

原子炉压力容器支持スカートの局部応力 (第2報)

非軸対称荷重を受ける場合

Local Stresses in Support-skirt of Reactor Pressure Vessel Due to Asymmetric Load

清水 翼* 岩崎 勤*
 Tasuku Shimizu Tsutomu Iwasaki
 浜田 邦雄** 小口 伊佐男**
 Kunio Hamada Isao Oguchi

要 旨

原子炉压力容器が地震力や配管反力などによって非軸対称荷重を受けた場合、支持スカートに発生する局部応力について実験と計算により検討した。実験によると胴体とスカートの接合部には比較的大きな局部応力が発生することがわかった。計算の結果は支持スカートとは別の円筒殻モデルの実験値とはよく一致するが、压力容器について支持スカートの実験値とはスカート固定部でかなり異なっている。これはリブによる応力分布への影響がかなり大きいと考えられる。したがってリブ付の支持スカートについては、この計算のほかにリブの影響を十分考慮する必要がある。応力のうえからは支持スカートにはリブがないほうがよいと考えられる。

1. 緒 言

第1報⁽¹⁾で軸対称荷重が作用した場合の原子炉压力容器支持スカートの接合部に発生する局部応力について報告した。この研究に引き続いて本報では、非軸対称荷重が作用した場合に発生する局部応力について述べる。

原子炉压力容器に作用する非軸対称荷重として考えられるのは地震力、配管反力などであり、支持スカートと本体の接合部および固定部の固定部にはかなり高い局部応力が発生することが予想される。支持スカート接合部の応力に関して理論的研究も発表されているが⁽²⁾、ここで述べる構造については計算できない。またガス冷却形原子炉压力容器のスカート接合部に関する研究⁽³⁾もあるが、この場合は压力容器が球殻の場合を扱っている。

われわれはさきに軸対称荷重の実験に用いた鋼製模型によって、压力容器の上部に水平荷重が作用した場合の支持スカート接合部および下端固定部の局部応力解析を行なった。実験結果によると支持スカート接合部よりも固定部に高い応力が発生することがわかった。計算ではリブなしの円筒について解析を行ない、リブの効果は含んでいない。なお本研究は日本機械学会压力容器構造設計基準研究分科会が科学技術庁の原子力平和利用委託研究によって行なった「原子炉压力容器のノズル取付部および支持スカート取付部の構造強度に関する試験研究」の一部として行なわれたものである。

2. 記 号

- a : 円筒殻の平均半径
- E : 縦弾性係数
- l : 円筒殻の長さ
- M : 円筒殻に作用する外力曲げモーメント
- M_x, M_φ : それぞれ x, φ 方向に作用する単位幅当たりの曲げモーメント
- $M_{x\varphi}$: x 断面に作用する φ 方向の単位幅当たりのねじりモーメント
- N_x, N_φ : それぞれ x, φ 方向に作用する単位幅当たりの垂直力
- $N_{x\varphi}$: x 断面に作用する φ 方向の単位幅当たりのせん断力
- Q_x, Q_φ : それぞれ x, φ 断面に作用する単位幅当たりのせん断力

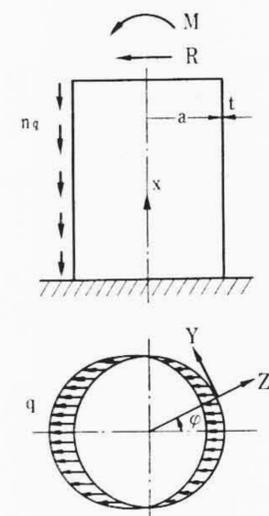


図1 荷重の種類

- Q_x^* : キルヒホッフの等価せん断力
- R : 円筒殻に作用する外力
- S_x : 等価ねじりモーメント
- t : 円筒殻の板厚
- u, v, w : それぞれ x, y, z 方向の変位成分
- X, Y, Z : それぞれ x, y, z 方向の内力成分
- γ : 比重
- $\varepsilon_x, \varepsilon_\varphi$: それぞれ x, φ 方向の垂直ひずみ
- $\gamma_{x\varphi}$: x 断面に作用する φ 方向のせん断ひずみ
- σ_x, σ_φ : それぞれ x, φ 方向の応力
- σ_{mx} : 膜理論で計算したスカート固定部の曲げ応力
- ν : ポアソン比

