

## 4.3 サイロ壁面の座屈に関する考察

### 4.3.1 サイロの座屈

サイロ構造物は、内圧を受ける構造として円筒形状の構造が多く、その結果、他の構造物に比し板厚がきわめて薄くなるので、座屈に関する配慮を怠たらないことが重要である。角形サイロは平板構造であるので、座屈検討は通常の構造物と異なる所はないが、薄肉円筒構造物の座屈は、いわゆるシェル座屈として後に述べるような特別な注意が肝要である。

また、サイロに用いる材料は一般に極薄板であるから、施工時の取り扱いに十分注意しないと、予期せぬ座屈や過大な変形を生じ、完成時しわなどにより外観が悪くなる。そのためには製作・架設の精度を保つように心掛けねばならない。

サイロの設計において座屈不安定を検討するための荷重は、次のようなものである。

- ① 固定荷重（サイロ本体および付随物の重量）による軸圧縮力
- ② 内容物の壁面摩擦力による軸圧縮力
- ③ 風荷重による転倒モーメント
- ④ 地震荷重による転倒モーメント
- ⑤ 風圧、あるいは温度その他の要因による負圧

この中でサイロ特有の問題としては②、④および⑤が挙げられる。

壁面摩擦力は、内容物が粉粒体であることにより生ずるものであり、すでに4.2 ボールドで詳しく説明されたように、単位面積あたりの力は、

$$P_f = \mu P_h$$

と表わされる。設計では、これにより生ずる軸方向圧縮力を固定荷重のそれに加えて軸圧縮シェル座屈を照査する。

地震荷重では、内容物の動的効果が問題となる。すなわち、サイロが水平地震動を受けたとして、内容物の全質量の中でどれ位の部分がサイロと一体として運動するかという質量効果、ならびにこの時どの程度の動的圧力が壁面に作用するかということが問題である。これに関しては未知の点が多く、正確な推定は不可能といってよいが、普通は80%～100%の質量分を考え、安全側としては質量係数1を用いている。しかしながら、大容量の比較的偏平なサイロでは、より現実的な値が望ましく、今後の研究課題の一つであろう。設計では内容物の質量効果を考慮して水平力を求め、これより転倒モーメントを見積り、曲げモーメントに対するシェル座屈照査を行う。

風圧によって座屈が誘起される場合があることを考慮し、外圧による座屈照査を行うことが望ましい。しかしながら、現行基準で風圧による座屈の照査式を具体的に与えているものはないようである。

温度その他の要因で負圧が作用し、座屈が生じることがある。そのためには安全弁を設ける必

要があるが、最悪の場合を予想して $15\text{kg}/\text{m}^2$ の外圧を設計照査に用いている例もある。

このようにサイロでは、主として円筒シェルの座屈が問題となる。シェルの座屈は周知のように理論値と実験値の間で大きなギャップがあり、統一的な考察が困難であり、設計照査で迷うことがしばしばある。シェルの座屈解析が複雑化する理由は次の諸点であると考えられる。

- ① 全体寸法に比し板厚がきわめて小さく、製作時初期たわみなどの不完全性や不均一な荷重分布が座屈値の低下に大きく影響する。
- ② 面外に撓み易いので、有限変位理論の領域に容易に入り、非線形問題の解析が要求される。
- ③ 実験での負荷方法が敏感に座屈値に影響する。
- ④ 境界条件にきわめて敏感であり、理論解析上の境界条件と実際の条件とが著しく異なることがある。
- ⑤ 座屈が突発的であり、座屈後の耐荷力は著しく減じる。

このような点からシェルの座屈問題は難問の一つとされてきたが、近年ではコンピューター解析など理論も進歩し、実験データの集積も行われて、次第に解明に向いつつある。

ここではこのような点から、サイロに関連する円筒の座屈に関する近年の研究成果を紹介し、最近のサイロ基準においてどのような具体的設計式が考えられているかを述べることにする。

#### 4.3.2 近年の研究について

##### (1) Column Research Council の座屈設計ガイド<sup>1)</sup>

アメリカでは、金属製構造部材（特に柱，はり）の座屈設計を確立するため、1944 年以来 Column Research Council (CRC) が設けられてきたが、この委員会の主導者たる Beedle および Jones を中心に 1960 年初めての座屈設計ガイドブックが公刊された。これは CRC ガイドとして有名である。この第 2 版は 1966 年の出版である。このガイドはその後大幅に拡充され、1976 年の第 3 版ではシェル状構造物に関する記述も含まれるに至り、その時点までの諸研究成果がまとめられている。それとともに委員会名称も Structural Stability Research Council (SSRC) と改められた。委員長は現在 Johnston である。ここではこのガイドを用いて、サイロに関連する諸項目を説明する（第 10 章円筒形の管とシェル）。

##### (a) 製造法

円筒の製造法には、製鉄工場で量産する場合と板を加工組立して作る場合の 2 種類がある。座屈問題では、初期変形や残留応力の観点から両者を区別する。後者の方が一般に初期不整の度合いが大きい。

##### (b) 軸圧縮力を受ける円筒

###### 1) 長柱座屈

無次元細長比  $\lambda$  を次のように定義する。

$$\lambda = \frac{KL}{r} \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}} = 0.900 K \frac{L}{D} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 $r$  : 回転半径、 $D$  : 円筒半径

$KL$  : 有効長さ、 $\sigma_y$  : 材料降伏応力

長柱としての座屈応力は次のように与えられる。

$\lambda \leq \sqrt{2}$  の時 (非弾性座屈),

$$\sigma_{xc} = (1 - 0.25 \lambda^2) \sigma_y \quad \dots\dots\dots (2a)$$

$\lambda > \sqrt{2}$  の時 (弾性座屈),

$$\sigma_{xc} = \sigma_y / \lambda^2 \quad \dots\dots\dots (2b)$$

しかしながら、加工組立円筒に対しては残留応力など未知の問題があるので、次の式を用いるのが安全である。

$\lambda \leq \sqrt{3}$  の時,

$$\sigma_{xc} = \left( 1 - \frac{2}{3\sqrt{3}} \lambda \right) \sigma_y \quad \dots\dots\dots (3a)$$

$\lambda > \sqrt{3}$  の時,

$$\sigma_{xc} = \sigma_y / \lambda^2 \quad \dots\dots\dots (3b)$$

2) 弾性シェル座屈あるいは局部座屈

円筒の長さを表わす Batdorf のパラメーター,

$$Z = 2 \left( \frac{L}{D} \right)^2 \left( \frac{D}{t} \right)^2 \sqrt{1 - \nu^2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

を用いれば、座屈式は次のようになる。

$Z < 2.85$  の時 (短い円筒),

$$\sigma_{xc} = k_c \frac{\pi^2 E}{12(1 - \nu^2)} \left( \frac{t}{L} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (5a)$$

ただし、 $k_c = \begin{cases} \frac{1}{\pi^4} (1 + 12Z^2) & \text{両端単純支持} \\ \frac{1}{\pi^4} (4 + 3Z^2) & \text{両端固定支持} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (5b)$

$Z > 2.85$  の時 (長い円筒),

$$\sigma_{xc} = \frac{2CEt}{D} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、係数 $C$ は初期不整に大きく影響されるが、理想的な単純支持円筒では微小変位理論値として次の値になる。

$$C = \frac{1}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} = 0.605 (\nu = 0.3) \quad \dots\dots\dots (7)$$

しかしながら、多くの実験結果によれば、実際の座屈崩壊は式(7)の値の30%程度となり、初期不整の影響を考慮した非線形解析の必要性を示している。これは、Donnell & Wan (1950) によって明確に理論づけられた。

