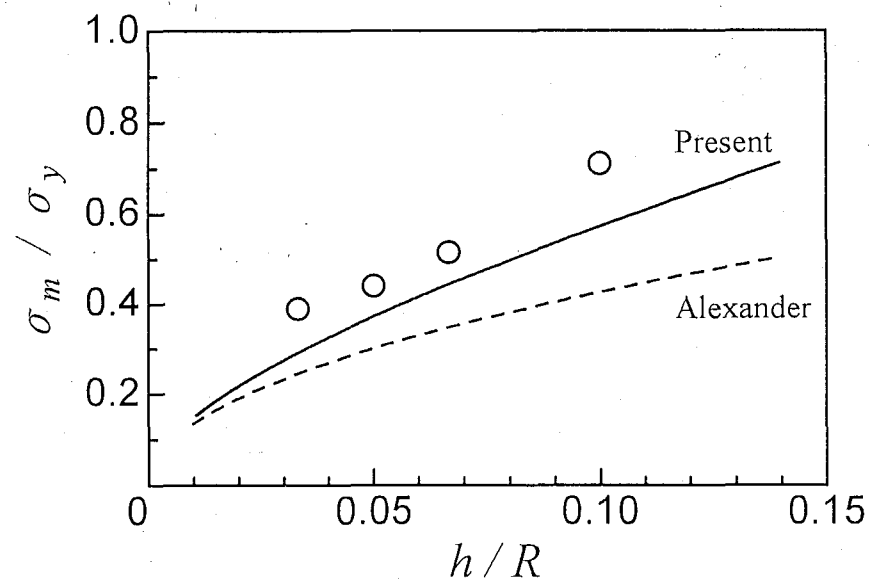


Fig. 3.21 Mean stress of axisymmetric mode versus wall thickness for circular tubes

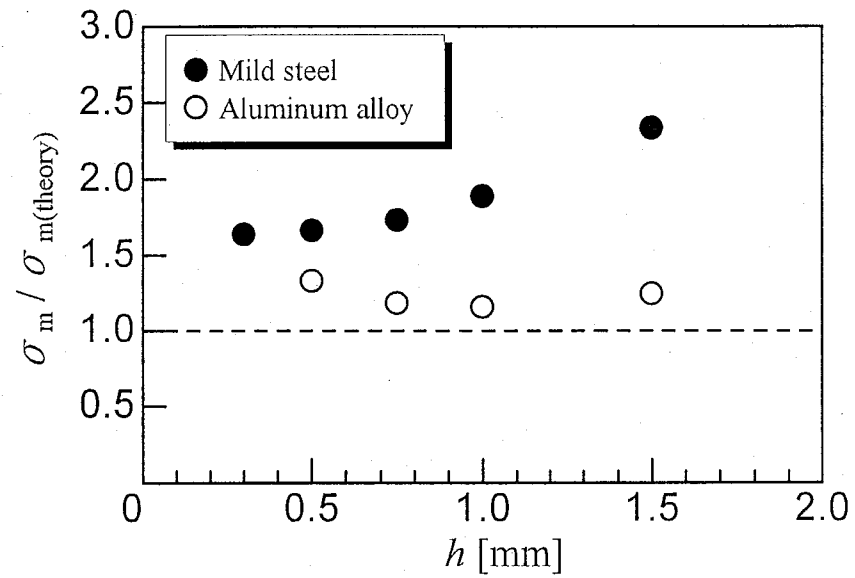


Fig. 3.22 Mean stress of axisymmetric mode for circular tubes

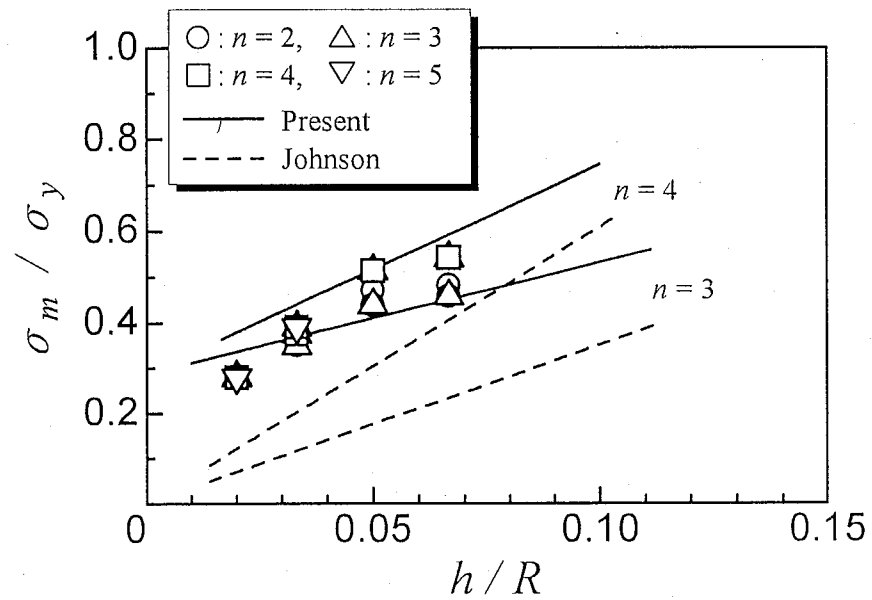


Fig. 3.23 Mean stress of non-axisymmetric mode versus wall thickness for circular tubes

次に正方形管の試験結果について考察する．円管の軸対称モード同様に λ は幾何学的に決まらず，平均圧潰応力が最小となることを仮定し，式 (3.35) を導いた．そこで式 (3.35) および実験から得られる λ/a と h/a との関係を Fig. 3.24 に示す．図中の実線で示された式 (3.35) の結果は， h/a が増加するにつれ λ/a の値が大きくなるという定性的傾向は似ているが，試験より得られる λ とは，定量的には合っていない．正方形管の変形モードは角部と側面とでは違い，非軸対称であるために円管の軸対称モードとは異なり，平均圧潰応力最小の条件で λ を決定することはできない．また，実際の変形では円管に比べ正方形管の場合，しわの張り出しが大きく，塑性関節部の曲率半径がかなり大きくなっていることも要因のひとつであると考えられる．さらに試験結果からひずみ硬化の影響が顕著に現れる軟鋼の λ の方が塑性関節部に生じる曲率半径が大きいため，アルミニウム合金に比べて長くなっている．したがって解析から λ を決定することはできないので， λ の実験式を以下のように導いた．図中の破線が近似した結果である．

$$\text{アルミニウム合金} \quad \lambda/a = 0.37(h/a)^{0.09} \quad (3.36)$$

$$\text{軟鋼} \quad \lambda/a = 0.85(h/a)^{0.24} \quad (3.37)$$

正方形管の平均圧潰応力の理論結果とアルミニウム合金の実験結果とを Fig. 3.25 に示す．ここで λ に式 (3.35) を用いて求めた結果と，実験式 (3.36) を用いて求めた結果および Abramowicz^[3-15] の理論解をともに示してある． a/h が 0.03 より小さい範囲では， λ に理論式または実験式を用いても平均圧潰応力に違いが見られない．しかし a/h が 0.03 より大きい範囲では，実験式を用いた方が平均圧潰応力は大きくなり，より実験結果に近づいている．また角部での塑性関節の折り返しの見積もり，および変形量におよぼす肉厚の割合を変更したことにより，Abramowicz の理論解に比べ，実験結果の傾向と対応する結果がえられた．したがって， λ に実験式を用いれば， h/a の値が 0.01 から 0.06 の間で理論によって求められた平均圧潰応力と実験結果とはほぼ一致している．

断面の全長 S と肉厚 h の比と，理論的に求めた円管および正方形管の平均圧潰応力との関係を Fig. 3.26 に示す．ここで，円管の場合 $S = 2\pi R$ であり，正方形管の場合 $S = 4a$ である．また円管の非軸対称モードの周方向波数 n は 3 とした．円管および正方形管ともに，肉厚が厚くなるにつれて平均圧潰応力は大きくなる．円管の軸対称モードと非軸対称モードとの結果は， h/S の値が 0.01 付近で逆転し，肉厚が薄いと軸対称モードの方が，肉厚が厚いと非軸対称モードの方が平均圧潰応力は小さくなる．したがってエネルギー的にみれば肉厚が薄いときに軸対称モードが，肉厚が厚くなると非軸対称モードが現れやすいことになる．しかし実際には肉厚が薄いと非軸対称モードが，厚いと軸対称モードが支配的である．これは先に潰れ線図から荷重の変動幅が非軸対称モードに比べ軸対称モードの方が大きいことを述べたが，

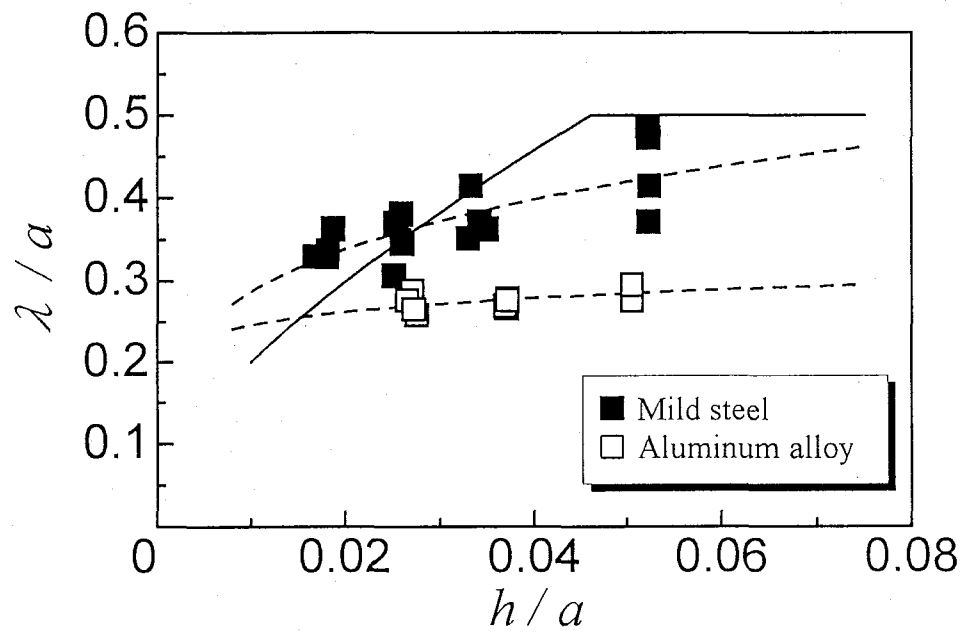


Fig. 3.24 Lobe length for square tubes

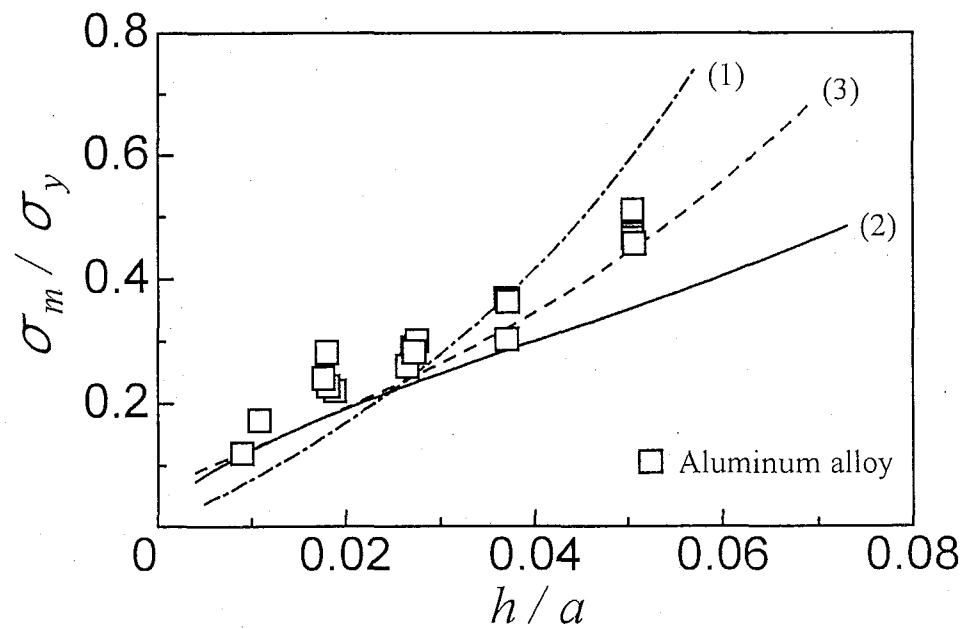


Fig. 3.25 Mean stress versus wall thickness for square tubes
 (1) Abramowicz's theory
 (2) Present theory with lobe length given from theory
 (3) Present theory with lobe length given from experiment

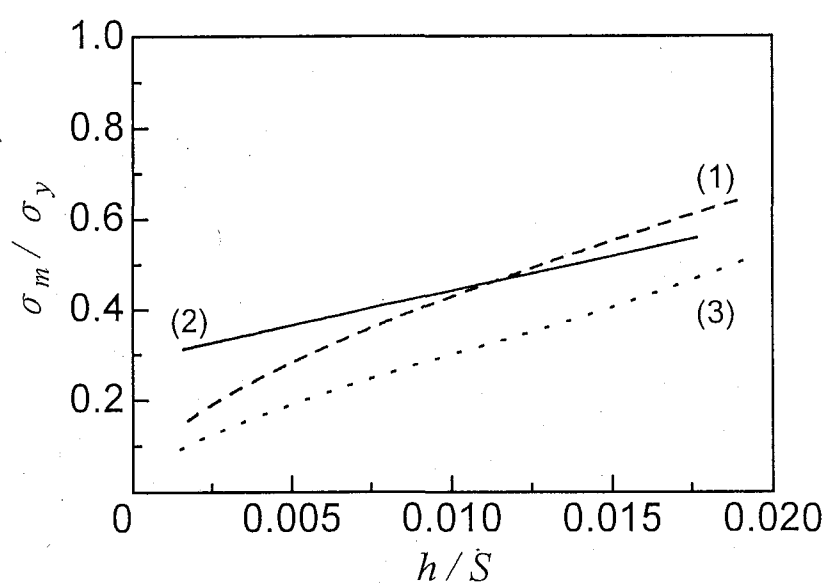


Fig. 3.26 Effect of cross sectional shape on mean stress
 (1) Circular tube (Axisymmetric)
 (2) Circular tube (Non-axisymmetric : $n = 3$)
 (3) Square tube

肉厚が同じ場合、荷重変動の極大値は非軸対称モードより軸対称モードの方が大きくなっている。したがって変形が開始するのに必要な荷重は、非軸対称モードの方が小さく、軸対称モードの変形が開始する荷重に達する前に、周方向に変形が生じてしまい非軸対称モードの変形が開始してしまうと考えられる。したがって必ずしも完全系におけるエネルギーが少ない変形モードで圧潰するとは限らず、変形の進行が容易なモードで変形すると考えられる。また正方形管の平均圧潰応力は円管より小さくなっている。このことは正方形管よりも円管の方が、断面の全長が等しければエネルギー吸収量が多くなることを示している。

3.4.2 荷重－変形関係(潰れ線図)

円管が軸対称モードで圧潰したときに得られる潰れ線図を Fig. 3.27 に、非軸対称モード ($n=3$) で軸圧潰したときの潰れ線図を Fig. 3.28 に示す。実線は実験結果を、破線は理論結果を示している。理論結果は、1周期の軸圧潰が起きる毎に繰り返し現れる荷重の上下を示し、軸圧潰の周期数もほぼ実験と一致している。理論では、1周期毎の軸圧潰が独立して繰り返し形成されると仮定しているために、荷重の立ち上がりは鋭くなっているが、軸圧潰が開始した後の荷重の低下の様子は実験とよく一致した傾向を示している。軸対称モードの場合、逐次圧潰の前半ではしわの上部と下部の形成が対称でないために、実験結果においては、1つのしわに対して2つの荷重のピークが現れている。しかし軸圧潰が進行するにつれて、1つのしわに対して1つの荷重のピークが現れるようになり、理論結果が実験結果に合うようになる。非軸対称モードの場合、実際の変形では1つのしわが完成してから、次のしわが形成されるのではなく、前のしわの形成途中から次のしわの形成が開始され互いに影響するため、荷重の立ちあがりは緩やかである。

正方形管の結果を Fig. 3.29 に示す。実線は実験結果を、破線は理論結果を示している。円管同様、理論では1周期毎の軸圧潰が独立して繰り返し形成されると仮定しているために、荷重の立ち上がりは鋭く、2番目以降の荷重のピークも実験に比べ大きく、はじめの荷重の最大値と等しくなっている。

3.4.3 単位質量当たりの吸収エネルギー

材質または形状の違いによる吸収エネルギーを考察するために、部材が吸収したエネルギーを試験片の軸圧潰した部分の質量で除した単位質量当たりの吸収エネルギーを求め、Fig. 3.30 に示す。ここでアルミニウムの質量密度は $2.70 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 、軟鋼の質量密度は $7.86 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ とした。いずれの場合も、肉厚が厚くなるにつれて吸収量は増加しており、アルミニウムの方が密度が小さいために軟鋼に比べ大きな吸収量を示している。断面形状の違いについては、断面の長さに対する肉厚の比が等しいとき、円管の方がより多くのエネルギーを吸収している。

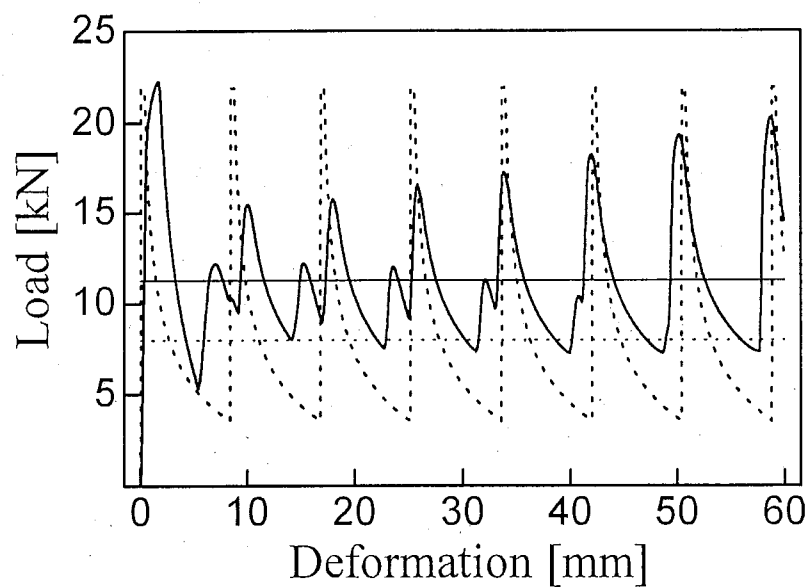


Fig. 3.27 Load and deformation relationship by circular tube
(Axisymmetric mode, Aluminum, $h = 1.0\text{mm}$,
— : Experiment, $\cdots$: Theory)

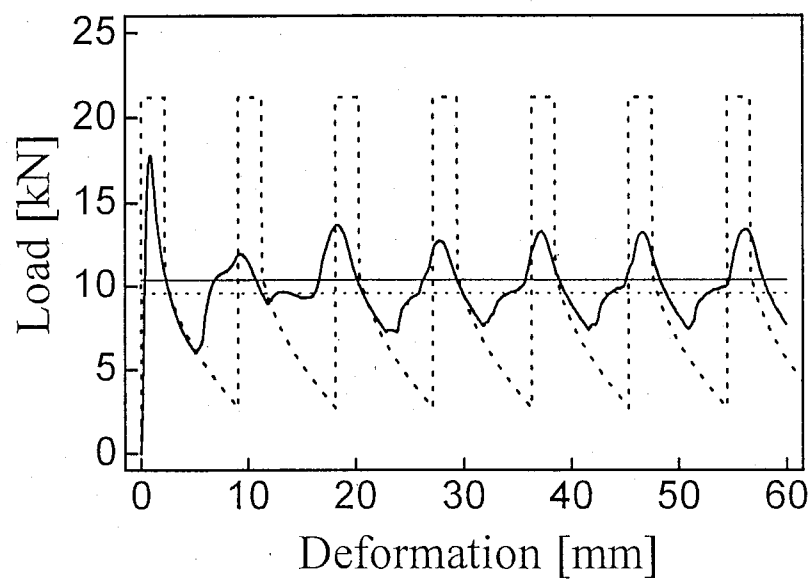


Fig. 3.28 Load and deformation relationship by circular tube
(Non-axisymmetric mode : $n = 3$, Aluminum, $h = 1.0\text{mm}$,
— : Experiment, $\cdots$: Theory)

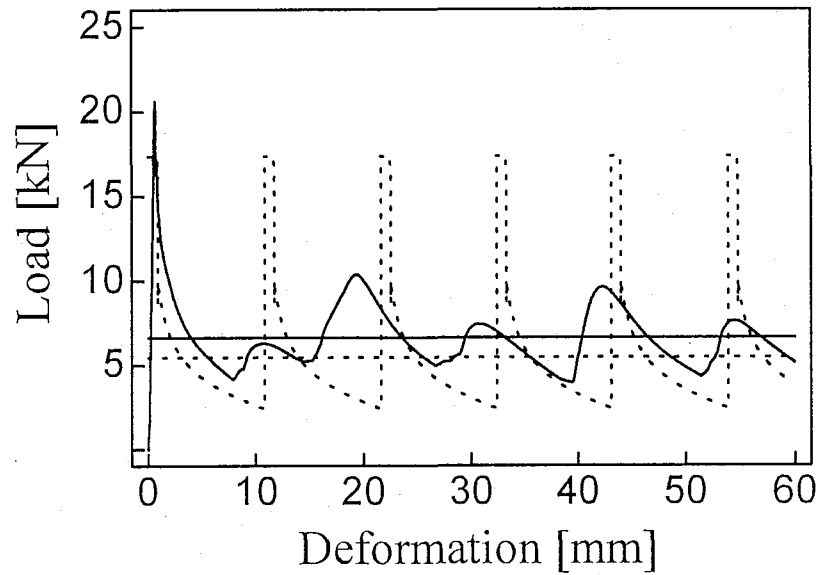


Fig. 3.29 Load and deformation relationship by square tube
(Aluminum, $h = 1.0\text{mm}$, — : Experiment, $\cdots$: Theory)

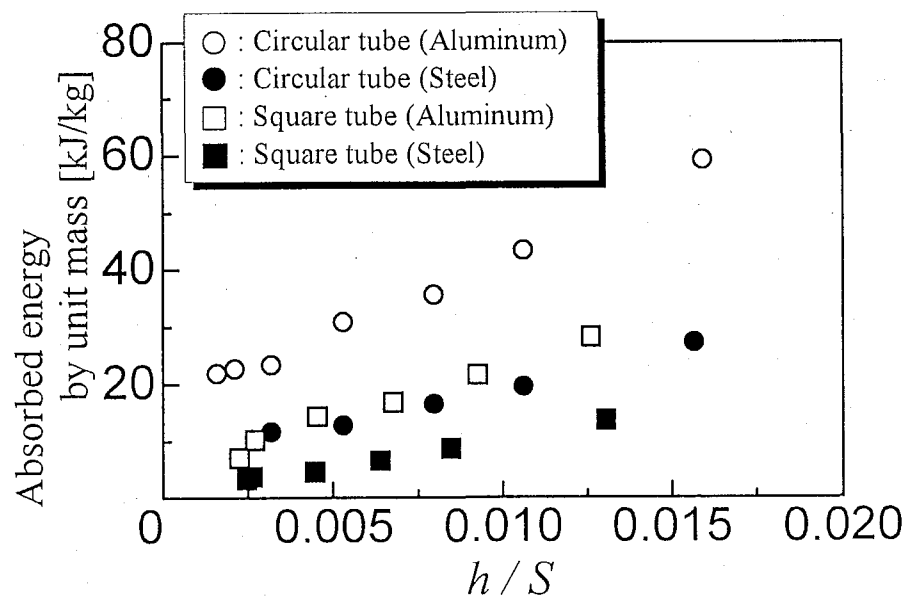


Fig. 3.30 Absorbed energy by unit mass

3.5 結言

薄肉管の静軸圧潰特性を明らかにするために理論および実験解析を行った。解析対象を円管および正方形管とし、アルミニウム合金および軟鋼製の試験片を用いて静圧潰試験を行った。

円管および正方形管ともに圧潰が最初に開始するときに荷重は最大になり、以降、この最大値を超えることのないしわの形成に対応した荷重の極大値が現れるという軸圧潰特有の潰れ線図が得られることを実験的に確認した。剛塑性体に材料特性が近いアルミニウムの結果と理論結果を比較した場合、まず潰れ線図において、理論が弾性変形を無視しているために、各々のしわが形成され始めるときの荷重の増加の仕方を再現していないが、しわの形成が終了に向かうときの、荷重がなだらかに減少する傾向とうまく対応した。また平均圧潰応力の理論結果は実験結果とよく一致し、塑性関節モデルが静圧潰の基本的な特性を示すことを再確認した。ここで円管の場合、平均圧潰荷重が最小になるようにして求めた軸方向変形波長は実験結果とほぼ一致したが、正方形管の場合、同じようにして求めた軸方向波長は実験結果と一致しなかった。円管の軸対称モードは外側への張り出しが少なく、塑性関節部の曲率もモデルに近い状態であるのに対して、正方形管の場合、変形が非軸対称であり、また張り出しがかなり多く塑性関節部の曲率もかなり小さく、圧潰モードにより圧潰開始のメカニズムが異なるのではないかとと思われる。そこで正方形管の場合は、軸方向波長に実験結果を近似した実験式を用いて、理論的に平均圧潰応力および潰れ線図を求めた。

実際の変形では円管および正方形管ともに、ひずみ硬化などの影響により塑性関節部の曲率半径がアルミニウム合金と軟鋼とでは異なり、軟鋼の方が軸方向変形波長は長くなる傾向がある。平均圧潰応力を降伏応力で無次元化した値は肉厚が等しいとき、円管では軟鋼の方が大きくなる傾向にあり、正方形管ではアルミニウム合金と軟鋼とではほぼ等しくなった。また、アルミニウムは軟鋼に比べ単位質量当たりの吸収エネルギーは大きく、正方形管よりも円管の方がエネルギー吸収特性に優れていることが明らかになった。

<参考文献：第3章>

- [3-1] 例えば E.Nalepa, Crash-Worthiness Simulation of the Opel Vectra Using the Explicit Finite Element Method, *International Journal of Vehicle Design*, Vol.11, No.2, (1990), p.160-165.
- [3-2] W.Abramowicz and N.Jones, Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.3, (1984), p.263-281.
- [3-3] W.Abramowicz and N.Jones, Dynamic Axial Crushing of Square Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.2, (1984), p.179-208.
- [3-4] S.R.Reid and T.Y.Reddy, Static and Dynamic Crushing of Tapered Sheet Metal Tubes of Rectangular Cross-Section, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.28, No.9, (1986), p.623-637.
- [3-5] N.Jones and T.Wierzbicki, Structural Crashworthiness and Failure, Elsevier Applied Science, (1993), p.387-406.
- [3-6] W.Abramowicz and N.Jones, Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.4, No.4, (1986), p.243-270.
- [3-7] N.Jones, Structural Impact, (1989), Cambridge University Press, p.385-431.
- [3-8] 村瀬勝彦, 西村融, 有限要素法による粘塑性大変形解析とその応用 (薄肉円管の軸対称変形), 日本機械学会論文集 (A 編), Vol.45, No.400, (1979), p.1554-1563.
- [3-9] 村瀬勝彦, 加鳥裕明, 西村融, 有限要素法による粘塑性大変形解析とその応用 (薄肉角管の不伸張変形), 日本機械学会論文集 (A 編), Vol.48, No.434, (1982), p.1318-1324.
- [3-10] 木部勢至朗, 砂川恵, 衝撃軸圧縮荷重を受ける円筒角殻の単純化モデル, 日本航空宇宙学会誌, Vol.30, No.346, (1982), p.647-653.
- [3-11] 萩原一郎, 津田政明, 佐藤佳裕, 有限要素法による薄肉箱型断面真直部材の衝撃圧潰解析, 日本機械学会論文集 (A 編), Vol.55, No.514, (1989), p.1407-1415.
- [3-12] A.Pugsley and M.Macaulay, The Large - Scale Crumpling of Thin Cylindrical Columns, *Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, Vol.13, (1960), p.1-9.
- [3-13] J.M.Alexander, An Approximate Analysis of the Collapse of Thin Cylindrical Shells under Axial Loading, *Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, Vol.13, (1960), p.10-15.
- [3-14] W.Johnson, P.D.Soden and S.T.S.Al-Hassani, Inextensional Collapse of Thin-Walled Tubes under Axial Compression, *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, Vol.12, No.4, (1977), p.317-330.
- [3-15] W.Abramowicz, Simplified Crushing Analysis of Thin-Walled Columns and Beams, *Rozprawy Inzynierskie*, Vol.29, No.1, (1981), p.5-26.
- [3-16] W.Abramowicz and T.Wierzbicki, Axial Crushing of Multicorner Sheet Metal Columns, *Journal of Applied Mechanics*, Vol.56, (1989), p.113-120.
- [3-17] 益田森治, 室田忠雄, 「改訂 工業塑性力学」, 養賢堂, (1980), p.253-254.