3. 計 算 式

3.1 膜 理 論⁽³⁾

3.1.1 基 本 式

まず荷重について述べる。図1のように下端を固定された円筒殻にせん断力 R 、あるいは曲げモーメント M が作用する場合、地震力に対しては、

$$q = \text{板厚}(t) \times \text{材料の比重}(\gamma) \times \text{横方向地震震度} \dots (1)$$

なる内力 q を考える。また、

$$n = \text{縦方向地震震度} / \text{横方向地震震度} \dots (2)$$

なる n を考えて nq とすれば、垂直方向の内力として地震力を考慮することができる。このようにして、円筒殻要素に働く力のつり

* 日立製作所日立研究所

** 日立製作所日立工場

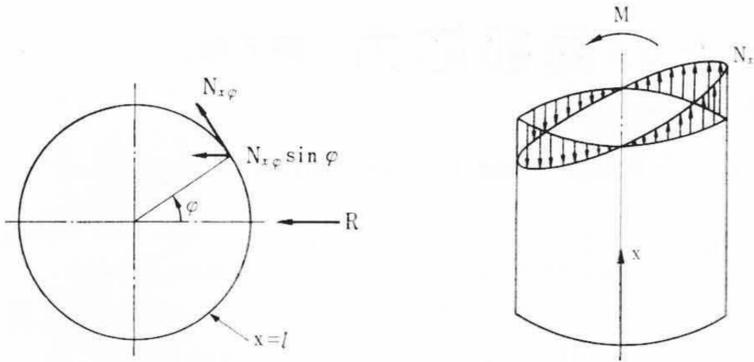


図2 水平荷重境界条件

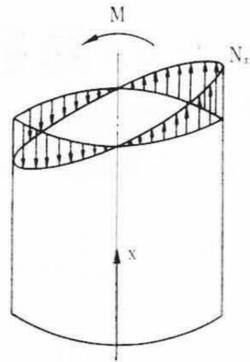


図3 曲げモーメント境界条件

あい式を求めて、これを積分すると次式が得られる。

$$N_x = \frac{qx^2}{a} \cos \varphi + nqx - \frac{x}{a} \frac{\partial F_1(\varphi)}{\partial \varphi} + F_2(\varphi) \dots (3.a)$$

$$N_{x\varphi} = -2qx \sin \varphi + F_1(\varphi) \dots (3.b)$$

$$N_\varphi = -aq \cos \varphi \dots (3.c)$$

ここに $F_1(\varphi)$, $F_2(\varphi)$ は荷重条件から定まる φ のみの関数である。弾性学の一般公式である応力と変位の関係を用い、下端の境界条件

$$x=0 \text{ で } u=v=0 \dots (4)$$

を用いると(3)式から膜変位は次のようになる。

$$Et u = \frac{qx^3}{3a} \cos \varphi + \frac{nq}{2} x^2 - \frac{x^2}{2a} \frac{\partial F_1(\varphi)}{\partial \varphi} + x F_2(\varphi) + aq \nu x \cos \varphi \dots (5.a)$$

$$Et v = \frac{qx^4}{12a^2} \sin \varphi + \frac{x^3}{6a^2} \frac{\partial^2 F_1(\varphi)}{\partial \varphi^2} - \frac{x^2}{2a} \frac{\partial F_2(\varphi)}{\partial \varphi} - \left(2 + \frac{3}{3}\nu\right) qx^2 \sin \varphi + 2(1+\nu)x F_1(\varphi) \dots (5.b)$$

$$Et w = \frac{qx^4}{12a^2} \cos \varphi + \frac{x^3}{6a^2} \frac{\partial^3 F_1(\varphi)}{\partial \varphi^3} - \frac{x^2}{2a} \frac{\partial^2 F_2(\varphi)}{\partial \varphi^2} - \left(2 + \frac{1}{2}\nu\right) qx^2 \cos \varphi + (2+\nu)x \frac{\partial F_1(\varphi)}{\partial \varphi} + a^2 q \cos \varphi + a \nu nqx + a \nu F_2(\varphi) \dots (5.c)$$

