

オメガ形ベローズの疲労強度解析*

関 東 康 祐**, 三 柴 隆***
末 永 隆***, 本 間 寛 臣**A Numerical Analysis of the Fatigue Strength of Ω -Bellowsby Yasuhiro KANTO, Takashi MISHIBA,
Takashi SUENAGA, and Hiroomi HOMMA

In the primary piping systems of nuclear power plants, many valves with bellows in their seal systems are used in order to prevent the leakage of high-pressurized and high-radioactive coolant. The Ω -bellows for high-pressure valves hold rings in them in order to heighten their compressive stiffness and reduce stresses. The contact and frictional effects between the bellows and the rings prevent their stress analyses. In this paper, we analysed stresses in Ω -bellows using the finite element program applicable to contact problems, and then estimated fatigue strength for 2 types of load histories. The comparison with the results of fatigue tests shows that the locations of fatigue cracks can be predicted by the analysis.

Key Words: Fatigue, Ω -bellows, FEM, Contact Problem, Axisymmetric Shell

1. 序 論

通常、弁はしゅう動部をもち、内部流体の漏えいはシールにより防がれているが、その効果は絶対であるとは言えない。原子炉一次系配管では、高圧、高放射性の冷却水の漏えいは周囲の環境汚染をもたらすため、弁軸封部にベローズを組み込んだ漏えいが全く無い弁が用いられている。

ベローズはその製作方法の相違により、成形ベローズと溶接ベローズの2種類に大別される。成形ベローズは、パイプを加工して作られるため継ぎ目がなく、信頼性が高いが、その形状や大きさに制限がある。一方、溶接ベローズは、任意形状、任意サイズのもの容易に製作できる。溶接部の信頼性の向上に伴って、高信頼性を要する原子力の分野でも多く使用されるようになってきた。高圧弁用オメガ形ベローズは、圧縮剛性を高めるためと、応力を低くおさえる目的で内部に円環がはめ込まれているため、ベローズと円環との間に接触、摩擦が生じ、その解析は困難であった。

* 昭和61年4月1日 第63期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和60年10月28日。

** 正員、豊橋技術科学大学(〒440 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1)。
*** バルカーベローズ工業(株) (〒441-13 新城市川田本宮道8-52)。

本研究は、接触現象を扱うことのできる有限要素法プログラムを用いて、オメガ形ベローズの応力解析を行い、疲労設計への指針を与えることを目的とするものである。

2. 解 析 方 法

2.1 解析プログラム 本論文で用いた解析プログラムにおいて使用した要素は、2節点軸対称殻要素であり、接触による非線形性の他は塑性、大たわみなどの材料および幾何学的非線形性は考慮されていない。

接触の条件は、図1に示すように対応する節点どう

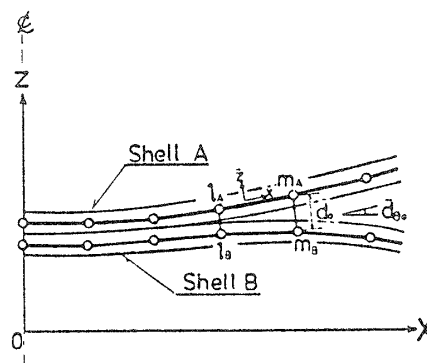


図1 軸対称殻要素と接触特殊要素

しで考慮され、口開き状態、固着状態、相対すべり状態の3種の接触状態が仮定された⁽¹⁾。摩擦はクーロンの摩擦条件を仮定した。

$$|F_t| \leq |\mu \cdot F_n| \dots\dots\dots(1)$$

ただし、 F_t , F_n はそれぞれ接線、法線方向接触力であり、 μ は摩擦係数である。不等号が成り立つときは固着状態であり、接線方向および法線方向の相対変位が拘束される。等号が成り立つときは相対すべり状態で、法線方向の変位が拘束され、接線方向には摩擦力 F_t が作用する。また、 F_n が零になると、口開き状態となる。これらの接触条件は節点が位置する殻の中立面ではなく、表面において考慮される。

