

JAERI-M

6822

真空容器のベローズと継手部の応力解析

(臨界プラズマ試験装置設計報告・XXXII)

1976年12月

森下 宗<sup>\*</sup>・高津 英幸・高嶋 哲夫・山本 正弘  
太田 充・吉井 明彦<sup>\*\*</sup>・鈴木 充<sup>\*\*</sup>

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

## 真空容器のベローズと継手部の応力解析

( 臨界プラズマ試験装置設計報告・XXXII )

日本原子力研究所東海研究所大型トカマク開発部

森下 宗\*・高津 英幸・高嶋 哲夫・山本 正弘

・太田 充・吉井 明彦\*\*・鈴木 充\*\*

( 1976年11月16日受理 )

臨界プラズマ試験装置(JT-60)のプラズマとじ込め用真空容器のベローズと厚肉リングの溶接接続構造に関し、応力解析手法の確立を行ない、その解析手法に基づいて継手部強度を調査評価した。本報告に含まれる主な内容は以下のように要約される。

1. ベローズを巨視的に異方性板とみなし、有限要素法に適用するためのDマトリックスを定式化した。
2. 巨視的に得た応力を微視的なベローズの応力に変換する手法を確立した。
3. 各種設計パラメータと発生応力の関係を設計式の形にまとめた。
4. 解析手法の妥当性を数値実験と小型モデル試験により検証した。
5. JT-60の各種荷重に対する発生応力を吟味し応力緩和のための設計指針を示した。

---

\* 外来研究員，住友重機械工業株式会社

\*\* 住友重機械工業株式会社

Stress Analysis of the Bellows and its Connection with  
a Thick Ring of the Vacuum Vessel

Osamu MORISHITA\*, Hideyuki TAKATSU , Tetsuo TAKASHIMA ,  
Masahiro YAMAMOTO , Mitsuru OHTA , Akihiro YOSHII\*\*, Mitsuru SUZUKI\*\*

Division of Thermonuclear Fusion Research, Tokai, JAERI

(received November, 16, 1976)

The vacuum vessel of JT-60 consists of U-shaped bellows and thick rings. The vacuum vessel is loaded not only by an atmospheric pressure but also by various electromagnetic forces, and it is baked out at 500°C and keeps the temperature during a plasma discharge. Large mechanical and thermal stresses are thus caused in the bellows and their connections with the thick rings.

Numerical analyses of the mechanical stress due to the forces and the thermal stress due to 500°C bake-out are described, and also estimation of the stresses of the JT-60 vacuum vessel are discussed.

1. The stress of bellows is analyzed by the finite element method. It is replaced by anisotropical plate elements, and the relation between the stress and strain, that is D-matrix, of the anisotropic plate is formulated.
2. A method is presented of obtaining the real stress of bellows from the results of anisotropical plate analysis.
3. The relations between maximum stress and dimensions of the bellows and of the thick ring are formulated.
4. Validity of the above calculation method is confirmed by numerical experiment and small-scale model test.
5. From the stresses of bellows and its connection with a thick ring in JT-60, a connecting structure is proposed to reduce mechanical stress of the connection.

---

\* On leave from Sumitomo Heavy Industries, Ltd.

\*\* Sumitomo Heavy Industries, Ltd.

## 目 次

第1章 まえがき	1
第2章 解析手法	2
2.1 詳細解析	2
2.1.1 全体解析	2
2.1.2 局部解析	4
2.1.3 数値実験	6
2.2 簡易応力算出式	16
2.2.1 外圧による応力	16
2.2.2 ベローズ伸縮による応力	21
2.2.3 ベローズせん断曲げによる応力	22
2.2.4 巨視的ベローズのバネ定数	24
第3章 小型モデル試験による解析手法の検証	25
3.1 実験と計算の比較	25
3.1.1 変位	25
3.1.2 応力とひずみ	25
3.2 検証の考察	32
第4章 JT-60 ベローズ解析	34
4.1 解析モデル	34
4.2 解析結果	34
4.3 結果の考察	42
4.4 簡易応力計算式との対比	42
4.5 設計指針	44
4.6 継手部応力緩和	46
第5章 あとがき	48
参考文献	48

## 第1章 ま え が き

現在、原研で建設が計画されている臨界プラズマ試験装置（略称JT-60）のプラズマとじ込め用真空容器は、厚肉リングとベローズが接続された構造であり、その断面は非円形（卵形）で長径が約3mという大型のドーナツ状の真空容器である。しかも本真空容器は超高真空による圧力、高温による熱膨張、電磁力等の荷重が作用するため製作上の困難さのみならず、その強度が問題となる。特にベローズ、およびベローズと厚肉リングの溶接継手部の強度設計が大きな課題となる。

したがって、この問題を解決するためベローズ、およびベローズと厚肉リングの継手部（以下継手部と称す）の応力解析を行い、継手部の設計指針を与える。また本応力解析はベローズの波板を直交異方性板としてマクロ的な応力値を算出し、その値を各部の局部応力に変換することによりミクロ的な応力を算出している。本方法は他に例を見ない解析方法であるため、小型モデル試験を行ない、その比較により検証を行った。

以下、第2章に上記ベローズの応力解析の手法とその検証のための数値実験、および設計変更の際柔軟に対処し得るため、最大発生応力を算出する簡易式について述べ、第3章には小型モデル試験によるベローズの解析手法の検証について述べる。また第4章には第2章で述べた解析方法を用いてJT-60の真空容器のベローズおよび継手部の応力解析を行い、その結果に基づいた継手部の設計指針について述べる。

## 第2章 解析手法

### 2.1 詳細解析

ペローズのような波板構造の応力解析を行う場合ただちに考えつく方法は通常の板曲げ要素を用いた有限要素法である。しかしながら波板を十分な数値的精度を保障できる有限要素に分割すると膨大なメッシュ数となる可能性があり実用上困難な問題となる。たとえば、JT-60 実機ペローズを板曲げ要素にて解析すれば最低 6000 メッシュ (マトリックス元数で 36000) が予想され実用的な計算にはならない。

したがって何らかの別の手法による必要がある。今回確立した手法は波板構造を直交異方性板として解析するものであり、手順は次のように示される。

1. 波板を異方性板でモデル化し異方性板のひずみと応力の関係を求める。
2. 上記ペローズの異方性板要素による有限要素モデルを作成する。(単なる板曲げ要素に較べてメッシュ数は $\frac{1}{10}$ 以下になる。)
3. 上記有限要素モデルを用いて巨視的に全体解析を行う。
4. 全体解析の結果得られた応力値をペローズの局部応力に変換しミクロ的な応力を算出する。

#### 2.1.1 全体解析 (直交異方性板のモデル化)

ペローズの波板の剛性<sup>12)</sup>とマクロ的に同じ剛性を持つ異方性板を想定するとき、有限要素法ではDマトリックスの算出法を確立しておく必要がある。波板を直交異方性板におきかえたとき異方性板のDマトリックスは次のような応力とひずみの関係になる。

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11}^P & D_{12}^P & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & D_{22}^P & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & D_{33}^P & 0 & 0 & 0 \\ & & & D_{11}^B & D_{12}^B & 0 \\ & \text{SYM.} & & & D_{22}^B & 0 \\ & & & & & D_{33}^B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \tau_{xy} \\ -\partial^2 \omega / \partial x^2 \\ -\partial^2 \omega / \partial y^2 \\ -\partial^2 \omega / \partial x \cdot \partial y \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$\omega$  は面外変位を表わす。

ここでDマトリックスの各成分は次のように計算される。

$$D_{11}^P = \frac{bt^3}{12I} E / \left\{ (1 - \nu^2) \left( 1 - \frac{b^2 t^3 \nu^2}{12I b_w} \right) \right\} \quad (2)$$

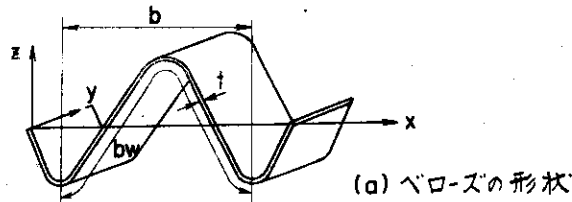
$$D_{12}^P = \frac{bt^3}{12I} E \nu / \left\{ (1 - \nu^2) \left( 1 - \frac{b^2 t^3 \nu^2}{12I b_w} \right) \right\} \quad (3)$$

$$D_{22}^P = \frac{b_w E}{b} / \left( 1 - \frac{b^2 t^3 \nu^2}{12I b_w} \right) \quad (4)$$

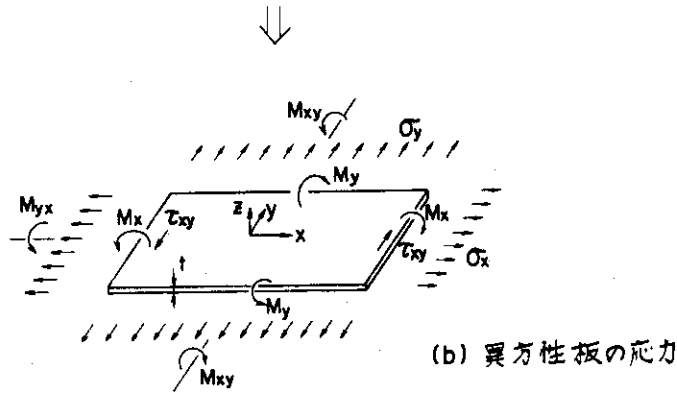
$$D_{33}^P = \frac{b}{2b_w} E / (1 + \nu) \quad (5)$$

記号

- E ; ベローズ材料のヤング率
- $\nu$  ; ベローズ材料のポアソン比
- b ; ピッチ巾
- $b_w$  ; ガース長
- t ; 板厚
- I ; 断面2次モーメント



(a) ベローズの形状



(b) 異方性板の応力

図2-1 ベローズの異方性板へのモデル化

$$D_{11}^B = \frac{bt^3}{12b_w} E / (1 - \nu^2) \quad (6)$$

$$D_{12}^B = I E \nu / b \quad (7)$$

$$D_{22}^B = I E / b \quad (8)$$

$$D_{33}^B = \frac{b_w t^3}{24b} E / (1 + \nu) \quad (9)$$

ここに使用される各記号および座標系は、図2-1に示す。ベローズの1ピッチのX軸まわりの断面2次モーメント(I)は、以下の仮定の基に次式から求められる。記号および形状は図2-2を参照。

1. ベローズは円弧と直線より成る。
2. ベローズの直線部とX軸とのなす角度( $\theta$ )は $90^\circ$ とする。
3. ベローズはZ軸に関して対称である。



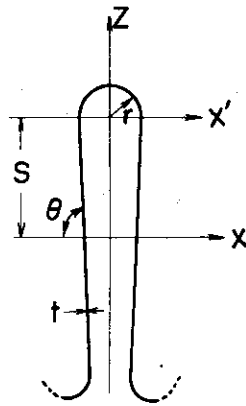


図2-2 ベローズ1ピッチ

4. 円弧部の内角は180°とする。

$$I = t \int_0^{b_w} Z^2 ds = t \left[ \frac{4}{3} s^3 + 2\pi r s^2 + \pi r^3 + 8sr^2 \right] \quad (10)$$

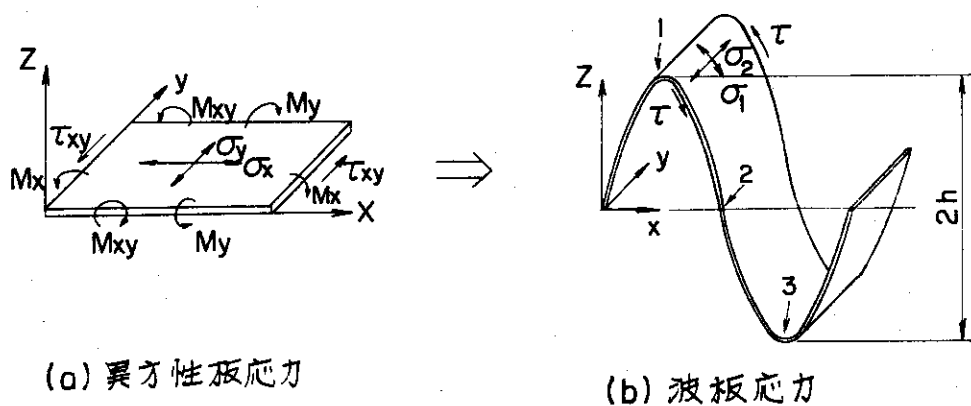
以上の応力とひずみの関係式を用いてベローズを3次元異方性板としてモデル化し、マクロ的な応力解析を行うことができる。

2.1.2 局部解析

ベローズをマクロ的に直交異方性板として、有限要素法で全体解析した結果をもとにベローズの局部応力を求める手法について述べる。すなわちマクロに求められた異方性板の応力成分 ( $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}, M_x, M_y, M_{xy}$ ) をミクロなベローズ応力 ( $\sigma_1, \sigma_2, \tau$ ) に変換するには両者の外力が同じになるような平衡方程式から導くことができる。

結論をまとめると次式の様になる。

図2-1と同様にベローズの任意の点において局部的な座標を取り、図2-3の様な応力の対応を考える。



(a) 異方性板応力

(b) 波板応力

図2-3 局部解析のモデル化

1. ベローズの山では

$$t \sigma_1^\pm = \left( 1 \mp \frac{6h}{t} \right) \sigma_x \pm \frac{6}{t^2} M_x \pm \left\{ \frac{3}{b_w t^2} \left( h^2 b_w - \frac{I}{t} \right) \mp \frac{h}{t} \right\} p \quad (11)$$

$$t \sigma_2^\pm = \frac{b}{b_w} \sigma_y + \frac{bh}{I} M_y \quad (12)$$

$$t \tau^\pm = \tau_{xy} + \frac{3}{t^2} M_{xy} \quad (13)$$

2. ベローズの中腹では

$$m \sigma_1^\pm = \pm \frac{6}{t^2} M_x \mp \frac{3I}{b_w t^3} p \quad (14)$$

$$m \sigma_2^\pm = \frac{b}{b_w} \sigma_y \quad (15)$$

$$m \tau^\pm = \tau_{xy} + \frac{3}{t^2} M_{xy} \quad (16)$$

3. ベローズの谷では

$$b \sigma_1^\pm = \left( 1 \pm \frac{6h}{t} \right) \sigma_x \pm \frac{6}{t^2} M_x \pm \frac{3}{b_w t^2} \left( h^2 b_w - \frac{I}{t} \right) \pm \frac{h}{t} p \quad (17)$$

$$b \sigma_2^\pm = \frac{b}{b_w} \sigma_y - \frac{bh}{I} M_y \quad (18)$$

$$b \tau^\pm = \tau_{xy} + \frac{3}{t^2} M_{xy} \quad (19)$$

ここで各記号は、図2-3による。(記号の説明は図2-1)左辺の添字は各々以下を意味する。

1: 波の進行方向

2: 波の進行方向と法線方向に直交する方向

t: ベローズ山の頂上の位置

m: ベローズ中腹の位置

b: ベローズ谷の位置

+: ベローズ外表面

-: ベローズ内表面

また右辺最後のp(分布外力)を含む項は外圧pがある場合の微視的補正項であり、-Z方向の分布力(圧力)を正としてある。

以上でマクロに得られた異方性板応力をベローズのミクロ的な応力に変換することができた。この変換関係を異方性板応力と波板応力の各成分と対応させて表わしたものが表2-1である。

表 2 - 1 異方性板応力と波板応力の変換表

異方性板応力 波板応力		$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$M_x$	$M_y$	$M_{xy}$	p (分布力)
山	$t\sigma_1^+$	$1 - \frac{6h}{t}$			$6/t^2$			$-\frac{h}{t} + 3 \left( \frac{h^2 b_w - I/t}{b_w t^2} \right)$
	$t\sigma_1^-$	$1 + \frac{6h}{t}$			$-6/t^2$			$-\frac{h}{t} - 3 \left( \frac{h^2 b_w - I/t}{b_w t^2} \right)$
	$t\sigma_2^\pm$		$b/b_w$			$bh/I$		
	$t\tau^\pm$			1			$3/t^2$	
中腹	$m\sigma_1^+$				$6/t^2$			$-\frac{3I}{b_w t^3}$
	$m\sigma_1^-$				$6/t^2$			$\frac{3I}{b_w t^3}$
	$m\sigma_2^\pm$		$b/b_w$					
	$m\tau^\pm$			1			$3/t^2$	
谷	$b\sigma_1^+$	$1 + \frac{6h}{t}$			$6/t^2$			$\frac{h}{t} + 3 \left( \frac{h^2 b_w - I/t}{b_w t^2} \right)$
	$b\sigma_1^-$	$1 - \frac{6h}{t}$			$-6/t^2$			$\frac{h}{t} - 3 \left( \frac{h^2 b_w - I/t}{b_w t^2} \right)$
	$b\sigma_2^\pm$		$b/b_w$			$-bh/I$		
	$b\tau^\pm$			1			$3/t^2$	

またベローズを全体解析した結果から注目すべき部分をズームした有限要素法モデルを設定し、境界条件および荷重条件を決め解析することもできる（以下ズーム解法と呼ぶ）。この解法についての手順を図 2 - 4 に示す。

### 2.1.3 数値実験

以上の解析手法は小型モデル試験により検証したが（第 3 章）それに先立ち簡単なモデルによる数値実験を行った。以下にその例を示す。

#### 1. 異方性板へのモデル化の検証

波板構造の対称性より図 2 - 5(a)の如く波板の 1/4 ピッチを取り出した 3 次元モデルと、図 2 - 5(b)の如く直交異方性板にモデル化された波板に対し、面内 2 方向の引張 ( $D_{11}^P, D_{22}^P$ ) と面外 2 方向の曲げ ( $D_{11}^B, D_{22}^B$ ) に関する D マトリックスの対角項について数値実験により比較を行った。数値実験にあたり、基準となる座標系を図 2 - 6 に示す。

