る,あるいは,③ 連続溶接でなくスキップ溶接にする,などの方法が効果的であると考えられる。

謝 辞

最後に,スプレー噴水の熱伝達特性に関してご助言頂いた大阪府立高専越智敏明講師に深甚なる謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 上田, 中長, 清水, 笠井; オーステナイト系ステンレス鋼管の多層円周突合せ溶接への水冷却法の適用とその残留応力, 本誌, 49-1 (1980), 61-66
- 2) R. Ssaki et al.; Mitigation of Inside Surface Residual Stress of Type 304 Stainless Steel Pipe Welds by Inside Water Cooling Method, Schweissen in der Kerntechnik, Hamburg, Fed. Rep. of Germany, 1978
- 3) 桐原, 今井, 正岡, 佐々木; 管内水冷溶接による SUS 304 鋼管

溶接部の残留応力および鋭敏化軽減法, 本誌, 48-10 (1979), 756-762

- 4) Y. Ueda and T. Yamakawa; Analysis of Thermal Elastic-Plastic Stress and Strain during Welding by Finite Element Method, IIW Doc. X-616-71, and Trans. of the Japan Welding Society, 2-2 (1971) 及び上田, 山川; 有限要素法による熱弾塑性挙動の解析, 本誌, 42-6 (1973), 567-577
- 5) 日本機械学会; 非弾性構造解析法の実用化に関する研究 (Ⅰ), 非弾性構造解析法実用化研究分科会 (主査山田嘉昭), 1979
- 6) E. F. Rybicki et al.; Residual Stresses at Girth-Butt Welds in Pipes and Pressure Vessels, Battelle Columbus Laboratories for U.S. Nuclear Regulatory Commission, 1977
- 7) 越智; 水噴流および噴霧による高温面の冷却に関する研究, 大阪大学提出学位論文 (昭-53)
- 8) Y. Ueda and K. Nakacho; Simplifying Methods for Analysis of Transient and Residual Stresses and Deformations due to Multipass Welding, Trans. of JWRI (Welding Research Institute of Osaka Univ.), 11-1 (1982), 95-103

パイプ円周溶接部の内圧による溶接残留応力除去効果*

松 岡 一 祥**, 直 井 保***

Effect of Internal Pressure on Release of Residual Stresses due to Circumferential Welds of Pipes*

by Kazuyoshi Matsuoka** and Tamotsu Naoi***

The circumferential weld is one of the most popular methods of fabrication of tubular structures and pipings. Due to the weld, residual stresses (hoop and axial) on the inside of the pipe are highly tensile. The tensile residual stress is one of the factors of intergranular stress corrosion cracking of pipings. Several methods which produce compressive residual stresses along the inner surface of the welded pipe have been investigated. They are the methods using thermal elasto-plastic process; induction heating for stress improvement, backlay welding, heat sink welding, and so on. On the other hand, it may be possible to improve the residual stresses due to the circumferential weld of pipes, using some mechanical process; for example, internal pressure, explosion along the inside surface of the weldment.

This paper deals with the stress release effect of internal pressure on the residual stresses due to the circumferential welds of pipes. In the first part, the analytical procedure is presented. The initial residual stress distribution is described as the sum of the "inherent stress" due to weld shrinkage and the stress induced by the "inherent stress". The incremental formula is presented for calculating the state of stresses under internal pressure. In the second part, the analytical results are compared with experimental results. The analytical results show good agreement with the experimental results. The final part of the paper deals with the assessments of stress release effect of internal pressure on the residual stresses due to the circumferential welds of pipes. The assessments are as follows.

- 1) The influence of welding conditions, dimensions and yield stress of pipes on the effect of internal pressure.

*原稿受付 昭和57年8月31日 (全国大会論文発表講演)

**正 員 船舶技術研究所 Member, Ship Research Institute

*** 船舶技術研究所 Ship Research Institute

- 2) Especially, the influence of heat-input; the less the heat-input of the last layer of the circumferential weld is, the more effectively the residual stresses are improved by means of internal pressure.

