円筒シェルの種々の軸圧潰挙動特性とエレベータ緩衝器への応用*

大橋 健悟*¹, 岡本 紀明*², 山泉 洋平*³

Study on Characteristics of Various Collapses of Axially Crushed Tube and Its Application to Elevator Buffer

Kengo OHASHI, Noriaki OKAMOTO*⁴ and Youhei YAMAIZUMI⁴ Department of Mechanical Engineering, Shibaura Institute of Technology,
3-9-14 Shibaura, Minato-ku, Tokyo, 108-8548 Japan

The final goal of this study is to apply a shock absorber based on plastic deformation of aluminum tube to an elevator buffer. First, in order to study characteristics of axially crushed tubes, various aluminum tubes were compressed on four types of dies. As a result, these caused the three modes of progressive buckling, tearing and inversion. It is concluded that the load-displacement curve of the inversion mode has ideal shape as shock absorber and its inversion load depends on the thickness of the tube. Secondly, energy absorbing mechanism of inversion mode was made clear with finite element method (FEM), and its details show two kinds of energy, frictional dissipation and plastic dissipation produced by meridional bending and circumferential stretching. A theoretical expression for calculation of the inversion load is derived from the virtual work theorem, the prediction from which agrees well both results of experiment and FEM. It is also disclosed that use of molybdenum disulfide improves reproducibility of the inversion mode and its load-displacement curve.

Key Words: Elevator, Dumper, Plasticity, Inversion, Cylindrical Shell, Axial Crush

1. 緒 言

エレベータには何らかのトラブルが生じた際にも利用者の安全を確保するために多重の安全装置が取り付けられている。エレベータ緩衝器は安全システムの最終段階に位置するものであり、エレベータのかごが終端部に激突することを防ぐためにピット上に備えつけられている。現在この緩衝器にはエレベータの定格速度に応じて、ばねもしくは油入緩衝器が用いられている。ばねは跳ね返りが問題となるために定格速度 60m/min 以下の低速エレベータに、油入緩衝器は 60m/min を超える高速エレベータに用いられている¹⁾。近年、建築的見地から緩衝器の省スペース化が求められるようになり、エレベータ緩衝器ではその長さが問題となる。また、省力化の面からメンテナンスフリー化が求められている。

ところで、最近では自動車のクラッシュアブストラクチャに見るように金属の塑性変形を利用した緩衝機構が注目を集めている。この基礎研究は以前より多方面から行なわれてきたもの²⁾³⁾で、種々の分野にも応用できるものである。しかし、本研究が対象としてい

るエレベータ分野に緩衝器として具体的に応用した研究は、円筒にフランジを多段に設けた安部らの研究⁴⁾以外に見当たらないようである。

本研究の最終目標は塑性変形を利用したエレベータ用緩衝器の技術開発であるが、本報ではその第一段としてひずみ速度依存性が鈍感で⁵⁾、エレベータの実用範囲では動的効果が小さいことが知られている^{6) 7)}アルミニウム円筒を用いて静的評価を行なった。先ず、種々の異なる境界条件によって軸圧潰変形形態にどのような違いが現れるかを調べ^{8) 9)}、次にその内で最もエレベータに有用な圧潰挙動であると分った反転塑性変形に関して有限要素法(FEM)によりエネルギー吸収のメカニズムを解明した。さらに、その結果に基づき、設計に必要な最高荷重を算出できる理論式を導くとともに、エレベータ緩衝器としての適応性に関して検討を行なった¹⁰⁾。

2. エレベータの緩衝・機能特性

2.1 エネルギー吸収効率 エネルギー吸収性能の評価にはエネルギー吸収効率が用いられる¹¹⁾。エネルギー吸収効率 η は次の式(1)により定義される。

$$\eta = \frac{mv^2/2}{ma_{\max} S} \quad (1)$$

* 原稿受付 2004 年 12 月 13 日。

¹⁾ 准員、(株)豊田自動織機(☎ 474-8601 大府市共和町茶屋 8)。²⁾ 正員、芝浦工業大学工学部(☎ 108-8548 東京都港区芝浦 3-9-14)。³⁾ (株)アマダ(☎ 418-0112 富士宮市北山 7020)。

