U. D. C. 621.039.584

原子炉格納容器ドライウェルの応力解析

Stress Analysis for Drywell of Reactor Primary Containment Vessel

浜田邦雄* Kunio Hamada　林　勉* Tsutomu Hayashi
宇梶秀夫* Hideo Ukaji　小口伊佐男* Isao Oguchi

要　旨

原子炉格納容器のドライウェルは軸対称回転体であり，これに軸対称荷重が加わるが，この形状，荷重ともにかなり複雑で，従来の方法では応力解析が困難であった。ここでは基礎微分方程式を電子計算機により一挙に解く方法および解析結果の一例を示す。本方法によれば複雑な応力分布を精度よく求めることができる。

1. 緒　　言

沸騰水形原子炉格納容器においては，図1に示すような形状のドライウェルに内圧力，自重，軸方向荷重，熱荷重などの軸対称荷重が加わる場合の応力計算が要求される。この種類の一般軸対称回転殻に軸対称荷重が加わった場合の解法として，基礎微分方程式を差分方程式に変形し，消去法によってこれを電子計算機により解く方法をW. K. Sepetoski氏ら[1]が発表している。またわが国では浜田実氏ら[2]がSepetoski氏らの方法にならった計算例を発表している。浜田実氏らはSepetoski氏らの方法を拡張して，せん断変形を考慮する場合も検討しているが，殻の板厚が小さい場合はこの影響を無視してよいという結論を得ている。われわれはせん断変形の無視できるような薄肉のドライウェルに対して，Sepetoski氏らと同様の方法で計算を行ない，従来の方法では解析が困難であるような種々の荷重に対する応力を求めることができたので報告する。なお，Sepetoski氏らや浜田実氏らは基礎微分方程式を差分方程式に変換するメッシュ間隔が一定の場合を取り扱っているが，実際の容器の計算には場所によりメッシュ間隔を変化させたほうが便利であるので，Sepetoski氏らの方法を拡張して，メッシュ間隔が変化する場合の取り扱い方を示す。さらに，本方法では計算時間との関連で，メッシュ間隔をどのように選んだら最少のメッシュ数で必要な精度の結果を得られるかの判断が重要になってくる。この点についての一つの目安を示すことにする。また本方法を用いた電子計算機によるドライウェルの各部の応力解析結果を示す。

2. 応力解析の方法

2.1 基　本　式

基礎微分方程式は次のようになる[1](図2参照)。

$$(rV)'+rp_v=0 \quad\cdots(1)$$

$$(rH)'-N_\theta+rp_n=0 \quad\cdots(2)$$

$$(rM_\xi)'-M_\theta\cos\phi+r(H\sin\phi-V\cos\phi)=0 \quad\cdots(3)$$

$$C(u'-\beta\sin\phi)=r'(H\cos\phi+V\sin\phi-\nu N_\theta+CAT) \quad\cdots(4)$$

$$C\frac{u}{r}=N_\theta-\nu(H\cos\phi+V\sin\phi)+CAT \quad\cdots(5)$$

$$M_\xi=D\left(\beta'+\nu\frac{\beta\cos\phi}{r}\right) \quad\cdots(6)$$

$$M_\theta=D(\beta\cos\phi/r+\nu\beta') \quad\cdots(7)$$

$$w'=\frac{Z'}{C}(H\cos\phi+V\sin\phi-\nu N_\theta+CAT)-r'\beta \quad\cdots(8)$$

ここに，A: 熱膨張係数 (1/℃)
C: 引張り剛性$=Eh$ (kg/mm)