1. 緒 言

鋼管構造物や配管系の組み立てに多用されるパイプ円周溶接により, パイプ内側表面には軸方向および円周方向に大きな引張, 外側表面には軸方向に圧縮の残留応力が発生する。この残留応力は構造物の強度を低下させたり, エネルギープラントでは応力腐蝕割れの原因となるなど有害であり, その除去方法が種々検討されている。残留応力の除去方法としては応力除去焼鈍が有力である。しかし, 構造物あるいは配管系の大きさにあった焼鈍炉がない場合や, 焼鈍による材料の劣化(オーステナイト系ステンレスの腐蝕に対する鋭敏化^{4,5)}など)が著しい場合には, 焼鈍により残留応力を除去することはできない。一様な焼鈍によらない円周溶接部の残留応力除去法には, 高周波加熱による応力改善法 (IHISI)^{1,2)}, Backlay weld 法³⁾, などがある。また水冷溶接⁴⁾も効果的である。これらの方法は, パイプの外側を加熱し, 内側を冷却することにより, 内外面での温度差をつけ, 内側で圧縮の残留応力を発生させるものである。一方, 機械的な残留応力の除去方法も考えられる。内圧を加える方法, パイプ内側で円周状の爆発をおこし, 円周方向に圧縮残留応力を生じさせる方法⁶⁾, その他に, 衝撃又は打撃による方法^{10,13)}も可能である。

本論文は, パイプ円周溶接により生じる残留応力の内圧による除去効果についての検討結果を示すものである。著者らが提案した固有応力による方法⁷⁾を弾塑性に拡張し, パイプ円周溶接部の内圧による残留応力変化の固有応力による解析法を示す。本解析方法が妥当なものか測定結果⁸⁾と比較する。さらにシリーズ計算の結果を整理して, パイプ円周溶接部の内圧による残留応力除去効果を論じる。

2. 理 論

2.1 基礎式及び内圧の効果

半径 R , 肉厚 t の十分に長いパイプを突き合せて円周溶接を行なう。円周溶接部中央断面から軸方向の座標を x , 肉厚中央面から内向きの座標を z とする。基礎的な考え方は文献⁷⁾に従う。すなわち, 薄肉円筒殻の軸対称理論を用い, 溶接後の熱収縮により, 固有円周方向応力 $\sigma_h^*(x, z)$ および固有軸方向応力 $\sigma_a^*(x, z)$ が生じたとする。残留応力は, これらの固有応力と, 固有応力に対する反力として生じた2次的な応力との和であり (1) (2) 式で表わされる⁷⁾。

$$\begin{aligned}\sigma_a(x, z) &= \sigma_a^*(x, z) \\ &+ \int_{-\infty}^{\infty} \left[-\frac{6\beta z}{(1-\nu^2)t^3} \phi(y-x) \int_{-t/2}^{t/2} w \sigma_h^*(y, w) dw \right. \\ &\left. + \frac{\beta^3 R z}{(1-\nu^2)t} \psi(y-x) \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_h^*(y, w) dw \right] dy \cdots \cdots (1) \\ \sigma_h(x, z) &= \sigma_h^*(x, z) \\ &+ \int_{-\infty}^{\infty} \left[\left\{ -\frac{\beta}{2(1-\nu^2)t} \phi(y-x) + \frac{\nu\beta^3 R z}{(1-\nu^2)t} \psi(y-x) \right\} \right. \\ &\left. \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_h^*(y, w) dw \right. \\ &\left. + \left\{ -\frac{3}{(1-\nu^2)\beta R t^3} \psi(y-x) - \frac{6\nu\beta z}{(1-\nu^2)t^3} \phi(y-x) \right\} \right. \\ &\left. \int_{-t/2}^{t/2} w \sigma_h^*(y, w) dw \right] dy \cdots \cdots (2)\end{aligned}$$