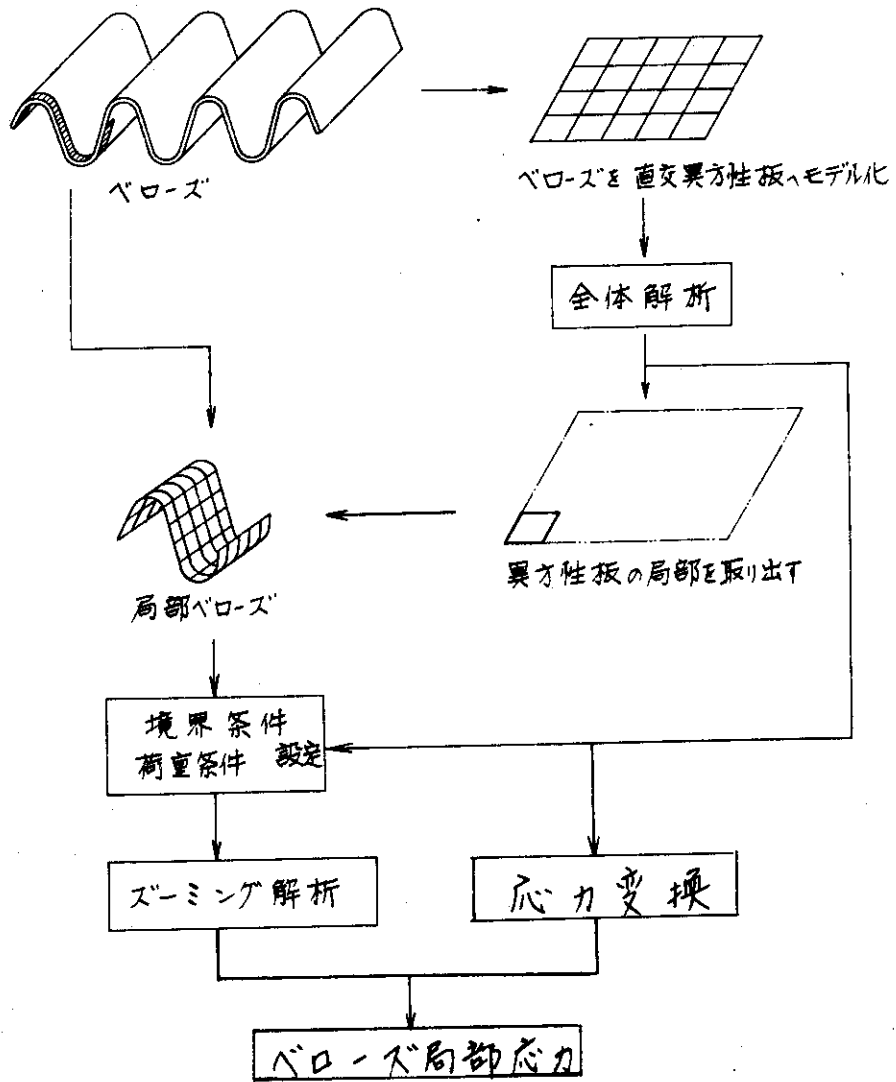


図 2-4 ベローズ解析手順

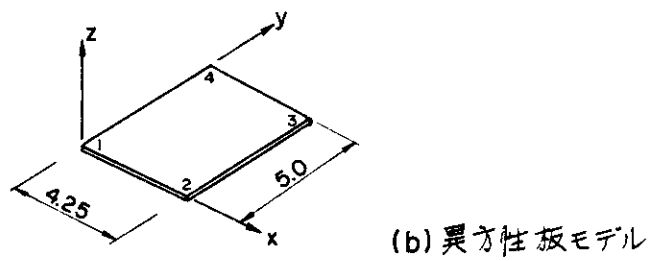
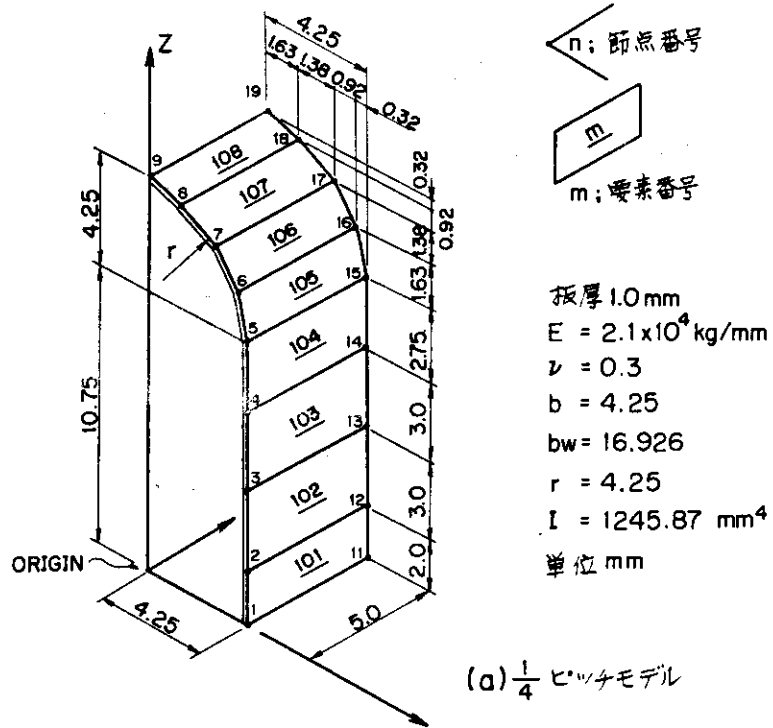


図 2 - 5 数値実験 3次元モデル図

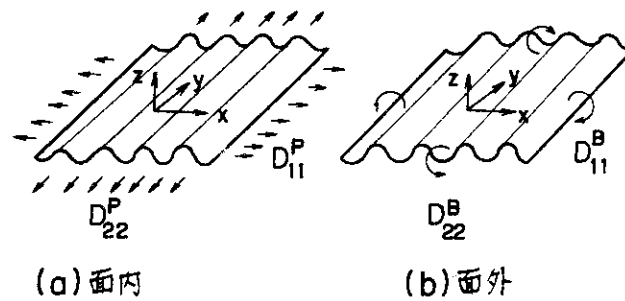


図 2 - 6 波板の剛性および座標系

波の $\frac{1}{4}$ ピッチモデルと、直交異方性板モデルに等価な境界条件および強制変位を与え、シェル要素による有限要素法により数値計算を行った。その結果をまとめたものが表2-2、表2-3であり、ここでは、得られたDマトリックスの値および強制変位を与えた点に生ずる反力、反モーメントの比較を行う。その比較を表にしたのが表2-4、表2-5であり、表2-4のDマトリックスの比較に関しては異方性板のDマトリックスの算式より求めた値(D)と数値実験より求めた値(D')は良い一致を見ることができる。

また表2-5の強制変位を与えた点の反力、反モーメントの比較を行うことにより、両数値実験の境界条件が同一であるか否かを判定する。D<sub>11</sub><sup>P</sup>の検証に関する反力F<sub>rx</sub>については次式が成立してい

表2-2  $\frac{1}{4}$ 波板モデルによる数値実験(1)

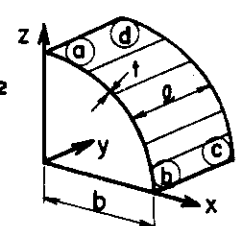
モデル名	P'-1	P'-2	B'-1	B'-2
構造	全 MODEL 共通 $E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$ $\nu = 0.3$			
				
	$b = 4.25 \text{ mm}$ $l = 5.0 \text{ mm}$ $t = 1.0 \text{ mm}$			
境界条件	拘束方向	拘束方向	拘束方向	拘束方向
a-b	y, $\theta_x, \theta_z$	y, $\theta_x, \theta_z$	y, $\theta_x, \theta_z$	y, $\theta_x, \theta_z$
b-c	x, z, $\theta_x, \theta_y$	z, $\theta_x, \theta_y, x$	x, y, z, $\theta_y, \theta_z$	x, y, $\theta_y, \theta_z$
c-d	y, $\theta_x, \theta_z$	y, $\theta_x, \theta_z$	y, $\theta_x, \theta_z$	y, $\theta_x, \theta_z$
d-a	x, $\theta_y, \theta_z$	x, $\theta_y, \theta_z$	x, $\theta_y, \theta_z$	x, $\theta_y, \theta_z$
b				z
強制変位 $\delta, \Delta\theta$	b-c x方向 0.0425 mm	c-d y方向 0.05 mm	b-c y軸まわり 0.01 rad	c-d y方向 $\sin(0.01 \text{ rad}) \times Z$ c-d x軸まわり 0.01 rad
反力 Fr Mr	$F_{rx} = 0.2513$	$F_{ry} = 3651.8$	$M_{ry} = 5.53$	$M_{rx} = 70269.$
D'の算式	$D_{11}^{P'} = \frac{Fr}{l} \cdot \frac{b}{\delta}$	$D_{22}^{P'} = \frac{Fr}{b} \cdot \frac{l}{\delta}$	$D_{11}^{B'} = \frac{b}{\Delta\theta} \cdot \frac{Mr}{l}$	$D_{22}^{B'} = \frac{l}{\Delta\theta} \cdot \frac{Mr}{b}$
D'の値	5.026	$8.592 \times 10^4$	470.05	$5.973 \times 10^6$

表 2 - 3 異方性板モデルによる数値実験(2)

モデル名	P-1	P-2	B-1	B-2
構造 (全モデル共通)				$D_{11}^B = 0.0483 \times 10^4$ $D_{12}^B = 0.0145 \times 10^4$ $D_{22}^B = 6.156 \times 10^6$ $D_{33}^B = 0.268 \times 10^4$
境界条件	拘束方向	拘束方向	拘束方向	拘束方向
a-b	y	y, z	y, $\theta_x$	y, z, $\theta_x$
b-c	x	x	$\theta_y$	x, $\theta_y$
c-d	y	y	y, $\theta_x$	$\theta_x$
d-a	x, z	x	x, z, $\theta_y$	x, $\theta_y$
強制変位	b-c x方向 0.0425 mm	c-d y方向 0.05 mm	b-c y軸まわりの 0.01 rad	c-d x軸まわりの 0.01 rad
反力 Fr Mr	Fr=0.3645	Fr=3554	Mr=5.682	Mr=52320

表 2 - 4 Dマトリックスの比較

	$D_{11}^P$	$D_{22}^P$	$D_{11}^B$	$D_{22}^B$
算式 D	6.560	$8.363 \times 10^4$	483.0	$6.156 \times 10^6$
数値実験 D'	5.026	$8.592 \times 10^4$	470.1	$5.973 \times 10^6$
D/D'	1.30	0.97	1.03	1.03

表 2 - 5 反力, 反モーメントの比較

	$F_{rx}$	$F_{ry}$	$M_{ry}$	$M_{rx}$
数値実験(1) $F_r$	0.2513	3652.	5.53	70269
数値実験(2) $F_r'$	0.3645	3554.	5.68	52320
$F_r'/F_r$	1.45	0.97	1.03	0.74

ることから, 同一境界条件であるといえる。

$$\frac{\text{算式から求めた剛性 } D_{11}^P}{\text{数値実験より求められた剛性 } D_{11}^{P'}} = \frac{\text{数値実験(2)での反力 } F_r'}{\text{数値実験(1)での反力 } F_r}$$

$D_{22}^P$ ,  $D_{11}^B$  の検証に関する  $F_{ry}$  と  $M_{ry}$  については, 反力, 反モーメントに良い一致がみられるので同一境界条件であるといえる。最後に  $D_{22}^B$  の検証に関する  $M_{rx}$  についての反力の相異は x 方向の曲げに

対し、異方性板モデルを1要素にて考えているためであり要素数を増せば表2-5の比0.74は1に近くなる性質のものである。

以上によりペローズの異方性板へのモデル化は実用化できると判断される。

## 2. ズーミング解法の検証

本節では軸対称ペローズを例にとり図2-4の手順に従って試験解析を行いペローズのズーミング解析の検証を行った例を示す。

まず全体解析として両端が完全拘束された5ピッチを有する軸対称ペローズを考える。そしてその軸対称ペローズが外圧(10kg/mm<sup>2</sup>)を受けた状態について

- (1) 軸対称解析プログラムによる2次元解析
- (2) ペローズを直交異方性板としてモデル化した3次元解析

を行った。各解析モデルについては図2-7、ペローズの形状および物理定数については図2-8に示す。この軸対称モデルと3次元異方性板モデルの両者による計算結果の比較を行う。

図2-9、図2-10に半径方向変位と要素内接線方向応力を示す。値としては大略一致していると考えられる。

次にズーミング解法による局部応力解析を前記全体解析の結果を用いて行う。局部解析モデルは図2-11に示す様に設定し、そのメッシュ図を図2-12に示す。ここで境界条件として3次元異方性板による全体解析で得られた節点変位(表2-6)を強制変位(表2-7)として与える。荷重条件は全体解析と同じ外圧10kg/mm<sup>2</sup>である。

以下図2-13、図2-14、図2-15にズーミング解法による局部解析結果を示すと共に軸対称解析との比較を行った。結果としては軸対称解析と異方性板による全体解析結果を用いたズーミング解析は非常によい一致を見ることができた。

以上はペローズの直交異方性板へのモデル化が有効であることを示しているが、本数値実験は軸対称モデルであるという制限があり、検証の一例にすぎない。したがって、完全な3次元挙動に対する総合的検証は、小型モデル試験の検証(第3章)により行った。

一方、局部をズーミングして解析する手法は、その境界条件に依存する度合いがきわめて強く、妥当なズーミングを行うには、熟練したモデル設定技術が必要であることがわれわれの経験から判明している。したがって注目箇所が多い場合、ズーミング解法を使用することは設計ベースの計算を進める

