

(6) 円筒柱形ラーメン隅角部に生ずる応力集中とその設計

埼玉大学○浜島良吉・奥村敏恵

1. まえがき

円筒シェルは、その種々の特性によりトラス部材、ラーメン脚柱など広い範囲に使用されている。しかし、これら円筒シェルを構成部材とした構造物では、その継手部において円筒曲面に直接に平板あるいは円筒が接合する構造となり、適切な補強がない場合きわめて高い応力集中が生ずることになる。このため円筒シェル要素を用いた構造ではその継手部によって構造全体の強度が支配されるといってもよい。しかし、こうした鋼管継手部の応力集中は局所的なものであり、応力集中部の応力が降伏点を越えても全体としては、なお相当の余力を残している。これより終局耐力を基に設計する方がより合理的であり、これまでも鋼管継手に対する耐荷力についての研究が多くなされている。しかし、終局耐力は、荷重条件、材料、幾何学的特性、さらに局部座屈との関係など多くの因子により変化するものであり、これらの場合を想定して実験に基づいた定式化を行うことはきわめて困難であるといえよう。しかし、終局耐力に対して応力集中度の大きさはもっとも大きな因子の一つである。しかし、これは幾何学的特性により大きく変化しうるもので、設計に際し応力集中の大きさを過小評価している場合も少なくない。近年では構造物の大型化とあいまって疲労破壊の立場からも応力集中を含めた基本的な立場から鋼管継手部の体系づけられた考察が必要とされている。

上記の観点より筆者らは円筒柱と箱形断面横ばりが接合するラーメン構造の隅角部における応力集中、特にダイアフラム剛度およびフランジ幅の影響に着目した実験を行った³⁾。その結果、フランジ幅が小さく、ダイアフラム剛度が小さいものについてはこれまでの実験結果¹⁾およびフランジのせん断おくれを考慮に入れた解析結果²⁾よりもはるかに大きな応力集中が生じていることが明らかとなった。

こうした円筒柱形ラーメン隅角部に生ずる応力集中に対して首都高速道路公団の設計基準では円筒の板厚半径比 h_p/r_p に $h_p/r_p \geq 1/40$ というかなり厳しい規定を設け、これによりこうした構造の安全を確保してきた⁷⁾。しかし、構造物の大形化に伴い、現実には4～5mといった大口径の円筒も使用されており、板厚も50mmを越え、このように板が厚くなるに従い溶接の収縮ひずみに対する拘束も大きくなり、また閉鎖空間における溶接作業の困難さから、必要な余熱温度がとれないなどの条件と相まって溶接割れが生じ易くなる。こうしたことから力学的見地よりみてその採用が可能なれば h_p/r_p の規定をさらに緩和することが望まれている。こうした認識のもとに筆者らは、一連の実験および解析によりこうした鋼管継手部の応力集中について体系的な考察をおこない、これらの研究のもとにラーメン隅角部の設計図表を作成した^{3～6)}。

2. 円筒柱形ラーメン隅角部のモデル化およびモデル化された基本構造の応力解析

円筒柱形ラーメン隅角部の応力集中の大きさは幾何学的特性、例えば円筒の板厚半径比 h_p/r_p 、横ばりフランジ幅と円筒径の比 B/D 、横ばりフランジ厚 h_s 、横ばり腹板高 h 、ダイアフラム剛度(ダイアフラム厚 h_d 、ダイアフラム穴の大きさ r_d) などにより変化すると考えられるが、これらのパラメータを

種々変化させて実験をおこない、またこうした構造をそのままの形で高精度に解析することは困難であるといえよう。そこで実験結果をもとにその力学的挙動の本質に着目した比較的簡単なモデルを想定し、それによる解析が是非必要となる。

そこで、こうした円筒柱ラーメン隅角部の実験をおこない次の点が明らかにされた。

- ① ダイアフラム剛度、および横ばりフランジ幅と円筒径の比 B/D の変化により、横ばりおよび円筒の応力集中が著しく変化する。
- ② 横ばり腹板を円筒内に割り込んだ構造では接合部での局部変形がおさえられ、これにより円筒および横ばりフランジの応力集中が相当小さくなっている。しかしこの局部曲げによる応力集中についてはダイアフラム剛度を大きくし、さらにフランジ幅を広くする（接合部近傍においてのみ広くすりつけることもできよう）ことによりかなり緩和することができると思われる。腹板を円筒内に割り込んだと同程度の効果を期待することも可能と考えられる。
- ③ ラーメン隅角部の力学モデルについては、横ばりフランジおよび円筒の応力状態に着目した場合、近似的に横ばりフランジのみにより、はり軸方向応力が円筒に伝達されたとした図-1bの構造が考えられる。そして円筒の応力状態は図-1cのように、はり理論解とフランジ接合部近傍の局所応力状態の和で表わされる。そして外側および内側フランジ接合部近傍に生ずる局所応力については円筒軸方向への減衰が早く、両者は互に影響を及ぼし合わないと考えることができ、さらに円筒については内側フランジ接合部近傍の応力集中に着目すればよいと考えられる。