2・2 解析モデル ペローズの肉厚 $t=0.5$ mm のときの解析モデルの寸法および要素分割を図2に示す。モデルは、対称条件を考慮して半山とした。総節点数81、軸対称殻要素数79、接触特殊要素数21、総自由度数243である。ただし、節点番号54~81の節点は、ステンレス製円環を模擬するため全自由度を拘束している。また、1および53の節点には対称条件を課している。物性値はSUS 304のものを用い、ヤング率206 GPa、ポアソン比0.3とし、摩擦係数は0.3とした。

2・3 荷重条件 荷重条件を図3に示す。荷重は外圧 p と節点53における $-z$ 方向強制変位 d によって与えられる。接触問題ではその非線形性のため、荷重履歴の相違により解が異なってくるが、ここでは、繰返し負荷状態で接触状態が大きく変化しない、すなわち、接触による非線形性が小さいと仮定し、 p および d を続けて負荷する過程のみについて解析した。

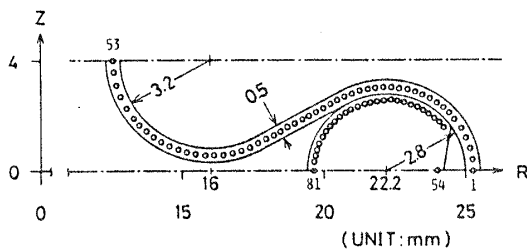


図2 解析モデル

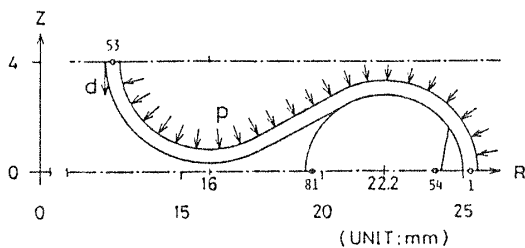


図3 荷重条件

3. 解析結果および考察

図4に示すようにペローズ谷部中央A点からの経線に沿った距離 s を定義する。なお、B, C, D, Eの各点はそれぞれ、曲線部と直線部との接合部、円環との節点、円環凹部における節点、ペローズ山部中央である。以下、 s に沿った分布について整理する。

3・1 合応力および合モーメント 図5, 6に合応力および合モーメントの分布を示す。外圧のみの結果 (p) を破線で、外圧および強制変位の結果 ($p+d$) を実線で表している。接触域はC, D各点とCD間中央部の約0.6 mmの部分であり、接触状態は相対すべり状態である。経線方向合応力 N_s の分布は外圧のみのときは平たんな引き張り状態であるが、A点に強制変位を与えると、その近傍で圧縮のため低下している。C, D点での不連続は摩擦力の影響である。周方向合応力 N_θ はほぼ r 方向変位に対応しているため、より複雑な分布となっている。特に外圧および強制変位のとき、AB間で最大値約470 kPa・mを示している。一方、合モーメントは接触しているC, D点で大きなピークを示している。これは接触点で集中荷重がかかっているためである。合応力の場合と違い、経線方向の方が値が大きくなっている。

3・2 疲労強度評価 3・1節で示した合応力、合モーメントの結果から直ちに強度的に厳しい部分を知ることは困難である。そこで、疲労き裂発生についてはペローズ表面におけるせん断応力幅 $\Delta\tau$ により、疲労き裂進展については経線あるいは周方向の相当両張り応力 σ_{req} により評価を行った⁽²⁾。

$$\Delta\tau = \tau_{max} - \tau_{min} \dots\dots\dots(2)$$

$$\tau = \frac{1}{2}(\sigma_s - \sigma_\theta) \dots\dots\dots(3)$$

$$\sigma_{req} = \sigma_a + \sigma_m(\sigma_w/\sigma_B) \dots\dots\dots(4)$$

ここで、 τ_{max} , τ_{min} はそれぞれ荷重サイクル中の最大せん断応力の最大値と最小値であり、最大せん断応力は式(3)で定義される。 σ_a , σ_m は応力振幅、平均応力、