3.1.2 境界条件

次に上端の境界条件を考える。ここでは非軸対称荷重のみを考え、地震力の垂直方向成分はないものとして計算する。すなわち $n=0$ である。図2を参照してせん断力 R を上端 ($x=l$) における単位幅当たりのせん断力 $N_{x\varphi}$ におきかえる。すなわち、

$$R = 2 \int_0^\pi N_{x\varphi} \sin \varphi d\varphi \dots (6)$$

ここで

$$N_{x\varphi}|_{x=l} = N_{x\varphi}^* \sin \varphi \quad (N_{x\varphi}^* = \text{const}) \dots (7)$$

とすれば

$$N_{x\varphi}|_{x=l} = \frac{R}{\pi a} \sin \varphi \dots (8)$$

となる。同様に考えると図3から曲げモーメントに対して次式をうる。

$$M = 4 \int_0^{\frac{\pi}{2}} N_x a d\varphi, a \cos \varphi \dots (9)$$

から

$$N_x|_{x=l} = \frac{M}{\pi a^2} \cos \varphi \dots (10)$$

これから(3)式、(5)式の未知関数は次のように求められる。

$$F_1(\varphi) = \left(2ql + \frac{R}{\pi a}\right) \sin \varphi \dots (11.a)$$

$$F_2(\varphi) = \frac{1}{a} \left[\frac{1}{\pi a} (M + Rl) + ql^2 \right] \cos \varphi \dots (11.b)$$

これらを(3)式、(5)式に再び代入すれば、膜応力および膜変位が計算できる。

3.2 曲げ理論

3.2.1 基本式⁽⁵⁾

円筒殻の変位に関する一般式として次式を用いる。

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} + \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\nu}{a} \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \dots (12.a)$$

$$\frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial \varphi} + a \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a} \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial w}{\partial \varphi} = 0 \dots (12.b)$$

$$\nu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{a \partial \varphi} - \frac{w}{a} - \frac{t^2}{12} \left(a \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2}{a} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial \varphi^2} + \frac{\partial^4 w}{a^3 \partial \varphi^4} \right) = 0 \dots (12.c)$$

変位と力の関係には次式を用いる。

$$N_x = \frac{K}{a} \left[a \frac{\partial u}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} - w \right) \right] \dots (13.a)$$

$$N_\varphi = \frac{K}{a} \left[\frac{\partial v}{\partial \varphi} - w + \nu a \frac{\partial u}{\partial x} \right] \dots (13.b)$$

$$N_{x\varphi} = \frac{K(1-\nu)}{2a} \left[\frac{\partial u}{\partial \varphi} + a \frac{\partial v}{\partial x} \right] \dots (13.c)$$

$$M_x = -\frac{D}{a^2} \left[a^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right] \dots (14.a)$$

$$M_\varphi = -\frac{D}{a^2} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + \nu a^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right] \dots (14.b)$$

$$M_{x\varphi} = \frac{D(1-\nu)}{a} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \dots (14.c)$$

ここに

$$K = \frac{Et}{1-\nu^2}, \quad D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \dots (15)$$

3.2.2 方程式の解

(12)式の方程式を解くに当たって W. Flügge の方法⁽⁵⁾を用いる。すなわち

$$u = u_0(x) \cos \varphi, v = v_0(x) \sin \varphi, w = w_0(x) \cos \varphi \dots (16)$$

として、 x のみの関数と、 φ のみの関数に分離して(12)式を x に関する常微分方程式とする。次に

$$u_0 = A e^{\frac{\lambda x}{a}}, v_0 = B e^{\frac{\lambda x}{a}}, w_0 = C e^{\frac{\lambda x}{a}} \dots (17)$$

ここに、 A, B, C, λ は定数

として、(12)式に代入すると A, B, C に関する連立方程式が得られる。ここで A, B, C が少なくとも一つの解を有するための条件から λ に関する次の方程式が得られる。

$$\lambda^8 - 4\lambda^6 + \left[\frac{1}{k}(1-\nu^2) + 6 \right] \lambda^4 - 4\lambda^2 + 1 = 0 \dots (18)$$

ここに

$$k = \frac{t^2}{12a^2} \dots (19)$$

(18)式の根として得られる λ の8個の値を用いると、 u_0, v_0, w_0 は8個の未定定数をもつ式として、方程式(12)の解を与える。この未定定数を次の境界条件から求める。