そこで、近似的な計算方法ではあるが、はり理論に

対応する解と局所的な応力状態を分離した形で円筒の解を定めることができれば結局、円筒については図-1eのモデル化した構造より得られた局所的な応力を図-1dに示されるはり理論の値に加え合わせればよい。ただしこの力学モデルからは横ばり腹板せん断応力 τ_w を求めることができない。これについては例えば図-2に示される横ばり腹板のせん断応力図から実験で示される荷重載荷条件の下では近似的に次式で示すことができる³⁾。

$$\tau_w = 0.8 \sigma_b + \tau_b$$

ここで σ_b は横ばり腹板が円筒面に接合する位置でのフランジ面における、はり理論によるはり軸方向応力であり、 τ_b は、接合部における横ばり腹板中央でのはり理論によるせん断応力である。

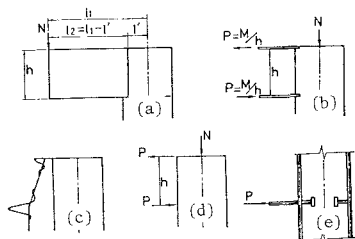


Fig.1.-Simplified Mechanical Structure of the Rigid Frame Corner; (a) Structure of Rigid Frame Corner; (b) Approximate Mechanical Structure of the Rigid Frame Corner; (c) Stress States of Cylinder of Approximate Mechanical Structure; (d) Loading State of Beam having Circular Cross Section; (e) Fundamental Structure used for Analysis. (M: $M=Nl_2$ for Calculation of Flange Stress of Cross Beam, and $M=Nl_1$ for Calculation of Stress of Cylinder)

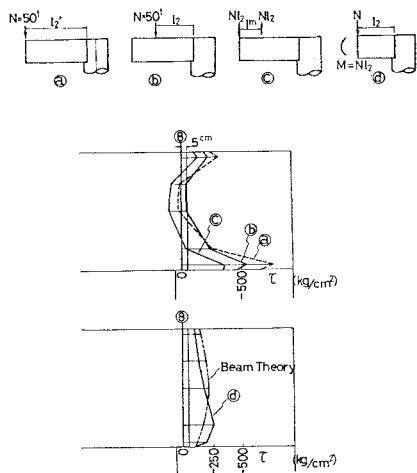


Fig.2.-Shearing Stress of the Web of Cross Beam (Line ⑧)

④円筒応力は、円筒と荷重板の接合部における接合部応力の荷重板厚方向の分布の変化による影響を受ける。特にダイアフラムによる補強がない場合著しい。

上記の実験結果をふまえると結局図-1eに示されるモデル化された基本構造について次の条件を満たし得る解析法を得ることが必要といえる。

- ①円筒に生ずる局部曲げによる大きな応力集中を精度よく解析しうること。
- ②任意形状の平板と円筒とを一体として解析しうること。
- ③荷重板の板厚方向の剛性の影響を考慮に入れて解析しうること。
- ④円筒がダイアフラムで補強された場合にも解析しうること。

また、これらの基本構造に対する解析結果を実際の構造物に適用するに便利な形で整理するため

- ⑤はり理論に対応する解と局所的な応力状態を分離して解析しうること。

これに対してこうした構造解析の1つのアプローチとして円筒と荷重板との接合部に作用する応力を階段状分布荷重で近似する解析をおこなった⁵⁾(図-3)。ここで円筒については解析解を用い荷重板に対しては有限要素解を用いている。また荷重板の板厚方向の剛性の影響を考慮した数値解析については、荷重板厚方向に図-3aの

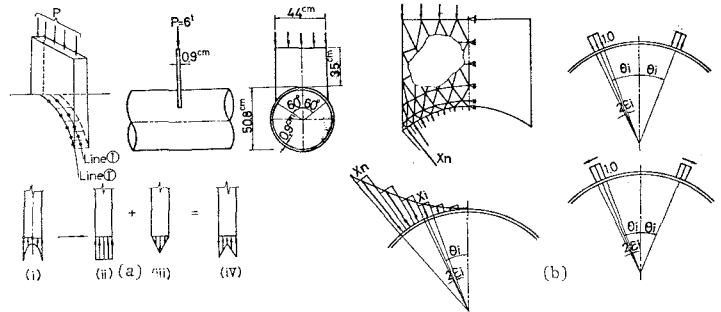


Fig.3.-Approximation of Contact Stress at the Junction of the Loading Plate and Cylindrical Shell; (a) Contact Stress of Axial Direction; (b) Contact stress of Circumferential Direction

(ii), (iii)のような階段状分布荷重を考え、これらの大きさは図-3aのLine ①, およびLine ②において荷重板と円筒との変形の連続条件を満足するように定めている。ただしLine ①およびLine ②の変位を等しいとしており結局、荷重板の板厚方向には剛と仮定していることになる。図-4は荷重板接合部における円筒軸方向ひずみについて、荷重板の板厚方向の剛性を無視した場合と荷重板厚方向に剛と仮定した場合の比較図であり、板厚方向の剛性を無視した場合、計算値は実験値の2倍強となる。これに対し、板厚方向に剛とした場合、計算値は実験値にほぼ一致しているといえる。

