

パイプインパイプ断面を有する海洋 パイプラインの曲げ特性に対するコアの 力学的役割について

MECHANICAL ROLE OF ELASTIC CORES FOR OFFSHORE PIPELINES SUBJECTED TO BENDING WITH STRUCTURAL PIPE-IN-PIPE CROSS-SECTIONS

嶋崎賢太¹・佐藤太裕²・蟹江俊仁³・三上 隆⁴

Kenta SHIMAZAKI, Motohiro SATO, Shunji KANIE and Takashi MIKAMI

¹学生会員 工学士 北海道大学大学院修士課程 工学研究科北方圏環境政策工学専攻
(〒060-8628 札幌市北区北13条西8丁目)

²正会員 博士(工学) 北海道大学大学院助教 工学研究科北方圏環境政策工学専攻
(〒060-8628 札幌市北区北13条西8丁目)

³正会員 博士(工学) 北海道大学大学院教授 工学研究科北方圏環境政策工学専攻
(〒060-8628 札幌市北区北13条西8丁目)

⁴フェロー会員 工博 北海道大学大学院教授 工学研究科北方圏環境政策工学専攻
(〒060-8628 札幌市北区北13条西8丁目)

Structural pipe-in-pipe cross-sections have significant potential for application in offshore oil and gas production systems because of their property that combines thermal insulation performance with structural strength and self weight in an integrated way. Such cross-sections comprise inner and outer thin walled pipes with the annulus between them fully filled by a selectable filler material to impart an appropriate combination of properties. For offshore pipelines, bending characteristics become one of the most important factors for the structural design of the pipelines. The purpose of this research is to investigate the bending characteristics of such pipe-in-pipe systems analytically by considering the Brazier effect. Results are presented to show the variation of the degree of ovalization and bending moment with the relative elastic modulus of the filler and pipe materials and the filler thickness.

Key Words : Pipe-in-pipe, Brazier effect, Pure bending

1. はじめに

海洋でのエネルギー輸送を目的としたパイプラインは、極大水深域における極めて大きな静水圧作用や物体の衝突や海流によって生じる曲げに対する耐崩壊性、石油やガスといった高温流動体に対する耐熱性、浮力と自重のバランスによる水中での構造安定性といった性能が、非常に高い次元で要求される構造物である。

本研究で対象とする、内側と外側の鋼製の薄いパイプの間に比較的厚いコアを挟んだパイプインパイプ断面(図-1)は、合成断面として崩壊強度の増加、中間のコアによる断熱効果を期待できる点から、上述の要求性能に応える優れた構造形式であるといえる。このことから、近年の海洋開発の大水深化に伴うエネルギー資源輸送技術として、パイプインパイプ断面を採用したパイプラインの有効性が今日世界中で大きく注目されている。構造設計の面では極大静水圧作用時の力学特性について近年様々

な角度から研究が進められている。

この構造形式が静水圧作用に対して非常に有効に働くことは著者らの研究¹⁾によっても明らかにしてきたが、非常に長い海洋パイプラインはあらゆる要因によって大きな曲げ作用を受けることが想定される²⁾。このことから、海洋パイプラインの構造設計において曲げ荷重に対する力学的特性の把握は非常に重要となる。パイプのような円筒シェル構造では、軸方向の曲げを受けると断面がつぶれるように変形し(Brazier effect³⁾)、曲げモーメント最大となる位置で変形が局所化、最終的には最大圧縮部分において局所的な崩壊に至ることが多い。パイプインパイプ構造ではコアの作用によって断面のつぶれが抑制され、局所的な曲げ変形ではなく滑らかな曲線を描くようにパイプラインが変形することができ、曲げ作用に対しても非常に有効な構造形式であると考えられる。

本研究では上記の点を鑑み、パイプインパイプ断面を有する海洋パイプラインにおいて、曲げを受け

ながらパイプ断面がつぶれていくという複雑な現象をいくつかの仮定の下で簡略化し、曲げ作用に対するコアの力学的役割を明確にすることを目的とする。

2. 解析モデル

(1) パイプインパイプ断面

図-1 は本研究で解析対象とするパイプインパイプ断面を示したものである。鋼製の内側、外側パイプに対して、ポリマーやセラミックなど様々な材質の部材を選択することにより、極大水深域や高温環境下での厳しい要求性能を満足することが可能となる構造形式である¹⁾。図-2 にパイプインパイプ構造において想定するコア部材に対する構成パイプとのヤング係数比を示す。一般に鋼製の内側及び外側パイプに比べ、中間のコアは厚く、柔軟なものを用いることが多い。これより本研究では厚肉のコアは等方性を有する弾性体（ヤング係数 E_c 、ポアソン比 ν_c ）、外側、内側のパイプ（厚さ t_1 、 t_2 ）はコアに比べて非常に薄い弾性体（ヤング係数 E_p 、ポアソン比 ν_p ）として扱う。