ただし, $\beta^4 = 3(1-\nu^2)/R^2 t^2$

$$\phi(x) = \exp(-\beta|x|) (\cos|\beta x| + \sin|\beta x|)$$

$$\psi(x) = \exp(-\beta|x|) (\cos|\beta x| - \sin|\beta x|)$$

ここに, ν はポアソン比, σ_a は残留応力の軸方向成分, σ_h は円周方向成分である。軸方向の積分域を $(-\infty, \infty)$ としているが, 固有応力が存在しない領域では積分を行なう必要はない。また実用的な寸法および溶接条件で円周溶接部近傍を取り扱うかぎり両端の影響を無視しうするためこの表現を用いている。

Fig. 1 にパイプ円周溶接部の内圧による応力変化の概略を示した。○印および実線が溶接部内側表面, ●印および点線が溶接部外側の応力状態を示している。図中1と示されている状態が内圧を加える前の溶接残留応力である。この状態では, 内側で円周方向応力, 軸方向応力

Fig. 1 States of stresses under internal pressure.

共に引張であり、外側で軸方向応力が圧縮である。内圧 p を加えると、円周方向に pR/t 、軸方向に $pR/2t$ の応力が生じる。降伏すると（溶接残留応力が降伏条件を満たしている場合も考えられる）、内圧の増加に従って応力は降伏曲面上（Fig. 1 ではミーゼスの降伏条件を採用し、楕円で表わされている）で変化する。図中 2 は、 pR/t が降伏応力 σ_y 程度となる内圧 p が加わった時の応力状態を示している。内圧を除くと、全塑性域が一斉に除荷し、円周方向応力は pR/t 、軸方向応力は $pR/2t$ 減少する（2→3 の応力変化）。すなわち、内圧を加えたことにより、1 の応力状態から 3 の応力状態となり、残留応力が低減されたことになる。この応力変化は、(1) (2) 式の固有応力 σ_a^* σ_h^* の変化を生じさせ、2 次的な応力をも変化させるため、降伏しなかった領域の応力も変化する。以上の応力変化を ① 図中 1 の状態を固有応力法で推定し⁷⁾、② 図中 1 から 2 の変化を増分法で追跡し、③ 内圧による応力を減じて最終応力状態を求める。この ① ② ③ の段階の内、② の手法について以下に述べる。

2.2 内圧による応力変化

(1) (2) 式を増分形式とし、内圧により生じる応力の項を加えると (3) (4) 式となる。

$$\begin{aligned} \Delta \sigma_a(x, z) &= \frac{R}{2t} \Delta p + \Delta \sigma_a^*(x, z) \\ &+ \int_{-\infty}^{\infty} \left[-\frac{6\beta z}{(1-\nu^2)t^3} \phi(y-x) \int_{-t/2}^{t/2} w \Delta \sigma_a^*(y, w) dw \right. \\ &\left. + \frac{\beta^3 R z}{(1-\nu^2)t} \psi(y-x) \int_{-t/2}^{t/2} \Delta \sigma_h^*(y, w) dw \right] dy \dots\dots(3) \\ \Delta \sigma_h(x, z) &= \frac{R}{t} \Delta p + \Delta \sigma_h^*(x, z) \\ &+ \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ -\frac{\beta}{2(1-\nu^2)t} \phi(y-x) + \frac{\nu \beta^3 R z}{(1-\nu^2)t} \psi(y-x) \right\} \\ &\int_{-t/2}^{t/2} \Delta \sigma_a^*(y, w) dw \\ &+ \left\{ -\frac{3}{(1-\nu^2)\beta R t^3} \psi(y-x) - \frac{6\nu \beta z}{(1-\nu^2)t^3} \phi(y-x) \right\} \\ &\int_{-t/2}^{t/2} w \Delta \sigma_h^*(y, w) dw \Bigg] dy \dots\dots(4) \end{aligned}$$

$$\text{ただし, } \int_{-t/2}^{t/2} \Delta \sigma_a^*(x, z) dz = 0 \dots\dots(5)$$

記号 Δ は増分を示している。固有応力変化 $\Delta \sigma_a^*$ $\Delta \sigma_h^*$ は塑性域で生じる。肉厚方向に塑性域と弾性域とが混在している断面では、(5) 式を満たし、 $\int z \Delta \sigma_a^* dz$ が変化しないように $\Delta \sigma_a^*$ を補正する必要がある。