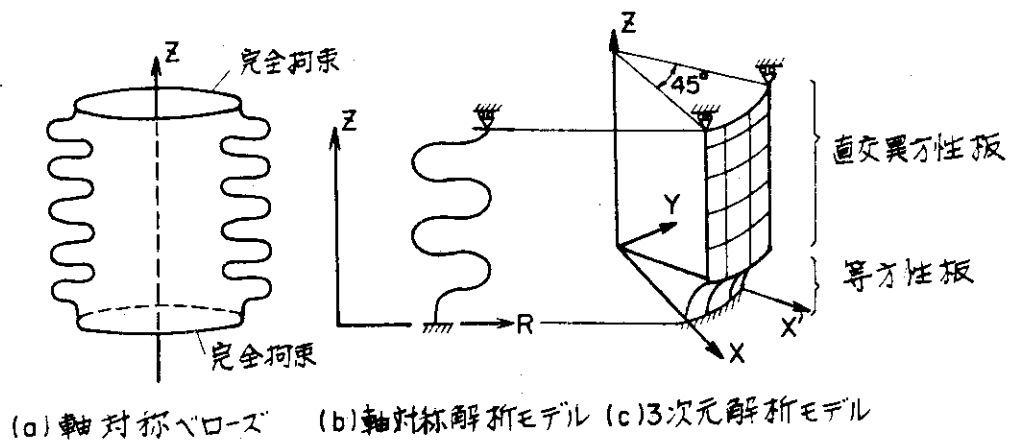


図2-7 ズーミング解法の解析モデル



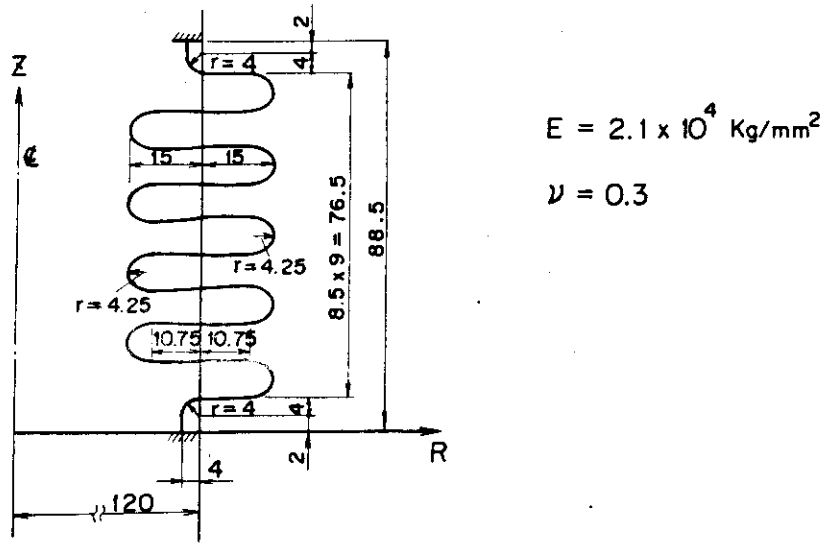


図 2 - 8 軸対称ベローズ形状および物理定数

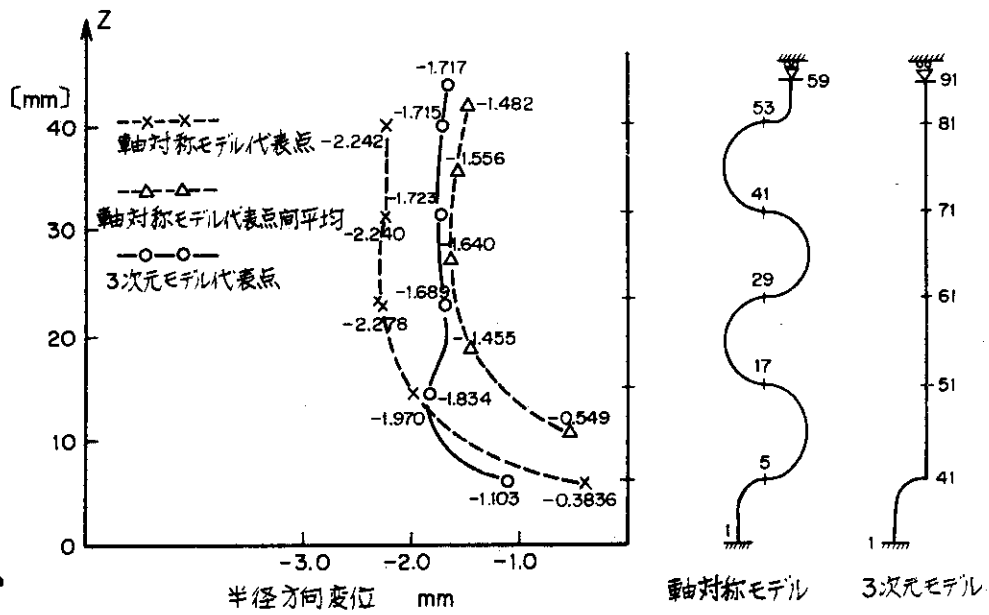


図 2 - 9 変位比較図

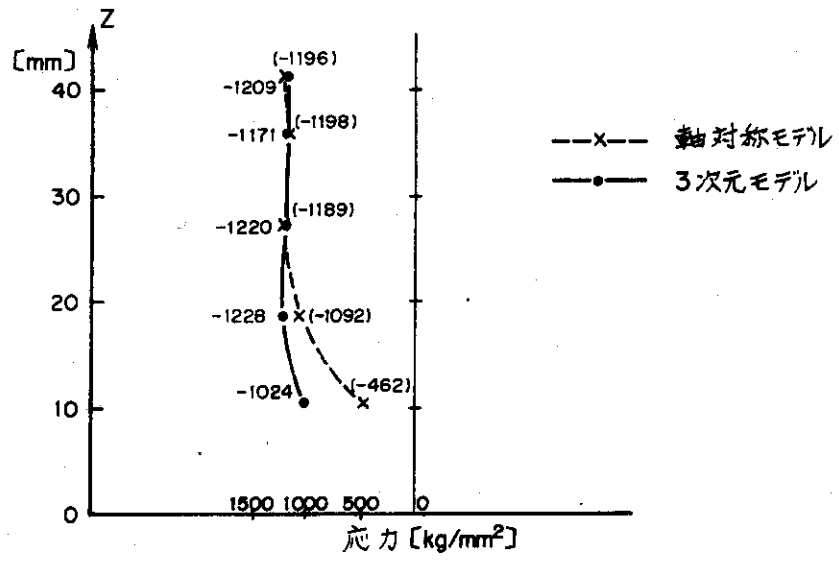


図 2 - 10 接線方向応力比較図

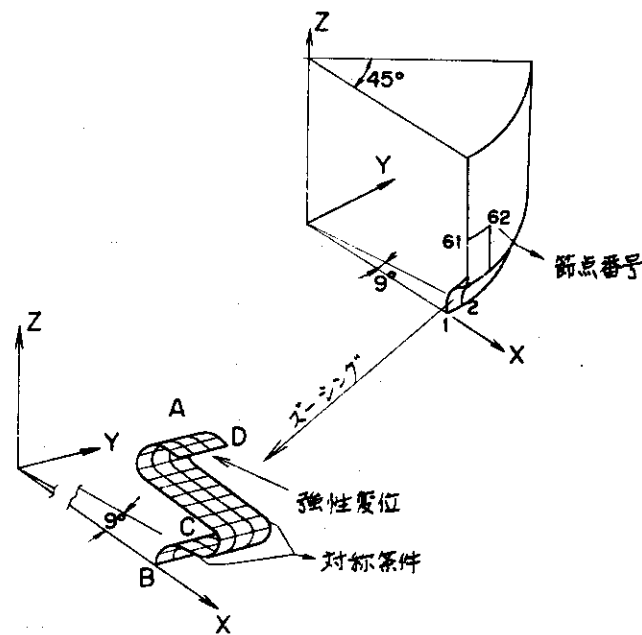


図 2 - 11 ズーミングモデルの設定

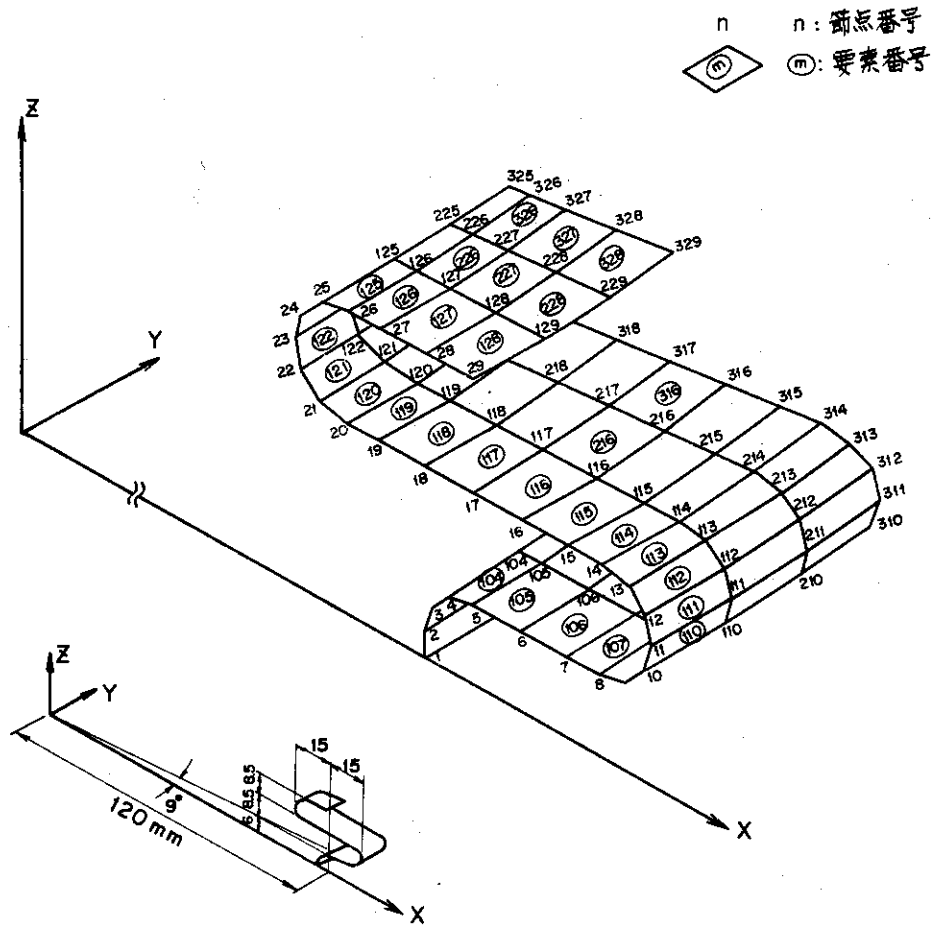


図 2-12 メッシュ図 (ズームング解析)

表 2-6 節点変位 (全体解析)

変位方向	節点番号	61	62
X 方向変位	mm	-1.689	-1.689
Y " "	" "	0.	$-0.6259 \times 10^{-5}$
Z " "	" "	0.5351	0.5351
X 軸まわり回転角	rad	0.	$0.5748 \times 10^{-6}$
Y " "	" "	-0.01085	-0.01085
Z " "	" "	0.	$-0.1788 \times 10^{-6}$

表 2-7 強制変位 (ズームングモデル)

変位方向	節点番号	29	129	229	329
X 軸方向	mm	-1.689	-1.689	-1.689	-1.689
Y " "	" "	0.	0.	0.	0.
Z " "	" "	0.5351	0.5351	0.5351	0.5351
X 軸まわり回転角	rad	0.	0.	0.	0.
Y " "	" "	-0.01085	-0.01085	-0.01085	-0.01085
Z " "	" "	0.	0.	0.	0.

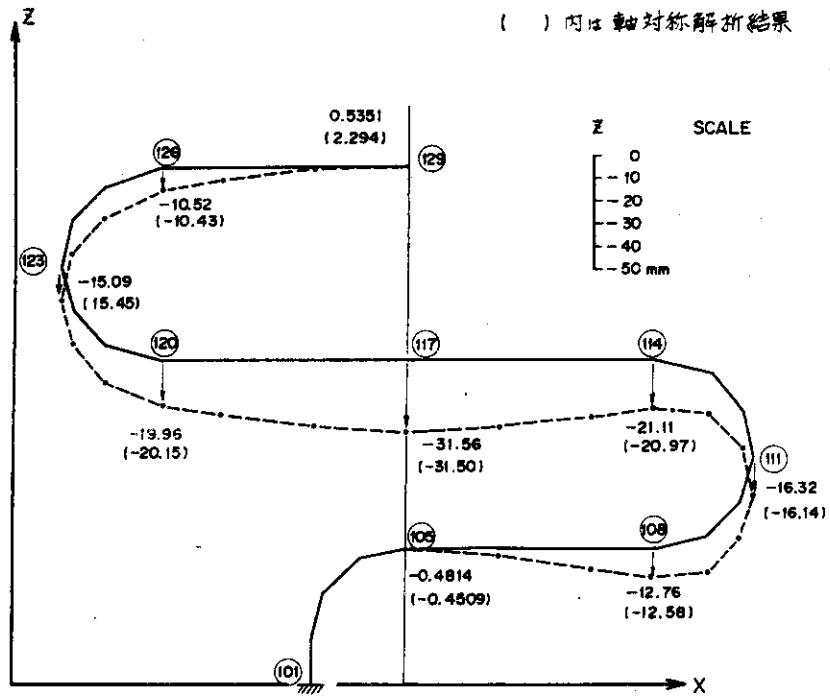


図 2-13 Z 方向変位図

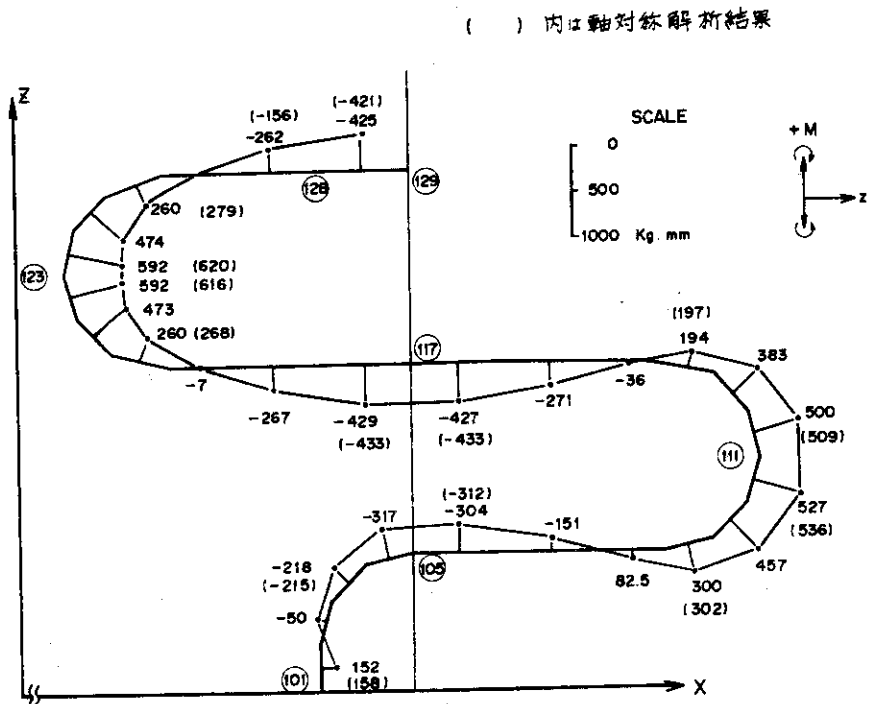


図 2-14 接線軸まわりのモーメント

( )内は軸対称解析結果

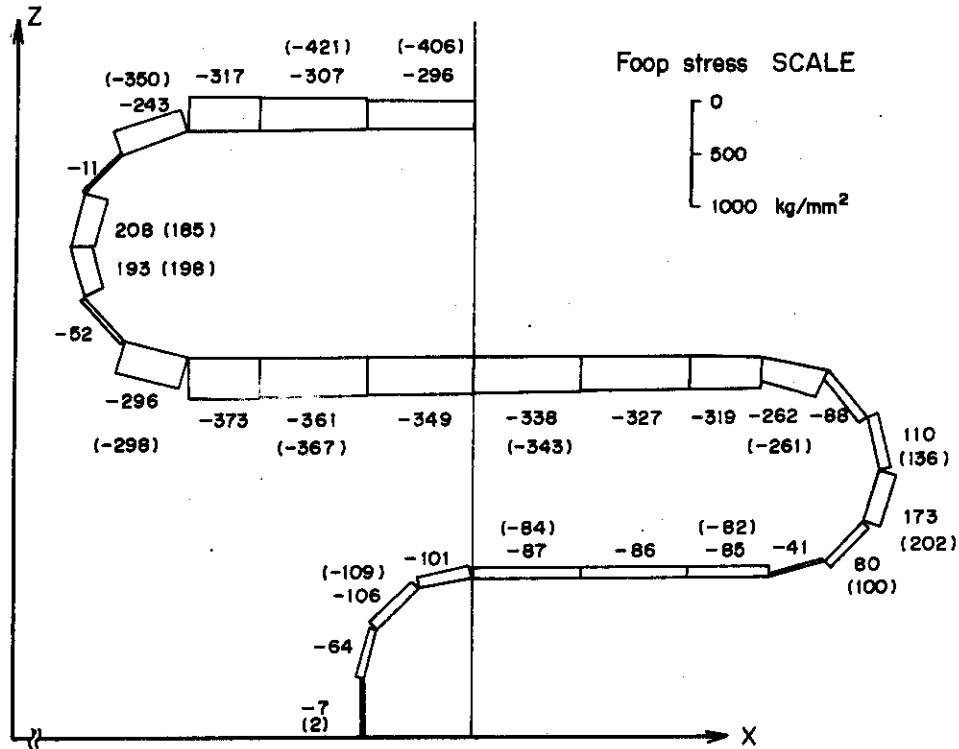


図 2 - 15 接線方向応力図

には経済的にも不利な方法であると考えられる。したがってベローズの山、谷、腹の応力のみ注目するならば、第 2.1.2 節で述べた応力変換手法が有効である。

## 2.2 簡易応力算出式

第 2.1 節の詳細解析法により複雑なベローズ構造を計算することができるようになった。しかし設計を進めるにあたり、また設計変更の際設計パラメータと応力の関係を示す簡易式があれば詳細計算を行わなくても全体を把握することができる。以下は種々の外荷重に対して生じる応力を物理的に解釈し特に最大発生応力を算出する式をまとめたものである。

### 2.2.1 外圧による応力

外圧が作用する場合特に注目する場所はベローズ中央部と最大応力の発生する継手部である。

#### 1. ベローズ中央部応力と変位

ベローズは十分に長いと仮定しベローズ中央部は固定端の影響がないと考える(これは 1 次応力として考えるかぎり安全側である)。図 2-16 においてベローズに生じる応力  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  (せん断応力は無視する)のうち、ここでは  $\sigma_2$  について述べる ( $\sigma_1$  は第 2.1.2 節の要領で容易に算出可能)。また  $\sigma_2$  は曲げモーメント  $M$  と張力  $T$  によって生じるが、非円形断面の場合  $M$  が支配的である。仮に  $T$  が支配的であっても  $T$  による膜応力の算出は容易であるのでここでは  $M$  について考察する。

この  $M$  のみを注目すればベローズ半ピッチについて同じ断面をもつ曲り梁の外圧によるたわみ問題

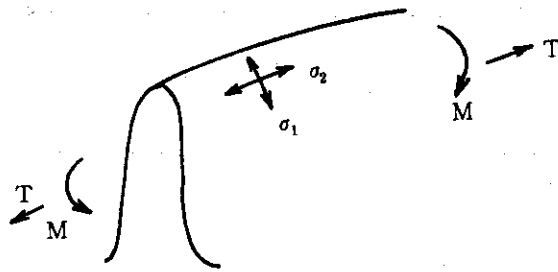


図 2-16 ベローズ中央部

として解けばよい。(上下対称を考慮した上半分)

図 2-17 に示すベローズ中央部ポロイダル断面において座標を図の様にとり便宜上 C 点を固定とする。Q 点に外力 F とモーメント  $M_0$  が作用したとすると任意の点  $p(x, y)$  に生じる曲げモーメント M は次式から求められる。

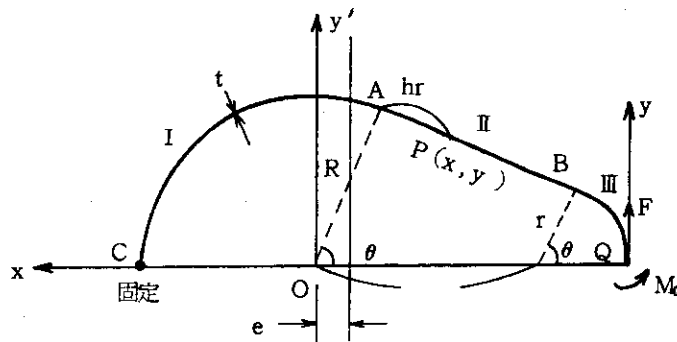


図 2-17 ベローズ断面座標

$$M = M_0 - \frac{p}{2} (x^2 + y^2) + F \cdot x \quad (20)$$

ここで、 $M_0$  と F はカスチリアーノの定理から次のように与えられる。

$$M_0 = \frac{p}{2} \frac{(I_{x2} + I_{y2}) I_{x2} - I_{x1} \cdot I_{xy}}{A_0 \cdot I_{x2} - (I_{x1})^2} \quad (21)$$

$$F = \frac{p}{2} \frac{A_0 I_{xy} - I_{x1} (I_{x2} + I_{y2})}{A_0 \cdot I_{x2} - (I_{x1})^2} \quad (22)$$

なお、各記号は次式より成る。

$$A_0 = r \theta + L \cdot \sin \theta + R (\pi - \theta) \quad (23)$$

$$I_{x1} = rL\theta + (r^2 - R^2)\sin\theta + \frac{(L+r\sin\theta)^2 - R^2\cos^2\theta}{2\sin\theta} \quad (24)$$

$$I_{x2} = I_1 + I_2 + I_3 (L+r-e)^2 \cdot A_0 \quad (25)$$

$$\left. \begin{aligned} I_1 &= R \left\{ e^2(\pi - \theta) + 2eR\sin\theta + \frac{R^2}{2}(\pi - \theta) - \frac{R^2}{4}\sin 2\theta \right\} \\ I_2 &= \left\{ (L+r\cos\theta - e)^3 - (R\cos\theta - e)^3 \right\} / 3\sin\theta \\ I_3 &= r \left\{ (L-e)^2\theta + 2(L-e)r\sin\theta + r^2\frac{\theta}{2} - \frac{r^2}{4}\sin 2\theta \right\} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

$$e = \frac{I_{x1}}{A_0} \quad (27)$$

$$I_{y2} = \pi R^3 + (R^3 - r^3) \left( \frac{1}{2}\sin 2\theta - \theta \right) + L\sin^3\theta (2r^2 + 2rL\cos\theta + \frac{2}{3}L^2\cos^2\theta) \quad (28)$$

$$I_{xy} = r^4 \left( 3\theta - 4\sin\theta + \frac{1}{2}\sin 2\theta \right) + \left( A_{xy} - \frac{A_y}{4}\tan\theta \right) / 3\cos\theta \quad (29)$$

$$\begin{aligned} &+ A_x / 4\sin\theta - \frac{1}{2}R^3(L+r)\sin 2\theta + R(L+r) \left\{ (L+r)^2 + 2R^2 \right\} \\ &\times (\pi - \theta) + R^2 \left\{ 3(r+L)^2 + R^2 \right\} \sin\theta \end{aligned} \quad (30)$$

$$\left. \begin{aligned} A_x &= \left\{ r(1 - \cos\theta) + L\sin\theta \right\}^4 - r^4(1 - \cos\theta)^4 \\ A_y &= \left\{ r\sin\theta + L\sin\theta \cdot \cos\theta \right\}^4 - r^4\sin^4\theta \\ A_{xy} &= \left\{ r(1 - \cos\theta) + L\sin^2\theta \right\} \left\{ r\sin\theta + L\sin\theta \cdot \cos\theta \right\} \\ &\quad - r^2\sin\theta(1 - \cos\theta) \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

以上によりMが求めれば、モーメントによるペローズの応力は次式より求められる。

$$\sigma_2 = \mp \frac{bh}{I} M \quad (-は山, +は谷) \quad (32)$$

ここで, b, h, I は第2.1節で定義された記号である。

一方変位は次のように計算できる。図2-17のA点に作用する力 $F_{Ax}$ ,  $F_{Ay}$ ,  $M_A$ は

$$\left. \begin{aligned} F_{Ax} &= -pR\sin\theta \\ F_{Ay} &= F - p(L+r - R\cos\theta) \\ M_A &= -\frac{p}{2} \left\{ R^2\sin^2\theta + (L+r - R\cos\theta)^2 \right\} + F(L+r - R\cos\theta) + M_0 \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

であり, A点の変位 $\delta x_A$ ,  $\delta y_A$ ,  $\delta\theta_A$ は

$$\begin{aligned}
\delta x_A = & -\frac{M_A R^2}{D} \{ (\pi - \theta) \sin \theta - \cos - 1 \} \\
& + \frac{F_{Ay} R^3}{D} \left\{ \frac{1}{4} + \frac{3}{4} \cos \theta - \frac{1}{2} (\pi - \theta) \sin 2\theta + \cos \theta \right\} \\
& + \frac{F_{Ax} R^3}{D} \left\{ (\pi - \theta) - \frac{3}{4} \sin 2\theta - \frac{1}{2} (\pi - \theta) \cos \theta - 2 \sin \theta \right\} \\
& - \frac{p R^4}{2D} \{ 3 + 2 \cos \theta - \cos 2\theta - 3 (\pi - \theta) \sin 2\theta \}
\end{aligned} \tag{34}$$

$$\begin{aligned}
\delta y_A = & \frac{M_A R^2}{D} \{ \sin \theta + (\pi - \theta) \cos \theta \} \\
& + \frac{F_{Ay} R^3}{D} \left\{ (\pi - \theta) + \frac{3}{4} \sin \theta + \frac{1}{2} (\pi - \theta) \cos 2\theta \right\} \\
& + \frac{F_{Ax} R^3}{D} \left\{ \frac{1}{4} + \frac{3}{4} \cos 2\theta - \frac{1}{2} (\pi - \theta) \sin 2\theta + \cos \theta \right\} \\
& - \frac{p R^4}{2D} \{ \sin \theta - \sin 2\theta + 3 (\pi - \theta) \cos \theta \}
\end{aligned} \tag{35}$$

$$\begin{aligned}
\delta \theta_A = & -\frac{M_A R}{D} (\pi - \theta) \\
& - \frac{F_{Ay} R^2}{D} \{ (\pi - \theta) \cos \theta + \sin \theta \} \\
& + \frac{F_{Ax} R^2}{D} \{ (\pi - \theta) \sin \theta - \cos - 1 \} \\
& + \frac{p R^3}{D} \{ (\pi - \theta) - \sin \theta \}
\end{aligned} \tag{36}$$