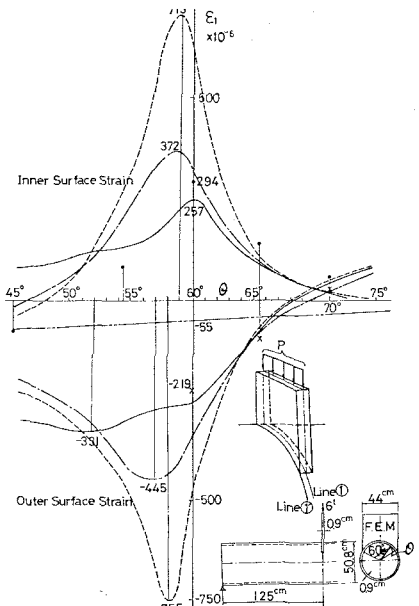


Fig.4.-Influence of the Variation of Contact Stress of the Axial Direction (ϵ_1 : Axial Strain of Cylindrical Shell $\times 10^{-6}$)

3 モデル化された基本構造により計算された値とラーメン隅角部実験値との比較

モデル化された基本構造として図-1eの構造

を考える。ここで荷重板に作用する荷重 $P=M/h$ に対して円筒諸量およびダイアフラム量を計算する場合には $M=Nb_1$ とし、荷重板の応力の計算に対しては $M=Nb_2$ を用いる。

図-5はダイアフラム径方向、周方向ひずみおよび補強リング周方向ひずみである。実験結果からダイアフラム径方向ひずみおよび周方向ひずみが最も大きくなるのはそれぞれフランジ端部 ($\alpha = 36.8^\circ$) および $\theta = 90^\circ$ 近傍であり、この部分についての計算値と実験値はよく対応している。図-6はフランジのはり軸方向ひずみに対する比較である。この図よりフランジ端部の円筒との接合部近傍において大きな応力集中が生じていることがわかる。ここでモデル化された基本構造による計算結果はフランジに生ずる応力集中の実態を比較的よく表わしているといえる。

以上より円筒柱と箱形断面ばりを有するラーメン隅角部、特に内側フランジ接合部近傍の円筒、ダイアフラムおよび横ばりフランジに生ずる応力集中については上記のモデル化された基本構造に対する解析により比較的よくその実態を表わしうるといえる。

以上の考察よりこうした基本構造における応力集中を正確に把握すれば、実際のラーメン隅角部の応力集中の実態をかなりの確に把握でき、さらに隅角部の応力集中を緩和しうより合理的な設計が可能と考えられる。

たとえば、図-7aはフランジ幅が80cmの試験体Ⅰ-A、Ⅰ-Bおよびフランジ幅が60cmのⅡ-Aのフランジ接合部における円筒周方向表面応力を比較した図であるが、フランジ幅の小さい試験体Ⅱ-Aについては、フランジ端部近傍において著しく応力集中が生じていることがわかる。これに対し図-7bはⅡ-Aにおいてダイアフラム厚を0.9cmから1.9cmにし、さらにフランジ板厚を2.2

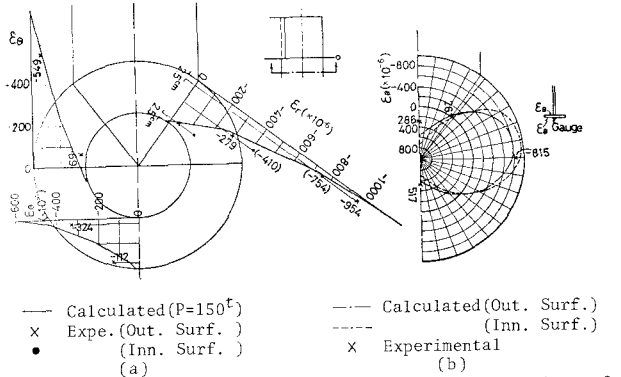


Fig.5.- (a) Radial Strain ϵ_r and Circumferential Strain ϵ_θ of Diaphragm; (b) Circumferential Strain ϵ_θ of Stiffening Ring

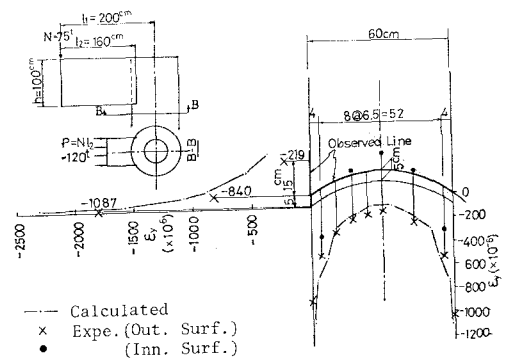


Fig.6.-Axial Strain of the Flange of Cross Beam

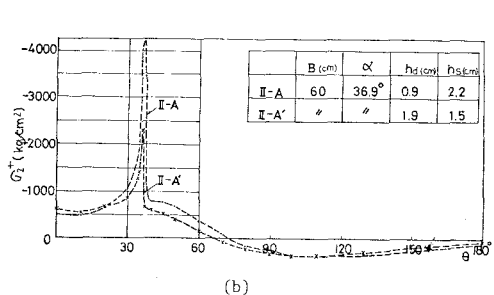
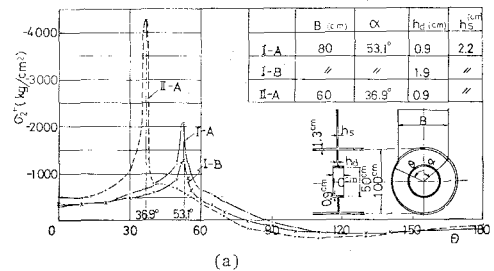


