Appendix III 本方法使用に際する特別な注意

本方法を使用する際、注意が必要となるのは第1段階である物理座標の決定である。

1) 厚みがない場合 (キャンパーのみ)

先端を $(x, y) = (0, h/2)$ にすればよい。

2) 厚みがある場合 (第17図参照)

先端を $0.25\%h$ 程度前方へずらす。

3) 厚みとキャンパーの両方がある場合

$\chi(\theta)$ が多価関数とならないよう、例3の実曲線のように配置する。

第17図 選ばれた物理座標に対する Z_1 の形状

— 論 文 —

衝撃軸圧縮荷重を受ける円筒殻の挙動に関する一実験*

Experimental Study on the Behavior of Cylindrical Shells Under Axial Step Loading

木部 勢至朗**・砂川 恵***
Seishiro KIBE and Megumi SUNAKAWA

Abstract

Using the seamless models fabricated by centrifugal casting, the behavior of cylindrical shells is observed. The high static buckling loads show that the models are nearly perfect. The dynamic load is applied to the shells by means of powder pushers, and a high speed camera is used to take moiré-topographic pictures of deformation pattern. The high speed pictures (about 2,500 fps) point out that there exist two typical responses of the shells. One is the case where the axisymmetric deformation pattern is generated first and then the asymmetric one follows, which is the ideal and perfect case. The other is practically typical case where the axisymmetric pattern is not observed but the asymmetric one only is generated locally and then spreads all over the surface of the shells.

1. 緒 言

本論文に於ては、動的軸圧縮荷重を受ける円筒殻の

* 昭和56年4月7日、日本航空宇宙学会第12期年会講演会に於て講演。昭和57年2月26日原稿受理

** 航空宇宙技術研究所機体第二部

*** 東京大学工学部境界領域研究施設

挙動に関する実験、並びにそれに先立って行った静的実験について述べる。

一昔前に行われた円筒殻の静的軸圧縮実験による挫屈荷重は、線形解析により固有値として得られる所謂古典理論値 $\sigma_{cl} = [3(1-\nu^2)]^{-1/2} E h / R$ に較べて遥かに低い値であった。そこで、より完全に近い供試体を製作し、それを用いて精密な実験を行う努力が続けられてきた。TENNYSON¹⁾、堤²⁾、徳江³⁾等 (遠心鑄造法) 及び八巻⁴⁾ (マイラー・フィルム) は高精度の供試体を用いて実験を行い、理論値に極めて近い結果を得ている。非線形性を考慮した近年に於る解析的研究により、1) 形状初期不整の存在⁵⁾、2) 挫屈前変形の影響⁶⁾、3) 境界条件の影響⁷⁾等が挫屈荷重に大きな影響を与えることが明らかにされている。

一方動的挫屈実験に於ては、静的実験の場合と同様の困難さに加えて、動的荷重の発生及び制御、応答の捕捉等に於る困難な問題点が存在する為に、LINDBERG & HERBERT⁸⁾、COPPA⁹⁾、ZIMCIK & TENNYSON¹¹⁾、¹²⁾等の先駆的な実験報告は存在するが、未だ十分な実験資料が提供されているとは言い難い。

そこで著者等は、遠心鑄造法により高精度・無継目のエポキシ円筒殻を製作し、それを用いて動的及び静的軸圧縮実験を行った。特に動的実験に於て、衝撃荷重の発生方法、殻体の変形過程の克明な捕捉等が従来の研究に較べて一歩進んでいると考える。

記 号 一 覧

- h : 板厚
 $\bar{h}$: 平均板厚
 k_0 : プッシャー固定台脚部ばね定数
 l : プッシャー固定台脚部の長さ
 t : 時間
 x_0 : プッシャー固定台の変位
 x_1 : 下端板変位
 E : 縦弾性係数
 E_{sp} : 見かけ上の縦弾性係数
 E_1 : 三要素モデル中の弾性定数 (瞬間弾性)
 E_2 : 三要素モデル中の弾性定数
 $F(t)$: 下端板に加えられる外力
 M_0 : プッシャー固定台質量
 M_1 : 下端板質量
 P : 外力
 P_{cl} : 古典挫屈荷重 (静的軸圧縮)
 P_{cr} : 静的挫屈荷重
 $P(t)$: 円筒下端に加えられる外力
 T : 鑄造温度
 S_4, S_5 : 供試体の軸方向歪 (第17図⑧⑨)
 S_6, S_7 : 供試体の軸方向歪 (第17図⑩⑪)
 δ : 端末変位
 $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_1 \sim \epsilon_3$: 歪
 ν : ポアソン比
 ν_{sp} : 見かけ上のポアソン比

2. 静的挫屈実験

2.1 あらまし 本章に於ては、次節に示す供試体を用いて行った静的軸圧縮挫屈実験について述べる。

軸圧縮荷重は、その偏心を防止する為に、殻体の負荷端近傍に貼付した抵抗線歪ゲージの出力を監視しつつ、インストロン型万能引張圧縮試験機を用いて加える。そして、荷重、端末変位等と共に、モアレ・トポグラフィ法を用いて、挫屈前後の供試体の形状を測定する。