である。

したがってAからhの点pの変位 $\delta x$ ,  $\delta y$ は

$$\delta x = \delta x_A + (h \delta \theta_A + u) \cos \theta \tag{37}$$

$$\delta y = \delta y_A + (h \delta \theta_A + u) \sin \theta \tag{38}$$

となり、各記号は次式より成る。

$$\begin{aligned}
u = & \frac{M_B}{2D} h^2 + \frac{1}{6D} (F_{By} \sin \theta + F_{Bx} \cos \theta) h^2 (3L \sin \theta - h) \\
& - \frac{p}{24D} h^2 (6L^2 \sin^2 \theta - 4L \sin \theta h + h^2)
\end{aligned} \tag{39}$$



$$\left. \begin{aligned} F_{Bx} &= -pr \sin \theta \\ F_{By} &= F - pr(1 - \cos \theta) \\ M_B &= -\frac{p}{2} r^2 \sin^2 \theta - \frac{p}{2} (1 - \cos \theta)^2 + Fr(1 - \cos \theta) + M_0 \end{aligned} \right\} (40)$$

以上によりベローズ中央部のポロイダル断面ストレート部(図2-17のII)の応力とたわみが大略把握できる。

2. ベローズ継手部応力

ベローズ継手部に生ずる応力は厚肉リングの剛性とベローズの剛性の違いによる変位差から生じる曲げ応力が最大の問題である。この問題は図2-18のような弾性床上モデルで良い近似を得ることができる。

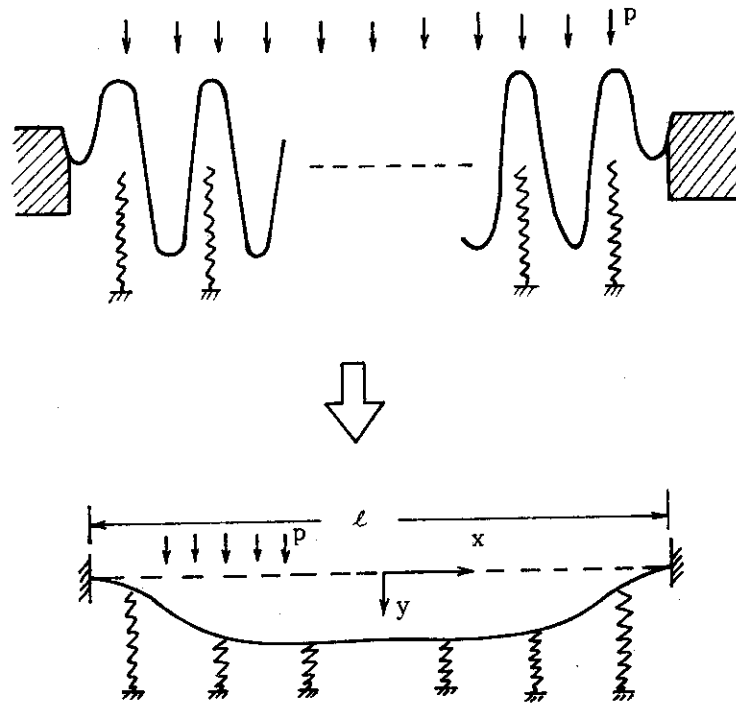


図2-18 ベローズの弾性床上モデル

ベローズの曲げ剛性(D)と等価な剛性をもつ板が分布バネ定数kの床上で分布荷重pを受ける場合のたわみ方程式はy方向変位をyとすれば

$$D \frac{d^4 y}{dx^4} + ky = p \quad (41)$$

となる。これを両端固定として解くと

$$y = A \cosh\left(\frac{\alpha}{\sqrt{2}}x\right) \cos\left(\frac{\alpha}{\sqrt{2}}x\right) + B \sinh\left(\frac{h}{\sqrt{2}}x\right) \sin\left(\frac{\alpha}{\sqrt{2}}x\right) + \frac{p}{k} \quad (42)$$

となる。ここに

$$\alpha = \left(\frac{k}{D}\right)^{1/4} \quad (43)$$

$$D = \frac{b t^3 E}{12 b_w (1 - \nu^2)} \quad (44)$$

$$A = -\frac{p}{k} \frac{\sinh \beta \cos \beta + \cosh \beta \sin \beta}{\sinh \beta \cosh \beta + \sin \beta \cos \beta} \quad (45)$$

$$B = -\frac{p}{k} \frac{\cosh \beta \sin \beta - \sinh \beta \cos \beta}{\sinh \beta \cosh \beta + \sin \beta \cos \beta} \quad (46)$$

$$\beta = \frac{\alpha l}{2\sqrt{2}} \quad (47)$$

したがって任意の点でのモーメントMは次の様にもとまる。

$$M = D \frac{d^2 y}{dx^2} = -D \alpha^2 A \sinh\left(\frac{\alpha}{\sqrt{2}}x\right) \sin\left(\frac{\alpha}{\sqrt{2}}x\right) + D \alpha^2 B \cosh\left(\frac{\alpha}{\sqrt{2}}x\right) \cos\left(\frac{\alpha}{\sqrt{2}}x\right) \quad (48)$$

このモーメントから外圧pによるベローズの波の進行方向応力は次式から計算される。

$$\text{〔山〕} \quad \sigma_1^\pm = \pm \frac{6}{t^2} M \pm \left\{ \frac{3}{b_w t^2} \left( h^2 b_w - \frac{I}{t} \right) \mp \frac{h}{t} \right\} p \quad (49)$$

$$\text{〔中腹〕} \quad \sigma_1^\pm = \pm \frac{6}{t^2} M \mp \frac{3 I}{b_w t^3} p \quad (50)$$

$$\text{〔谷〕} \quad \sigma_1^\pm = \pm \frac{6}{t^2} M \pm \left\{ \pm \frac{3}{b_w t^2} \left( h^2 b_w - \frac{I}{t} \right) \pm \frac{h}{t} \right\} p \quad (51)$$

以上の式において  $x = \frac{l}{2}$  とおけばベローズ継手部の応力が大略把握できる。(ただし、複雑なせん断応力が作用しない場所に限る)

### 2.2.2 ベローズ伸縮による応力

長さ  $l$  のベローズをトラス軸方向に  $\Delta l$  だけ縮める(伸ばす)とき、その軸方向ひずみ  $\epsilon$  は

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l}$$

で表わされ、マクロ的に見た応力は前述のDマトリックスより

$$\sigma = \frac{bt^3 E \epsilon}{12 I (1 - \nu^2)} \tag{52}$$

となる。したがってベローズの谷(山)に生じる外表面, 内表面応力は

$$\begin{aligned} \sigma_1^\pm &= \left(1 \pm \frac{6h}{t}\right) \frac{bt^3 E \epsilon}{12 I (1 - \nu^2)} \\ &\approx \pm \frac{bt^2 h E}{2 I (1 - \nu^2)} \epsilon \end{aligned} \tag{53}$$

となる。これは熱応力により厚肉リングが膨張しベローズをトーラス方向に圧縮する時の応力に相当する。

### 2.2.3 ベローズせん断曲げによる応力

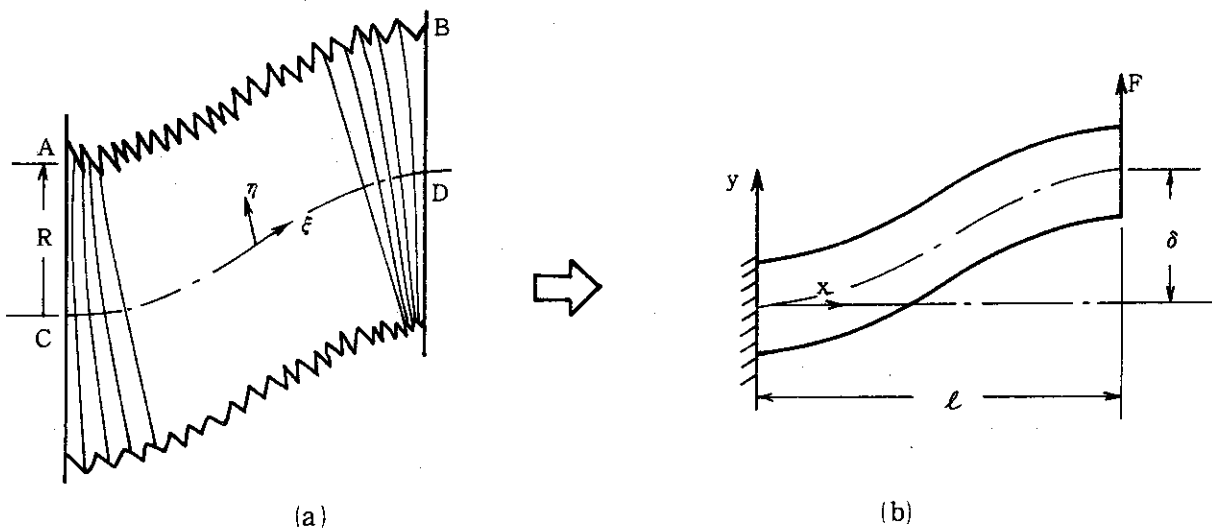


図 2-19 厚肉リング回転のモデル化

厚肉リングのくら形電流による回転力は、図 2-19(a)に示すような変形をベローズに与え、A点で圧縮、B点で引張、C、D点ではせん断応力を発生させる。図 2-19(a)の如きベローズのせん断曲げは図(b)のような梁のせん断曲げモデルと類似している。

梁の曲げ剛性をDとするとき梁の中立軸のたわみyは

$$y = -\frac{F}{6D}x^3 + \frac{F\ell}{4D}x^2 + \frac{\kappa F}{AG}x \quad (54)$$

となり、 $x = \ell$ で $y = \delta$ より外力 $F$ は

$$F = \delta / \left( \frac{\ell^3}{12D} + \frac{\kappa \ell}{AG} \right) \quad (55)$$

となる。ここで $G$ はせん断剛性、 $A$ は梁の断面積、 $\kappa$ は平均せん断応力と最大せん断応力の比で

$$\kappa = \tau_{\max} / \tau_{\text{mean}} \quad (56)$$

である。せん断応力 $\tau$ は $C$ 、 $D$ で最大であり、 $A$ 、 $B$ で0になるが、 $\eta$ 方向に次の分布をすると仮定する。

$$\tau = \tau_{\max} \left( 1 - \frac{\eta^2}{R^2} \right) = \frac{\kappa F}{A} \left( 1 - \frac{\eta^2}{R^2} \right) \quad (57)$$

これにより $\eta = R$ 上のひずみ $\epsilon$ は

$$\epsilon = \left( \frac{FR}{2D} + \frac{4\kappa FR}{3AG\ell^2} \right) (2x - \ell) \quad (58)$$

よって、 $\eta = R$ 上のペローズの山(谷)に生じるモーメントと応力は

$$M = \frac{ht}{I} \frac{bEt^3}{12(1-\nu^2)} \epsilon \quad (59)$$

$$\sigma = \frac{6}{t^2} M = \frac{Et^2hb}{2I(1-\nu^2)} \epsilon \quad (60)$$

特に $A$ 、 $B$ 点でこの応力は最大となり次式の様になる。

$$\sigma_{\max} = \frac{Et^2hb}{2I(1-\nu^2)} \left( \frac{FR\ell}{2D} + \frac{4xFR}{3AG\ell} \right) \quad (61)$$

なお、 $R$ 、 $\kappa$ 、 $A$ 、 $D$ はペローズの断面形状によって決まる値である。以下に卵型断面ペローズの場合についてその値を算出する式を示す。

図2-17の座標系において、 $R$ 、 $r$ 、 $L$ 、 $\theta$ の間には次の関係が成立する必要がある。

$$R - r - L \cos \theta = 0 \quad (62)$$

断面積 $A$ は次式より与えられる

$$A = 2 \{ r\theta + R(\pi - \theta) + L \sin \theta \} t \quad (63)$$

$x$ 軸回りの断面2次モーメントは式(28)の $I_{y_2}$ であり、 $x = e$ 軸まわりの断面2次モーメントは

$$I_x = 2t ( I_1 + I_2 + I_3 ) \quad (64)$$

である。ここで  $I_1, I_2, I_3$  は式(26)で表わされている。

したがって

1. 変位  $\delta$  が y 方向の場合

$$R = R$$

$$D = \frac{bt^3}{12I} E I_{y2}$$

$$\kappa = \kappa$$

2. 変位  $\delta$  が x 方向の場合

$$R = L + r - e$$

$$D = \frac{bt^3}{12I} E I_x$$

$$\kappa = \kappa_0$$

ここで、 $\kappa_0$  はベローズ両端の厚肉リングの熱膨張差によって生じるせん断応力係数である。

#### 2.2.4 巨視的ベローズのバネ定数

1. ベローズ伸縮バネ定数

式(52)より変位  $\Delta \ell$  を与えるのに必要な力  $F_\ell$  は

$$F_\ell = \sigma A = \frac{bt^3 AE}{12I(1-\nu^2)\ell} \Delta \ell \quad (65)$$

よってベローズ伸縮によるバネ定数  $K_e$  は次式となる。

$$K_e = \frac{bt^3 AE}{12I(1-\nu^2)\ell} \quad (66)$$

2. ベローズせん断バネ定数

式(55)よりベローズのせん断バネ定数  $K_0$  は次式となる。

$$K_0 = \frac{12 DAG}{AG\ell^3 + 12 D \kappa \ell} \quad (67)$$

以上によりベローズの巨視的なバネ定数が算出できる。

### 第3章 小型モデル試験による解析手法の検証

本章は第2章で述べた解析手法の検証を小型モデル試験により行った結果を述べ、第2章の解析手法の妥当性を論ずるものである。解析手法の検証は、小型モデルの実験により実応力と実ひずみを精密に測定し、その結果と第2章にて述べた解析手法を用いて小型モデルを解析した結果を比較することにより行った。

小型モデルとして、JT-60を模擬するため、非円形効果、トーラス効果をもたせるため図3-1に示すようにレーストラック型断面トーラス角付きペローズを製作した。また小型モデルの実験は、図3-2に示す加圧容器内にペローズを固定し(固定後、図3-2のペローズを支える4本の柱は取除く)、図3-3のフローチャートに示すようにペローズの外部から圧力(最高絶対圧7 kg/cm<sup>2</sup>)を加えると同時に、ペローズ内部を真空に引くことによりペローズの変位、およびひずみ量を測定した。

小型モデルの解析計算は、第2章に述べた手法を用いて行った。ペローズの各寸法は実測値を用い、荷重は実験にあわせて4.5気圧として計算した。また要素分割は3次元自動メッシュ分割プログラム<sup>3)</sup>により自動的に行った。

#### 3.1 実験と計算の比較

計算に用いたペローズのポロイダル方向分割図を図3-4に、トロイダル方向分割図を図3-5に示す。

##### 3.1.1 変位

ポロイダル位置節点番号0(内側)、23(フラット部中央)、45(外側)の面外変位を図示したのが図3-6である。内側の継手近傍第1山(図3-6の(a))での値が実験値と計算値でずれている以外は大略よい傾向を見せている。

##### 3.1.2 応力とひずみ

全体解析結果より計算された応力をマイクロな応力に変換し、実験値と比較した。なお応力のひずみへの変換は次式によって行った。

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_p &= \frac{1}{E} (\sigma_p - \nu \sigma_t) \\ \epsilon_t &= \frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_p) \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

$\sigma_p$   $\epsilon_p$  : ポロイダル方向の応力とひずみ

$\sigma_t$   $\epsilon_t$  : トロイダル方向(ペローズ波の進行方向)の応力とひずみ

##### 1. 継手近傍 $\sigma_t$ 分布

外表面 $\sigma_t$ のポロイダル方向の変化の様子を継手部(I)、第1山(III)、その間(II)について表わしたのが図3-7である。この近傍は大部分が曲げ応力でありペローズの内表面では、この値の逆符号に近い値となる。