Fig.7.- Variation of Circumferential Outer Surface Stress σ_2 of Cylindrical Pier by Variation of Dimension of Cross Beam Flange and Diaphragm

cm から 1.5 cm にした II - A' と II - A の円筒周方向応力の比較図である。これより II - A' は II - A に比し応力集中がかなり緩和され I - A とほぼ同程度になっていることがわかる。

4. 設計計算図表

4.1 横ばりが円筒柱の片側にのみ接合する場合

円筒柱形ラーメン隅角部の設計については、そのモデル化を考えることにより図-1eの基本構造の解析から得られた局所応力(攪乱応力)を図-1dのはり理論の解に加え合わせることにより計算できる。ここで、この基本構造の計算から得られた結果を図-8・a, b に示す。これより円筒軸方向応力, 周方向応力, セン断応力, および横ばりフランジ応力, ダイアフラム応力および補強リング応力の値を得ることができる。ここで縦軸については D^2/P (D :円筒直径 P ;作用荷重)を乗ずることにより、無次元化し横軸には B/D (B :横ばりフランジ幅)を選んでいる。ここで B/D については実際の製作例から判断してほとんど $0.6 \leq B/D \leq 0.8$ の間にあり、この範囲について計算をおこなったが、この範囲においては応力の変化はほとんど直線になる。ただし円筒板厚 h_p , ダイアフラム板厚 h_d , フランジ板厚 h_s , 補強リング板厚 h_{st} については $h_p/r_p = h_d/r_p = h_s/r_p = h_{st}/r_p = 1/50$ とし、またダイアフラム内側半径 r_d については $r_d = r_p/2$, および補強リング幅 $f_{st} = 10h_{st}$ としている。これ以外の断面諸量を用いる場合には図-9・a~9・eで示される補正係数を図-8 a, b から得られた値に乗ずることによりその値を得ることができる。ここで図-9 a~eは $B/D = 0.8$, $r_d/r_p = 0.5$, $h_{st}/r_p = 1/50$, $f_{st} = 10h_{st}$ を一定量とし、 h_p/r_p , h_d/r_p , h_s/r_p を横座標にとり、縦座標に応力補正係数をとっている。ここで応力補正係数は h_p/r_p , h_d/r_p , h_s/r_p がそれぞれ $1/50$ のときのフランジ応力, 円筒応力, ダイアフラム応力および補強リング応力を1としたものであり、たとえば α_{sp} , α_{sd} , α_{ss} はそれぞれ h_p/r_p , h_d/r_p , h_s/r_p を変化させた場合のフランジ応力補正係数である。同様に α_{pp} , α_{pd} , α_{ps} は円筒軸方向および周方向応力補正係数, α_{rp} , α_{rd} , α_{rs} はダイアフラム径方向応力補正係数, α_{tp} , α_{td} , α_{ts} はダイアフラムせん断応力補正

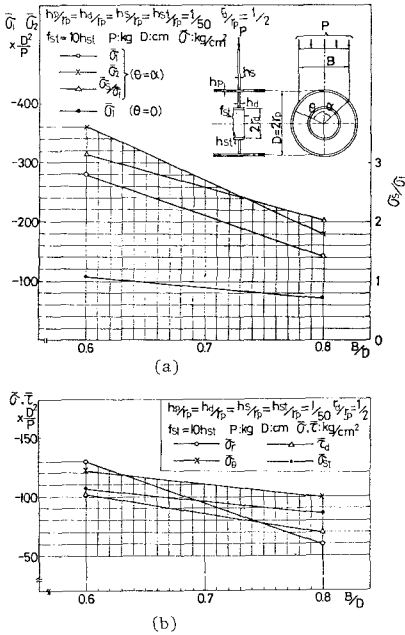
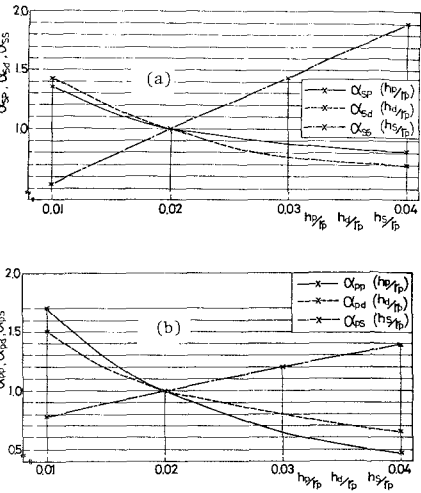


Fig.8.- Stress of Fundamental Structure; (a) Axial Stress(σ_1), Circumferential Stress(σ_2) of the Cylindrical Pier, and Stress of the Cross Beam Flange(σ_3). ($\sigma_f = P/(B \cdot h_s)$) (b) Radial Stress(σ_r), Circumferential Stress(σ_θ) and Shearing Stress(τ_d) of Diaphragm, and Stress of Stiffening Ring(σ_{st})