本実験は、第3章で述べる動的軸圧縮挫屈実験の予備実験としての意味を持ち、20°Cに温度制御された実験室に於て実施した。

(a) 接着前 (b) 接着後
第1図 供試円筒殻

第2図 円筒殻製作装置

2.2 供試体及び材料定数

2.2.1 供試体 本実験に於て用いた供試体 (第1図) は、第2図に示す遠心鑄造装置により製作したものであり、組成はエビコート 828+エビコート 871 (重量比 3:2)、硬化剤 DTA (重量比 8.4%) である (静的実験に於ては他の組成のものも用いたが、動的実験にはこの組成のもののみを用いた)。供試体の形状及び板厚の一例を第1表、第2表に示す。製作法から考えて、殻体内壁面は真円筒と見做し得るので、表中 h の値はその真円筒状内壁面からの殻壁の厚さを表すと考えられる (第6表、第7表も同様である)。製作法については文献13)に詳しいのでここでは述べず、端末の処理及び端板との接着法を第3図に示すにとどめる。本方法により、端部の固定条件は十分に満足されている。

2.2.2 材料定数 供試体の材料定数を測定する為に、第4図に示す引張試験片を鑄造して材料試験を行い、引張荷重 P と縦方向及び横方向の歪 ϵ_x, ϵ_y との線形関係の勾配から、縦弾性係数 E とポアソン比 ν とを算出した。高分子材である為に E 自身が他の金属材料に較べて低いので、抵抗線歪ゲージによる補強効果の影響が問題となる。又、高分子材は硬化時の温度によって材料定数が急激に変化する遷移温度が常温付近に存在する為に、鑄造温度 T による影響も検討して

第1表 供試体の形状及び板厚 h の測定結果 (試験片番号 12)

軸方向 (mm)	周 方 向 (rad)												$(h: \frac{1}{100} \text{mm})$
	0	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/2$	$2\pi/3$	$5\pi/6$	π	$7\pi/6$	$4\pi/3$	$3\pi/2$	$5\pi/3$	$11\pi/6$	
+200	90	87	88	91	94	96	98	97	96	91	89	90	$2\pi R = 678 \text{ mm}$ $L = 523 \text{ mm}$ $\bar{h} = 0.958 \text{ mm}$
+100	92	90	92	94	96	98	99	98	96	94	91	92	
0 (中央)	92	92	94	94	96	97	98	98	96	95	93	93	
-100	95	95	96	97	100	102	101	99	98	97	96	96	
-200	98	98	98	100	101	102	102	103	102	100	99	97	

 第2表 供試体の形状及び板厚 h の測定結果 (試験片番号 13)

軸方向 (mm)	周 方 向 (rad)												$(h: \frac{1}{100} \text{mm})$
	0	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/2$	$2\pi/3$	$5\pi/6$	π	$7\pi/6$	$4\pi/3$	$3\pi/2$	$5\pi/3$	$11\pi/6$	
+200	88	87	88	86	86	85	85	86	87	88	88	88	$2\pi R = 675 \text{ mm}$ $L = 423 \text{ mm}$ $\bar{h} = 0.858 \text{ mm}$
+100	88	87	86	86	85	84	85	86	86	88	88	87	
0 (中央)	87	86	86	84	83	82	83	84	86	86	86	86	
-100	86	84	83	83	82	81	82	83	85	86	87	86	
-200	89	87	86	86	85	85	85	86	87	89	89	89	

第3図 供試円筒殻の端部近傍
 ①供試円筒殻, ②接着固定部(エスダイン),
 ③アルミ端板, ④紙やすり処理部, ⑤接着剤
 流入孔

第4図 引張試験片

(a) 縦弾性係数

(b) ポアソン比

第5図 見かけ上の材料定数に対する板厚の影響

○: 40°C (鋳造温度), ⊗: 30°C, ○: 20°C

(a) 縦弾性係数

(b) ポアソン比

第6図 材料定数に対する鋳造温度の影響 ○: 40°C(鋳造温度), ⊗: 30°C, ○: 20°C

おく必要がある。そこで、板厚 h が約 1, 2, 4 mm の試験片を $T=20, 30, 40^\circ\text{C}$ (鋳造後 2 時間保持) で製作して、これらについて検討を加えた。

a) 抵抗線歪ゲージの補強効果の影響

試験片の見かけ上の材料定数 E_{sp} 及び ν_{sp} の h による変化を、 T に対して、第 5 図に示す。図から、 E は h が 3 mm 以上ではほぼ一定値に収束していることが分る。 ν は ε_y の値が ε_x に比べて小さいので測定上の誤差を含み易く、収束の様子は E における程明らかではないが、約 4 mm 程度の h ではほぼ一定値に収束していることが分る。