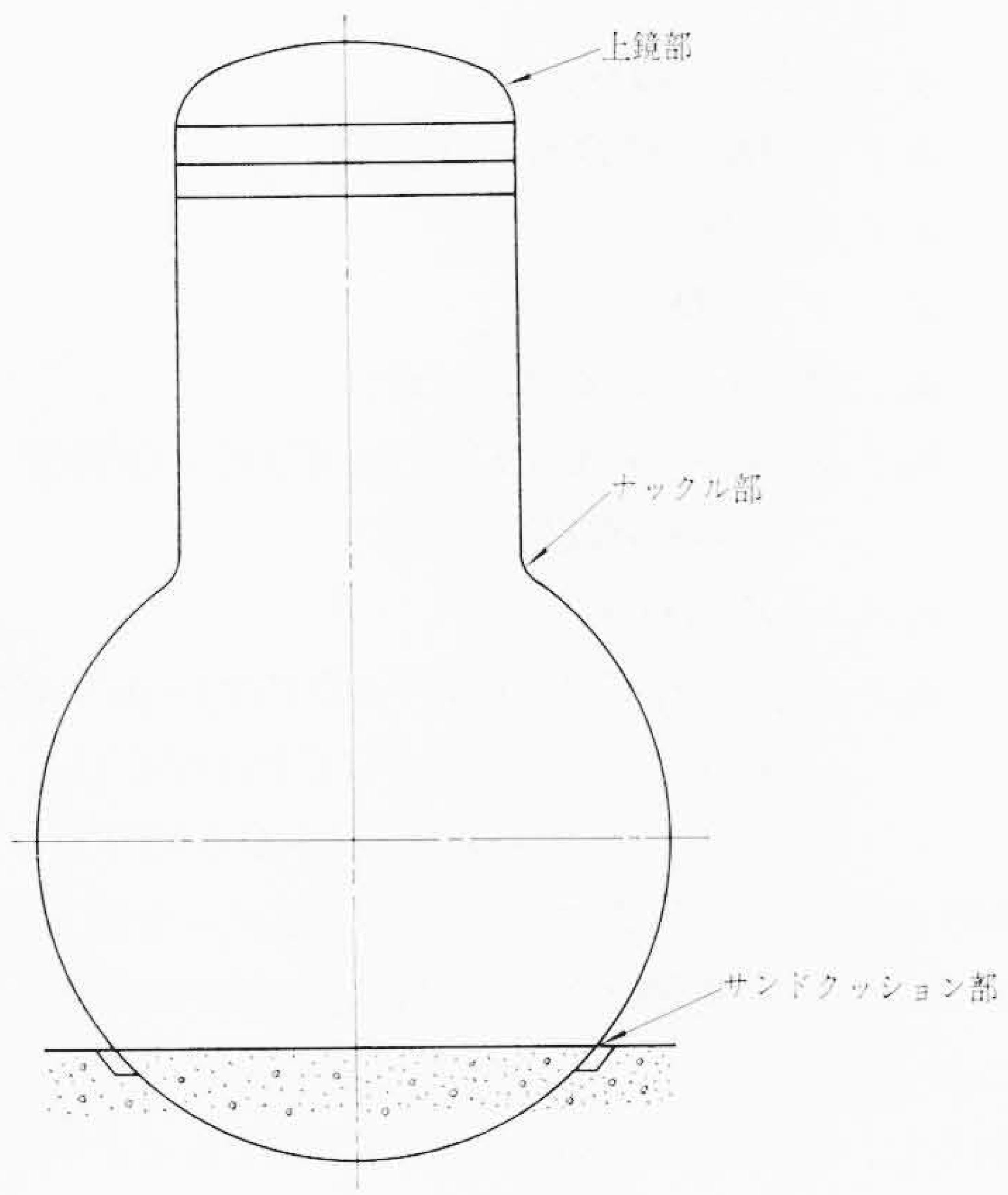


図1　ドライウェル形状

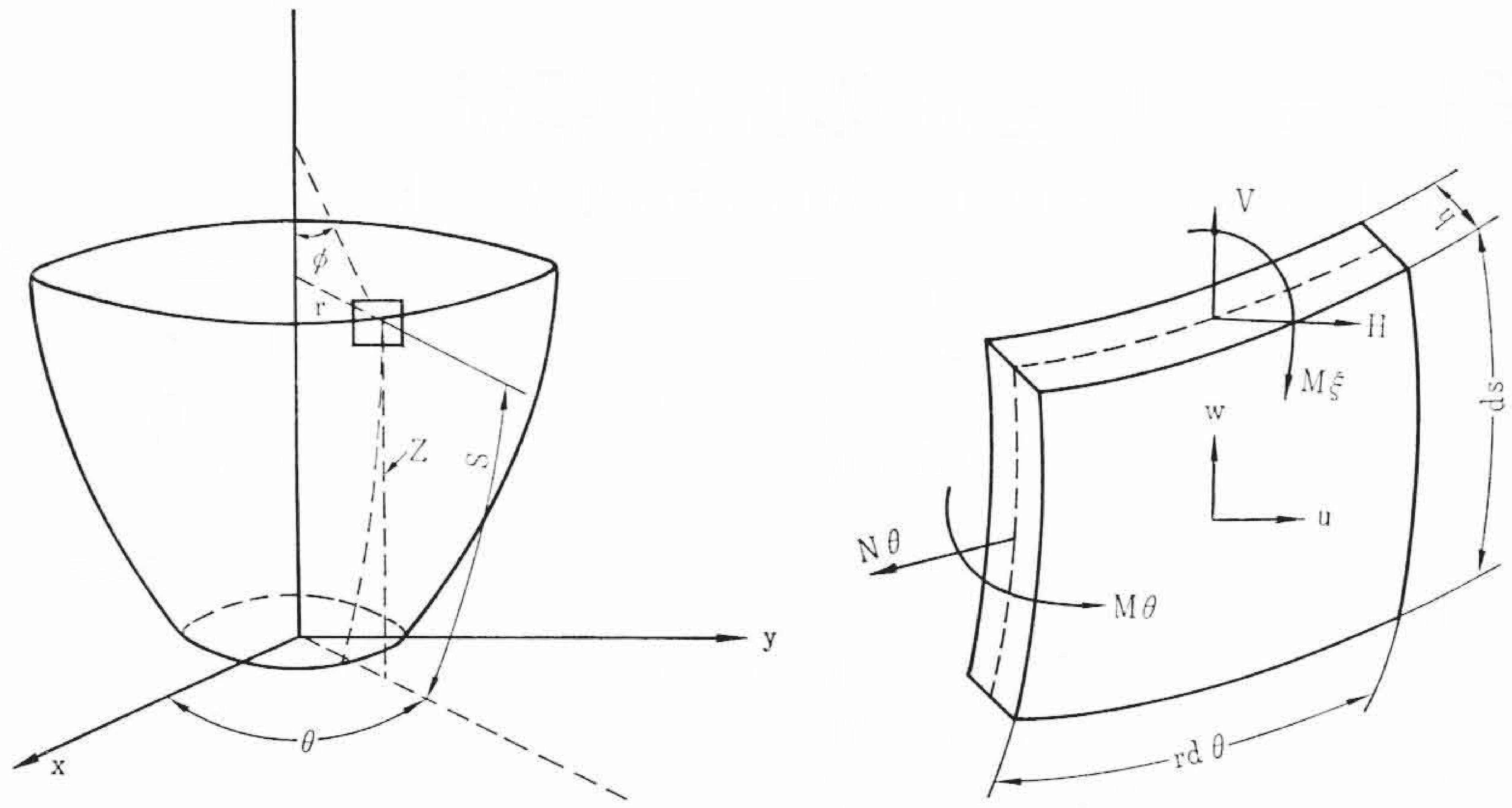
D: 曲げ剛性$=Eh^3/[12(1-\nu^2)]$ (kg･mm)
H: 単位長さ当たりの半径方向内力 (kg/mm)
h: 殻の厚さ (mm)
M_ξ: 単位長さ当たりの軸方向曲げモーメント (kg･mm/mm)
M_θ: 単位長さ当たりの円周方向曲げモーメント (kg･mm/mm)
N_θ: 単位長さ当たりの円周方向内力 (kg/mm)
p_v: 中央面の単位面積当たりの軸方向外力 (kg/mm^2)
p_n: 中央面の単位面積当たりの半径方向外力 (kg/mm^2)
s: 境界から弧に沿って測った長さ (mm)
T: 各点の温度 (℃)
u: 半径方向変位 (mm)
V: 単位長さ当たりの軸方向内力 (kg/mm)
w: 軸方向変位 (mm)
β: 中央面接線の変位角 (rad)

ここで $'$ は s に関する微分を示している。これらの式には $V, H, N_\theta, M_\xi, M_\theta, u, \beta, w$ の8個の未知数が含まれている。このうち V は(1)式により直ちに求められる。w は(8)式のみに含まれているので，H, V, N_θ, β が求まってから計算する。(2)～(7)式より $N_\theta, M_\xi, M_\theta, u$ を消去すると，H と β に関する次の式が得られる。

$$\beta''+a\beta'+b\beta+cH=d \quad\cdots(9)$$

$$H''+a_0H'+b_0H+c_0\beta=d_0 \quad\cdots(10)$$

* 日立製作所日立工場



(a) 殻の中央面　(b) 殻要素に加わる力，モーメント

図2 基礎式の記号説明

ここで，
$$a:\ (Dr)'/(Dr)$$
$$b:\ \nu(Dr')'/(Dr)-(r'/r)^2$$
$$c:\ Z'/D$$
$$d:\ r'V/D$$
$$a_0:\ 2r'/r+(r/C)'/(r/C)$$
$$b_0:\ r''/r+[(r/C)'r']/[(r/C)r]-(r'/r)^2-\nu(r'/C)'/(r/C)$$
$$c_0:\ -Z'/(r^2/C)$$
$$d_0:\ -p_n[(r/C)'/(r/C)+Dr'/r]-p_n'-r'p_n/r+V[(Z'r')/r^2+\nu(Z'/C)'/(r/C)]+\nu(Z'/r)(V'+r'V/r)-C(AT)'/r$$

(9), (10)式を差分方程式に変換するメッシュを図3のように定める。ここでメッシュ間隔は各点で異なる一般的取り扱いを行なっている。このようにすると，応力分布の変化のはげしい部分のメッシュを細かくし，精度よく求めうるので便利である。(9)式の各項の j^- から j^+ までの積分は次のように示される。

$$\int_{j^-}^{j^+}\beta''=\frac{2(\beta_{j+1}-\beta_j)}{\Delta_j+\Delta_{j+1}}-\frac{2(\beta_j-\beta_{j-1})}{\Delta_j+\Delta_{j-1}}$$
$$\int_{j^-}^{j^+}b\beta=b_j\beta_j\Delta_j$$
$$\int_{j^-}^{j^+}a\beta'=a_j(\beta_{j+1}-\beta_{j-1})\times\frac{\Delta_j}{\Delta_j+\frac{1}{2}(\Delta_{j-1}+\Delta_{j+1})}$$
$$\int_{j^-}^{j^+}cH=C_j\beta_j\Delta_j$$
$$\int_{j^-}^{j^+}d=d_j\Delta_j$$

(10)式の各項についても同様の式が成り立つ。これらを用いて(9), (10)式を書きかえれば，

$$e_j\beta_{j-1}+f_j\beta_j+g_j\beta_{j+1}+k_jH_j=l_j \quad\cdots\cdots(11)$$
$$e_{0j}H_{j-1}+f_{0j}H_j+g_{0j}H_{j+1}+k_{0j}\beta_j=l_{0j} \quad\cdots\cdots(12)$$

ここで，
$$e_j:\ \frac{2}{\Delta_j+\Delta_{j-1}}-a_jX,\quad X=\Delta_j\Big/\left[\Delta_j+\frac{1}{2}(\Delta_j+\Delta_{j-1})\right]$$
$$f_j:\ b_j\Delta_j-\frac{2}{\Delta_j+\Delta_{j+1}}-\frac{2}{\Delta_j+\Delta_{j-1}}$$
$$g_j:\ \frac{2}{\Delta_j+\Delta_{j+1}}+a_jX$$
$$k_j:\ c_j\Delta_j$$
$$l_j:\ d_j\Delta_j$$
$$f_{0j}:\ b_{0j}\Delta_j-\frac{2}{\Delta_j+\Delta_{j+1}}-\frac{2}{\Delta_j+\Delta_{j-1}}$$
$$g_{0j}:\ \frac{2}{\Delta_j+\Delta_{j+1}}+a_{0j}X$$