係数, そして $\alpha_{\theta p}$, $\alpha_{\theta d}$, $\alpha_{\theta s}$ はダイアフラム周方向および補強リング応力補正係数を表わす。ここで $B/D=0.8$ の場合についてののみ示したが, $B/D=0.6$ の場合についてもほぼ同様の応力補正係数が得られ, これより図-9 a ~ 9.e は図-8 a, b の応力補正係数として用いることができる。

これらの計算図表, および実験結果から得られた近似式を用いることにより円筒柱形ラーメン隅角部の計算は以下ようになる。

横ばり腹板せん断応力	$\tau_w = 0.8\sigma_b + \tau_b$
横ばりフランジ応力	$\sigma_s = \bar{\sigma}_s \times \alpha_{sp} \times \alpha_{sd} \times \alpha_{ss}$
円筒軸方向応力	$\sigma_1 = \bar{\sigma}_1 \times \alpha_{pp} \times \alpha_{pd} \times \alpha_{ps} + \sigma_p$
円筒周方向応力	$\sigma_2 = \bar{\sigma}_2 \times \alpha_{pp} \times \alpha_{pd} \times \alpha_{ps}$
円筒せん断応力	$\tau_p = \tau_p$
ダイアフラム径方向応力	$\sigma_r = \bar{\sigma}_r \times \alpha_{rp} \times \alpha_{rd} \times \alpha_{rs}$
ダイアフラム周方向応力	$\sigma_\theta = \bar{\sigma}_\theta \times \alpha_{\theta p} \times \alpha_{\theta d} \times \alpha_{\theta s}$
ダイアフラムせん断応力	$\tau_d = \bar{\tau}_d \times \alpha_{dp} \times \alpha_{dd} \times \alpha_{ds}$
補強リング周方向応力	$\sigma_{st} = \bar{\sigma}_{st} \times \alpha_{\theta p} \times \alpha_{\theta d} \times \alpha_{\theta s}$

ただし σ_b は横ばり腹板が円筒面に接合する位置でのフランジ面における, はり理論による, はり軸方向応力であり, τ_b は接合部における横ばり腹板中央でのはり理論によるせん断応力である。また σ_p , τ_p は, それぞれはり理論による円筒柱の軸方向応力およびせん断応力である。ただし, はり理論の解 $|\sigma_p|$ は $\theta = 0$ において最大となるが, 撓乱応力 $|\sigma_1|$ は荷重板端部 $\theta = \alpha$ において最大となる。これより $\theta = 0$, および $\theta = \alpha$ の2ヶ所において円筒軸方向応力 σ_1 を検証する必要がある。

4.2 横ばりが円筒柱の両側に接合する場合

a) 設計図表の用い方

図-10 a に示されるように, 横ばりが円筒柱の両側に接合する構造の場合, 局所的な応力集中を求めるために, 片側にのみ横ばりが接合する場合と同様にこれを図-10 b に示されるようにモデル化し, さらに内側フランジ部に着目して図-10 c のような基本構造を考える。これは図-10 d

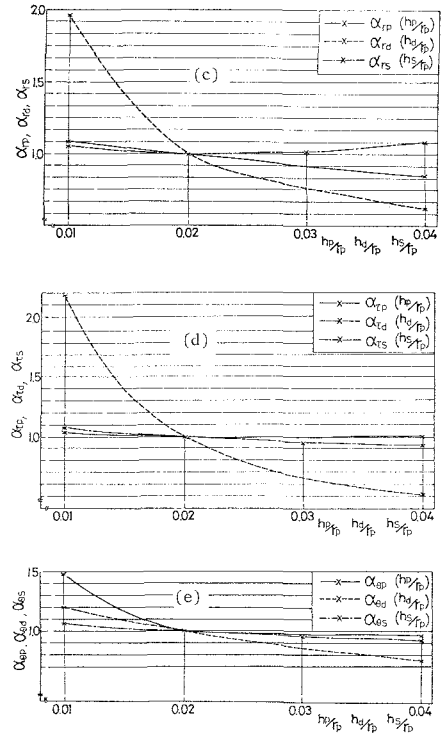


Fig.9.- Stress Adjustment Coefficient;
(a) For Flange of Cross Beam: $\alpha_{sp}, \alpha_{sd}, \alpha_{ss}$;
(b) For Axial and Circumferential Stress of Cylindrical Pier: $\alpha_{pp}, \alpha_{pd}, \alpha_{ps}$; (c) For Radial Stress of Diaphragm: $\alpha_{rp}, \alpha_{rd}, \alpha_{rs}$; (d) For Shearing Stress of Diaphragm: $\alpha_{dp}, \alpha_{dd}, \alpha_{ds}$; (e) For Circumferential Stress of Diaphragm and Stiffening Stress: $\alpha_{\theta p}, \alpha_{\theta d}, \alpha_{\theta s}$

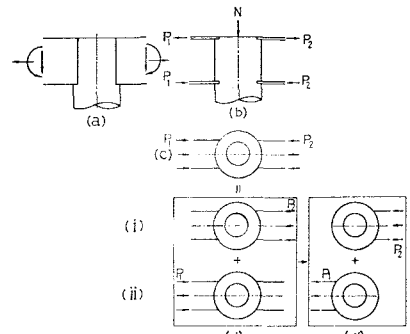


Fig.10.- Approximation of Structure for Calculation in the Case when the Cross Beams are joined at Both Sides of Cylindrical Pier