b) 鋳造温度 T の影響

a) の結果から、 h が 4 mm 程度になると、抵抗線歪ゲージによる補強効果はその影響を無視できることが分ったので、 $h=4$ mm の試験片による結果を T について整理したのが第 6 図である。第 6 図 a) から、 E は 20~30°C の間で急激にその値が大きくなっているが、供試円筒殻の鋳造温度 (40°C) 付近で約 165 kgf/mm² に収束している。この結果から、供試円筒殻鋳造時に於る温度制御の精度を考慮しても、 E としてこの値を用いて良いことが分る。 ν の変化を示す第 6 図 b) から、 $T=24^\circ\text{C}$ の場合の結果が他の結果と非常に異なっていることが分る。第 6 図 a) の結果を考え合わせると、この付近に前述の遷移温度が存在していると思われる。20, 30, 40°C に於る値は約 0.39 付近に存在し、 T が高くなるとその値が徐々に低くなっている様に見えるが、前述の測定上の誤差及び試験回数の不足等を考慮すると、この傾向に関しては断定することはできない。

第7図 静的座屈実験に於る測定量及び測定位置

①荷重, ②上端板変位, ③~⑤軸方向歪, ⑥全体の变形

以上述べた考察により、以後の静的座屈実験結果は、 $E=165 \text{ kgf/mm}^2$, $\nu=0.39$ として整理することとする。尚、本材料試験も、20°C に温度制御された実験室中で行った。

2.3 実験装置 実験に於る測定量及び測定位置を第 7 図に示す。図の①は軸圧縮荷重 P , ②は荷重端の軸方向変位 δ , ③~⑤は荷重端付近に於る殻体の軸方向歪 $\varepsilon_1 \sim \varepsilon_3$ である。 P はロードセル、動歪計を介して、 δ は差動変圧器を用いて検出し、X-Y 記録器上に $P \sim \delta$ の曲線が出力される。 $\varepsilon_1 \sim \varepsilon_3$ は周上に等間隔に貼付された抵抗線歪ゲージによって検出し、動歪計を介して記録する。この出力は、荷重の過程で歪の値が等しくなる様に監視し、荷重の偏心を防止しながら実験を行う為のものである。座屈前及び座屈後の形状は、モアレ・トポグラフィ法を用いて測定し、ポラロイドカメラでこれを記録する。

第3表 静的圧屈実験結果の概要

実験番号	3	4	5	6	7	8	9	10
試験片番号	5	6	7	8	10	11	12	13
$2\pi R$ (mm)	679	679	678	678	678	678	678	675
L (mm)	379	382	442	440	307	253	523	423
h (mm)	0.74	0.747	0.685	0.645	0.612	0.635	0.958	0.858
E (kgf/mm ²)	501	433	408	358	380	409	165	165
ν	0.365	0.306	0.324	0.277	0.261	0.277	0.39	0.39
P_{cr} (kgf)	528	514	410	532	372	356	467	343
P_{c1} (kgf)	1,069	920	734	652	533	623	596	478
P_{cr}/P_{c1}	0.494	0.558	0.558	0.626	0.695	0.571	0.784	0.717
組成	828, DTA	815, アクメックス					828+871, DTA	

2.4 実験結果及び考察 実験に際しては、上端面に於る負荷位置を幾何学的中心付近で変化させて、一つの供試体について5~6回の圧屈実験を行い、その中で最も高い圧屈荷重を実験結果として採用した。負荷速度に関しては、0.01~1.0 mm/min の範囲で予備的な実験を行い、その範囲では圧屈値に差異の無いことを確かめたうえで、0.1 mm/min とした。同一負荷位置での数回の繰返し圧屈実験に於ても圧屈荷重の低下は殆ど見られず、圧屈変形による損傷は残らないことが分った。

実験の概要を第3表にまとめて示す。第3表に於て、試験片番号5の供試体はエポコート 828, DTA (8%) の樹脂系である。実験では圧屈変形が観察される前に破壊してしまい、その荷重が圧屈荷重であるかどうかは判断できなかったが、一応その値を結果に加えてある。又、試験片番号6~11の供試体はエポコート 815, アクメックス樹脂系であり、12及び13はエポコート 828+エポコート 871, DTA 樹脂系である。

実験結果の例として、実験9の測定結果を第8図及び第9図に示す。第8図は $P \sim \delta$ 線図であり、第9図はモアレ・トポグラフィー法による圧屈前後の殻の形

状である。第8図に示す様に、 P を徐々に増加させて行くと δ はほぼ線形に増加し、 δ が約 2.42 mm に達すると大きな音響を伴って急激に圧屈する [第9図 (b)]。それと同時に P は 467 kgf から約 100 kgf へと激減する。この静的圧屈荷重は、所謂古典圧屈値 P_{c1} の 78.4% に相当する。負荷の過程で圧屈形状への移行は突発的に生じ、目視による限りは、いかなる局部的圧屈変形もそれに先立っては観察されなかつ