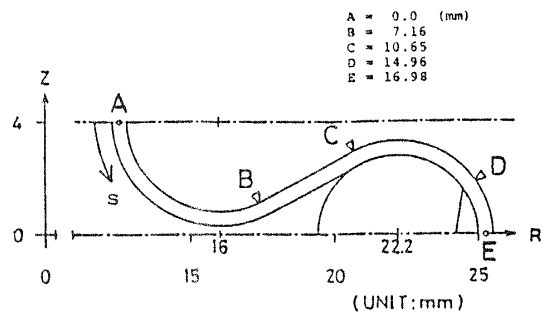


図4 経線方向距離 s と参照点

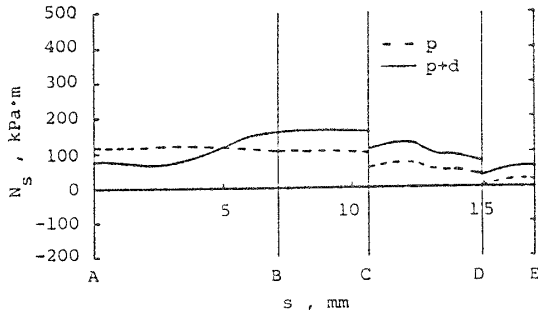
σ_w, σ_B は材料の疲労限度, 静的強度である。ここでは, $\sigma_w/\sigma_B=0.48$ を用いた。

図7に, ここで考慮した2種の荷重履歴を示す。一つは弁の開閉により外圧が変化しないもので, 配管の

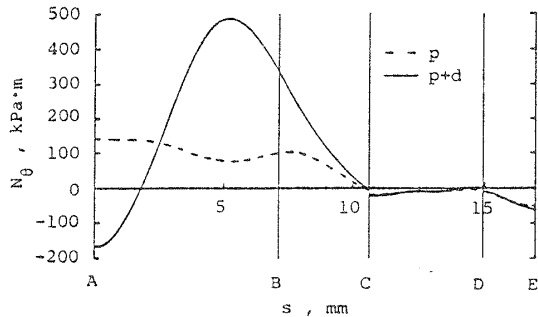
流量調節, 制御棒駆動装置などにみられる (荷重タイプI)。もう一つは開けば圧力が上がり, 閉じたのち圧力が元に戻るもので, 一次系冷却水サンプリング用弁などにみられる荷重履歴である (荷重タイプII)。ここでは, $p=25.8 \text{ MPa}$, $d=0.35714 \text{ mm}$ (5 mm/7 山) を使用した。

図8に荷重タイプIに対するせん断応力幅の分布を示す。ペローズの内表面の値を破線で, 外表面の値を実線で示してある。内表面ではA点とB点内側より, 外表面ではAB間の中央にピークがみられる。しかし, 合モーメント分布にみられたC,D点のピークの影響はほとんどないことがわかる。最大せん断応力は大きい, その荷重サイクル中の差が小さいからである。図9に(a)経線方向および(b)周方向の相当両振り応力の分布を示す。図8で値の大きい部分で疲労き裂が発生し, 図9で値の大きい部分でその成長は速い。A点内表面, AB中央外表面は経線方向の相当両振り応力のほうが大きいので周方向に成長することが予想される。B点内側よりの内表面における相当両振り応力は経線方向, 周方向に大きな差はないが, 損傷を受ける部位が周方向に分布するため, これも周方向へ成長することが予想される。

同様の条件で行われた疲労試験の結果, A点近傍での破壊が最も多かった。これはA点が溶接部であり, 肉厚の変化がある, 残留応力の除去が十分でない, などの要因があると思われる。次いで, AB中央部, B点