E-mail: okamo@sic.shibaura-it.ac.jp

ここで、 m は衝突子の質量、 v は衝突速度、 a_{mx} は最大加速度、 S は緩衝ストロークである。

エレベータ緩衝器の設計では、最大加速度 a_{mx} を許容範囲内に収め、緩衝ストロークをできるだけ短くして、エレベータのかごと積載質量の運動エネルギーを吸収することが求められる。そのためにはエネルギー吸収効率を大きくすればよい。

緩衝器の荷重特性に着目して式(1)を書き換えるると式(2)のように表される。

$$\eta = \frac{F_{avg}}{F_{max}} \quad (2)$$

ここで、 F_{avg} はエネルギー吸収の過程における平均荷重、 F_{max} は最高荷重である。

エネルギー吸収効率を大きくするということは式(2)より平均荷重を最高荷重に近づければよいことを意味する。

2.2 必要な平均荷重・ストローク エレベータの安全装置については建築基準法⁽⁹⁾によって規定されている。これによると最大衝突速度は定格速度の1.4倍、平均減速度は $1g$ ($9.8m/s^2$) を超えてはならないとされている。

従って、平均荷重については、質量の最も小さい場合、すなわち積載質量のないかご質量だけの場合に対しても、平均減速度が $1g$ 以下となるようにする必要がある。そのため、平均荷重 F_{avg} はかごの質量 m の減速による慣性力と自重の和で与えられる力

$$F_{avg} = 2mg \quad (3)$$

を超えてはならない。

また、緩衝器が吸収しなければならないエネルギー E に関しては、質量が最も大きい場合、すなわち、かご質量 m と定格積載質量 m' の合計質量 M の運動エネルギーと緩衝ストローク S 分の位置エネルギーの和である。平均減速度を $1g$ とすると、 $S = v^2 / 2g$ が成り立つので、必要な吸収エネルギー E は、

$$E = \frac{1}{2} Mv^2 + MgS = Mv^2 \quad (4)$$

さらに、必要なストローク S は、

$$S = \frac{E}{F_{avg}} \quad (5)$$

の二式でそれぞれ表される。

典型的なエレベータに対し、これらの式を用いて求

めた緩衝器の設計緒元の例を表1に示す。

Table 1 Shock absorber specification for typical elevator systems

Elevator type	Impact velocity v (m/s)	Live load m' (kg)	Elevator cage m (kg)	Average force F_{avg} (kN)	Stroke S (mm)
Low-speed Small cage	1.4	600	750	14.7	180
High-speed Middle cage	2.8	1000	1250	24.5	720

2.3 ストローク効率 油入緩衝器では装置の全長に対して緩衝ストロークは普通3割程度⁽¹⁰⁾であるため深いピットが必要となる。そのため、必要な緩衝ストロークを確保しつつ緩衝器の長さを短くできればピットの深さを浅くすることが可能となる。

その指標としてストローク効率 ζ を

$$\zeta = \frac{S}{L} \quad (6)$$

で表す。

2.4 信頼性 緩衝器はエレベータの安全システムの最終要素であり、緩衝器として必要な緩衝特性を安定して発現しなければならない。

3. 種々の軸圧潰変形形態と荷重特性

3.1 供試体 外径 50mm、板厚 3mm、長さ 1100mmのアルミニウム押し円筒より、機械加工を施し表2に示す寸法の円筒シェルの製作し供試体とした。

供試体の材料はアルミニウム合金A6063-T5であり、引張試験で得られた応力-ひずみ線図を図1に示す。0.2%耐力は 210MPa、引張強さは 240MPa である。

Table 2 Dimensions of specimens

Length L (mm)	Inner diameter d_i (mm)	Outer diameter d_o (mm)	Thickness t (mm)
100	46.5	47.5	0.5
		47.8	0.65
		48.1	0.8
		48.5	1.0