 (a) 圧屈前 (b) 圧屈後
第9図 殻の形状 (試験片番号12)

第8図 実験結果の例(1) (試験片番号12)

第10図 実験結果の例(2) (試験片番号13)

(a) 挫屈前 (b) 挫屈後

第11図 殻の形状(試験片番号 13)

た。挫屈形状は、第9図(b)から分る様に、周方向波数6の極めて完全なダイヤモンド型波形を呈している。

次に、実験10の結果を、第10図及び第11図に示す。 P_{cr} は343 kgfで P_{cl} の71.7%に相当する。実験9に較べて P_{cr}/P_{cl} が6.7%低くなっているが、これは挫屈後の形状(第9図、第11図)及び供試体の板厚(第1表、第2表)を比較することにより説明することができる。即ち、実験10の供試体は実験9の供試体に較べて $\bar{h}$ が10%程度薄く、形状初期不整及び板厚の不均一性による影響がより顕著に現れたものと考えられる。その為に挫屈後の変形波形が局部的でやや小型であり、変形の発生位置に規則性が乏しかった。

他の実験結果も上述のものと同様であり、それらをまとめて第12図に示す。全体的に見て、堤、TENNYSON等の実験結果に較べてやや低目ではあるが、最近の実験報告と同程度の値(P_{cl} の50~80%)であり、供試体の精度は概ね十分であると考ええる。

3. 動的挫屈実験

3.1 あらまし 本章に於ては、2.2節と同様の供試円筒殻を用いて行った、衝撃軸圧縮荷重による挫屈実験について述べる。

衝撃力の発生方法に関しては、従来から落錘、衝撃波、火薬(本実験で用いている方法とは異なる)等による種々の方法が提案され、それらの方法を用いての実験報告がなされている。本実験に於ては、多段ロケット切離し時に使用されるプッシャー火薬により衝撃負荷を行う。本方法は、負荷装置が他の方法に較べて非常に簡潔で小型となる点が優れている。殻体の変形はモアレ・トポグラフィ法を用いて測定し、その過程を高速度カメラにより記録する。

実験は、20℃に温度制御された実験室に於て行っ

第12図 静的挫屈実験結果

○: 本実験, +: TENNYSON¹⁾, □: 堤²⁾,
△: 徳江³⁾, ●: 八巻⁴⁾

た。

3.2 実験装置

3.2.1 衝撃負荷装置 衝撃負荷装置に供試体を取り付けた状態での全容及び概略を第13図に示す。衝撃軸圧縮力はプッシャー固定台⑤に固定したプッシャー④により発生させ、荷重伝達用円錐台③、アルミ端板②を介して供試体①に伝えられる。又、円筒殻下端部の横振れは、下端板の周上三方向から小車輪を用いて拘束している。プッシャーの構造の概略を、第14図に示す。火薬カートリッジに充填された火薬(黒色又はチタン系火薬)に埋め込まれている電熱線に通電して点火し、シリンダーの内部に発生する高圧によってピストンを押し出し、衝撃力を得る。発生する荷重の最大値及び立上り速度は、火薬の種類、火薬量、及びシリンダーの自由体積によって異なる。黒色火薬とチタン系火薬との定積状態での燃焼試験結果を第15図に示す¹⁴⁾。

3.2.2 荷重測定方法 供試体及び負荷装置の間に働く力の関係を第16図に示す。 $F(t)$ は荷重伝達用円錐台にプッシャーから加えられる力を、 $P(t)$ は下端板を介して供試体円筒殻の下端に加えられる力を表す。長さ l のプッシャー固定台脚部は、一種のばね(ばね定数 k_0)として模式化してある。プッシャー固定台の質量は M_0 、下端板及び円錐台の質量は M_1 である。変位 x_0 及び x_1 を図の如くとる。プッシャー固定台に関する運動方程式は次式となる。

$$M_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} = F(t) - k_0 x_0. \quad (1)$$

又、下端板の運動方程式は次式である。

(a) 全 容

(b) 概 略 図

第13図 衝撃軸圧縮力負荷装置 ①供試体円筒殻, ②アルミ端板, ③荷重伝達用円錐台, ④プッシャー, ⑤プッシャー固定台, ⑥固定台脚部, ⑦小車輪

第14図 プッシャー

①ピストン, ②シリンダー, ③火薬カートリッジ

(a) 黒色火薬

(b) KTB-2

 第15図 プッシャー火薬の燃焼試験結果¹⁴⁾

第16図 負荷系に於ける力の伝達

$$M_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = F(t) - P(t). \quad (2)$$

従って力 $F(t)$ は、加速度 $\ddot{x}_0$ 及び変位 x_0 (実際は固定台脚部の軸方向歪) を測定することにより、式(1)から

$$F(t) = M_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + k_0 x_0 \quad (3)$$