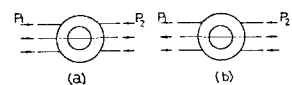


Fig.11.- Direction of Flange Stress

の(i)および(iii)の応力状態の和として表わす。これは応力集中の最大値にのみ着目して考えればそれ程大きな誤差にはならないといえる。たとえば図-12 a および図-12bに示される円筒軸方向応力および円筒周方向応力のフランジ接合部における応力分布をみた場合、応力のピークはフランジ端部 $\theta = 36.8^\circ$ の近傍に生じ $143.2^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ (反対側のフランジ接合部) の応力値はピーク値のせいぜい8~10%にすぎない。このことから反対側にフランジが接合していた場合において、それを無視して解析してもピーク値の値はそれ程大きな誤差を生じないといえよう。このことから円筒軸方向および周方向応力については図-11の(a), (b)いずれの場合においても荷重の大きい方で計算すればよいといえる。同様なことがダイアフラム径方向応力 $\bar{\sigma}_r$ (図-12 c) についてもいえる。これに対し、ダイアフラムせん断応力 $\bar{\tau}_d$ (図-12 d), ダイアフラム周方向応力 $\bar{\sigma}_\theta$ (図-12 e) は補強リングが接合するダイアフラム内側境界においてピークが生じ、 $\bar{\tau}_d$ については $\theta = 40^\circ$ 近傍、そして $\bar{\sigma}_\theta$ については $\theta = 90^\circ$ 近傍においてピークを生じている。また $\bar{\tau}_d$ の分布曲線は $\sin \theta$ 、そして $\bar{\sigma}_\theta$ の分布曲線は $\cos \theta$ に近くなっている。このことから $\bar{\tau}_d$ については図-11a の場合 P_1 および P_2 の大きい方で計算し、図-11b の場合 $P_1 + P_2$ で計算する。これに対し、 $\bar{\sigma}_\theta$ については図-11a の場合 $P_1 + P_2$ で計算し、図-11b の場合 P_1 および P_2 のうち大きい方の荷重で計算すればよい。補強リング周方向応力 $\bar{\sigma}_{st}$ についてはダイアフラム周方向応力 $\bar{\sigma}_\theta$ と同様である。

b) 実験による検証

横ばりが円筒柱の両側に接合する場合について、図-10・Cのようなモデル化を考え、これを近似的に図-10d'の応力状態(i)および(iii)の和で表わした。これにより横ばりが円筒柱の片側にのみ接合した場合について得た設計図表、図-8 a, b を用いることができる。こうした近似的な計算方法を検証する目的から、図-13 a に示されるような試験体により、円筒の両側にフランジが接合した場合の実験をおこない、これを図-10d'の状態についての理論解析結果と比較した。図-13b はフラ

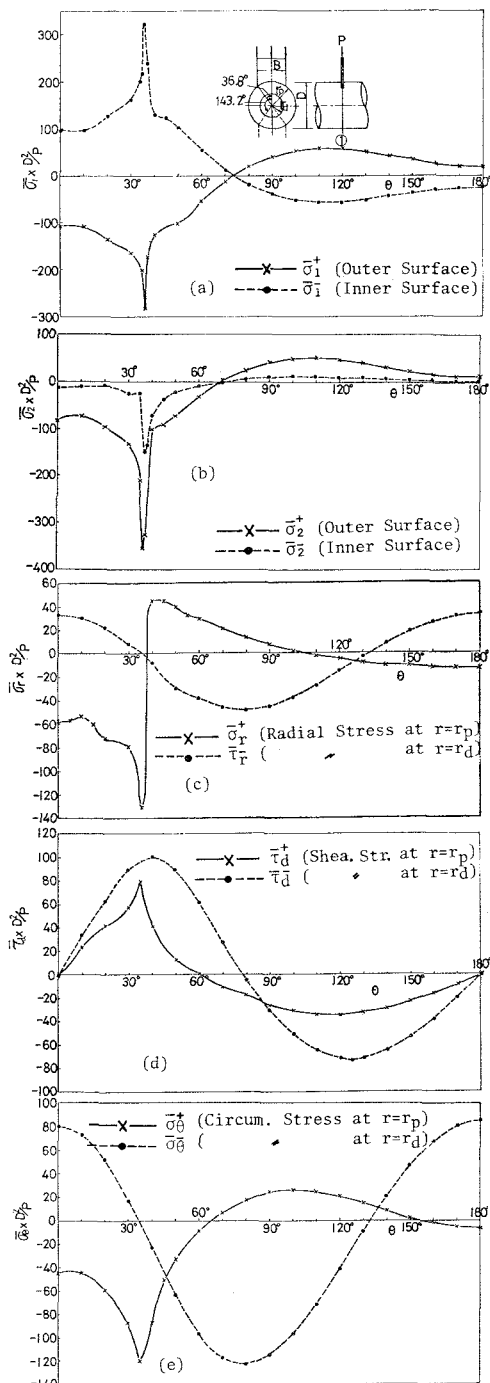


Fig.12.- Stress Distribution at Junction of Flange and Cylindrical Pier; (a) Axial Stress of Cylinder $\bar{\sigma}_1$; (b) Circumferential Stress of Cylinder $\bar{\sigma}_2$; (c) Radial Stress of Diaphragm $\bar{\sigma}_r$; (d) Shearing Stress of Diaphragm $\bar{\tau}_d$; (e) Circumferential Stress of Diaphragm $\bar{\sigma}_\theta$; (f) Stress of Stiffening Ring $\bar{\sigma}_{st}$