Fig.1 Stress-strain curve

3.2 実験方法 図 2 のように供試体を種々の治具上に設置し、万能試験機により、変位速度 4mm/min で軸方向へ静的に圧縮した。図 2-(a)では、上下平押し、図 2-(b)の内面拘束型では供試体内に上下方向に可動なピストンを有する上部加圧子と下部の平面加圧子を用いた。また、図 2-(c)、(d)では、上部は平面、下部は位置決め用突起付の円錐面で圧縮した。治具と供試体の接触面にはシリコンオイルを塗布した。

Fig.2 Cylindrical shells set on various dies

3.3 実験結果

(1) 平面型 供試体 4 個とも全て第一座屈において高いピーク荷重が生じ、その後連続して座屈が起きた。図 3 はその一例で板厚 $t=0.5\text{mm}$ の場合である。第二座屈以降の荷重は第一座屈の 50% に満たない大きさとなっている。このとき生じる連続座屈の座屈モードは図中の写真のように非軸対称となった。座屈モードに関しては円筒の半径と板厚の比に支配されることがわかっている⁶⁾。

Fig.3 Load-displacement curve with plane die

(2) 内面拘束型 供試体が板厚 $t=0.5\text{mm}$ の場合の荷重-変位線図と座屈モードを図 4 に示す。供試体の内側への変形が拘束されていることにより、連続座屈の各リクルが全て軸対称な形状となった。そのため、荷重-変位線図には周期的に、ほぼ等しいピーク

が現れた。これにより、平面型に比べ最高荷重はほぼ等しいままエネルギー吸収量を増加させることができる。他の板厚の供試体でも同様の現象が確認されている⁷⁾。

Fig.4 Load-displacement curve with inner die

(3) ステップ付き円錐面型 円錐角 $\theta=45^\circ$ の治具を用いて行なった板厚 $t=0.8\text{mm}$ の実験結果を図 5-(a) に示す。この場合円錐面上を管口が滑ることにより円筒の形状が変形し、それが初期不整となって第一座屈が誘発されたため、平面型で見られたピーク荷重が下がったものと考えられる。また、それに続く第二座屈以降の変形形態は平面型による連続座屈と同じ座屈モードとなった。

次に板厚 $t=0.5\text{mm}$ では、図 5-(b) に示すように円筒の内面が外側に現れる反転塑性変形を示した。この変形形態では円筒の管口が反転をした後その部分が上

Fig.5(a) Load-displacement curve by cone angle 45° die with step

Fig.5(b) Load-displacement curve by cone angle 45° die with step

部に向かって変形が進んだ。反転後の荷重は一定に保ったまま安定な状態が得られた。また、この反転時の荷重が変形過程を通して最高荷重となった。

(4) ステップなし円錐面型 前項では円錐面を管口が滑るため変形形態が平面型による連続座屈とは異なるものとなった。しかし、円錐角度が大きくなると滑りが生じなくなるので変形形態は連続座屈となると考えられる。また、逆に角度が小さくなれば滑って管口を上げるようになると推測される。

円錐角が 80° の実験結果を図 6-(a) に示す。この境界条件では円筒は円錐面を滑り出すことは無かった。座屈は円錐面に接している下部ではなくその反対の上部平面側より生じた。円錐面側では円筒の位置決めのために内面が拘束されているため、非軸対称モードでの座屈の発生が抑制されると考えられる。そのため上部の平面側で非軸対称モードの座屈が発生し、進展したと考えられる。したがって、変形形態、荷重-変位線図ともに平面型による連続座屈と同じものとなった。

Fig.6(a) Load-displacement curve by cone angle 80° die without step

円錐角が 70° の場合においても同様の現象が観察された。

円錐角 30° 、 40° および 50° の実験結果を図 6-(b) に示す。管口は円錐面上を滑り出し、その部分から変形を起こした。しかし治具にステップが無いために円錐面を滑り出した後に反転を起こすことなく、円錐面に沿うようにして管がラッパ状に広げられた。その