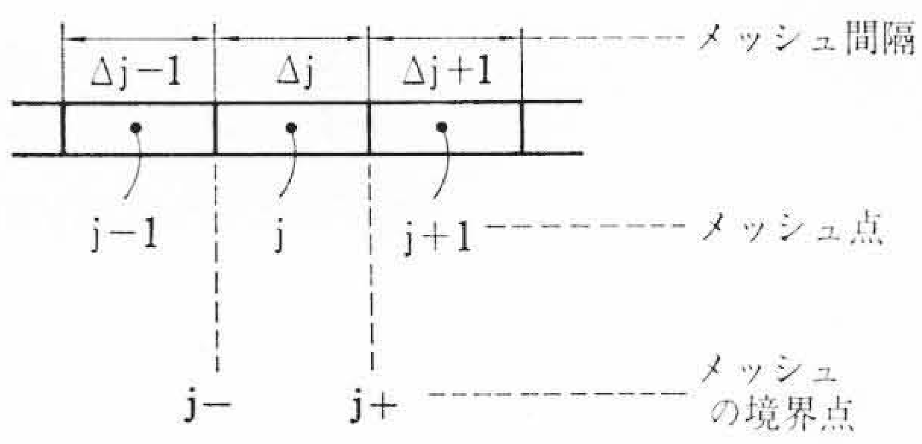


図3 メッシュのとり方

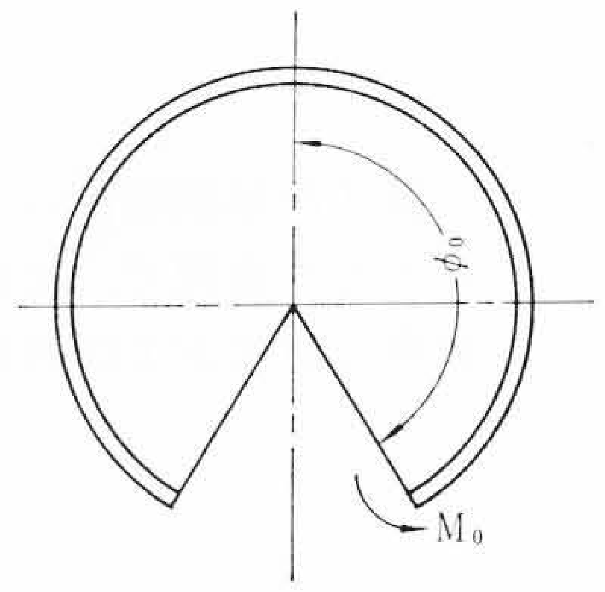


図4 球殻要素

$$k_{0j}:\ c_{0j}\Delta_j$$
$$l_{0j}:\ d_{0j}\Delta_j$$

(11), (12)式は境界点以外のすべてのメッシュ点に成立する式である。これら多数の式をいっぺんに解くためには，非常に大きなマトリックスの逆マトリックスを求めることになり容易ではないので，これらを逐次求める方法を用いる。この目的のために，β_j と H_j を次のように表現するのがよい。

$$\beta_j=(BC)_j+(BB)_j\beta_{j+1}+(BH)_jH_{j+1} \quad\cdots\cdots(13)$$
$$H_j=(HC)_j+(HB)_j\beta_{j+1}+(HH)_jH_{j+1} \quad\cdots\cdots(14)$$

このように表現すれば，β_j, H_j はその点の係数 $(BC)_j\cdots\cdots(HH)_j$ およびその次の点の β_{j+1}, H_{j+1} で求められることになる。係数 $(BC)_j\cdots\cdots(HH)_j$ が各点について求まれば，メッシュ数が N ある系を考えれば，β_N, H_N は終点の境界条件で求められるので，(13), (14)式により各点の β_j, H_j が逐次求められることになる。

係数 $(BC)_j\cdots\cdots(HH)_j$ は(11), (12)式と(13), (14)式を比較して次のように求められる。

$$(BC)_j=-[(HC)_j\{e_j(BH)_{j-1}+k_j\}+\{e_j(BC)_{j-1}-l_j\}]/\{e_j(BB)_{j-1}+f_j\}$$
$$(BB)_j=-[g_j+(HB)_j\{e_j(BH)_{j-1}+k_j\}]/\{e_j(BB)_{j-1}+f_j\}$$
$$(BH)_j=-(HH)_j\{e_j(BH)_{j-1}+k_j\}/\{e_j(BB)_{j-1}+f_j\}$$
$$(HC)_j=-[(BC)_j\{e_{0j}(HB)_{j-1}+k_{0j}\}+\{e_{0j}(HC)_{j-1}-l_{0j}\}]/\{e_{0j}(HH)_{j-1}+f_{0j}\}$$
$$(HB)_j=-(BB)_j\{e_{0j}(HB)_{j-1}+k_{0j}\}/\{e_{0j}(HH)_{j-1}+f_{0j}\}$$
$$(HH)_j=-[g_{0j}+(BH)_j\{e_{0j}(HB)_{j-1}+k_{0j}\}]/\{e_{0j}(HH)_{j-1}+f_{0j}\}$$

始点での値 $(BC)_1\cdots\cdots(HH)_1$ は始点での境界条件より与えられるので，逐次各点の $(BC)_j\cdots\cdots(HH)_j$ が求まることになる。

始点での境界条件は次の3種類のいずれかになる。境界条件の求め方は文献[1]にくわしく記述されているので，ここでは結果のみ記す。

(1) 始点で M_ξ と H が与えられる場合
$$(BC)_1=(\Delta_1+0.5\Delta_2)M_{\xi 1}/[D_1(\nu r_2/r_1-1-\nu)]$$
$$(BB)_1=-1/(\nu r_2/r_1-1-\nu)$$
$$(BH)_1=(HB)_1=(HH)_1=0$$
$$(HC)_1=H_1$$

(2) 始点で β と u が与えられる場合
$$(BC)_1=\beta_1$$
$$(BB)_1=(BH)_1=(HB)_1=0$$
$$(HC)_1=[(C_1u_1/r_1-r_1p_{n1})(\Delta_1+0.5\Delta_2)+\nu V_1(Z_2-Z_1)-C_1A_1T_1]/Y$$

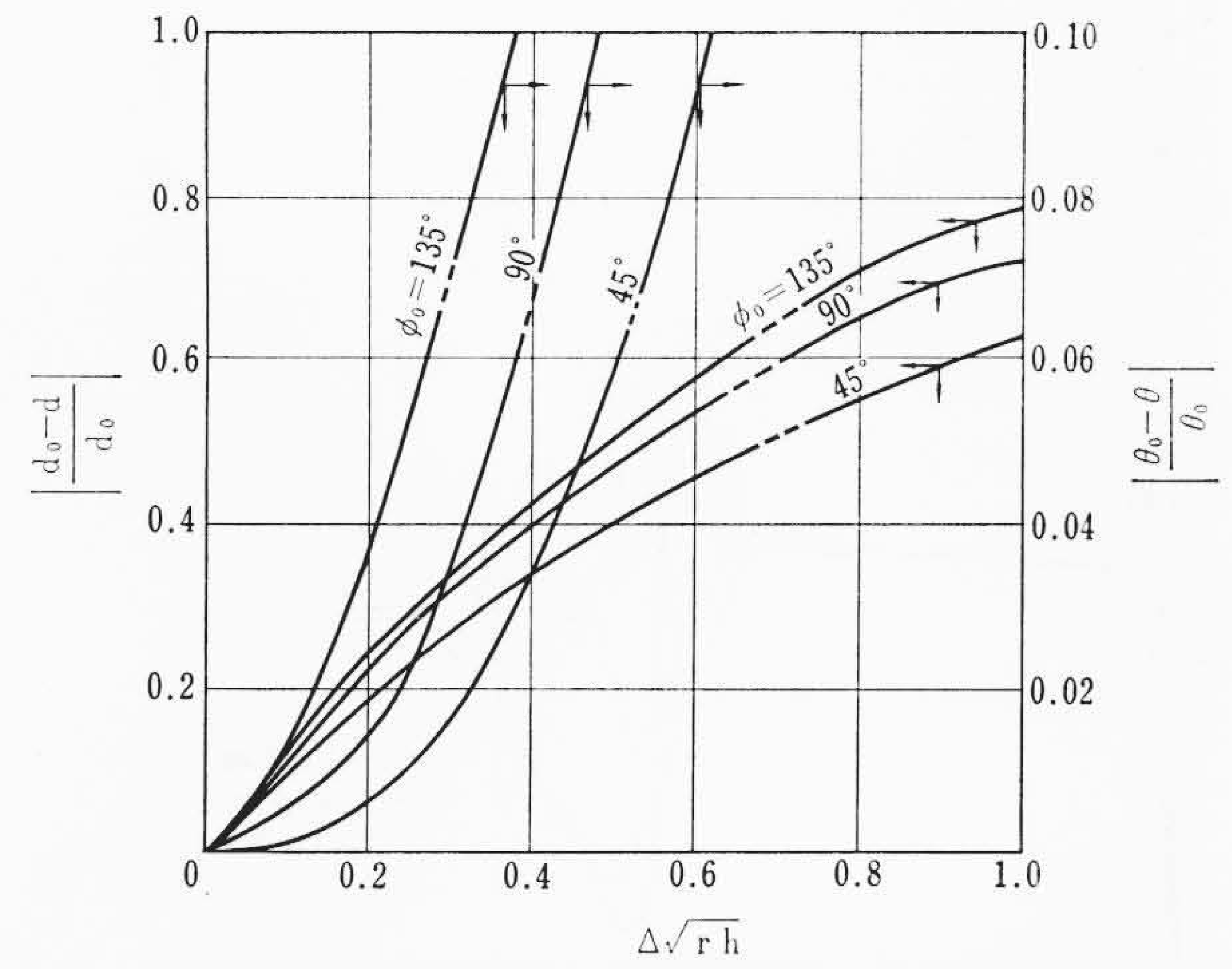


図5　メッシュ幅と計算精度の関係

$$Y=r_2-2r_1-\nu(r_2-r_1)$$
$$(HH)_1=-r_1/Y$$

（3）　始点が閉じている場合：　$\beta_1=u_1=0$

$$(BC')_1=(BB)_1=(BH)_1=(HC')_1=(HB)_1=0$$
$$(HH)_1=1$$

終点での境界条件も同様に3種類考えられる。この場合にはH_N, β_Nを定めることになるが，始点の場合と同様の式が終点に関しても成立するので，これらの式と終点に関する(13)，(14)式とを適当に連立させて解けば，終点のH_N, β_Nが求まる。