(2) 曲げによる断面変形

実際の現象ではパイプの曲率増加に伴って断面のつぶれが徐々に進行していく。しかしここでは簡略化のため、断面がつぶれた後につぶれた断面を保持しながら曲率を生じるという2つの段階に分けて起こると仮定する。断面変形の過程では、非常に長いパイプラインとして、2次元平面ひずみ状態を仮定し、断面のつぶれはパイプ軸方向に曲率を生じさせずに図-3 のように円形から楕円形につぶれていくものとする。はじめの直径から楕円の短軸方向に減少した長さの割合を楕円化率 ζ とし、軸方向の曲げによる曲率は一定曲率 C の円弧状の曲がりを対象とし、梁の理論に基づいて解析を行う。

3. 現象の定式化

(1) 断面の楕円化と曲げモーメント

パイプにおいて円周方向の伸びなし変形を仮定し、パイプ断面の楕円化を以下のような変位によって表現する。ここで w は半径方向、 v は円周方向の変位とし、以下、添え字の 1, 2, c はそれぞれ外側パイプ、内側パイプ、コアに関するものとする。

$$w_i(\theta) = a_i \zeta_i \cos 2\theta \quad (1.a)$$

$$v_i(\theta) = -\frac{a_i}{2} \zeta_i \sin 2\theta \quad (1.b)$$

コアの変位は2つのパイプの変位との連続条件を満たす r の1次式を仮定し、以下のようにおく。

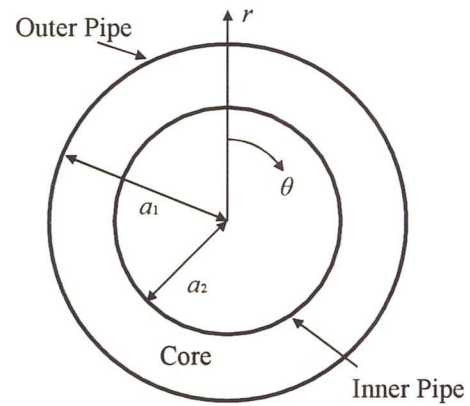


図-1 パイプインパイプ断面

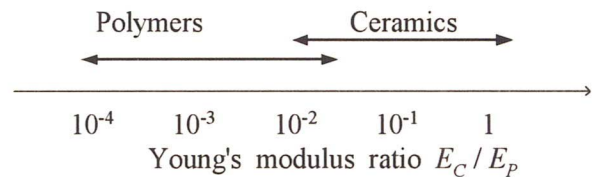


図-2 想定するコア部材とパイプに対するヤング係数比

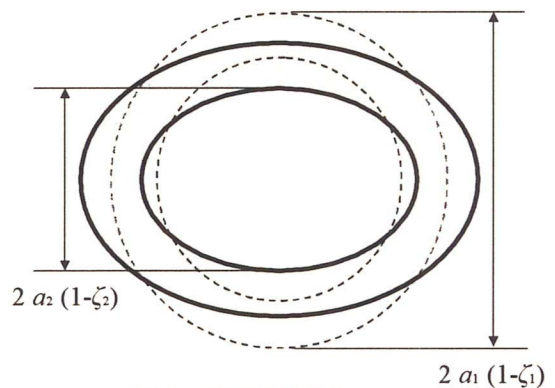


図-3 断面の楕円化

$$w_c(r, \theta) = \frac{a_1(r - a_2)\zeta_1 + a_2(a_1 - r)\zeta_2}{a_1 - a_2} \cos 2\theta \quad (2.a)$$

$$v_c(r, \theta) = -\frac{a_1(r - a_2)\zeta_1 + a_2(a_1 - r)\zeta_2}{2(a_1 - a_2)} \sin 2\theta \quad (2.b)$$

