

外力による断面変形を利用した曲管の応力管理法

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。当然、管路は供用状態にあるから、非破壊診断が原則となる。したがって、ひずみゲージによる測定方法はほとんど用いることができない。そこで、筆者は外力によって生じた断面の扁平量から理論的に応力を推定するという方法に着目し、その妥当性を、モナカエルボについての実験結果を用い検討した^[1]。本研究では、引き続き曲管の代表的製法である高周波曲げ加工ベンドについて検討した結果を示す。曲管の理論解析法としては前回と同様に Rodabaugh & George^[2]の理論をベースに、これに若干の式の追加を行なったものを用いた。その結果、前回のモナカエルボを上回る精度で扁平量からの応力度推定が可能であることが確認された。

2. 断面扁平量から応力を算出する方法

曲管に面内曲げモーメント(M_i)、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 σ_{iL} 、 σ_{iC} 、 σ_{oL} 、 σ_{oC} は、Rodabaugh & George によると、

$$\sigma_{iL} = \frac{k_p M_i r}{I(1-\nu^2)} f_1(\phi), \quad \sigma_{iC} = \frac{k_p M_i r}{I(1-\nu^2)} f_2(\phi), \quad \sigma_{oL} = \frac{k_p M_o r}{I(1-\nu^2)} f_3(\phi), \quad \sigma_{oC} = \frac{k_p M_o r}{I(1-\nu^2)} f_4(\phi) \quad (1)$$

と表わされる。ここで ϕ : 管の周方向角度(図1参照)、 ν : 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 : 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、 λ 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、

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

となる。ここで、 d_n も k_p と同様 λ と内圧 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。面内曲げが作用したときの半径方向の最大断面変形をそれぞれ、 e_i 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 との関係として求めると(3)式が得られる。

$$M_i = \frac{EIe_i}{k_p r R (2d_1 + 4d_2 + 6d_3)} \quad (3)$$

3. 高周波曲げ加工ベンドの肉厚分布

高周波曲げ加工ベンドは、直管を高周波誘導加熱しながら所定の曲率半径で狙いの開き角度に曲げ加工するもので、必然的に肉厚は背中側で薄く、腹側で厚くなる。図2に実験に用いたベンドの中央断面における肉厚分布を示す。210度付近における厚肉の部分は縦シーム部である。

4. 実験

API-X65 規格の公称肉厚 15.1 mm(実測平均 19.1mm)、 $\phi 610$ mm、曲率半径 3DR の高周波曲げ加工ベンドに袖管を

キーワード 曲管, 応力, 面内曲げ, 面外曲げ, Rodabaugh & George, 断面扁平, 高周波曲げ加工

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

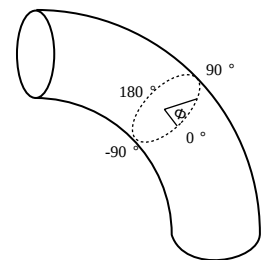


図1 曲管の角度の定義

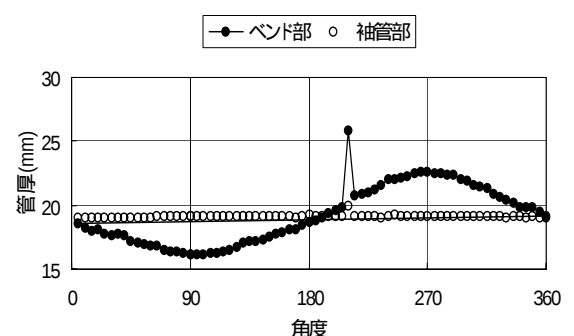


図2 高周波ベンドの肉厚分布

溶接し、一方をフランジを介して定盤に取り付け、他方のフランジに油圧ジャッキで内曲げ、外曲げ方向に荷重を負荷した。外径変化の測定位置はベンドの中央断面とし、ノギスを用いて2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た。実験装置の概要を図3に示す。なお、本実験に用いたベンドのλは0.414である。

5. 実験結果

図4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る最大応力（円周方向）との関係を示す。当該材料の降伏応力は約450MPaであるが、最大負荷応力は装置の安全性の観点から降伏応力以下となってしまった。この範囲で見る限り、扁平量と最大円周方向応力との関係には、ほぼ直線性が見られる。