各点の力，モーメント，変位および応力は次のようにして求められる。まず，各点のβ, Hは前述の手順により求められる。Vは(1)式を積分することにより別個に求められている。N_θ, M_ξおよびM_θはおのおの(2)，(6)式および(7)式より容易に求められる。uとwはN_θ, Vがわかっていればおのおの(5)式および(8)式の積分により求められる。応力は次のように求められる。

$$\sigma_\phi=(V\sin\phi+H\cos\phi)/h\pm6M_\xi/h^2$$
$$\sigma_\theta=N_\theta/h\pm6M_\theta/h^2$$
$$\tau=H/h$$

2.2　メッシュ幅の選定

一般に端部荷重による円筒殻や球殻の応力や変形は軸方向に対し，$\kappa x(\kappa=[3(1-\nu^2)]^{1/4}/\sqrt{rh})$の関数で変化するので，$\kappa\varDelta\propto\varDelta\sqrt{rh}$（$\varDelta$：メッシュ幅）が一定なら$r$や$h$の種々の組合せに対して，ほぼ同程度の精度の結果が得られると判断される。このことは円筒殻の場合は正しく成立するが，球殻の場合は軸方向に対し，κxの関数のみだけでは示されない部分もあり，球殻の頂角ϕ_0により多少変化する。図4のような球殻の端部にモーメントM_0を加えた場合の本方法による端部の水平変位d，回転角θのメッシュ幅による変化を図5に示した。ここで，d_0, θ_0はメッシュが十分に細かいときの結果である。図5には$\phi_0=45°$, 90°, 135°に対応する結果を示してある。円筒殻の場合は球殻の90度の場合とまったく一致する。これらの結果より判断して，$\varDelta/\sqrt{rh}=0.1$以下にすれば，±10%以内の精度で計算結果を得ることができる。

3.　計算値と実験値との比較

計算対象として選んだ図1に示すような形状のドライウェルは，球殻に取り付けられたノズルとも考えられるが，ここで2例のノズルについての比較結果を示す。第1のノズルは図6に示した形状のものであり，ノズルの内半径と球殻の内半径との比が比較的に大きいもので，かつ板厚とノズル半径との比の小さいものを選んだ。この実験は光弾性モデルについて行なわれたもので，その詳細は文献[3]にあるが，応力測定結果は文献[4]より引用した。実験は内圧3.94×10^{-3} kg/cm²g (0.056 psig) で行なわれている。実験値と理論値との比較も図6に示してあるがよく一致している。第2のノズルは図7に示した形状のものであり，ノズルの内半径と球殻の内半径との比が比較的に小さく，かつ板厚とノズル半径との比の大きいものである。この実験も光弾性モデルについて行なわれたもので，文献[5]より引用した。第1のノズルに比較して，かなり厚肉の小径ノズルになっているが，この場合もかなりよく一致しているといえる。