これらを用いて断面の楕円化によるひずみエネルギーを計算すると以下ようになる。

$$U_{oval} = \frac{3}{8} \pi E_p h_1^2 \frac{t_1}{a_1} \zeta_1^2 + \frac{3}{8} \pi E_p h_2^2 \frac{t_2}{a_2} \zeta_2^2 - \pi E_c \left[4(a_1 - a_2)(a_1 \zeta_1 - a_2 \zeta_2) \left(a_2^2 \zeta_2 (3 - 5\nu_c) - a_1^2 \zeta_1 (3 - 5\nu_c) + a_1 a_2 (\zeta_1 - \zeta_2) (3 - 7\nu_c) \right) - 9 a_1^2 a_2^2 (\zeta_1 - \zeta_2)^2 (1 - 2\nu_c) \ln(a_1 / a_2) \right] / \left[16(a_1 - a_2)^2 (1 + \nu_c) (1 - 2\nu_c) \right] \quad (3)$$

ただし、 $h_i = t_i / \sqrt{1 - \nu_p^2}$ とする。

次に、楕円化した断面が曲率 C を受けることによるひずみエネルギーは以下ようになる。

$$\begin{aligned}
U_{curve} = & \frac{\pi}{2} a_1^3 C^2 E_p t_1 \left(1 - \frac{3}{2} \zeta_1 + \frac{5}{8} \zeta_1^2 \right) \\
& + \frac{\pi}{2} a_2^3 C^2 E_p t_2 \left(1 - \frac{3}{2} \zeta_2 + \frac{5}{8} \zeta_2^2 \right) \\
& + \frac{\pi}{8} C^2 E_c \left[a_1^4 \left(1 - \frac{3}{2} \zeta_1 + \frac{5}{8} \zeta_1^2 \right) \right. \\
& \quad \left. - a_2^4 \left(1 - \frac{3}{2} \zeta_2 + \frac{5}{8} \zeta_2^2 \right) \right]
\end{aligned} \quad (4)$$

また、曲率を受けることで断面内には軸方向の垂直応力分布が生じ、そのポアソン比効果によるコアの変形をパイプが抑制することによって生じるひずみエネルギーは以下ようになる。

$$U_v = \frac{\pi(a_1^4 - a_2^4)C^2 E_c \nu_c^2}{4(1 - \nu_c - 2\nu_c^2)} \quad (5)$$

以上のひずみエネルギーをそれぞれ加えることでパイプの単位長さ当たりの全ひずみエネルギーが求められる。

$$U = U_{oval} + U_{curve} + U_v \quad (6)$$

以下のような、ひずみエネルギー極小の条件を与えることで楕円化率 ζ_1 , ζ_2 を曲率 C の関数として表すことができる。

$$\frac{\partial U}{\partial \zeta_i} = 0 \quad (7.a)$$

$$\zeta_i = \zeta_i(C) \quad (7.b)$$

また、単位長さ当たりのひずみエネルギーを曲率 C で微分すれば断面に生じる曲げモーメント M を C で表すことができる。

$$M = \frac{\partial U}{\partial C} \quad (8.a)$$

$$M = M(C) \quad (8.b)$$

このような曲げ作用によって、パイプ及びコアには圧縮・引張応力が発生する。ここではそれらの応力によるパイプの座屈や降伏、コアの亀裂や圧縮破壊などが生じないものとする。

4. 解析結果と考察

曲げ作用によるパイプのつぶれ $\delta_1 (=1 \cdot \zeta_1)$ および $\delta_2 (=a_2/a_1 \cdot \zeta_2)$ (ただし、外側パイプ半径が単位長さ 1 のときのつぶれを用いる) と曲率 C の関係は図-4、曲げモーメントと曲率の関係は図-5 になる。実線、破線はそれぞれ外側、内側パイプについてプロットしたものである。ただし、曲率 C と曲げモーメント M は $c^* = Ca_1$, $m = M/E_p t_1 a_1^2$ として無次元化したものをグラフに用いた。これらの図より、コアの作用によって外側のパイプのみの場合(コアを持たない単管パイプの場合)に比べて断面のつぶれを大幅に抑えられることがわかる。等しい曲率に対

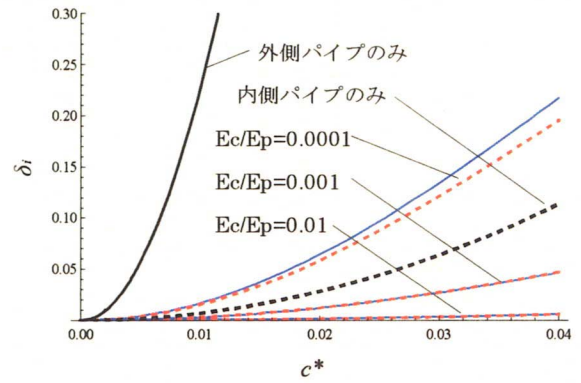


図-4 断面のつぶれ
($a_2/a_1=0.5$, $t_1/a_1=0.02$)