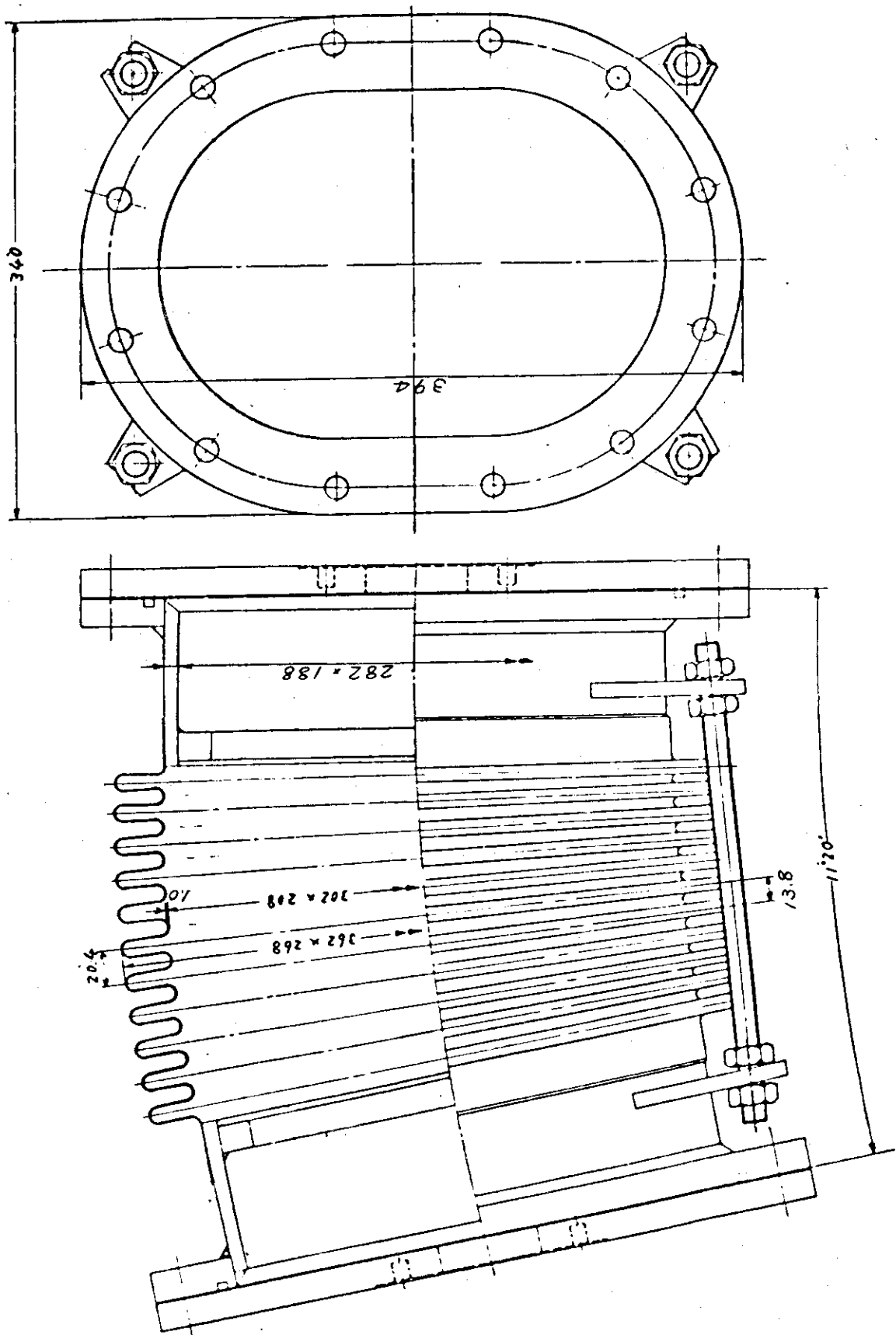


図3-1 小型モデルのペローズ

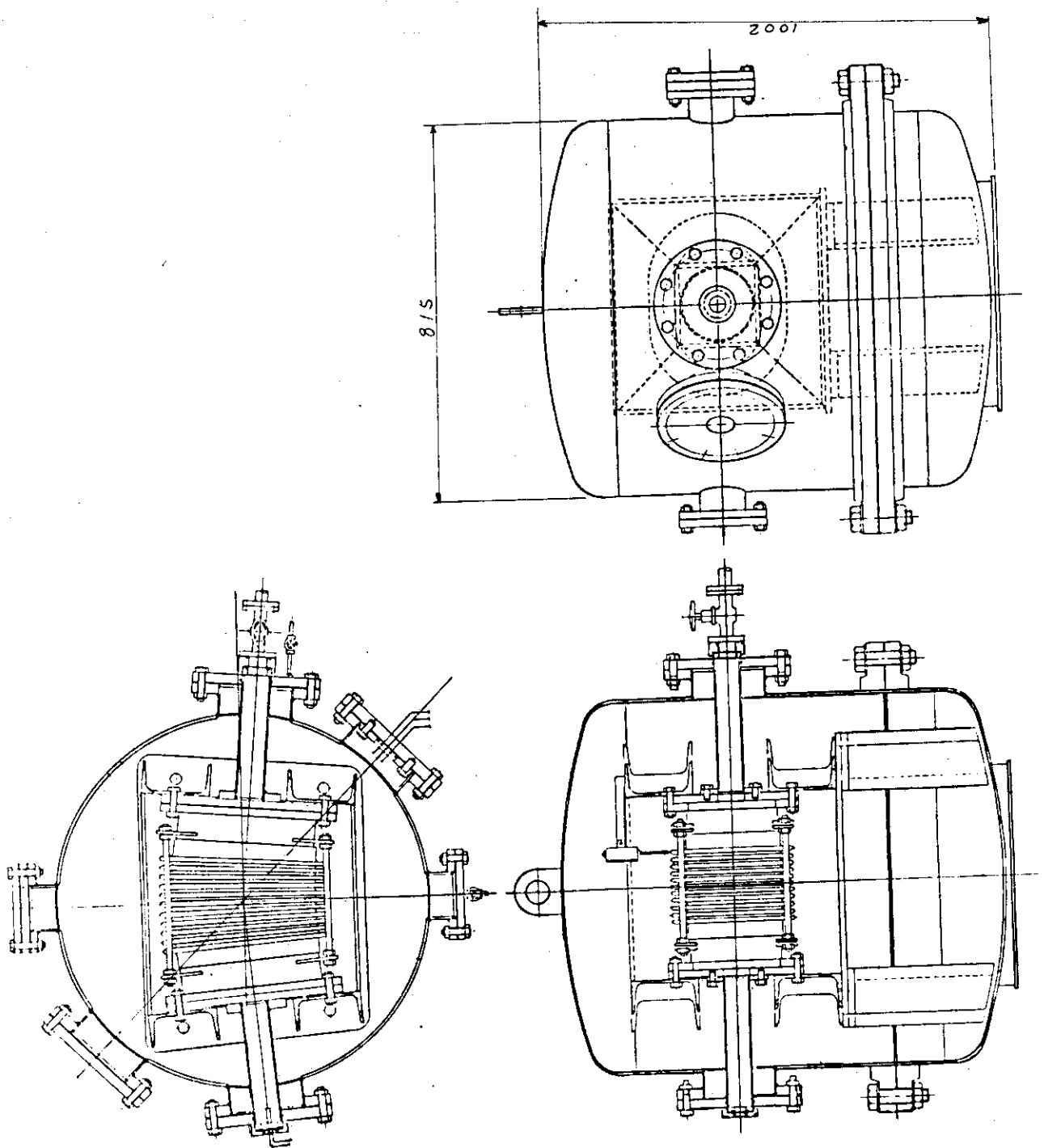


図3-2 小型モデルの実験装置



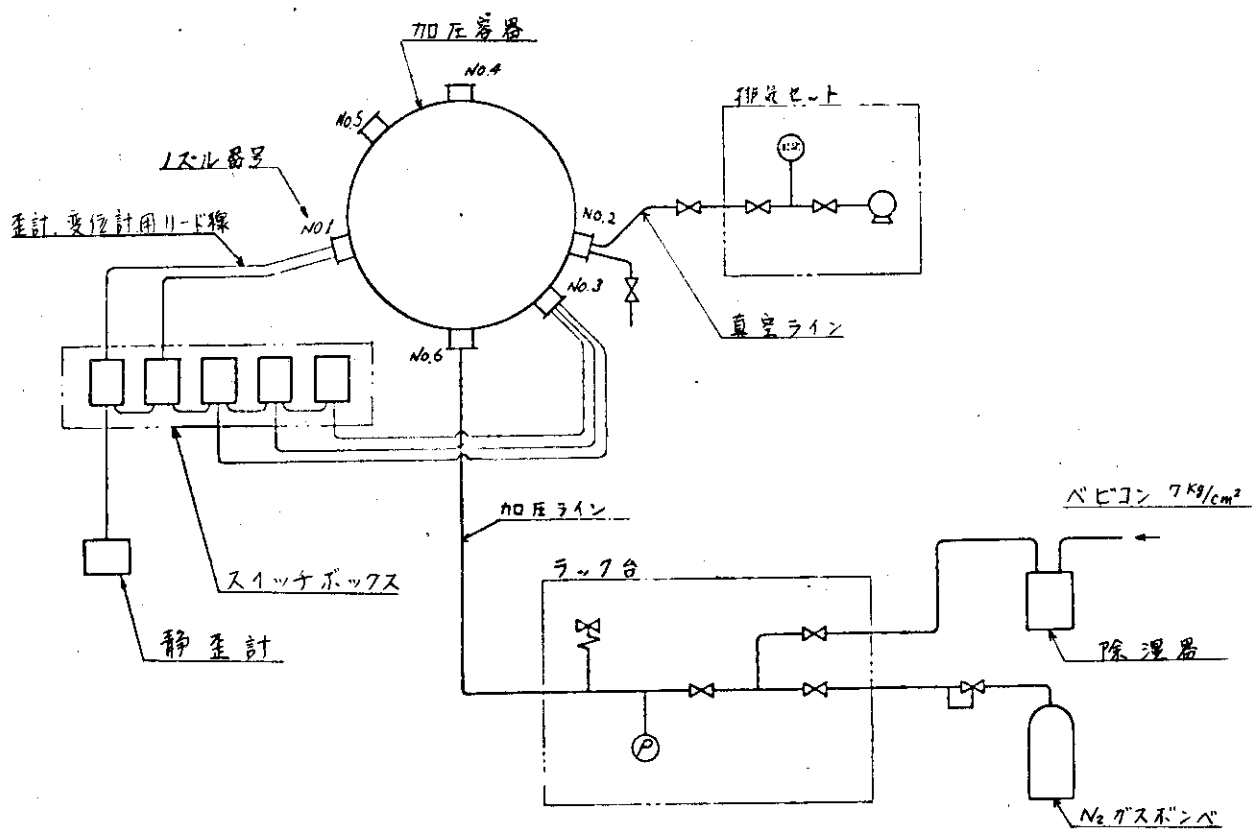


図 3-3 フローチャート

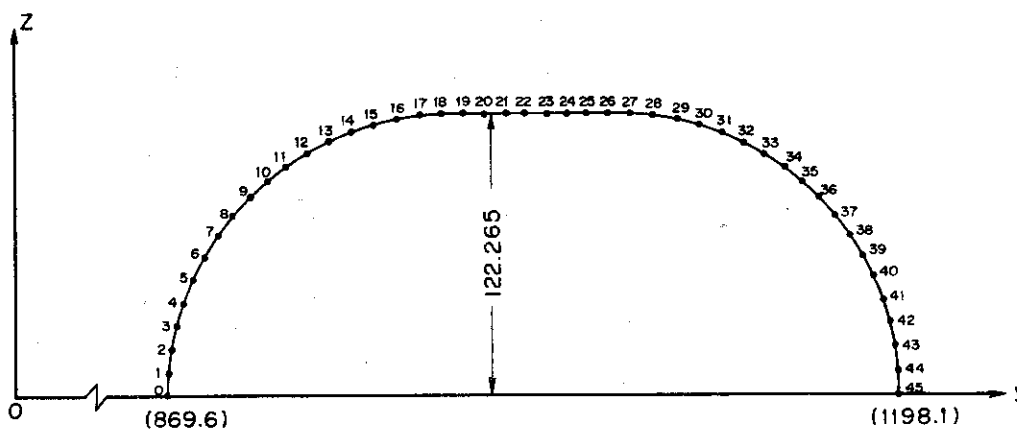


図 3-4 ポロイダル方向メッシュ分割図

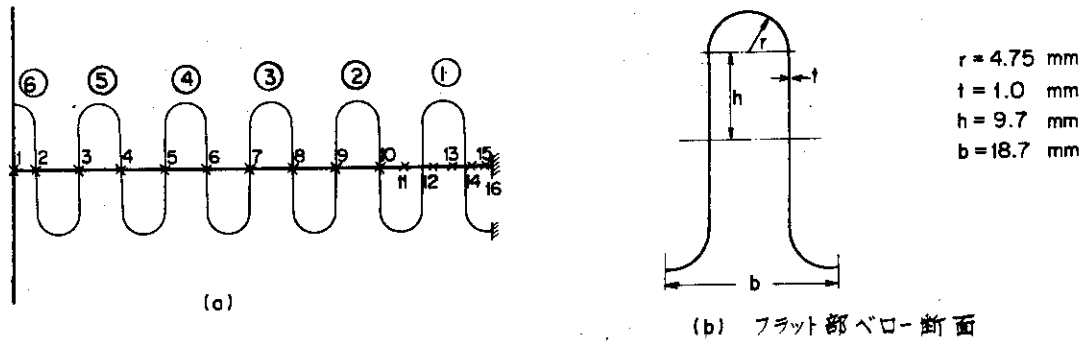


図3-5 トロイダル方向メッシュ分割図

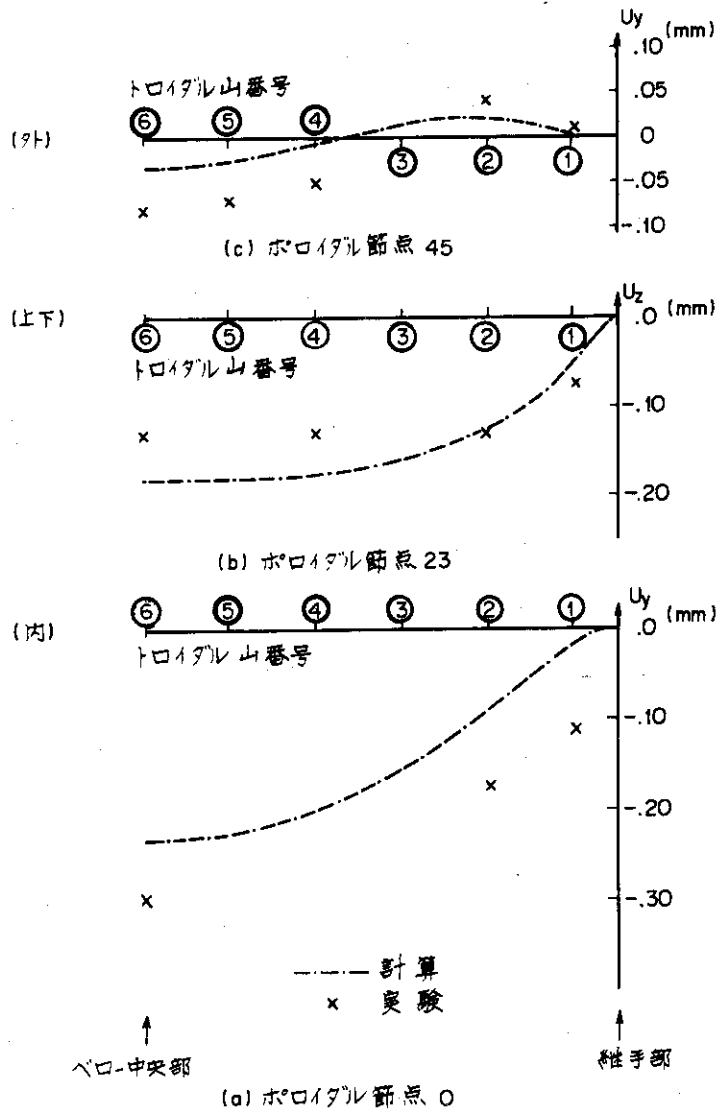


図3-6 面外変位図

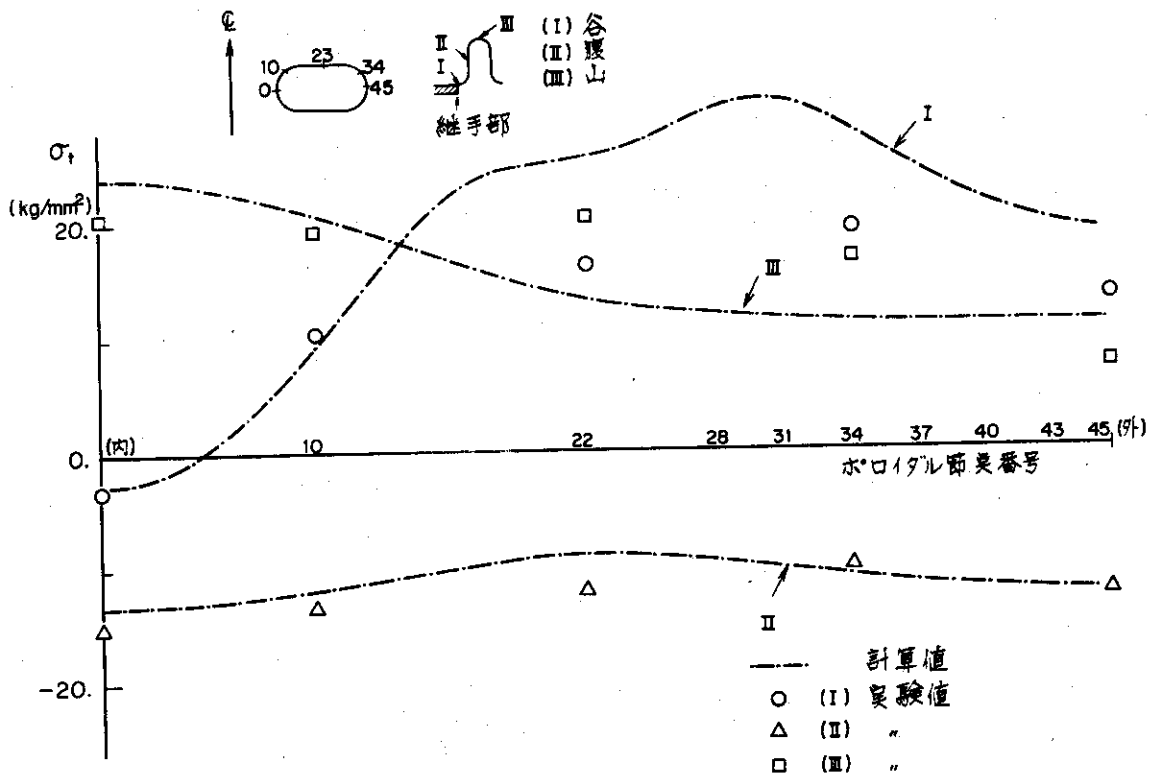


図3-7 継手部のポロイダル方向外表面応力の分布

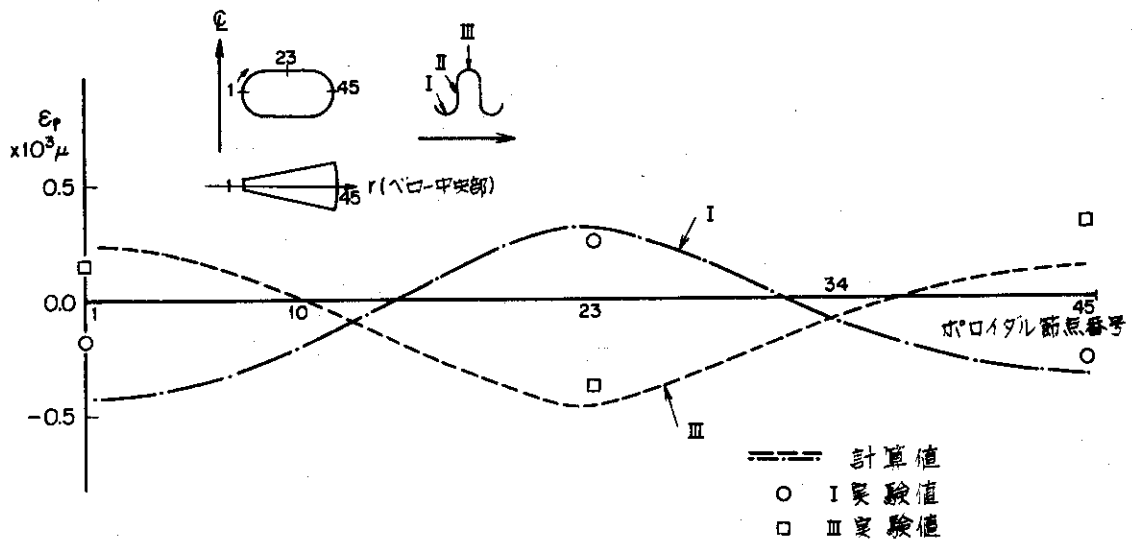


図3-8 ベローズ中央部のポロイダル歪分布

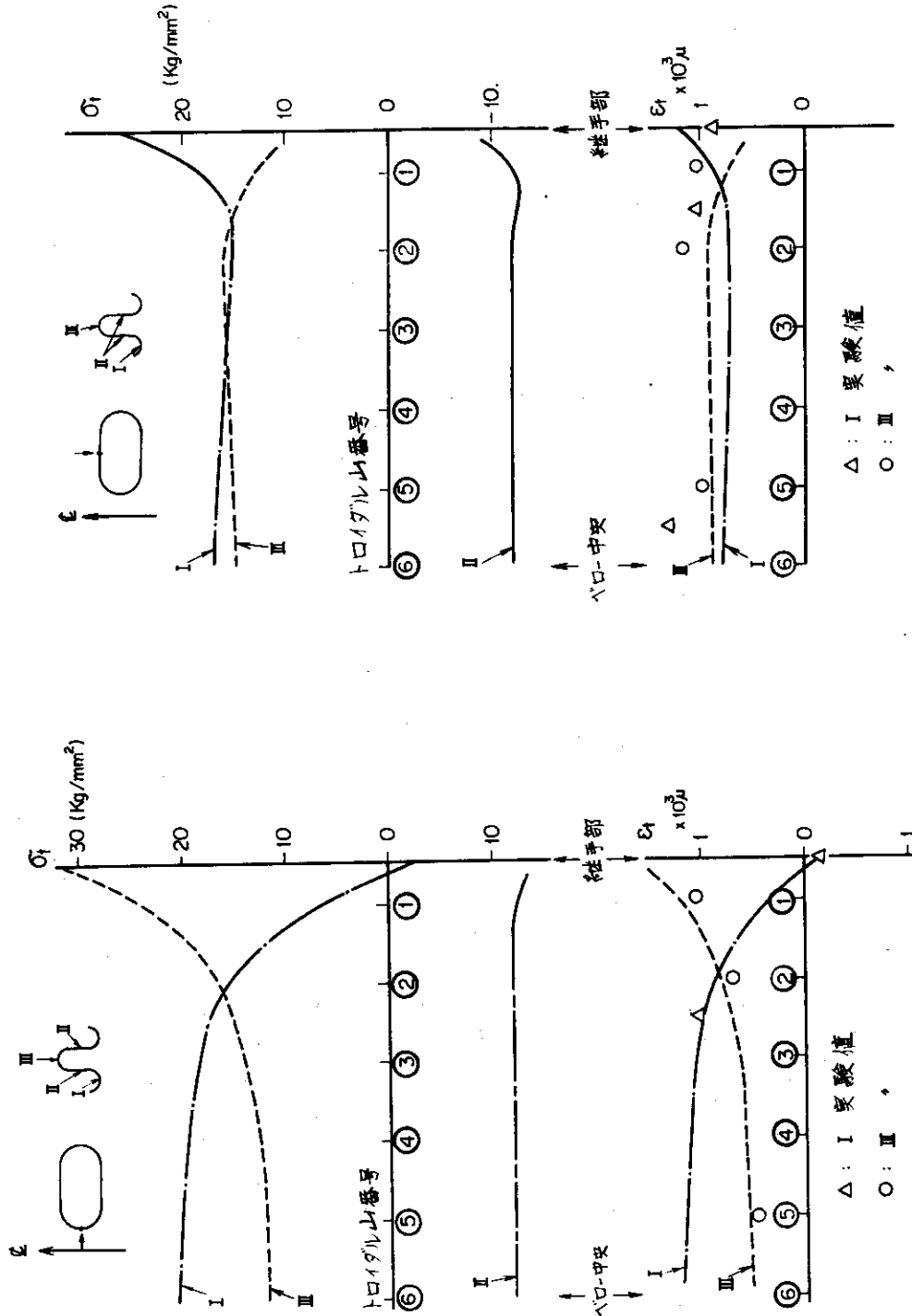


図3-10 トーラス中央部 $\epsilon_t$  ( $\sigma_t$ ) の分布

図3-9 トーラス内側 $\epsilon_t$  ( $\sigma_t$ ) の分布

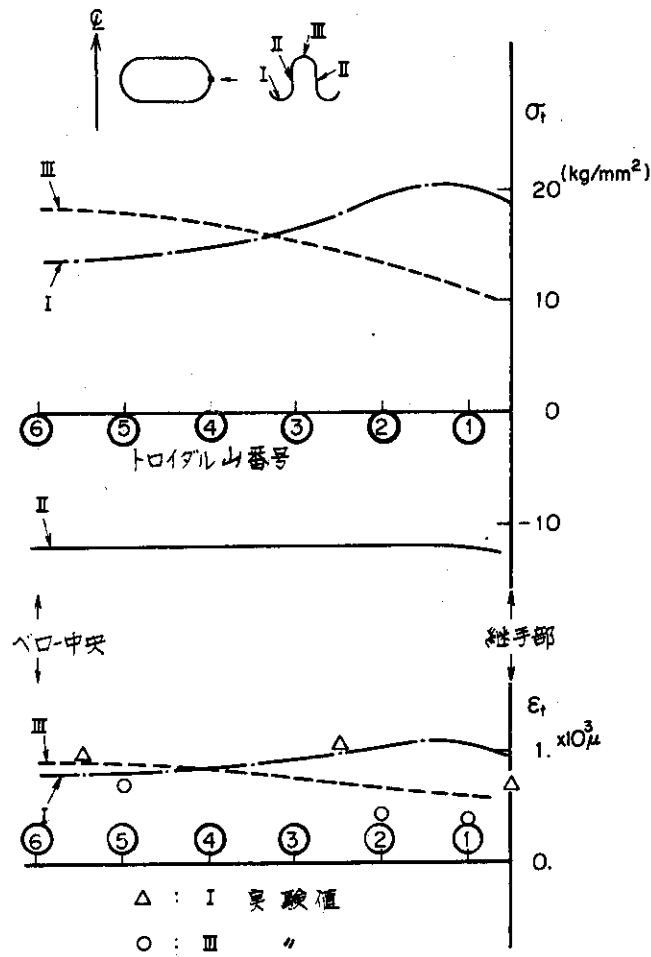


図3-11 トーラス外側  $\epsilon_t$  ( $\sigma_t$ ) の分布

2. ベローズ中央部  $\epsilon_p$  分布

外表面  $\epsilon_p$  のポロイダル方向の変化をベローズ中央部の谷(I)と山(III)について示したのが図3-8である。この値はベローズの内表面でもほぼ同じ値である。

3. トーラス内側の  $\sigma_t$  ( $\epsilon_t$ ) 分布

外表面  $\epsilon_t$  ( $\sigma_t$ ) の谷(I)と山(III)の分布をトーラス方向に図示したのが図3-9である。

4. トーラス中央部の  $\sigma_t$  ( $\epsilon_t$ ) の分布

3と同様の分布をトーラス中央部(ストレート部)について図示したのが図3-10である。

5. トーラス外側の  $\sigma_t$  ( $\epsilon_t$ ) の分布

3と同様の分布をトーラス外側について図示したのが図3-11である。

3.2 検証の考察

以上の結果はベローズの構造の複雑さを考えれば、かなりよい一致を見ており、第2章の解析手法が十分実用的であると結論できる。

ただ実験値と計算値が完全な一致を見なかった原因として以下のことが考えられる。

## 1. 継手部の境界条件

実験モデルと計算モデルとでは、継手部で図3-12のような境界条件の違いがある。

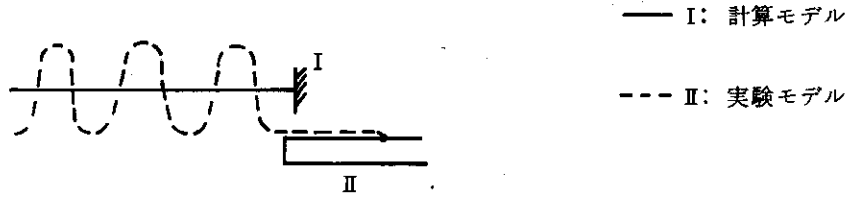


図3-12 境界条件

## 2. ベローズの断面2次モーメント

ベローズの断面2次モーメントは、実験ではトーラス角が付いているため各ポロイダル方向で値が異なっている（約10～15%）が計算では一定値としている。

## 3. その他

実験誤差（4回の測定でのバラツキ、測定ゲージのバラツキ）が数%、さらにベローズの山、谷、中腹にひずみゲージを貼り付ける位置の誤差があると考えられる。

## 第4章 JT-60 ベローズ解析

第2章にて確立したベローズの応力解析法は、第3章にて実用可能であると判断できた。この章ではJT-60のベローズについて継手部も含めて解析した結果と設計への応用に関して述べる。

なお、本解析に用いた計算モデルは真空容器のR&Dの実施前設計段階におけるものが基本となっている。しかし、その後設計が進むにつれて装置全体の仕様変更、関連機器との取り合いなどから現在の真空容器の構造、支持条件などが計算モデルと若干変わっていることを付記する。

### 4.1 解析モデル

計算の対象は6山のベローズとし、 $40^\circ$ と $30^\circ$ セクターの厚肉リングに接続された状態を想定する(図4-1)。厚肉リングの剛性は十分に大きく、剛体変位をするものと仮定する。すなわち、外圧に対しては変形なし、回転に対しては剛体変位、熱膨張は自由膨張とする。(これは、ベローズに生じる2次応力に対し安全側の仮定となる)。ベローズのポロイダル方向のメッシュ分割を図4-2、トロイダル方向のメッシュ分割を図4-3に示す。また荷重条件としては、一様外圧、一様温度上昇、電磁力を考慮した。ただし電磁力のうちベローズに作用するものは直接的には、一様外圧に相当する成分と、厚肉リングの鞍型電流による回転トルクに相当する成分にわけられる。したがって基本的な荷重として次の3種類を考慮した。