Batdorf, Schildcrout & Stein (1947)は初期不整パラメーター $U$ を導入し、図4.3.1に示す $C$ 値を提案した。結果はDonnellらの理論値とよい対応を見せている。

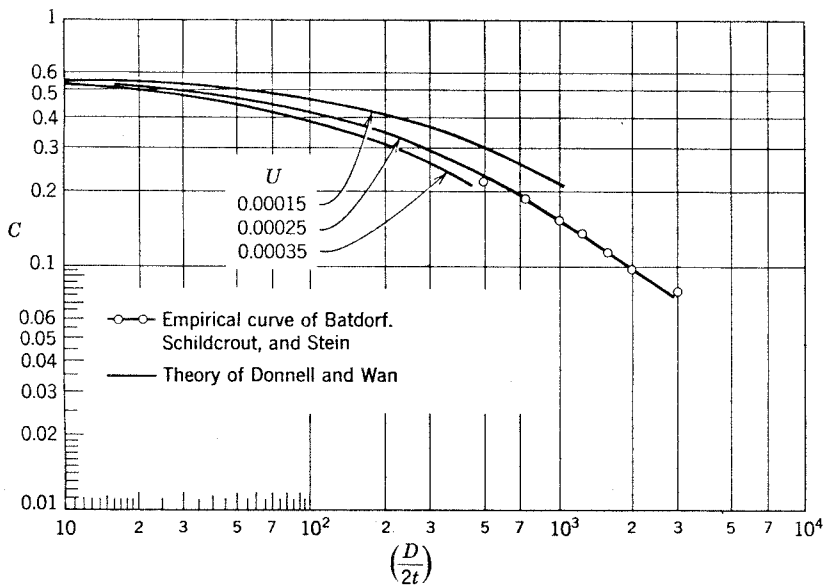


図 4.3.1 軸圧縮を受ける円筒の座屈係数 $C$

Weingarten & Seide (1968)は当時までの総括を行ない、NASA設計式として長い円筒に対し次式を提唱した。

$$\sigma_{xc} = \frac{1.2 \tau E t}{D} (\nu = 0.3) \quad \dots\dots\dots (8a)$$

係数 $\tau$ は実験値の分析から次のような値を与えた。

$$\tau = 1.0 - 0.9(1.0 - e^{-\varphi}) \quad \dots\dots\dots (8b)$$

ただし、 $\varphi = 0.0442 \sqrt{\frac{D}{t}} \quad \dots\dots\dots (8c)$

短い円筒に対しては、式(5)で $Z$ の代わりに $rZ$ を用いることにしている。

Harris, Suer, Skene & Benjamin (1957)は実験値を統計的に処理することによって、次

の下限值を提案している。

$$\sigma_{xc} = \frac{1.54 E t}{Z^{0.3} D} \dots\dots\dots (9)$$

### 3) 非弾性シェル座屈

非弾性円筒の座屈応力を計算するには、2通りの方法がある。一つは弾性座屈式で弾性率を換算した公式、他は材料それぞれに対して導かれる実験公式である。

Weingarten らおよび Harris らは前者について論じ、塑性修正係数を次のように与えている。

$$\eta = \frac{\sqrt{E_s E_t}}{E} \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 $E_s$  および  $E_t$  は割線弾性率および接線弾性率である。

塑性修正係数式はアルミニウム合金やステンレス鋼など均質材料のものには適用できるが、構造用鋼製の円筒では残留応力などの不均質性から不適である。Clark & Rolf (1964) はアルミニウム合金に対しても、次の式を提案している。

$$\sigma_{xc} = B_t - D_t \sqrt{\frac{D}{2t}} \dots\dots\dots (11a)$$

ここで、

$$B_t = \sigma_2 \left\{ 1 + 4.6 \left( \frac{1000 \sigma_2}{E} \right)^{0.2} \left( \frac{\sigma_2}{\sigma_1} - 1 \right) \right\} \dots\dots\dots (11b)$$

$$D_t = \frac{B_t}{0.9} \left( \frac{B_t}{E} \right)^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{\sigma_2}{\sigma_1} - 1} \dots\dots\dots (11c)$$

ただし、 $\sigma_1$  および  $\sigma_2$  は 0.1% および 0.2% 限界の降伏応力 (ksi 単位) である。弾性曲線との対応を考慮して、 $\sigma_2 / \sigma_1 \leq 1.06$  では  $\sigma_2 / \sigma_1 = 1.06$  とする。

降伏点の明確な鋼材から成る円筒では、いろいろな局部座屈強度曲線が用いられているが、最も一般的なものは工場量産円管に対する次の Plantema の式である。

$$\frac{\sigma_{xc}}{\sigma_y} = 1.0 \quad \alpha \geq 8 \quad \dots\dots\dots (12a)$$

$$\frac{\sigma_{xc}}{\sigma_y} = 0.75 + 0.031 \alpha \quad 2.5 \leq \alpha < 8 \quad \dots\dots\dots (12b)$$

$$\frac{\sigma_{xc}}{\sigma_y} = 0.33 \alpha \quad \alpha \leq 2.5 \quad \dots\dots\dots (12c)$$

ただし、 $\alpha = \left( \frac{E}{\sigma_y} \right) \left( \frac{t}{D} \right) \dots\dots\dots (13)$

これと類似の設計式が AISI, AWWA などの基準に見られる。これらと実験値の比較を図 4.3.

2に示す。

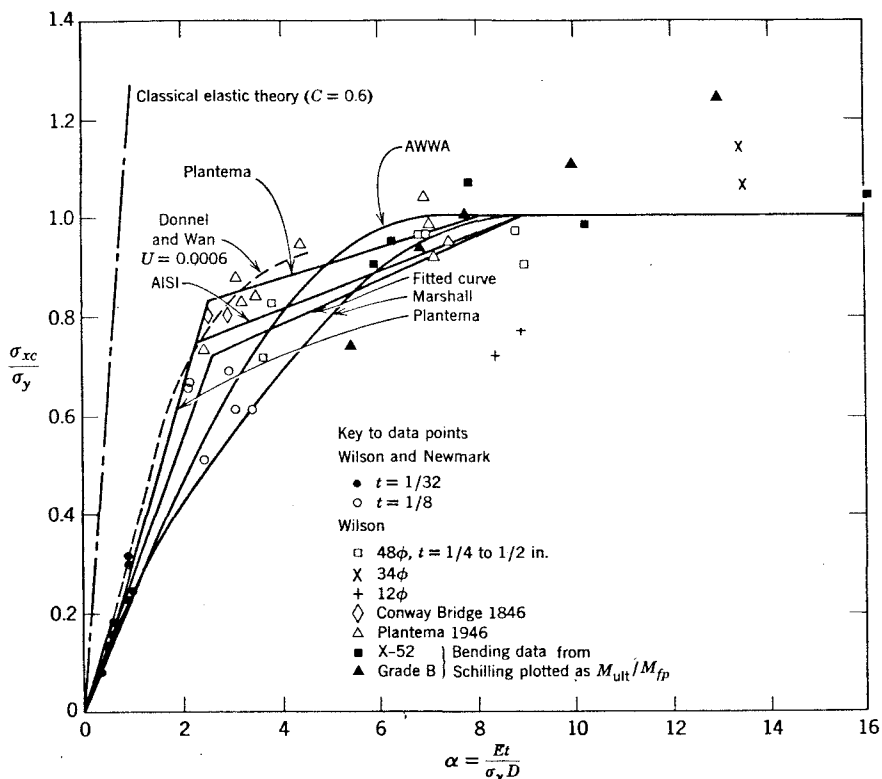


図 4.3.2 局部座屈荷重

(c) 曲げモーメントを受ける円筒

曲げモーメントを受ける円筒の座屈は、軸圧縮力を受ける場合に似ているが、その座屈応力は軸圧縮の場合より少し高くなるという Donnell (1934), Flügge (1932) などの説とあまり変わらないという Weingarten (1961) などの説がある。したがって、弾性座屈に関しては式(6)を用いておくのがよい。

