

UDC 539.411.8 :  
620.173

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-270

円筒殻の座屈実験

戸田 勸・日下 和夫

1972年2月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 既 刊 報 告

- TR-246 梁の大変形問題の解析について  
On Analysis of Large Deformation Problems of Beam 1971 年 11 月 泉 日出夫
- TR-247 任意物体のまわりの自由流線理論  
On the theory of Free Streamlines Past an Arbitrary Shape 1971 年 9 月 高橋 侔
- TR-248 亜音速流中における二次元翼上の圧力分布の、粘性効果を考慮に入れた計算法のプログラム  
A Description of the Ideas Underlying a Computer Programme for Predicting the Aerofoil Pressure Distributions in Subcritical Viscous Flow 1971 年 11 月 海老原正夫, 石田 洋治  
小此木時雄
- TR-249 一般化 Newton-Raphson 法の計算機容量問題に対する改良最適化アルゴリズム  
Modified Optimization Algorithm for Computer Storage Problems in Generalized Newton-Raphson Method 1971 年 10 月 志 甫 徹
- TR-250 はりの大変形解析  
Large Deflection of Cantilever Beams 1971 年 10 月 多田保夫, 日下和夫
- TR-251 対称スピン衛星のニュートン運動による慣性力の場とそのニュートンダンパへの応用  
Inertial Force Field Due to Nutational Motion of Spinning Axi-symmetric Satellite and Its Application to Nutation Damper 1971 年 11 月 村上 力, 狼 嘉彰
- TR-252T A Study of Subsonic Two-Dimensional Wall-Interference Effects in a Perforated Wind Tunnel with Particular Reference of the NAL 2m×2m Transonic Wind Tunnel Inapplicability of the Conventional Boundary Condition 1972 年 1 月 Masao EBIHARA
- TR-253 圧縮性流れにおける翼型抗力の計算  
A Calculation of Profile Drag of Airfoils in Compressible Flow 1971 年 11 月 石田 洋治
- TR-254 翼と不連続境界との干渉について  
Interference Between Wing and Surface of Velocity Discontinuity 1971 年 11 月 犬丸矩夫
- TR-255 地球の重力の作用下にある人工衛星の運動に関する研究  
The Study on the Motion of a Artificial Satellite in the Earth's Gravitational Field 1971 年 12 月 武内澄夫, 松島弘一
- TR-256 リジッドヘリコプタロータのホバリングにおける縦揺れ減衰モーメントについて  
On the Aerodynamic Damping Moment in Pitch of a Rigid Helicopter Rotor in Hovering 1971 年 11 月 高沢金吾
- TR-257 周期的な軸力を受ける結合柱の安定  
The Dynamic Stability of a Connected Rod under Periodic Longitudinal Force 1972 年 1 月 佐野政明
- TR-258 三次元準最適直接式誘導法  
Three Dimensional Suboptimal Explicit Guidance for Space Vehicles 1972 年 1 月 大坪孔治

# 円筒殻の座屈実験\*

戸田 勸\*\* 日下 和夫\*\*

## 1. ま え が き

航空機のエンジンコンプレッサ外筒および主脚スペーサの座屈強度の調査に関連して行なった次の二つの座屈実験結果について報告する。

- (1) 軸圧縮力と捩りを受ける円筒殻
- (2) 軸圧縮力を受ける中央部に一個の円形開口を持つ円筒殻

著者がこれまでに調査した範囲内では、軸圧縮力と捩りの組合せ荷重を受ける円筒殻の座屈については、二三の設計式が提案されているが<sup>1),2),3)</sup>、座屈波形と波数に言及した研究<sup>4)</sup>はあまり行なわれていない。一方、開口を持つ円筒の座屈については、正方形開口がある場合を理論解析した Brogan 等の研究と Tennyson の実験が目につく程度である<sup>5)</sup>。

以上、いずれの場合についても理論解析および実験資料はまだ十分とは言えない。本報告の目的は、実験資料を提供し、(1)では従来提案されている二三の設計式と比較検討することであり、(2)については一設計式を提案することである。

## 2. 軸圧縮力と捩りを受ける円筒殻の座屈実験

### 2.1 試験片および装置

試験片 A は 7—3 黄銅薄板をロールで曲げ、突合せハンダ熔接で製作し、試験片 B は三酢酸セルロース膜を 1 mm のはり代をとり、シアノアクリレート系接着剤ビスカ 18M で接着して製作した。試験片諸元を表 1 に示す。

図 1 には試験片両端の固定状況を示した。試験片 A の固定板は平均直径 126 mm、はば 5 mm、深さ 5 mm の円形溝を切った円板であり、試験片 B の固定板は試験片にはめあいされるロッド部を持つ段付円板である。

表 1 試験片諸元

項 目	試 験 片 A	試 験 片 B
材 質	7 — 3 黄 銅	三酢酸セルロース
縦弾性係数 $E \text{ kg/mm}^2$	9800	330
平均直径 $d \text{ mm}$	126	87
肉 厚 $h \text{ mm}$	0.2	0.138
支持間長さ $l \text{ mm}$	30	12.3
全 長 $L \text{ mm}$	40	52.3
半径肉厚比 $r/h$	315	315
$Z = l^2(1 - \nu^2) / rh$	65	23

いずれの場合も、下部固定板にはねじりモーメントを負荷するためのアームがねじどめされ、さらに支持台キャップがとまりばめされる。

図 2 に示した支持台は、そのキャップ部分がボールベアリングを介して中心軸まわりの回転が自由にでき、また、ねじりによる軸方向の変形を拘束しないように、軸方向に上向きの移動が自由にできるものである。

軸圧縮には、ギヤ駆動の島津万能試験機 RES-10 形を 1 トンレンジで用いた。

### 2.2 実験方法

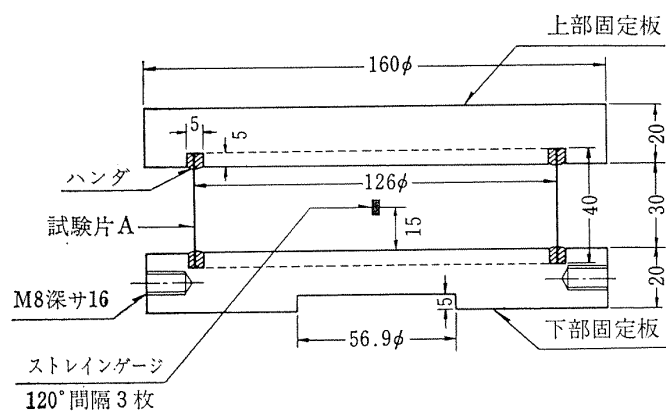
試験片 A の実験状態を図 3 に示す。試験片①の両端を上下の固定板②、③の溝に埋込みハンダ熔接で固定する。次に円筒中央部の円周を 3 等分する 3 点に軸方向にストレインゲージを接着し、下部固定板③を支持台⑤のキャップ部分にはめあしする。

上下固定板と支持台の取付けが終ると、試験片を島津 RES 形 10 トン万能試験のテーブル上にあるレベル調節板⑥の中央部にセットし、試験機のクロスヘッドをさげ、これに上部固定板をボルトで固定する。

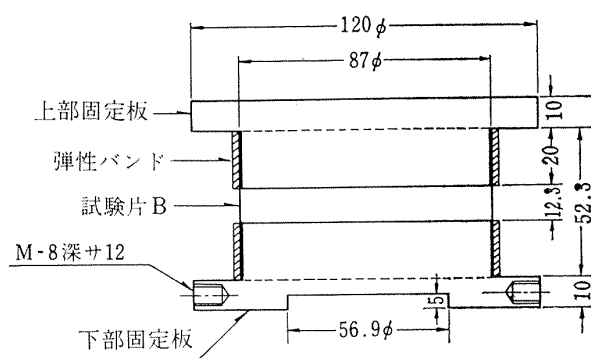
本実験に入る前に、軸圧縮荷重を 25 kg (約 0.3 kg/mm<sup>2</sup> 相当) 負荷し、中央部 3 点の軸方向ひずみが等