- |                           |       |                                     |
|---------------------------|-------|-------------------------------------|
| 1. 一様外圧(大気圧)              | ..... | 1気圧                                 |
| (電磁力)                     | ..... | 0.6気圧                               |
| 2. 熱応力 (ベローズ熱膨張+厚肉リング熱膨張) | ..... | 480°C                               |
| 3. 厚肉リング回転トルク(鞍型電磁力)      | ..... | 厚肉リングを $\frac{5}{7000}$ rad. 回転させる。 |

またベローズの材料定数(インコネル625)は

ヤング率	$1.798 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$	(500°C値)
ポアソン比	0.3086	(500°C値)
線膨張係数	$13.3 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$	(20°Cから500°Cまでの積分平均値)

であり、ベローズの各寸法は図4-3、座標系は図4-1に示す。

以上の解析モデルによりJT-60の応力解析を行う。なお、要素の分割は3次元自動メッシュ分割プログラム<sup>3)</sup>により自動的に行った。

### 4.2 解析結果

#### 4.2.1 一様外圧による応力

一様な外圧、1気圧が作用した場合の変位および応力を示す。

##### 1. ベローズ中央部の応力

ベローズ中央部に働く応力は図4-4のような応力成分をもつ。 $\sigma_2^{(1)}$ ,  $\sigma_2^{(2)}$ ,  $\sigma_2^{(3)}$  は板の外表面と内表面で、ほぼ同じ値となる。一方、 $\sigma_1^{(1)}$ ,  $\sigma_1^{(2)}$ ,  $\sigma_1^{(3)}$  は板の内、外表面で逆符号をもつ応力(主に曲げ応力)である。

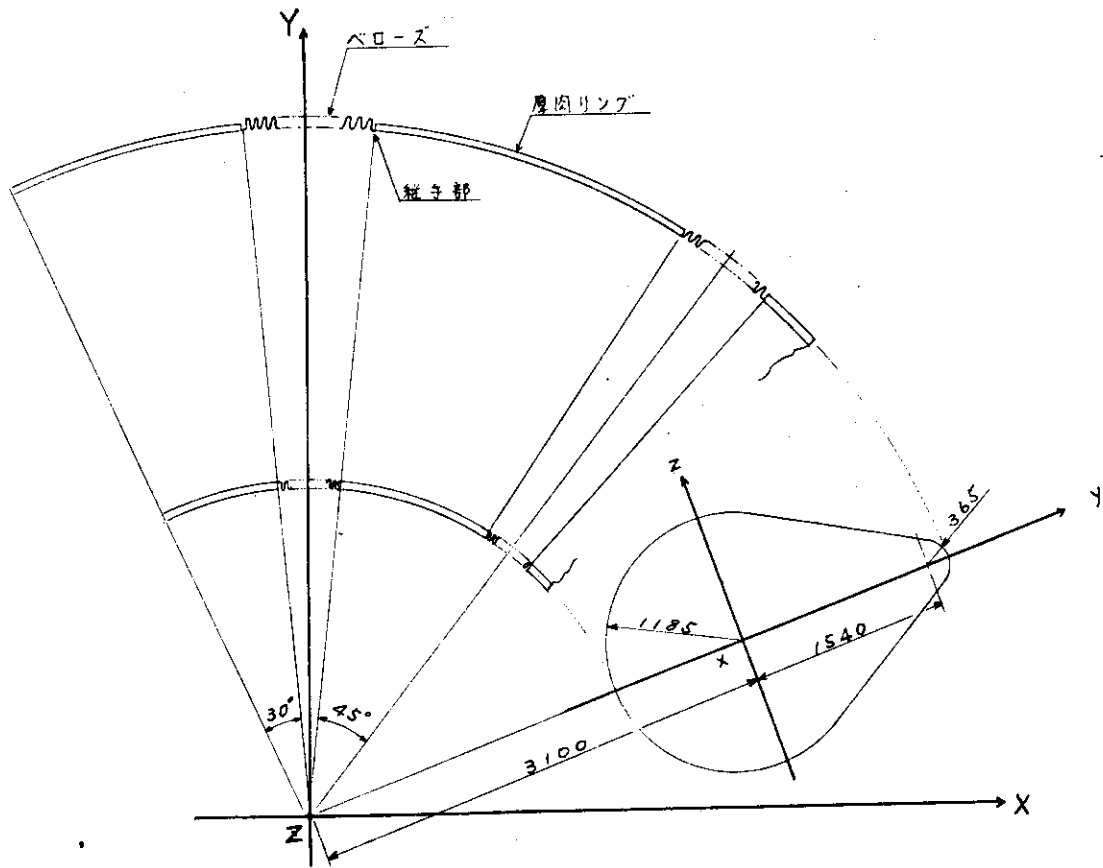


図 4 - 1 JT - 60 真空容器の構造形状と座標系

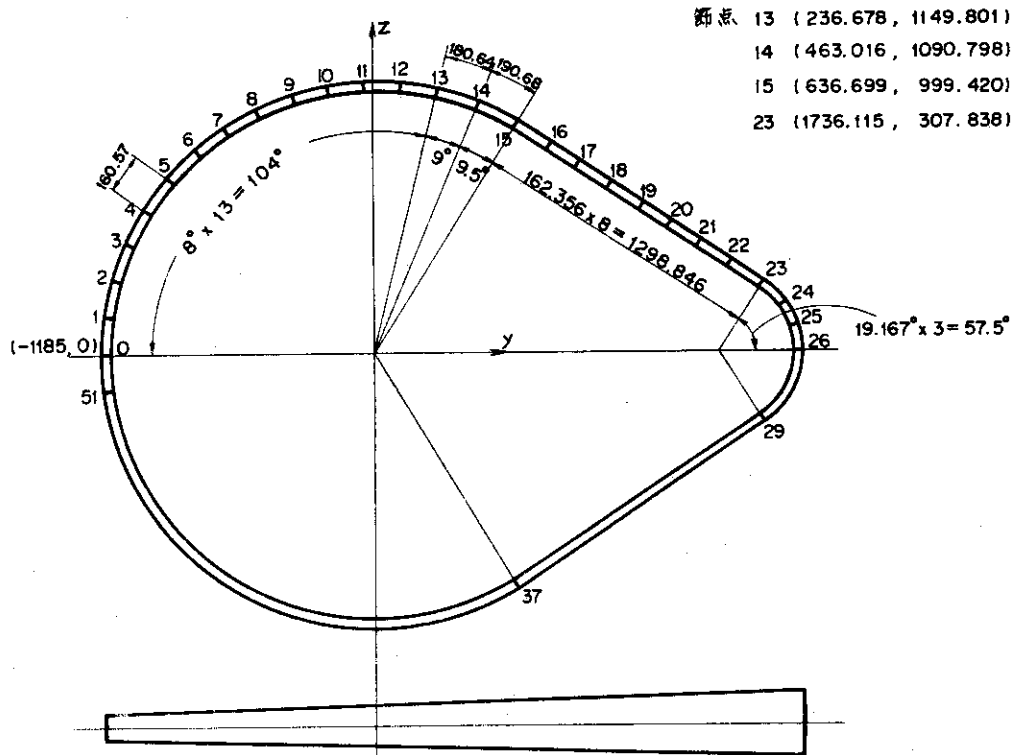
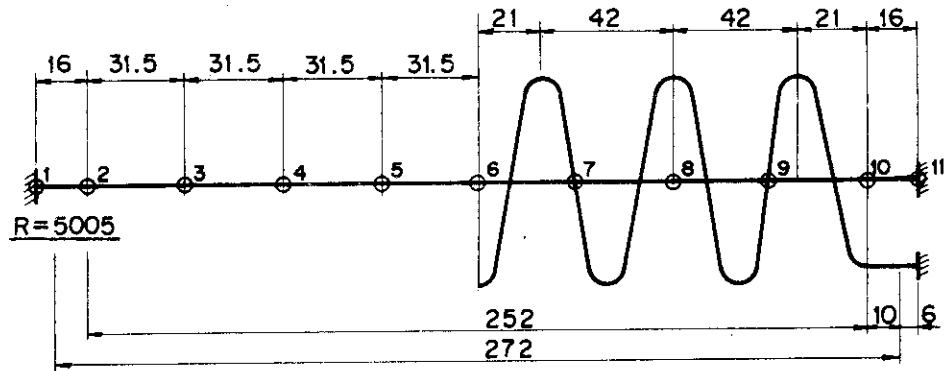
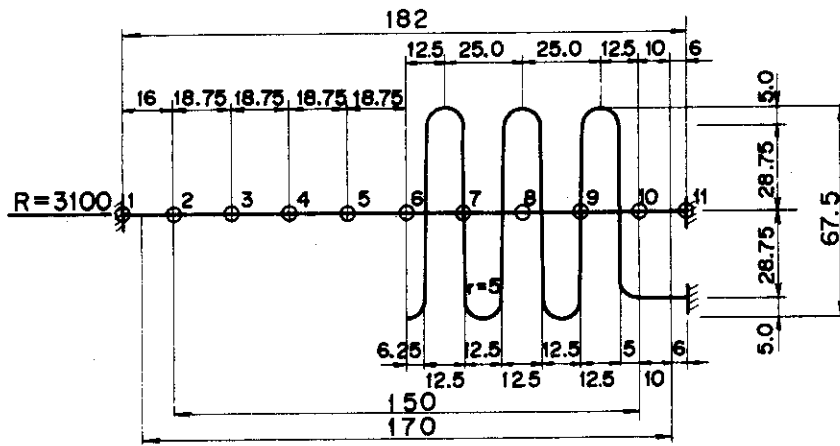


図 4 - 2 ポロイダル方向メッシュ分割

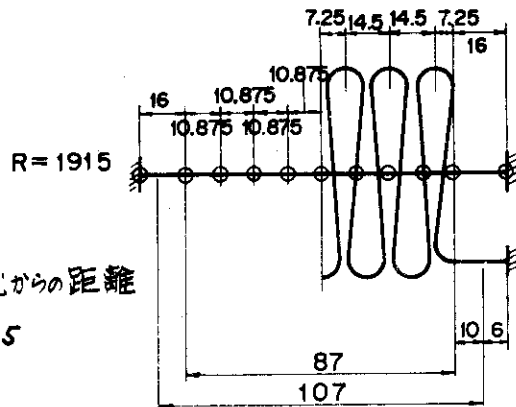




(c)



(b)



(a)

Rは装置中心からの距離  
板厚  $t = 2.5$

図4-3 トロイダル方向メッシュ分割

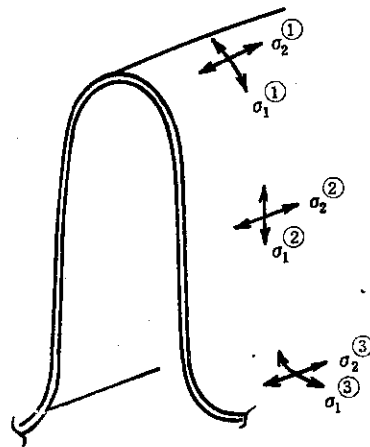


図 4-4 ベローズ中央部応力成分

ベローズ中央部について、 $\sigma_1^{(1)}$ 、 $\sigma_2^{(1)}$ 、 $\sigma_2^{(2)}$  のポロイダル方向分布は図 4-5 の様になる。なお  $\sigma_1^{(3)} = -\sigma_1^{(1)}$ 、 $\sigma_2^{(3)} = -\sigma_2^{(2)}$  である。

### 2. ベローズ継手部の応力

ベローズ継手部に生ずる応力は  $\sigma_2 \approx 0$  であり、 $\sigma_1$  が主である。継手はベローズ谷部で溶接されているとすればそのポロイダル方向の  $\sigma_1$  応力分布は図 4-6 の様になる。最大応力値は、ポロイダル方向要素番号 16 に生じている。

