

## 外力による断面変形を利用した曲管の応力管理法(第3報)

東京ガス(株) 導管部 幹線メンテナンス技術グループ 正会員 飯村 正一

## 1. はじめに

外力に対して管路を安全に維持管理するためには、発生している応力を知る必要がある。管路は供用状態にあるから、非破壊診断が原則となる。そこで、筆者は外力が作用すると曲管断面には扁平が生じることに着目し、Rodabaugh & George<sup>[1]</sup>の理論をベースにこれに式の追加を行うことで扁平量から応力をもとめる方法を提案した。これまでに、モナカエルボ<sup>[2]</sup>、高周波曲げ加工バンド<sup>[3]</sup>に面内曲げ荷重が作用した場合についての実験を行い、提案方法との比較の結果、かなり良い精度で応力推定が可能であることを示した。本報では面外曲げ荷重が作用した場合について検討した結果を示す。対象とした曲管は代表的な製法であるマンドレルエルボである。

## 2. 断面扁平量から応力を算出する方法

曲管に面外曲げモーメント( $M_o$ )が作用したときの管軸、管周方向応力  $\sigma_{oL}$ 、 $\sigma_{oC}$  は、Rodabaugh & George によると、

$$\sigma_{oL} = \frac{k_p M_o r}{I(1-\nu^2)} f_1(\phi) \quad , \quad \sigma_{oC} = \frac{k_p M_o r}{I(1-\nu^2)} f_2(\phi) \quad (1)$$

と表わされる。ここで  $\phi$  : 管の周方向角度(図1参照)、 $\nu$  : ポアソン比、 $R$  : 曲管の曲率半径、 $r$  : 管半径、 $t$  : 管厚、 $I$  : 管の断面2次モーメント、 $M_o$  : 曲管の作用モーメントである。また、 $k_p$  はたわみ係数と呼ばれ、 $\lambda = tR/r^2 \sqrt{1-\nu^2}$  と置くと、 $f_1(\phi)$  と内圧  $P$  の関数である。1例として  $f_1(\phi)$  について具体的に記述すると、

$$f_1(\phi) = \left(1 + \frac{3d_1}{2}\right) \cos \phi + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \{d_n(1-2n) + d_{n+1}(2n+3)\} \cos(2n+1)\phi \\ \pm \frac{\nu\lambda}{2} \sum_{n=1}^{\infty} d_n(8n^3 - 2n) \sin 2n\phi \quad (2)$$

となる。ここで、 $d_n$  も  $k_p$  と同様  $P$  の関数となる。 $n$  を何次の項まで取れば良いかについては、 $\lambda > 0.1$  であれば3次までで十分とされている。面外曲げが作用したときの半径方向の最大断面変形を  $e_o$  とし、理論における断面方向変位の式を3次の項まで展開し、モーメント  $M_o$  との関係として求めると(3)式が得られる。

$$M_o = \frac{E I e_o}{k_p r R (2d_1 - 6d_3)} \quad (3)$$

## 3. マンドレルエルボの肉厚分布

実験に用いたエルボは JIS-PT370sch40 規格の肉厚 10.3mm、呼び径 300A、曲率半径 1.5DR (45.72cm) のもの ( $\nu = 0.22$ ) である。マンドレルエルボは、シームレス鋼管を炉の中で加熱し軟らかくした状態で鋼管の中に曲がった忠実の棒(マンドレル)を挿入していき曲管に曲げていくという方法で作られる。2体について肉厚測定を行った結果を図2に示す。前の2報で試験に供した曲管は2本(モナカエルボ)ないし1本(高周波バンド)の溶接縦シームが存在するとともに、シームを除いた部分の最大肉厚と最少肉厚の差も大きかったが、当該エルボには縦シームは存在せず、肉厚のばらつきも比較的小さい。

2体について肉厚測定を行った結果を図2に示す。前の2報で試験に供した曲管は2本(モナカエルボ)ないし1本(高周波バンド)の溶接縦シームが存在するとともに、シームを除いた部分の最大肉厚と最少肉厚の差も大きかったが、当該エルボには縦シームは存在せず、肉厚のばらつきも比較的小さい。

## 4. 実験

曲管の両側に長さ約 1200mm の袖管を溶接し、それらの袖管の端部にフランジ板を取り付け、一方のフランジ板を

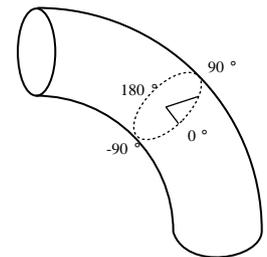


図1. 曲管の角度の定義

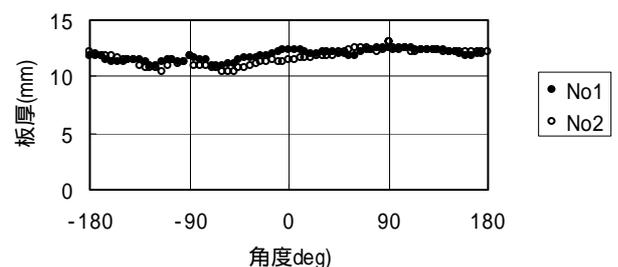


図2. 肉厚分布

キーワード 曲管, 応力, 面外曲げ, Rodabaugh & George, 断面扁平, マンドレルエルボ

連絡先 〒105-8527 東京都港区海岸 1-5-20 TEL 03-5400-7542 E-mail: siimura@tokyo-gas.co.jp

定盤に固定し、他方のフランジ板に油圧ジャッキを押し当て面外方向に曲管を曲げるための荷重を加えた。曲管の外径変化(扁平量)を中央断面の位置でノギスを用い、22.5度間隔で6(一部7方向)方向について測定した。また、中央断面付近には検証のための2軸ひずみゲージを15度ピッチで取り付け付けた。