\* 昭和 46 年 11 月 22 日受付

\*\* 機体第二部



試験片 A の固定



試験片 B の固定

図 1 上下固定板と試験片の結合

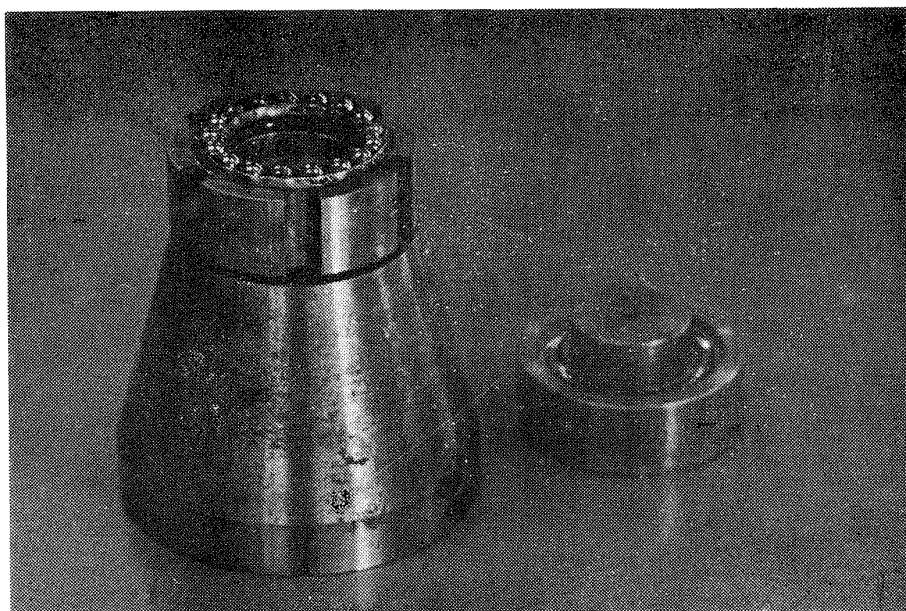


図 2 支持台

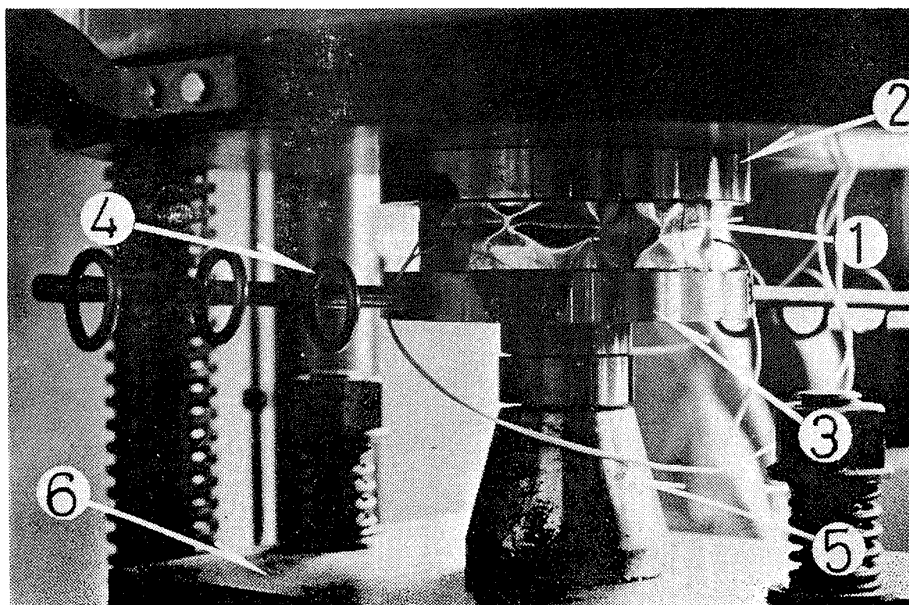


図 3 実験状態

- ① 試験片 ② 上部固定板 ③ 下部固定板 ④ アーム  
⑤ 支持台 ⑥ レベル調節板

表 2 試験片 A の実験結果

軸圧縮力 $P$ kg	捩りモーメント $T$ kgmm	圧縮応力 $\sigma$ kg/mm <sup>2</sup>	せん断力 $\tau$ kg/mm <sup>2</sup>	波数 $n$
650	0	8.21	0	13
960	0	12.13	0	14
729	0	9.21	0	13
514	1.64	6.49	0.33	13
816	1.64	10.31	0.33	13
485	2.62	6.13	0.53	15
833	2.62	10.52	0.53	12
972	3.28	12.28	0.66	14
630	3.28	7.96	0.66	15
800	8.20	10.11	1.64	16
547	14.9	6.91	2.99	17
360	20.0	4.55	4.00	17
123	27.4	1.55	5.50	18
0	31.4	0	6.29	18

表 3 試験片 B の実験結果

軸圧縮力 $P$ kg	捩りモーメント $T$ kgmm	圧縮応力 $\sigma$ kg/mm <sup>2</sup>	せん断力 $\tau$ kg/mm <sup>2</sup>	波数 $n$
17.0	0	0.451	0	13
19.8	0	0.525	0	13
15.0	165	0.398	0.101	14
16.0	165	0.424	0.101	14
9.6	330	0.255	0.201	15
8.2	330	0.217	0.201	16
3.8	495	0.101	0.302	18
1.0	495	0.027	0.302	16
0	660	0	0.402	18
0	594	0	0.362	17

しくなるように、レベル調節板⑥で片あたりを調節する。

次に下部固定板のアーム④を介しデッドウェイトによって所定のねじりモーメントを加え、その後所定の荷重きざみで軸圧縮荷重を座屈を生じるまで増加して行くと共に、逐次にひずみを測定する。座屈波形はトランシットで観察すると共に、波数を数える。

試験片 B の場合は、図 1 に示したように上下の固定板のロッド部分に試験片をはめ、はめあい面にビスカ 18M を流し込んで接着固定し、試験片の外側は弾性バンドで固定する。以後、試験片 A の場合と同じ手順で実験を進める。

### 2.3 実験結果

表 2 および表 3 に、おのおの試験片 A および B の実験結果を示す。表中の  $\sigma$  および  $\tau$  は次式による平均応力である。

$$\sigma = P/2\pi rh, \quad \tau = T/2\pi r^2 h$$

表 2, 表 3 より軸圧縮力またはねじりが単独にかかる場合の座屈荷重を

試験片 A では  $\sigma_{cr} = 9.21 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\tau_{cr} = 6.29 \text{ kg/mm}^2$

試験片 B では  $\sigma_{cr} = 0.451 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\tau_{cr} = 0.402 \text{ kg/mm}^2$  として、 $\sigma/\sigma_{cr} - \tau/\tau_{cr}$  の関係を示したのが図 4 である。主に軸圧縮力で座屈する領域では、実験値はばらつくようである。すなわち、片あたり調節が良い場合は高い座屈荷重に達し、大きな音と共に全円周に座屈波形を生じ急激に荷重が減少する。一方、片あたり調節が悪い場合は座屈荷重は低下し、小さな音と共に円周の一部に数個の波形を生じて荷重が減少し、ほとんど一定荷重のまま全面に波形が進行し、その後また荷重が減少する。

図 4 の中で、実線は Gerard, Becker の設計式<sup>1)</sup>

$$\frac{\sigma}{\sigma_{cr}} + \left( \frac{\tau}{\tau_{cr}} \right)^2 = 1 \quad (1)$$

を示し、一点鎖線は NASA の設計式<sup>2)</sup>

$$\frac{\sigma}{\sigma_{cr}} + \frac{\tau}{\tau_{cr}} = 1 \quad (2)$$

であり、破線は Kuhn の設計式<sup>3)</sup>

$$\frac{\sigma}{\sigma_{cr}} + \left( \frac{\tau}{\tau_{cr}} \right)^{3/2} = 1 \quad (3)$$

による。式 (1), (2) または (3) を用いて組合せ荷重を受ける円筒殻の座屈荷重を求める場合、軸圧縮力またはねじりが単独に負荷される場合の座屈応力  $\sigma_{cr}$  および  $\tau_{cr}$  の値が必要になる。ここでは実験値を用いたが、理論値を用いる場合は、ねじりの座屈応力は実験値と理論値が比較的良く一致するが、軸圧縮座屈の実験値は理論値よりもかなり小さいところで大きくばら