ンジ接合線における円筒周方向ひずみ分布である。
ここでダイアフラムの周方向ひずみ分布については、
こうした近似的な求め方でほぼ十分な一致がみられ
る。これに対し円筒周方向ひずみについてはピーク値
においておよそ20%程の差がみられるが、全体的に
はその傾向はほぼ一過しており、こうした近似解析
法でほぼよいといえよう。

○) フランジ幅を変化させた場合

これまでフランジ幅をフランジ軸方向について
一定として解析をおこない、これに基づいて設計図
表を作成した。しかしフランジ幅が小さくなること
により隅角部の応力集中度は著しく増大する。そこ
でフランジ幅がせまい場合には、これを円筒柱との
接合部で幅を広げて接合すれば応力集中を緩和する
ことができよう。これを示すため、図-14a、14bにお
いてフランジ幅と円筒径との比 $B/D=0.6$ (A) および
 $B/D=0.8$ (B)、さらにフランジ上辺において $B/D=0.6$ 、
そして円筒との接合部において $B/D=0.8$ になるよう
にすりつけた構造(C)について円筒軸方向および周方
向応力の比較をおこなった。これより(C)の構造にお
いては $B/D=0.6$ のものより応力集中が小さくなって
いるのはもちろんであるが $B/D=0.8$ の構造の応力集
中より小さくなっている。このように荷重板形状が
応力集中に及ぼす影響についても考慮することによ
り、ラーメン隅角部の応力集中はかなりの程度まで
緩和することができ、図-10・aに示すような面内力が
支配的な場合の円筒柱形ラーメン隅角部においては、
横ばり腹版を円筒内に割り込む必要はないといえよ
う。

5. 結語

箱形断面横ばりが円筒柱に接合する円筒柱形ラ
ーメン隅角部の応力集中について考察をおこない、こ
れを設計図表の形にまとめた。

これにより横ばりフランジ応力、腹板せん断応力、
円筒周方向応力、せん断応力、および補強リング周

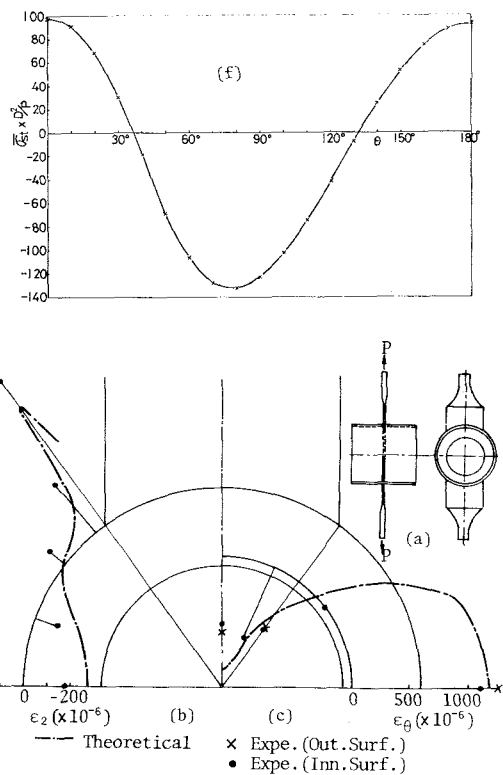


Fig.13.- Cross Beam at Both Sides of the Cylinder; (a) Test Piece; (b) Circumferential Strain of Cylinder ϵ_2 ; (c) Circumferential Strain ϵ_θ of Diaphragm

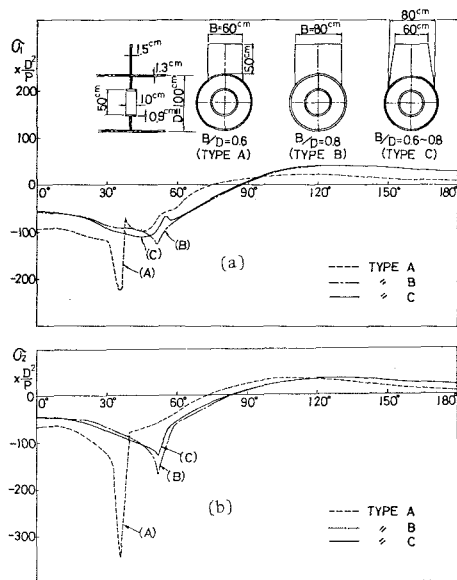


Fig.14.- Stress of Cylinder with Variable Width and Shape of Cross Beam Flange; (a) Axial Stress σ_1 ; (b) Circumferential Stress σ_2