降伏点の明確な鋼材から成る円筒の曲げ非弾性座屈については、今の所設計式がない。Schilling (1965) は全塑性モーメントを達成するには、工場量産円筒に対し  $\alpha > 8.33$ , 加工組立円筒に対し  $\alpha > 11.1$  を保持するように述べている。また, Sherman ら (1974) や Marshall (1974) は,  $D/t < 3300/\sigma_y$  ならば全塑性モーメントに達し得ると述べている。

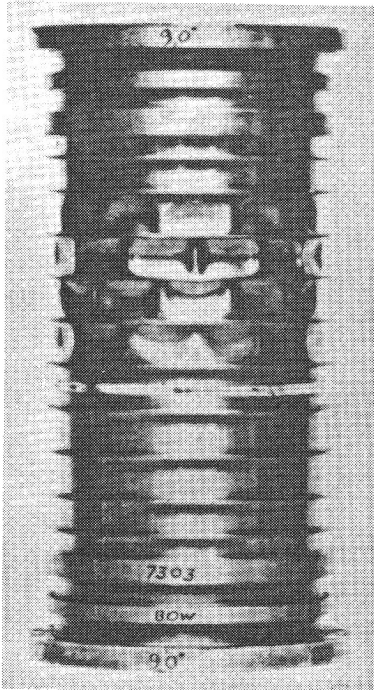
(d) 外圧を受ける補剛円筒

外圧を受ける補剛円筒の不安定崩壊には次の3様式がある。すなわち,

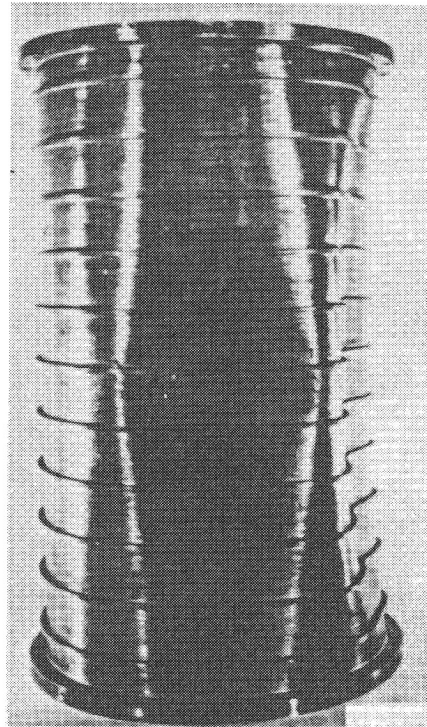
- ① リング補剛材の間に生ずる対称局部座屈
- ② リング補剛材の間に生ずる非対称局部座屈
- ③ シェルと補剛材を含めた全体不安定崩壊



(a)



(b)



(c)

図 4.3.3 リング補剛円筒の座屈モード

(a) 軸対称局部座屈, (b) 非対称局部座屈, (c) 全体不安定崩壊

であるが、これらを図 4.3.3 に示す。

1) 弾性局部座屈

これについては 1929 年の Von Mises あるいは徳川の理論が基礎になる。Batdorf (1947) はこれを簡潔に図 4.3.4 のようにまとめ、実験値との良い対応を示している。

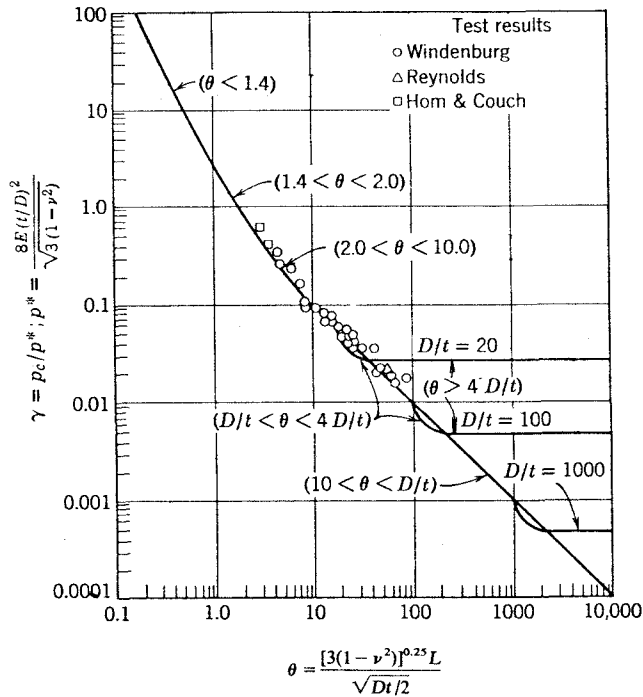


図 4.3.4 外圧を受ける円筒の弾性座屈係数( $P_c$ : 座屈圧力)

2) 弾性全体不安定崩壊

この崩壊様式は徳川 (1929) によって初めて扱われ、現在の所最も厳密な解析は Kendrick (1953) によるものである。Bodner (1957) は直交異方性シェル理論により Kendrick と良く一致する解を与えている。

設計で用いられている実用座屈圧力式は次の Bryant (1957) の式である。

$$P_c = \frac{2 E t}{D} \left\{ \frac{\lambda^4}{(n^2 + \lambda^2 / 2 - 1) (n^2 + \lambda^2)^2} \right\} + \frac{E I_e (n^2 - 1)}{L_f R_o R_c} \dots\dots\dots (14)$$

ここで、

$$\lambda = \pi D / 2 L_b$$

$R_o$  = シェルの外側半径

$R_c$  = 補材とシェル有効幅から成る断面の重心半径

$n$  = 崩壊モードにおける周方向の波数

$L_f$  = 補材の中心間隔



$L_b$  = バルクヘッド間のシェルの長さ

$I_e$  = 補剛材とシェル有効幅から成る断面の重心周りの断面2次モーメント

大きなリングの間に小さなリングを等分に配したような場合には、次のBlumenberg (1965)の実験公式が与えられている。

$$P_c = \frac{(I_E - I_e)(P_F - P_B)}{I_{FE} - I_e} + P_B \quad \dots\dots\dots (15 a)$$

ただし、

$$I_{FE} = \frac{P_F L_f R_o R_d^2}{E(n^2 - 1)} \quad \dots\dots\dots (15 b)$$

ここで、

$I_E$  = 大きな補剛材とシェル有効幅から成る断面の2次モーメント

$I_{FE}$  = バルクヘッドとして必要な  $I_E$  の値

$P_F$  =  $L_b$  が  $L_f$  に等しい時の式(14)による値

$P_B$  = 全部小さな補剛材とした時の式(14)による値

$R_d$  = 大きな補剛材とシェル有効幅から成る断面の重心半径

(e) 軸圧縮力と内部圧力を受ける円筒

幾つかの実験によって、内部圧力の存在は弾性軸圧縮座屈強度を増すことが確められている。Baker (1968) はこれについて次のような式を示している。

$$\sigma_{xc'} = \sigma_{xc} + 2\sqrt{\Delta C} \left( \frac{E t}{D} \right) \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで、 $\sigma_{xc}$  は式(5)または式(6)による値、 $\sqrt{\Delta C}$  は図 4.3.5 より定まる値である。ただし、シェルの組合せ相当応力は材料の比例限以内とし、比例限を越える時には第2項の増分を考えない。