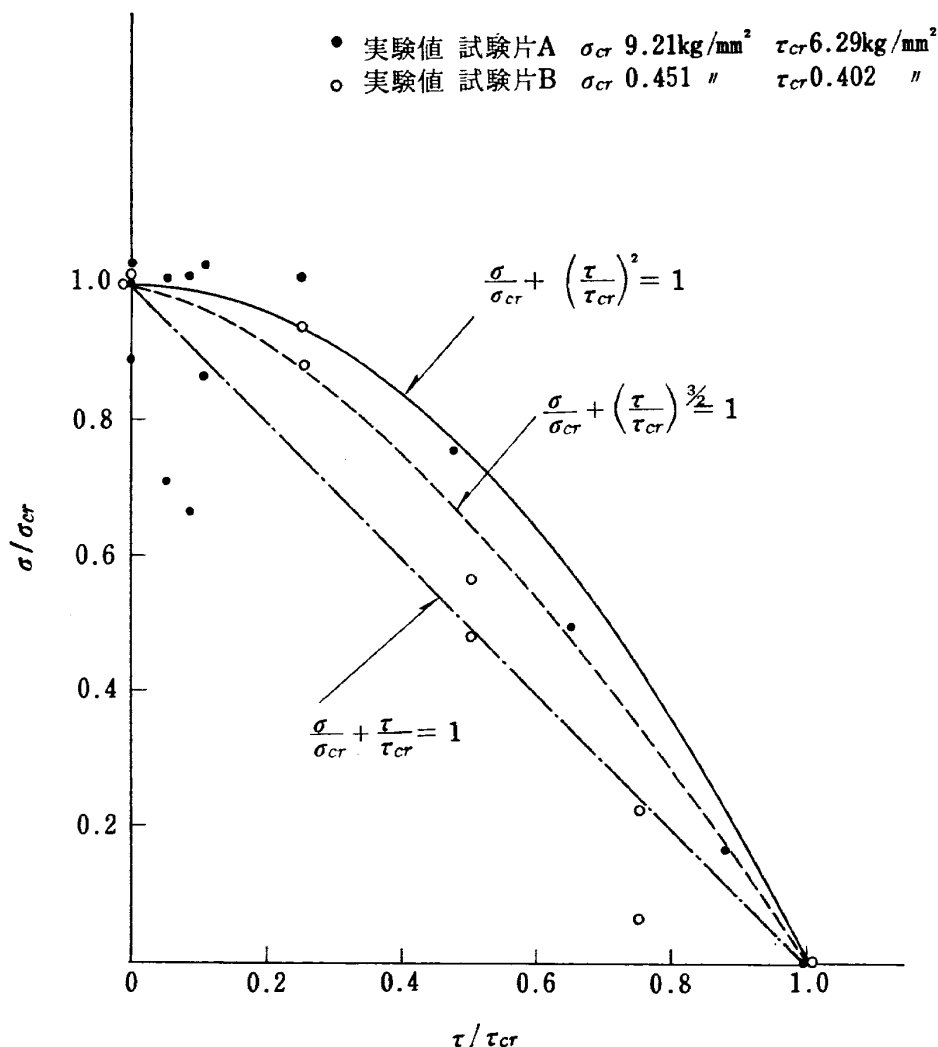


図 4 実験値と設計式の比較

つくので注意を要する。最近の NASA の設計基準<sup>2)</sup>では、軸圧縮力が関係する座屈値はばらつくことを考慮して、式(2)を用い、 $\sigma_{cr}$  および  $\tau_{cr}$  の値は実験データの下限を与える経験式から求めることに定めている。

参考に文献(2)の経験式を用いて試験片 A の  $\sigma_{cr}$  および  $\tau_{cr}$  を求めると  $\sigma_{cr}=7.08\text{kg/mm}^2$   
 $\tau_{cr}=5.82\text{kg/mm}^2$

となる。

図 5 には軸方向の応力  $\sigma$  とひずみ  $\epsilon$  の関係を示し、図 6 には純ねじり試験のせん断応力  $\tau$  とせん断ひずみ  $\gamma$  の関係を示した。ただし、ひずみは 3 点の測定値の平均であり、ひずみの測定値が得られず確かでないところは破線で示した。

表 2 および表 3 の最後の欄に座屈波数を示し、図 7 および図 8 には代表的な座屈波形を示した。振りが増加するに従い、波数が増加し、波形が円筒軸に対して

傾くことがわかる。

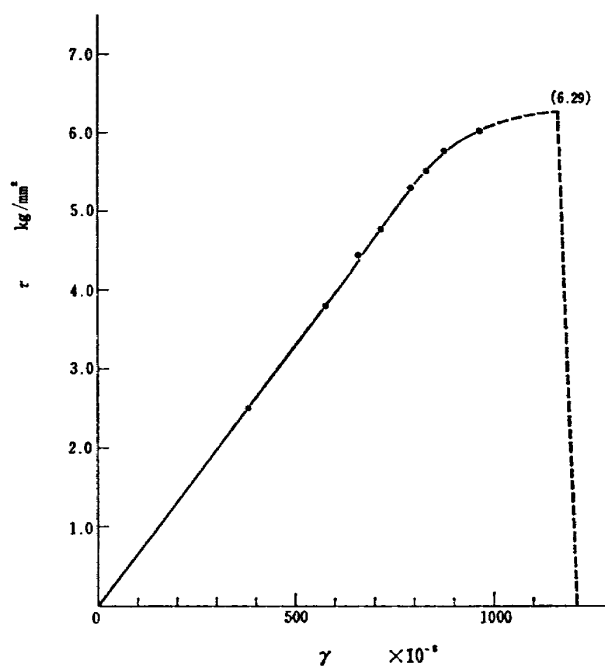
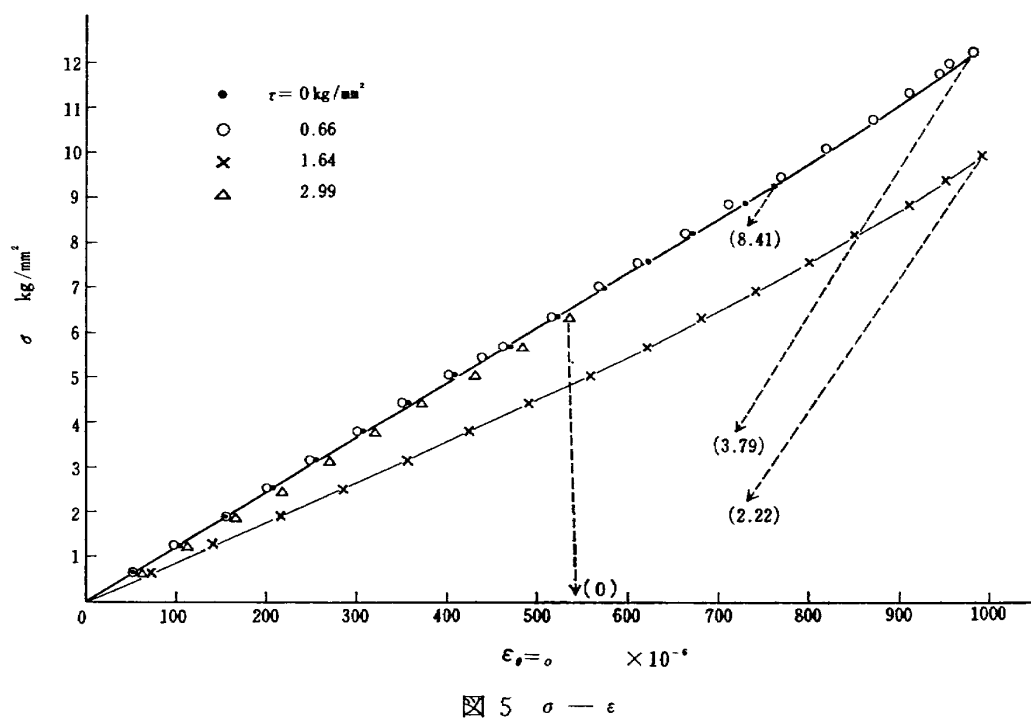
### 3. 中央部に一個の円形開口を持つ円筒殻の圧縮試験

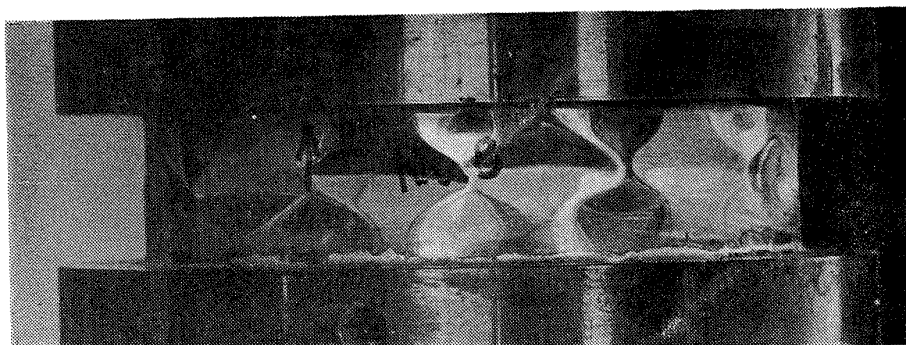
#### 3.1 試験片と実験準備

JIS-H4141 にもとづく、肉厚 1mm、外径 50mm の硬質アルミニウム引抜円管から長さ 100mm の円筒を取り出し、一端から 50mm の中央部に所定の大きさの一円形開口を入れる。実験に使用した試験片の形状と個数を表 4 に示す。

次に JIS 11 号試験片で引張試験を行なった時の、試験片の機械的性質を表 5 に、またこのうちの応力-ひずみ曲線の典型例を図 9 に示した。

ここで、縦弾性係数  $E=7400\text{kg/mm}^2$ 、ポアソン比  $\nu=0.3$ 、肉厚  $h=1\text{mm}$ 、半径  $r=25\text{mm}$  として、右典座屈応力