完全弾塑性体と仮定し、ミーゼスの降伏条件、ロイスの方程式より、塑性域の各点での条件式 (6) (7) 式が得られる。(7) 式は断面の一部に弾性域がある場合を想定しているため、塑性域が広がって、変形が大きくなると成立しない。しかし、本論文の検討範囲では実用に耐え

た。

$$S_h \Delta \sigma_h + S_a \Delta \sigma_a = 0 \dots\dots(6)$$

$$(S_h + \nu S_a) \Delta \sigma_a^* = (S_a + \nu S_h) \Delta \sigma_h^* \dots\dots(7)$$

ただし、 $S_a = 2\sigma_a - \sigma_h$ 、 $S_h = 2\sigma_h - \sigma_a$

(3) (4) 式を (6) 式に代入し、(7) 式により $\Delta \sigma_a^*$ を消去すると (8) 式が得られる。

$$\begin{aligned} &\frac{3R}{2t} \sigma_h(x, z) \Delta p + f(x, z) \Delta \sigma_h^*(x, z) \\ &+ \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ g_1(x, z) \phi(y-x) + g_2(x, z) \psi(y-x) \right\} \\ &\int_{-t/2}^{t/2} w \Delta \sigma_h^*(y, w) dw dy \\ &+ \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ h_1(x, z) \phi(y-x) + h_2(x, z) \psi(y-x) \right\} \\ &\int_{-t/2}^{t/2} \Delta \sigma_a^*(y, w) dw dy = 0 \dots\dots(8) \end{aligned}$$

ここに、

$$\begin{aligned} f(x, z) &= \frac{S_a(x, z) \{S_a(x, z) + \nu S_h(x, z)\}}{S_h(x, z) + \nu S_a(x, z)} + S_h(x, z) \\ g_1(x, z) &= -\frac{6\beta \{S_a(x, z) + \nu S_h(x, z)\}}{(1-\nu^2)t^3 \{S_h(x, z) + \nu S_a(x, z)\}} z \\ g_2(x, z) &= -\frac{3S_h(x, z) \{S_a(x, z) + \nu S_h(x, z)\}}{(1-\nu^2)\beta R t^3 \{S_h(x, z) + \nu S_a(x, z)\}} \\ h_1(x, z) &= -\frac{\beta}{2(1-\nu^2)t} S_h(x, z) \\ h_2(x, z) &= \frac{\beta^3 R}{(1-\nu^2)t} \{S_a(x, z) + \nu S_h(x, z)\} z \end{aligned}$$

塑性域の中に n 個の点を取り離散化を行なう。 i 番目の点 (x^i, z^i) の x についての積分に対する重さを u^i 、 z についての積分に対する重さを w^i として (8) 式を離散化して (9) 式を得る。

$$\begin{aligned} &\frac{3R}{2t} \sigma_h^i \Delta p + f^i \Delta \sigma_h^* \\ &+ \sum_{j=1}^n \left[(g_1^i \phi^{ij} + g_2^i \psi^{ij}) z^j \right. \\ &\left. + (h_1^i \phi^{ij} + h_2^i \psi^{ij}) \right] u^j w^j \Delta \sigma_a^* = 0 \dots\dots(9) \end{aligned}$$

ただし、 $\sigma_h^i = \sigma_h(x^i, z^i)$ 、 $f^i = f(x^i, z^i)$

$$\left. \begin{aligned} g_1^i &= g_1(x^i, z^i) \\ h_1^i &= h_1(x^i, z^i) \end{aligned} \right\} (i=1, 2)$$

$$\phi^{ij} = \phi(x^j - z^i), \quad \psi^{ij} = \psi(x^j - x^i)$$

$$\Delta \sigma_h^* = \Delta \sigma_h^*(x^i, z^i)$$

(9) 式を整理して (10) 式とする。さらに (10) 式を 1~ n 番目の点についてまとめて (11) 式とする。

$$-\frac{3R}{2t} \sigma_h^i \Delta p = \sum_{j=1}^n M^{ij} \Delta \sigma_h^* \dots\dots(10)$$