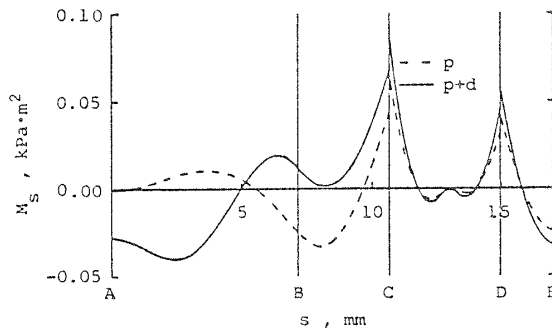


(a) 経線方向

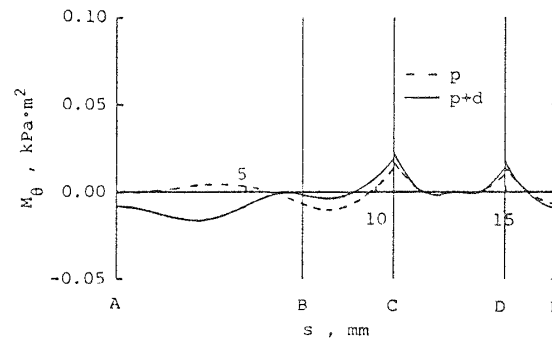


(b) 周方向

図5 合応力分布

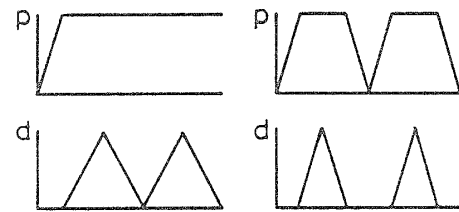


(a) 経線方向



(b) 周方向

図6 合モーメント分布



(a) タイプI

(b) タイプII

図7 荷重履歴

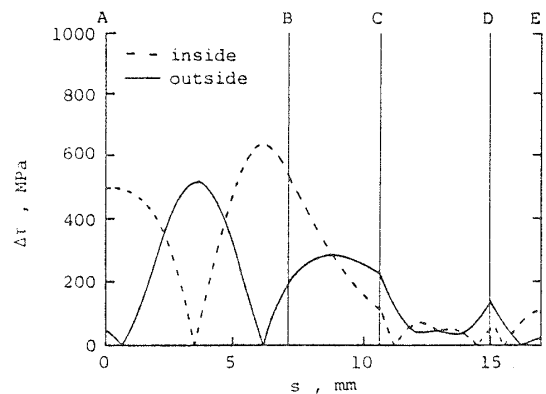
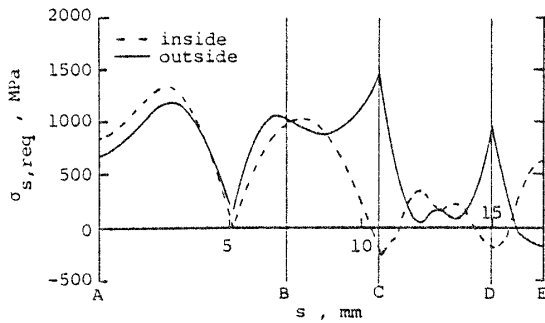
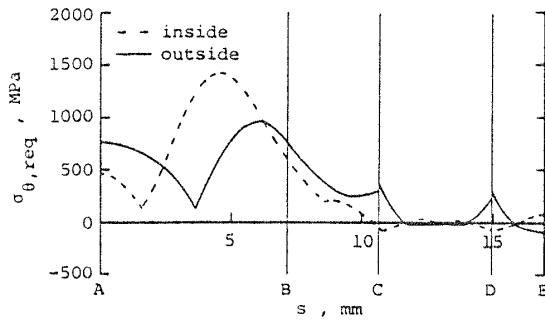


図8 せん断応力幅分布 (荷重タイプI)



(a) 経線方向



(b) 周方向

図9 相当両振り応力 (荷重タイプI)