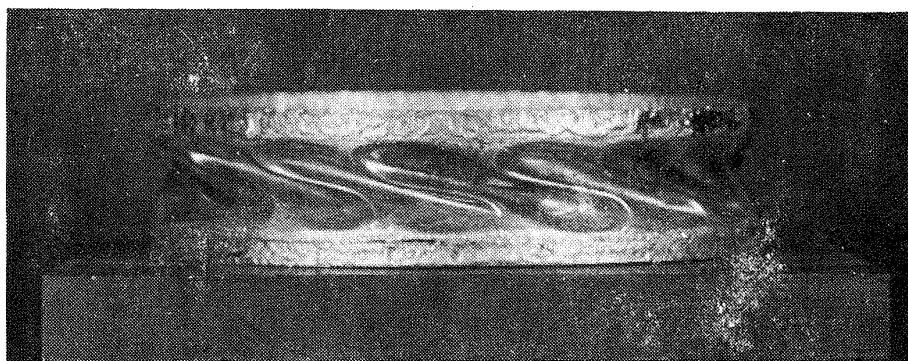




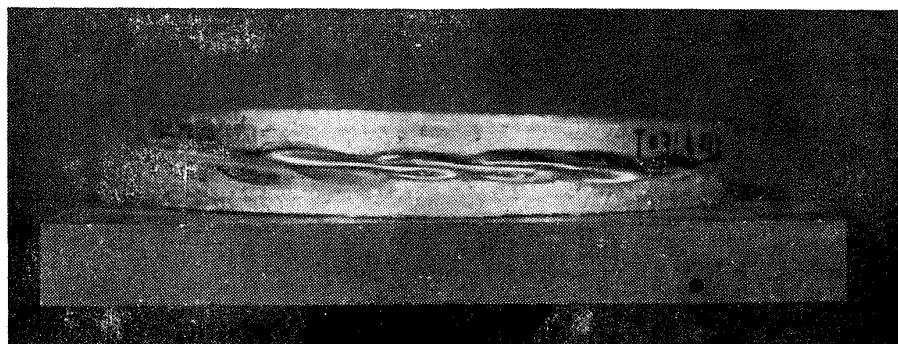
a)  $\sigma = 12.1 \text{ kg/mm}^2$   $\tau = 0$   $n = 14$



b)  $\sigma = 10.1$   $\tau = 1.6$   $n = 16$



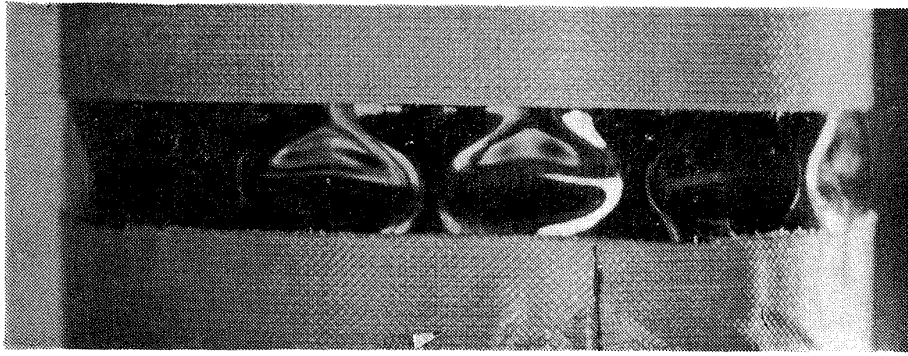
c)  $\sigma = 4.6$   $\tau = 4.0$   $n = 17$



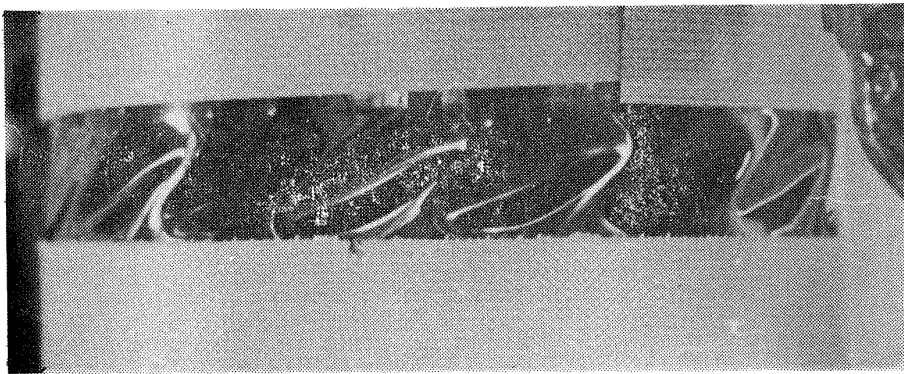
d)  $\sigma = 0$   $\tau = 6.3$   $n = 18$

図 7 試験片 A の座屈後波形

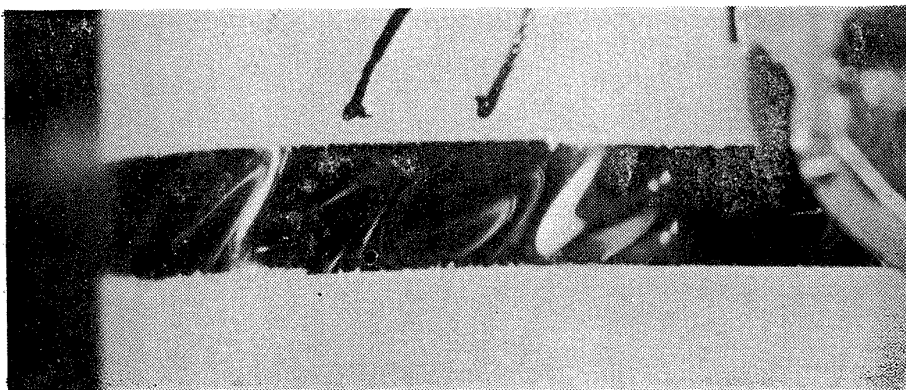




a)  $\sigma = 0.53 \text{ kg/mm}^2$   $\tau = 0$   $n = 13$



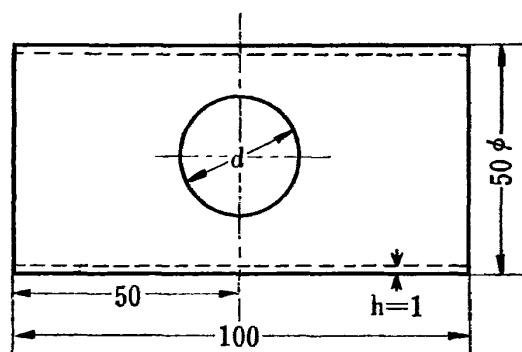
b)  $\sigma = 0.26$   $\tau = 0.20$   $n = 15$



c)  $\sigma = 0$   $\tau = 0.45$   $n = 18$

図 8 試験片 B の座屈後波形

表 4 有孔円筒殻試験片



孔 径 $d$ mm	個 数	孔 径 $d$ mm	個 数	孔 径 $d$ mm	個 数
0	4	9	2	18	2
1	2	10	4	19	2
2	2	11	2	20	4
3	2	12	2	25	4
4	2	13	2	30	4
5	4	14	2	35	4
6	2	15	4	40	4
7	2	16	2	45	4
8	2	17	2	48	4

表 5 材料の機械的性質

試験片 番 号	縦弾性 係 数 $E$ kg/mm <sup>2</sup>	0.2 百 分 力 耐 力 $\sigma_s$ kg/mm <sup>2</sup>	引張強さ $\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	塑性係数 $\sigma_o$ kg/mm <sup>2</sup>	硬化指数 $n$
1	7500	15.6	16.3	19.8	0.041
2	7550	15.6	16.6	19.1	0.037
3	7300	16.2	17.0	19.6	0.035
4	7240	15.7	16.6	19.0	0.031
平均値 $\bar{x}$	7400	15.8	16.6	19.4	0.036
不偏分 散平方 根 $\sigma$	151	0.2887	0.2887	0.3873	0.00416
変 動 係 数 C.V.	0.0203	0.0183	0.0174	0.0200	0.1156

$$\sigma_{cl} = \frac{E}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \cdot \frac{h}{r} \quad (4)$$

を計算すると  $\sigma_{cl}$  は  $180 \text{ kg/mm}^2$  となり、開口のない完全円筒殻が右典座屈応力の  $1/3$  の応力で座屈するととしても、材料の降伏応力をはるかに越えるので、本実験の場合、座屈は塑性域で起ると考えられる。

完全円筒殻の塑性座屈波の発生とその成長におよぼす端末支持部分の拘束の影響についてはまだ明確にされていないが、ここでは最大軸圧縮荷重は、主に材料の降伏応力と加工硬化特性に左右され、薄肉円筒の弾性座屈荷重ほど拘束条件に敏感でないと考え、さらに開口がある場合は開口近傍の応力集中が初めから考えられるので、前章の実験で行なったような片あたり調節は行なわないことにした。試験片両端の固定には、図10に示すように、幅  $1.2 \text{ mm}$ 、深さ  $5 \text{ mm}$  の円形溝を切った直径  $70 \text{ mm}$ 、高さ  $20 \text{ mm}$  の円板を用いた。本実験でも最大容量  $10 \text{ トン}$  のギヤ駆動電子管式万能試験機 RES-10形を使用し  $5 \text{ トン}$  までの範囲で行なった。

### 3.2 実験方法

試験片の円形開口部近傍に、図10に示したように二枚の  $90^\circ$  二重ゲージ（昭和測器 FC-5L）を接着する。

次に円筒の両端に固定板を取付けて、 $10 \text{ トン}$  万能試験機テーブルの中央にセットし、試験機クロスヘッドをさげて所定の荷重さざみで圧縮荷重を増加していく。この時各荷重段階で、クロスヘッドの変位と試験片開口近傍のひずみを測定する。図11に試験片取付けの様子を示した。