第4章

薄肉管の衝撃軸圧潰特性の解析

4.1 緒言

一般に、衝撃荷重を受ける材料の力学的性質は静的荷重を受ける場合とは異なるため、衝撃荷重を受けて変形する自動車のサイドメンバーなどのエネルギー吸収部材の特性を評価するには、静荷重下での検討だけでは不十分である。したがって、高いエネルギー吸収能を達成するための指針を得るには、基礎資料として、まず単純な基本部材の衝撃軸圧潰によるエネルギー吸収特性を明らかにする必要がある。また薄肉管の衝撃軸圧潰は、塑性変形を含む動的不安定現象であるために、FEMを代表とする種々の数値解析法^{[4-1]~[4-8]}だけによる現象の解明は困難であり、実験解析および理論解析が並行して行われている。ここで理論解析はFEMなどに比べ精度などの面では劣るものの、現象を支配するパラメータを明らかにすることができ、また部材の寸法、材質などが吸収エネルギーにおよぼす効果を評価することができる。しかし衝撃圧潰に対する理論解析がW.Abramowiczら^{[4-9][4-10]}やT.Akerstromら^[4-11]によって行われているものの、弾性変形を無視した塑性関節を用いたメカニズム解析を衝撃圧潰の解析に拡張するには問題も多く、おもに平均圧潰荷重の静動比についての検討にとどまっている。また衝撃速度と変形量から定義したひずみ速度や降伏応力の構成式について検討の余地があると思われる。衝撃実験においては、静圧潰と衝撃圧潰との本質的な違いを追求するために、また解析結果を検証するためにも、高い精度で圧潰過程での荷重および変形履歴を計測する必要がある。

そこで本章では、はじめに縦型衝撃試験機を作製し、第3章の静圧潰試験に使用したのと同じ円管および正方形管を用いて衝撃圧潰試験を行い、圧潰過程での荷重および変形履歴を限りなく正確に測定する。その結果から実験的に薄肉管の肉厚、材質および断面形状が衝撃軸圧潰によるエネルギー吸収特性に与える影響を明らかにする。また第3章の静圧潰試験の結果と比較し、エネルギー吸収特性におよぼす動的效果を考察する。次に第3章で述べた静圧潰に対する評価手法を拡張し、薄肉管の衝撃軸圧潰を塑性関節モデルを用いて解析する手法を提案する。ここでは慣性力および衝撃荷重による試験片内の応力波の伝ばを無視し、塑性関節にのみ動的效果を

第4章 薄肉管の衝撃軸圧潰特性の解析

考慮することにより，軸圧潰による変形量と吸収エネルギーとの関係について考察する．動的変形の影響を評価するに際し，第2章で行った板材の衝撃三点曲げ試験の結果から得られた塑性関節の曲げ角速度に対する全塑性曲げモーメントの構成式を用いた．最後に解析結果と実験結果との比較により，本解析法の妥当性を確認する．

4.2 衝撃圧潰試験

4.2.1 試験装置および試験方法

第3章で行った静圧潰試験に用いた試験片と同じ円管および正方形管を使用して衝撃圧潰試験を行った。材質もアルミニウム合金と軟鋼の2種類用意した。試験片の製作方法および寸法も同様で、軸方向長さを100mmに統一し、肉厚だけを変化させた。衝撃速度は潰れ代が必ず残るような範囲内で変化させた。使用した衝撃試験機の概略を Fig. 4.1 に示す。試験機は、鉛直下向きに空気圧により加速されたクロスヘッドでロードセル上に置かれた試験片に衝撃を与えるものである。ここでは、コンプレッサーにより圧縮された空気がチャンバー内に充填される。そしてエアースリンダーでピストンを引くことによりチャンバー内に充填された空気がシリンダー内に流入し、ポリエチレン樹脂製の弾丸を加速する。クロスヘッドはこの弾丸にボルトにより固定されている。チャンバーの最大許容圧力は1.0MPaなので、クロスヘッドを最大16m/sまで加速させることができる。Fig. 4.2 に示したクロスヘッドは、厚さ5mmと12mmの2枚の軟鋼製正方形板を5本の丸棒で接続した2層構造で、質量は17.93kgである。また片当たりを防ぐためにクロスヘッドは4本の軟鋼製丸棒にガイドされ、試験の再現性を高めている。

衝撃圧潰試験でも静圧潰試験同様、圧潰が進行している間の変形および荷重履歴を計測する。圧潰が進行している間、試験片の変形量とクロスヘッドの移動量とが一致するものとし、クロスヘッドに取りつけたマーカの動きを光学式変位計 (Zimmer 社製, 100B) で非接触に計測し、変形履歴とした。またこの光学式変位計で得られたデータからクロスヘッドが試験片に衝突する直前の速度を求めた。荷重履歴はロードセルに貼られたひずみゲージの出力から求められたひずみに、ひずみゲージが貼られた検出部の断面積とヤング率を乗じて求めた。これら変位計およびロードセルの出力はブリッジボックス、動ひずみ計、波形記憶装置を経て、パソコンに記録される。そして測定された変形および荷重履歴から時間軸を消去することにより衝撃圧潰が進行している過程での荷重-変形線図すなわち潰れ線図が求められる。この潰れ線図で囲まれた部分の面積を求めることにより試験片が吸収したエネルギーが求められる。

本試験で使用したロードセルは Fig. 4.3 に示すように、2枚の円板を円柱でつないだ形であり、軟鋼丸棒から削り出して製作された。上側の円板の上に試験片をのせ、下側の円板の3ヶ所にボルト穴をつけ、ベースプレートに固定する。ロードセルの検出部である円柱の中央に、半導体ひずみゲージ (共和電業製 KSP-2-120-E4) が2枚、中心軸に対称な位置に貼られている。この2枚のゲージを直列に接続することにより曲げの影響を取り除く工夫がされている。

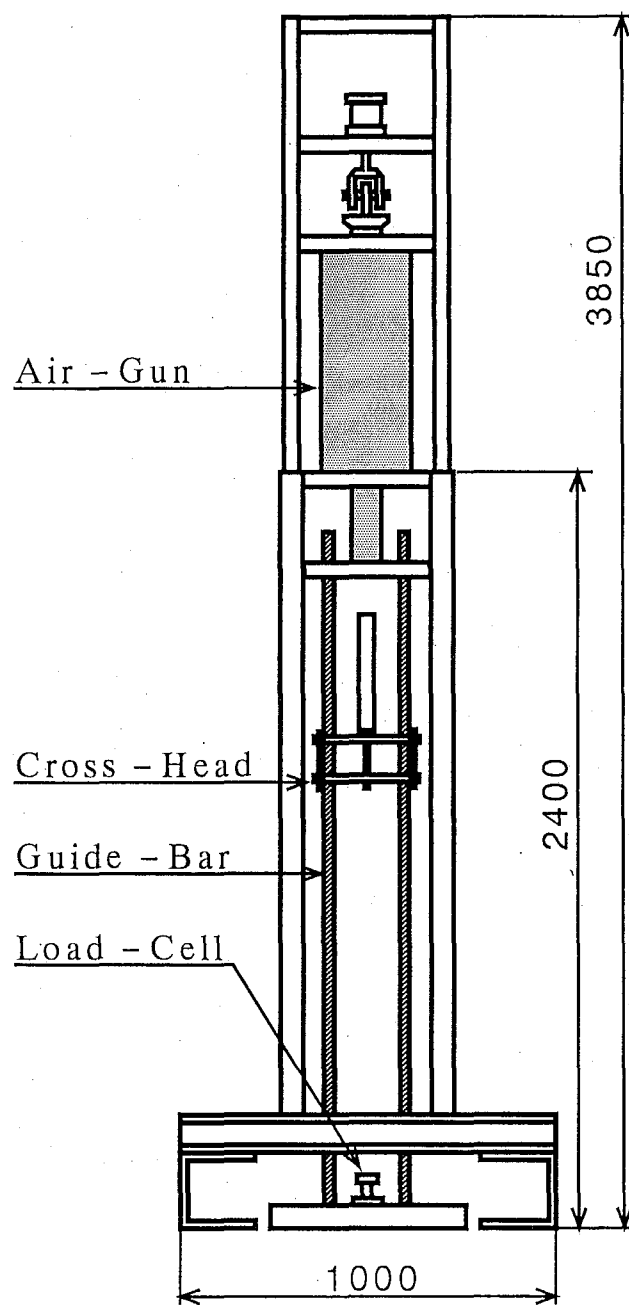


Fig. 4.1 Impact testing machine for crushing

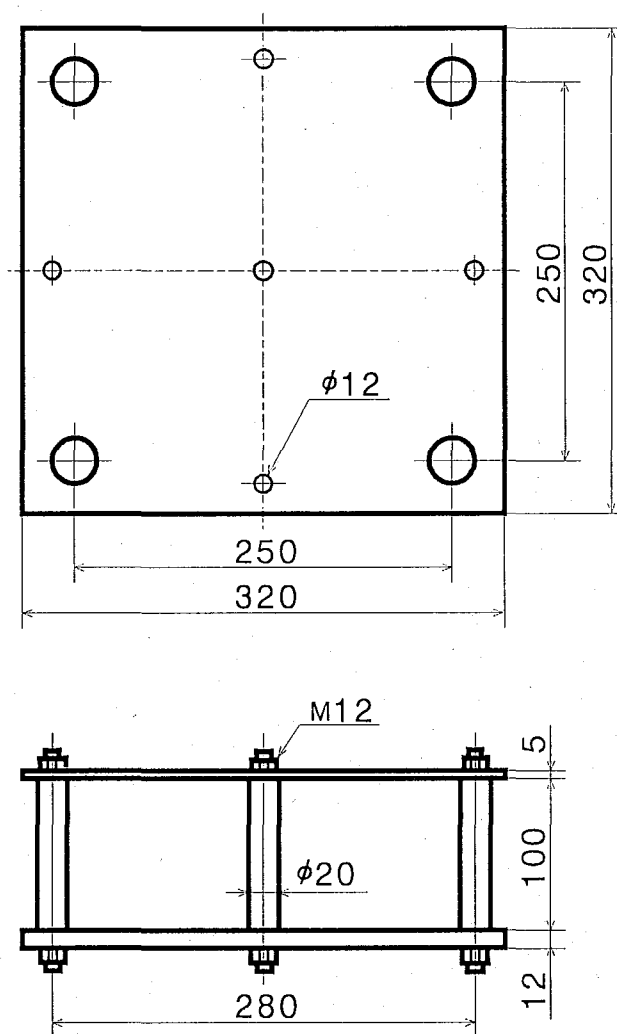


Fig. 4.2 Cross - head

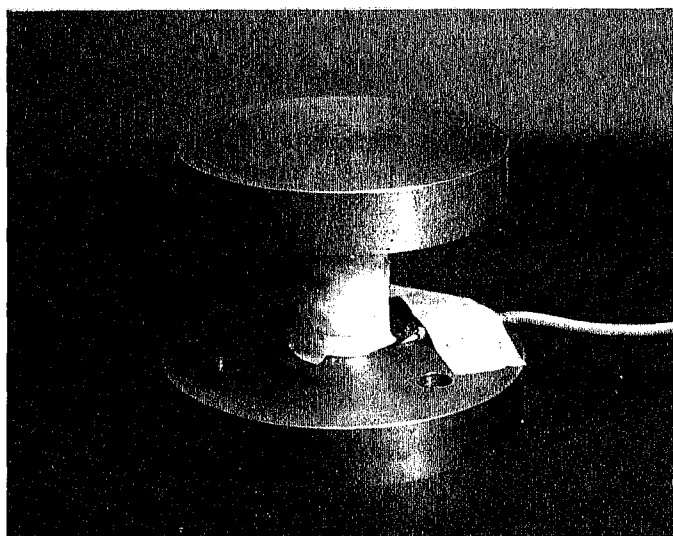
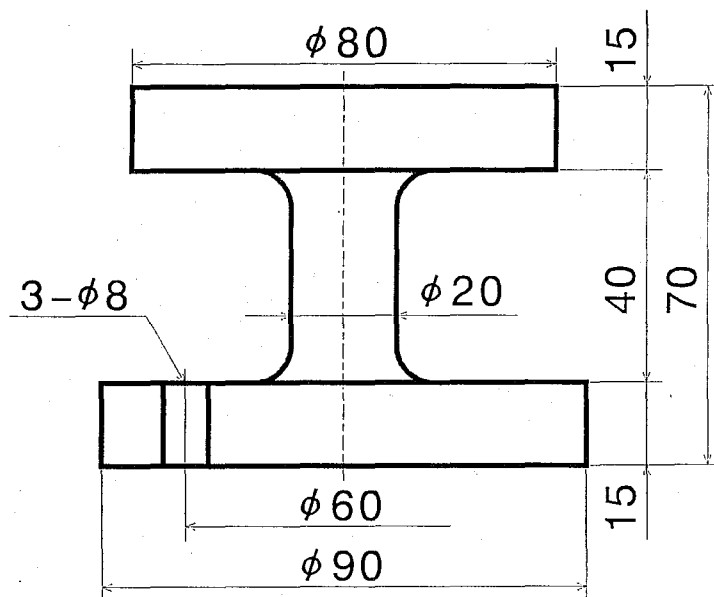


Fig. 4.3 Dimensions of load cell

このロードセルを設計するにあたり以下のことに留意した。まずロードセルの固有振動数をできるだけ高くした。固有振動数は応力波がロードセル内を往復するのに要する時間に強く依存すると考えられる。したがって、ロードセルの全長を短くすれば固有振動数を高くすることが可能と見られる。円板の部分の厚さを余り薄くすることはできず、またひずみゲージを貼るためには、円柱の長さを極端に短くすることはできない。これらを考慮して全長を70mmとした。次にロードセルの感度を設定した。検出部である円柱が細い方が感度は上がるが、余り細すぎると大きな荷重を受けた場合、塑性変形する心配がある。静圧潰試験結果を参考にして衝撃試験の最大荷重を130kN以下にすることにした。材料が軟鋼であり、切削などの製作過程で加工硬化が生じるので降伏応力を400MPaとした。これらから最大荷重を受けても検出部が塑性変形しないように円柱の直径を20mmとした。

ロードセルに貼られたひずみゲージのゲージ率を検定するために、静荷重による試験を行った。INSTRON 材料試験機でロードセルに0.5kN/sの速度で負荷し、同様に除荷した。結果を Fig. 4.4 に示す。△は負荷時、○は除荷時を表している。負荷、除荷ともにロードセルの出力は一直線上に並んでおり、INSTRON 試験機の読み、すなわちロードセルに与えた荷重とロードセルから求めた荷重とが一致しており、ロードセルに使用したひずみゲージのゲージ率が正しいことがわかる。

ロードセルで衝撃時の荷重を測定する場合、荷重の検出位置すなわちひずみゲージの接着位置と荷重の実際に作用する位置とが異なるため、ロードセルから出力された荷重を入力された荷重と見なしてよいかを確認する必要がある。またロードセルで測定可能な周波数領域を確認する必要がある。そこで直径10mmの軟鋼丸棒を用いてロードセルとの弾性衝突試験を行い、ロードセルの動特性を調べた。長さが1000mmおよび400mmの2種類の軟鋼棒をガイドに沿って落下させ、衝撃試験機の所定の位置に置かれたロードセルの上側の円板の中心に衝突させた。ロードセルに作用する衝撃力 F_i は衝撃棒の先端における荷重であるから、棒の中央に取りつけたひずみゲージから出力されるひずみに棒の断面積とヤング率を乗じ、波動伝播理論を用いて棒先端における荷重を算出した。この棒先端における荷重とロードセルから出力される荷重応答 F_o とを比較した。Fig. 4.5 の (a) に1000mmの、(b) に400mmの軟鋼丸棒をそれぞれ衝突させたときのロードセルの周波数応答を示す。両図の始めのピークは異なるので、丸棒の長さの影響によるものと考えられる。そして共通している高いピーク (▽) がロードセルの固有振動数と考えられ、約8kHzと推定できる。また8kHz以下の周波数領域で F_o/F_i は一定値になっている。よって8kHz以下の領域で計測することにした。

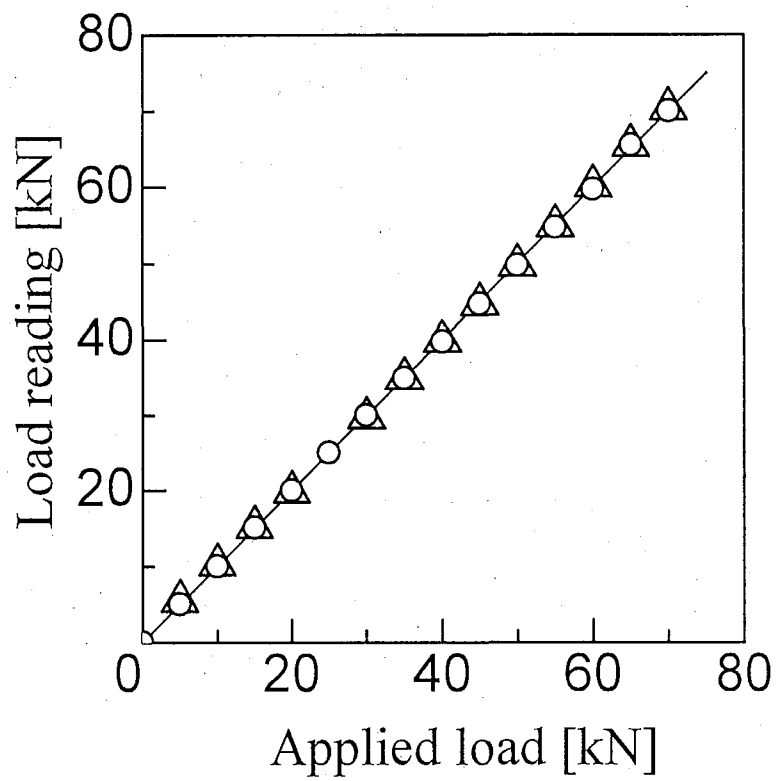
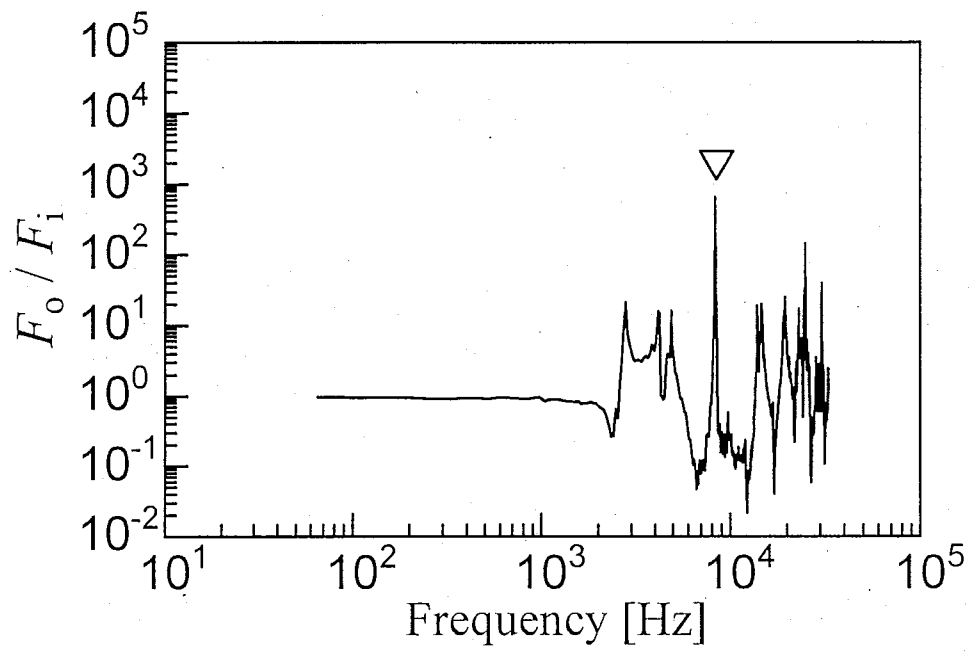
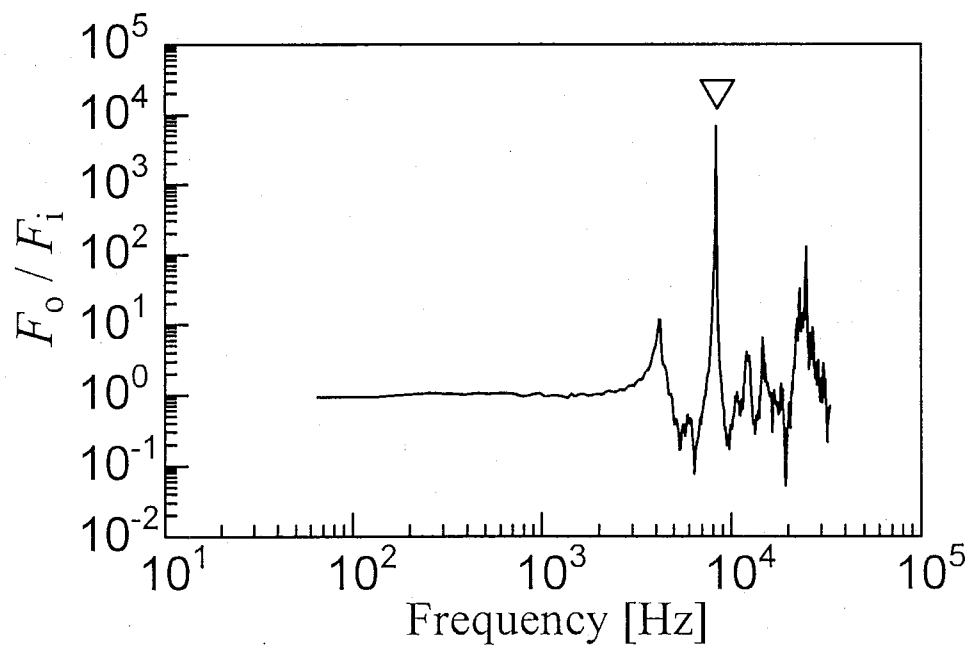


Fig. 4.4 Applied load and load reading relationship of load cell



(a) Length : 1000mm



(b) Length : 400mm

Fig. 4.5 Frequency response of load cell

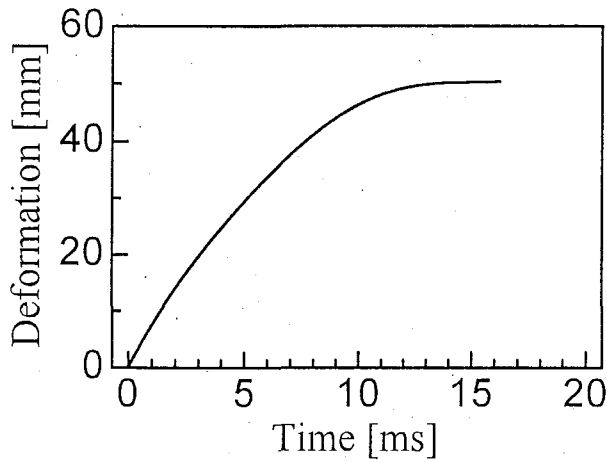
4.2.2 円管の試験結果

実験によって得られた変形履歴、荷重履歴および潰れ線図の一例を Fig. 4.6 に示す。また、衝撃速度 v_0 、最終変形量 D_e 、吸収エネルギー E_a 、平均圧潰荷重 F_m 、および単位質量当たりの吸収エネルギー量 E_M^d についてまとめたものを Table 4.1 および Table 4.2 に示す。ここで CDA030 - 1 および CDA030 - 2 は肉厚が薄く、試験片が吸収できるエネルギーが小さいため潰れ代が残らなかった。そこで表には 60mm まで変形したときの吸収エネルギーを基準に各値を示している。