$$\text{ただし } M^{ij} = \delta_{ij}^1 f^i + \{z^j (g_1^i \phi^{ij} + g_2^i \psi^{ij}) + h_1^i \phi^{ij} + h_2^i \psi^{ij}\} u^j w^j$$

$$\delta_{ij}^1 = \begin{cases} 1, & i=j \\ 0, & i \neq j \end{cases}$$

$$P = M \sigma^* \dots\dots(11)$$

(1) 式を解いて、内圧の変化に伴う固有応力変化 $\Delta\sigma^*$ が求まる。さらに (7) 式により $\Delta\sigma^*$ が求められる。固有応力増分を (3) (4) 式に代入して応力変化が求められる。内圧を増加させながら、弾塑性判定と以上の手順とを繰り返し、内圧による応力変化を追跡する。所定の内圧に至ると、内圧による応力 (pR/t および $pR/2t$) を除いて最終的な応力が求められる。

3. 解析例

Fig. 2~5 に解析例を示す。半径 153.8 mm, 肉厚 10.5 mm, 降伏応力 30.7 kg/mm² のパイプをつき合せ, 最終層を 20.4 kJ/cm 1パスで円周溶接した場合である。 $k=pR/\sigma_y t$ をパラメータとして加えた内圧を示している。 $k=0$ とは、内圧を加えない場合、すなわち溶接残留応力である。 $k=1$ とは内圧による円周方向応力が降伏応力の大きさである。2軸応力状態なので、 $k=1$ でも全面降伏とはならない。Fig. 2 はパイプ外側表面の軸方向応力を示している。加える内圧が大きくなるほど塑性域（固有応力が変化する領域）が溶接線中央から外側に広がり、固有応力の変化量も大きくなる。加圧時の塑性域が大きくなるに伴って外側表面軸方向応力の圧縮のピーク位置が溶接線中央から離れる。固有応力の変化量

Fig. 2 Axial stress distribution on outer surface.

Fig. 3 Hoop stress distribution on outer surface.

Fig. 4 Axial stress distribution on inner surface.

Fig. 5 Hoop stress distribution on inner surface.

が増大すると、溶接による固有応力の生じなかった領域（この例では溶接線中央より 40 mm 以上離れたと固有応力は無視できる）での 2 次的な応力が低下する。すなわち、加えた内圧が大きいくほど応力分布は平坦となり、圧縮のピークが溶接線中央から離れた位置に現われる。Fig. 3 はパイプ外側表面の円周方向応力を示している。溶接部近傍の応力は内圧を加えない状態でも比較的小さく、内圧による応力変化は少ない。しかし、加圧が大きいくほど応力分布は平坦になる。Fig. 4 はパイプ内側表面の軸方向応力を示している。外側表面の軸方向応力とほぼ正負逆であり、引張のピーク位置、応力分布形状に関して Fig. 2 と同様である。Fig. 5 はパイプ内側表面の円周方向応力を示している。円周溶接により生じる溶接部の大きな引張残留応力は内圧の増大に伴って減少する。エネルギープラントの配管系で問題となるパイプ内側表面の応力について見ると、内圧を加えた後の残留応力は軸方向応力の方が大きく、加える内圧が大きいくほどそのピーク位置は溶接線中央から離れる。

Fig. 6, 7 は、半径 156 mm, 肉厚 6.0 mm, 降伏応力 30.7 kg/mm² のパイプをつき合せて溶接（最終層 18.4

kJ/cm 1 パス)を行ない、50気圧の内圧を加えた後の残留応力について、測定結果⁹⁾と解析結果とを比較したものである。内圧による円周方向応力は降伏応力の42.3% ($k=0.423$)である。Fig. 2~5で $k=0.4$ の場合を見ると、この程度の内圧では溶接部近傍を除いてほとんど応力は変化しないことがわかる。Fig. 6 はパイプ外側表面の応力である。測定値と計算値とは溶接部中央から、0 および 10 mm の位置での軸方向応力を除いてよく一致している。Fig. 7 は内側表面の応力である。これも、溶接部中央から 0 および 10 mm の位置での軸方向応力を除いて測定値と計算値とはよく一致している。溶接部近傍では余盛の影響⁹⁾により、軸方向応力の計算値が測定値と一致しないものと思われる。

Fig. 6 Residual stresses on outer surface ($pR/\sigma_y \approx 0.4$).