### 3.3 実験結果と整理

表6および図12に実験結果を示した。本実験で使用した試験片 ( $r/h=25$ ) では塑性域で座屈が起こり、 $r/h$  の大きい薄肉試験片の場合と比較して実験値がばらつかず、最高荷重は開口径が大きくなるに従ってほぼ線形的に減少する。ここで次のように開口円筒殻の最高荷重を定める設計式を求める。いま、開口のない完全円筒殻の塑性座屈応力を  $\sigma_{cr}$  とすると、開口のある円筒の最高荷重は、円筒の最小断面積の応力分布が一樣に  $\sigma_{cr}$  になる時であると仮定する。すなわち、円筒の肉厚を  $h$ 、直径を  $D$  とし、開口の代表寸法（円形の場合は直径）を  $d$  とする時次式が成立すると仮定する。

$$P_{cr} = \sigma_{cr} (\pi D h - \alpha d h)$$

または

$$P_{cr} = P_o \left( 1 - \frac{\alpha d}{\pi D} \right) \quad (6)$$

ただし、 $P_o$  は完全円筒殻の最高荷重であり

$$P_o = \pi D h \sigma_{cr}$$

となる。式(6)の  $\alpha$  は開口の形状と個数および配列等

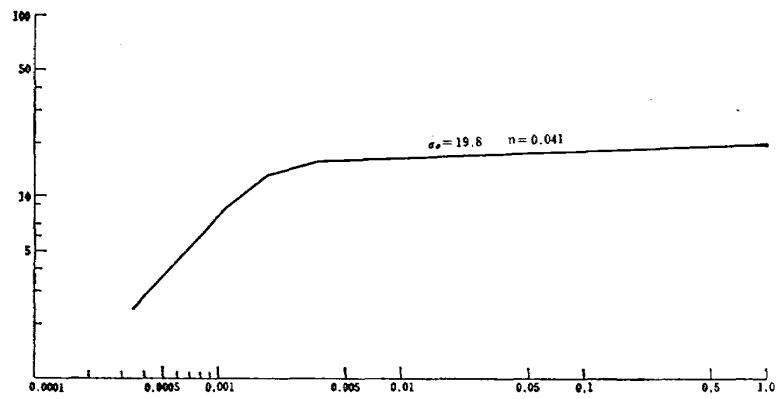


図 9 応力-ひずみ図 (JIS 11号試験片)

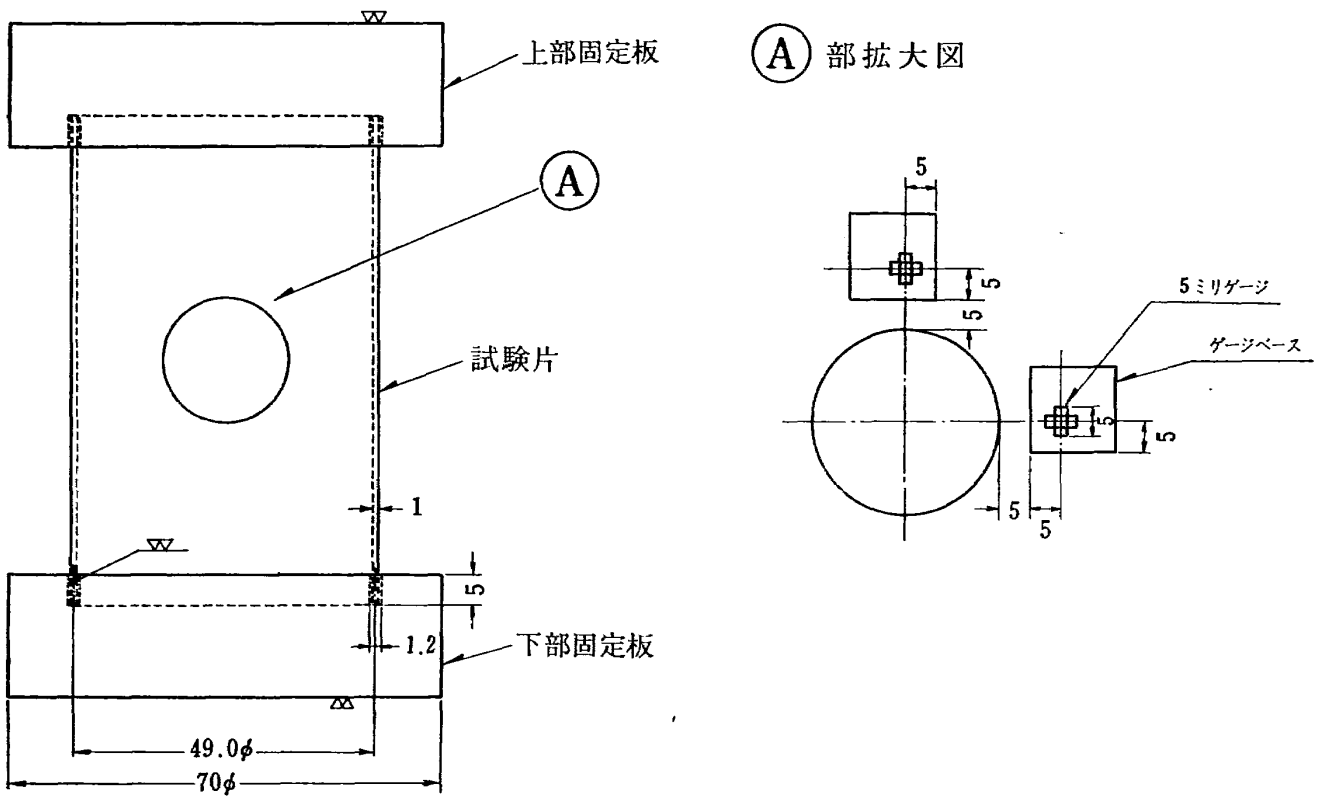


図 10 開口円筒殻と上下固定板

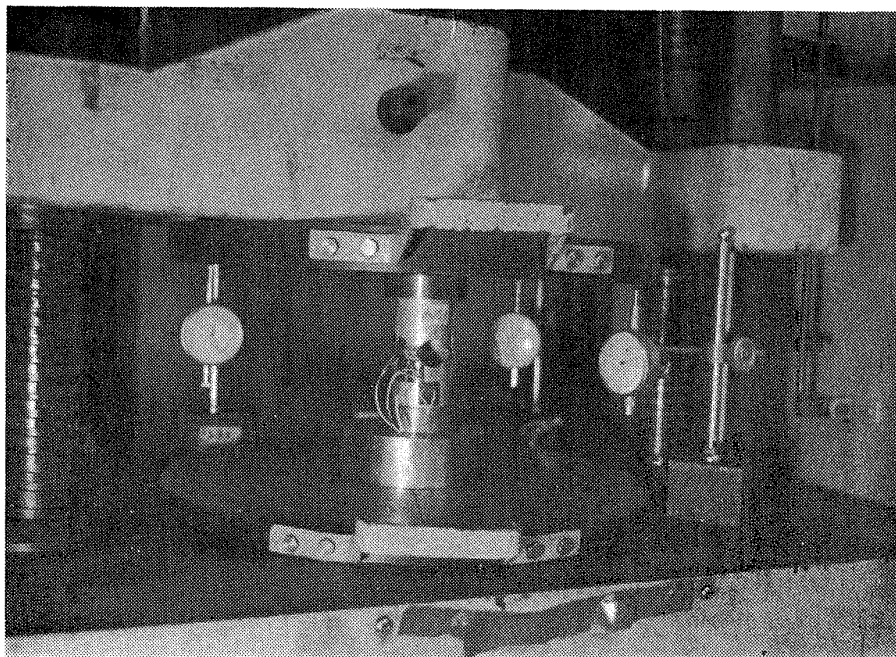


図 11 試験片の取付け状態

表 6 実 験 結 果

直径比 $d/D$	最 大 荷 重 $P_{max}$ kg				平均値 $\bar{X}$ kg	不偏分散 平 方 根 $\sigma$ kg	変動係数 C. V.
	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4			
0	2420	2480	2390	2360	2413	51	0.021
0.1	2250	2230	2325	2313	2280	47	0.021
0.2	2090	2085	1825	1810	1953	156	0.080
0.3	2040	2010	2075	2085	2053	34	0.017
0.4	1940	1935	1980	2000	1964	31	0.016
0.5	1895	1900	1885	1905	1896	9	0.005
0.6	1820	1810	1500	1805	1734	156	0.090
0.7	1710	1720	1690	1710	1708	13	0.008
0.8	1590	1590	1560	1565	1576	16	0.010
0.9	1410	1410	1425	1435	1423	10	0.007
0.96	1305	1285	1255	1260	1276	23	0.018