(2) Esslinger, Pieper, Geier の研究

(a) 薄板重ねボルト継手製サイロの応力と座屈<sup>2)</sup>

D I N 1050 に拠った荷重に対して設計された図 4.3.6 のようなとうもろこし用サイロが破壊事故を起した。この破壊箇所は図に示すようにボルト継手位置である。これに先立ち内容物が飼料 (Futtermittel) の時、図 4.4.7 に示すような座屈を生じた。この場合の荷重を DIN1050 によって評価すると (図 4.3.6), とうもろこしの場合に比べて、内圧は小さくなるが、壁に作用する摩擦力は大きくなる。これに対し Esslinger & Pieper は次のような検討を行っている。

このサイロを理想的な円筒と考えると、座屈荷重は周辺単位長さ当りで、

$$N_x = \frac{E t^2}{\sqrt{3(1 - \nu^2)} r} = 790 \text{ kg/cm} \quad \dots\dots\dots (17)$$

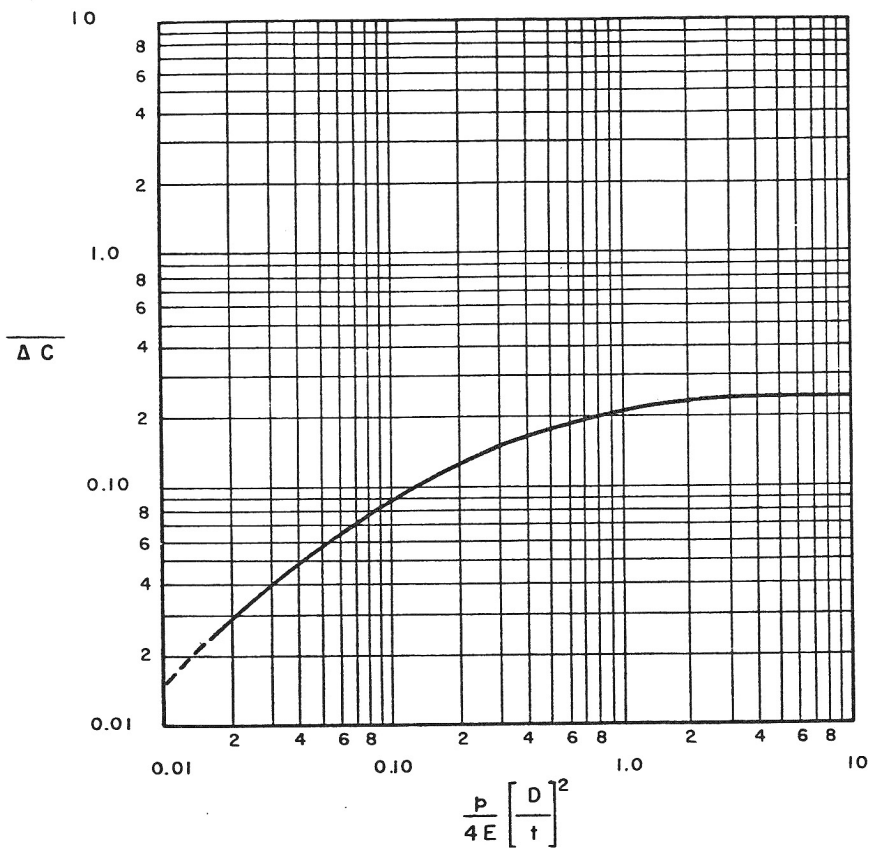


図 4.3.5 内圧による軸圧縮座屈応力の増加

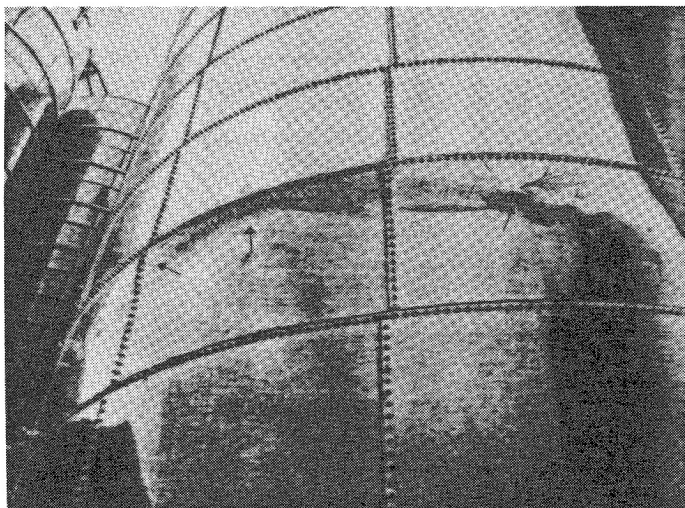


図 4.3.7 飼料荷重によるサイロの座屈

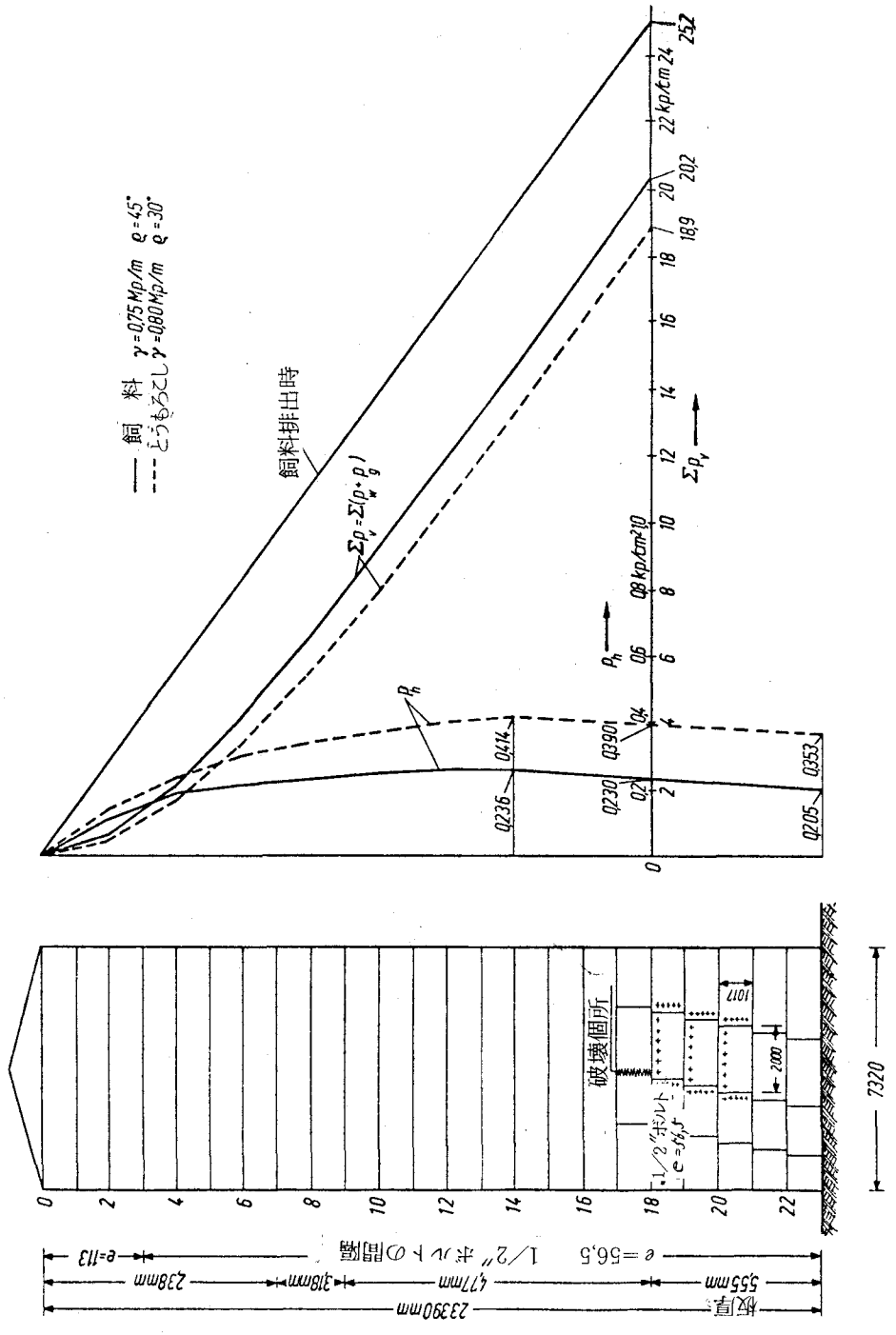


図 4.3.6 薄板重ねボルト製のサイロと DIN 1055 による荷重

実際のシェル座屈値は初期不整などの影響を考慮して、Pflüger (1963) の修正係数

$$C = 1 / \sqrt{1 + \frac{r}{100 t}} \quad \dots\dots\dots (18)$$

を用いれば、座屈荷重は 268 kg/cm となる。Weingarten ら (1965) の式によれば、次のようになる。

$$N_x = \begin{cases} 210 \text{ kg/cm} & \text{内圧無視} \\ 418 \text{ kg/cm} & \text{内圧 } 0.30 \text{ kg/cm}^2 \text{ 考慮} \end{cases}$$

このサイロは重ね継手であるために、目違いの影響を見積る必要がある。ここでは次の 2 種類のモデルについて実験的・理論的検討が行われている。

1) 試験モデルによる検討

真ちゅう製の次のようなモデルを扱う。

半径 = 16 cm, 板厚 = 0.02 cm, 板幅 = 4 cm, ヤング率 =  $1.13 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$