3.2.3 境界条件

下端においては固定としているから、(4)式と同様に

$$x=0 \text{ で } u_0 = v_0 = w_0 = \frac{\partial w_0}{\partial x} = 0 \dots (20)$$

ここに膜理論から(5.c)式の値を w_m として、これを考慮すると上の条件は次のようになる。

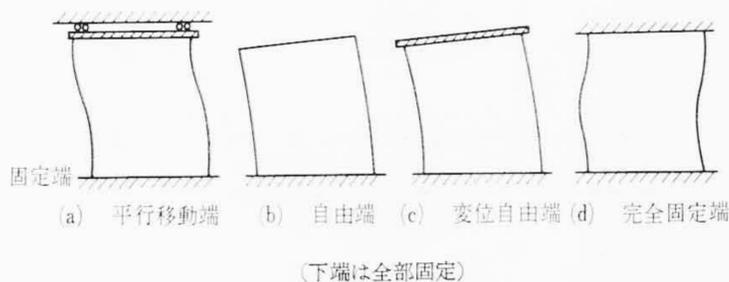


図4 スカート上端支持条件

$$x=0 \text{ で, } u_0=v_0=0, w_0=-w_m, \frac{\partial w_0}{\partial x} = -\frac{\partial w_m}{\partial x} \dots\dots\dots(21)$$

次に上端の境界条件を考える。ここでは図4のように4個の場合を考える。まず、境界条件を与えるに必要な諸量をまとめると、

$$N_\varphi = \frac{K}{a} \left[v_0 - w_0 + \nu a \frac{dw_0}{dx} \right] \cos \varphi \dots\dots\dots(22.a)$$

$$N_x = \frac{K}{a} \left[a \frac{dw_0}{dx} + \nu (v_0 - w_0) \right] \cos \varphi \dots\dots\dots(22.b)$$

$$M_\varphi = \frac{D}{a^2} \left[w_0 - \nu a^2 \frac{d^2 w_0}{dx^2} \right] \cos \varphi \dots\dots\dots(23.a)$$

$$M_x = \frac{D}{a^2} \left[\nu w_0 - a^2 \frac{d^2 w_0}{dx^2} \right] \cos \varphi \dots\dots\dots(23.b)$$

$$S_x = \frac{K(1-\nu)}{2a} \left[-u_0 + a \frac{dv_0}{dx} - \frac{t^2}{6a} \frac{dw_0}{dx} \right] \sin \varphi \dots\dots(24.a)$$

$$Q_x^* = -\frac{D}{a^3} \left[a^3 \frac{\partial^3 w_0}{\partial x^3} - (2-\nu)a \frac{dw_0}{dx} \right] \cos \varphi \dots\dots(24.b)$$

これらに対して次の条件を与える。

(a) 平行移動端: 図4(a)の場合

$$x=l \text{ において} \left. \begin{aligned} u_0 &= -u_m, & a \frac{dw_0}{dx} &= -a \frac{dw_m}{dx} \\ S_x &= 0, & v_0 - w_0 &= v_m - w_m \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(25)$$

(b) 自由端: 図4(b)の場合

$$x=l \text{ において} \left. \begin{aligned} N_x &= M_x = S_x = Q_x^* = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(26)$$

(c) 変位自由端: 図4(c)の場合

$$x=l \text{ において} \left. \begin{aligned} N_x &= S_x = 0, & v_0 - w_0 &= v_m - w_m \\ a \frac{dw_0}{dx} - u_0 &= a \frac{dw_m}{dx} - u_m \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(27)$$

(d) 完全固定端: 図4(d)の場合

$$\left. \begin{aligned} u_0 &= -u_m, & v_0 &= -v_m \\ w_0 &= -w_m, & \frac{dw_0}{dx} &= -\frac{dw_m}{dx} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(28)$$

一例として(c)についての求め方を示す。いま円筒殻が横方向にSだけ平行移動し、θだけ回転したとすると両者の合計の変位は次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} u &= a \cos \varphi \sin \theta \\ v &= [S + a \cos \varphi (1 - \cos \theta)] \sin \varphi \\ w &= [S + a \cos \varphi (1 - \cos \theta)] \cos \varphi \\ \frac{\partial w}{\partial x} &= \sqrt{\frac{\cos^2 \varphi \sin^2 \theta}{1 - \cos^2 \varphi \sin^2 \theta}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(29)$$