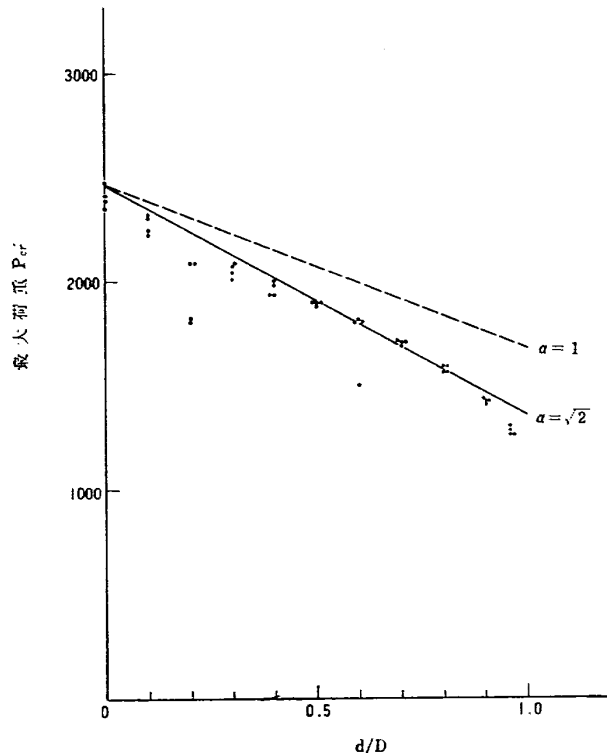


図 12 最大荷重と開口径の関係

の影響を考慮するために導入したパラメタで実験値と比較して定められる。本実験結果に式(6)をあてはめ、 $\alpha = \sqrt{2}$ とした場合を実線で、 $\alpha = 1$ の場合を破線で示したのが図12である。一個の円形開口がある場合は、 $\alpha = \sqrt{2}$ とすると本実験結果と良くあうことがわかる。

式(6)を用いる時、開口のない完全円筒の塑性座屈応力 $\sigma_{cr}$ が必要になるが、これは G. Gerard<sup>6)</sup> および L. H. N. Lee<sup>7)</sup> によって理論的に求められている。Gerardは、全ひずみ理論にもとづき、Donnellの平衡方程式の固有値として座屈応力を求めている。一方、Leeは、全ひずみ理論およびひずみ増分理論の両方を比較のために用い、仮想仕事の原理によって解析し、ひずみ増分理論の方は過大評価するが、全ひずみ理論による解析は座屈応力に関するかぎりかなり良く実験値と一致することを示している。ここでは、座屈後の挙動は考えないので、取扱いの容易な全ひずみ理論を用いることにし、さらに

- (1) 全領域塑性状態にあり、弾性ひずみは塑性ひずみに比較して省略する。
- (2) 材料は、塑性領域において、指数硬化則  $\sigma = \sigma_0 \epsilon^n$  に従う

という仮定のもとで、Gerard 又は Lee と同様にして塑性座屈応力  $\sigma_{cr}$  を求めると次のようになる。

$$\sigma_{cr} = \sigma_0 \left( \frac{2h}{3r} \right)^n \left( n \right)^{\frac{n}{2}} \quad (7)$$

式(7)は、塑性座屈応力は試験片寸法と材料の塑性係数 $\sigma_0$ および加工硬化指数 $n$ によって定まることがを示し、 $\sigma_0 = E$ 、 $n = 1$ 、 $\nu = 1/2$ とすると式(4)の右辺座屈応力 $\sigma_{cl}$ と対応することがわかる。図13は Leeの論文<sup>7)</sup> から引用したグラフに、式(7)で求めた結果を重ね合せて示したものである。これを見ると、式(7)は Leeの行った完全円筒殻の実験値と十分良く一致することがわかる。式(7)は計算尺で簡単に計算でき、また材料定数 $\sigma_0$ と $n$ は、引張試験の応力-ひずみ曲線が与えられていない場合は、最高荷重点における応力(すなわち引張り強さ)とひずみが与えられると、理論的に求められるので便利である<sup>8)</sup>。式(7)に使用試験片の塑性係数 $\sigma_0 = 19.4 \text{ kg/mm}^2$ 、硬化指数 $n = 0.036$ 、肉厚 $h = 1 \text{ mm}$ 、半径 $r = 24.5 \text{ mm}$ を代入すると、 $\sigma_{cr}$ は $16.1 \text{ kg/mm}^2$ となり、開口のない完全円筒殻の最高荷重 $P_0$ は $2470 \text{ kg}$ となる。

図14および図15に、本実験における圧縮荷重 $P$ と軸方向の縮み量 $\delta$ の関係および圧縮荷重 $P$ と開口近傍における軸方向ひずみの関係を示した。開口が大きくなるに従い、曲げ変形ははじめから開口部に生じるようである。図16には変形モードの代表例を示した。

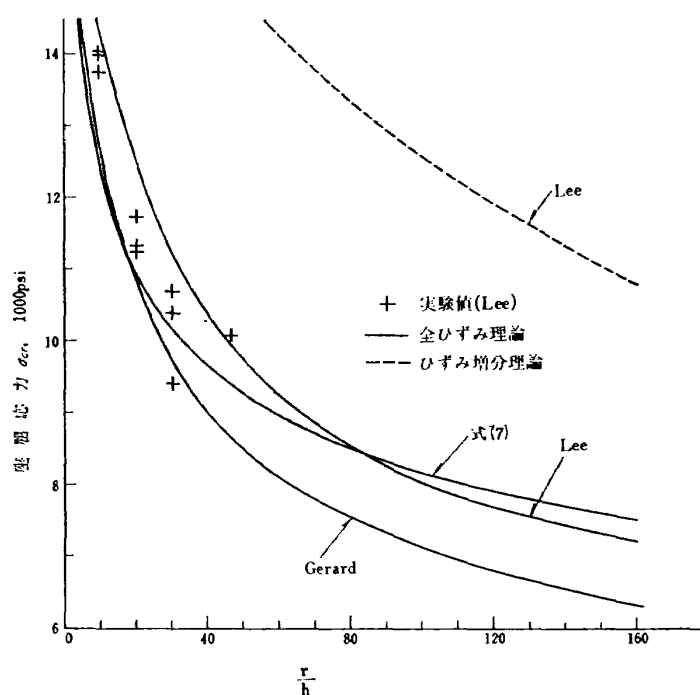
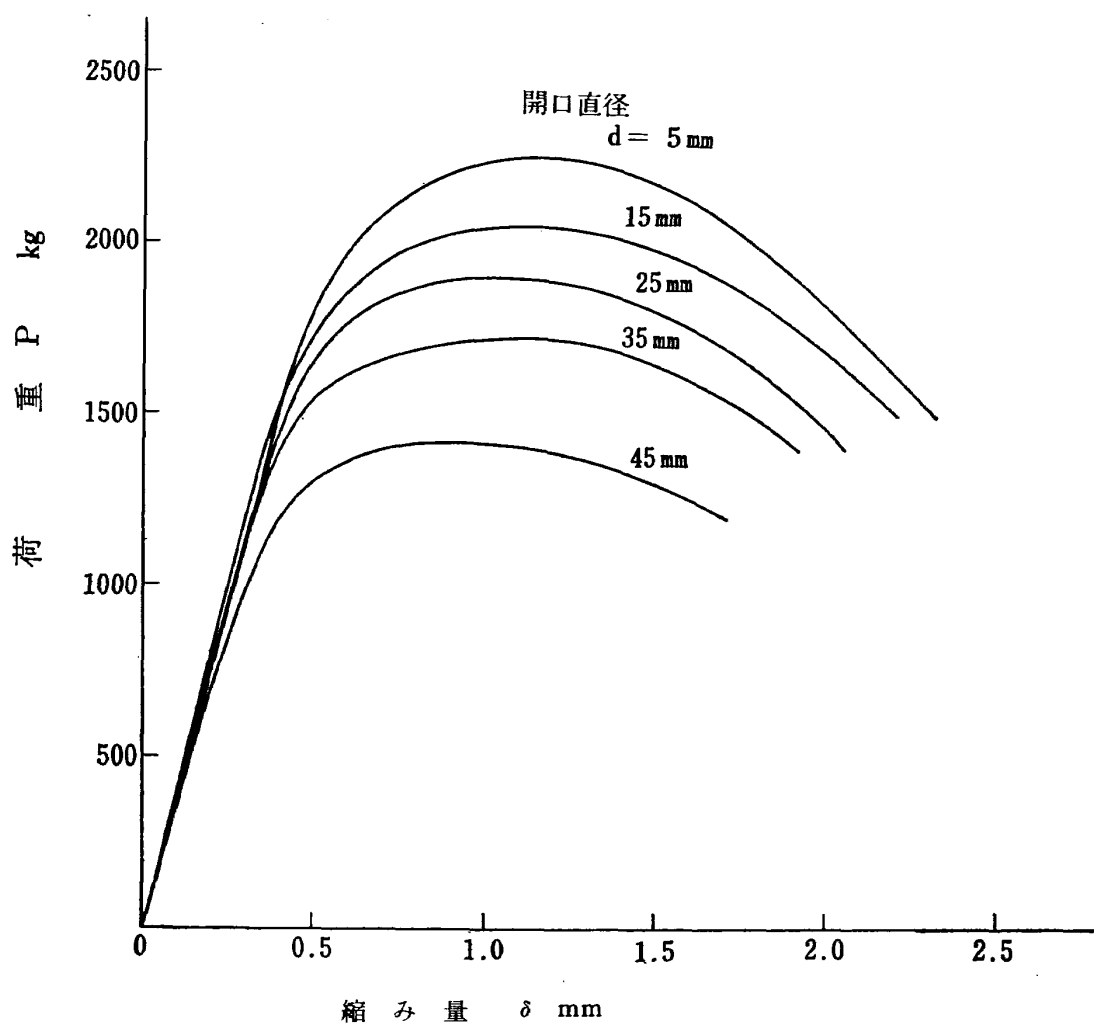