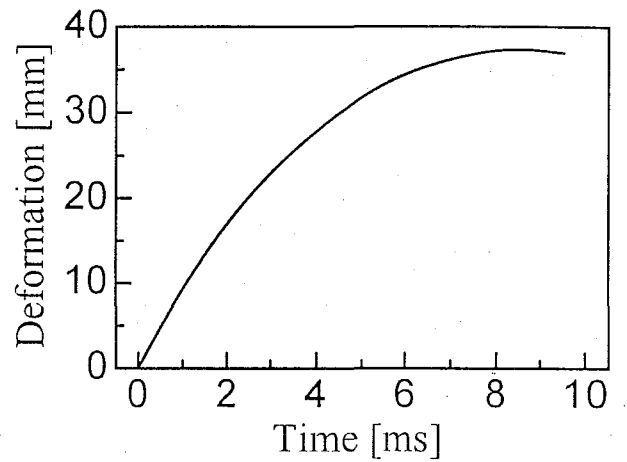
衝撃試験後の試験片の変形状態を Fig. 4.7 に示す。材質にかかわらず管全体が変形するのではなく、変形している部分としていない部分とに分けられる。そして変形モードは静圧潰の場合と比べて大きな違いはなく、軸対称モードと非軸対称モードの2種類のモードに分けることができる。衝撃圧潰では軸対称モードが支配的であり、肉厚が薄いと変形の後半で軸対称モードから非軸対称モードへの移行が観察された。このとき非軸対称モードの周方向波数 n は3か4であった。また大部分の試験片は、クロスヘッドと衝突した側から変形が開始した。

圧潰過程での荷重履歴は周期的に上下に振動している。静圧潰と同様に圧潰の開始時に荷重は最大になる。また潰れ線図には静圧潰と異なり細かい振動が乗っているが、この振動は変形が進むにつれて急速に小さくなっている。またこの振動の周波数は 3kHz ~ 4kHz であり、試験片の肉厚により異なるので電氣的な雑音ではないことは明らかである。ここでも静圧潰同様、試験片に形成されたしわの数と荷重の極大値の数とが一致しているの、しわの形成と荷重の周期が対応している。したがって圧潰が同時に起こるのではなく、しわが順次形成される逐次圧潰が起こっているものと考えられる。

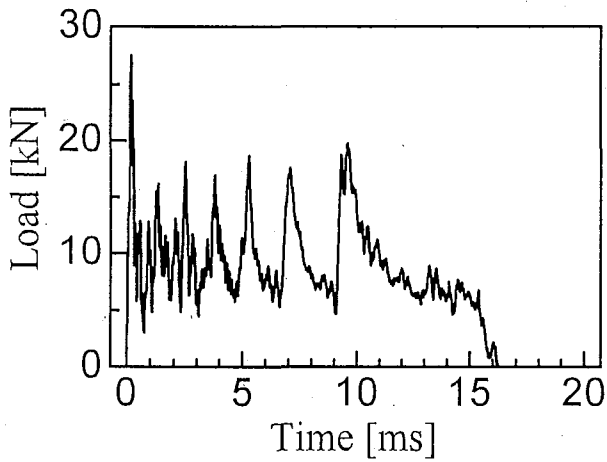
圧潰過程において荷重がかなり変動するのに比べて、変形履歴は単調増加となっている。これらの変形履歴を最小二乗法により多項式に近似し、実験値と近似値との相関を調べた結果、変形履歴は2次の多項近似で十分な近似度が得られることを確認した。このことは円管がほぼ一定の減速度で変形していることを示している。したがって、荷重履歴から1つのしわが形成されるのに要する時間は圧潰前半の方が後半と比べ短い。またロードセルから出力される荷重応答が変動するのに対し、変形過程の減速度がほぼ一定値になることから、クロスヘッドが試験片に与える荷重は一定であることが分かる。したがってロードセルが測定している荷重応答は試験片が変形することによって生じている応答であることが確認できる。Fig. 4.8 に衝撃速度と減速度との関係を示す。アルミニウム合金および軟鋼ともに実験での衝撃速度の範囲が狭いためか、減速度は衝撃速度に関係なく各肉厚に対してほぼ一定の値となっている。そこで各肉厚に対して減速度を平均し、肉厚との関係を Fig. 4.9 に示す。ここから肉厚が厚い方が減速度は大きくなっている。したがって肉厚が厚い方が、変形に要する時間は短くなる。また、アルミニウムより軟鋼の方が、降伏応力つ



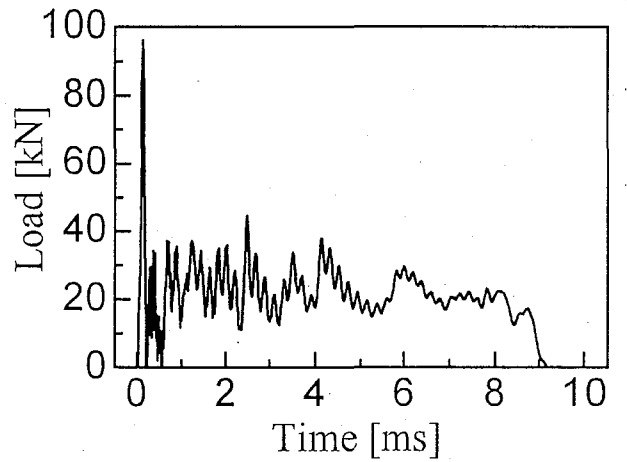
(a-1) Deformation history



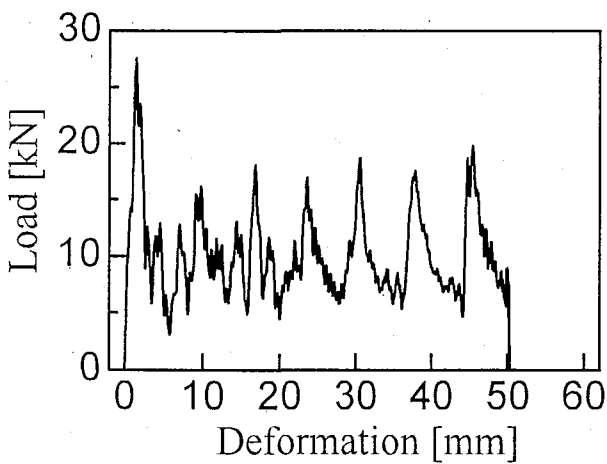
(b-1) Deformation history



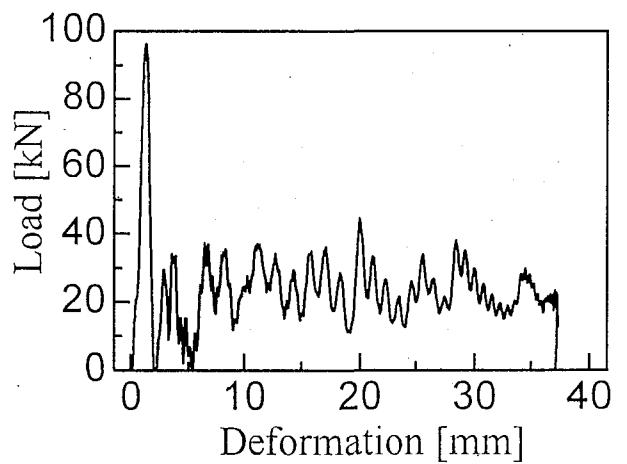
(a-2) Load history



(b-2) Load history



(a-3) Load deformation curve
(Aluminum, $h=1.0\text{mm}$, $v_0=7.6\text{m/s}$)



(b-3) Load deformation curve
(Steel, $h=1.0\text{mm}$, $v_0=10.3\text{m/s}$)

Fig. 4.6 Dynamic axial crushing characteristics of circular tube

Table 4.1 Energy absorption abilities of aluminum alloy circular tubes

ID.	Crushing mode	v_0 [m/s]	D_e [mm]	E_a [J]	F_m [kN]	E_M^d [kJ/kg]
CDA030 - 1	$S_1 - 4_6$	4.1	(60.0)	(114)	1.91	24.9
CDA030 - 2	$S_2 - 3_6$	5.0	(60.0)	(119)	1.98	26.0
CDA050 - 1	S_9 3.23	4.1	41.4	151	3.65	28.7
CDA050 - 2	$S_1 - 3_3$	5.0	66.6	207	3.11	24.4
CDA075 - 1	$S_1 - 3_2$	5.1	43.3	247	5.70	29.9
CDA075 - 2	S_6 3.86	5.3	42.6	263	6.18	32.4
CDA075 - 3	$S_2 - 4_2$	5.5	45.5	268	5.89	30.9
CDA075 - 4	S_6 4.19	5.6	42.7	266	6.23	32.7
CDA100 - 1	S_3 4.90	5.1	24.0	227	9.46	37.2
CDA100 - 2	S_4 4.53	6.0	34.1	318	9.32	36.7
CDA100 - 3	S_5 4.66	7.0	43.5	404	9.28	36.5
CDA100 - 4	S_6 4.71	7.6	48.2	530	11.00	43.2
CDA100 - 5	S_6 4.80	7.6	47.8	483	10.10	39.7
CDA150 - 1	S_3 6.75	9.0	36.1	694	19.20	50.4
CDA150 - 2	2_2	9.2	41.9	733	17.50	45.9
CDA150 - 3	S_4 6.23	9.6	43.8	792	18.10	47.4
CDA150 - 4	S_4 6.56	9.9	48.1	876	18.20	47.7

Table 4.2 Energy absorption abilities of steel circular tubes

ID.	Crushing mode	v_0 [m/s]	D_e [mm]	E_a [J]	F_m [kN]	E_M^d [kJ/kg]
CDS030 - 01	S ₁ - 4 ₁₀ 2.69	5.0	70.5	199	2.82	12.6
CDS030 - 02	4 ₅	4.1	39.5	135	3.42	15.2
CDS030 - 03	S ₂ - 3 ₇ 2.87	4.5	54.6	176	3.22	14.4
CDS030 - 04	S ₁ - 4 ₅	4.2	38.2	147	3.85	17.1
CDS030 - 05	S ₁ - 4 ₇ 2.50	4.2	46.0	151	3.28	14.6
CDS050 - 01	S ₅ 3.54	5.0	31.1	191	6.14	16.3
CDS050 - 02	S ₂ - 3 ₂ 3.55	5.2	30.2	200	6.62	17.6
CDS050 - 03	S ₂ - 3 ₆ 3.17	7.0	63.3	420	6.64	17.6
CDS050 - 04	S ₂ 3.40	4.6	20.0	168	8.40	22.3
CDS050 - 05	S ₂ - 3 ₂ 3.44	4.9	27.1	197	7.27	19.3
CDS050 - 06	S ₉ 3.41	7.3	55.6	461	8.29	22.0
CDS075 - 01	S ₃ 4.81	7.3	29.7	395	13.30	23.4
CDS075 - 02	S ₄ 4.90	8.0	36.3	479	13.20	23.2
CDS075 - 03	S ₆ 4.46	8.4	46.3	530	11.45	20.1
CDS075 - 04	S ₆ 4.35	9.1	47.4	614	12.95	22.7
CDS075 - 05	S ₂ - 3 ₃ 4.59	8.8	50.9	594	11.67	20.5
CDS075 - 06	S ₁ 4.41	5.0	13.0	199	15.31	26.9
CDS075 - 07	S ₄ 4.58	8.1	35.7	535	14.99	26.3
CDS075 - 08	S ₄ 4.77	7.3	30.1	455	15.12	26.5
CDS075 - 09	S ₂ - 3 ₃ 4.29	8.5	44.3	613	13.84	24.3
CDS075 - 10	S ₅ 4.63	8.9	43.4	686	15.81	27.8
CDS100 - 01	S ₃ 5.72	9.4	30.1	666	22.13	28.9
CDS100 - 02	S ₃ 5.46	9.7	35.2	748	21.25	27.8
CDS100 - 03	S ₂ 5.47	7.9	19.5	491	25.18	32.9
CDS100 - 04	S ₃ 5.61	9.5	28.5	738	25.89	33.8
CDS100 - 05	S ₄ 5.54	10.3	37.7	891	23.63	30.9

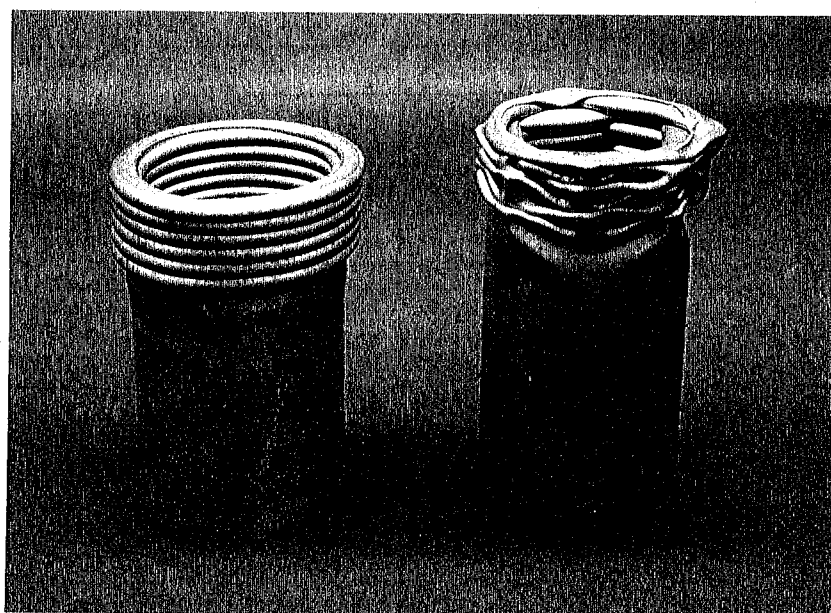


Fig. 4.7 Crushed specimens of circular tube

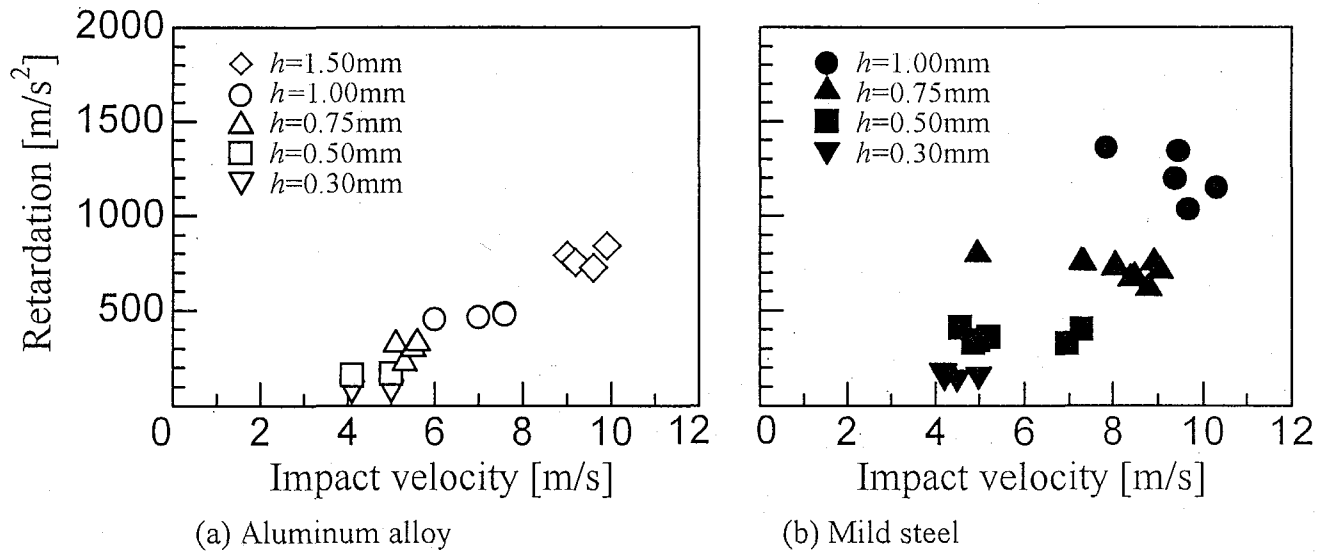


Fig. 4.8 Relationship impact velocity and retardation of circular tube

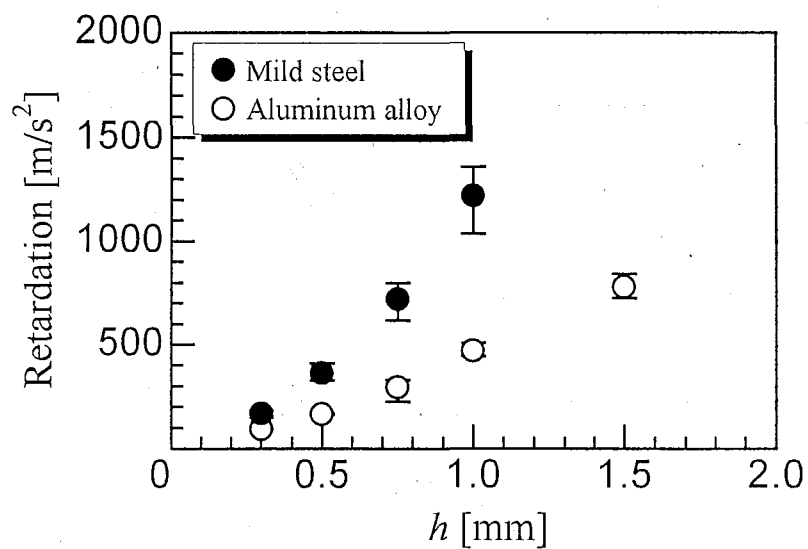


Fig. 4.9 Relationship thickness and retardation of circular tube

まり塑性曲げモーメントも大きいために、単位時間当たりのエネルギー吸収量が大きく軟鋼の方が減速度は大きくなっている。したがって肉厚および衝撃速度が等しければ、アルミニウムに比べ軟鋼の方が変形時間は短くなる。

Fig. 4.10 に衝撃速度と単位質量当たりの吸収エネルギー量との関係を示す。衝撃試験の結果はアルミニウムおよび軟鋼ともに衝撃速度の範囲が狭いためか、実験結果から衝撃速度による顕著な違いは観察されず、肉厚が厚い方が吸収エネルギーは大きくなっている。アルミニウム合金の吸収エネルギーは、静圧潰の結果と同じか若干小さくなる傾向にある。Fig. 4.11 に実験より得られた衝撃速度と軸対称モードの λ との関係を、また Fig. 4.12 に同じ試験変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潰れ線図を示す。Fig. 4.11 からアルミニウム合金の λ は衝撃速度の影響をほとんど受けておらず、静圧潰の λ の値とほぼ等しいことがわかる。また Fig. 4.12 より荷重の平均値および潰れの周期についてもほとんど差が見られない。したがって、静圧潰と衝撃圧潰において変形モードおよび材料特性がほぼ等しいために、吸収エネルギーに衝撃による影響が現れない。これに対し、軟鋼の吸収エネルギーは静圧潰の結果に比べ約1.4倍程度大きくなっている。ここで Fig. 4.11 より衝撃圧潰の変形モードは静圧潰と等しく、Fig. 4.12 から、荷重に差が生じていることが分かる。したがって衝撃圧潰による吸収エネルギーの上昇は主にひずみ速度等の変形速度の影響によるものと考えられる。

材質による吸収エネルギーを比較すると肉厚が等しい場合、単位質量当たりの吸収エネルギーは軟鋼に比べ、アルミニウムの方が大きくなっている。平均圧潰荷重または単位体積当たりの吸収エネルギーは軟鋼の方が降伏応力が大きいために軟鋼の方が大きくなるが、質量密度がアルミニウムは軟鋼の1/3程度なので、単位質量当たりの吸収エネルギーで評価するのであれば、軟鋼よりもアルミニウムの方がエネルギー吸収特性は優れていることになる。

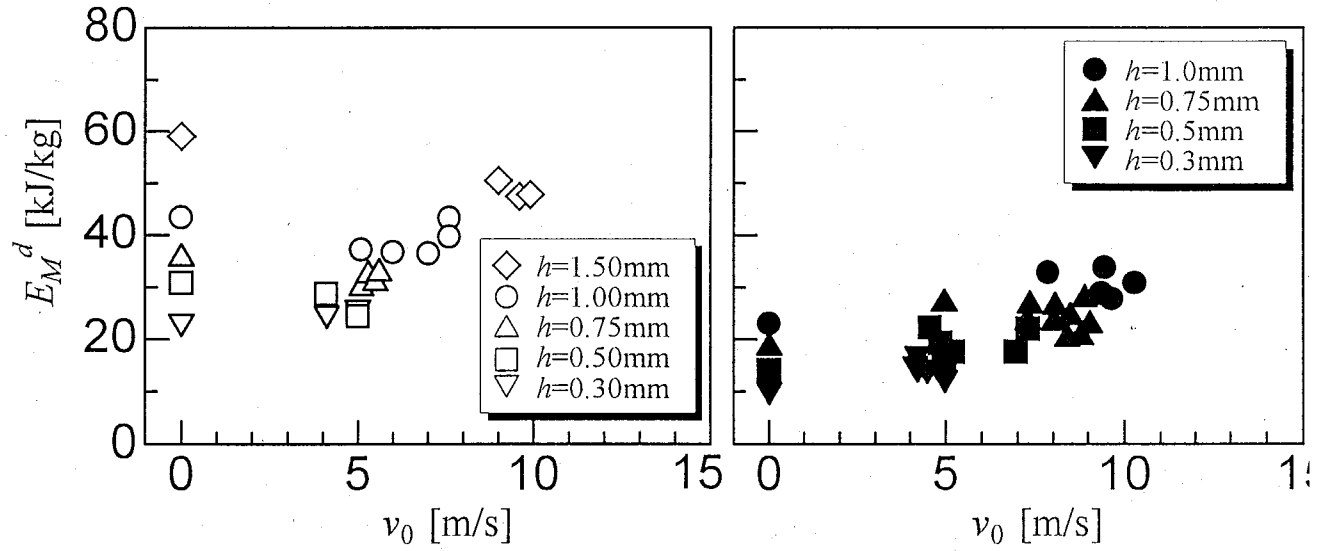


Fig. 4.10 Relationship impact velocity and absorbed energy by unit mass of circular tube

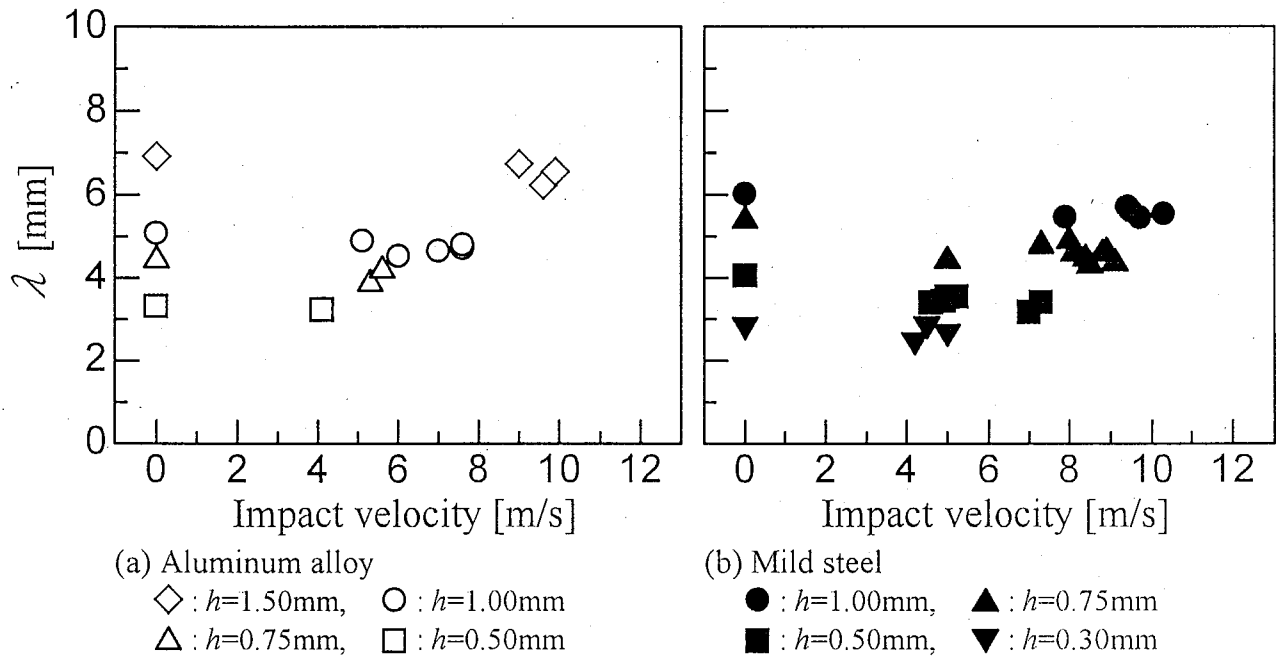
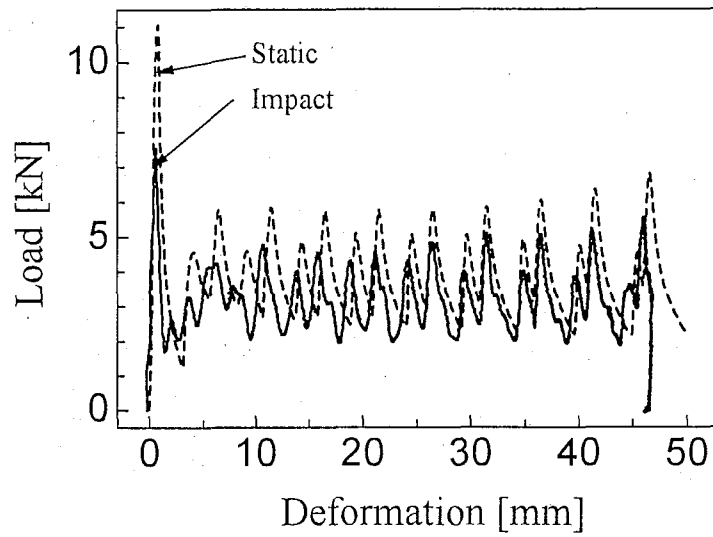
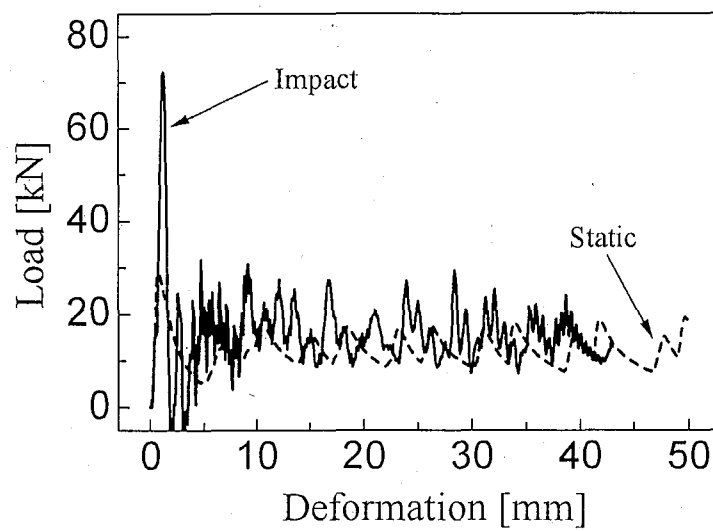