として得られる。更に、加速度 $\ddot{x}_1$ を測定して、力 $P(t)$ を次式から求めることができる。

$$P(t) = M_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + k_0 x_0 - M_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2}. \quad (4)$$

以上の様に本実験に於ては、 x_0 , $\ddot{x}_0$, 及び $\ddot{x}_1$ を測定して $F(t)$ 及び $P(t)$ を算出する方法を採用する。ここに、 $M_0 = 6.75 \text{ kg}$, $M_1 = 13.1 \text{ kg}$, $k_0 l = 1.27 \times 10^7 \text{ kgf}$ である。

3.2.3 計測・記録装置 本実験に於る測定量及び測定位置を第17図に示す。上下端の鉛直方向変位①及び②は非接触型電子光学式変位計により、下端板及びプッシャー固定台の鉛直方向加速度③及び④は圧電型の加速度ピックアップにより検出する。プッシャー固定台脚部の軸方向歪⑤～⑦は④の加速度データと共に衝撃荷重の算出に用いるもので、抵抗線歪ゲージを用いて検出する。⑧, ⑨及び⑩, ⑪は負荷端末付近の殻体表裏面に於る軸方向の歪(抵抗線歪ゲージ)であり、⑧, ⑨と⑩, ⑪とは周上 π だけ位置がずれている。総ての信号は夫々の増幅器を介してデータ・レコーダに収録する。データ・レコーダのテープ速度は 15 in/s である。

第17図 動的屈曲実験に於る測定量及び測定位置
①上端板変位, ②下端板変位, ③下端板加速度, ④プッシャー固定台加速度, ⑤~⑦プッシャー固定台脚部軸方向歪, ⑧~⑪供試体軸方向歪, ⑫正面全面の変形

正面全面の変形過程はモアレ・トポグラフィー法を用いて観測し, 高速度カメラによりその像を撮影する。撮影速度は約 2,500 fps であり, フィルムはイーストマン・コダック社の 4X(ASA 400)を用い, 現像

第4表 動的屈曲実験に用いた測定機器

測定量 (第17図参照)	測定機器
変位(①, ②)	ZIMMER 非接触型電子光学式変位計
加速度(③, ④)	ENDEVCO 加速度計 22 型 Charge Amp. 2735
歪(⑤~⑪)	動歪計 共和 DPM110-A 歪ゲージ 共和 KFC-2-C1
正面全面の変形 (⑫)	フジノン・モアレトポグラフィー カメラ FM-80 日立高速度カメラ 16 HM

は4倍増感で行った。

用いた機器の詳細を第4表に示す。

3.3 実験結果及び考察 実験に用いた供試体を第5表に示す。実験番号1~11の実験の中で, 典型的な応答を示した実験4と実験8とについて以下実験結果及び考察を述べる。他の実験は上記二例のいずれかと類似のものである。

実験4, 実験8に於て用いた供試体の形状及び板厚を第6表, 第7表に示す。

本実験で用いたエポキシ樹脂は粘弾性特性を有する

第5表 動的屈曲実験に用いた供試体

実験番号	1	2	3	4	5	6	7	8, 9	10, 11
試験片番号	14	8001	7918	8002	7919	8004	8003	8005	8006
$2\pi R$ (mm)	682	677	674	676	676	675	675	670	675
L (mm)	403	428	351	329	375	444	453	532	485
$\bar{h}$ (mm)	0.824	0.795	1.048	0.833	0.945	0.835	0.843	0.879	0.870

第6表 供試体の形状及び板厚 h の測定結果 (試験片番号 8002)

軸方向 (mm)	周 方 向 (rad)												$\left(h: \frac{1}{100} \text{mm}\right)$
	0	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/2$	$2\pi/3$	$5\pi/6$	π	$7\pi/6$	$4\pi/3$	$3\pi/2$	$5\pi/3$	$11\pi/6$	
+150	85.0	84.5	85.0	84.5	84.0	84.0	83.0	83.0	83.5	84.0	84.0	85.0	$2\pi R=676 \text{ mm}$ $L=329 \text{ mm}$ $\bar{h}=0.833 \text{ mm}$
+ 50	83.0	84.0	83.5	84.0	83.5	83.0	83.5	83.0	83.0	82.5	82.5	83.5	
- 50	83.5	83.0	83.5	83.5	83.5	83.0	82.5	81.5	82.0	81.5	82.0	83.0	
-150	83.5	84.0	83.5	83.5	83.5	83.5	83.0	83.0	83.0	82.5	82.5	83.0	

第7表 供試体の形状及び板厚 h の測定結果 (試験片番号 8005)