この式よりθを消去すると

$$\left. \begin{aligned} v &= w \tan \varphi \\ \frac{\partial w}{\partial x} &= \sqrt{\frac{(u/a)^2}{1 - (u/a)^2}} \doteq u/a \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(30)$$

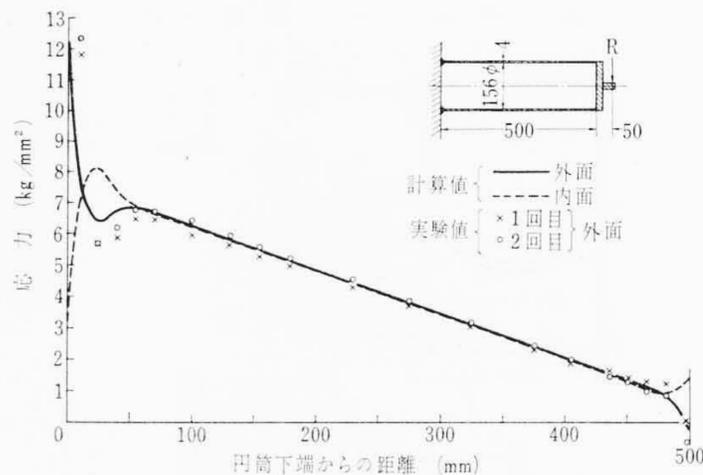


図5 水平荷重による円筒殻の応力

ここで(16)式を用いると

$$\left. \begin{aligned} v_0 &= w_0 \\ a \frac{dw_0}{dx} &= u_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(31)$$

3.3 単純モデルによる計算式の検討

以上の計算式を検討するために図5に示すような小形の鋼製模型を作成し実験を行なった。下端には円筒殻の曲げこわさに比べて大きい曲げこわさをもつフランジを溶接した。上端にも曲げこわさの大きい円板を溶接し、荷重をかけたときに円筒殻の上端の曲率が変わらないようにした。図5に実験値と計算値を比較して示した。この図から末端の影響を受けない円筒殻の中央部分では、膜理論から得られる応力に一致することがわかる。末端の影響を受ける部分では計算値よりも実験値が大きくなった。この原因としては理論上や実験上の誤差ではなく次のことが原因と思う。実験値には下端フレット部の応力集中の効果がはいっていること、理論上では固定端近傍ではせん断おくれの影響があることなどが考えられる。実用上は本計算で各部の応力を十分推定できる。

4. 模型実験

4.1 供試スカート

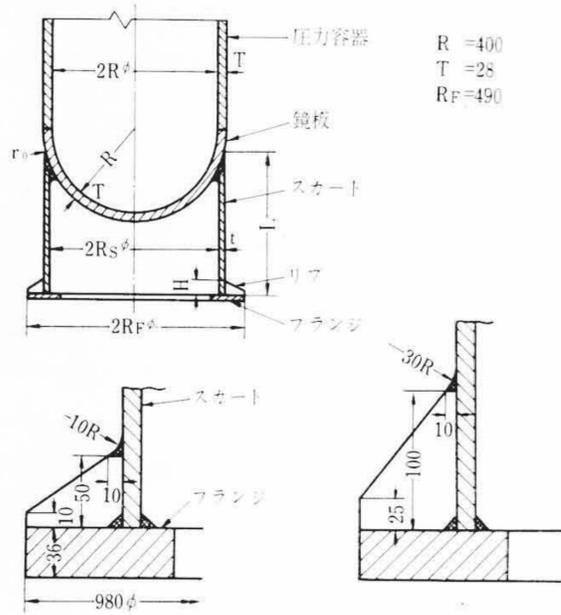
実験に用いた模型は軸対称荷重に対して行なったもの⁽¹⁾と同一である。供試スカートの寸法概略と支持スカート固定部のリブの形状寸法を表1に示す。圧力容器とスカート接合部の溶接形状は第1報⁽¹⁾と同じであるが図6に再掲した。水平荷重の試験状況を図7に示す。

ひずみ測定はスカート接合部およびスカート固定部を中心に約150点に対して行なった。ひずみゲージには、ゲージ長3mmのロゼットゲージを主として使用した。なお水平荷重の作用点とひずみ測定位置は圧力容器の軸を含んだ同一面内にある。