Fig. 7 Residual stresses on inner surface ($pR/\sigma_y \approx 0.4$).

Fig. 8, 9 は、外径 114.3 mm、肉厚 6 mm (DC 加工後) の SUS 304 鋼管を最終パス 14 kJ/cm で溶接し、250 気圧の内圧を加えた後の残留応力について、測定値と計算値とを示したものである。Fig. 8 に外側表面、Fig. 9 に内側表面の応力状態を示した。計算は降伏応力を 27 kg/mm^2 としている。一般に冷間引き抜きステンレス鋼管の外側表面には引張応力 (円周方向 21 kg/mm^2 軸方向 11 kg/mm^2)¹⁰⁾ が、内側表面には圧縮応力が存在する。内圧により、円周溶接の残留応力とともに冷間引き抜きの残留応力も除去される。Fig. 8, 9 を見ると、測定値と計算値とは比較的よく一致している。ただし、溶接線中央から 50 mm 以上離れた位置を見ると、冷間引き抜きにより生じた円周方向応力が、完全には除去されていないことがわかる。

Fig. 8 Residual stresses on outer surface ($pR/\sigma_y \approx 0.9$).

Fig. 9 Residual stresses on inner surface ($pR/\sigma_y \approx 0.9$).

4. 残留応力除去効果

パイプ寸法, 降伏応力および入熱量を変化させたシリーズ計算の結果を整理して Fig. 11, 12 を得た. Fig. 11 はパイプ内側表面の軸方向応力の最大値 ($\sigma_{ai}(\max)$) を, Fig. 12 は円周方向応力の最大値 ($\sigma_{hi}(\max)$) を示している. 縦軸は, それらの最大値を降伏応力で無次元化している. 横軸の $\beta\bar{B}$ はパイプの形状, 溶接条件および降伏応力に依存する (12 式および Fig. 10 参照)^{7,9)}.

$$\beta = (3(1-\nu^2)/R^2 t^2)^{1/4} \quad \dots\dots (12-a)$$

$$\bar{B}_I = 1.357(1630 Q_I / \sigma_y)^{1/2} \quad \dots\dots (12-b)$$

Fig. 10 Zone $\bar{B}$, in multi-pass weld.

最終層 I 番目のパスの入熱量を Q_I (kJ/cm), 降伏応力を σ_y (kg/mm²) とした時, I 番目のパスによる固有応力の分布幅を, $\bar{B}_I$ (mm) で代表させている. 最終層が 1 パスなら, (12-a) 式で $\bar{B}$ が表わされる. 最終層が複数パスで盛りつけられた場合 Fig. 10 により幅 $\bar{B}$ を定める.

Fig. 11, 12 中には, 0 および 0.3 から 1.0 まで 0.1 きざみで内圧のパラメータ $k = pR/t\sigma_y$ が示されている. パイプの形状, 溶接条件および降伏応力から $\beta\bar{B}$ が定まると, パイプ内側の残留応力を所定の値以下にするに必要な内圧が, 図より求められる. 内圧を加えた後, パイプ内側表面での残留応力の最大値は軸方向成分 (Fig.

Fig. 11 The maximum value of axial stress on inner surface.

Fig. 12 The maximum value of hoop stress on inner surface.

11) に現われる. Fig. 11, 12 中に点線で区切られた領域がある. 点線の上側は内側表面の軸方向応力のピーク位置が溶接線中央であり (Fig. 7, 9), 点線の下側は内側表面の軸方向応力のピークが溶接線中央から離れた位置に現われる (Fig. 4).