図 13 完全円筒殻の塑性座屈応力

図 14 開口円筒殻の  $P-\delta$  曲線

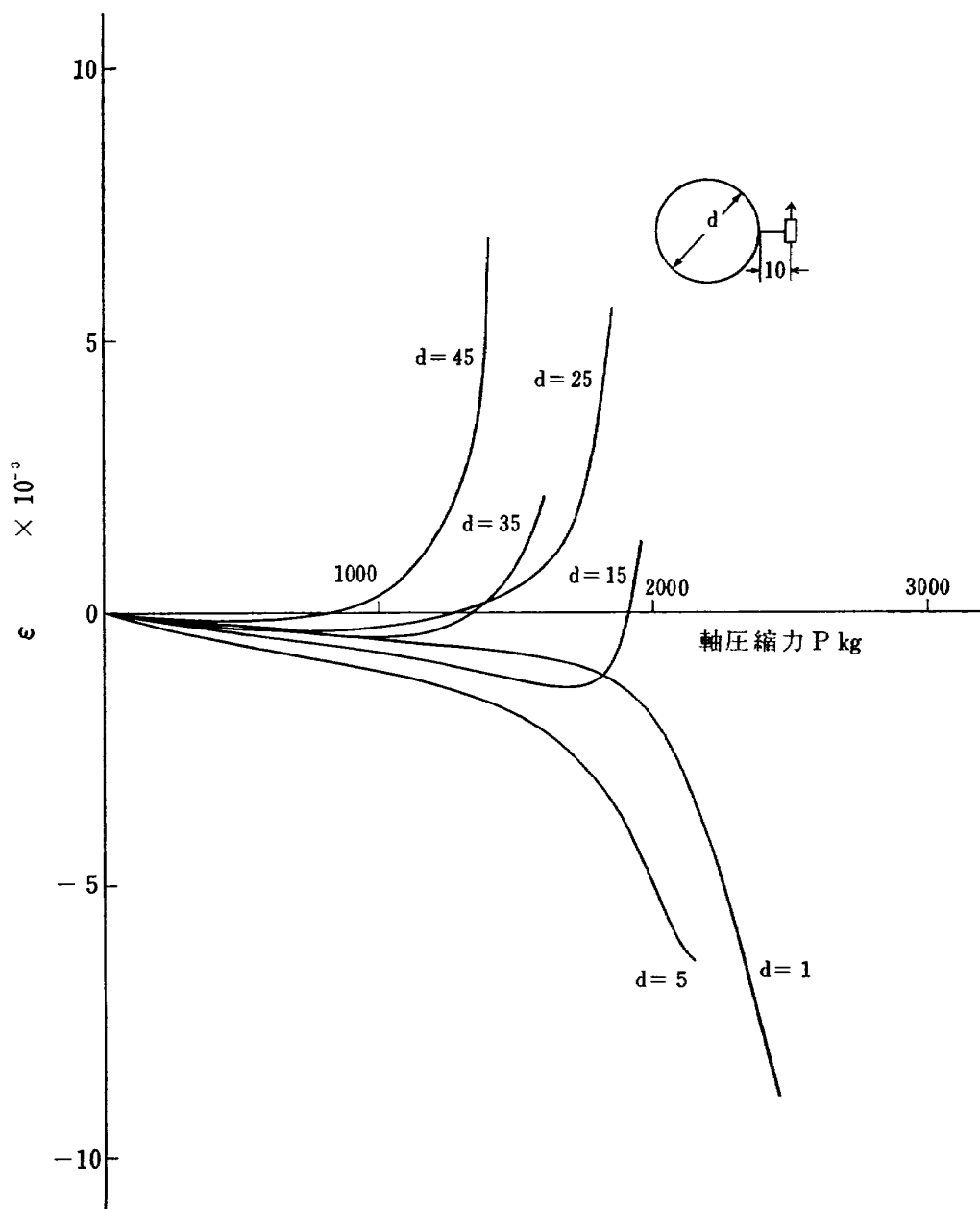
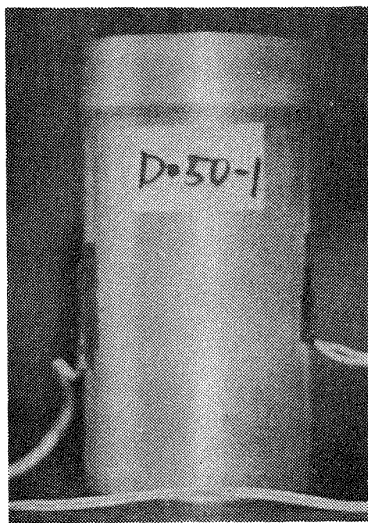


図 15 開口近傍における軸方向ひずみ



完 全 円 筒

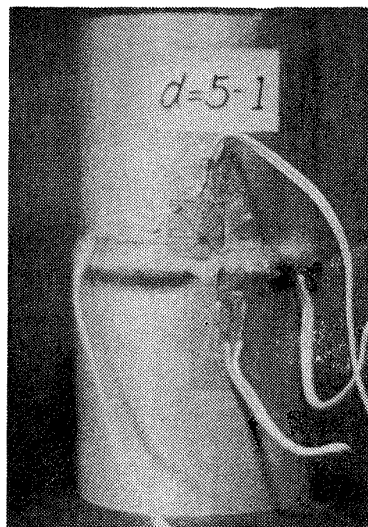
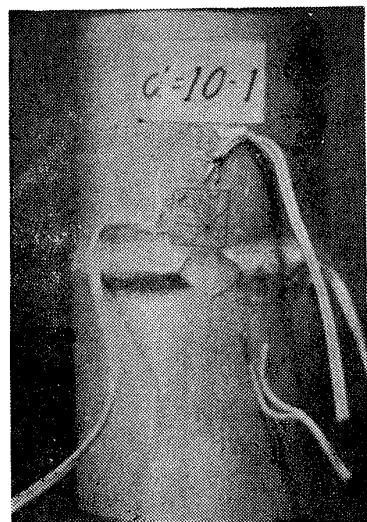
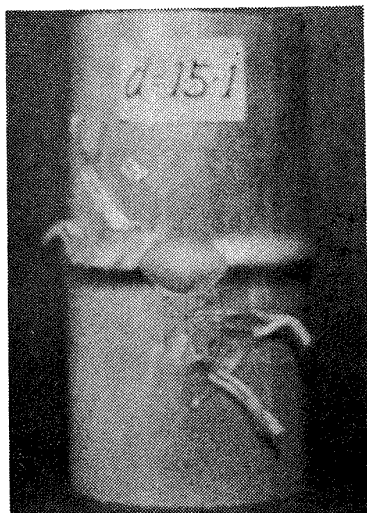
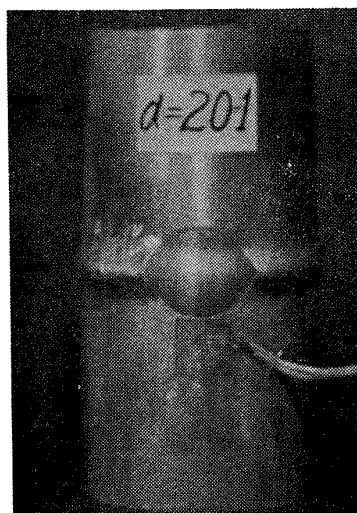
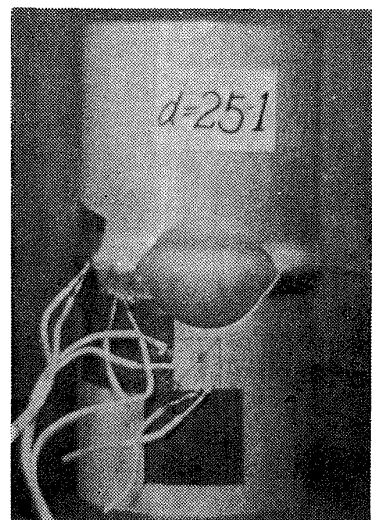
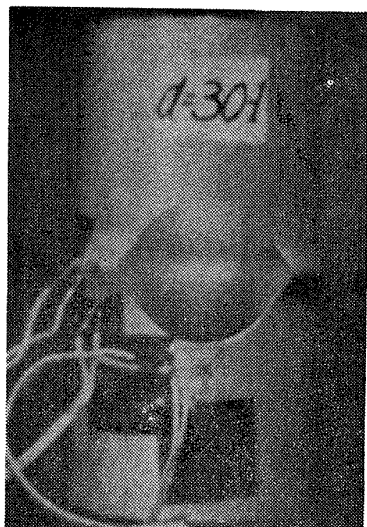
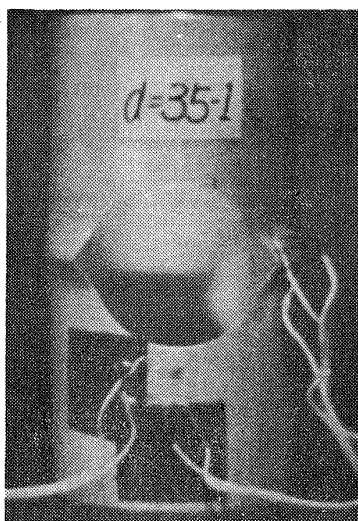
 $d = 5 \text{ mm}$  $d = 10 \text{ mm}$  $d = 15 \text{ mm}$  $d = 20 \text{ mm}$  $d = 25 \text{ mm}$ 