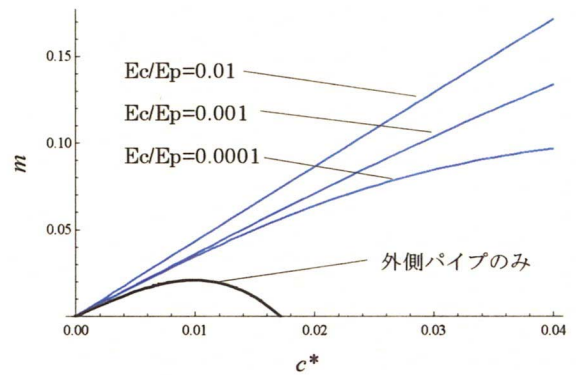


図-5 曲げモーメント
($a_2/a_1=0.5$, $t_1/a_1=0.02$)

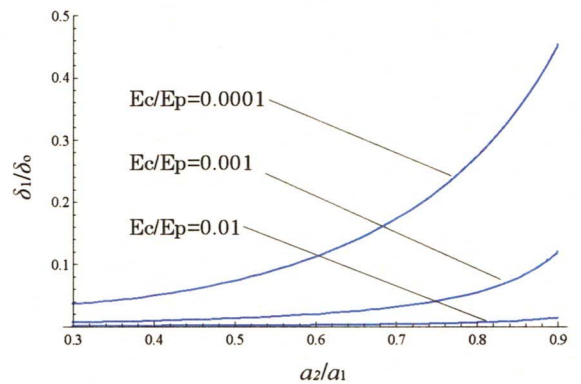


図-6 つぶれの減少率
($c^*=0.01$, $t_1/a_1=0.02$)

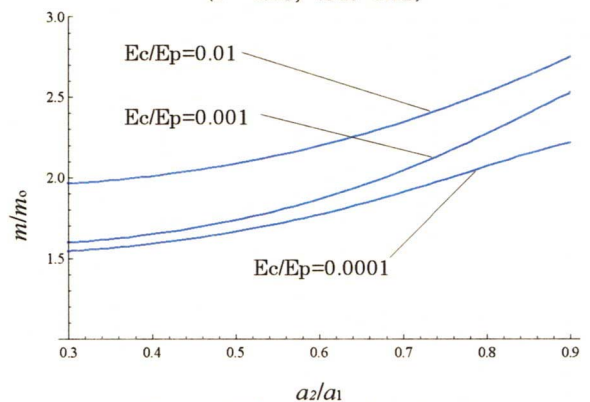


図-7 曲げモーメントの増加率
($c^*=0.01$, $t_1/a_1=0.02$)

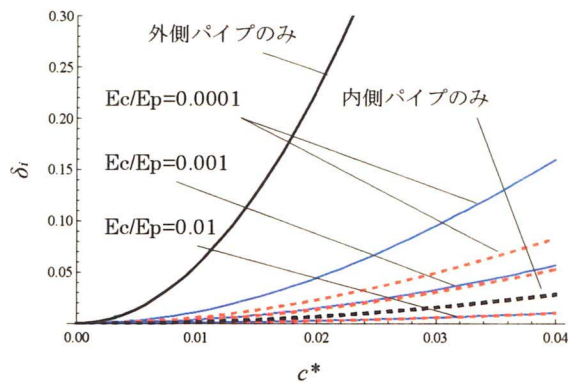


図-8 断面のつぶれ
($a_2/a_1=0.5$, $t_1/a_1=0.04$)

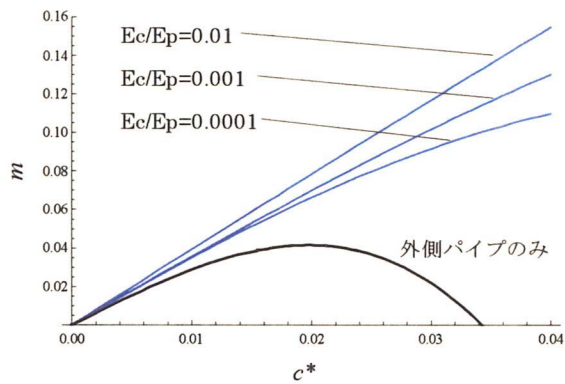


図-9 曲げモーメント
($a_2/a_1=0.5$, $t_1/a_1=0.04$)