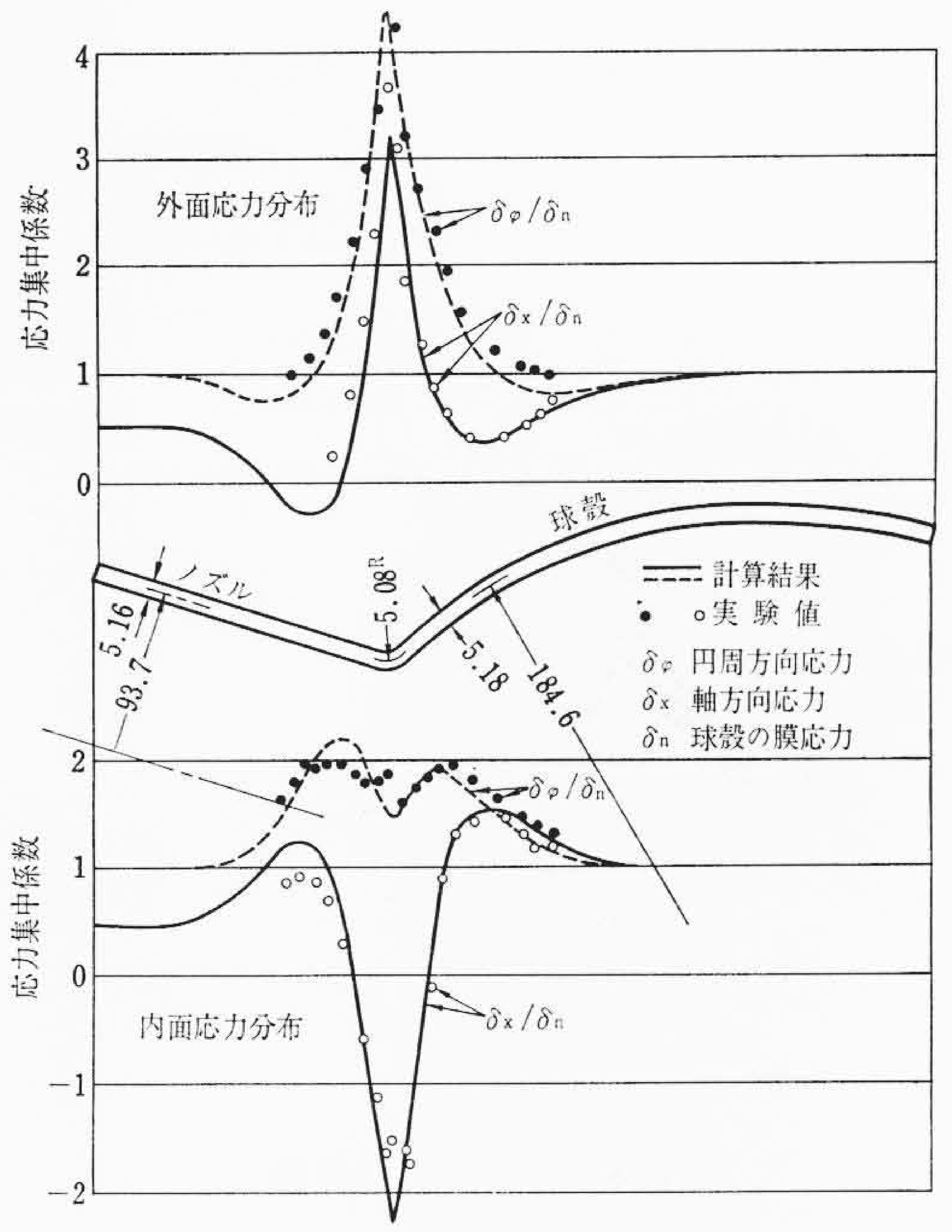


図6　光弾性モデル応力分布

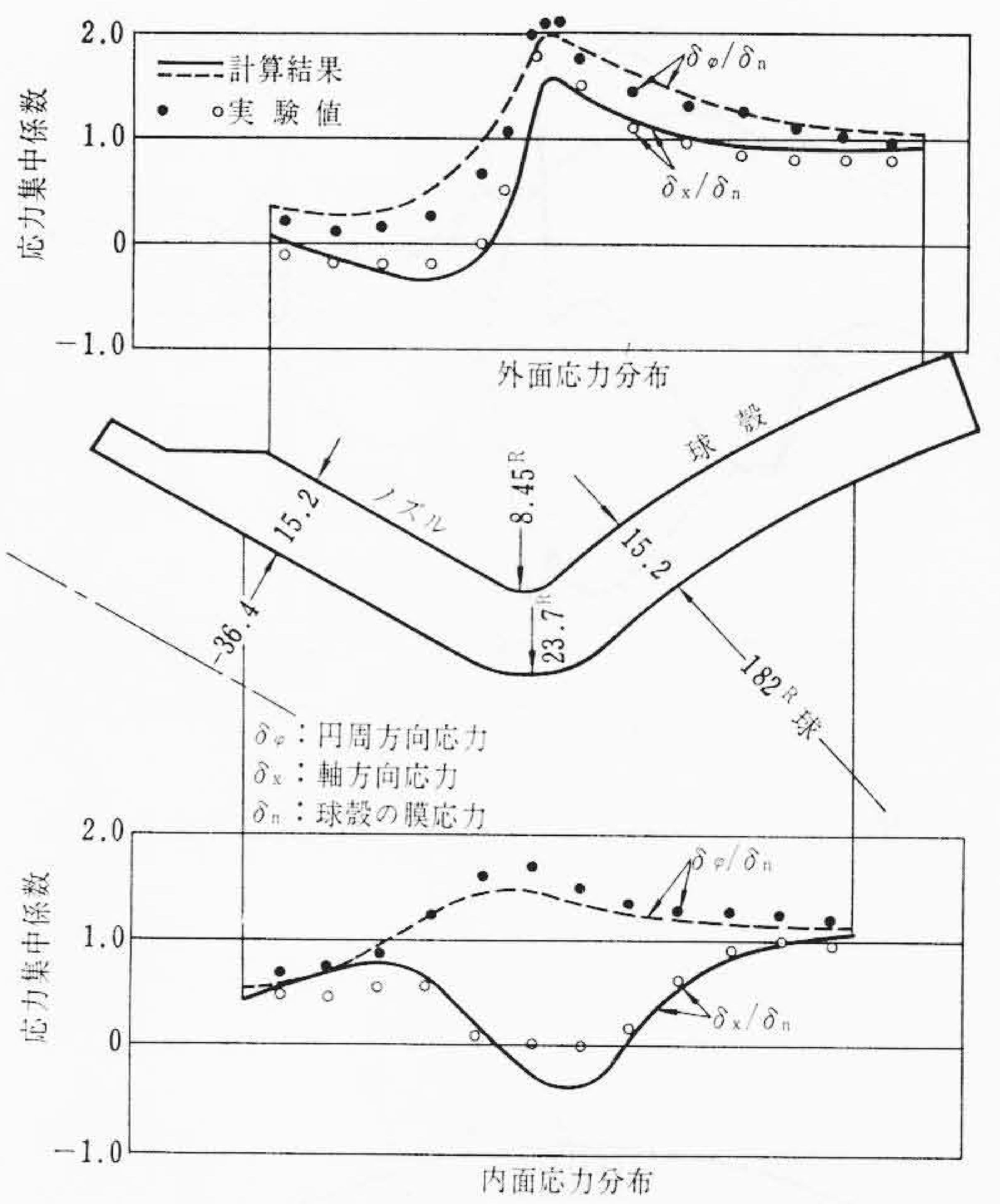


図7　ノズルの内圧による応力分布

4.　計　算　例

図1に示す形状のドライウェルにおいて，応力の問題になる点は，最大仮想事故時の内圧（設計内圧）によるナックル部，設計内圧および一次冷却系管路破断時のジェット力による上鏡部，最大仮想事故時の温度分布によるサンドクッション部である。これらの荷重によるこれら各部の応力は本方法により，すべて求めることができる。