このモデルに図 4.3.8 a) のような板厚分だけ偏心した軸荷重を作用させると、周方向に横力  $N_y$  が生ずる (図 4.3.8 b)。この  $N_y$  の影響を考慮して、数モデルを縦に重ね継手で接合した円筒の座屈荷重を計算すると、表 4.3.1 のようになる。計算に際しては、継手位置での条件を継手なし、剛結合、ヒンヂ結合の 3 種類考えている。

表 4.3.1 試験モデルの理論座屈値

$\sigma_{CL}$  = 古典的座屈値

接 合 条 件		内 圧 $10^6 p/E$	座 屈 値 $10^6 \sigma/E$	比 率 $\sigma/\sigma_{CL}$
重ね継手	継手なし	0	821	1, 00
	剛 結		366	0, 45
	ヒ ンヂ		307	0, 37
重ね継手	継手なし	0, 143	821	1, 00
	剛 結		449	0, 55
	ヒ ンヂ		370	0, 45

次に表 4.3.2 のような供試体により座屈実験を行って、先に求めた理論値と比較している (表 4.3.3)。この実験の荷重—変位曲線は図 4.3.9 のようなものである。

これらの結果から次のような結論が導かれる。

- ① 重ね継手円筒の理論座屈値は、継手のない理想円筒の座屈値の 1/2 以下である。
- ② 座屈荷重は実験と理論の間で良い対応を見せている。
- ③ 重ね継手円筒の座屈では飛移りや突発的荷重低下は見られない。これは座屈荷重が座屈後

耐力と同程度のオーダーだからである。また、座屈後の変位が初期不整のオーダーよりずっと大きいので、座屈耐力は初期不整の影響を受けない。

表 4.3.2 試験モデルの寸法と定数

番号	接合条件	長さ mm	半径 mm	板厚 mm	ヤング率 kp / cm <sup>2</sup>
1	継手なし	200	160	0, 217	1, 13 · 10 <sup>6</sup>
2					
3					
4	重ね継手	320	160	0, 217	1, 13 · 10 <sup>6</sup>
5					
6					

表 4.3.3 試験モデルの座屈荷重

モデル	接合条件	内 圧 10 <sup>6</sup> p / E	実 験 値 10 <sup>6</sup> σ <sub>ex</sub> / E		計 算 値 10 <sup>6</sup> σ <sub>th</sub> / E	比 率 σ <sub>ex</sub> / σ <sub>th</sub>
			個別	平均		
1 2 3	継手なし	0	550	525	821	0, 64
2			555			
3			470			
4 5 6	重ね継手	0	271	266	307	0, 87
5			267			
6			259			
1 2 3	継手なし	0, 143	668	668	821	0, 81
2			692			
3			644			
4 5 6	重ね継手	0, 143	344	364	370	0, 98
5			360			
6			389			