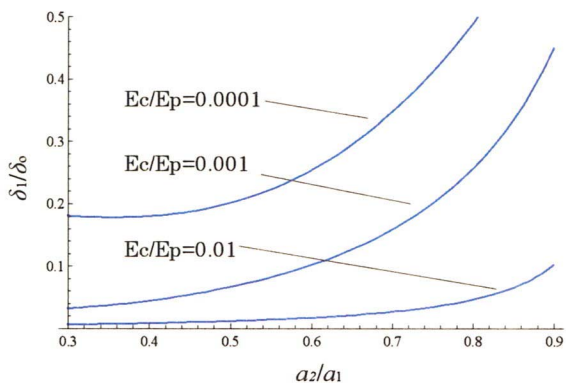


図-10 つぶれの減少率
($c^*=0.01$, $t_1/a_1=0.04$)

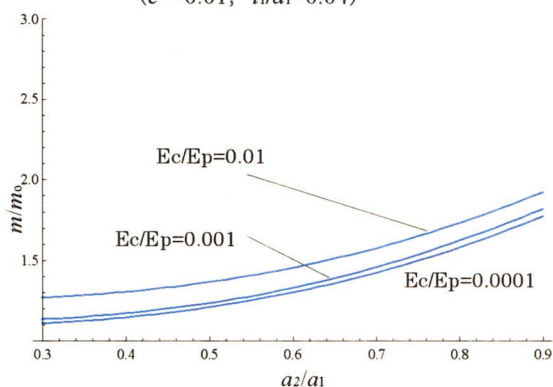


図-11 曲げモーメントの増加率
($c^*=0.01$, $t_1/a_1=0.04$)

する曲げモーメントも増加し、コアはパイプの曲げ耐性の向上に非常に有効であるといえる。

図-6, 図-7 は $c^*=0.01$ としたときのコアの厚さと断面のつぶれの減少率および曲げモーメントの増加率との関係を示したものである。ここで δ_0 , m_0 は外側のパイプのみの場合のつぶれと曲げモーメントである。また、パイプの厚さを 2 倍 ($t_1/a_1=0.04$) とした場合の図は、図-8 から図-11 になる。これらの図より、単管パイプに比較してパイプインパイプ断面においては、コアが外側及び内側パイプとの相互作用により、曲げ外力に対してつぶれを抑制し、曲げに対して優れた抵抗性を示すことが読み取られる。

5. まとめ

本研究は、近年研究が進められているパイプインパイプ断面を有する海洋パイプラインの曲げ特性について、理論的な解析を行うことで曲げに対するコアの力学的な役割を明確にすることを目的として行われたものである。本研究よりコアがあることでパイプの楕円化を大幅に抑制でき、曲げに対する耐性を向上できることが理論的に明らかとなった。

今後はパイプが最大圧縮部において局所的に崩壊する現象が、曲げが進行していく中のどのような時点で生じるか解析する必要がある。そのためにパイプの最大圧縮部における応力、及びパイプがつぶれることによって軸圧縮力作用による座屈荷重（及び応力）がどのように低下するかを検討していく予定である。そのような解析を行うことにより、これまで静水圧作用に対して極めて有効であるとしてきたパイプインパイプシステムについて、曲げ強度も考慮に入れた、より実用性の高い構造設計基準の確立に寄与することができると考えられる。

謝辞：本研究は文部科学省科学研究費補助金若手研究(B)（研究代表者：佐藤太裕，研究番号：18760615，平成 18～20 年度）により行われたことを付記し、関係各位に御礼申し上げます。

参考文献

- 1) M. Sato and M. H. Patel: Exact and Simplified Estimations for Elastic Buckling Pressures of Structural Pipe-in-Pipe Cross-sections under External Hydrostatic Pressure, *Journal of Marine Science and Technology*, Vol.12(4), pp.251-262, 2007.
- 2) Kyriakides, S and Corona, E.: *Mechanics of Offshore Pipelines*, Elsevier, 2007.
- 3) Brazier, L. G.: On the flexure of thin cylindrical shells and other thin sections, *Proceedings of the Royal Society of London*, A116, pp.104-114, 1927.
- 4) Karam, G.N. & Gibson, L.J.: Elastic buckling of cylindrical shells with elastic cores – I. Analysis, *International Journal of Solids and Structures*, 32:pp.1259-1283.