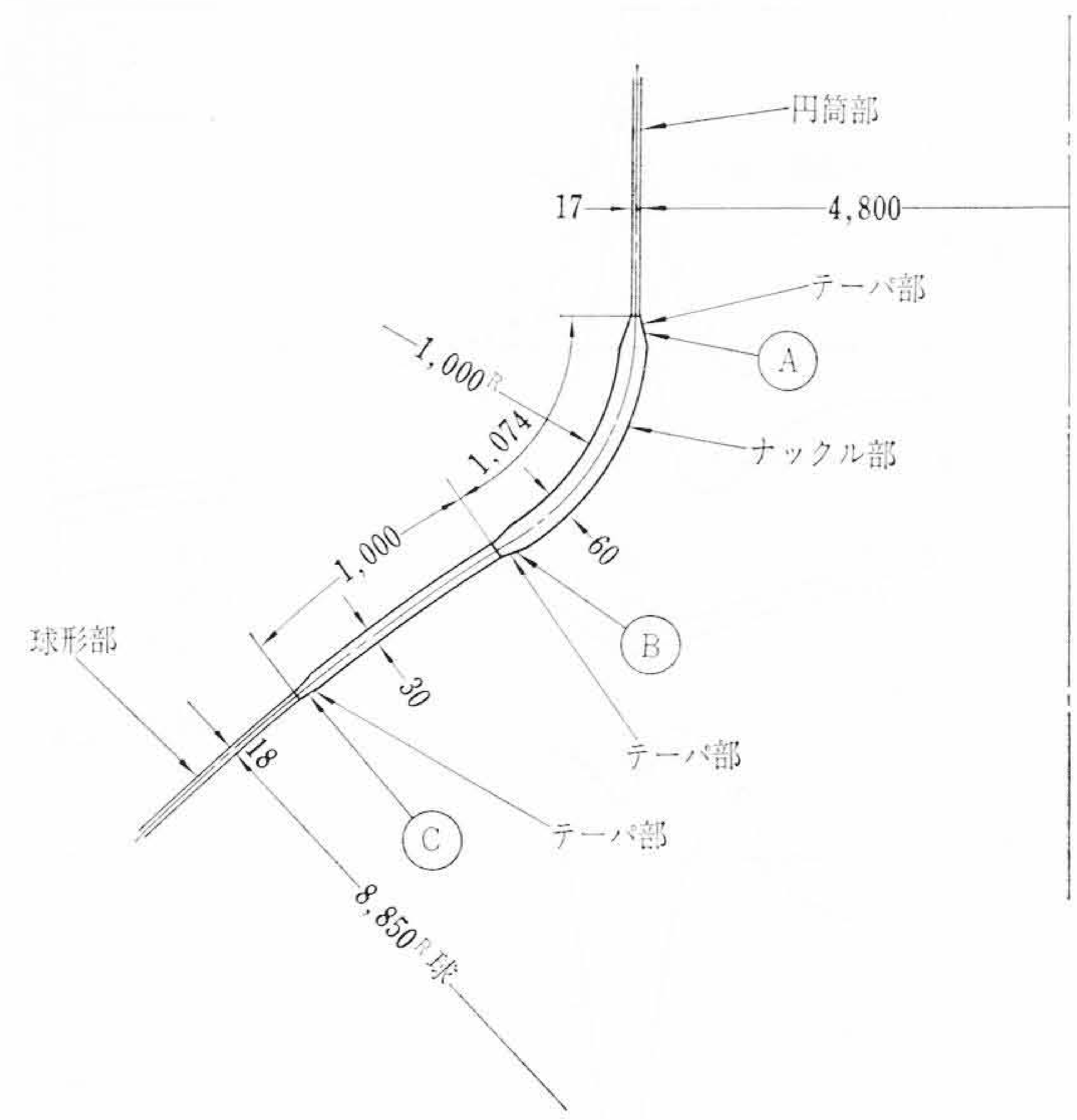


図8　ナックル部詳細

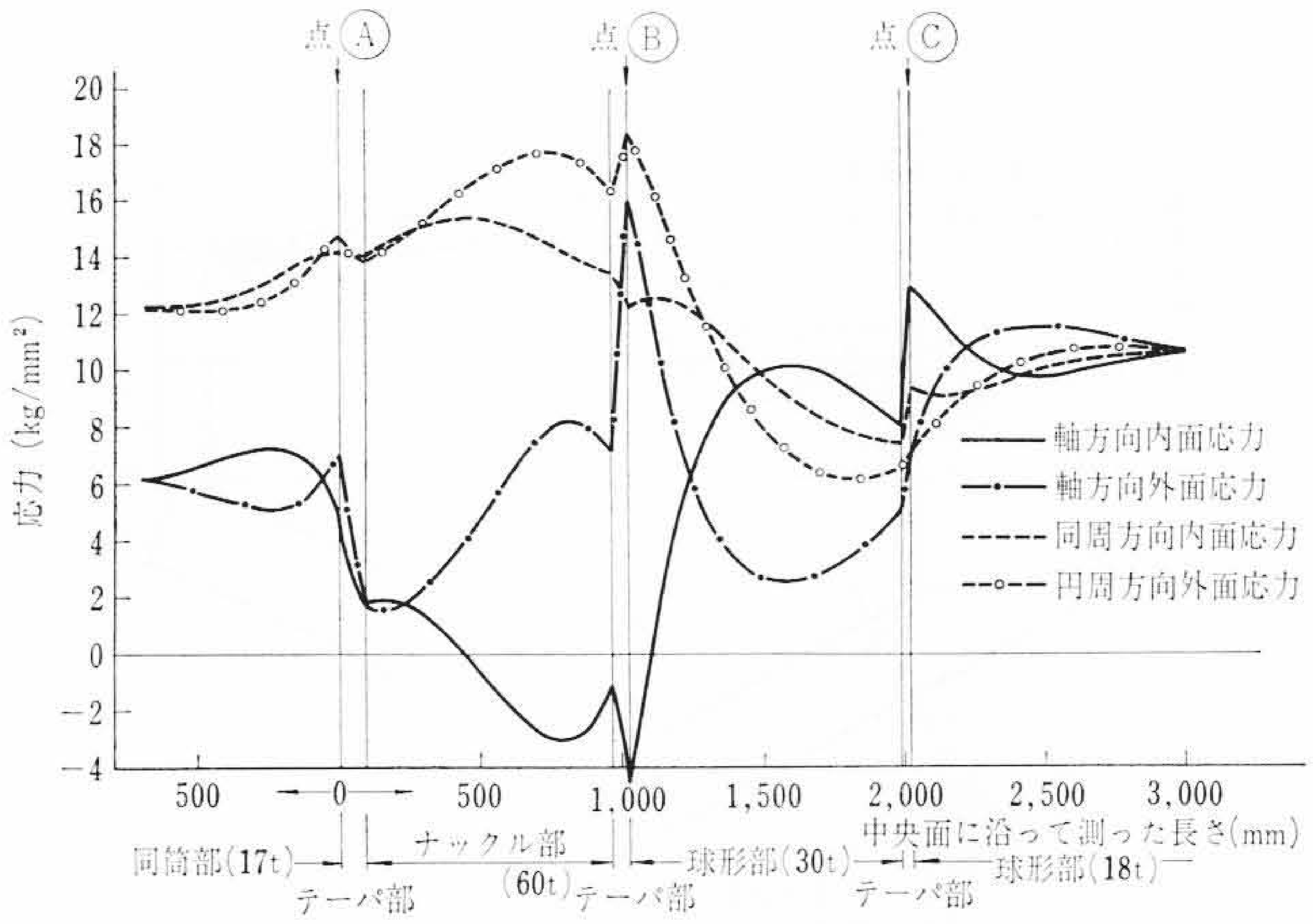


図9　ナックルおよびその付近の内圧による応力

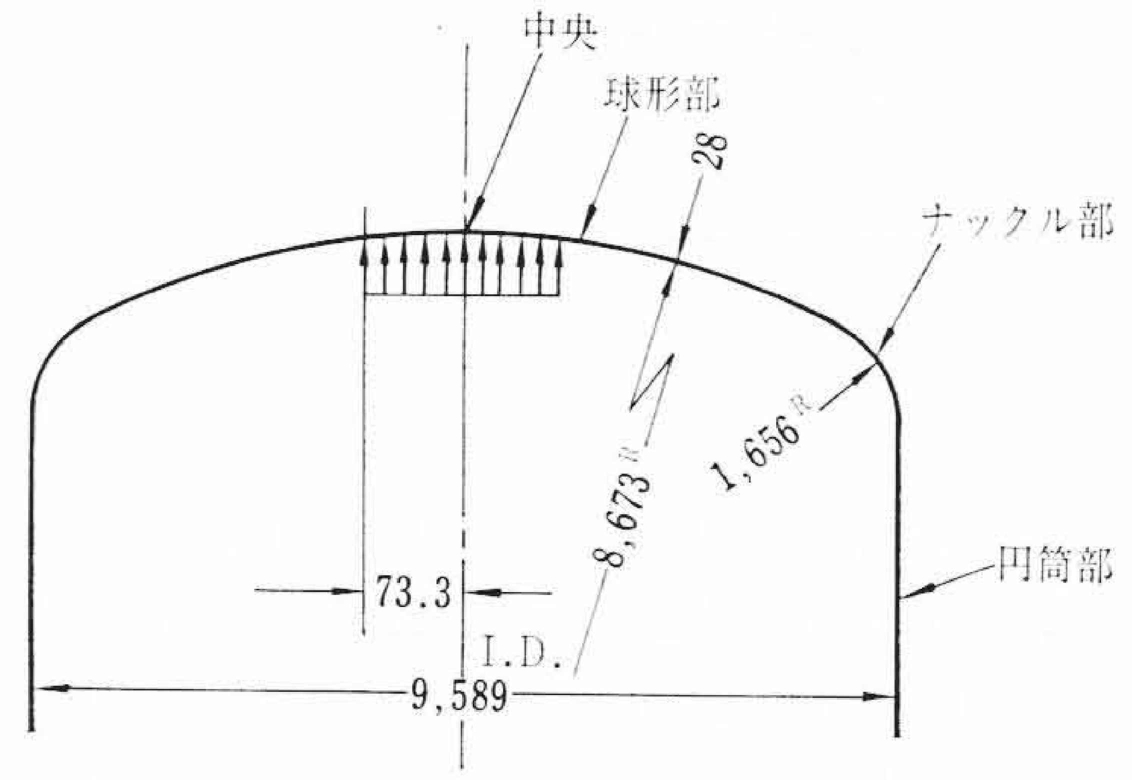


図10　上鏡部の形状

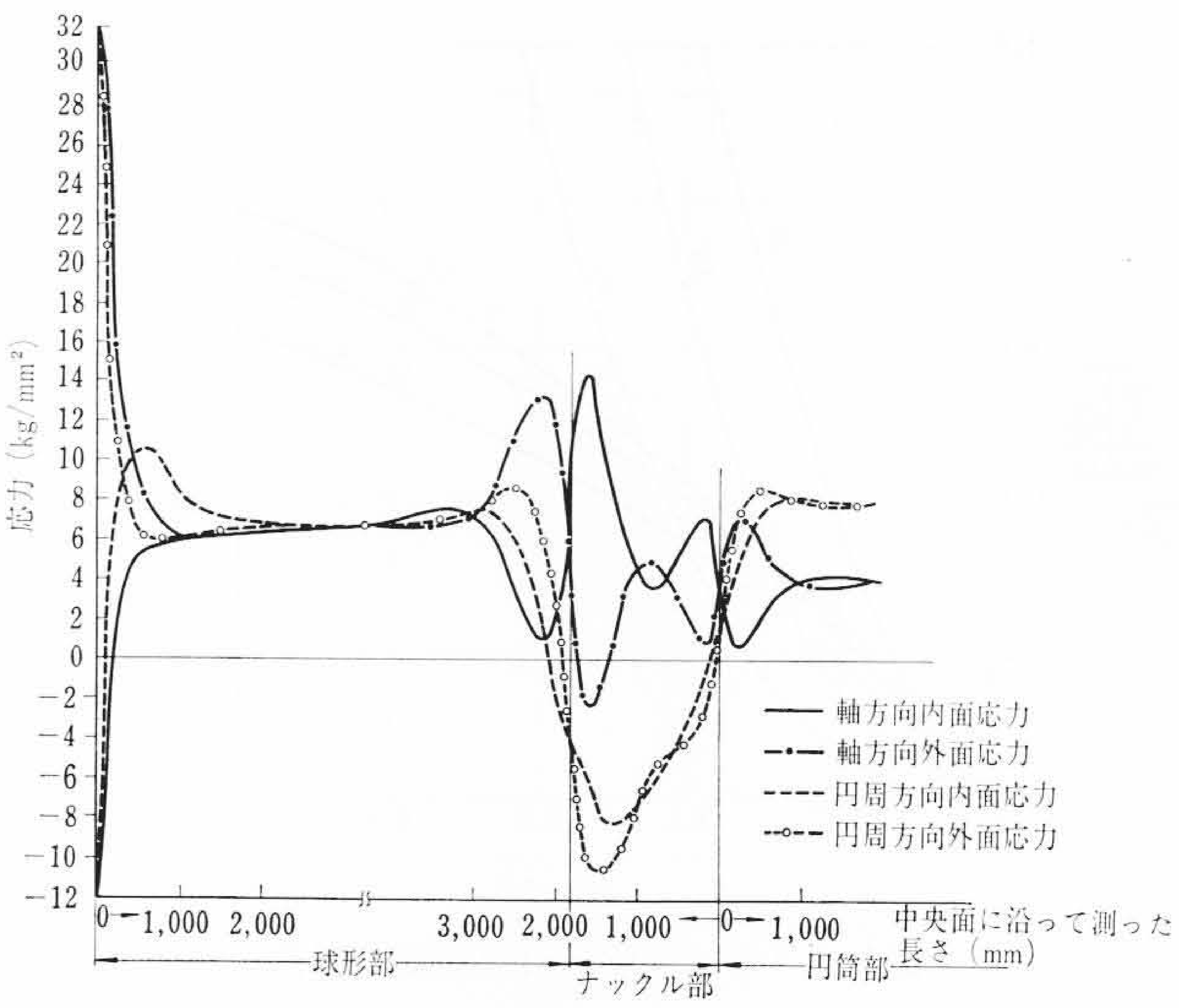


図11　ジェット力および内圧による上鏡部の応力

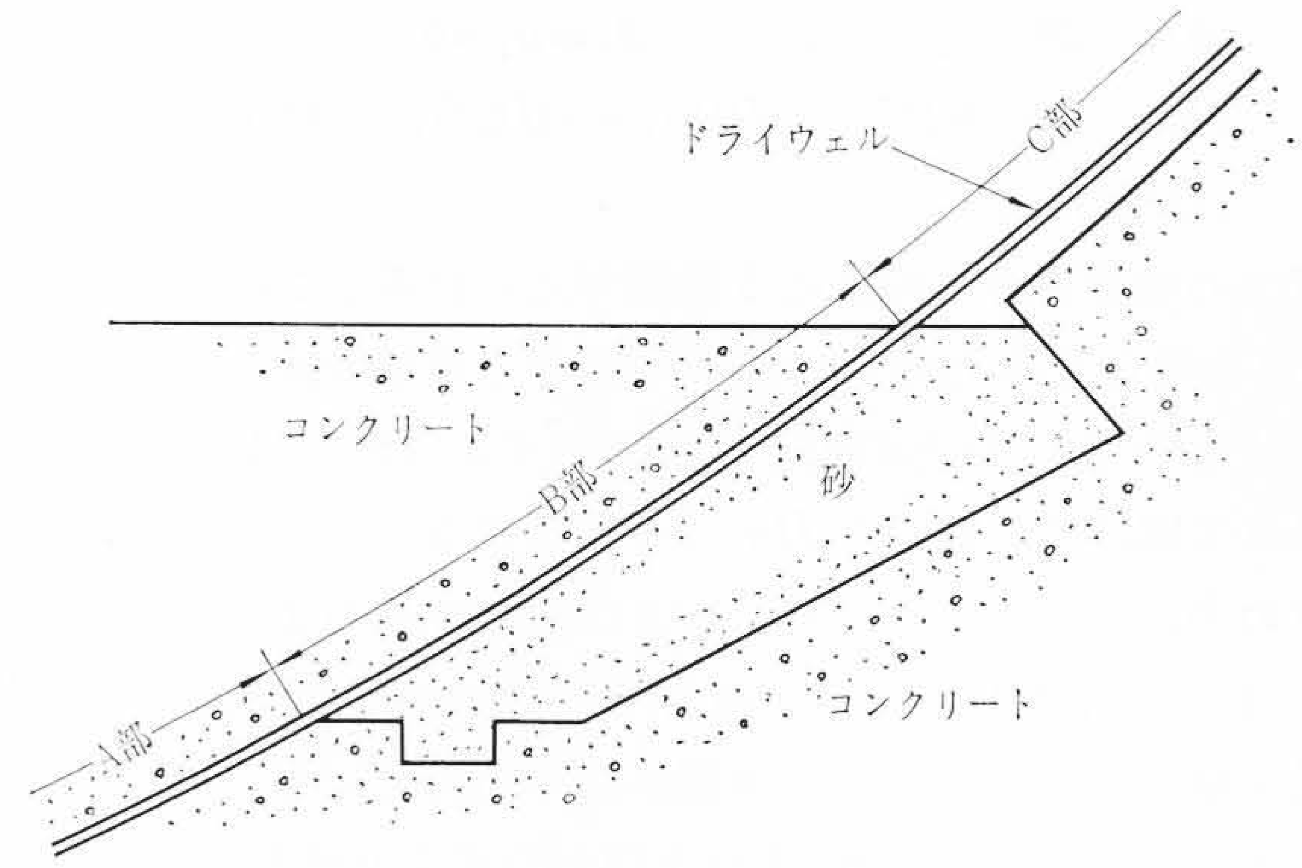


図12　サンドクッション部の形状

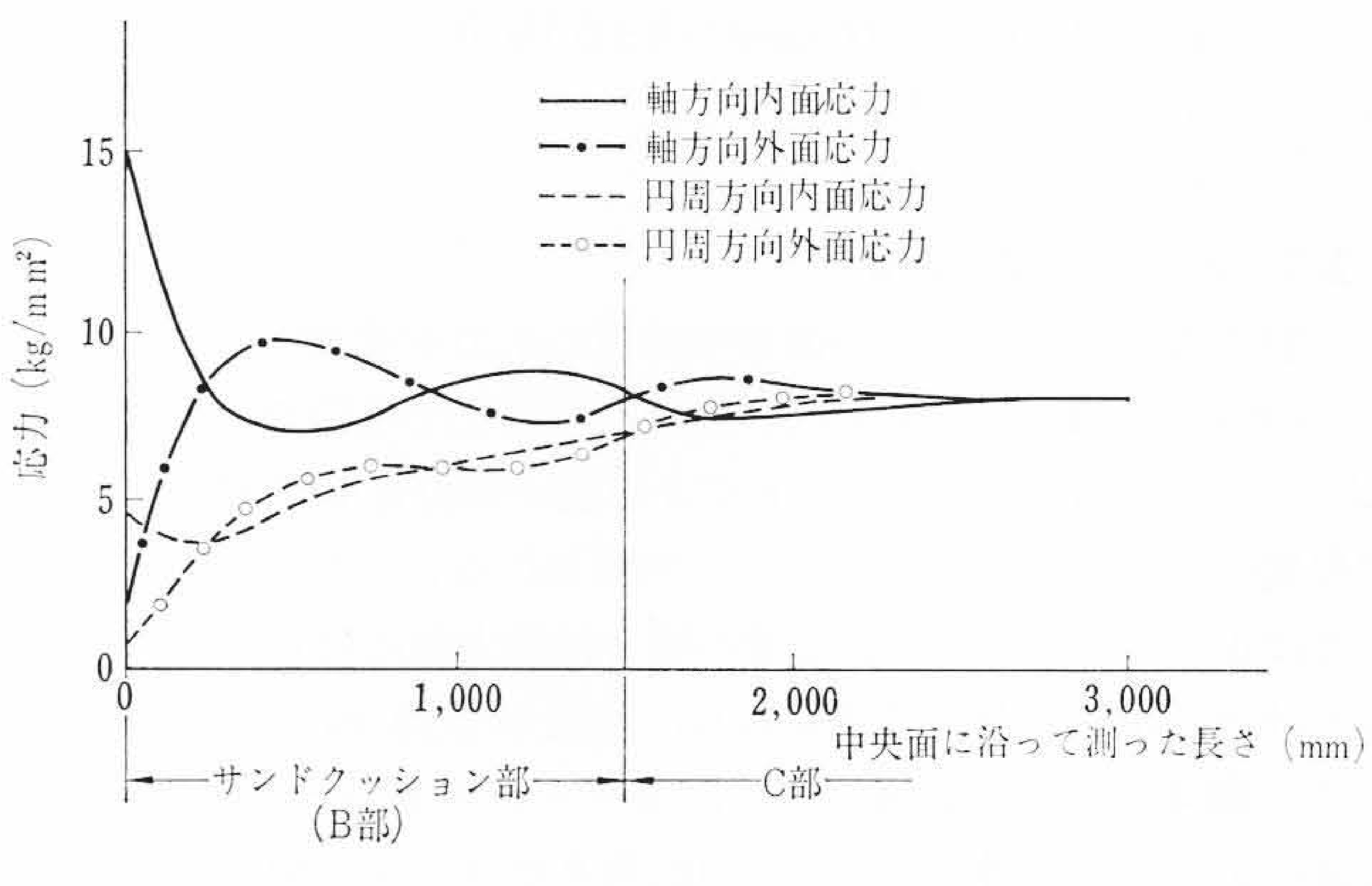


図13　サンドクッション部の内圧力による応力

以下一設計例についての結果を示す。

4.1 ナックル部

ナックル部の詳細形状は図8に示すとおりである。これら各部の板厚やナックル半径は，設計内圧，地震力による応力などを考慮して，広範囲にわたるパラメータサーベイを行ない，最も望ましい形状に決められたものである。設計内圧=4.35 kg/cm²g が加わったときの応力分布を図9に示した。これを見てもわかるように，ナックル部各点の最大応力がほぼ均一化されており，好ましい形状であるといえる。

4.2 上　鏡　部

上鏡部の詳細形状は図10に示すとおりである。荷重としては図10に示したように，上鏡の中央部にジェット力を仮想し，また設計内圧力=4.35 kg/cm²g を考える。このときの応力分布を図11に示す。中央部に生じているピーク応力はジェット力によるものであり，上鏡のナックル部に生じているピーク応力は内圧力によるものである。

4.3 サンドクッション部

ドライウェルのコンクリート内埋込部の境界部分は拘束条件の大きな変化を避けるために，図12に示すようなサンドクッション部が設けられている。このようなせまい範囲内にとじ込められた砂はド