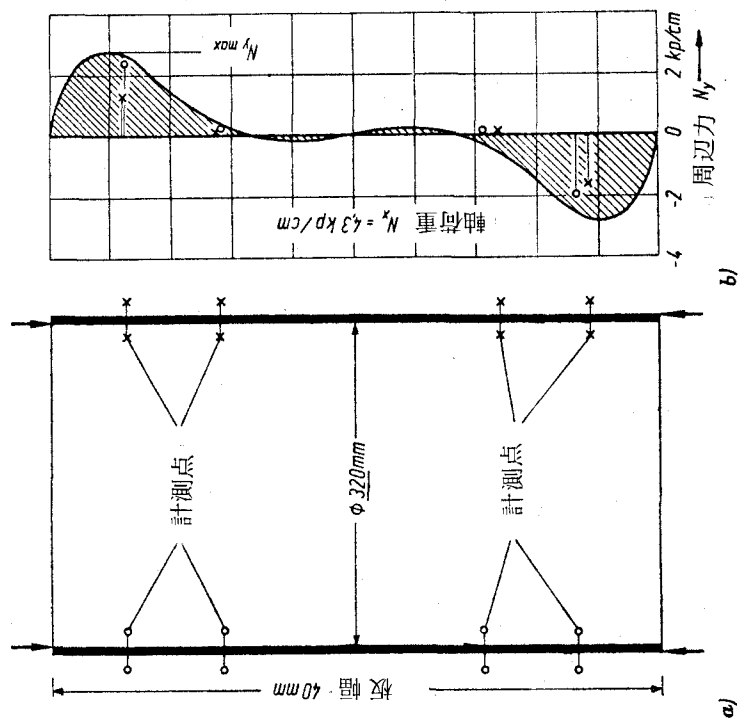


図 4.3.8 試験モデル円筒

a) 偏心力を受けるモデル

b) 周辺力の計算値と実測値

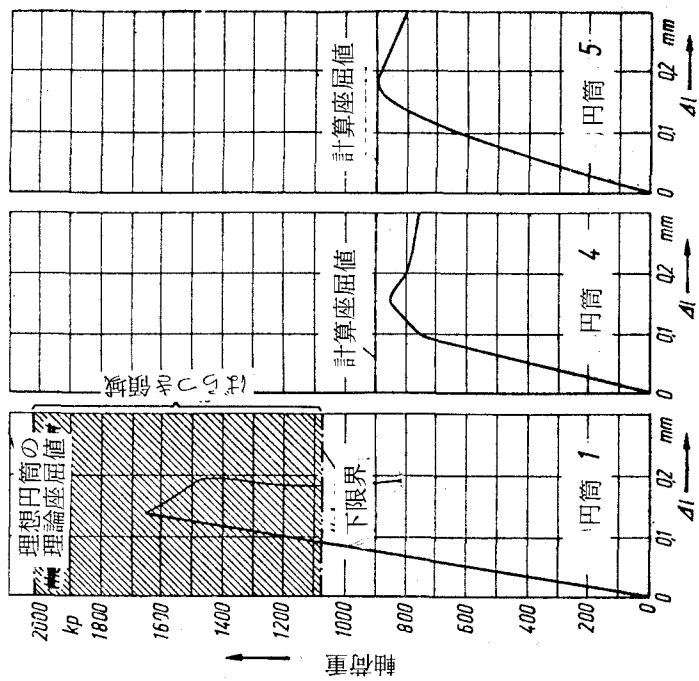


図 4.3.9 内圧  $0.16\text{ kg/m}^2$  の下における荷重—変位曲線

2) サイロモデルによる検討

このモデルは鋼製の次のようなものである。

半径 = 400 cm, 板厚 = 0.50 cm, 板幅 = 100 cm

この場合の  $N_x - N_y$  の関係は図 4.3.10 のようになる。

これを重ね接合した円筒の  $N_y$  分布と座屈モードは図 4.3.11 のようになり、座屈値は表 4.3.4 のようになる。これらをサイロ荷重と比較すると、飼料による鉛直荷重  $252 \text{ kg/cm}$  は、内圧 0 の時の理論座屈値  $276 \text{ kg/cm}^2$  と拮抗しており、座屈する可能性は十分あったことが分る。

さらに、とうもろこしを容れた時には、軸力  $N_x = 189 \text{ kg/cm}$  が作用するが、座屈に対しては  $\nu = 330 / 189 = 1.7$  の安全率がある。しかしながら、周方向力  $N_y = 105 \text{ kg/cm}$  が存在する。これを内圧による周方向力と合して、ボルト 1 本当りの力を見積ると、

$$S = (143 + 105) \cdot 5.65 = 1,400 \text{ kg}$$

となる。DIN 1050 による  $1/2''$  ボルトの許容応力は、

$$\text{支圧に対し} \quad S = 1,500 \text{ kg}$$

$$\text{せん断に対し} \quad S = 1,420 \text{ kg}$$

であるから、図 4.3.8 のような破壊を生ずる可能性があったことになる。

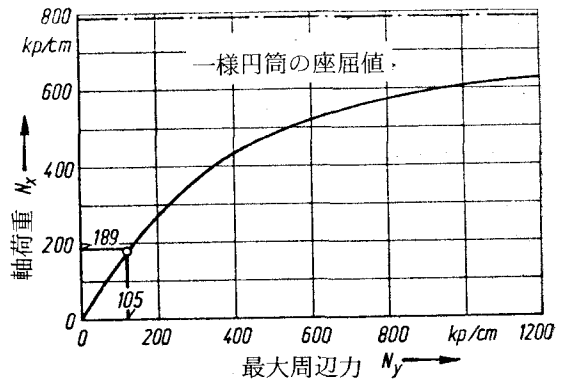


図 4.3.10 サイロにおける軸力と周辺力

表 4.3.4 サイロの計算座屈荷重と壁摩擦力

接合条件	内 圧 kp/cm <sup>2</sup>	計 算 座 屈 荷 重 kp/cm			想 定 荷 重			
					飼 料		とうもろこし	
					内 圧 kp/cm <sup>2</sup>	鉛直力 kp/cm	内 圧 kp/cm <sup>2</sup>	鉛直力 kp/cm
継手なし	0	268	210	757	—	—	—	—
重ね継手		—	—	267	0	252	—	—
継手なし	0,3	—	418	757	—	—	—	—
重ね継手		—	—	330	0,23	202	0,39	189

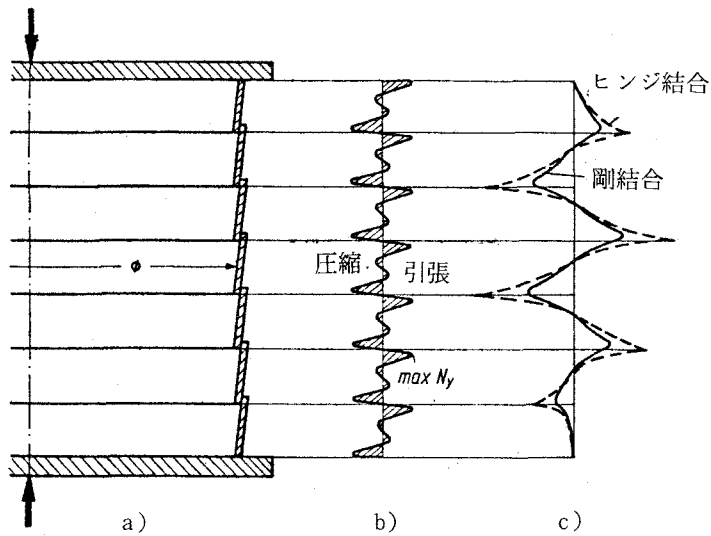


図 4.3.11 サイロにおける周辺力と座屈荷重

a) 円筒断面 b) 座屈前の周辺力 c) 座屈モード

(b) 軸対称の不規則性を有する薄肉円筒の座屈

この問題に関して Esslinger & Geier<sup>3)</sup> は理論および理論の両面から次のような詳細な研究を行っている。

1) 座屈理論の検討

従来シェル座屈計算は、実験との差がはなはだしいことが障害となっていた。著者はこれに対し、予め定められた不規則性を考慮に入れた座屈荷重の計算を行った。これは、「予め定められた不規則性の存在は、初期不整の影響を打消すようなものであり、したがって、それを考慮に入れた理論値は実験値と一致するはずである」という認識に基づくものである。

著者らは円筒シェルを図 4.3.12 のようにセグメントに分割し、Kalnin のトランスファー・マトリックス法によって座屈荷重を固有値問題として計算する方法を示している。扱っている境界条件は次の 3 種類である。

古典的に考えられた境界条件 ( $S_3$ )

$$S_x = 0, v = 0, w = 0, M_x = 0$$

実験上で考えられる境界条件 ( $C_4$ )

$$u = 0, v = 0, w = 0, \partial w / \partial x = 0$$

自由端の境界条件 ( $F$ )

$$S_x = 0, T_x = 0, R_x = 0, M_x = 0$$

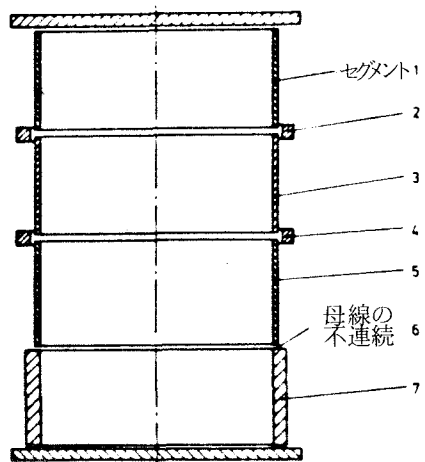


図 4.3.12 セグメント分割



## 2) 外圧による座屈

これに対してはまず板厚変化のある円筒を扱っている。図 4.3.13は横方向外圧を受ける円筒の座屈計算例であるが、境界条件の影響が大きいことが分る。

次にリング補剛された円筒を扱い、中央部・自由端を1リングで補強した場合や多数のリングで補強した場合の理論的検討、実験との対比を行っている。図 4.3.14は自由端補剛円筒の解析例である。

この結論としては、以下の通りである。

- ① 比較的小さなリングでも補剛効果は顕著である。
- ② 座屈計算においては、補剛材が集中的に配置されていることを考慮に入れる必要がある。
- ③ 実験値と理論値の比は0.7であり、一様円筒の場合と同じオーダーである。
- ④ この計算法では、座屈前の膜応力状態を考えるだけでよいので、計算が容易である。
- ⑤ より効率の良い計算のためには、座屈荷重の近似値と周方向波数の推定が必要である。