Fig. 4.11 Influence of impact velocity on λ from experiment of circular tube



(a) Aluminum alloy ($h=0.50\text{mm}$)



(b) Mild steel ($h=0.75\text{mm}$)

Fig. 4.12 Load and deformation relationship by impact and static tests

4.2.3 正方形管の試験結果

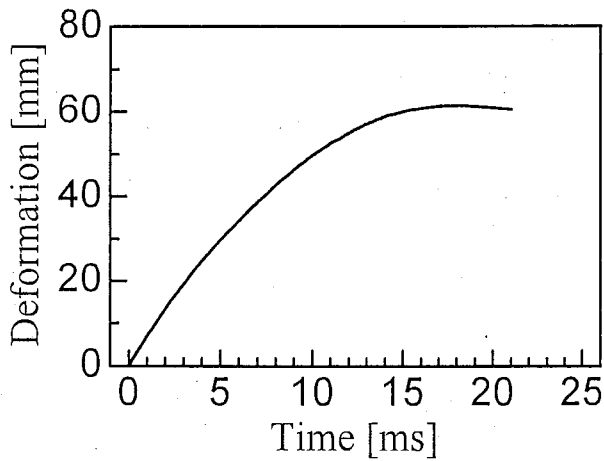
実験によって得られた変形履歴，荷重履歴および潰れ線図の一例を Fig. 4.13 に示す。また，衝撃速度 v_0 ，最終変形量 D_e ，吸収エネルギー E_a ，平均圧潰荷重 F_m ，および単位質量当たりの吸収エネルギー量 E_M^d についてまとめたものを Table 4.3 および Table 4.4 に示す。

衝撃試験後の試験片の変形状態を Fig. 4.14 に示す。肉厚が 1.50mm の軟鋼製正方形管を中心に側面が全体的に波打つような変形が見られたが，多くの試験片は静圧潰同様，逐次圧潰した。また圧潰モードは，静圧潰と同様に周方向に延びが生じず，角部が折り畳まれる変形モードであった。中には 1 番目のしわで角部が外側に張り出すような変形モードが観察された。この場合，4 つの角すべてがこのモードで変形することではなく，隣り合った 2 つの角がこのモードで変形している。2 番目のしわでは周方向に延び，外側に張り出すような変形モードは見られなかった。また大半の試験片は上部つまり衝撃側から圧潰が始まっている。

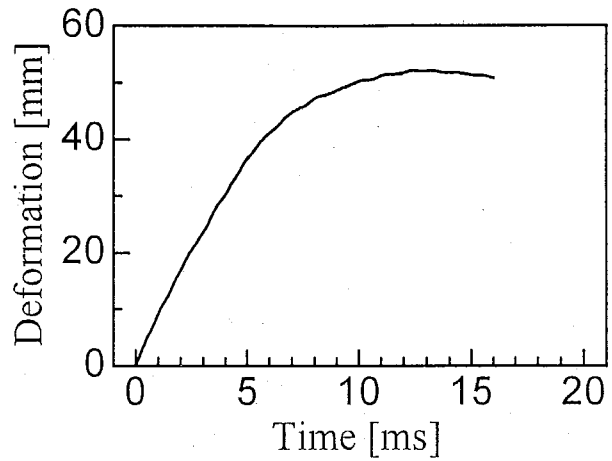
潰れ線図は静圧潰試験同様に圧潰の開始時に最大の荷重を示し，以降形成されたしわの数と同じ数だけ荷重のピークが現れる。ここでアルミニウム合金に比べ軟鋼は荷重の立ち上がりが鈍く，上下の変動幅も小さくピークが明瞭に現れていない。

正方形管の変形履歴も最小二乗法で多項式で近似した場合，2 次の多項近似で十分な近似度が得られ，変形過程の速度は一定の割合で減速していると見なすことができる。そこで，それぞれの試験片について加速度を求め，Fig. 4.15 に示す。この結果，アルミニウム合金および軟鋼とも肉厚が等しい場合，衝突速度が異なると軟鋼の加減速度がばらついてはいるが，ほぼ一定値と見なすことができる。また肉厚が厚い方が単位体積当たりのエネルギー吸収量が多いため，減速度は大きくなる。したがって，衝撃速度が等しければ，肉厚が厚い方が変形に要する時間は短くなる。また軟鋼の減速度はアルミニウム合金の 2 ～ 3 倍になっており，軟鋼の方が変形時間は短くなる。

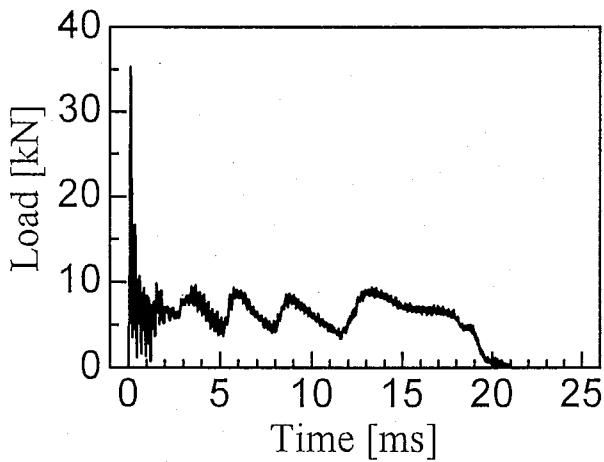
単位質量当たりのエネルギー吸収量 E_M^d を Fig. 4.16 に示す。正方形管の場合も，アルミニウム合金の衝撃圧潰による吸収エネルギーは静圧潰と等しく，軟鋼の吸収エネルギーは衝撃の方が大きくなっている。そこで実験より得られた λ と衝撃速度との関係を Fig. 4.17 に，また Fig. 4.18 に同じ試験片に対して別に行った静荷重による圧潰試験の結果と比較した潰れ線図を示す。Fig. 4.17 からアルミニウム合金の λ は衝撃速度の影響をほとんど受けず，静圧潰の λ の値とほぼ等しいことがわかる。また Fig. 4.18 より荷重の平均値および潰れの周期についてもほとんど差が見られない。したがって，吸収エネルギーに衝撃による影響が現れない。これに対し，軟鋼の場合，Fig. 4.17 より衝撃圧潰の λ は静圧潰の結果より短くなっており，変形モードが衝撃の影響を受けている。また Fig. 4.18 から，衝撃試験から得られる荷重変動は変形が進行中常に静的結果より大きく，また荷重のピークが現れる周期も静的に比



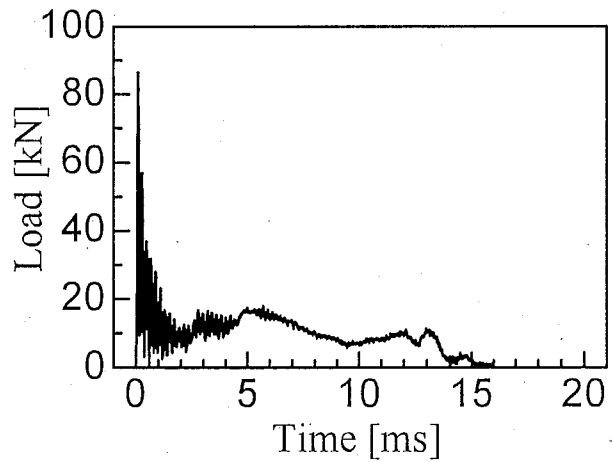
(a-1) Deformation history



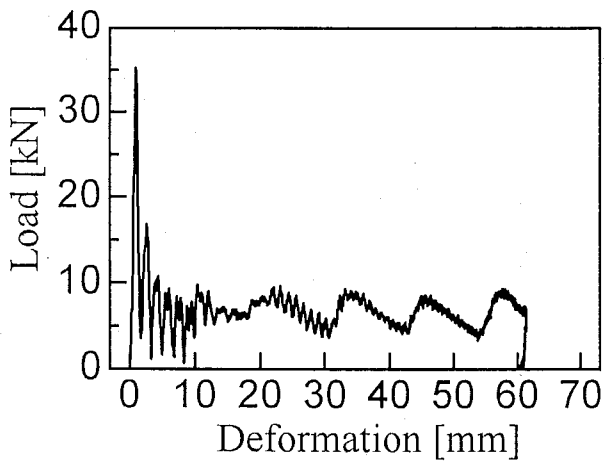
(b-1) Deformation history



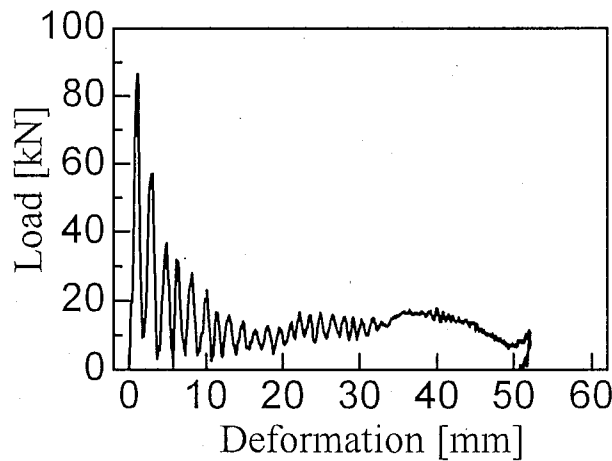
(a-2) Load history



(b-2) Load history



(a-3) Load deformation curve
(Aluminum, $h=1.0\text{mm}$, $v_0=7.3\text{m/s}$)



(b-3) Load deformation curve
(Steel, $h=1.0\text{mm}$, $v_0=9.9\text{m/s}$)

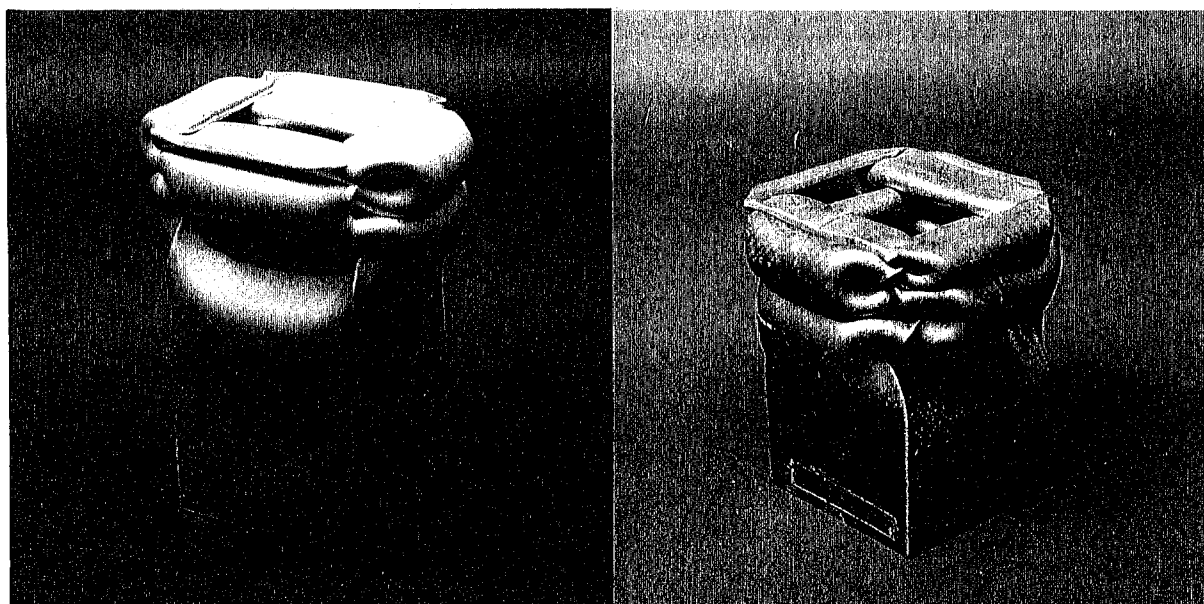
Fig. 4.13 Dynamic axial crushing characteristics of square tube

Table 4.3 Energy absorption abilities of aluminum square tubes

ID.	v_0 [m/s]	D_e [mm]	E_a [J]	F_m [kN]	E_M^d [kJ/kg]
SDA050 - 1	4.3	(76.5)	152.1	2.0	12.5
SDA050 - 2	4.2	68.3	156.4	2.3	14.2
SDA050 - 3	4.5	75.4	155.2	2.1	13.0
SDA050 - 4	4.1	67.7	148.4	2.2	14.0
SDA075 - 1	4.3	38.4	145.2	3.8	16.0
SDA075 - 2	4.3	39.3	145.3	3.7	15.9
SDA075 - 3	4.0	40.2	136.4	3.4	14.8
SDA075 - 4	4.2	39.6	142.7	3.6	15.6
SDA075 - 5	7.2	(85.8)	446.1	5.2	22.5
SDA075 - 6	7.1	(85.8)	428.0	5.0	21.7
SDA075 - 7	6.6	78.8	329.9	4.2	18.6
SDA075 - 8	6.0	63.3	258.6	4.1	17.3
SDA100 - 1	4.2	19.4	141.6	7.3	24.2
SDA100 - 2	4.1	19.3	133.2	6.9	22.1
SDA100 - 3	4.4	21.5	155.7	7.2	23.3
SDA100 - 4	7.1	55.9	430.3	7.7	25.2
SDA100 - 5	7.3	61.7	432.1	7.0	23.3
SDA100 - 6	7.2	57.9	439.4	7.6	25.2
SDA150 - 1	4.3	9.8	134.4	13.7	32.2
SDA150 - 2	4.4	9.5	145.6	15.4	36.1
SDA150 - 3	4.4	9.3	140.1	15.1	35.5
SDA150 - 4	8.0	37.8	486.0	12.8	30.6
SDA150 - 5	7.9	34.9	458.3	13.1	30.9
SDA150 - 6	8.0	40.3	466.0	11.6	27.2
SDA150 - 7	9.7	64.6	740.9	11.5	27.1
SDA150 - 8	10.1	68.0	741.6	10.9	25.6

Table 4.4 Energy absorption abilities of steel square tubes

ID.	v_0 [m/s]	D_e [mm]	E_a [J]	F_m [kN]	E_M^d [kJ/kg]
SDS050 - 1	4.3	30.0	(135.55)	4.5	9.8
SDS050 - 2	4.0	30.8	140.95	4.6	10.0
SDS050 - 3	4.2	31.1	145.03	4.7	10.7
SDS050 - 4	7.1	84.3	(429.84)	5.1	11.6
SDS050 - 5	6.4	70.8	341.93	4.8	10.5
SDS050 - 6	6.6	76.9	344.32	4.5	9.7
SDS075 - 1	4.1	13.9	153.26	11.0	16.6
SDS075 - 2	4.2	14.1	142.15	10.1	14.9
SDS075 - 3	4.2	14.1	150.22	10.6	14.7
SDS075 - 4	7.3	41.4	432.40	10.4	14.7
SDS075 - 5	7.4	53.1	442.91	8.3	11.5
SDS075 - 6	5.6	26.6	264.36	9.9	14.0
SDS100 - 1	4.1	5.1	137.03	26.7	28.1
SDS100 - 2	4.3	6.9	150.30	21.9	24.9
SDS100 - 3	4.2	6.1	139.42	23.0	25.5
SDS100 - 4	7.2	30.7	433.17	14.1	15.6
SDS100 - 5	7.7	18.8	501.75	26.7	28.4
SDS100 - 6	9.9	52.6	748.45	14.2	15.0
SDS100 - 7	9.9	47.0	796.88	16.9	17.9
SDS150 - 1	7.3	9.7	450.58	46.6	32.5
SDS150 - 2	7.2	9.7	398.03	41.1	28.7
SDS150 - 3	7.2	7.9	406.05	51.3	35.6
SDS150 - 4	9.7	23.9	794.17	33.3	23.2
SDS150 - 5	10.4	24.8	765.13	30.8	21.4
SDS150 - 6	10.5	24.1	789.54	32.7	22.7
SDS150 - 7	12.0	36.3	1065.34	29.3	20.4
SDS150 - 8	12.9	41.5	1218.46	29.3	20.4



(a) Aluminum alloy

(b) Mild steel

Fig. 4.14 Crushed specimens of square tube

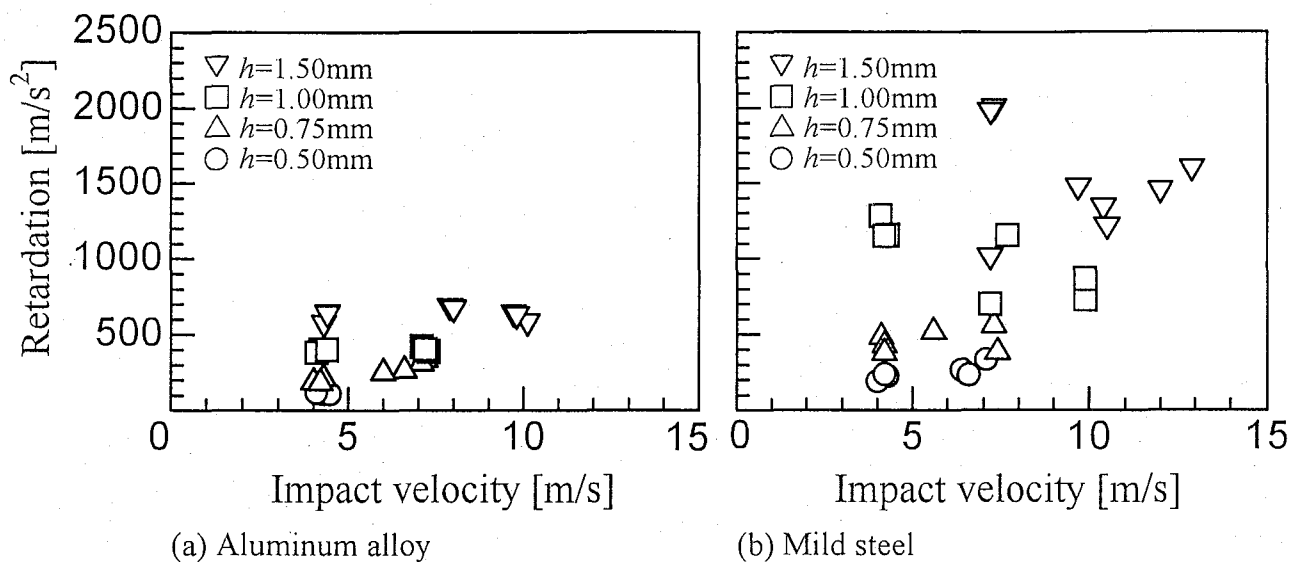


Fig. 4.15 Relationship impact velocity and retardation of square tube

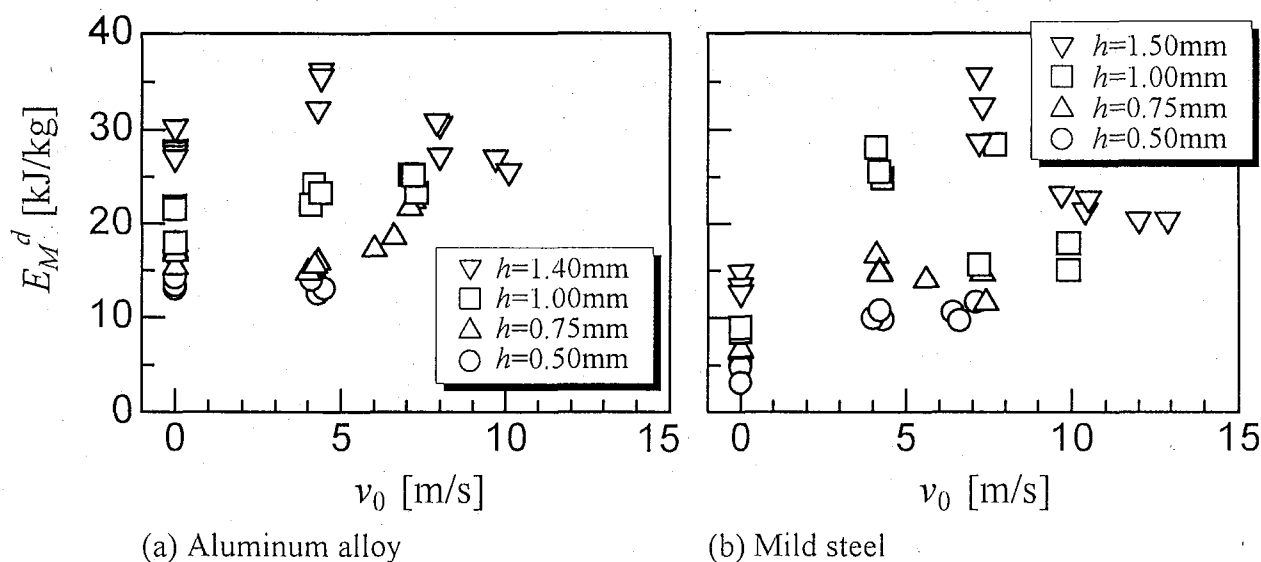
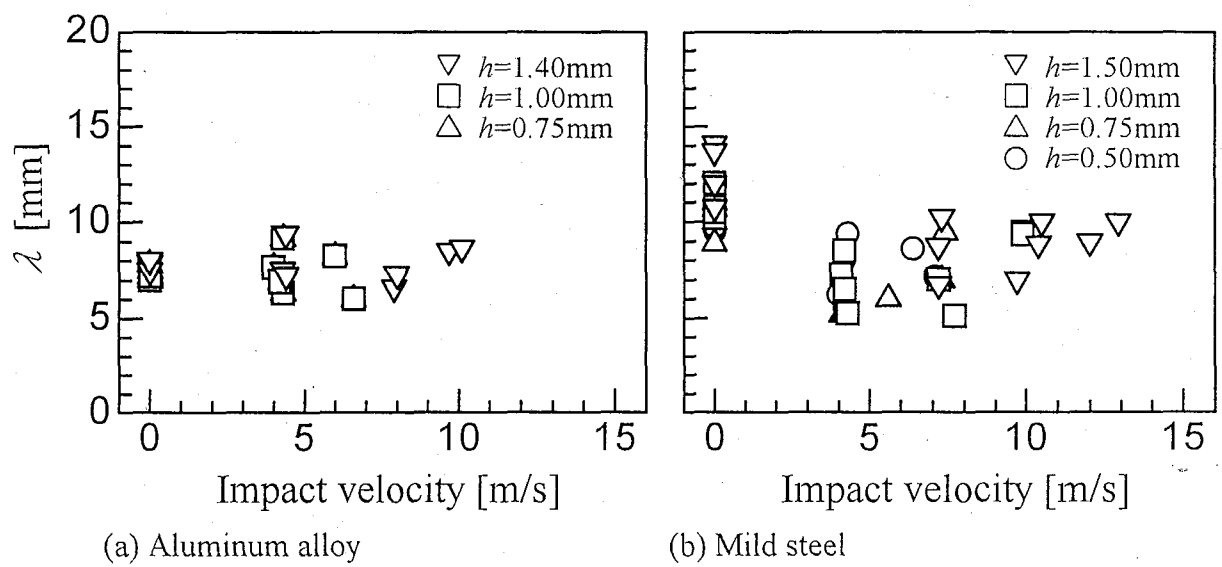
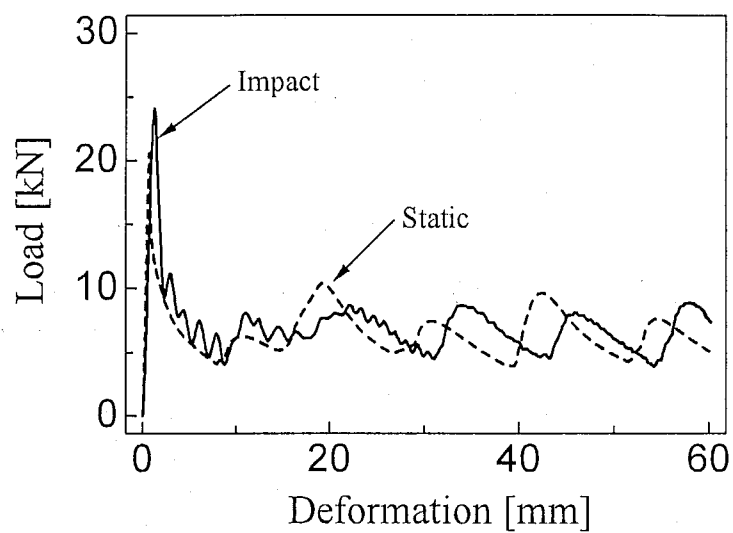
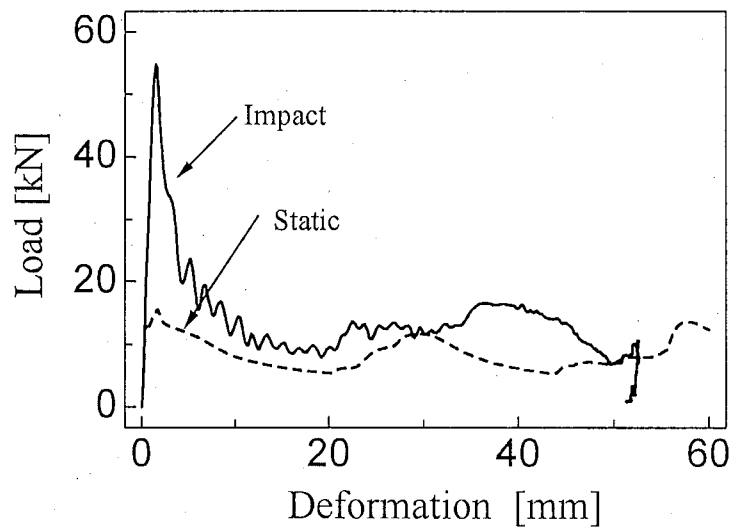