応力除去焼鈍を行なった結果¹¹⁾ はばらついているが, 降伏応力の 40% 以下, おおむね 20% 程度まで残留応力が低下している. Fig. 11 から同程度の効果を示す内圧を求めると, $0.9 t\sigma_y/R \sim t\sigma_y/R$ 程度である. 耐圧試験についての規格は内圧により生じる応力の上限を $0.9 \sigma_y$ とするものが多く¹²⁾, これに従うと $\beta\bar{B} > 2.5$ では十分な応力除去効果が期待できない. しかし, $\beta\bar{B}$ を小さくして, 内圧による残留応力除去効果を高めることができる. β はパイプ寸法により定まるが, 溶接方法は選択できる. 各層が 1 パスとなる様に狭間先で溶接を行ない, 各パスの入熱量を小さくすれば $\bar{B}$ は小さくなる. 例えば, Fig. 8, 9 に示された外径 114 mm 程度のパイプでは, 肉厚が 6 mm 以上, 最終パス入熱量が 14 kJ/cm 以下なら (一般に最終パス入熱量が各パスの入熱量の中で最大と思われる), 内圧が $0.9 t\sigma_y/R$ ($0.9 \sigma_y$ の円周方向応力が生じる) で焼鈍と同程度の残留応力除去効果がある.

5. 結 言

内圧によるパイプ円周溶接部の残留応力変化について, 計算方法を示し, 測定結果と比較した. その結果, 計算方法の妥当性が示された. シリーズ計算を行ない, 内圧によるパイプ円周溶接部の残留応力除去効果を論じた. 以下に結論を示す.

(1) 内圧によるパイプ円周溶接部の残留応力除去効果は内圧が大きいほど大であるが, パイプ寸法, 溶接条件などの影響も受ける.

(2) 溶接方法を選択することにより、内圧による残留応力除去効果を大きくすることができる。

(3) (2) により溶接条件を適切なものにすれば、耐圧試験規程を満たす内圧で焼鈍と同程度の残留応力除去効果が期待できる。

なお、内圧により降伏した部分の靱性変化など材質の問題はここでは取り扱っていない。今後の課題とする。

本研究に対しては、東京大学 藤田 譲教授 野本敏治助教授から、また幾つかの委員会 (WD・W2, ST-1, 塑性設計など) で、多くの有益な御意見を賜った。ここに心から謝意を表します。

参考文献

- 1) T. Umemoto et al.: Residual stress improvement for pipe weld by means of induction heating 'Pre-flawed pipd', 4th Int. Conf. Pressure Vessel Tech. 1980, Vol. 1, '80, pp. 131-137.
- 2) E.F. Rybicki and P.A. McGuire: A computational model for improving weld residual stress in small diameter pipes by induction heating, Trans. ASME J. of Pressure Vessel Tech., Vol. 103, '81-Aug., pp. 294-299.
- 3) F.W. Brust and E.F. Rybicki: A computational model of bakclay weld for controlling residual stresses in welded pipes, Trans. ASME J. of Pressure Vessel Tech., Vol. 103, '81-Aug., pp. 226-232.
- 4) 桐原, 他: 管内水冷溶接による SUS 304 鋼管溶接部の残留応力および鋭敏化軽減法, 溶接学会誌, Vol. 48, No. '79-10, pp. 756-762.
- 5) 伊藤: 腐食科学と防食技術, コロナ社, '81, p. 334, 339.
- 6) В. И. Махненко: Создание в стальных трубах кольцевых зон с остаточными напряжениями сжатия, Автоматическая Сварка, [2], '80, 9с.
- 7) 松岡, 直井: パイプ円周溶接により生ずる残留応力に関する一解法 溶接学会誌 Vol. 51, No. 2, '82-2, pp. 148-155.
- 8) 直井, 松岡: パイプ溶接継手部の残留応力 (内圧による残留応力変化) 船舶技術研究所研究発表会講演集 No. 39, '82-5, pp. 100-104.
- 9) 松岡, 直井: パイプつき合せ溶接部の固有応力分布, 船舶技術研究所研究発表会講演集, No. 39, '82-5, pp. 105-108.
- 10) 那須, 他: ステンレス鋼々管外面のプラスト加工による残留応力低減, 鉄と鋼, Vol. 66, No. 4, '80, S446.
- 11) 6SS 小委員会: 原子炉配管系の局部的構造挙動と安全性評価に関する試験研究 (その2), 4.2節「溶接継手残留応力の測定と応力腐食割れ感受性試験」, '77-12, pp. 83-161.
- 12) 压力容器の耐圧・漏洩試験研究委員会: 耐圧試験及び漏れ試験に関する提案, 日本高圧力技術協会 '74.
- 13) E.P. DeGarmo et al.: The effect of peening upon residual welding stresses, Welding J., Vol. 25, No. 10, '46, pp. 616s~623s.