軸方向 (mm)	周 方 向 (rad)												$\left(h: \frac{1}{100} \text{mm}\right)$
	0	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/2$	$2\pi/3$	$5\pi/6$	π	$7\pi/6$	$4\pi/3$	$3\pi/2$	$5\pi/3$	$11\pi/6$	
+250	88.0	88.0	87.5	87.5	88.0	87.5	87.5	89.0	88.0	88.0	88.5	88.0	$2\pi R=670 \text{ mm}$ $L=532 \text{ mm}$ $\bar{h}=0.879 \text{ mm}$
+150	88.0	88.0	87.0	87.0	87.0	87.0	88.0	88.0	88.0	88.0	88.5	87.0	
+ 50	87.0	89.0	86.5	87.5	86.5	88.0	88.0	88.5	89.5	89.5	88.5	88.0	
- 50	88.0	89.0	87.0	88.0	87.0	87.5	87.0	87.0	87.5	87.5	88.0	88.0	
-150	87.5	88.5	86.5	86.0	86.0	88.0	88.0	88.0	87.5	87.5	87.5	87.0	
-250	88.0	89.0	88.0	89.0	88.0	89.5	89.0	89.5	89.5	89.5	89.5	88.0	

ので, 2.2 節で求めた静的な縦弾性係数 E の値 (165 kgf/mm^2) をそのまま実験の整理に用いることはできない. 熊井等¹⁵⁾は同様の粘弾性特性を有する PMMA についてクリープ試験を行い, 三要素モデルに於る E_1 (瞬間弾性)として 400 kgf/mm^2 , E_2 (モデル中ダッシュポットと並列な弾性成分)として $1,470 \text{ kgf/mm}^2$ なる値を得ている. そこで, 本実験で用いたエポキシ樹脂について, 上述の結果から $E_1/E_2=0.272$ なる値を用いて, 瞬間弾性率を求めると 210 kgf/mm^2 となり, 本節に於てはこの値と $\nu=0.39$ とを用いて実験結果を整理する.

第 18 図, 第 21 図に $F(t)$ 及び $P(t)$ の時間的变化を示す. 第 19 図, 第 22 図及び第 20 図, 第 23 図に, 夫々, 第 17 図の②による下端板の変位及び⑧~⑪の出力より求めた負荷端付近の軸方向の面内歪 ϵ_s , 曲げ歪 ϵ_b を示す. 又, 各々の実験に於る変形の過程を第 24 図, 第 25 図に示す. 尚, 上述の結果に於る時間軸は, 全てプッシャー火薬への通電時刻を 0 として示してある.

第 18 図と第 21 図とを比較すると, 実験 4 と実験 8 とでは荷重の立上り時に大きな差異があることが分

第 18 図 下端板及び円筒殻下端末に加えられた衝撃軸圧縮力 $F(t)$ 及び $P(t)$ (実験 4)

第 19 図 下端板変位の時間的变化 (実験 4)

る. 即ち, 前者の荷重は通電後 8~13 ms の間でスムーズに立上っているのに対して, 後者に於ては数回の増減を繰返しながら立上っている. これは主に殻体の

第 20 図 負荷端末付近に於る軸方向の面内歪 ϵ_s 及び曲げ歪 ϵ_b の時間的变化 (実験 4)
 $\epsilon_s = (S_1 + S_2)/2$, $\epsilon_b = (S_1 - S_2)/2$

第 21 図 下端板及び円筒殻下端末に加えられた衝撃軸圧縮力 $F(t)$ 及び $P(t)$ (実験 8)

第 22 図 下端板変位の時間的变化 (実験 8)

第23図 負荷端末付近に於る軸方向の面内歪 ϵ_a 及び曲げ歪 ϵ_b の時間的变化 (実験8)

$$\epsilon_{a1} = (S_1 + S_2)/2, \quad \epsilon_{a2} = (S_6 + S_7)/2, \quad \epsilon_{b1} = (S_1 - S_2)/2, \\ \epsilon_{b2} = (S_6 - S_7)/2$$

応答の差異によるものと考えられる。

第24図、第25図は、殻体の変形過程を撮影した高速写真である (但し、写真は上下逆転している)。第24図に示す実験4に於ては、プッシャー火薬通電後 16~18 ms 経過した状態が特に興味深い。即ち、frame(a) に於て殻体中央部に軸対称変形が現れ、frame(b) になると、同様の軸対称変形が全面に生じている。frame(a) に於て、既に軸対称変形を呈している中央部は、frame(b) では局所的な非対称変形に移行していることが観察される。更に、frame(c) では、供試体の中央部及び下端末部 (写真上端部) に明瞭な非対称変形が生じていることが分る。18 ms 以後の写真により、中央部の非対称変形の成長過程が克明に示されている。又、下端末部に生じた非対称変形は、供試体の右側面やや下方 (写真左側面やや上方) に生じた非対称変形に吸収される様に、速かに上方に移動している。全面に非対称変形が優勢となる時刻 18 ms に於て、荷重 $F(t)$ が急激に減少していることが第18図から分る。そして frame(d) (約 21 ms 経過後) に於ては、ついに殻体中央部に亀裂が生じ、破壊が始まっている。

第24図 正面全面の変形過程 (実験4)

第25図 正面全面の変形過程 (実験8)