### 3. 変位

ポロイダル要素番号、0, 11, 19, 26 の点についてそのトロイダル方向の変位 ( $U_x, U_y, U_z$ ) の分布を示したのが図 4-7(a)~(d) である。これによるとストレート部 (ポロイダル要素番号 19) の容器内側へのたわみ量が最大であり、これによりポロイダル要素番号 11, 26 が外側にたわむ傾向が見られる。

#### 4.2.2 厚肉リング回転

厚肉リングの  $45^\circ$  と  $30^\circ$  のセクターが各々  $\frac{5}{7000}$  rad. 回転したときの変形、応力を示す。

##### 1. 変形

トラス内側から見た変形モードを  $x-z$  面に正射影したのが図 4-8 であり、 $x-y$  面に表わしたのが図 4-9 である。

##### 2. 応力

厚肉リングの回転による応力は継手部に集中的に生じる (ベローズの中央部には生じない)。応力はベローズの圧縮 (引張) による曲げ応力が主であり、そのポロイダル方向の応力分布を図 4-10 に示す。

#### 4.2.3 熱応力

ベローズと厚肉リングが  $20^\circ\text{C}$  から  $500^\circ\text{C}$  に温度上昇 (温度差 =  $480^\circ\text{C}$ ) した場合の継手部ベローズ谷部のポロイダル方向応力を図 4-11 に示す。

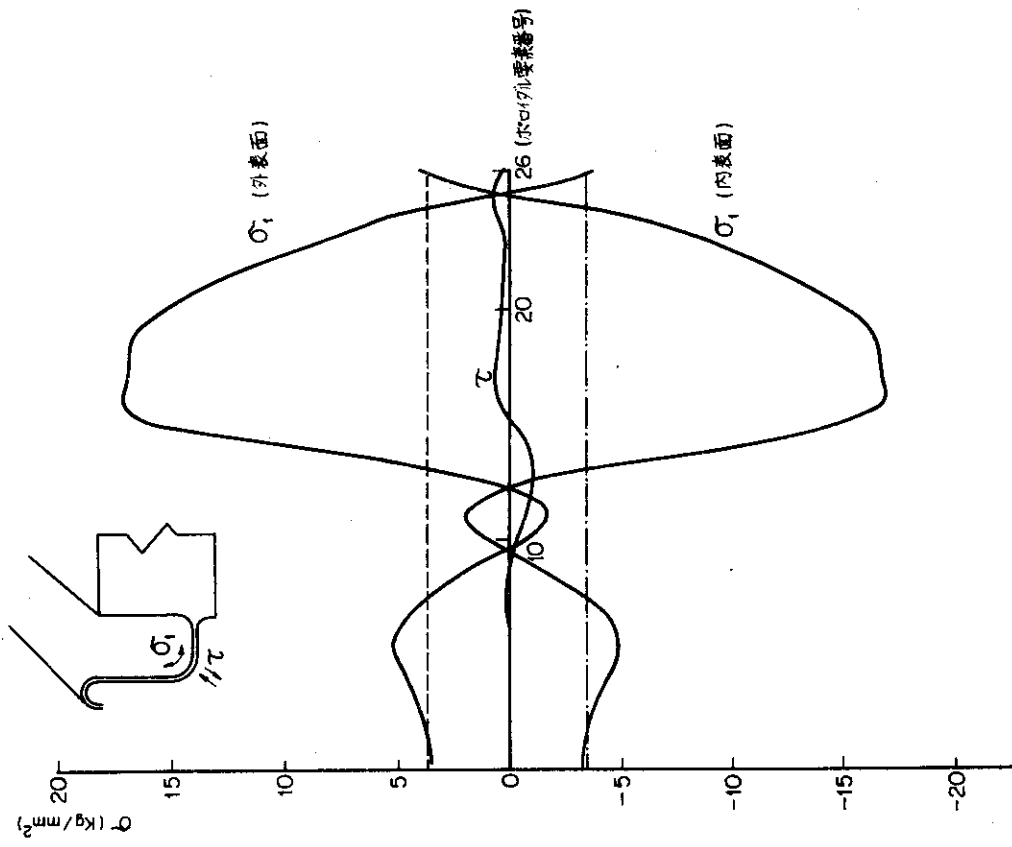


図4-5 ペロブスカイト中央部の応力分布  
(荷重; 外圧1気圧)

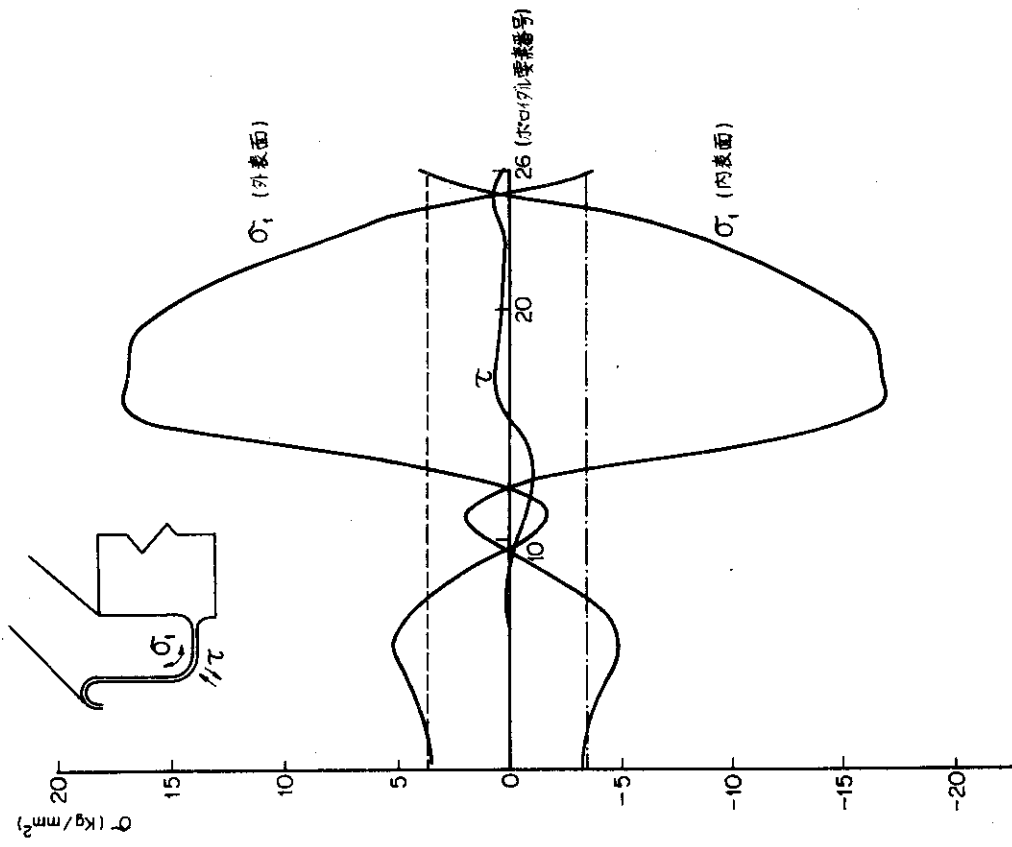


図4-6 継手部のペロブスカイト表面応力  
(荷重; 外圧1気圧)

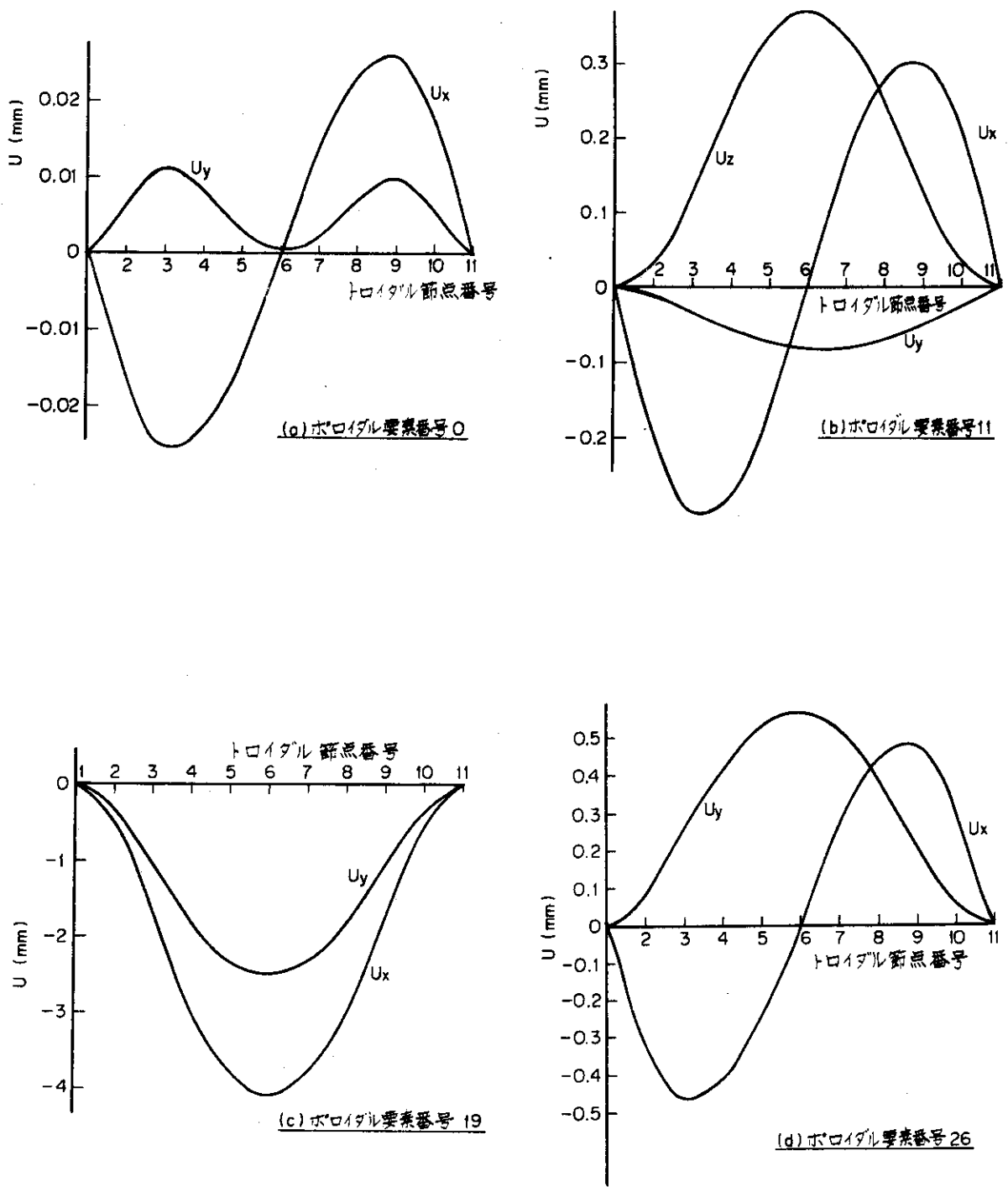


図 4 - 7 変位図 (荷重; 外圧 1 気圧)

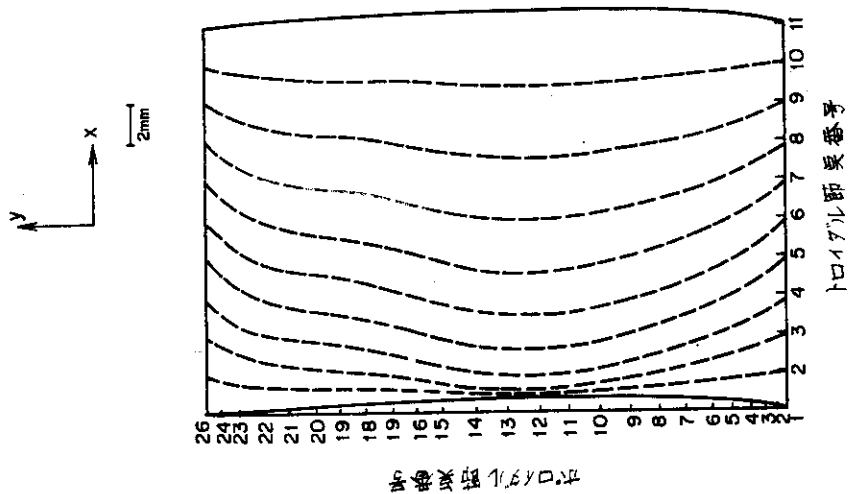


図4-9 変形モード(2)

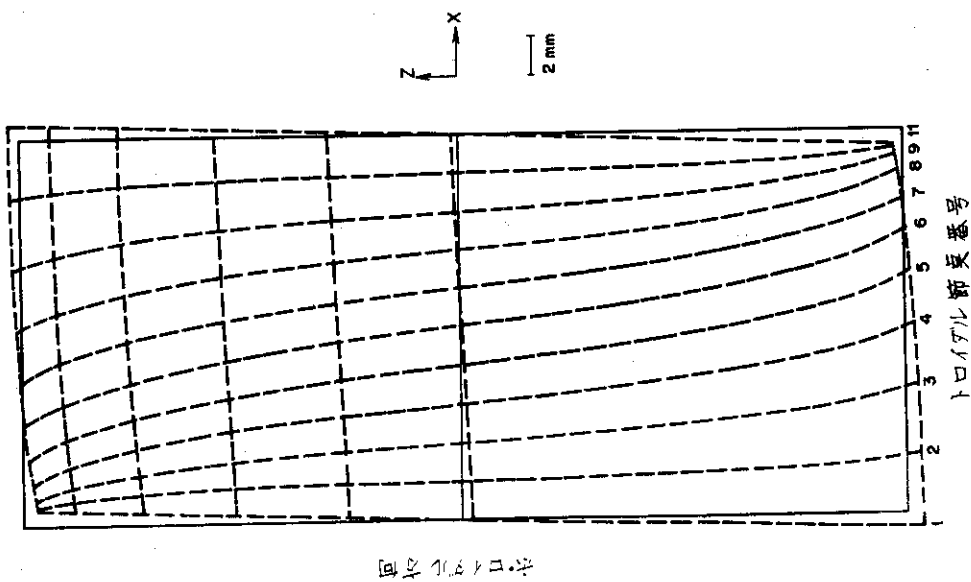


図4-8 変形モード(1)

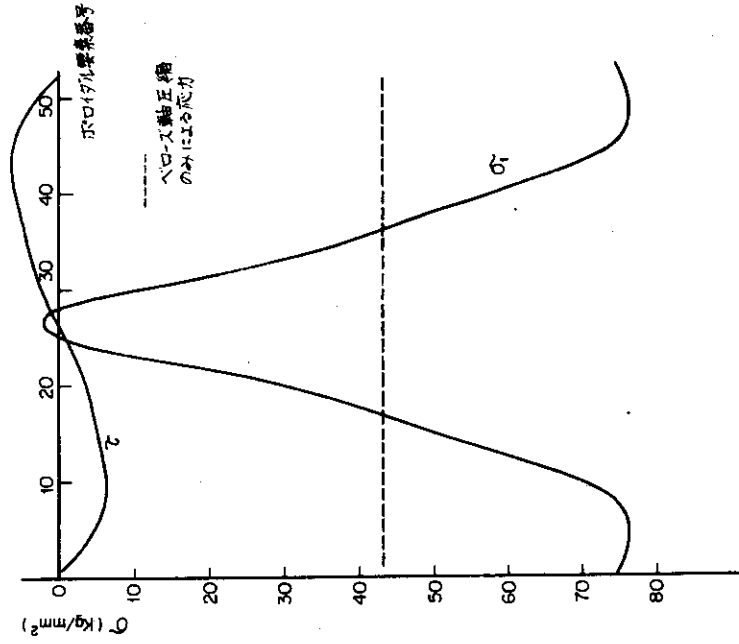


図4-11 継手部のペローズ外表面応力  
(荷重; 熱膨張)

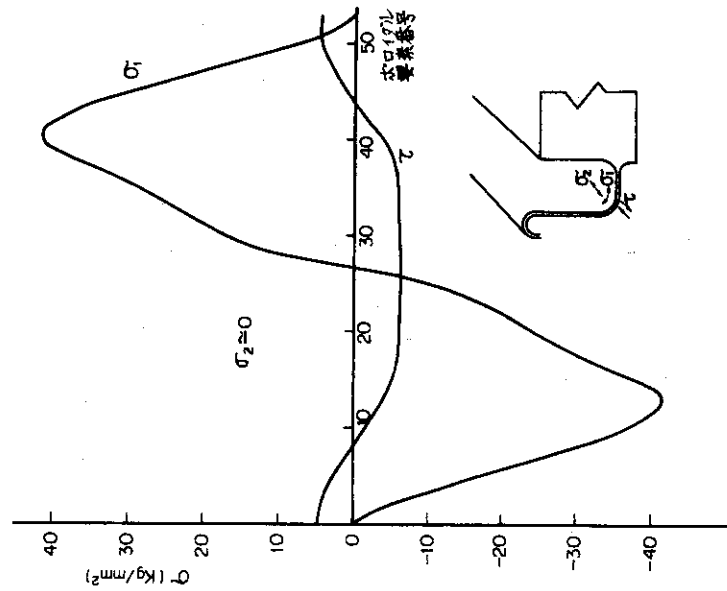


図4-10 継手部のペローズ外表面応力  
(荷重; 厚肉リング回転)

厚肉リングとベローズの相対変位は厚肉リングの拘束位置により大きく変わる。今回計算した拘束条件と変形を図4-12のようになる。(計算は $R_1 = R_2 = R_0$ )

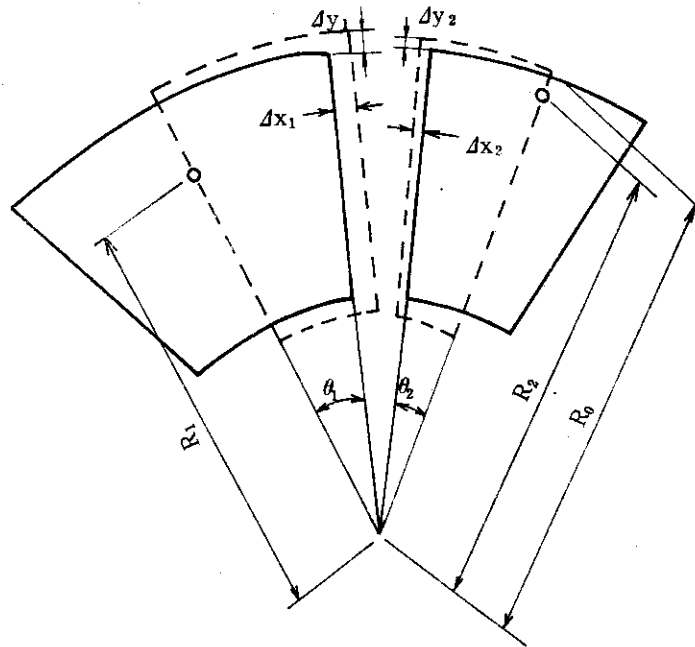


図4-12 厚肉リングの熱膨張

ここにおいて $(\Delta x_1 + \Delta x_2) = \Delta l$ の変位は、ベローズのトロイダル方向の一様な圧縮成分であり、図4-11の破線で示される一定成分である。一方 $(\Delta y_1 - \Delta y_2) = \Delta y$ が値を持つ場合には $(\theta_1$ と $\theta_2$ が異なる場合)、4.2.2で述べた厚肉リング回転によって生じるせん断曲げに対応する応力が生じる。この2成分を加えあわせたものが図4-11である。