Appendix

(1) (6)式について

ミーゼスの降伏条件は、この問題では (A-1) 式となる。

$$\sigma_y^2 = \sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_h + \sigma_h^2 \quad (\text{A-1})$$

歪硬化を無視して (A-1) 式を増分形式にすると、(A-2) 式となる。

$$\begin{aligned} 2\sigma_y d\sigma_y &= 2\sigma_a d\sigma_a - \sigma_h d\sigma_a - \sigma_a d\sigma_h + 2\sigma_h d\sigma_h \\ &= (2\sigma_a - \sigma_h) d\sigma_a + (2\sigma_h - \sigma_a) d\sigma_h \end{aligned}$$

=0

(A-2)

(2) (7)式について

固有応力法は、弾性応力解析法に基づいている。応力は、固有応力 $\{\sigma^*\}$ および固有応力に対する周囲の反力として生じる2次的な応力 $\{\bar{\sigma}\}$ との和として表わされる。固有応力から変位および歪が表現される。この歪と2次的な応力 $\{\bar{\sigma}\}$ との間に応力歪関係が成立する。内圧が加わった場合の増分形式についても、2次応力増分と歪増分との間に弾性の応力歪関係が成立する (Fig. A-1 参照)。実際には、この変位の他に塑性変形がある。しかし、全面降伏又はそれに近い状態に至るまで、全変位は弾性域での応力状態と対応しており、塑性変形は小さく無視しうる。全歪増分 $\{\Delta\epsilon\}$ に対し、弾性歪増分 $\{\Delta\epsilon^e\}$ は全応力増分 $\{\Delta\sigma\}$ から求められる。すなわち、(A-3) 式が成立する。

Fig. A-1 Connection between stresses and deflections.

$$\begin{aligned} \{\Delta\epsilon^e\} &= [H]\{\Delta\sigma\} = [H]\{\Delta\sigma^* + \Delta\bar{\sigma}\} \\ &= [H]\{\Delta\sigma^*\} + \{\Delta\epsilon\} \quad (\text{A-3}) \\ [H] &= \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu \\ -\nu & 1 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

塑性歪増分 $\{\Delta\epsilon^p\}$ は全歪と弾性歪との差であり、(A-3) 式より求められる。軸方向成分 (サフィックス a) および円周方向成分 (サフィックス h) について示すと (A-4) 式となる。

$$\begin{aligned} \{\Delta\epsilon^p\} &= -[H]\{\Delta\sigma^*\} \\ \Delta\epsilon_a^p &= -\frac{1}{E}(\Delta\sigma_a^* - \nu\Delta\sigma_h^*) \\ \Delta\epsilon_h^p &= -\frac{1}{E}(\Delta\sigma_h^* - \nu\Delta\sigma_a^*) \end{aligned} \quad \dots\dots (\text{A-4})$$

ロイスの式 (A-5) 式に (A-4) 式を代入して整理すると (7)式が得られる。

$$\frac{\Delta\epsilon_a^p}{S_a} = \frac{\Delta\epsilon_h^p}{S_h} \quad \dots\dots (\text{A-5})$$