一方、第 25 図に示す実験に於ては、その変形過程の様相が実験 4 とは大いに異っている。プッシャー火薬通電後 26 ms までは、荷重は第 21 図に示す様に増減を繰返しながら増加しているにも拘らず、何等の変形も観察されない。27 ms 直前 (frame(a)) に突然上端末付近 (写真下端) に局部的な非対称変形が生じている。更に、29 ms の時点 (frame(b)) で下端部 (写真上端) に生じた非対称変形は、第 24 図に於て観察されると同様に、殻体中央部に向かって速かに移動していることが分る。全面に非対称変形が起ると、軸方向の剛性が低下し、第 21 図の 25~30 ms の様子から分る様に荷重が急激に低下することを考えると、実験 8 では、荷重の上立りに於て、写真に撮影されていない場所に局部的な非対称変形が 2~3 個生じ、その為に荷重が増減を繰返したものと考えられる。尚実験 8 に於ては破壊は生じなかった。

第 20 図、第 23 図は、 ϵ_a 及び ϵ_b の時間的变化を示す (図中実線は第 17 図に於る⑧、⑨、破線は⑩、⑪の軸方向歪から求めた値であるが、実験 4 に於ては動歪計が不調の為に⑩、⑪のデータに信頼性が乏しいので示していない)。いずれの場合も、荷重の増加に伴い先ず ϵ_a が増加してピークに達する。その直後 ϵ_b の急激な増加と共に ϵ_a 及び荷重が激減していることが分る。又、第 23 図に於て、 $t=22$ ms に生じている ϵ_b の小さなピークは座屈前変形による曲げ歪であり、 ϵ_a のピークと同期していることも観察される。

以上述べた実験 4 及び実験 8 に於る二種類の応答様式は、動的座屈の過程に於る典型的なものであると著者等は考える。即ち、実験 4 は比較的理想的な過程を示し、実験 8 はいわば practically typical な過程を示している。初期不整が小さい場合には、衝撃軸圧縮荷重によって初期に軸対称モードが優勢に励起され、その後モード間のエネルギー授受により非対称モードが励起されることは、TAMURA¹⁶⁾等が解析的に示しているが、実験はこのことを裏付けていると思われる。又、前報¹⁷⁾で展開したポテンシャル面での考察に於ても、初期不整が小さい場合は座屈前の静的平衡点が軸対称変形を表す座標軸の近傍に存在している為に、負荷後に於る振動は、初期に於て軸対称変形方向に励起されることが示されている。これは、ポテンシャル面の原点に於る最急降下の方向が、軸対称変形を表す座標軸の方向を向いていることに起因すると考えられる。又、実験 8 は、荷重偏心等の不整により局部的に臨界状態に達して非対称の局部座屈を呈し、それが進展して全面の座屈に到するという、実際には極めてよく現れるであろう過程を示している。尚、最大荷重は $F(t)_{max}/P_{cl}$ の値で 1.53 (実験 4)、1.22 (実験 8) であ

った。ここで P_{cl} は所謂古典理論値であり、本節の初めで述べた様に $E=210\text{ kgf/mm}^2$ 、 $\nu=0.39$ なる値を用いて計算したものである。

4. 結 論

本論文に於ては円筒殻の動的及び静的軸圧縮実験について述べた。

遠心鑄造法により高精度・無縫目エポキシ円筒殻を製作し、それを用いて行った静的座屈実験に於ては、最近の実験報告と同程度の値 (古典理論値の 50~80%) が得られ、座屈現象を観察すると共に供試体の精度の良さを検証することができた。

次に、同様の供試体を用いて衝撃軸圧縮座屈実験を行い、その挙動を捕捉した。その詳細な検討により、動的座屈過程は二つに大別されること、即ち、軸対称変形が生じた後非対称変形へと進展する比較的理想的な過程と、最初から、主に端末付近に局部的非対称変形が生じ、それが全体に進展する實際上よく現れる過程とに分けられることを示した。

以上の様な成果に加えて、今後負荷装置の改良による系統的な実験法 (荷重値、時間履歴等の影響を確め得る様な方法) の確立により、更に多くの実験データを集積することが望まれる。特に、本実験では捕捉し得なかった、静的座屈荷重の古典理論値より低い、衝撃荷重の下に於る動的座屈現象は、学問的にも興味深く、実用上も極めて重要であるので、その捕捉を今後試みる心算である。