内側よりでの破壊があり、わずかながらC点での破壊も観察された。これは、図9にみられるC点での応力集中も破壊に影響しているものと考えられる。実験結果の一例として、B点近傍で破壊した例を図10に示す。図左側がペローズ内側である。予想どおり、内側よりき裂が発生していることがわかる。

図11, 12に荷重タイプIIに対するせん断応力幅、相当両振り応力を示す。いずれも、C点におけるピークが大きく、他の部分は荷重タイプIと同様の分布になっている。このことより、荷重タイプIIではC点で疲労き裂が発生し、周方向に成長すると予想される。ただし、A点の溶接部の影響が評価されていないので、実験においてはA点近傍の破壊も起こり得ると思われる。

4. 結論

接触現象を扱うことのできる有限要素法プログラムを用いて、オメガ形ペローズの応力解析を行い、2種類の荷重履歴に対して疲労強度評価を行った。別に行われた疲労試験の結果と比較してその破壊が生じる部位の予測が可能であることが示された。

今後、疲労設計への指針を得るためには、肉厚、寸法などの影響、他の荷重サイクルあるいは荷重の大きさの影響、さらにこれらの場合についてのS/N曲線の作成などを行っていく必要がある。

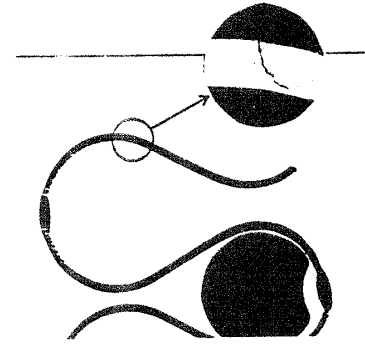


図10 疲労試験結果例

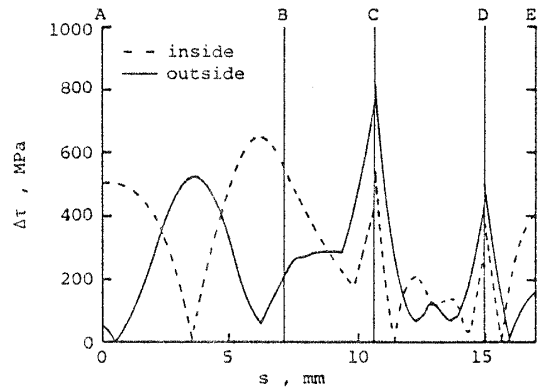
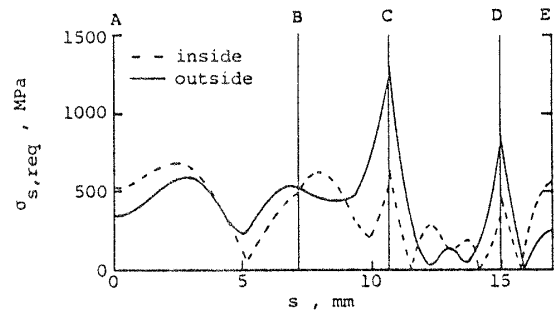
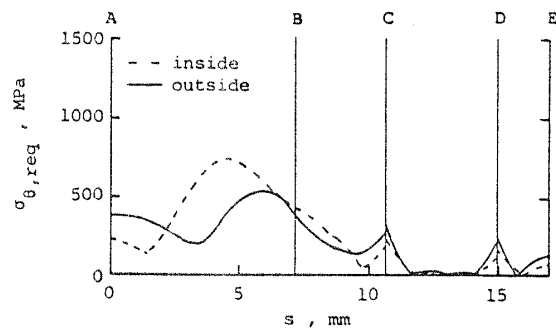


図11 せん断応力幅分布 (荷重タイプII)



(a) 経線方向



(b) 周方向

図12 相当両振り応力 (荷重タイプII)

文献

- (1) 矢川・ほか3名, 機論, 48-428, A (昭57), 454.
- (2) 中沢・本間, 金属の疲労強度, (昭57), 178, 養賢堂.