Fig.6(b) Load-displacement curve by cone angle 30° 40° 50° die without step

後、広げられた管口の一箇所より亀裂が生じた。そのため、十分に軸方向に変位しないまま終わった。

円錐角 60° の実験結果を図 6-(c) に示す。管口は円錐面を滑りだし、ステップが無いにもかかわらず反転塑性変形を示した。変形形状や荷重-変位線図はステップ付き円錐面で得られた反転塑性変形の場合とほぼ同じであった。

ステップなし円錐面では、変形形態が円錐角の角度によって異なるものとなった。 30° 、 40° 、 50° では割れが生じ、 60° では反転塑性変形、 70° 、 80° ではシェルの円錐面を滑らずに連続座屈となった。

Fig.6(c) Load-displacement curve by cone angle 60° die without step

(5) 変形形態と吸収効率 変形形態に着目してエネルギー吸収効率 η を比較するため、変位 50mm でのエネルギー吸収効率を表 3 に示す。反転塑性変形型では反転の際に生じる荷重が一定であり、かつその荷重が変形過程での最高荷重となっているため η が他の変形形態に比較して突出して大きくなっている。

Table 3 Energy absorption efficiency of each deformation type at $\delta=50\text{mm}$

Deformation type (Fig. No.)	Energy absorption efficiency
Buckling (Fig.3 plane die)	0.31
Buckling (Fig.4 inner die)	0.42
Buckling (Fig.5-a conical die with step)	0.45
Inversion (Fig.6-c conical die)	0.91

4. 反転塑性変形型のエネルギー吸収メカニズムと機能特性評価

4.1 エネルギー吸収メカニズム エネルギー吸収効率の最も高かった図 6-(c) の反転塑性変形型に関して変形過程およびエネルギー吸収のメカニズムを解明するため、有限要素解析を行なった。実験での変形形態が軸対称であったので、モデルは軸対称とした。円錐面は剛体とし、円筒は 1 次の低減積分軸対称要素を用いた。円筒の要素分割は反転を起こす下端から 60mm までは軸方向に 0.1mm の等間隔、その上部は 1mm 間

隔とした。板厚方向は2分割とした。材料データは図1の引張試験曲線を多線分析線近似し等硬化塑性モデルを用いた。アルミ合金はひずみ速度依存性が小さいのでひずみ速度の効果は考慮していない。摩擦はクーロンの摩擦モデルを用い摩擦係数を3.0とした。また、荷重方法は円筒上部に最大50mmまで強制変位を与えた。FEMによる荷重-変位曲線と特徴点に対応する断面形状を図7に示す。また、実験後の供試体断面写真も併せて示す。

①から②までは円筒の全体が軸圧縮されほぼ均一な応力が生じる。②から③では管口が円錐面を滑り、ラッパ状に広がる。このとき端面からおよそ5mmのところに曲げが生じる。この曲げられた部分が円錐面より外に伸び出すことで再び荷重が増加し始める。③から④では管口が半径方向へ広がり、④から⑤で管口が上方へ向く。⑤から⑥では管口が円筒の中心軸方向へ向き円筒表面の近くまで進む。ここまでの管口が巻き込まれる変形形態をカーリングという。⑥以降では、これまでに成形されたカーリング部分が上方へ持ち上がるようにして反転が進行する。このときの荷重は一定とな

Fig.7 Load-displacement curve and deformation history with cone angle 60° die by FEM

る。この荷重を反転荷重と呼ぶこととする。反転後の形状は実験結果とよく一致している。この変形過程は実験中にも同様に観察された。

この解析結果を基に変位50mmまでのエネルギー吸収量の内訳を表4に、塑性散逸エネルギー分布を図8に示す。

表4に示すように荷重による仕事は、そのほとんどが塑性変形と摩擦仕事によって散逸エネルギーとして消費される。図8より変形した部分では板の中央面よりも表面に近い部分のエネルギー密度が大きいことがわかる。また、板の中央面でも散逸エネルギーが現れていることから、塑性散逸エネルギーは板の曲げ・曲げ戻し及び円周方向伸びによる塑性変形によるものであるといえる。