## 5. 実験結果

図3にノギスによって測定された外径変化量とひずみゲージによって測定された最大応力(軸方向)との関係を示す。当該材料の規格の降伏応力は約220MPaであるが、最大負荷応力と扁平量との関係は降伏応力の1.8倍程度まで直線性が保持されている。図の印は0度と180度を結ぶ方向の断面変形を示すが、面内曲げの場合と異なり、面外曲げが作用した場合はほとんど変化しないことが分かる。面外曲げの断面変化は45度ずれた方向が最大(最少)となる。

## 6. 提案方法と実験との比較

図3の外径変化(扁平)量の測定結果において、扁平量が1.8mmの場合について提案方法と実験の比較を試みる。(3)式に $e_0 = 0.18/2$ と代入し、 $M_0$ を求めると、 $M_0 = 3.3 \times 10^4 \text{N}\cdot\text{m}$ となる。この $M_0$ を(1)、(2)式に代入し、応力分布を計算すると図4の実線が得られる。なお、理論式は均一肉厚が前提であるので、ここでは平均の肉厚を用いた。

軸方向応力については、ピーク位置は合っているものの、最大応力の値には実験(ひずみゲージによる応力)と理論とに若干の乖離がみられる。円周方向応力はピークの値および分布形状ともに良好な一致がみられる。

第1<sup>[2]</sup>、2報<sup>[3]</sup>では面内曲げ荷重が作用した場合について検討を行い実用上十分な精度で扁平量から曲管に発生する応力分布が推定可能であることを示した。本報では、面外曲げが作用した場合についての検討を行い、扁平量の測定位置を面内曲げの測定位置と45度ずらす方向に測定することで十分精度の良い応力推定が可能であることが分かった。また、当該手法は材料の降伏応力を大きく超える範囲まで適用できることも明らかとなった。

## 7. 謝辞

本実験結果は、磁歪法を用いた曲管の応力評価法の開発を目的としたJFEエンジニアリング株式会社との共同研究成果報告書の中からの抜粋であることを記すとともに、共同研究者である同社、エンジニアリング研究所主任研究員、境 禎明氏に感謝の意を表します。

【参考文献】 [1]Rodabaugh,E.C.,and George,H.H., "Effect of Internal Pressure on Flexibility and Stress Intensification Factors of Curved Pipe or Welding Elbows," Trans. ASME, Vol.79,1957,pp.939-948.

[2]飯村:曲管の断面扁平量を用いた応力管理法,第57回土木学会全国大会年次学術講演会,2002年9月

[3]飯村:曲管の断面扁平量を用いた応力管理法(第2報),第58回土木学会全国大会年次学術講演会,2003年9月

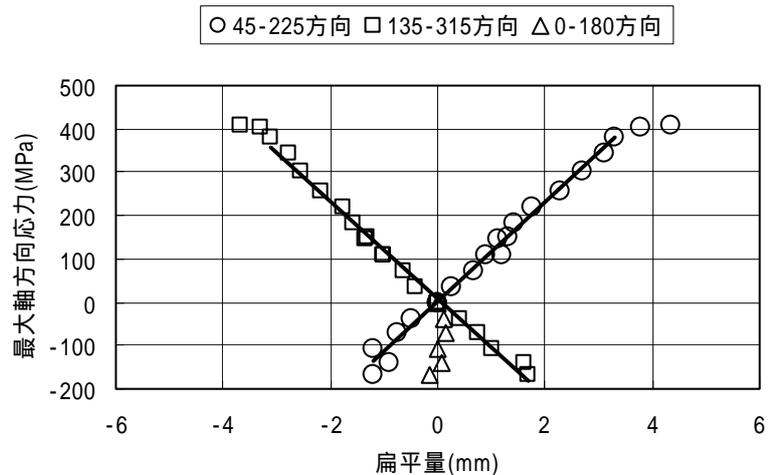


図3. 外径変化量と最大応力との関係

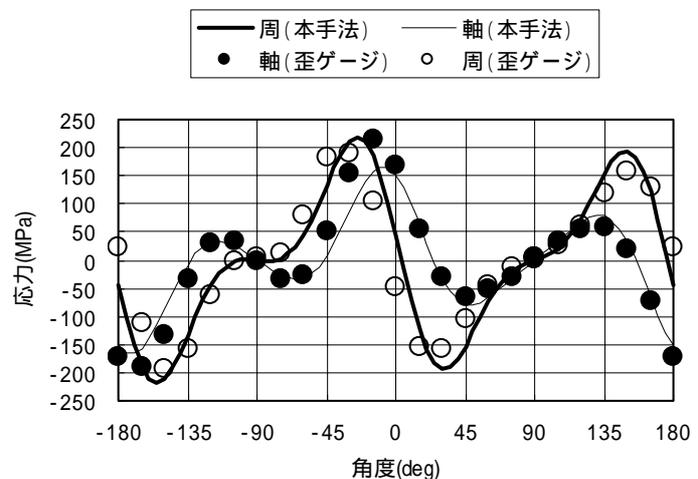


図4. 提案方法と実験値の比較