Fig. 4.16 Absorbed energy by unit mass of square tube

Fig. 4.17 Influence of impact velocity on λ from experiment of square tubes



(a) Aluminum alloy ($h=1.0\text{mm}$)



(b) Mild steel ($h=0.5\text{mm}$)

Fig. 4.18 Load and deformation relationship by impact and static tests

べ短く、潰れの周期および荷重に差が生じていることが分かる。したがって正方形管の場合、ひずみ速度等の変形速度の影響だけではなく、潰れ周期の相違も、衝撃圧潰による吸収エネルギーの上昇の要因であると考えられる。

単位質量当たりの吸収エネルギーは、材質によらず肉厚が厚いほど大きくなっていく。また肉厚が厚い試験片の結果は薄い試験片の結果に比べばらつきが多く、衝撃速度が遅い方が単位質量あたりの吸収エネルギーが大きくなる傾向にある。これは主に潰れ量の違いにより現れたと考える。軸圧潰の過程において荷重がしわの形成に対応して変動するために、吸収エネルギーが変形量に比例しない。そのために、特に圧潰開始の変形量が少ないと、吸収エネルギーは高めに評価されることになる。そこで、変形量が同じときの、衝撃と静的の吸収エネルギーの比と肉厚の関係を Fig. 4.19 に示す。アルミニウム合金および軟鋼ともに実験結果のばらつきが、Fig. 4.16 に比べ小さくなっている。特に軟鋼の場合、潰れ周期が長く、衝撃速度が遅い領域では潰れ周期が少ないために吸収エネルギーが見かけ上多くなってしまう。これは、クロスヘッドの質量を増し、衝撃速度が遅くても衝撃エネルギーを増し、潰れ量を多くすることによりまとまりのあるデータが得られると考えられる。軟鋼の場合、衝撃の結果は静的に比べ1.5～2.5倍になっている。肉厚が薄い方が、また衝突速度が大きい方が動的効果をより強く受け、静的結果との比が大きくなる傾向がある。

管の断面の全素線長さ S ($=2\pi R$ 円管, $=4a$ 正方形管) で肉厚を除いた値を横軸にし、円管と正方形管の吸収エネルギーを比較した結果を Fig. 4.20 に示す。Fig. 4.20 から断面積が同じであれば、静圧潰同様に正方形管よりも円管の方が肉厚や衝撃速度によらず吸収エネルギーが多いことを示している。

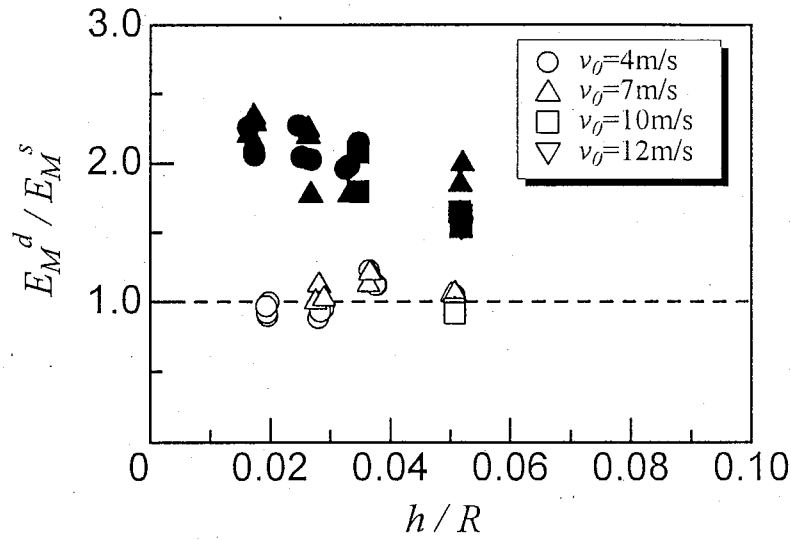


Fig. 4.19 Ratio of dynamic to static absorbed energy by unit mass versus dimension of cross section (Hollow marks ; Aluminum alloy, Solid marks ; Mild steel)

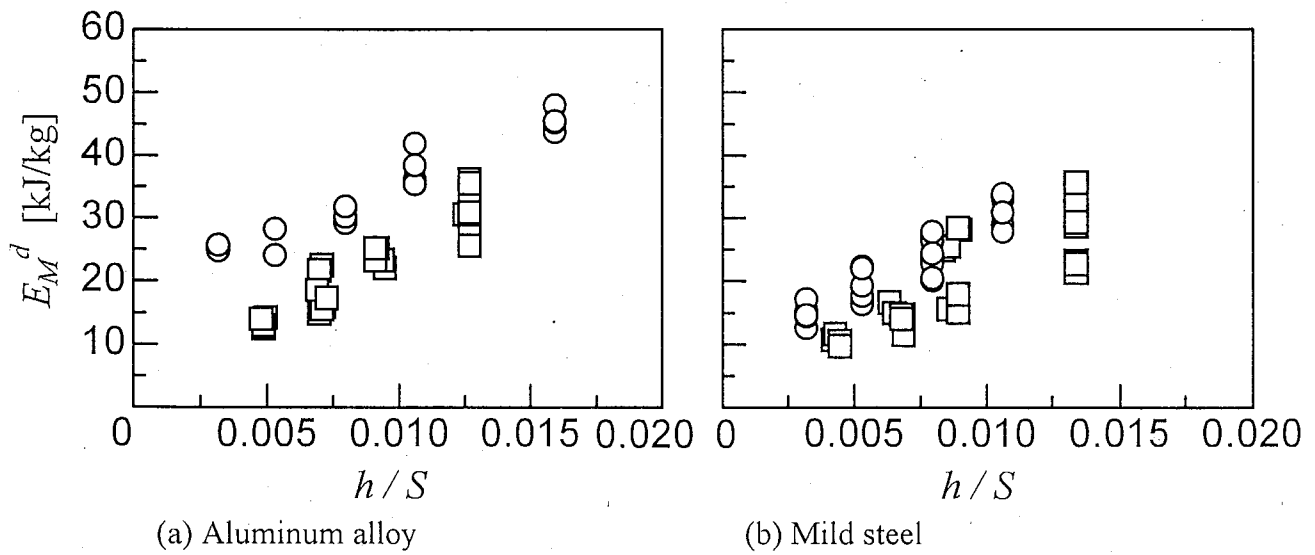


Fig. 4.20 Effect of cross sectional shape on absorbed energy ($\circ$ Circular tubes, $\square$ Square tubes)

4.3 動的塑性曲げモーメント

第4.2節から円管および正方形管の場合，静圧潰と衝撃圧潰で生じる逐次圧潰の変形モードに大きな違いが見られないことがわかる．そこで静圧潰を解析するの用にた解析モデルを拡張して，衝撃圧潰を解析することを考える．また実験結果からアルミニウム合金の平均圧潰応力は静圧潰と衝撃圧潰とでは変わらず，軟鋼はアルミニウム合金に比べ平均圧潰応力が上昇しているので，ひずみ速度等の影響を受けているものと考えられる．したがって，ここでは変形速度により材料物性が変化すると仮定する．塑性関節では全塑性曲げモーメント m_0 が材料物性を示す．ここで曲げ変形は板厚方向にひずみが分布し，ひずみ速度も板厚内で異なるために，ひずみ速度を定義することが困難である．そこで m_0 は塑性関節の曲げ角の時間変化(曲げ角速度) $\dot{\phi}$ の関数とし，変形速度の影響を考慮する．降伏応力の構成式には Cowpre - Symonds の式

$$\sigma_y(\dot{\epsilon}) = \sigma_y^s \left(1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D_s} \right)^{1/q_s} \right) \quad (4.1)$$

がよく用いられるので， m_0 も以下のように同様の形を仮定した．

$$m_0(\dot{\phi}) = m_0^s \left(1 + \left(\frac{\dot{\phi}}{D_m} \right)^{1/q_m} \right) \quad (4.2)$$

第2章で行った板材(軟鋼)を用いた衝撃三点曲げ試験の結果を Fig. 4.21 に示す．最小二乗法により式(4.2)中の定数は，以下のようになる．

$$D_m = 514, \quad q_m = 2.63$$

また式(4.1)の定数は，

$$D_s = 6844, \quad q_s = 3.91^{[4-12]}$$

を用いることとし，Fig. 4.22 に式(4.1)の結果を示す．

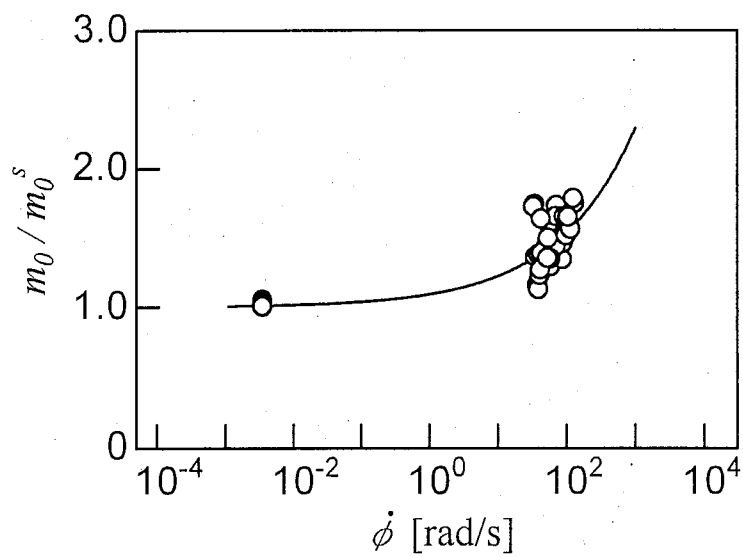


Fig. 4.21 Constitutive equation of plastic bending moment

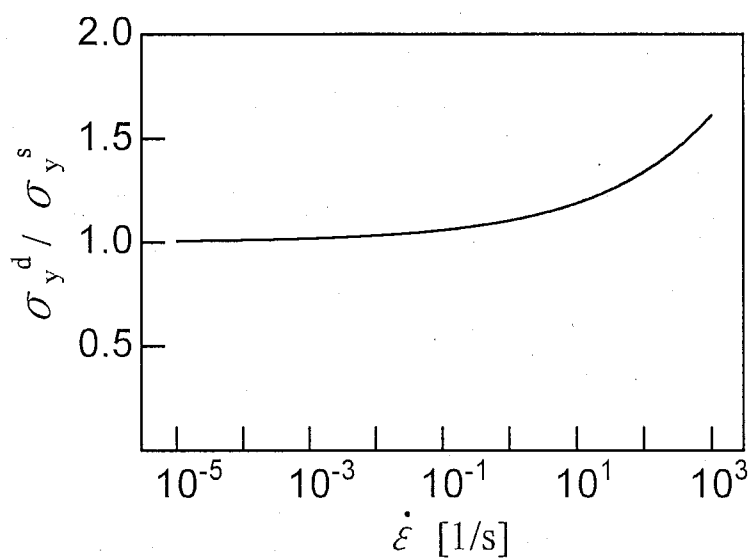


Fig. 4.22 Constitutive equation of yield stress

4.4 薄肉管の理論解析

実際に行った衝撃試験をモデルとし、有限の質量を有する剛体を速度 v_0 で薄肉管に衝突させる。そして剛体が薄肉管に衝突した直後から、薄肉管の衝撃端と剛体とは同一の速度で移動すると仮定する。そこで軸方向に dz の強制変位を1ステップとし、この間での吸収エネルギーを数値計算する。いま軸方向の変位速度を v とすると dz 変位するのに要する時間は dz/v である。またこの間に塑性関節が $d\phi$ 曲げられることより、塑性関節の曲げ角速度 $\dot{\phi}$ は

$$\dot{\phi} = \frac{v \cdot d\phi}{dz} \quad (4.3)$$

と定義することができる。ここで dz と $d\phi$ とは式 (3.7) により関係付けられている。よって dz 変位したときの吸収エネルギーを求めることができる。そしてステップ開始前に剛体が有していた運動エネルギーから、このステップ間で吸収されたエネルギーを引くことにより、剛体の新たな速度を求める。そしてさらに dz 変位させ、同様の手順で逐次的に吸収エネルギーを求めていき、剛体の運動エネルギーつまり速度がゼロになるまで、計算を繰り返す。Fig. 4.23 に計算の流れを示す。

4.4.1 円管に対する解析

第4.2節の衝撃試験結果から、円管が衝撃荷重を受けると多くの円管が軸対称モードで変形し、軸対称モードが支配的であることがわかる。したがって第3.3.1項で求めた式を塑性関節の角速度を考慮して式を書き直すと、A および C の曲げに要する E_{b1} 、B の曲げに要する E_{b2} と線分 AB および BC の円周方向への伸びに要する E_e はそれぞれ次のようになる。

$$dE_{b1} = 2m_0(\dot{\phi}_h)2\pi R d\phi_h \quad (4.4)$$

$$dE_{b2} = m_0(2\dot{\phi}_h)2\pi(R + \lambda \sin \phi_h)2d\phi_h \quad (4.5)$$

$$dE_e = 2\pi R 2\lambda h \sigma_y(\dot{\epsilon}) d\epsilon \quad (4.6)$$

4.4.2 正方形管に対する解析

正方形管の場合も円管同様、静圧潰を解析した際に用いたモデルを用いて、衝撃圧潰を解析する。よって dE_1 は塑性関節の移動により吸収されるエネルギー dE_2

$$dE_1 = 2m_0(\dot{\phi}_h)a d\phi_h + m_0(2\dot{\phi}_h)a 2d\phi_h + m_0(2\dot{\phi}_h)4\phi_h dx \quad (4.7)$$

$$dE_2 = 2m_0^s \frac{ds}{r} + m_0(\dot{\phi}_o)b_s d\phi_o \quad (4.8)$$

と表される。ここでは塑性関節の移動による動的効果は無視し、角度の増加分についてのみ考慮する。

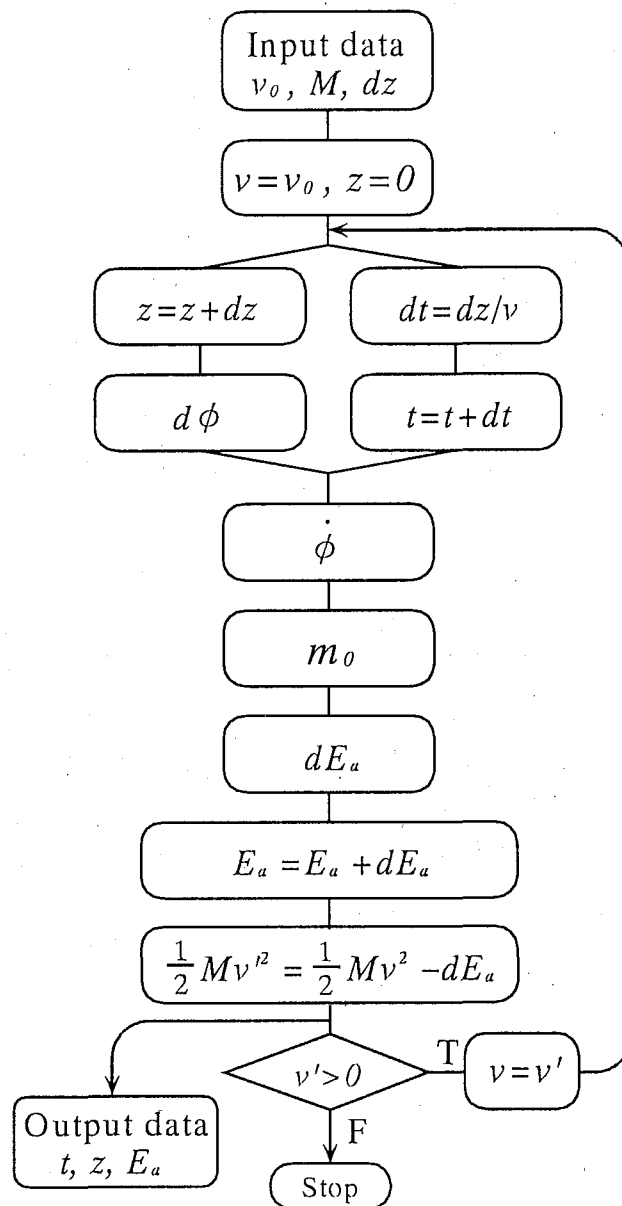


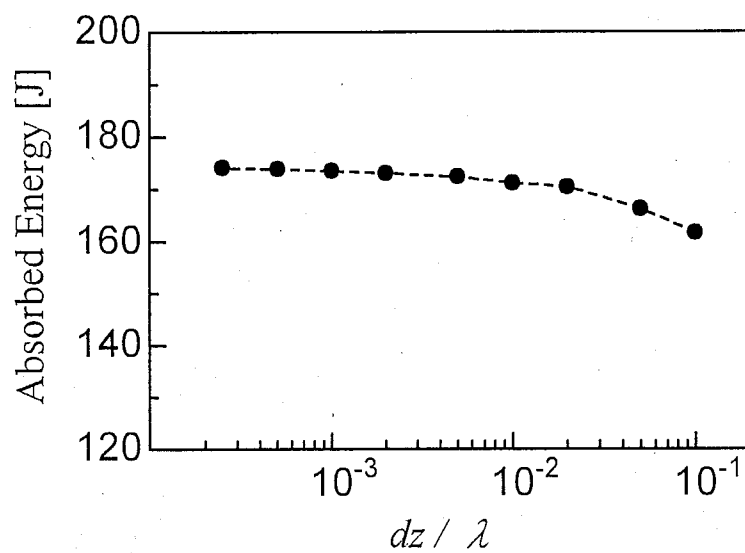
Fig. 4.23 Flow chart

4.4.3 解析結果および考察

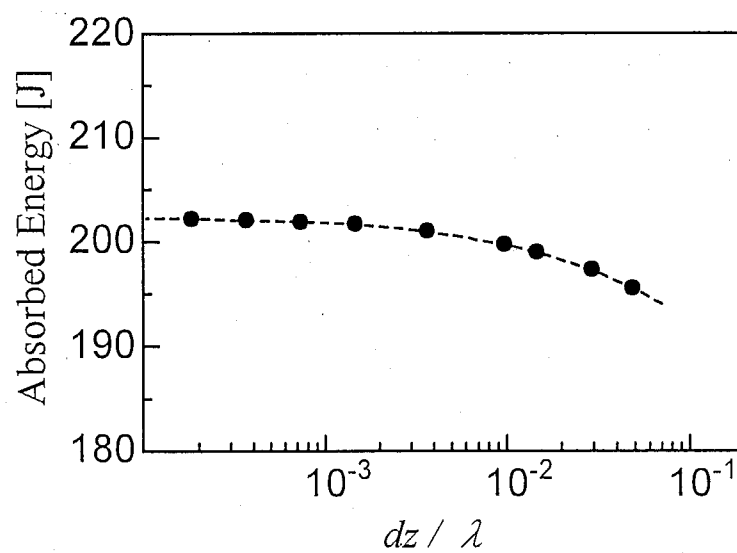
1 周期の圧潰パターン内で吸収されるエネルギーと計算条件に用いた変位の増分ステップ dz との関係を Fig. 4.24 に示す. なお円管の場合, 衝突速度は 7m/s, 肉厚は 0.75mm, λ は 5.4mm, 正方形管の場合, 衝突速度は 10m/s, 肉厚は 1.0mm, λ は 7.5mm とした. これより dz は λ の 1/1000 程度にすれば, 円管および正方形管ともにほぼ収束解が得られていると判断することができる. したがって, dz を λ の 1/2000 として以降計算する.

軸圧潰による吸収エネルギーを求めるためには, 圧潰波長 λ の値をあらかじめ決めておく必要がある. 円管の場合, Fig. 4.11 より λ は衝撃速度の影響を受けず, 静圧潰による λ と衝撃圧潰による λ とは等しいことが実験結果から分かっている. 静圧潰による λ を理論解析から求めることができるので, 衝撃圧潰を解析する際も λ の値は静的解析により得られた値を用いることにする. 一方正方形管の場合, Fig. 4.17 より円管の軸対称モードとは異なり, 衝撃圧潰での λ の値が静圧潰に比べ短くなることが実験結果から分かる. また円管の軸対称モードと異なり正方形管の変形モードは軸対称変形ではないので, 静圧潰の解析において, λ を解析的に求めることができず, 実験結果から得られた値を用いて平均圧潰応力等を求めた. 衝撃圧潰についても, λ は実験結果に基づき決定した. ここで, 圧潰波長の相違がエネルギー吸収におよぼす影響について考察する. そこで軸圧潰における平均圧潰荷重と λ との関係を Fig. 4.25 に示す. ここでは肉厚を 1.0mm とし, 1 つの圧潰パターンでの平均圧潰荷重を求めた. また肉厚が 1mm の場合, 静圧潰の λ は約 11mm, 約 7.5mm 程度であった. Fig. 4.25 より必ずしも平均圧潰荷重が最小になるように変形モードが決定されていないことが分かる. また, λ が短い方が, 平均圧潰荷重は大きく, 増加する傾向も静圧潰に比べ衝撃圧潰の方が大きくなっている. ここで静圧潰と衝撃圧潰の λ が等しいとし, 11mm であるとする, 衝撃圧潰の平均圧潰荷重は静圧潰の約 1.5 倍程度になる. また衝撃圧潰において, λ が 11mm から 7.5mm に短くなると, 平均圧潰荷重は約 1.3 倍程度大きくなる. したがって, 変形速度の影響だけではなく, 圧潰波長の相違によっても, 静圧潰に比べ衝撃圧潰による吸収エネルギーが上昇することが, 解析的にも明らかである.

軸圧潰過程での変形履歴, 吸収エネルギー履歴および変形量と吸収エネルギーの関係を Fig. 4.26 および Fig. 4.27 に示す. 実線が計算結果であり, 破線が実験結果である. 変形履歴において, 軸圧潰の前半に比べ後半の方が変形量の増加の割合が鈍くなるという傾向を計算, 実験結果ともに示し, 衝突させた剛体の運動エネルギーが, 軸圧潰により消費され, 剛体の速度が減少していることを示している. また変形に要する時間も解析結果と実験結果はよく一致している. 吸収エネルギー履歴を計算と実験とで比較すると, 計算では現在変形している圧潰パターンが完全に形成されてから, 次のパターンが形成されると仮定しているために, 吸収エネルギーの

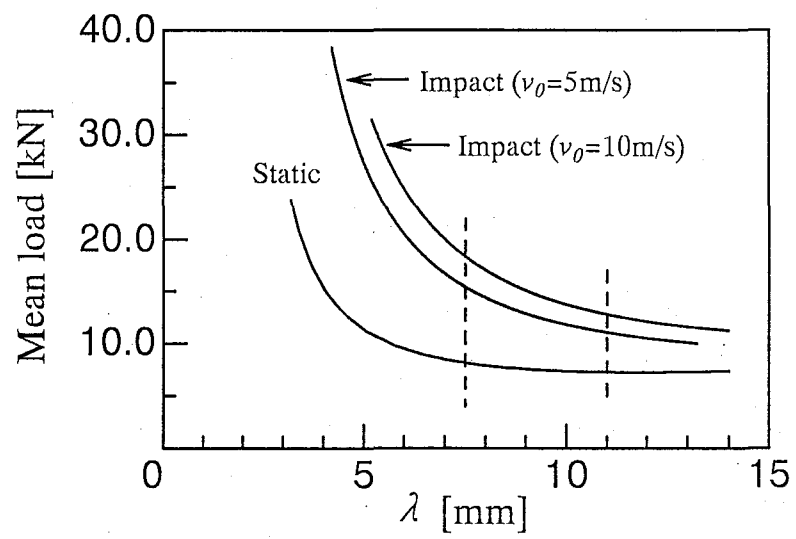


(a) Circular tube



(b) Square tube

Fig. 4.24 Effect of dz

Fig. 4.25 Influence of λ on mean load ($h=1.0\text{mm}$)

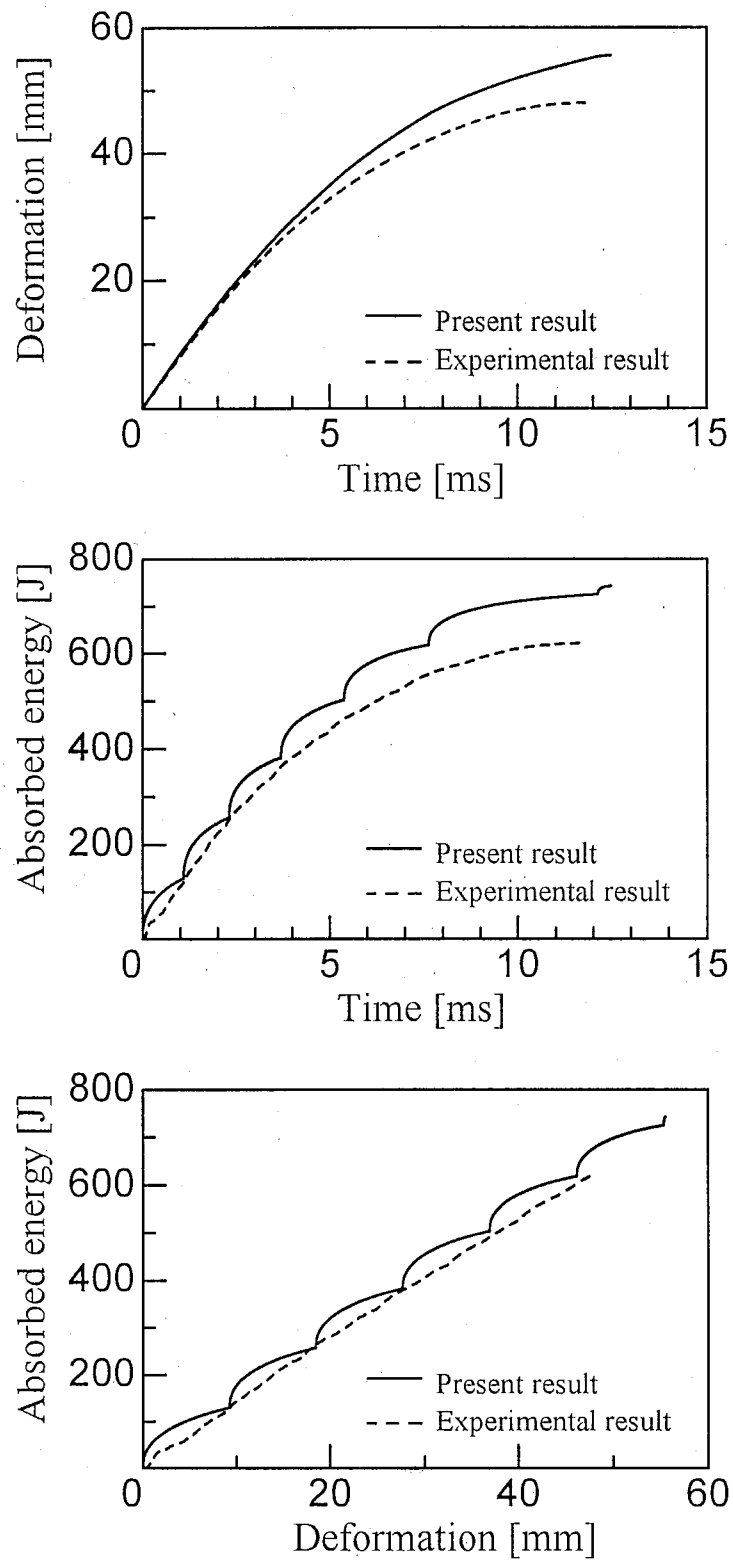


Fig. 4.26 Dynamic axial crushing characteristics of circular tube ($v_0=9.1\text{m/s}$, $h=0.75\text{mm}$)