## 3) 軸圧縮による座屈

まず、(a)で述べた重ね継手円筒について扱い、予め定められた不規則性を考慮した座屈計算が実験と一致する良い例であると述べている。次に板厚変化のある円筒を扱い、最後に中央部1リング補剛円筒を扱っている。これらから得られた結論は次の通りである。

- ① 計算においては、座屈前の応力状態を忠実に考慮する必要がある。
- ② 予め定められた不規則性を有する円筒の座屈荷重は、一様円筒の場合ほどばらつかない。これは初期不整の影響が打消されるからである。
- ③ 一様円筒の場合には数多くの実験結果から座屈値の下限が知られている。これと理論値を比較すると、下限値を上回るもの——板厚変化のある円筒、リング補剛円筒であり、不規則性の影響は無視できる。下限値を下回るもの——重ね継手円筒であり、この場合、理論値は実験値と一致すると考えてよい。

### (3) Millerの研究<sup>4)</sup>

円筒構造は液体貯槽関係に良く使用され、これらの基準としてはAWWA, API, ASME などがあるが、補剛材の効果に関する条項は何もない。最近では補剛材を使用した円筒も増えつつあるので、その影響を考慮に入れた許容応力式が望まれる。

Millerは、有限長のリング補剛および無補剛の加工組立円筒に対する限界軸圧縮応力式を定めることを目的にして、27文献700以上の実験について調査した。その結果、従来のリング補剛円筒実験のすべては、弾性域で全体不安定崩壊するように設計され、かつ加工組立円筒に対するものではなかった。そこで小規模実験と大規模実験の2種類の実験が遂行された。前者は工場量産円筒を用い、弾性域・非弾性域で全体不安定崩壊と補剛材間局部座屈を生ずるように計画され、後者は加工組立円筒を用い、補剛材間の局部崩壊を意図したものである。文献調査と実験をまと

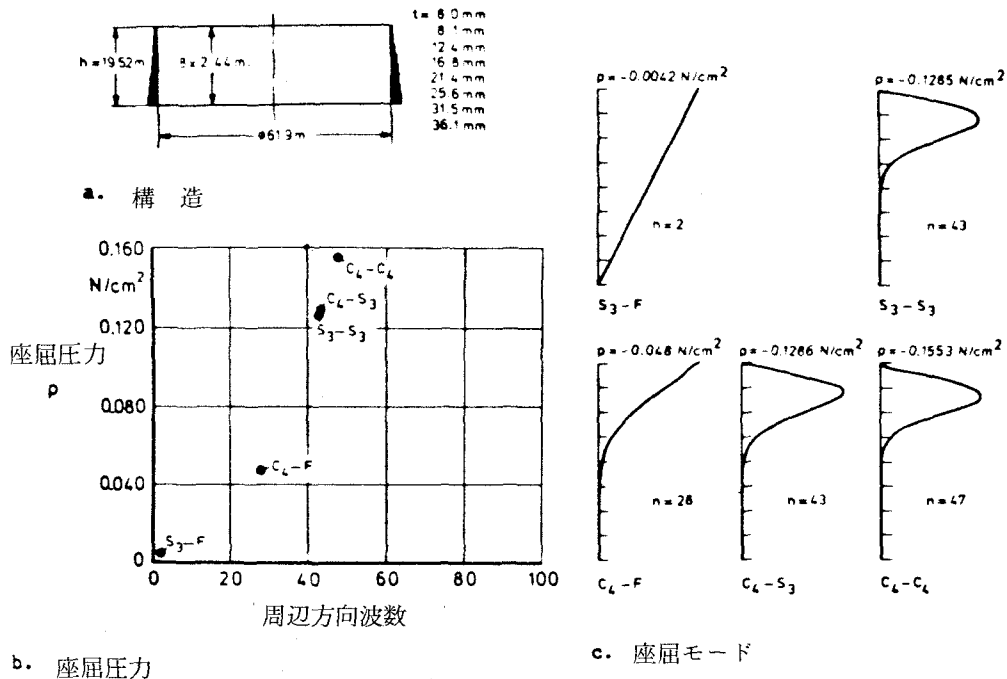


図 4.3.13 外圧を受ける板厚変化円筒

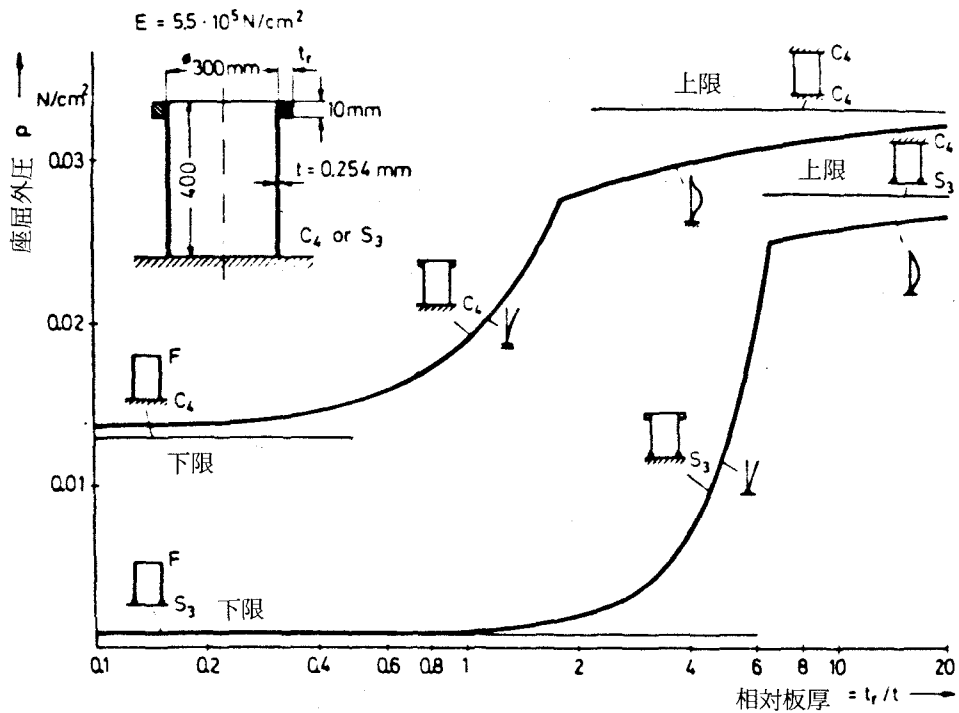


図 4.3.14 自由端にリングを持つ円筒の理論座屈外圧

めると次のようになる。

(a) 補剛材間隔  $L$  が  $10\sqrt{Rt}$  位まで補剛材は有効であり、これは理想円筒の理論座屈値が単純支持端で  $L > 1.73\sqrt{Rt}$ 、固定支持端で  $L > 3.45\sqrt{Rt}$  の時一定となるのと異なる。また、無補剛時の座屈応力が  $0.75\sigma_y$  を越える円筒では補剛材の効果はない。

(b)  $\lambda \leq 0.15$  の円筒は局部座屈を生ずる。

1)  $L > 10\sqrt{Rt}$  の時、

$\sigma_{ec} < 1.6\sigma_y$  ならば、

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{cr} &= 0.125 \frac{Et}{R} \\ \sigma_{cr} &= 0.45\sigma_y + 0.18\sigma_{ec} \end{aligned} \right\} \text{の内小さい方} \dots\dots\dots (19a)$$

$$\sigma_{cr} = 0.45\sigma_y + 0.18\sigma_{ec} \dots\dots\dots (19b)$$

$1.6\sigma_y \leq \sigma_{ec} \leq 6.2\sigma_y$  ならば、

$$\sigma_{cr} = \frac{1.31\sigma_y}{1.15 + \sigma_y / \sigma_{ec}} \dots\dots\dots (20)$$