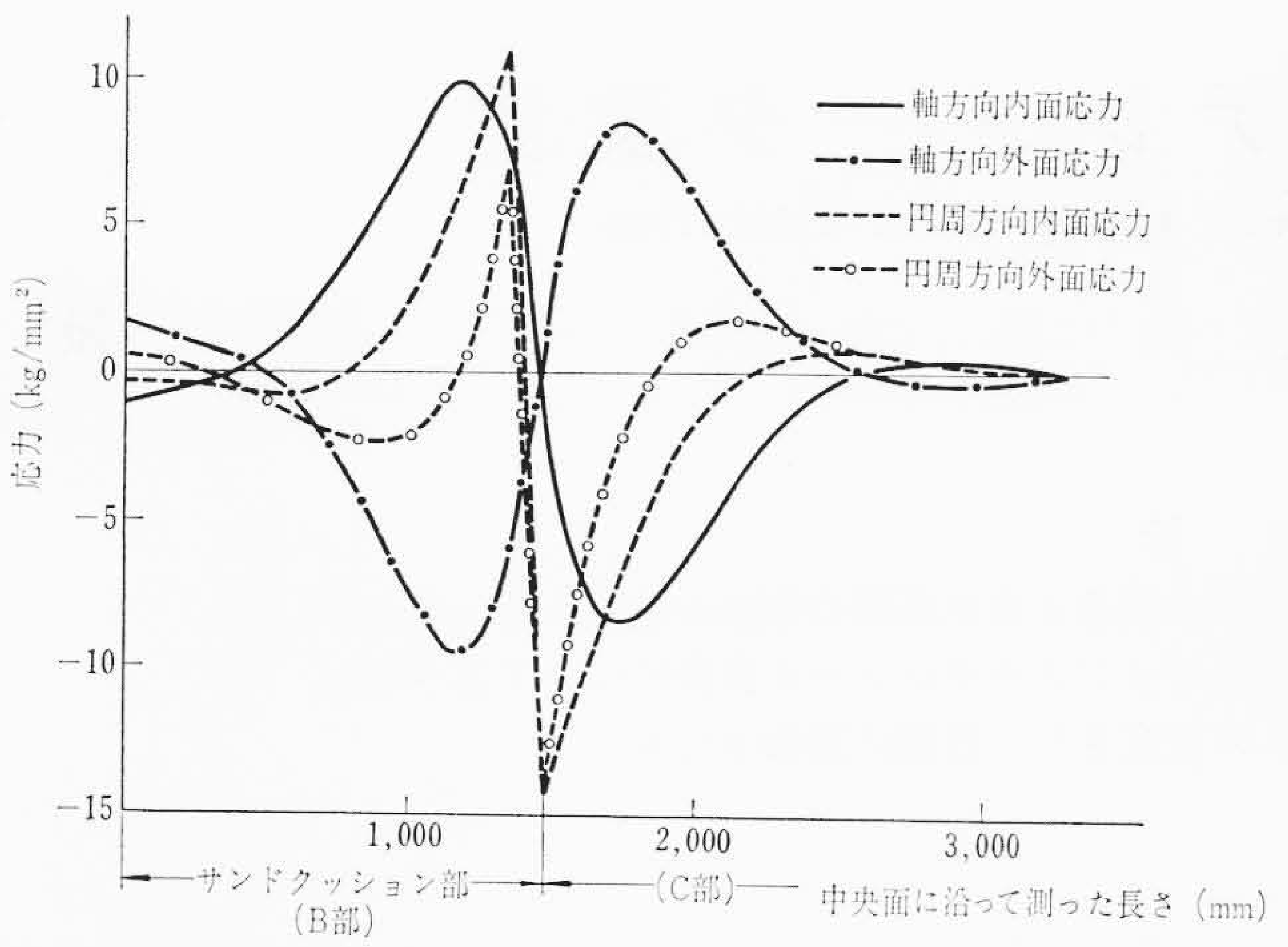


図14 事故直後のサンドクッション部の熱応力

ライウェル殻の変位に対し反力を及ぼし，境界条件の変化を緩和する。このような砂の変位と反力の関係の一例は文献(6)に示されている。本計算コードには砂の反力も対称荷重の一つとして含まれている。

サンドクッション部の対称荷重としては，最大仮想事故時の内圧力=4.35 kg/cm²g と熱荷重がある。熱荷重としては，事故直後において，砂中にはいっている部分のドライウェル殻は事故前の温度16℃に保たれ，これより上方のドライウェル内ふんい気と接触している部分は事故時の最高温度138℃に保たれていると仮定する（本仮定はかなりきびしい仮定であり，実際現象としてはもっとなだらかな温度分布を示す）。内圧力による応力分布を図13に，事故直後の温度分布による応力分布を図14に示す。

5. 結　　言

軸対称回転殻に軸対称荷重が加わる場合の一般的解法を示し，これを原子炉格納容器のドライウェルに適用した結果を示した。これからわかるように，ドライウェルのように形状，荷重ともにかなり複雑で従来の方法では解析不可能であった応力分布をかなり精度よく求めうることがわかった。本方法はこのような場合の応力解析に特に適したすぐれた方法であるといえる。このような詳細な応力解析により，アメリカ ASME の Section III で要求される応力評価が可能となり，信頼度の高い容器の設計を行ないうることになる。

参考文献

(1) W. K. Sepetoski ほか： Tr. ASME, Ser. E,29-4, 655, (1962)
(2) 浜田実ほか： 機学誌，68-553, 159 (昭 40-2)
(3) J. L. Mershon： Welding Research Council Bulletin No. 77 (1962)
(4) F. J. Witt ほか： ORNL-3755 (1965)
(5) C. E. Taylor ほか： Welding Research Council Bulletin No. 51 (1959)
(6) R. T. Gray ほか： ASME Paper No. 53-A-82 (1953)

特許の紹介

特許第493133号（特公昭39-14368号）

小室　孝次郎

管板と管を溶接する方法

管板と管のすみ肉溶接は，管の肉厚が普通1mm程度で非常に薄いため溶加材の供給を必要とする。

この溶加材として従来は，円形断面を有するリングにしてこれを管端にはめ込み，リングを溶かし，すみ肉として溶着する方法が行なわれている。この円形断面を有するリングは，管板および管端とリングの間に空げきができ，この空げきにある空気が溶接時に溶融金属を酸化したり，溶着金属に発生する気孔の原因となって好ましくない。また，リングと管板および管とは，円周方向に線接触しているので，リングと管板および管の熱伝達が悪く，リング上方に電極をおいて発生する熱は，管板と管を加熱しない前にリングを溶かし，リングは管板上に広がってしまう。また，同一リングでも溶けた部分が収縮して溶けない部分との間を切放し，溶加材が円周的に一様にいきわたらなくなり，さらに円形断面では，リングが安定しないので一部溶接すると，ほかの側が浮き上がったりして溶接しにくく，良好な溶接を行ないえない欠点があった。

この発明は，このような点にかんがみてなされたもので，リングの断面形状を正方形，長方形あるいは直角三角形のように，直角部を有するものとし，これを管の溶接部にはめ込み，管板と管とに十分接触させ円周にそって溶接する方法を提供するものである。

たとえば正方形断面のリングを用いる場合，図のようになる。1は管板，2は管，3はリングであり，リングは二つの面によって管と管板とに広い面積において接触し，安定した状態において溶接される。

かくして，この発明によれば気泡が発生する原因となる空げきはなく，また熱伝達も良好であるので，前記したような円形断面リングを用いた場名に生じた多くの欠点をなくし，良好な溶接部をうることができる。

（高田幸）

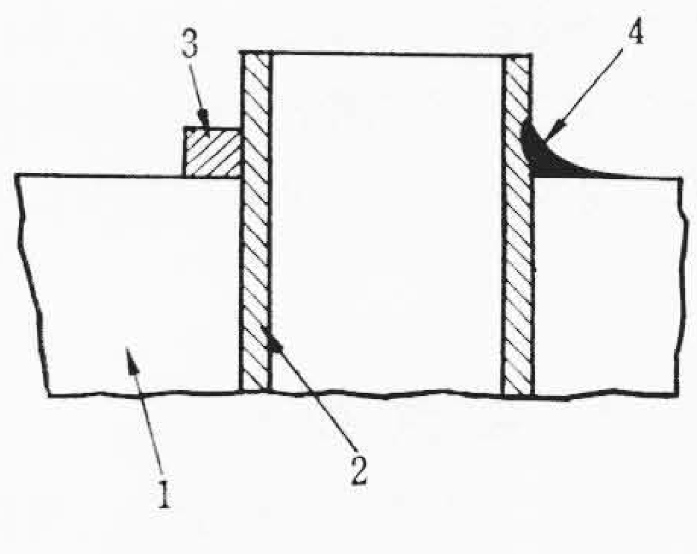


図 1