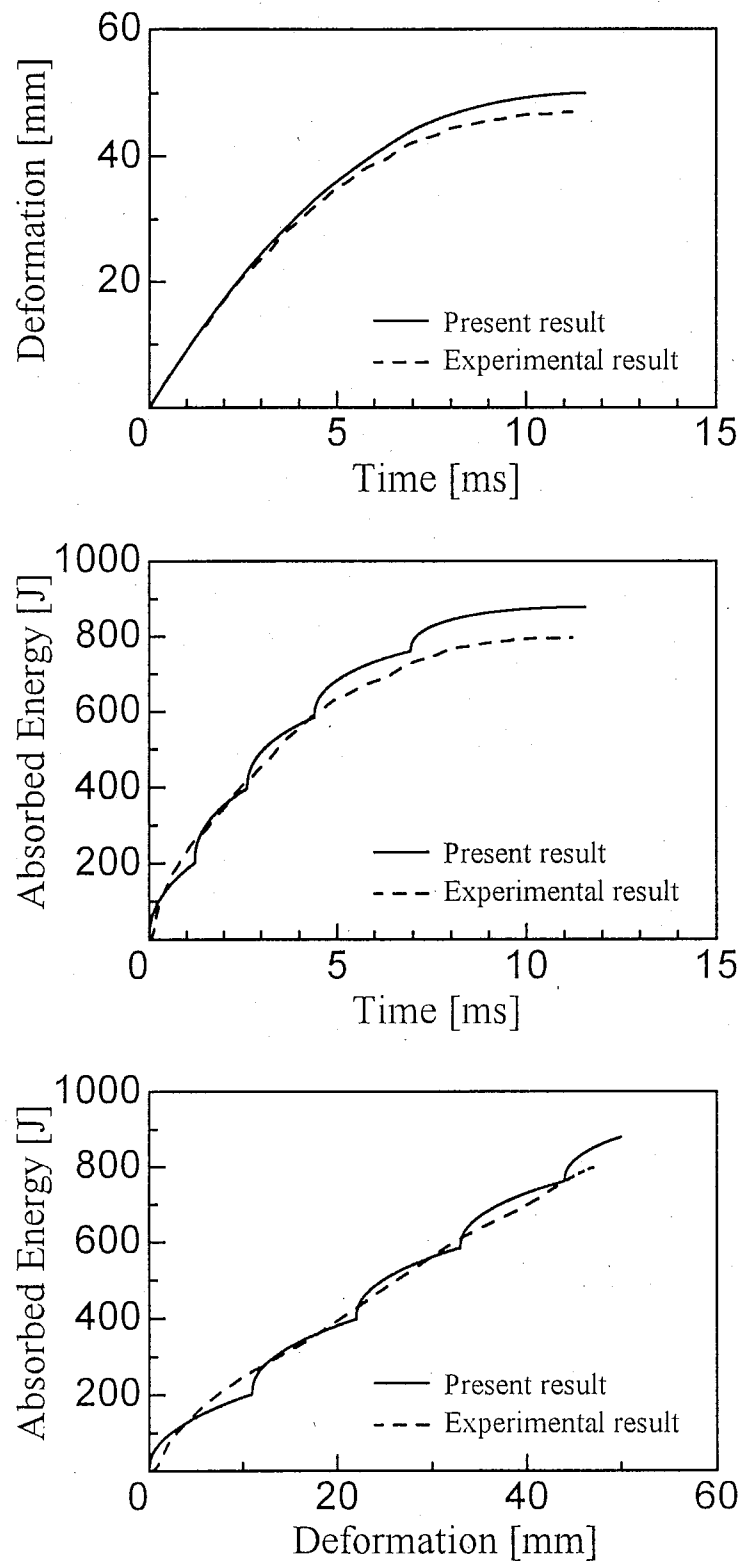
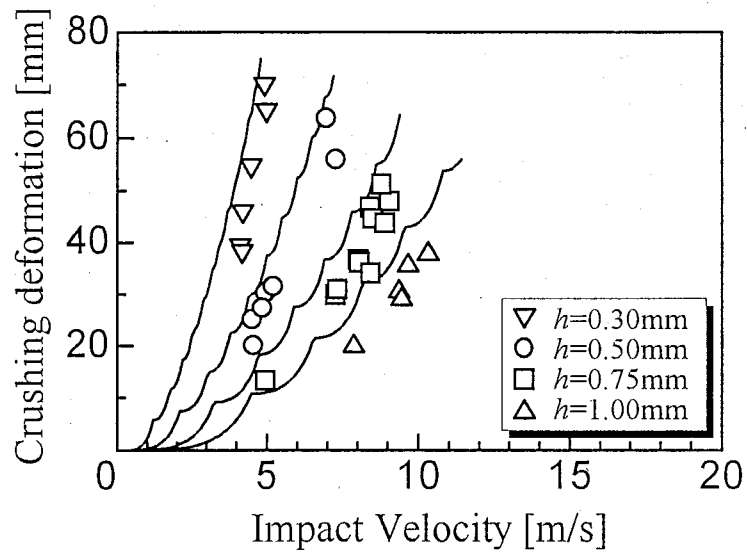


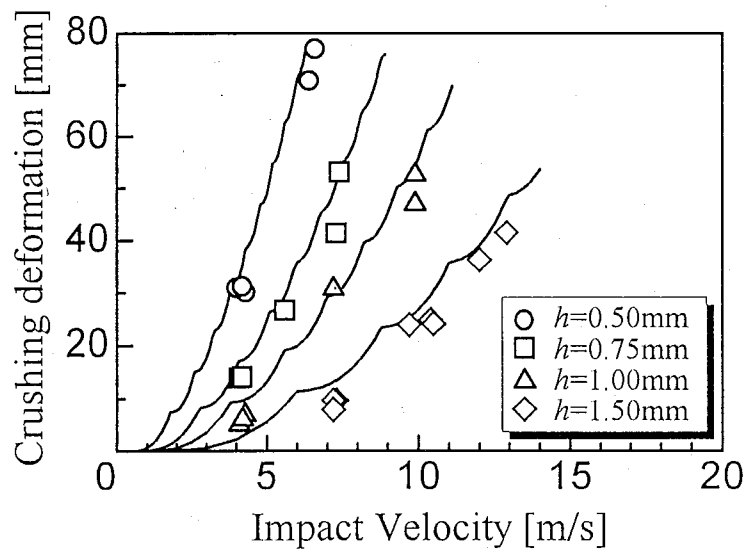
Fig. 4.27 Dynamic axial crushing characteristics of square tube ($v_0=9.9\text{m/s}$, $h=1.0\text{mm}$)

増加がなめらかでないのに対して、実験結果は前のパターンの形成が完全に終わらないうちに次のパターンの形成が開始されるために、吸収エネルギーは比較的なめらかに増加している。また解析では変形過程でクロスヘッドが初期に有する運動エネルギーをすべて試験片の変形により吸収されると仮定しているが、圧潰の最後の方では、クロスヘッドがまだ運動エネルギーを持っていたとしても、変形に必要な荷重が得られないために変形が進まず、エネルギー的に損失を生じると考えられ、吸収エネルギーおよび最終変形量は解析結果の方が実験結果より大きくなっている。しかし、吸収エネルギーを最終変形量で除した平均圧潰荷重については解析結果は実験結果と対応している。ここで軟鋼製円管の静圧潰では、平均圧潰応力の実験結果が解析結果の1.5倍以上であったのに対して、衝撃圧潰では解析結果と実験結果の差が小さくなっている。軟鋼は降伏後ひずみ硬化の影響を受けるが、静圧潰に対する解析では塑性関節の評価に剛塑性体を仮定しており、ひずみ硬化の影響を無視しているために解析値と実験値との差が大きくなっている。それに比べて、衝撃圧潰に対する解析では変形速度と塑性曲げモーメントとの構成式に実験式を用いているため、曲げの評価が実際の変形の状態に近くなっていると考えられる。したがって、塑性関節の曲げ角速度をパラメータとした本解析に適応した構成式は妥当であった。

衝撃速度による変形量の変化の様子を Fig. 4.28 に示す。図中の点は実験による結果であり、実線は計算結果である。各々の肉厚に関して全般的に計算結果の方が大きめにでているものの実験結果と良好に対応しており、衝撃速度が15m/s程度までの衝撃圧潰に対しては、本解析により最終変形量を予測することが可能であると思われる。



(a) Circular tube



(b) Square tube

Fig. 4.28 Effect of impact velocity

4.5 結言

円管および正方形管の衝撃軸圧潰を実験および理論的に解析を行った。ここで衝撃速度の範囲は $4 \sim 15\text{m/s}$ である。実験では縦型衝撃試験機を開発し、可能な限り正確に圧潰過程での荷重および変形履歴を測定した。解析では静圧潰を解析するのに用いた塑性関節モデルに、塑性関節の曲げ角速度に対する全塑性曲げモーメントの構成式を適応し、圧潰過程での変形量と吸収エネルギーの関係を求める手法を提案した。そして以下のことが明らかになった。

- (1) 衝撃荷重下でも安定した逐次圧潰が得られ、しわの成形に対応した荷重変動が圧潰過程において観察された。
- (2) 圧潰は一定の減速度で変形し、減速度は肉厚によってほぼ決まり、肉厚が厚い方が減速度は大きくなる。またアルミニウム合金より軟鋼の方が減速度は大きくなる。
- (3) 肉厚が厚い方が単位質量あたりの吸収エネルギーは多くなる。
- (4) アルミニウムに比べ、軟鋼の方が降伏応力が大きいために単位体積当たりの吸収エネルギーは軟鋼の方が多いが、単位質量当たりの吸収エネルギーに読み替えると、同等かアルミニウムの方が多くなる。
- (5) 断面積が同じであれば、肉厚および衝撃速度によらず正方形管より円管の方がエネルギー吸収特性は優れている。
- (6) 解析によって求められた平均圧潰応力は実験結果と対応し、変形速度による曲げの特性をあらかじめ評価しておけば、塑性関節モデルから簡便に衝撃速度や肉厚が衝撃軸圧潰におよぼす影響を評価することができる。
- (7) アルミニウムの場合、静圧潰と衝撃圧潰の変形モードは等しく、吸収エネルギーにも相違は生じない。
- (8) 軟鋼の場合、円管では、変形速度の影響により、正方形管では、潰れ周期の相違と変形速度の影響により、静圧潰に比べ衝撃圧潰の方が吸収エネルギーは多くなる。
 - i) エネルギー吸収におよぼす潰れ周期の相違の影響と変形速度の影響はほぼ等しく、材料特性とともに潰れ周期は衝撃軸圧潰を評価する重要なパラメータの一つである。
 - ii) エネルギー吸収の増加の割合は、円管に比べ正方形管の方が大きく、材料が同じであっても断面形状により動的效果が異なる。

<参考文献：第4章>

- [4-1] 村瀬勝彦, 加鳥裕明, 西村融, 有限要素法による粘塑性大変形解析とその応用 (薄肉角管の不伸張変形), 日本機械学会論文集 (A 編), No.48, Vol.434, (1982), p.1318-1324.
- [4-2] 石鍋雅夫, 池上裕夫, 都井裕, 簡易要素モデルによる薄肉シェル構造の極限解析 (第2報, 更新ラグランジュ表示の定式化によるクラッシュ解析), 日本機械学会論文集 (A 編), No.56, Vol.530, (1990), p.2180-2185.
- [4-3] 萩原一郎, 津田政明, 佐藤佳裕, 有限要素法による薄肉箱型断面真直部材の衝撃圧潰解析, 日本機械学会論文集 (A 編), No.55, Vol.514, (1989), p.1407-1415.
- [4-4] E.Nalepa, Crash - worthiness Simulation of the Opel Vectra using the Explicit finite element method, *International Journal of Vehicle Design*, Vol.11, No.2, (1990), p.160-165.
- [4-5] I.Hagiwara, Y.Satoh and M.Tsuda, Study of an Analytical Technique and System for Conducting Vehicle Crash Simulation, *International Journal of Vehicle Design*, Vol.11, No.6, (1990), p.564-577.
- [4-6] 川井忠彦, 都井裕, 鈴木規之, 構造要素の衝突圧壊挙動に関するシミュレーション, 日本造船学会論文集, No.158, (1985), p.435-443.
- [4-7] 都井裕, 弓削康平, 小畑和彦, 構造要素の衝突圧壊強度に関する基礎的研究 (その3) -軸荷重を受ける角型鋼管の圧壊実験と有限要素解析-, 日本造船学会論文集, No.161, (1987), p.285-294.
- [4-8] P.Drazetic, E.Markiewicz, P.Level and Y.Ravaland, Application of the Generalized Mixing Kinematics Model to the Calculation of Crushing Response of Complex Prismatic Sections, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.16, No.2, (1995), pp.217-235.
- [4-9] W.Abramowicz and N.Jones, Dynamic Axial Crushing of Square Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.2, (1984), p.179-208.
- [4-10] W.Abramowicz and N.Jones, Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.4, No.4, (1986), p.243-270.
- [4-11] T.Akerstrom and T.Wierzbicki, Dynamic Crushing of Strain Rate Sensitive Box Columns, *SAE paper*, (1977), No.770592.
- [4-12] N.Jones, *Structural Impact*, Cambridge University Press, (1989), p.400.

第5章

円管によるエネルギー吸収の相似則の基礎的検討

5.1 緒言

軸圧潰することにより薄肉断面部材は、高いエネルギー吸収能を示す。そこで自動車の構造に取り入れられ、衝突時に車体を潰すことにより運動エネルギーを吸収し、乗員へのダメージを軽減している。したがって車体が吸収することのできるエネルギー量や変形量を適切に見積もる必要がある。その手段の一つとして縮尺模型による実験解析^{[5-1][5-2]}があげられる。この手法は構造変更が比較的容易で、構造を直接手で触れ確認しながら解析が進められるなどの利点がある。ここで模型から実物の特性を予測するためには、両者が相似でなければならない。しかし弾性問題とは異なり、衝撃軸圧潰は塑性変形を含む動的問題であるために、実物に忠実な相似模型を作ることは困難であり、場合によっては不可能なこともありうる。Jones^[5-3]は1/4~1/1までの箱形部材の大きさを変えた試験を行い、変形量について検討しているが、変形量は相似則に従わず、試験片が大きい方がそのずれは大きく、またステンレスよりひずみ速度による影響が大きい軟鋼の方がずれが大きいことを示している。ここでは試験片が裂けるなど必ずしも変形モードが一致していないことを考慮に入れなければならない。しかし、山下ら^[5-2]はエネルギーを用いた相似則を求め、部材単体の実験より得られた係数を用いると、ポリカーボネート製の1/2の縮尺模型より、自動車のフロント部分の変形モードおよび衝突特性を予測できることを示している。T.A.Duffeyら^[5-4]やHe-Ming Wenら^[5-5]は、円形支持された平板中央にパンチを衝突させたときの変形量と吸収エネルギーに相似則が成立することを実験的に明らかにしている。A.G.Atkins^[5-6]は塑性流動とき裂の進展が同時に起こる場合、材料特性に起因する項と寸法に起因する項の2つに分け、それらを結びつけるパラメータをエネルギーの相似から導き、荷重、応力および変位について相似則を求めている。このように相似則が成立する範囲を限定したり、厳密ではないものの現象の定性的かつ相対的な傾向が模型試験から得られれば、その役割は大きく、便宜的な相

相似則を導くことは必要である。

そこで本章では、円管の軸圧潰によるエネルギー吸収の相似則について検討する。本研究では、円管および正方形管の軸圧潰特性を、実験および塑性関節モデルを用いた理論解析によりエネルギー吸収におよぼす材料、断面形状および肉厚の影響を明らかにした。そこで圧潰特性を評価することができる塑性関節モデルを用いた解析結果をもとに、円管の軸圧潰による単位圧潰周期当たりの吸収エネルギーに対する相似則を求め、内径の寸法がエネルギー吸収におよぼす影響について考察する。また第3および4章で用いた円管と内径の異なる円管の静的および衝撃試験を行い、実験結果から、内径の寸法が変形モード、圧潰周期や吸収エネルギー量におよぼす影響について検討し、解析的に得られるエネルギー吸収に対する相似則の妥当性について考察する。

5.2 吸収エネルギーの相似則

円管が軸対称モードで静圧潰した場合を第 3.3.1 項で理論的に解析した．そこで圧潰の基本周期内で吸収されるエネルギー量 E_a は、以下のように示された．

$$E_a = \frac{2}{\sqrt{3}} \pi \sigma_y h (\pi R h + \lambda h + \sqrt{3} \lambda^2) \quad (5.1)$$

ここで σ_y は降伏応力， h は肉厚， R は半径， λ は軸方向変形半波長を示す．そして λ を平均圧潰応力が最小になるようにして求めた結果は以下のものであった．

$$\lambda = h + \frac{\sqrt{(3 + \sqrt{3})h^2 + \sqrt{3}\pi R h}}{\sqrt{3}} \quad (5.2)$$

式 (5.1) に式 (5.2) を代入して整理すると

$$\begin{aligned} E_a &= \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \sigma_y R h^2 \left\{ 2\pi + 2(1 + \sqrt{3}) \frac{h}{R} + \left(\frac{1}{\sqrt{3}} + 2 \right) \sqrt{(3 + \sqrt{3}) \left(\frac{h}{R} \right)^2 + \sqrt{3}\pi \frac{h}{R}} \right\} \\ &= \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \sigma_y R h^2 f\left(\frac{h}{R}\right) \end{aligned} \quad (5.3)$$

と表すことができる．したがって、単位圧潰周期当たりの吸収エネルギー量は、半径、肉厚の 2 乗および肉厚比によって決まる項の積によって表されている．

材質の等しい円管 1 (h_1, R_1) および円管 2 (h_2, R_2) の吸収エネルギー E_{a1} および E_{a2} は

$$E_{a1} = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \sigma_y R_1 h_1^2 f\left(\frac{h_1}{R_1}\right) \quad (5.4)$$

$$E_{a2} = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \sigma_y R_2 h_2^2 f\left(\frac{h_2}{R_2}\right) \quad (5.5)$$

となる．ここで円管 1 と円管 2 の形状が相似であると仮定すると、

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{R_1}{R_2} = \alpha \quad (5.6)$$

が成立し、 α は相似比を示す．また両者の肉厚比 β も以下のように等しくなる．

$$\frac{h_1}{R_1} = \frac{h_2}{R_2} = \beta \quad (5.7)$$

したがって、相似な円管の単位圧潰周期当たりの吸収エネルギーの比は、相似比を用いて次式で表される．

$$\frac{E_{a1}}{E_{a2}} = \frac{R_1 h_1^2}{R_2 h_2^2} = \frac{R_1 (\alpha R_1)^2}{R_2 (\alpha R_2)^2} = \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^3 = \alpha^3 \quad (5.8)$$

5.3 圧潰試験

円管の内径がエネルギー吸収特性におよぼす影響を検討するために、内径の異なる円管の静および衝撃試験を行った。

5.3.1 試験片

試験片には円管を使用し、第3および4章で使用した内径30mm、軸方向長さ100mmの試験片の大きさの2倍とし、内径60mm、軸方向長さ200mmである。そして肉厚を0.6, 1.0, 1.5mmと3種類変化させた。材質はアルミニウム合金と軟鋼の2種類である。試験片の寸法の詳細を Table 5.1 に示す。

5.3.2 試験方法

静圧潰試験では変形速度を第3章の試験同様 10mm/min とし、変形量を2倍の120mmとした。衝撃試験は第4章で使用した縦型衝撃試験機を用いて、18kgのクロスヘッドを試験片に衝突させた。ともに圧潰過程での荷重および変形履歴を測定した。なおアルミニウム合金製試験片において静圧潰と衝撃圧潰とではエネルギー吸収特性に違いが生じないことを第4章で確認しているため、衝撃試験は軟鋼製円管についてのみ行った。

Table 5.1 Dimensions of specimens

ID.	Thickness [mm]	Material	Inner radius [mm]	Axial length [mm]
LCSA060	0.6	Aluminum alloy	30.0	200
LCSA100	1.0			
LCSA150	1.5			
LC*S060	0.6	Mild steel	30.0	200
LC*S100	1.0			
LC*S150	1.5			

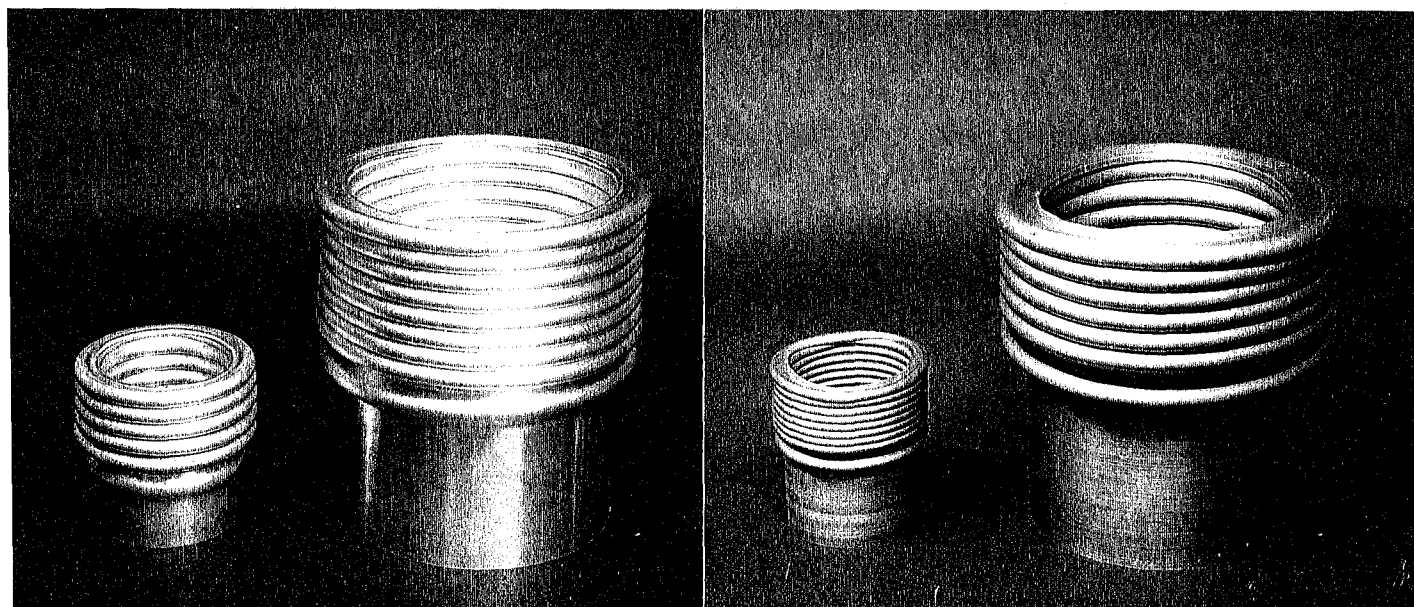
5.3.3 静圧潰試験結果

内径が60mmの円管は内径が30mmの小さい円管同様、円管の一端から波長 2λ なる波状に折りたたまれるように逐次圧潰し、試験片の大きさが変化しても変形モードに大きな差は生じない。圧潰後の試験片の様子を Fig. 5.1 に、変形モード、吸収エネルギー E_a 、最大荷重 F_{max} 、平均圧潰荷重 F_m および平均圧潰応力 σ_m を Table 5.2 に示す。また、測定された荷重－変形線図を Fig. 5.2 に示す。変形モードは周方向に変形が生じない軸対称モードと周方向に伸びずに周方向波数 n の非軸対称モードの2種類である。ここで Table 5.2 の変形モードの欄のSは軸対称モードを、数字は非軸対称モードの周方向波数を示し、添え字は軸方向波数を示す。さらに軸対称モードの場合、軸方向変形半波長 λ の値をあわせて示してある。

軸対称モードから非軸対称モードへの移行が、小さい試験片と同様に観察されたが、非軸対称モードにおいては、圧潰途中で n の変化は見られなかった。参考に Table 5.3 に内径が30mmの円管の代表的な変形モードを示す。大きい試験片の方が変形モードの移行が少なく、軸対称モードが支配的であり、変形モードは比較的安定している。また肉厚比が等しければ、変形モードや変形モードの移行には同様な傾向がみられる。

荷重－変形線図においてしわの形成に対応した荷重の変動が見られ、最初のしわの形成開始時に荷重は最大値となる。ここで最大荷重を円管の断面積で除して求めた最大応力と円管の肉厚との関係を Fig. 5.3 に示す。アルミニウム製円管では肉厚および内径の長さに関係なく、最大応力がほぼ降伏応力に達すると圧潰が開始する。一方軟鋼製円管では最大応力は降伏応力の1.3から1.5倍程度となり、肉厚が厚い方が最大応力は若干大きくなっている。ここで内径の異なる円管の最大応力を比較すると、肉厚比の等しいもの同士では最大応力は一致せず、肉厚の等しいもの同士を比較した方が、最大応力の値が等しくなる傾向がある。