Fig.8 Variation of plastic dissipation energy per unit volume at $\delta=50\text{mm}$

Table 4 Details of absorbed energy (J)

Plastic dissipation	248
Recoverable strain energy	2.5
Frictional dissipation	122
External work	373

4.2 荷重制御と荷重算定式 ステップなし円錐面について板厚 0.5mm, 0.65mm, 0.8mm, 1.0mm の四種類の円筒を用いて圧縮試験を行なった。ここでは、潤滑剤として二硫化モリブデンを用いた。各板厚の円筒は全て反転塑性変形を生じ、図9に示す荷重-変位線図が得られた。ステップなし円錐面ではステップ部による干渉が無いために板厚に関係なく反転塑性変形を生じたと考えられる。

図9より板厚が増えるにしたがい反転荷重が増加していることがわかる。このことから、板厚によって最高荷重を制御することが可能であることがわかる。

以上のことを踏まえ、反転荷重の算定式を導くこととする。いま、荷重が一定になった状態で、カーリング部の曲面が図10のように単一の曲率半径 ρ で表されるものと仮定する。

Fig.9 Variation of inversion load as a function of thickness

Fig.10 Theoretical model of inversion

円周上に垂直方向に表面力 p を受けて AA' 面は Δu だけ変位するとカール部分では塑性関節が形成され、 BB' 面では曲げ戻し変形と円周方向伸びが塑性変形として生じるものとする。また、 AA' 面から BB' 面への変形過程において板厚の変化はなく、剛完全塑性と仮定する。

このとき、単位面積当たりの外力による仕事は塑性変形と摩擦の消散エネルギーの和で与えられるので

$$p t \Delta u = 2 \frac{t^2 \sigma_y}{4 \rho} \Delta u + \frac{2 \rho}{r} \sigma_y t \Delta u + \frac{\mu p t}{\sin \theta + \mu \cos \theta} \Delta u \quad (6)$$

と表される。ここで右辺は第1項から順に、曲げ・曲げ戻しによる塑性関節、円周方向伸び、摩擦のそれぞれにより消散されるエネルギーである。また、 r は円筒の半径、 t は板厚、 σ_y は降伏応力、 θ は円錐面の円錐角、 μ は摩擦係数である。また、 ρ はカーリング半

径であり、円筒の直径を d とすると北澤らによる文献(11)より式(7)で表される。

$$\rho = \sqrt{\frac{td}{8(1 - \cos \theta)}} \quad (7)$$

p は単位面積当たりの表面力であるから、円筒の反転荷重 P は次式より求められる。

$$P = 2\pi r p \quad (8)$$

式(6)を p について整理し、式(8)に代入すると

$$P = \frac{\pi d t \sigma_y}{1 - \mu / (\sin \theta + \mu \cos \theta)} \left[\frac{t}{2\rho} + \frac{4\rho}{d} \right] \quad (9)$$

となり、これが反転荷重の理論近似式となる。

次に実験結果及びFEM解析結果と理論式を比較する。材料特性値として、理論式の σ_y には0.2%耐力210MPaを用い、FEMの応力-ひずみ関係には図1の引張試験結果を多線分近似した材料モデルを用いた。摩擦係数はFEM、理論式ともに二硫化モリブデン潤滑として0.1とした。これらの結果を図11に示す。実験結果とFEMの結果はよく一致している。理論式は多少小さめに見積られているが、この原因は完全塑性体を仮定しているためである。FEMでの反転部には0.2%耐力以上の応力が生じており、加工硬化による応力の上昇を考慮すれば理論式の解も実験結果及びFEMの結果に近くなると考えられる。式(9)により反転荷重の見当をつけることが可能であり、設計に際して式(9)を用いることで最大緩衝力が概算できる。

Fig.11 Comparison of Eq.(9) to experiment and FEM, and average buffer load demanded for typical elevators

表1で示したエレベータの種類に対する所要荷重を図11で見ると、小型低速のエレベータには実験で用いた形状寸法で十分に緩衝器の仕様を満足している。また、高速中型タイプでは式(9)より板厚が1.4mm程度の円筒で満足できることがわかる。