4.2 実験結果

実験結果の一例として、A-1スカートの結果を図8, 9に示す。ほかのスカートについては省略した。これらの図で横軸には圧力容器の円筒胴と鏡板の接合点から、測定点までの距離をlとして、これと円筒胴の内半径Rとの比をとった。縦軸にはスカート固定部の曲げ応力を膜理論から求めσ_{mφ}として、実測応力σ_φ, σ_xとの比σ_φ/σ_{mφ}, σ_x/σ_{mφ}を応力比としてとってある。また図の上側は負荷側、すなわち水平荷重を加えたときに引張側となる面であり、下側は反対側である。これらの図から次のことがわかる。スカート外側の接合部には局部的な高い応力が発生しており、スカート固定部付近にも理論からは得られない大きい応力が生じている。スカート中間部にあつては膜理論から得られる値にほぼ等しい。これらのことは負荷側、反負荷側についてほぼ同じことがいえる。

表1 供試スカーットの諸寸法 (単位 mm)



スカー ト名	板厚 t	高さ L	内半径 Rs	すみ肉半径 r0	リブ高さ H	備 考
A-1	12	609	408	4.2	50	スカート接合部
A-2	12	622	408	12.6	50	溶接形状が異な
A-3	12	622	408	12.6	100	るもの
B-3	9	630	409	50.0	100	スカート高さが
B-4	9	530	409	50.0	100	異なるもの
B-5	9	430	409	50.0	100	
C-3	12	605	300	35.0	100	スカート径が異
D-3	16	605	406	50.0	100	スカート板厚が
						異なる