6. 解析との比較

図4の0-180°方向の外径変化(扁平)量の測定結果において、扁平量が7.4mmの場合について理論との対比を試みる。(3)式に $e_i = 0.74/2$ と代入し、 M_i を求めると、

$$M_i = 5.3 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

となる。この M_i を(1)式に代入し、応力分布を計算すると図5の実線を得ることができる。なお、理論式は均一肉厚が前提であるので、ここでは平均肉厚である19.1mm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、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、相関は前回のモナカエルボの場合^[1]を上回っている。

以上、曲管の代表的製法、言い換えると代表的断面肉厚分布を示す2種類の曲り管、モナカエルボと高周波曲げ加工ベンドについての実験結果から、ノギスで得られる程度の精度の扁平測定値であっても、本提案方法によれば、実用上十分な精度で最大応力となる円周方向の応力度の推定が可能であることが分かった。なお、最大応力の発生する位置をほぼ0度とすると、最大応力は次式で表わされる。

$$\sigma_{c \max} = \frac{3\lambda E e_i}{20R(1-\nu^2)} \frac{(d_1 + 10d_2 + 35d_3)}{(d_1 + 2d_2 + 3d_3)} \quad (4)$$

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て実施したJFEエンジニアリング株式会社との共同研究開発報告書の中から抜粋したことを記するとともに、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] 飯村: 曲管の断面扁平量を用いた応力管理法, 第57回年次学術講演会講演概要集, 第 部門, 2002, pp.479-480.
- [2] 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.

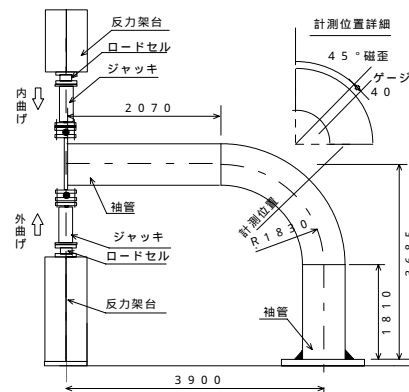


図3 実験装置の概要

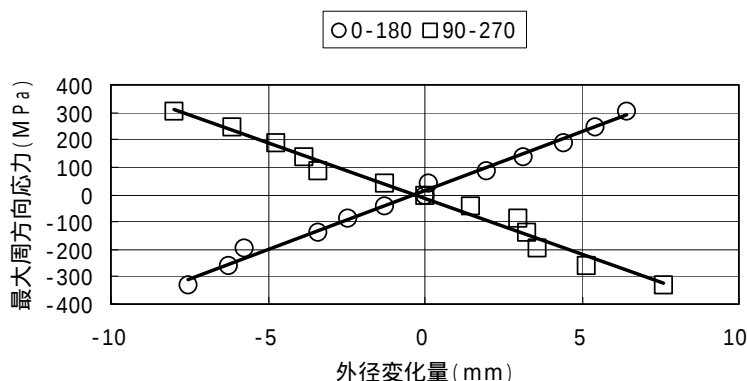


図4. 外径変化量と最大応力との関係

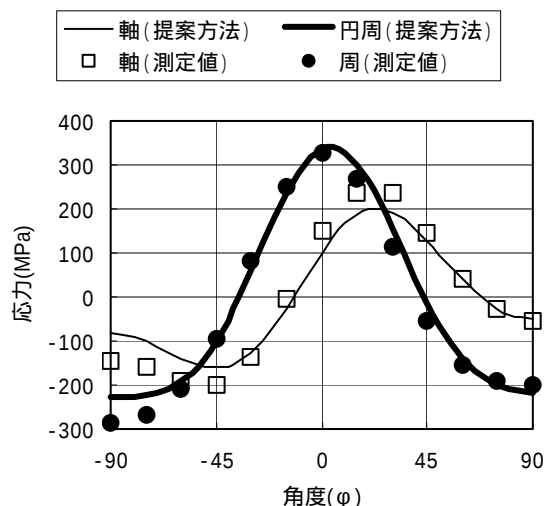


図5. 提案方法と実験値の比較