4.3 ストローク効率 反転塑性変形型では変形した管口が上方へ向かうため、緩衝ストロークは円筒の

全長の 50%以上を確保できる。これは油入緩衝器よりも向上しており、省スペース化につながる。

4.4 信頼性 円錐面と円筒との潤滑にシリコンオイルを用いてステップなし円錐面の実験を 3 回行なったところ、全て反転塑性変形を生じたが同じ荷重経路をとらないものや変形の途中で座屈を起こすものがあった。その荷重 - 変位線図を図 12-(a)に示す。この原因は、流動性の高いシリコンオイルが円錐面上を流れ出したこと、円筒と円錐面の高荷重下における摩擦により油膜が切れたためであると考えられる。

そこで、油膜切れを防ぐためにペースト状の二硫化モリブデンを潤滑剤として用いることとした。二硫化モリブデン潤滑での実験結果を図 12-(b)に示す。潤滑を二硫化モリブデンとしたことで、3 回とも同じ変形形態を得ることができ、荷重 - 変位線図も再現性のあるものとなった。また、他の板厚の円筒についても再現性は板厚 0.5mm のものとほぼ同一の変形形態と荷重 - 変位線図が得られた。二硫化モリブデン潤滑で緩衝器に必要な信頼性が得られることが分った。

(a) Silicone oil lubrication

(b) Molybdenum disulfide lubrication

Fig.12 Effect of lubricant on load-displacement curve

5. 結 言

得られた主な知見を示すと下記の通りである。

- (1) 境界条件の違いによって引き起こされる様々な変形形態に対してエネルギー吸収効率を比較したところ、反転塑性変形型はエネルギー吸収効率が

90%以上で突出して良い。そのため、エレベータ緩衝器として最も適した荷重 - 変位関係を得ることができる。

- (2) 下支え治具の円錐面をステップの無い円錐角 60° とすることで板厚に影響されことなく反転塑性変形が安定して得られ、円筒の板厚により荷重制御が可能である。
- (3) 最高荷重である反転荷重を算定する理論式を仮想仕事の原理より誘導し、設計式として提案した。
- (4) 理論式より緩衝荷重が推定できるためエレベータ緩衝器の円筒シェルの形状寸法を設計できる。
- (5) 円錐面治具と円筒との潤滑に二硫化モリブデンを用いることで安定した信頼性の高い荷重 - 変位曲線が得られる。
- (6) 反転塑性変形型ではストローク効率は最低 50% は確保できる。

文 献

- (1) 平成十二年建設省告示第千四百二十三号
- (2) N.Jones, Structural Impact, (1989), 385, Cambridge University Press
- (3) S.R.Reid, Plastic deformation mechanisms in axially compressed metal tubes used as impact energy absorbers, Int. J. Mech. Sci., 35-12 (1993), 1035-1052
- (4) 安部 貴・宮田 弘市・重田 政之・大亦 絢一郎・納富 充雄・伊東 菜摘, 機構論, No.02-56, (2003-1), 9-12
- (5) 大橋 健悟・岡本 紀明・山泉 洋平, 機構論, No.04-57, (2005-1), 7-10
- (6) 山泉 洋平・岡本 紀明・大橋 健悟・新堀 充弘, 機構論, No.02-1, (2002-9), 69-70
- (7) 山泉 洋平・岡本 紀明・大橋 健悟, 機構論, No.030-1, (2003-3), 215-216
- (8) Cyril M. Harris・Allan G. Piersol, Harris' Shock and Vibration Hand Book fifth edition, (2002), 31.6, McGraw-Hill
- (9) オーム社編, 2003 年度版建築基準法令集, (2002), 244, オーム社
- (10) 岡本 正勝・中川 俊明・海田 勇一郎・関本 陽一・藤田 善昭, 機構論, No.02-56, (2003-1), 17-20
- (11) 北澤 君義・小林 勝, 塑性と加工, 28-323 (1987), 1267-1274