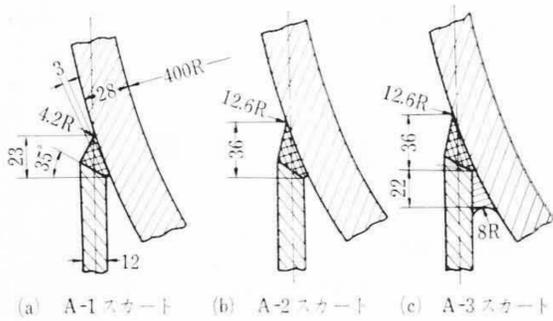


図6 スカート接合部の溶接形状

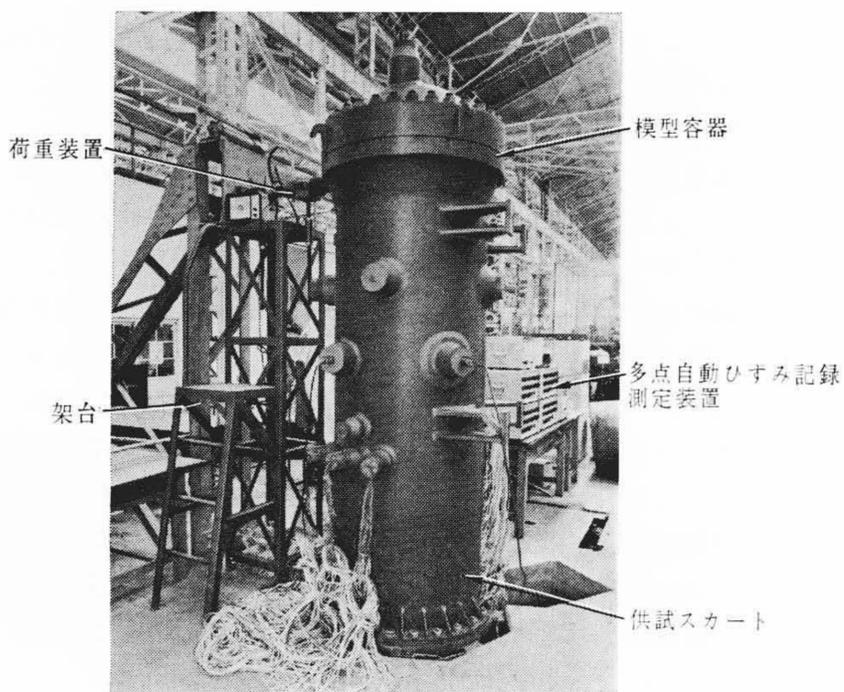


図7 水平荷重試験状況

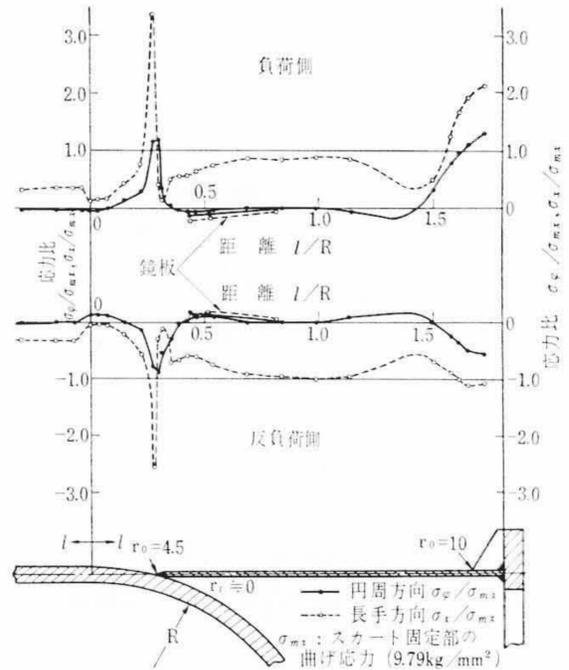


図8 A-1 スカートの水平荷重による外面の応力分布

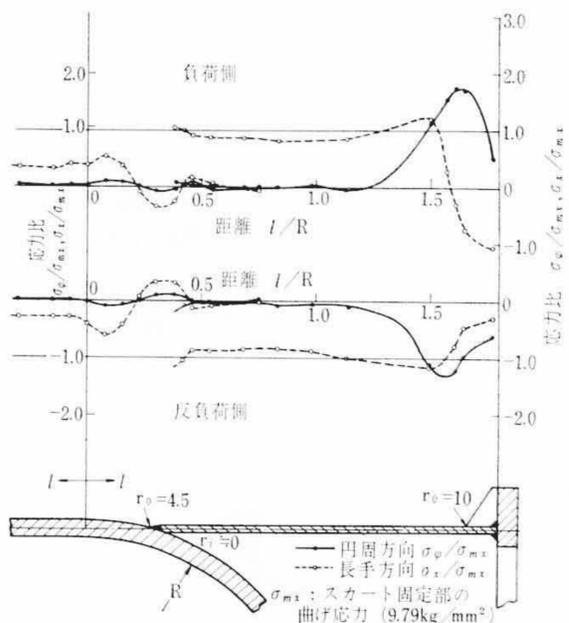


図9 A-1 スカートの水平荷重による内面の応力分布

4.3 結果の検討

表2に各供試スカートに対する最大応力を示した。図6の各溶接形状に対して最大局部応力比はA-1スカートで3.37, A-2スカートで1.82, A-3スカートでは1.59のようになっている。これから溶接部の長さを十分にとってすみ肉半径を大きくすることが局部応力の低減に役だつことがわかる。また内側の肉盛もかなり有効であり、原子炉压力容器スカートにはぜひ行なうべきである。スカートの高さの影響はスカートが短くなると両端の影響が重畳されて、中央で高くなるが絶対値は大きくない。したがってスカートの高さは熱応力など他の因子により決定されるべきである。応力分布の傾向に及ぼすスカート径の影響はほとんど認められなかった。この場合各部の応力は膜応力に比例して増加すると考えてよい。またスカート板厚については表2からスカートの固定部で板の厚いほうが応力が高くなっている。理論的な裏付けは明確でないがリブとの関連もあって別途に調べる必要がある。その他として、固定部のリブが低いと、きわめて高い応力が発生することが認められた。この有効性などについては上記の問題とともに別に調べるとして、本スカートの場合には不要と考えられる。