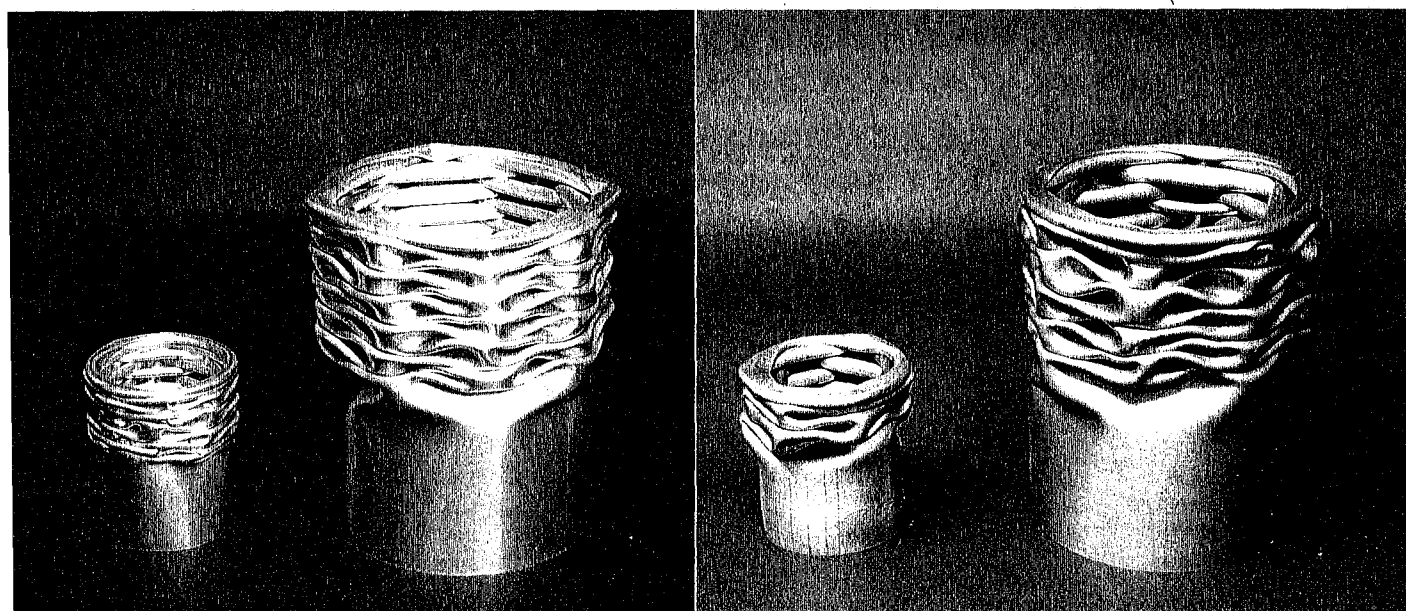
圧潰過程における荷重の変動はしわの形成に対応し、しわの形成開始時に荷重は極大値をとる。したがって荷重の極大値としわの数は一致する。この荷重の極大値が現れる間隔は肉厚が厚い方が長く、アルミニウム合金より軟鋼の方が長くなっている。また平均圧潰応力は肉厚が厚い方が大きくなっている。これらの傾向は小さい試験片と同様である。



Aluminum alloy

Mild steel

(a) Axisymmetric mode



Aluminum alloy

Mild steel

(b) Non-axisymmetric mode

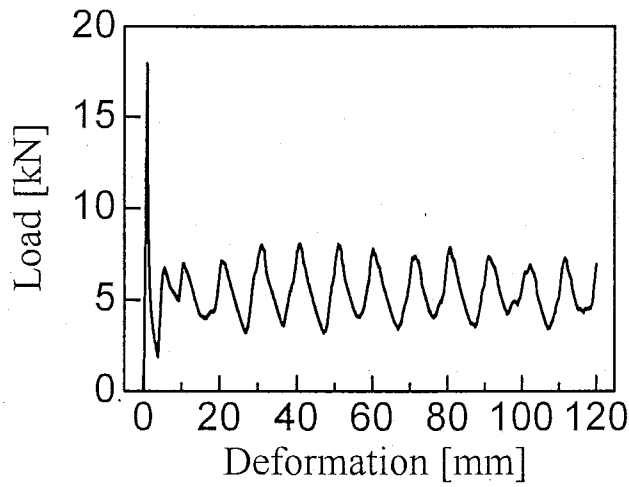
Fig. 5.1 Shape of specimens after static test

Table 5.2. Energy absorption abilities by static tests (σ_y : Yield stress)

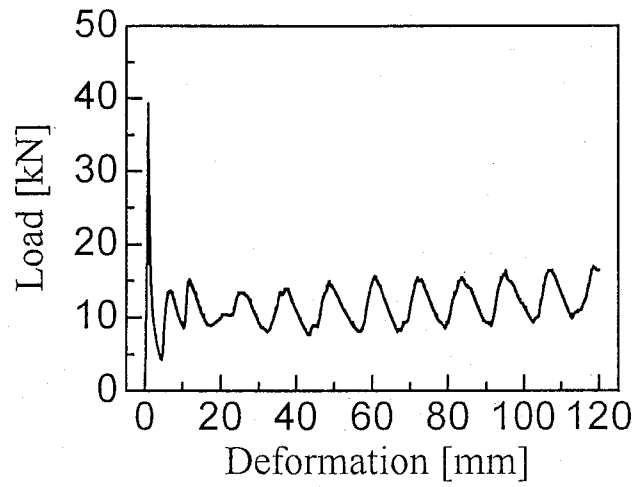
ID.	Crushing mode		E_a [J]	F_{max} [kN]	F_m [kN]	σ_m [MPa]	σ_m/σ_y
LCSA060 - 1	4 ₆		649.9	18.0	5.4	47.9	0.299
LCSA060 - 2	4 ₆		621.7	17.3	5.2	45.8	0.286
LCSA100 - 1	S ₁₁	6.4	345.1	30.4	11.2	59.1	0.370
LCSA100 - 2	S ₇ - 4 ₂	6.3	1391.0	31.4	11.6	61.5	0.384
LCSA100 - 3	S ₄ - 4 ₃	6.5	1373.0	30.7	11.4	60.7	0.379
LCSA150 - 1	S ₉	8.4	2674.6	51.5	22.3	78.8	0.493
LCSA150 - 2	S ₉	8.3	2592.0	49.9	21.6	76.4	0.478
LCSS060 - 1	S ₁ - 4 ₄	6.1	1404.2	39.3	11.7	103.4	0.456
LCSS060 - 2	S ₁ - 4 ₄	6.1	1156.2	35.7	9.6	85.2	0.375
LCSS100 - 1	3 ₃		2952.0	63.4	24.6	130.5	0.575
LCSS100 - 2	S ₃ - 3 ₂	7.9	2689.6	59.0	22.4	118.9	0.524
LCSS150 - 1	S ₇	9.1	5895.9	94.0	49.1	173.8	0.766
LCSS150 - 2	S ₇	9.1	5944.8	99.2	49.5	175.2	0.772

Table 5.3 Crushing modes of small specimens from static test

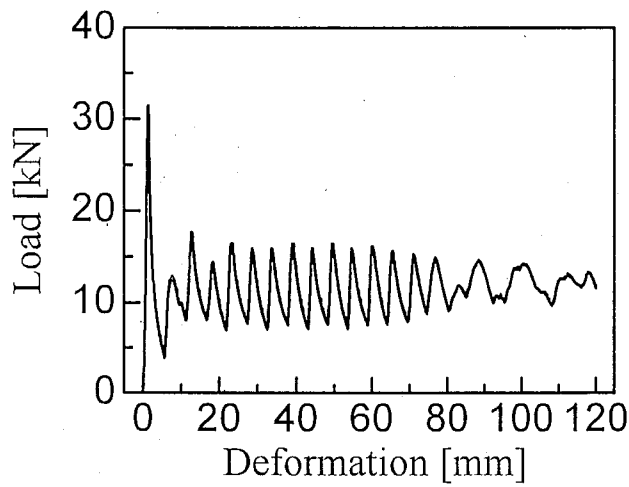
Thickness [mm]	Crushing mode	Material
0.30	4	Aluminum alloy
0.50	S→4→3	
0.75	S→3	
0.30	S→3→4	Mild steel
0.50	S→3	
0.75	S→3	



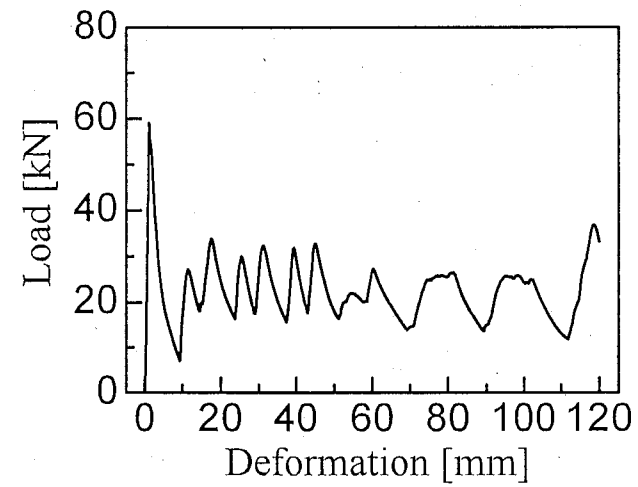
(a-1) Aluminum alloy, $h=0.6\text{mm}$



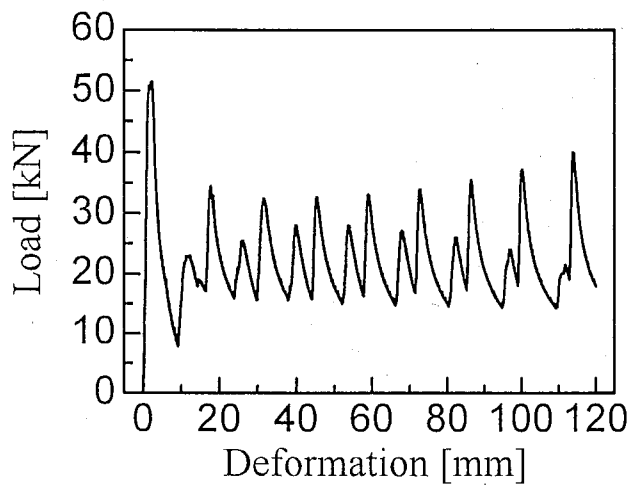
(b-1) Mild steel, $h=0.6\text{mm}$



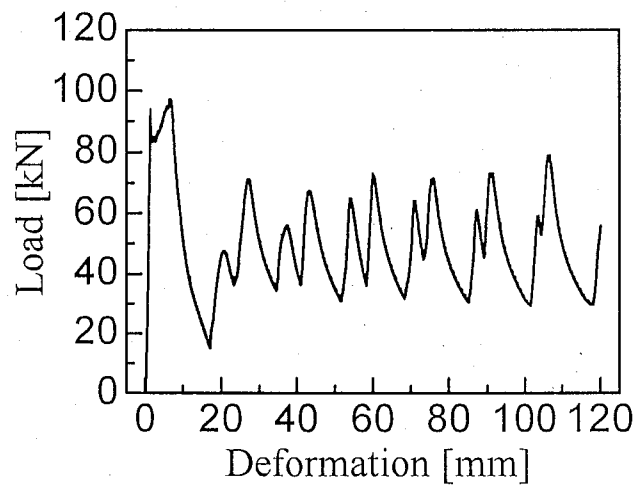
(a-2) Aluminum alloy, $h=1.0\text{mm}$



(b-2) Mild steel, $h=1.0\text{mm}$



(a-3) Aluminum alloy, $h=1.5\text{mm}$



(b-3) Mild steel, $h=1.5\text{mm}$

Fig. 5.2 Load and deformation relationship from static tests

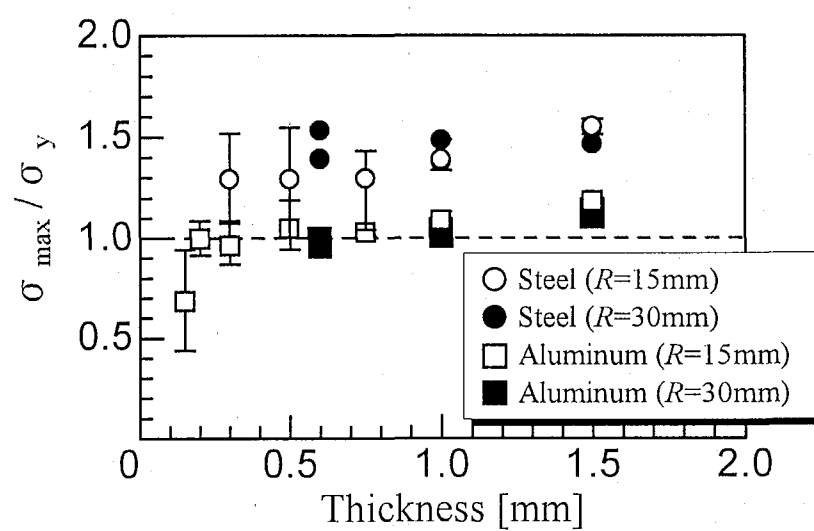
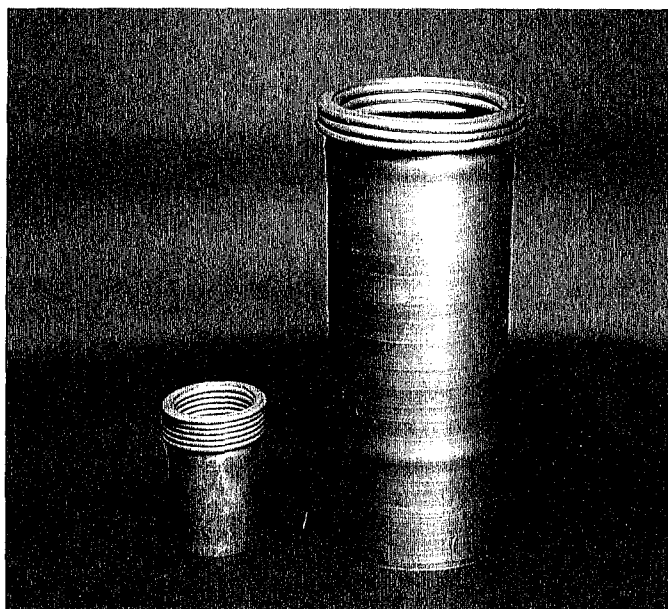


Fig. 5.3 Plastic buckling stress from static tests

5.3.4 衝撃圧潰試験結果

衝撃圧潰試験においても静圧潰試験同様に、円管の一端から変形が始まる逐次圧潰が生じた。Fig. 5.4 に圧潰後の試験片の様子を示す。変形モード、衝撃速度 v_0 、最終変形量 D_e 、吸収エネルギー E_a 、平均圧潰荷重 F_m および単位質量当たりの吸収エネルギー E_M^d を Table 5.4 に示す。また変形、荷重履歴および荷重-変形線図を Fig. 5.5 に示す。

肉厚が 0.6mm の円管は静圧潰時と同様に軸対称モードから非軸対称モード ($n=4$) への移行し、肉厚が 1.0mm と 1.5mm の円管は軸対称モードで変形した。ここで肉厚が 1.5mm の円管の場合、衝撃エネルギーが十分でなかったために 1 つ目のしわの形成途中で変形が終了している。また内径が 30mm の軟鋼製円管の衝撃試験から得られる代表的な変形モードを Table 5.5 に示す。肉厚比 h/R が $1/30$ のとき、内径が 60mm の円管では軸対称モードのみであるのに対して、内径が 30mm の円管では軸対称モードから非軸対称モードへ変化するという違いはあるが、肉厚比が等しければ試験片に生じる変形モードに、ほぼ同様な傾向が観察される。また荷重-変形線図から、荷重は圧潰開始時に最大となり、しわの形成に対応した極大値が現れている。また小さい円管同様、平均圧潰荷重は静圧潰に比べ上昇している。



(a) Axisymmetric mode



(b) Non-axisymmetric mode

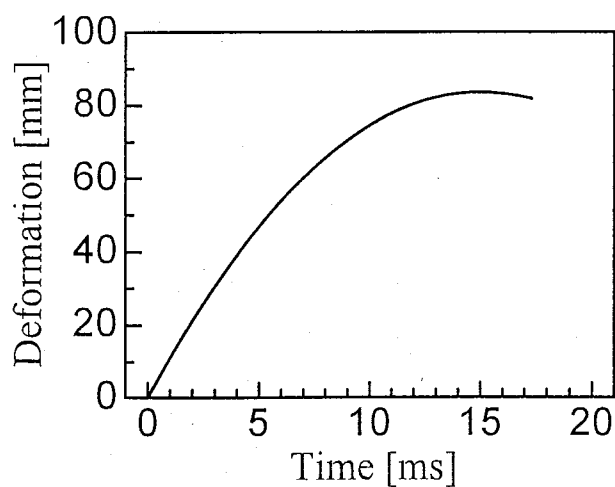
Fig. 5.4 Shape of specimens after dynamic test

Table 5.4 Energy absorption abilities of steel tubes by dynamic tests

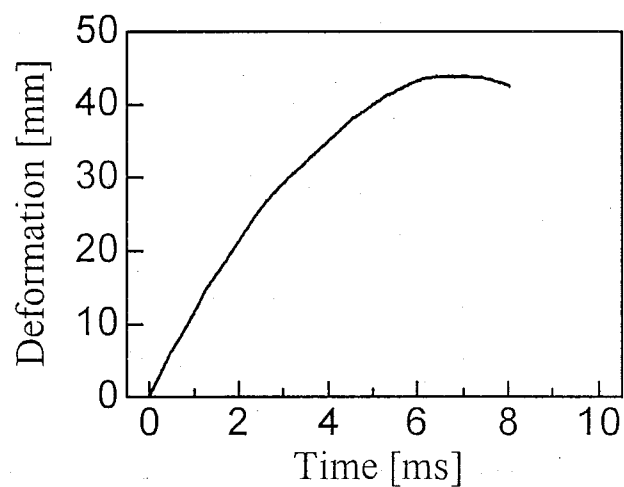
ID.	Crushing mode	v_0 [m/s]	D_e [mm]	E_a [J]	F_m [kN]	E_M^d [kJ/kg]
LCDS060 - 1	S ₂ - 4 ₂	5.3	11.5	77.1	997.4	12.9
LCDS060 - 2	S ₂ - 4 ₂	5.8	11.6	83.5	1127.3	13.5
LCDS100 - 1	S ₃	7.8	13.5	37.9	1374.6	36.2
LCDS100 - 2	S ₃	7.5	14.8	44.0	1586.3	36.1
LCDS150 - 1	S	9.5	13.2	15.7	1351.6	86.4
LCDS150 - 2	S	9.2	14.8	25.0	1637.6	65.5

Table 5.5 Crushing modes of small specimens from dynamic test

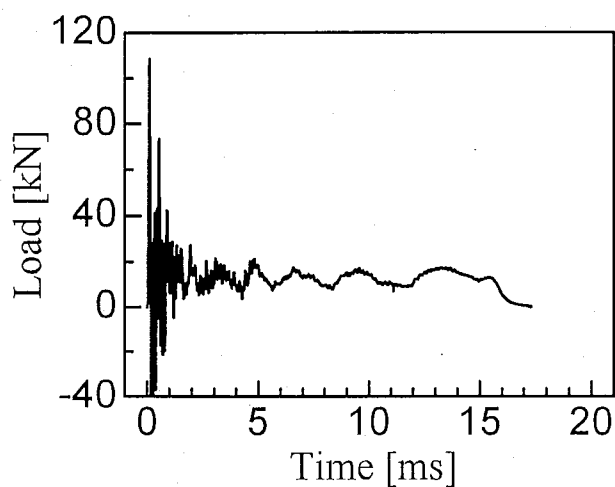
Thickness [mm]	Crushing mode	Material
0.30	S→4	Mild steel
0.50	S→3	
0.75	S	



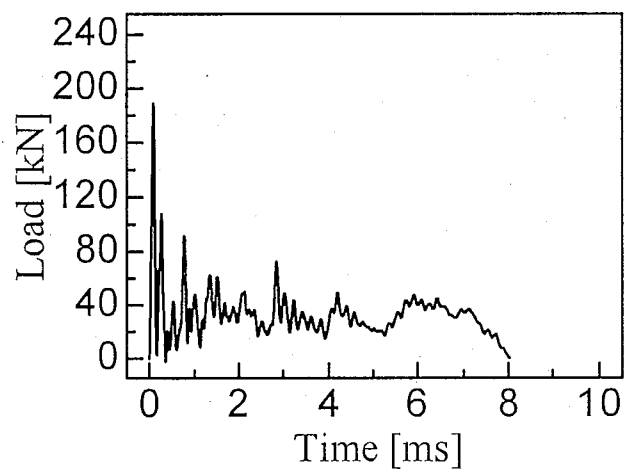
(a-1) Deformation history



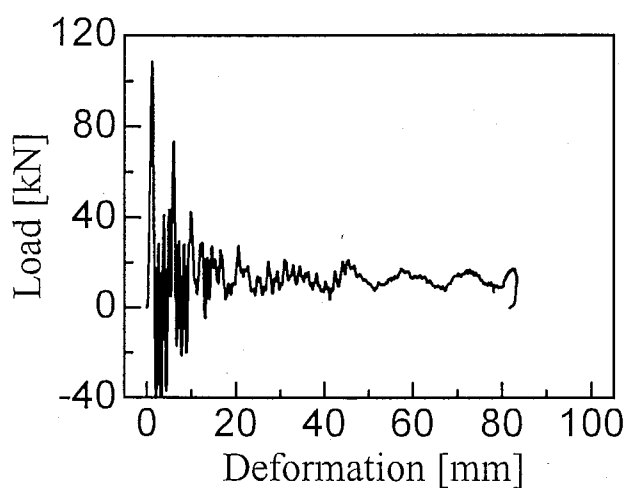
(b-1) Deformation history



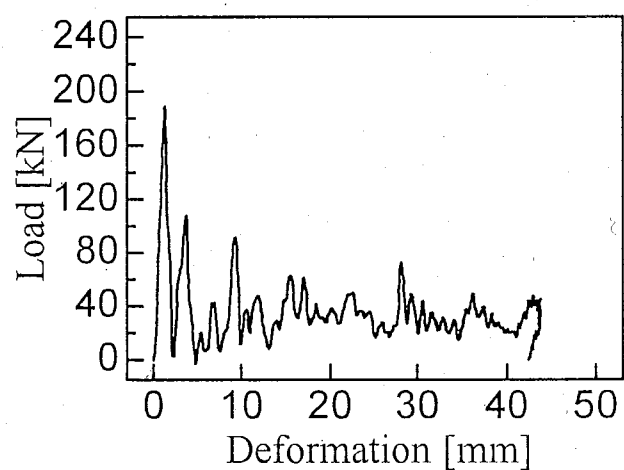
(a-2) Load history



(b-2) Load history



(a-3) Load deformation curve



(b-3) Load deformation curve

Fig. 5.5 Dynamic axial crushing characteristics of mild steel tubes
 (a : $h = 0.6\text{mm}$, $v_0 = 11.6\text{m/s}$, b : $h = 1.0\text{mm}$, $v_0 = 14.8\text{m/s}$)

5.3.5 実験結果の考察

はじめに内径が異なる場合の圧潰波長について検討を行う。そこで、静圧潰時に軸対称モードで変形したときの軸方向変形半波長 λ と肉厚比との関係を Fig. 5.6 に示す。なお図中の実線は、式 (5.2) の結果である。この解析結果は材料を剛塑性体と仮定して導かれているので、材料特性の違いによる λ の違いを評価することはできない。

アルミニウム合金および軟鋼ともに内径が異なっても肉厚比が等しければ、 λ を半径 R で無次元化した値は、ほぼ等しくなっている。よって静圧潰時に生じる軸対称モードの場合、肉厚比が等しければ、 λ は内径に比例する。また式 (5.2) の結果は実験結果と対応しており、式 (5.2) は内径および肉厚の影響を評価していることが確認できる。また、内径が 60mm の円管において、衝撃圧潰と静圧潰との λ を比較した結果を Fig. 5.7 に示す。Fig. 5.7 より内径が 30mm の円管同様に、衝撃圧潰と静圧潰との λ の値はほぼ一致している。内径が大きくなっても、 λ に動的な効果が現れていないので、衝撃圧潰の λ も、静圧潰同様、肉厚比が等しければ、内径に比例する。つまり円管が軸荷重を受け軸対称モードで変形した場合、静的、衝撃にかかわらず、円管の大きさが相似に変化すれば、圧潰波長の変化も、形状の相似比に従うことが実験結果からも確認できる。

Fig. 5.8 に静圧潰における単位質量当たりの吸収エネルギーと肉厚比との関係を示す。内径が大きい方が周方向の拘束が弱くなるためか、アルミニウム合金の場合、内径が大きい方が吸収エネルギーは若干小さくなるが、肉厚比が等しければ単位質量当たりの吸収エネルギーは、ほぼ等しくなっている。またアルミニウム合金および軟鋼ともに、実験結果が解析結果を上回っている。これは解析が材料を剛塑性体と仮定していることや、現象を単純化し主要な吸収エネルギーについてのみ計算していることから、解析結果は吸収エネルギーの下限値を示している。したがって解析結果から求めた単位質量当たりの吸収エネルギーより実際の方が大きいため、実際の方が変形量が同じであれば吸収されるエネルギー量は多く、同じエネルギーを与えた場合、変形量が小さくなることから、工学的に安全側に評価していることになる。また実験結果と解析結果の絶対量は異なるものの、両者は、ほぼ同一直線状に並んでいる。直線の傾きを最小二乗法により求めた結果、材質に関係なく、また理論と実験のいずれも単位質量当たりのエネルギー吸収は肉厚の 0.6 乗に比例している。