$\sigma_{ec} \geq 6.2\sigma_y$  ならば、

$$\sigma_{cr} = \sigma_y \dots\dots\dots (21)$$

ここで、

$$\sigma_{ec} = \frac{CEt}{R}, \quad C = 0.919 - 0.286 \log(R/t) \dots\dots\dots (22)$$

ただし、 $C$  は次の値を越えないこと。

0.03 in. $\leq t <$ 0.06 in. の時	0.06
0.06 in. $\leq t <$ 0.30 in. の時	$t$ (インチ表示)
$t \geq 0.30$ in. の時	0.30

2)  $1.5\sqrt{Rt} \leq L \leq 10\sqrt{Rt}$  の時、

$\sigma_{ec} \leq 0.55\sigma_y$  ならば、

$$\sigma_{cr} = \sigma_{ec} = \frac{CEt}{R} \dots\dots\dots (23)$$

$0.55\sigma_y < \sigma_{ec} \leq 1.6\sigma_y$  ならば、

$$\sigma_{cr} = 0.45\sigma_y + 0.18\sigma_{ec} \dots\dots\dots (24)$$

$1.6\sigma_y \leq \sigma_{ec} \leq 6.2\sigma_y$  ならば、

$$\sigma_{cr} = \frac{1.31\sigma_y}{1.15 + \sigma_y / \sigma_{ec}} \dots\dots\dots (25)$$

$\sigma_{ec} \geq 6.2\sigma_y$  ならば、

$$\sigma_{cr} = \sigma_y \dots\dots\dots (26)$$

ここで、

$$C = 0.5 \left( \frac{L}{\sqrt{Rt}} \right)^{-6} \dots\dots\dots (27)$$

であり、この値が無補剛円筒のC値より小さくなる時には、補剛材の効果はない。

3) 補剛材間隔Lが有効であるためには、補剛材断面積は次の式を満足すること。

$$A_r \geq \left\{ \frac{0.333}{\left( \frac{L}{\sqrt{Rt}} \right)^{0.6}} - 0.083 \right\} L t \dots\dots\dots (28)$$

ただし、 $A_r \geq 0.06 L t$

また、 $1.5\sqrt{Rt}$  のシェル有効幅と補剛材からなる断面の2次モーメントが次式を満足すること。

$$I_{re} \geq 5.33 t^3 \frac{L}{\left( \frac{L}{\sqrt{Rt}} \right)^{1.8}} \dots\dots\dots (29)$$

(c)  $\lambda \geq 0.15$  の円筒は長柱座屈を生ずる。

### 4.3.3 座屈関連規定

以下では、現行の各種サイロ基準において、座屈に関連する条項が具体的にどのような形になっているか述べる。また、参考のため石油貯槽基準の条項を挙げておく。

(1) 日本建築学会容器構造設計指針(案) - 1978, 8.4 鋼製サイロ, 8.4.2.1 槽壁の設計応力度の算定は下式による。

$$\sigma_x = \frac{W_x}{\pi D t} + \frac{M}{\frac{\pi D^2 t}{4}} \leq \sigma_{ca} \quad (\text{長期}) \dots\dots\dots (30a)$$

$$\sigma'_x = \frac{W'_x}{\pi D t} + \frac{M'}{\frac{\pi D^2 t}{4}} \leq \sigma'_{ca} \quad (\text{短期}) \dots\dots\dots (30b)$$

ここで、

$$\sigma_{ca} = 0.0889 \frac{Et}{R}, \quad \sigma'_{ca} = 1.5 \sigma_{ca} \dots\dots\dots (31)$$

$$W_x = d N_x \cdot \pi D + G + P_1 + P_2 \dots\dots\dots (32a)$$

$$W'_x = d N'_x \cdot \pi D + G + P_1 + P_2 \dots\dots\dots (32b)$$

ただし、

$$d N_x = r x R, \quad d N'_x = (r x - P_v) R \dots\dots\dots (33)$$

G : 固定荷重, P<sub>1</sub> : 積載荷重, P<sub>2</sub> : その他の荷重

M, M' : 転倒モーメント

内容物の温度変化、アーチングの崩壊などによる貯槽内の負圧によって生ずる面外座屈について十分安全であるように考慮しなければならない。

槽壁の最小板厚は3.2 mmとする。ただし、適切な補強がなされる場合はこの限りでない。なお、局部風圧に対しては、注意が必要である旨、述べている。

(2) J I S B 8511 アルミニウム製円筒形サイロの構造—1978, 3.4 胴部の設計  
胴部に作用する複合圧縮応力は次式による。

$$\sigma_x = \frac{P_n D}{4t} - \frac{D}{4t} (\gamma x - P_v) - \frac{W_s}{\pi D t} - \frac{4M}{\sqrt{2\pi D^2 t}} \quad \dots\dots\dots (34)$$

ここで、

$P_n$  : 貯蔵物以外の内圧力

$W_s$  : 応力を考える断面に作用するサイロおよび付属物の重量

なお、曲げモーメントの項では、座屈に対して軸圧縮の場合より1.4倍程強くなるとして、 $\sqrt{2}$ で除している。

許容座屈応力は次式による。

$$\sigma_{cr} = 0.18 E \frac{t}{D} \quad \dots\dots\dots (35)$$

ただし、風荷重あるいは地震荷重を考慮する場合には、これを1.5倍してよい。

(3) J I S B 8501 鋼製石油貯槽の構造 (全溶接製)—1976, 3.1 貯槽の設計  
地震動による側板の座屈を防ぐために、側板の板厚は次式を満足しなければならない。

$$\frac{N}{A} + \frac{M}{Z} \leq \frac{0.4 E}{1.5} \cdot \frac{t}{D} \quad \dots\dots\dots (36)$$

(4) A P I 基準 650 付録 P (案)—1978, 溶接鋼製石油貯槽の耐震設計

許容圧縮応力度を内圧の影響を考慮して次のように定めている (ただし、単位を in., lb とする)。

$\gamma x D^2 / t^2 > 200,000$  の時、

$$\sigma_{ca} = 800,000 \frac{t}{D} \quad \dots\dots\dots (37a)$$

$\gamma x D^2 / t^2 < 200,000$  の時、

$$\sigma_{ca} = 400,000 \frac{t}{D} + 2 \gamma x \frac{D}{t} \quad \dots\dots\dots (37b)$$

ただし、 $\sigma_{ca} < 0.5 \sigma_y$  とする。

これは4.3.2(1)の図4.3.5を利用し、増分 $\Delta C$ は $\frac{P}{4E} (\frac{D}{t})^2$ が0~0.1208で直線変化し、それ以上は一定となるとして求めたものである。

### 参 考 分 献

- 1) Structural Stability Research Council: Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures, Third Edition, edited by B.G. Johnston, John Wiley & Sons, 1976.
- 2) Esslinger, M. und Pieper, K.: Schnittkräfte und Beullasten von Silos aus überlappt verschraubten Blechplatten, Der Stahlbau 42, H. 9, 1973.
- 3) Esslinger, M. and Geier, B.: Buckling Loads of Thin-walled Circular Cylinders with Axisymmetric Irregularities, International Symposium of Steel Plated Structures, edited by P.J. Dowling, Crosby Lockwood Staples, 1977.
- 4) Miller, C.D.: Buckling of Axially Compressed Cylinders, Proc. ASCE, Vol. 103, ST3, 1977.