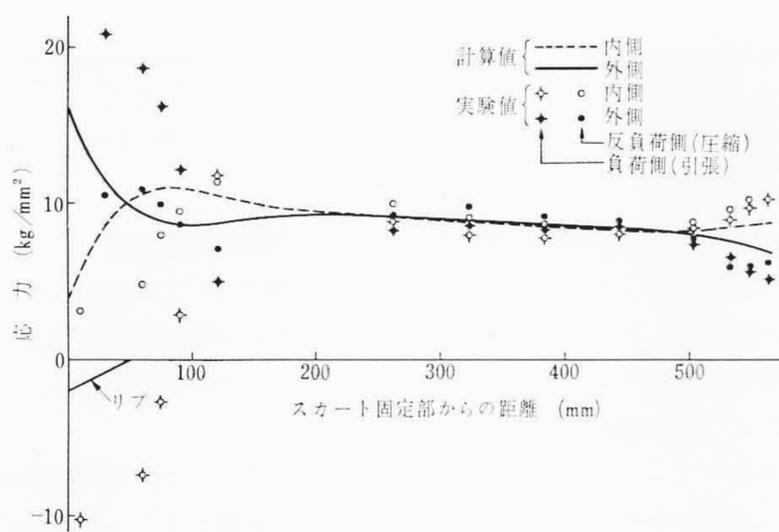
5. 実験値と計算値の比較および検討

3.で述べた計算式によってスカートの模型に対して計算し、実験値と比較したのが図10である。境界条件は図4(c)のように考え、

表2 スカートの各部の形状と最大応力比

位置 スカート	スカート接合部				スカート固定部					
	溶接形状	すみ肉半径 r_0 (mm)	応力比 σ_x/σ_{mx}		スカート高さ L (mm)	スタート厚さ t (mm)	応力比 σ_x/σ_{mx}		応力比 σ_x/σ_{mx}	
			すみ半径部	スカート部			外側	内側	外側	内側
A-1	外側肉盛	4.2	3.37	0.65	609	12	2.13	1.22	1.31	1.75
A-2	外側再肉盛	12.6	1.82	0.67	622	12	2.40	—	1.36	—
A-3	内側肉盛追加	12.6	1.59	0.85	622	12	1.45	1.35	0.81	1.50
B-3	内側肉盛追加	50	0.80	1.00	630	9	1.15	1.25	0.50	1.58
B-4	内側肉盛追加	50	0.82	1.08	530	9	1.68	1.17	0.57	1.48
B-5	内側肉盛追加	50	0.95	0.85	430	9	0.72	1.06	0.50	1.37
C-3	内側肉盛追加	35	1.36	1.05	615	12	0.89	1.05	1.72	1.22
D-3	内側肉盛追加	50	1.15	0.86	605	16	2.69	1.37	1.05	1.37

注) σ_x, σ_φ : スカート長手, 円周方向応力の実験値
 σ_{mb} : スカート付根部の曲げ応力の計算値



(A-1 スカート)

図10 水平荷重を受ける支持スカートの軸方向応力

スカート上端に水平荷重 R と曲げモーメント M が作用するとして計算した。接合部近傍ではほぼ一致するが、固定部では大きな差が生じた。これはさきに述べたリブの影響と思われる。したがってリブのあるスカートの場合には本計算によるほかにリブの影響を考慮しなければならない。

6. 結 言

以上の成果をまとめると次のようになる。

- (1) 一端固定の円筒殻の非軸対称荷重に対する応力および変位は3.で述べた方法により計算できる。
- (2) 支持スカート接合部および固定部近傍には複雑な局部応力が生じており、溶接構造を十分に検討して製作する必要がある。
- (3) 支持スカート高さ、径、板厚などが変化しても、応力分布の傾向に大きな影響は認められず、応力値はほぼ膜応力に比例して増減すると考えられる。
- (4) 支持スカート固定部のリブはその高さが低いと、比較的大きな局部応力を発生し、また円筒殻端部の応力分布にもかなり影響を及ぼしている。本機のような構造ではむしろないほうが好ましい。

終わりに本研究に当たり、終始ご指導を賜った日立製作所日立研究所大内田部長、楠本室長、日立工場嶋井部長、有意義なご意見を寄せられた日立工場林勉氏、実験に協力された日立研究所佐藤宏司氏に謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) 岩崎, 清水ほか: 日立評論 50, 581 (昭 43-7)
- (2) N.A. Weil, ほか: ASME paper 58-A-153
- (3) Tsuboi, ほか: 東大生研究報告 11, 2 (昭 36-7)
- (4) S. Timoshenko: "Theory of Plates and Shells" McGraw Hill Book. Co.
- (5) W. Flügge: "Stresses in Shells" Springer-Verlag.