Fig. 5.9 に内径が 60mm の単位圧潰周期当たりの吸収エネルギー E_a^L と肉厚比が等しい内径が 30mm の E_a^S との関係を示す。ここでは相似比は 2 になっている。肉厚比が等しいので式 (5.8) から、 E_a^L と E_a^S とは以下のような関係になる。

$$E_a^L = 2^3 \times E_a^S \quad (5.9)$$

つまりエネルギー相似比は 8 になる。Fig. 5.9 から最小二乗法をもちいてエネルギー

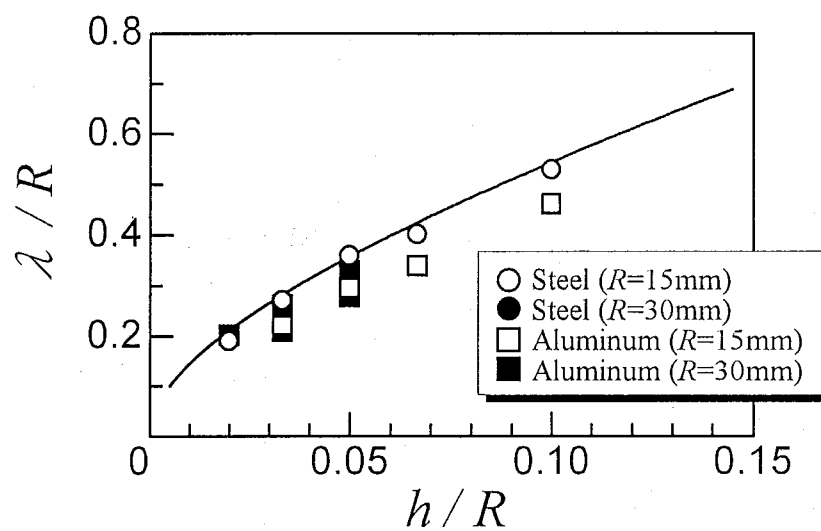


Fig. 5.6 Axial lobe length of axisymmetric mode from static tests

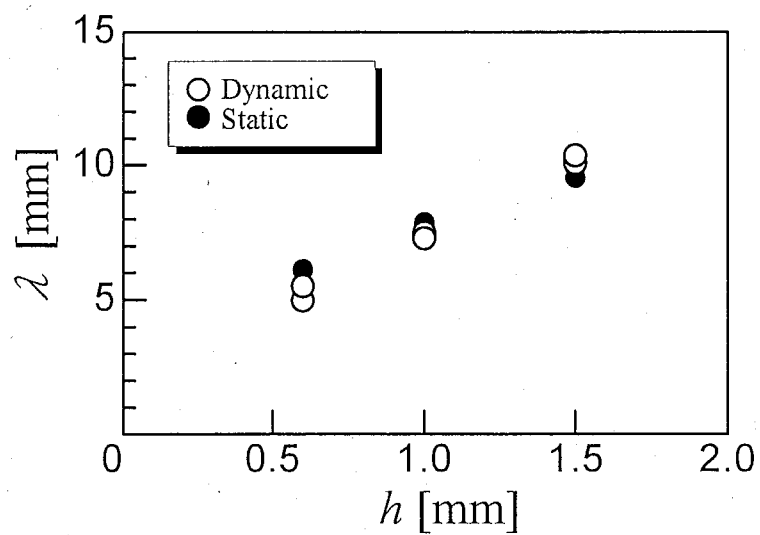


Fig. 5.7 Axial lobe length of axisymmetric mode for steel tubes ($2R=60$ mm)

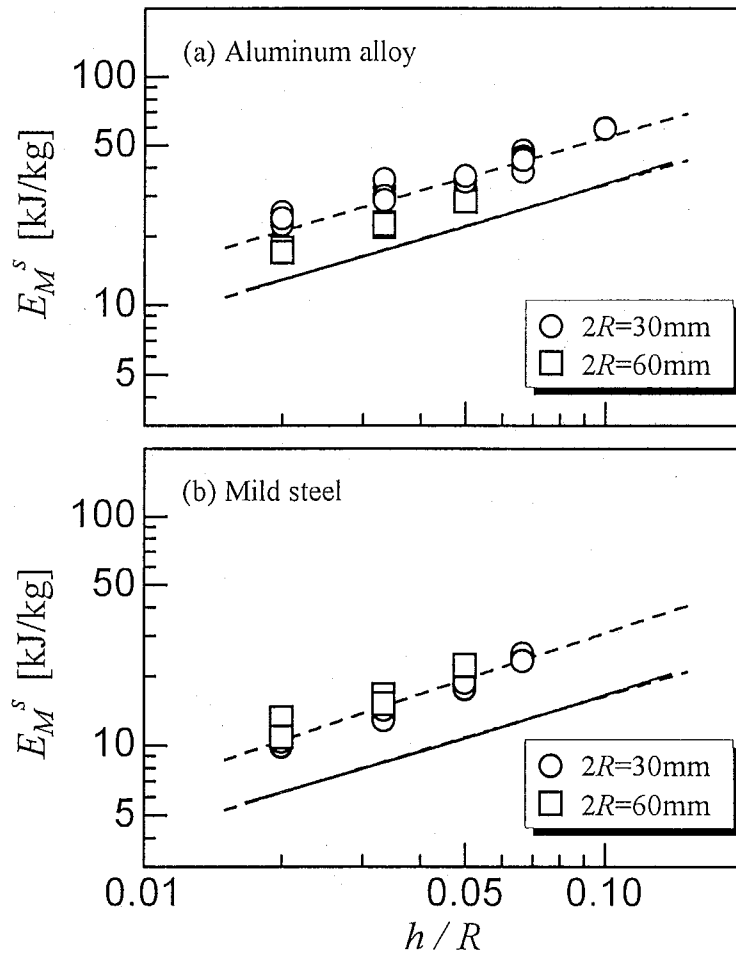


Fig. 5.8 Absorbed energy by unit mass from static tests

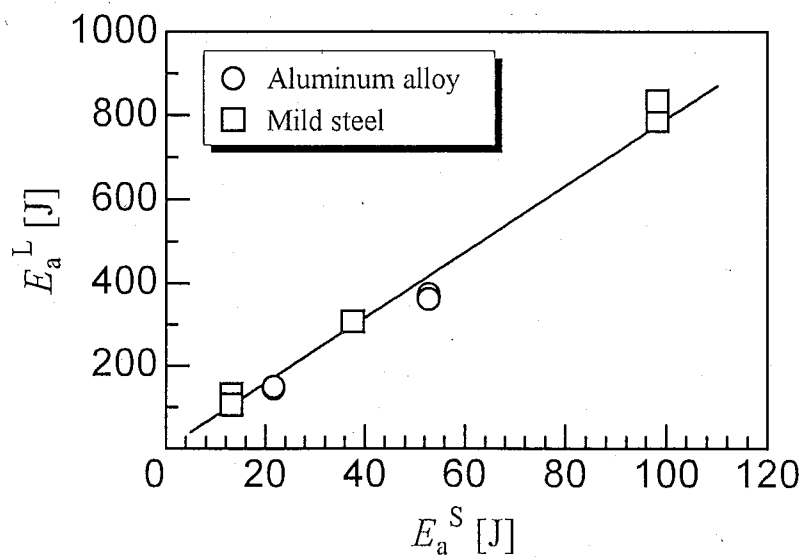


Fig. 5.9 Scaling of energy from static tests

相似比を求めると7.9であった。したがって理論的に求めたエネルギー相似比と実験結果は等しく、静圧潰による吸収エネルギーにも相似が成立していることが確認できる。

衝撃圧潰による単位質量当たりの吸収エネルギー E_M^d と衝撃速度との関係を、軟鋼の場合について解析的に求めた結果を Fig. 5.10 に示す。ここでは変形過程における軸方向の変形速度を一定と仮定して計算し、1つのしわが完全に形成されたときに吸収されるエネルギーと変形量から単位質量当たりの吸収エネルギーを求めている。実際の現象では変形速度は減少し、最終的に速度はゼロになるため、軸方向の変形速度を一定としているこの解析結果は変形速度の効果が強めに現れている。したがって衝撃速度が、4m/s から 15m/s までの範囲では、吸収エネルギーにおよぼす衝撃速度の効果はとても小さいので、実験結果を衝撃圧潰の代表値として取り扱うこととする。

Fig. 5.11 に衝撃圧潰による単位質量当たりの吸収エネルギーの実験結果を示す。衝撃圧潰の結果も内径の違いによる影響はなく、実験結果は、ほぼ同一直線上にある。したがって衝撃の場合も、内径が変化しても、エネルギー吸収に肉厚がおよぼす影響は等しい。また Fig. 5.11 の直線の傾きを最小二乗法で求めた結果、吸収エネルギーは肉厚の約 0.6 乗に比例している。したがって、衝撃圧潰の方が静圧潰にくらべ、吸収エネルギーの絶対量は多くなるが、肉厚がエネルギー吸収におよぼす効果は等しくなっていることが分かる。

衝撃圧潰における内径が 60mm の単位圧潰周期当たりの吸収エネルギー E_a^L と肉厚比が等しい内径が 30mm の E_a^S との関係を Fig. 5.12 に示す。実験結果を最小二乗法により 1 次近似した結果、傾きは 8.3 であった。したがって実験結果から衝撃圧潰のエネルギー相似比が 8.3 であり、静圧潰に対する式 (5.8) から導かれるエネルギー相似比 8 よりも若干大きい。形状の相似に対応した相似が衝撃圧潰による吸収エネルギーについても成立していると見なすことができる。したがって衝撃速度が 15m/s 程度までの範囲であれば、衝撃圧潰における吸収エネルギー量に対する相似則も静圧潰に対する相似則を便宜的に用いることができる。

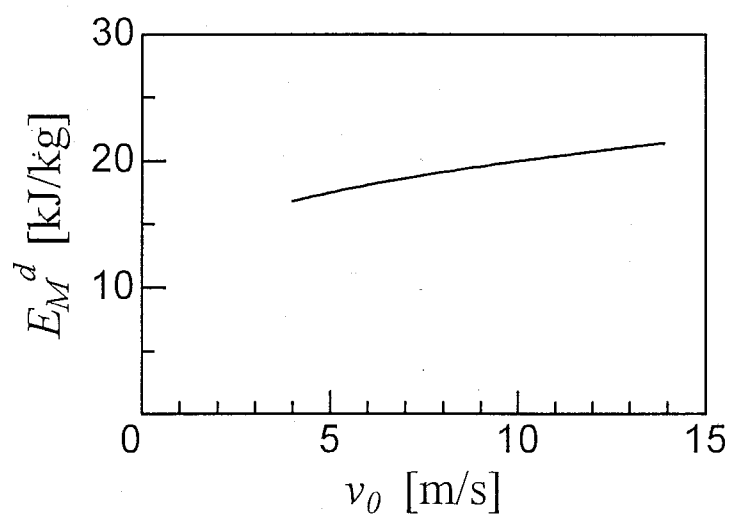


Fig. 5.10 Effect of impact velocity on absorbed energy by unit mass ($2R=30\text{mm}$, $h=0.5\text{mm}$)

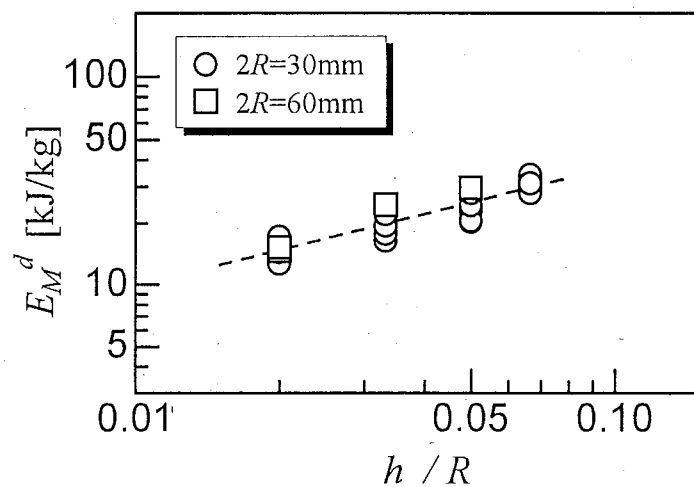


Fig. 5.11 Absorbed energy by unit mass from impact tests

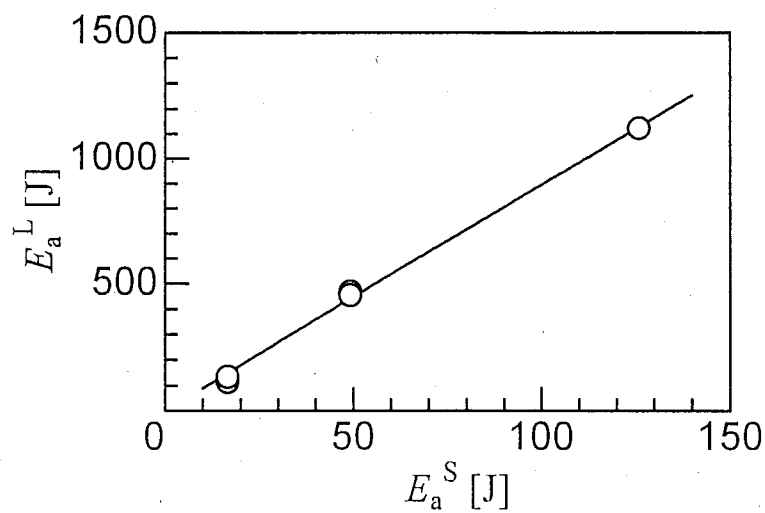


Fig. 5.12 Scaling of energy from impact tests

5.4 結言

円管の静圧潰によるエネルギー吸収に対する相似則を，軸対称モードについて塑性関節モデルを用いた理論解析結果から導いた．その結果，単位圧潰周期当たりの吸収エネルギーは内径の1乗，肉厚の2乗に比例するために，エネルギー比は形状の相似比の3乗になることが分かった．そこで相似則を確認するために，形状の相似比を2とした大きさの異なるアルミニウムおよび軟鋼製円管の静圧潰試験を行った．まずアルミニウムおよび軟鋼ともに，軸対称モードの圧潰波長は形状の相似比に従うことを確認し，また材質によらず肉厚比が等しい円管の単位圧潰周期当たりの吸収エネルギーの比は，およそ8であった．したがって，形状の相似比が2程度，肉厚比が0.02から0.1で，圧潰モードが等しければ，単位圧潰周期当たりの吸収エネルギーに相似が成立することが明らかになった．また形状の相似比が2である軟鋼製円管の衝撃試験結果からも，圧潰波長は形状の相似則に従い，単位圧潰周期当たりの吸収エネルギーの比は8であった．したがって衝撃速度が比較的遅い15m/s以下の領域で，圧潰モードが等しければ，吸収エネルギーに相似が成立し，静圧潰に対する相似則を衝撃圧潰にも用いることが可能である．

また肉厚比が0.02から0.1と限られた範囲ではあるが，円管の軸圧潰によるエネルギー吸収および圧潰波長に相似則が成立しているために，内径が異なっても肉厚比が同じであれば，単位質量当たりの吸収エネルギーが等しいことが実験結果から確認された．この結果は軸対称モードに対する塑性関節モデルを用いた理論解析結果と一致し，解析結果がエネルギー吸収におよぼす内径の影響も評価していたことが明らかになった．

<参考文献：第5章>

- [5-1] 須賀森勇夫, 狼芳明, 山下富夫, プラスチックモデルの活用, 自動車技術, Vol.43, No.4, (1989), p.74-79.
- [5-2] 山下肇, 新谷英俊, 高木利彦, プラスチック縮尺模型を用いた衝突特性の予測, 自動車技術, Vol.38, No.4, (1984), p.439-445.
- [5-3] N.Jones, Structural Impact, Cambridge University Press, (1989), p.489-514.
- [5-4] T.A.Duffey, M.C.Chresh and S.H.Sutherland, Experimental Verification of Scaling Laws for Punch-Impact-Loaded Structures, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.1, (1984), p.103-117.
- [5-5] He-Ming Wen, N.Jones, Experimental Investigation of the Scaling Laws for Metal Plates Struck by Large Masses, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.13, No.3, (1993), p.485-505.
- [5-6] A.G.Atkins, Scaling in Combined Plastic Flow and Fracture, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.30, No.3/4, (1988), p.173-191.

第 6 章

結論

6.1 各章のまとめと総括

本論文では、薄肉部材の軸圧潰によるエネルギー吸収特性を明らかにするために、基礎資料として、単純な基本部材を塑性関節を用いた理論解析により、簡便に評価する手法を研究した。はじめに変形速度を考慮した塑性関節の特性を明らかにするために、衝撃三点曲げ試験から動的塑性曲げモーメントと曲げ角速度との関係を示す実験式を得た。次に衝撃軸圧潰は塑性変形を含む動的不安定現象であるために、衝撃に対する解析を行う前に、まず、静圧潰を剛完全塑性体を仮定した塑性関節を用いて理論的に解析できることを示した。そして、静圧潰に対する解析に変形速度を考慮した塑性関節の特性を示す構成式を用いて衝撃軸圧潰を解析できることを示した。またアルミニウム合金と軟鋼の2種類の材質の試験片を用いて、静荷重および衝撃荷重による圧潰試験を行い、材質および肉厚が圧潰過程および吸収エネルギーに及ぼす影響を考察し、合わせて理論値と比較し、理論解析の妥当性を確認した。そして理論解析結果に基づき、円管の軸圧潰によるエネルギー吸収に対する相似則について検討した。本論文の各章で得られた結果を要約すれば、以下のようになる。

第2章では薄板の衝撃曲げ変形を塑性関節でモデル化する際に必要となる動的塑性曲げモーメントと変形速度との関係を明らかにするために、アルミニウム合金および軟鋼の板材を用いて落錘式試験機により衝撃三点曲げ試験を行った。

その結果、静的および衝撃荷重下ともに板材の変形により吸収されたエネルギーと荷重点に塑性関節が生じると仮定したモデルに基づいて求めたと曲げ角は、ほぼ比例しており、三点曲げによる曲げ変形を塑性関節モデルで置き換えることの妥当性を確認した。次に塑性関節が吸収したエネルギーと曲げ角との関係から全塑性曲げモーメント M_0 を求めた。単位長さ当たりの全塑性曲げモーメントは板厚の2乗に比例するので、 M_0/bh^2 を用いて実験結果を評価した。変形速度パラメータとして用いた平均曲げ角速度との関係から、 M_0/bh^2 はアルミニウム合金では曲げ角速度によ

らず一定の値となり、軟鋼では曲げ角速度が速くなると上昇した。この結果は、ひずみ速度依存性はアルミニウムについては見られなく、軟鋼については顕著に見られるという従来の定説と一致する。曲げ角速度がゼロに近づくにつれ、衝撃曲げ試験から得られた全塑性曲げモーメントは、静的曲げ試験から得られる全塑性曲げモーメントおよび静的引張試験より得られた降伏応力から求められた全塑性曲げモーメントに漸近し、本試験で得られた結果は、ほぼ妥当であることがわかる。そして材料自身の特性ではないが、塑性関節の動特性を評価する手法の一つとして、曲げ角速度と M_0/bh^2 の関係から変形速度を考慮した全塑性曲げモーメントを求める実験式を導くことができた。

第3章では薄肉管の静軸圧潰特性を明らかにするために理論および実験解析を行った。解析対象を円管および正方形管とし、アルミニウム合金および軟鋼製の試験片を用いて静圧潰試験を行った。

円管および正方形管ともに圧潰が最初に開始するときに荷重は最大になり、以降、この最大値を超えることのないしわの形成に対応した荷重の極大値が現れるという軸圧潰特有の潰れ線図が得られることを実験的に確認した。剛塑性体に材料特性が近いアルミニウムの結果と理論結果を比較した場合、まず潰れ線図において、理論が弾性変形を無視しているために、各々のしわが形成され始めるときの荷重の増加の仕方を再現していないが、しわの形成が終了に向かうときの、荷重がなだらかに減少する傾向とうまく対応した。また平均圧潰応力の理論結果は実験結果とよく一致し、塑性関節モデルが静圧潰の基本的な特性を示すことを再確認した。ここで円管の場合、平均圧潰荷重が最小になるようにして求めた軸方向変形波長は実験結果とほぼ一致したが、正方形管の場合、同じようにして求めた軸方向波長は実験結果と一致しなかった。円管の軸対称モードは外側への張り出しが少なく、塑性関節部の曲率もモデルに近い状態であるのに対して、正方形管の場合、変形が非軸対称であり、また張り出しがかなり多く塑性関節部の曲率もかなり小さく、圧潰モードにより圧潰開始のメカニズムが異なるのではないかと思われる。そこで正方形管の場合は、軸方向波長に実験結果を近似した実験式を用いて、理論的に平均圧潰応力および潰れ線図を求めた。

実際の変形では円管および正方形管ともに、ひずみ硬化などの影響により塑性関節部の曲率半径がアルミニウム合金と軟鋼とでは異なり、軟鋼の方が軸方向変形波長は長くなる傾向がある。平均圧潰応力を降伏応力で無次元化した値は肉厚が等しいとき、円管では軟鋼の方が大きくなる傾向にあり、正方形管ではアルミニウム合金と軟鋼とではほぼ等しくなった。また、アルミニウムは軟鋼に比べ単位質量当たりの吸収エネルギーは大きく、正方形管よりも円管の方がエネルギー吸収特性に優れていることが明らかになった。

第4章では衝撃圧潰を実験および理論により解析した。衝撃試験によって得られた

結果をまとめると以下の様になる。円管および正方形管の衝撃軸圧潰を実験および理論的に解析を行った。ここで衝撃速度の範囲は $4 \sim 15\text{m/s}$ である。実験では縦型衝撃試験機を開発し、可能な限り正確に圧潰過程での荷重および変形履歴を測定した。解析では静圧潰を解析するのに用いた塑性関節モデルに、塑性関節の曲げ角速度に対する全塑性曲げモーメントの構成式を適応し、圧潰過程での変形量と吸収エネルギーの関係を求める手法を提案した。そして以下のことが明らかになった。

- (1) 衝撃荷重下でも安定した逐次圧潰が得られ、しわの成形に対応した荷重変動が圧潰過程において観察された。
- (2) 圧潰は一定の減速度で変形し、減速度は肉厚によってほぼ決まり、肉厚が厚い方が減速度は大きくなる。またアルミニウム合金より軟鋼の方が減速度は大きくなる。
- (3) 肉厚が厚い方が単位質量あたりの吸収エネルギーは多くなる。
- (4) アルミニウムに比べ、軟鋼の方が降伏応力が大きいため単位体積当たりの吸収エネルギーは軟鋼の方が多いが、単位質量当たりの吸収エネルギーに読み替えると、同等かアルミニウムの方が多くなる。
- (5) 断面積が同じであれば、肉厚および衝撃速度によらず正方形管より円管の方がエネルギー吸収特性は優れている。
- (6) 解析によって求められた平均圧潰応力は実験結果と対応し、変形速度による曲げの特性をあらかじめ評価しておけば、塑性関節モデルから簡便に衝撃速度や肉厚が衝撃軸圧潰におよぼす影響を評価することができる。
- (7) アルミニウムの場合、静圧潰と衝撃圧潰の変形モードは等しく、吸収エネルギーにも相違は生じない。
- (8) 軟鋼の場合、円管では、変形速度の影響により、正方形管では、潰れ周期の相違と変形速度の影響により、静圧潰に比べ衝撃圧潰の方が吸収エネルギーは多くなる。
 - i) エネルギー吸収におよぼす潰れ周期の相違の影響と変形速度の影響はほぼ等しく、材料特性とともに潰れ周期は衝撃軸圧潰を評価する重要なパラメータの一つである。
 - ii) エネルギー吸収の増加の割合は、円管に比べ正方形管の方が大きく、材料が同じであっても断面形状により動的効果が異なる。

第5章では、円管の静圧潰によるエネルギー吸収に対する相似則を、軸対称モードについて塑性関節モデルを用いた理論解析結果から導いた。その結果、単位圧潰周期当たりの吸収エネルギーは内径の1乗、肉厚の2乗に比例するために、エネルギー比は形状の相似比の3乗になることが分かった。そこで相似則を確認するために、形状の相似比を2とした大きさの異なるアルミニウムおよび軟鋼製円管の静圧

潰試験を行った。まずアルミニウムおよび軟鋼ともに、軸対称モードの圧潰波長は形状の相似比に従うことを確認し、また材質によらず肉厚比が等しい円管の単位圧潰周期当たりの吸収エネルギーの比は、およそ8であった。したがって、形状の相似比が2程度、肉厚比が0.02から0.1で、圧潰モードが等しければ、単位圧潰長さ当たりの吸収エネルギーに相似が成立することが明らかになった。また形状の相似比が2である軟鋼製円管の衝撃試験結果からも、圧潰波長は形状の相似則に従い、単位圧潰周期当たりの吸収エネルギーの比は8であった。したがって衝撃速度が比較的遅い15m/s以下の領域で、圧潰モードが等しければ、吸収エネルギーに相似が成立し、静圧潰に対する相似則を衝撃圧潰にも用いることが可能である。

また肉厚比が0.02から0.1と限られた範囲ではあるが、円管の軸圧潰によるエネルギー吸収および圧潰波長に相似則が成立しているために、内径が異なっても肉厚比が同じであれば、単位質量当たりの吸収エネルギーが等しいことが実験結果から確認された。この結果は軸対称モードに対する塑性関節モデルを用いた理論解析結果と一致し、解析結果がエネルギー吸収におよぼす内径の影響も評価していたことが明らかになった。

6.2 今後の課題

- (1) 剛塑性解析は簡便に吸収エネルギーにおよぼす肉厚などの影響を評価し、設計の変更の指針などを示すことができる。しかし、正方形管のように圧潰モードが非軸対称の場合、圧潰モードを決定することができず、検討の余地が残されている。そこで、軸圧潰の圧潰波長を有限要素法により求め、圧潰波長が決定された後は剛塑性解析に移行するような有限要素法と組み合わせが解決方法の一つではないかと考える。
- (2) 本研究では変形速度を考慮した塑性関節の特性を明らかにしたが、引張試験などから得られる材料特性との関連付けは行わなかった。従来から多く行われている引張や圧縮のひずみ速度依存性の構成式から曲げの特性を導くためにも、また有限要素法により軸圧潰などの曲げが支配的な変形を解析する際の材料特性やひずみ速度依存性の入れ方に有効な知見を得るためにも、曲げの特性と材料特性との関係を明らかにする必要がある。
- (3) 本研究での円管に対する相似則の検討は相似比が2までのかなり限られた範囲であり、相似則が成立する範囲をさらに見極めることやまた正方形管に対する相似則の検討も必要である。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、終始御指導、御助言下さった宇治橋貞幸教授、松本浩之教授、山路昭彦教授、足立忠晴助教授に感謝の意を表します。これまで研究活動を行う上で、色々と御助言頂いた荒井政大助手、神崎正美助手に心から御礼申し上げます。さらに高い技術力をもって試験片の製作に御助力いただいた実習工場の山本英夫技官に感謝いたします。また実験を手伝って頂いた高松利明氏、吉野哲矢君、柳田拓哉君、実験装置を製作して下さった三柳晃洋君に厚くお礼申し上げます。

最後に研究室での生活を共にして下さった旧材料力学講座の諸先輩方、旧固体科学講座、構造科学講座、計測情報学講座の皆様に感謝いたします。

1995 年 12 月

十 河 敬 寛