方向応力を求めることができる。ここで実験結果よりみて隅角部における合成応力の検証は必要でなく、上記の応力がそれぞれ許容応力以内におさまるように設計すればよい。

また、この設計図表は横ばりが円筒柱の両側に接合する場合にも適用できる。

これより円筒柱形ラーメン隅角部の応力状態を求めることができるが、これを用いて実際に施工された構造の応力照査をおこなってみると、ダイアフラムの板厚については比較的薄いものを使用されている場合が多い。

また横ばり腹板厚についても薄すぎる傾向にあり、許容応力も相当超過しているものが多く見受けられる。さらに横ばりフランジ直応力についても許容応力を超過しているものが多く見受けられるが円筒柱については円筒の板厚半径比について $h_F/r_F \geq 1/40$ の規定があり、これにより応力に相当余裕をもって設計していることからほとんど許容応力以内におさまっている。

ここで円筒の板厚半径比に対する規定 $h_F/r_F \geq 1/40$ についてこれを $1/50 \sim 1/60$ まで緩和し得るかどうかについては、こうした板厚半径比を有する円筒柱形ラーメンについて、応力集中と耐荷力の関係、さらに座屈などについての十分な考察に基づいて決定されるべきものと考えられるが、本報告の計算法において隅角部の応力状態をある程度正確に把握でき、これによりできるだけ応力集中を緩和し得る構造寸法を選ぶことが可能である。

ただし、本報告では面内荷重の作用が支配的な場合のラーメン隅角部の応力状態を扱っており、ねじりモーメント、面外曲げモーメントの作用などが支配的な場合についてはさらに詳細な検討を必要とし、これは今後に残された研究課題である。

参考文献

- 1) 奥村敏恵, 前田邦夫, 石沢成夫; 最近におけるラーメン構造の隅角部—円柱と箱形ばりの組合せ—土木学会誌, pp. 76—82, 1964—11。
- 2) 奥村敏恵, 石沢成夫; 薄板構造ラーメン隅角部の応力計算について, 土木学会論文報告集, № 153, pp. 1—8, 1968—5。
- 3) 奥村敏恵, 浜島良吉; 円筒柱形ラーメン隅角部の応力集中に関する実験的研究, 埼玉大学工学部建設基礎工学研究報告, Vol. 7, pp. 23—53, 1977。
- 4) 浜島良吉; 任意静荷重が作用する場合の薄肉円筒シェルの一解法, 土木学会論文報告集, № 245, pp. 1—16, 1976—1。
- 5) 浜島良吉, 奥村敏恵; 平板と薄肉円筒シェルとの接合部における応力集中とその解析, 土木学会論文報告集, № 279, pp. 15—28, 1978—11。
- 6) 浜島良吉; 薄肉円筒シェルと平板との接合問題に関する一考察, 学位論文(東京大学), 1976。
- 7) 首都高速道路公団; 鋼構造物設計基準。

Stress Concentration at The Rigid Frame Corners Connecting
the Cross Beams of Box Type Section to the Cylinder, and their
Graphic Presentation for Design

Ryokichi Hamajima*and Toshie Okumura*

When the rigid frame corners connecting the cross beams of box-type section to the cylinder is designed by the standard of design of the Metropolitan Expressway Public Corporation, the ratio of thickness to radius of cylinder (h_p/r_p) has been set as $h_p/r_p \geq 1/40$ regardless the quality of material, because the stress concentration at corners which are supposed to exert the greatest effects on the ultimate strength can not be accurately determined. As the structures become larger to 4-5m and their wall thickness becomes larger up to 50mm. The increase of thickness of plate is apt to cause larger contractive strain along the welding parts. Accordingly, most important problems we have now is to make clear the stress concentration at corners and to find the best structure to reduce the increasing stress concentration which may be caused by decrease of the thickness of cylinder.

Experiments and analyses referring to the stress concentration of the elementary structures with the plate connected parallel or perpendicular to the axis of cylindrical shell are proposed. this new analysis by the present writers is the combination of finite element solution of the loading plate and analytical solution of cylindrical shell and was performed for contact stress between loading plate and cylindrical shell to be variable in both of the axial and circumferential direction. These contact stress were approximately represented by step load and determined by the junction condition in which normal and tangential displacements of the loading plate and cylindrical shell must coincided with each other.

Present authors propose a new method to analyze the thin circular cylindrical shell represented by the summation of the following three solutions: (1) the solution of beam theory including shear deformation, (2) the local disturbed stress near loading point which is defined as particular solution of cylindrical shell of infinite length, (3) the boundary disturbed stress (local stress near the boundaries and junction sections of cylindrical shell). This analytical method of thin circular shell can be easily applied to the analysis of continuous cylindrical shells stiffened by diaphragms as well as shells having various boundary conditions under general static load. In the present paper, the analysis including out-of plane bending of the diaphragm is given by considering the effect of the stiffening ring attached along the inner boundary of the diaphragm. As local stress state and solution corresponding to beam theory are analyzed in separated form in regard to the cylindrical shell, we can analyze the mechanical effect of only one diaphragm without any consideration including boundary conditions of the cylindrical shell or the effect of other diaphragms.

Accordingly, this analytical solution of cylindrical shell stiffened by diaphragm can be applied most efficiently to the analyses of saddle supported or bracket connected cylindrical pipe joint structures.

* Saitama University