図 16 変 形 モ ー ド

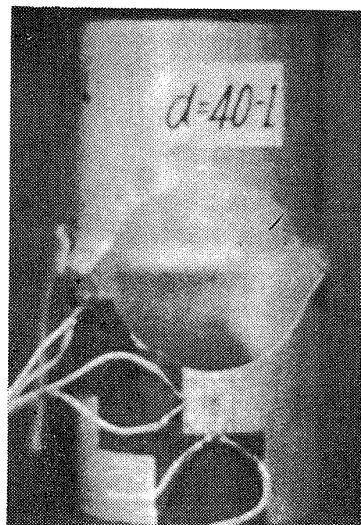




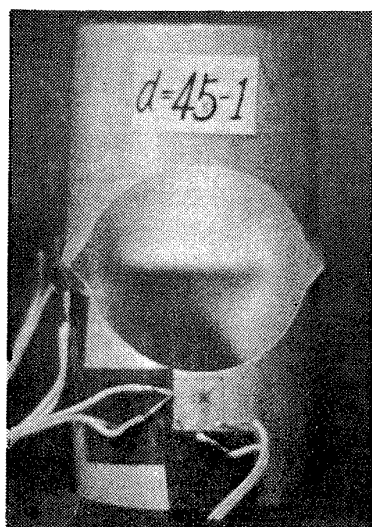
$d = 30 \text{ mm}$



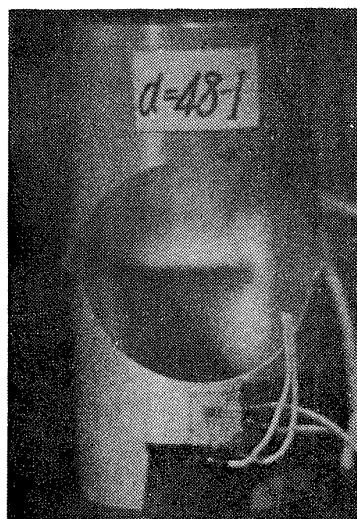
$d = 35 \text{ mm}$



$d = 40 \text{ mm}$



$d = 45 \text{ mm}$



$d = 48 \text{ mm}$

図 16 変形モード (Continued)

#### 4. む す び

軸圧縮力と捩りの組合せ荷重を受ける円筒殻( $r/h=315$ )の座屈実験を行ない、これまでに提案されている設計式と比較検討した。これらの設計式を用いる場合に必要となる圧縮座屈応力 $\sigma_{cr}$ と捩り座屈応力 $\tau_{cr}$ は、経験式を用いて計算するか、実験値を用いると良い。 $\tau_{cr}$ は実験値と理論値が比較的良く一致するが、 $\sigma_{cr}$ の値は両者の間にかなりの相違があり、しかも実験値が大きくばらつくため、結局は、軸圧縮座屈が問題となる。組合せ荷重座屈実験は、軸圧縮力のみまたは捩りのみの実験に比べて面倒になるため実験資料は少ないようである。したがって、今後も試験片の寸法や境界条件を種々に変えた実験を積重ね設計式の検討を行なうことが必要であろう。

次に開口円筒殻の圧縮試験を行なったが、本実験で使用了試験片形状( $r/h=25$ ,  $l/r=2$ )では、座屈は塑性域で起こり、開口のある円筒の最高軸圧縮荷重は開口径に比例して減少することがわかり、その設計式を提案した。なお、提案した式の中で必要になる完全円筒殻の塑性座屈応力を、材料の指数硬化を仮定し、全ひずみ理論およびDonnellの線形式から簡単に求めた。開口のある円筒殻の座屈資料は現在のところほとんど見あたらないので、試験片形状を種々に変えた実験資料と理論解析が必要であろう。

本実験を行なうにあたっては、機体構造研究室 塙 武敏室長の指導があった。

最後に、実験に協力していただいた昭和45年度東海

大学研修生 鎌野義郎、田村 治の両君に深く感謝致します。

#### 文 献

- 1) Gerard, G. and Becker, H. "Handbook of Structural Stability," Part III - Buckling of Curved Plates and Shells NACA TN 3783, pp. 23-51, Aug. 1957
- 2) NASA Space Vehicle Design Criteria (Structures) Buckling of Thin-Walled Circular Cylinders NASA SP-8007, pp. 4-14, Aug. 1968
- 3) Kuhn, P. "Stresses in Aircraft and Shell Structures," McGraw-Hill, pp. 350-352, 1956
- 4) Esslinger, M. and Geier, B. "Buckling and Postbuckling Behavior of Discretely Stiffened Thin-Walled Circular Cylinders," Zeitschrift fur Flugwissenschaften, Vol. 18, No. 7, pp. 246-253, 1970
- 5) Brogan, F. and Almroth, B. "Buckling of Cylinders with Cutouts," AIAA Journal, Vol. 8, No. 2, pp. 236-240, Feb. 1970
- 6) Gerard, G. "Compressive and Torsional Buckling of Thin-Wall Cylinders in Yield Region," NACA TN 3726, 1956
- 7) Lee, L. H. N. "Inelastic Buckling of Initially Imperfect Cylindrical Shells Subject to Axial Compression," Journal Aerospace Sci., Vol. 29, No. 1, pp. 87-95, Jan. 1962
- 8) Nadai, A. "Theory of Flow and Fracture of Solids," Vol. 1 2nd ed., pp. 70-79, McGraw-Hill, 1950

TR-259	回転駆動振動検出型レートジャイロの研究 Study on a Rotary-Drive Vibratory-Output Rate Gyro	1972 年 1 月	山 田 博
TR-260	気流全温度測定装置の試作 A High Sensitive Total Atmospheric Temperature Measuring Apparatus	1972 年 1 月	西尾健二, 能瀬弘幸 越沼威, 井上重雄 臼井弘, 大畑敏美
TR-261	光弾性皮膜法による固体推進薬のひずみ測定 Strain Measurement of Solid Propellant Material with Birefringent Coating	1972 年 1 月	越 出 慎 一
TR-262	異径二円筒殻をコーンで連結した軸対称殻の有限要素法構造解析 A Structural Analysis of Cylinder-Cone-Cylinder Shells by F. E. M	1972 年 1 月	小 河 昭 紀
TR-263	多孔壁風洞における亜音速二次元風洞壁干渉効果の研究と航空宇宙技術研究所 2 m × 2 m 遷音速風洞へのその適用 Study of Subsonic, Two-Dimensional Wall-Interference Effects in a Perforated Wind Tunnel with Particular Reference to the NAL 2m×2m Transonic Wind Tunnel	1972 年 1 月	海老原正夫
TR-264	液体燃料ロケットを用いた衛星打上げ用飛しょう体の初段に関する制御系構成 Flight Control System Design for Launch Vehicle with Liquid Propellant	1972 年 1 月	森 英 彦, 興 石 肇
TR-265	ガスタービン用流体温度検出器 Fluidic Turbine Inlet Gas Temperature Sensor	1972 年 1 月	西尾健二, 遠藤征紀 遠藤篤和
TR-266	鈍い頭部を有するロケット胴体の空力特性に関する二, 三の考察 Some Consideration on the Aerodynamic Characteristics for a Body of Rocket with Blunt Nose	1972 年 1 月	河 本 巖
TR-267	フロント・ファンの研究 Aerodynamic Design and Test Result of Front Fans	1972 年 1 月	藤井昭一, 西脇英夫 五味光男, 菅原昇 武田克己
TR-268T	Aerodynamic Design and Test Results of Front Fans	Jan 1972	Shoichi FUJII Hideo NISHIWAKI Mistuo GOMI
TR-269T	Approximation of Linear Operator Semi-groups	Feb, 1972	Tadayasu TAKAHASHI

---

## 航空宇宙技術研究所報告 270 号

昭和 47 年 2 月 発行

発 行 所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町 1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(代表) 182  
印 刷 所 第一印刷株式会社  
東京都新宿区富久町 58

---