衝撃負荷装置に関して御教示、御高配を戴いた、宇宙科学研究所の秋葉謙二郎教授に深甚の謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) TENNYSON, R. C.: Buckling of Circular Cylindrical Shells in Axial Compression, AIAA J., Vol. 2, No. 7 (1964), pp. 1351-1353.
- 2) 堤大三郎: 円筒殻の圧縮座屈に関する研究, 東京大学大学院工学系研究科学位論文 (1972).
- 3) 徳江林三: 軸圧縮を受ける円筒殻の挙動に関する研究, 東京大学大学院工学系研究科修士論文 (1972).
- 4) YAMAKI, N., OTOMO, K. and MATSUDA, K.: Experiments on the Postbuckling Behavior of Circular Cylindrical Shells Under Compression, Exptl Mech., Vol. 15, No. 1 (1975), pp. 17-28.
- 5) ALMROTH, B. O.: Influence of Imperfections and Edge Restraint on the Buckling of Axially Compressed Cylinders, NASA CR-432 (1966).
- 6) 小林繁夫: 円筒殻の圧縮座屈荷重に対する座屈前変形の影響, 日本航空学会誌, 第 15 巻, 第 163 号 (1967), pp. 258-263.
- 7) 小林繁夫: 円筒殻の圧縮座屈荷重に対する境界条件の影響, 日本航空学会誌, 第 16 巻, 第 170 号 (1968),

- pp. 74-82.
- 8) LUNDBERG, R. E. and HERBERT, R. E.: Dynamic Buckling of Cylindrical Shells Subjected to Axial Impact, J. Appl. Mech., Vol. 33, No. 1 (1966), pp. 105-112.
- 9) COPPA, A. P.: Effect of End Condition on the Buckling of Cylindrical Shells Under Axial Compression Impact, G. E. TIS Report, No. 66 SD24 (1966).
- 10) COPPA, A. P.: The Buckling of Circular Cylindrical Shells Subjected to Axial Impact, NASA TN D-1510 (1962).
- 11) ZIMCIG, D. C. and TENNYSON, R. C.: Stability of Cylindrical Shells Under Transient Axial Impulsive Loading, AIAA J., Vol. 18, No. 6 (1980), pp. 691-699.
- 12) TENNYSON, R. C.: Interaction of Cylindrical Shell Buckling Experiments with Theory, Theory of Shells (KORTER, W. T. and MIKHAILOV, G. K. eds.), North-Holland, Amsterdam (1980).
- 13) 木部勢至朗: 衝撃軸圧縮荷重を受ける円筒殻の挙動に関する研究, 東京大学大学院工学系研究科学学位論文 (1981).
- 14) 秋葉録二郎ほか: SN の開発, 東京大学宇宙航空研究所報告, 第8巻, 第3号 (1972), pp. 981-1001.
- 15) 熊井 規, 砂川 恵: 浅い粘弾性球形殻の動的挙動, 日本航空宇宙学会誌, 第19巻, 第213号 (1971), pp. 452-465.
- 16) TAMURA, Y. S.: Dynamic Stability of Cylindrical Shells Under Step Loading, AFOSR 73-2447 (1973).
- 17) 木部勢至朗, 砂川 恵: 衝撃軸圧縮荷重を受ける円筒殻の動的捩屈荷重, 日本航空宇宙学会誌, 第30巻, 第345号 (1982), pp. 597-605.

===== 会 告 =====

会 費 払 込 み の お 願 い

会 員 各 位

庶務・会計両理事

当学会では、57年度事業計画の重点項目の一つとして、会費滞納の解消について具体策を練り、下記のようにこれを推し進めることになりました。

ご存じの通り、当学会は会員各位の会費によって運営されておりますから、会費の納入状況如何によっては、当学会の事業遂行にも多大の影響を及ぼすことになります。

会員各位におかれましては、場合により種々の事情によるご送金の遅れ、あるいはご失念のこともあらうかと存じますが、なるべく早目にお払込みくださるようお願いいたします。

記

- 当学会の会費は前払い制で、毎年1月から6月までの上期分を前年12月末日までに、7月から12月

までの下期分を6月末日までに、納入していただくことになっております (学会細則第1条)

- 会費納入の手続き、計算法、郵便振込用紙は、会誌6月号と12月号に毎年掲載しております。

- 毎年6月号と12月号の会誌送付封筒の表に、ゴム印で捺してある数字は、お支払いいただく期数を意味しています。(例えば「2」は2期分=12月現在では57年下期以降滞納)。数字の期数に半期分会費を掛けたものが未納金額となります。

なお滞納のない方には、6月号・12月号の封筒に何も捺してありません。

- 学会誌を個別郵送している方には請求書を同封する代り、12月号送付封筒の表に「数字」でお支払いに該当する期数を大きく捺印します。数字に相当する支払金額は下記ようになります。

請求金額 = 半期会費 × 数字 (期数)

記

(単位: 円)

封筒上の数字	ご納付願う会費の年度	正 会 員		賛助(個人)会員		学 生 会 員	
		請 求 額	合 計	請 求 額	合 計	請 求 額	合 計
1	58年度上半期	4,000	4,000	7,500	7,500	2,000	2,000
2	58年度上半期	4,000	8,000	7,500	15,000	2,000	4,000
	57年度下半期	4,000		7,500		2,000	
3	58年度上半期	4,000	12,000	7,500	22,500	2,000	6,000
	57年度下半期	4,000		7,500		2,000	
	57年度上半期	4,000		7,500		2,000	