#### 4.3 結果の考察

以上の結果から実際の応力はこれらの適当な線形結合で計算される。しかし、このモデルによる結果は個々の応力が非常にきびしく熱応力のみで、ASME B&PV CODE SEC III<sup>4)</sup>による許容応力強さ $3 S_m$  (インコネル625の $S_m = 18 \text{ kg/mm}^2$ <sup>5)</sup>)を越えており合応力を評価する以前に、ある種の仕様変更が必要である。

#### 4.4 簡易応力計算式との対応

前述の結果の考察から、ある種の仕様変更が必要となった。仕様変更にあたっては各種の設計パラメータと発生応力の関係を定性的、かつ定量的に把握しておく必要がある。以上の意味から第2.2節で応力算出式を得たが、この章では第2.2節の応力算出式の検証の意味を含め簡易式による解と有限要素法から得られた解を比較する。

第2.2節の各算出式にJT-60の実寸法を代入して計算した値と、有限要素法から得られた値の比

較を表4-1に示す。

両者の比較は、妥当な一致を見ることができる。

表4-1 解の比較

(単位 kg/mm<sup>2</sup>)

荷重条件 \ 解法	有限要素法	簡易応力算出式
外圧(1気圧) (ベローズストレート部中央)	-8.1	-8.256
熱(Δl) (圧縮)	-43	-45.6
熱(Δy) (回転)	45	44
厚肉リング回転	41.5	44.2

なお第2.2.3節の応力算出の方法は、外力Fを基準として両端固定の梁と見て計算した。しかし実際には厚肉リングの変位を評価しておく必要がある。

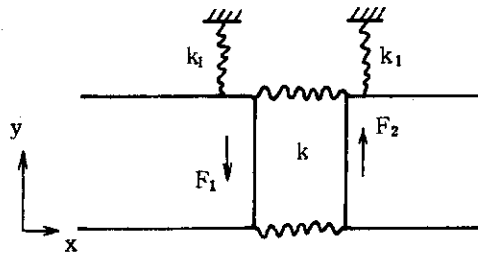


図4-13 厚肉リングの支持

厚肉リングが外部から図4-13の如くk<sub>1</sub>のバネ剛性で支持され、これに外力F<sub>1</sub>、F<sub>2</sub>が作用したとする。y方向の変位に対してはベローズ自身もバネ定数K<sub>0</sub>をもっており式(67)より

$$K_0 = \frac{1}{\frac{l^3}{12D} + \frac{\kappa l}{AG}} \quad (69)$$

である。これにより

$$\delta = \frac{k_1 F_2 + k_2 F_1}{k_1 k_2 + K_0 (k_1 + k_2)} \quad (70)$$



となり、今、 $k_1 = k_2 = k$ ,  $F_1 = F_2 = F_0$  とすれば

$$\delta = \frac{2F_0}{k + 2K_0} \quad (71)$$

となる。したがって実際の計算では、 $F_0$ ,  $k$  ( $k_1$ ) を与えて  $\delta$  を計算し、第 2.2.3 節の応力  $\sigma$  を計算することになる。

以上により簡易式は設計パラメータを吟味する上で実用的に十分使用できると考えられる。

#### 4.5 設計指針 (応力緩和)

前述の解析結果から合応力評価をする以前に個々の荷重によって高い応力が発生していることが判明した。ここでは各種荷重によりベローズに発生する最大応力を緩和するには、前述のパラメータの変更方針をあきらかにする必要がある。ただしパラメータの変更にあたっては、ベローズの形状 ( $b$ ,  $h$ ,  $b_w$ ,  $l$ ,  $t$ ) およびポロイダル断面形状 ( $R$ ,  $r$ ,  $L$ ,  $\theta$ ) は不変とする。(図 2-17 参照)

##### 4.5.1 熱応力緩和

熱膨張がベローズをトラス方向に一様圧縮する成分 ( $\Delta l$ ) だけでも  $40 \text{ kg/mm}^2$  以上の応力が発生している。 $\Delta l$  は図 4-12 において次式より算出される。

$$\Delta l = \alpha \cdot \Delta T \{ (R_2 \sin \theta_2 + R_1 \sin \theta_1) + l \} \quad (72)$$

ここで  $\alpha$  は線膨張係数、 $\Delta T$  は温度上昇を表わす。

$\Delta l$  による発生応力は、式(53)により次のように書ける。

$$\sigma_1 = 2.29 \left\{ \frac{1}{l} (R_1 \sin \theta_1 + R_2 \sin \theta_2) + 1 \right\} \quad (73)$$

すなわち、 $R_1$ ,  $R_2$ ,  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  を小さくし、 $l$  を大きくすれば発生応力を緩和することができる。まとめると下記のようなになる。

1. ベローズのトラス方向を長くする。
2. 厚肉リングの支持点をできるだけ内側にする。
3. 厚肉リングのトラス角をできるだけ小さくする。

今ベローズの長さを 3 倍にすれば  $\sigma_1 = 16.7 \text{ kg/mm}^2$  で応力は約  $\frac{1}{3}$  になる。また厚肉リングのトラス角をできるだけ小さくすれば応力は  $\sigma_1 = 2.29 \text{ kg/mm}^2$  に近づけることができる。

次にベローズ両端の厚肉リングの熱膨張差  $\Delta y$  は図 4-12 において次式より算出される。

$$\Delta y = \alpha \cdot \Delta T (R_2 \cos \theta_2 - R_1 \cos \theta_1) \quad (74)$$

この  $\Delta y$  による発生応力は、式(53)に表わされており、前述同様パラメータのみで発生応力を表示すれば、

$$\sigma_0 = \frac{359}{l^2} (R_2 \cos \theta_2 - R_1 \cos \theta_1) \frac{5.3 \times 10^{-5} l^2 + 1.056}{8.4 \times 10^{-7} l^2 + 7.55 + 10^{-2}} \quad (75)$$

となり、発生応力を小さくする項目をまとめると下記のようなになる。

1. 厚肉リングのトーラス角を小さくする。
2.  $R_2 \cos \theta_2 = R_1 \cos \theta_1$  を満足するような  $R_1, R_2$  を選ぶ。
3. ベローズのトーラス方向の長さを長くする。

上記2.を満足すれば、この応力は原理的にはなくすることができる。

#### 4.5.2 厚肉リング回転応力緩和

厚肉リングに流れるくら型電流と厚肉リングの寸法の間関係が明らかでないとき式(71)の  $F_0$  の評価が困難であるが、今  $F_0$  を一定と考えると式(55), (61), (71)から継手部に生じる最大応力は次式のようになる。

$$\sigma_{\max} = 16.8 \left( 9.278 \times 10^{-7} \ell + \frac{1.349 \times 10^{-2}}{\ell} \right) F \quad (76)$$

ここに

$$F = \frac{2 K_0 F_0}{k + 2 K_0} \quad (77)$$

$$K_0 = \frac{1}{1.546 \times 10^{-12} \ell^3 + 1.012 \times 10^{-7} \ell} \quad (78)$$

である。

これより応力緩和の方針は下記のようなになる。

1.  $k$  (厚肉リング支持剛性) を大きくする。
2.  $\ell$  (ベローズの長さ) を大きくする。

たとえば、 $F_0 = 5 \times 10^4 \text{ kg}$  とする。

$$\sigma_{\max} = \frac{0.3897 \ell + 5.6658 \times 10^3 \times \ell^{-1}}{(1.546 \times 10^{-12} \ell^3 + 1.012 \times 10^{-7} \ell) k + 2} \quad (79)$$

となり、 $k = 6 \times 10^4 \text{ kg/mm}$  とすれば  $\sigma_{\max} = 28.6 \text{ kg/mm}^2$ 、 $\ell$  を3倍にすれば、 $\sigma_{\max} = 12 \text{ kg/mm}^2$  となり応力は約1/4近くになる。

#### 4.5.3 一様外圧による応力緩和

一様外圧による応力は、ベローズ中央部で最大であり、継手部ではポロイダル断面、ストレート部で最大応力が発生する。その応力を緩和するには、式(48)より次のことがいえる。

1. ベローズのバネ定数  $K_0$  を大きくする。(ベローズの形状を不変とすれば、ベローズ中央部を外部より拘束するか、あるいは補強する。)
2. ベローズのトーラス方向の長さ  $\ell$  を小さくする。

#### 4.5.4 総合的方針

以上により基本的な設計方針を総合的に判断すれば

1. ベローズの長さを少なくとも3倍(18山)にする。
  2. 厚肉リングの拘束位置をできるだけ内側とする。
  3. 厚肉リングの支持剛性を大きくとる。
  4. 厚肉リングのトーラス角を小さくする。
  5. 熱圧力を吸収するため、ベローズにプリ・テンションを与える。
  6. ベローズのストレート部のたわみを小さくするように外部支持構造とする。
- 以上の方針に従えばベローズ各部に十分な強度をもたせることができると考えられる。

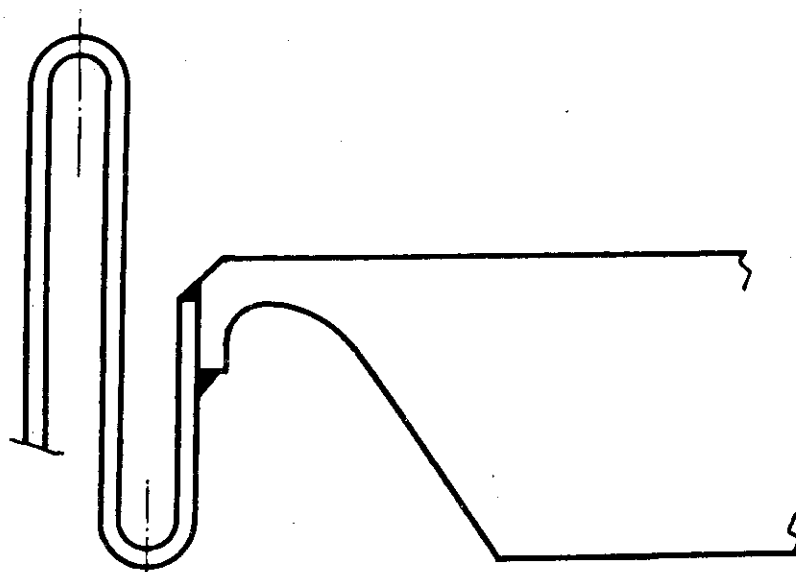


図4-14 継手形状の例

#### 4.6 継手部応力緩和

前述の設計方針はあくまでもベローズの強度からのみ考察したものであり、実際には全体設計との関連から変更限度がある。したがって多くのパラメータを変更することは避け、ここではベローズの長さのみを変更し、ベローズ長を3倍(18山)に想定した。

この条件で応力解析を行い、応力評価を行うとベローズ中央部を除き強度的には大幅に改善されることが明らかになった。しかし厚肉リングとベローズの継手部には依然として大きな応力が生じる。したがって継手部の形状によって局部的に応力を緩和する対策が必要である。特に継手部は溶接部であり、かつ不連続構造でもあるためその応力緩和は必須である。

継手部形状設計の詳細を述べることは本報告の主旨ではないので以下に基本方針のみをまとめる。

1. 継手位置から見てベローズの第1山目はできるだけ継手部から離れるようにする。

これはベローズ山では外圧による曲げ応力と熱膨張による応力が同符号であり重畳されること、また外圧による応力は継手部から遠ざかれば急激に減少することから結論される。

2. 溶接部はベローズ中腹近傍にとる。

これは熱応力、厚肉リング回転応力に対して継手部に曲げ応力を生じさせない位置である。その位置は厳密に計算可能であるが、本報告書では省略する。

この基本方針に従った継手形状の1例を図4-14に示す。この継手例に関して本報告書の手法に従って応力解析し、特に応力のきびしいストレート中央部のトロイダル方向応力分布を示したのが図4-15である。この応力は継手近傍で2次応力として評価でき(ASME B&PV CODE SEC III)許容応力を十分満足するものである。しかも最大応力は第1山目であり溶接継手位置でない点も有利である。また疲労強度も満足する設計であることが確認された。

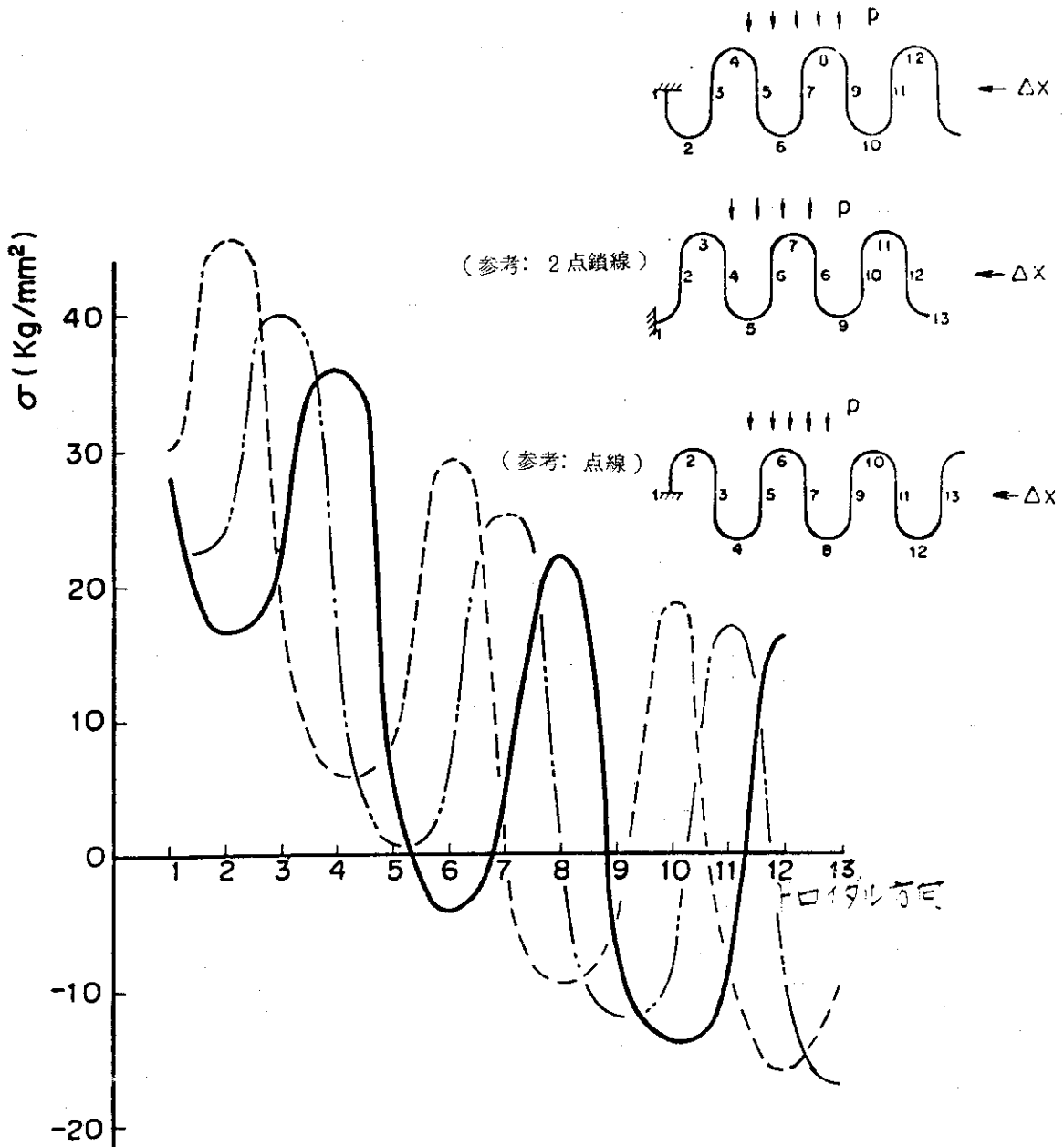


図4-15 ベローズストレート中央部のトロイダル方向応力

## 第5章 あとがき

以上、JT-60 開発計画の一環として R & D で確立した真空容器（特にベローズ）の解析手法と設計への適用を概略的にまとめた。

ここに示した解析手法とその考え方は、単にベローズへの適用にとどまらず一般的な異方性板構造物への拡張が可能であると考えられる。したがって特に D マトリックスの導出過程の基礎的な面、またその検証の過程等もっと詳細に記述すべき点があると思われるが紙面の都合上結論的記述にとどめた。また本報告書では主に継手部に注目して 2 次応力的な面を議論したが、1 次応力（特にベローズ中央部）が無視できるということではない。事実計算による 1 次応力はその許容限度を越える値を示しており、設計上考慮が必要である。ただこの 1 次応力対策は、外部支持もしくは補強によることになり装置の全体設計との関連を無視して論じられない。そういう意味で本報告書では 1 次応力に関して特に言及していない。

最後に、JT-60 開発室長 吉川 充二氏をはじめとして、議論、御指導いただいた JT-60 開発室の各氏に感謝いたします。また小型モデルの製作、実験にあたり住友重機械工業㈱の徳江 弘伸氏、川本 国雄氏他の皆様の御協力があったこと、および構造解析プログラム MARS-MES の運用、計算作業に数値解析研究所㈱の御協力があったことを付記し謝意を表します。

## 参 考 文 献

- (1) 林 毅; 日本航空学会誌 Vol. 8; No. 79 (1941) P. 1131 ~ P. 1156
- (2) S. P. TIMOSHENKO, S. W. KRIEGER; "Theory of Plate and Shells" (1959)  
McGRAW-HILL
- (3) 森下, 高津他; 私 信
- (4) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Subsection NB-3220
- (5) 「原子力構造機器の材料, 設計, 施工, 検査に関する講習会」テキスト, JWES AE 7503,  
日本溶接協会, 原子力研究委員会, (1975)

## 第5章 あとがき

以上、JT-60 開発計画の一環として R&D で確立した真空容器（特にペローズ）の解析手法と設計への適用を概略的にまとめた。

ここに示した解析手法とその考え方は、単にペローズへの適用にとどまらず一般的な異方性板構造物への拡張が可能であると考えられる。したがって特に D マトリックスの導出過程の基礎的な面、またその検証の過程等もっと詳細に記述すべき点があると思われるが紙面の都合上結論的記述にとどめた。また本報告書では主に継手部に注目して 2 次応力的な面を議論したが、1 次応力（特にペローズ中央部）が無視できるということではない。事実計算による 1 次応力はその許容限度を越える値を示しており、設計上考慮が必要である。ただこの 1 次応力対策は、外部支持もしくは補強によることになり装置の全体設計との関連を無視して論じられない。そういう意味で本報告書では 1 次応力に関して特に言及していない。

最後に、JT-60 開発室長 吉川 充二氏をはじめとして、議論、御指導いただいた JT-60 開発室の各氏に感謝いたします。また小型モデルの製作、実験にあたり住友重機械工業㈱の徳江 弘伸氏、川本 国雄氏他の皆様の御協力があったこと、および構造解析プログラム MARS-MES の運用、計算作業に数値解析研究所㈱の御協力があったことを付記し謝意を表します。

## 参 考 文 献

- (1) 林 毅; 日本航空学会誌 Vol. 8; No. 79 (1941) P. 1131 ~ P. 1156
- (2) S. P. TIMOSHENKO, S. W. KRIEGER; "Theory of Plate and Shells" (1959)  
McGRAW-HILL
- (3) 森下, 高津他; 私 信
- (4) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Subsection NB-3220
- (5) 「原子力構造機器の材料, 設計, 施工, 検査に関する講習会」テキスト, JWES AE 7503,  
日本溶接協会, 原子力研究委員会, (1975)