

1. はじめに

座屈拘束ブレースは、図1のように芯材の座屈を座屈拘束材により防止し、圧縮時にも引張時と同様な軸方向塑性変形を可能とした制振部材である。座屈拘束ブレースの注意点として、座屈拘束材に軸力が流れないようにすることと芯材の塑性縮みを吸収する縮み代を確保することの2点が挙げられる¹⁾。また、芯材の塑性化後、剛接合形式では座屈拘束材端部に塑性ヒンジが形成される場合があるが¹⁾、ピン接合形式では、塑性ヒンジ形成による不安定機構にならないように、座屈拘束材端部に弾性保持部材が一定量貫入され、端部の回転が拘束される(図2)。弾性保持部材と座屈拘束材の間にはクリアランスを確保することで、座屈拘束材に軸力を流さず、芯材の軸方向塑性変形を可能にしている。このように、芯材の塑性変形を拘束せずに端部の回転を拘束している部分を摺動部と呼ぶ。図2(b)のような両側に摺動部が設けられた両側摺動タイプ以外に、図2(c)に示すように一端に摺動部を設け、他端で座屈拘束材と弾性保持部材を溶接などにより剛接合し、相対的な回転を拘束する片側摺動タイプがある。片側摺動タイプの芯材や座屈拘束材の座屈モードは写真1のように非対称形になるが、既往の座屈拘束材の曲げ座屈拘束条件¹⁾は対称形の座屈モードを仮定しており、片側摺動タイプの座屈モードとは大きく異なる。したがって、片側摺動タイプの座屈拘束ブレースについては、適切な座屈モードを仮定する必要がある。さらに摺動部では、弾性保持部材からうける補剛力(面外に押し出される力)により座屈拘束材が写真2のように局所的に変形する。この局所変形によ

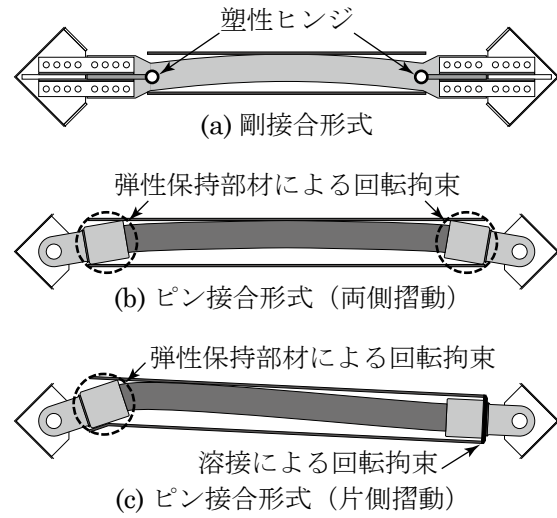


図2 接合形式による端部の違い

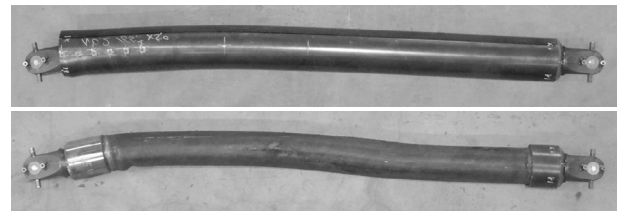


写真1 片側摺動タイプの座屈モード (上: 座屈拘束材, 下: 芯材)

て接合部の回転拘束が不十分になり、たわみが増大するが、既往の設計式¹⁾にはその影響が考慮されていない。



写真2 摺動部の局所変形

本研究では、摺動部において弾性保持部材が回転拘束に与える影響を明らかにし、理論的・実験的検討に基づいて、片側摺動タイプのピン接合形式座屈拘束ブレースの端部の局所変形を考慮した座屈拘束設計法を構築することを目的としている。

2. 対象とするピン接合形式座屈拘束ブレース

本研究で対象とするピン接合形式座屈拘束ブレース(二重鋼管ブレース)を図3に示す。片側摺動タイプを対象としており、図左側は摺動部で、補強管が補剛管内部に貫入されることで接合部の回転を拘束している。補強管は補剛管と溶接されておらず、軸方向に伸縮する。一方、図右側では補強管より短い口金と補剛管が隅肉溶接されており、こちらを固定側と呼ぶ。

二重鋼管ブレースは繰返し载荷をうけると、補剛管の曲げモーメント・たわみが増大する²⁾。

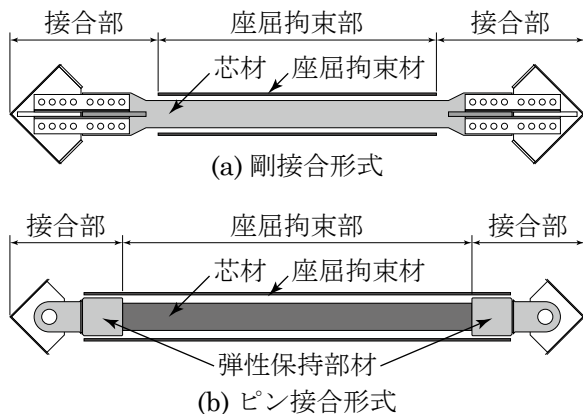


図1 座屈拘束ブレースの基本構成

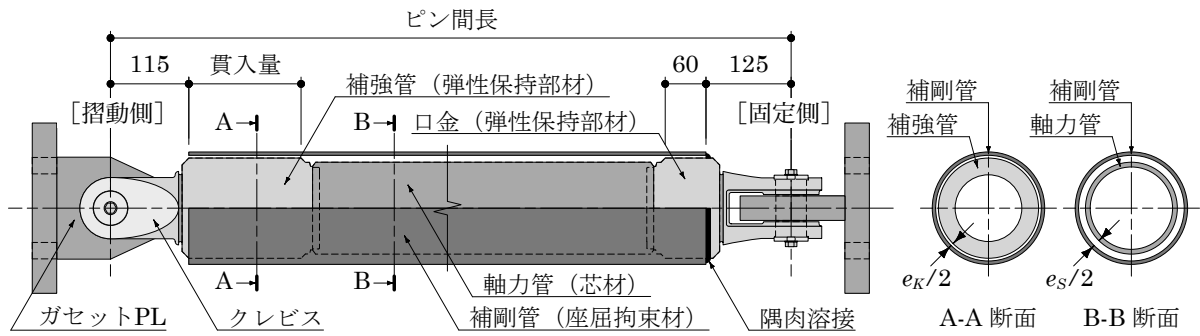


図3 本研究で対象とする座屈拘束ブレース（二重鋼管ブレース）

これは先述のように、補強管から受ける補剛力により補剛管端部の口が拡がり、クレビスの回転角が増大するからである。したがって、補剛管の曲げモーメントやたわみを正確に把握するには、作用軸力と補剛管端部の変形量との関係を明確にしなければならない。

3. 補剛管の摺動側端部要素実験

補剛管端部の変形に影響する因子として、補強管貫入量 l_K 、補剛管の曲げ剛性 EI_B 、補剛管と補強管の隙間 e_K などが挙げられるが、これまでに因子の影響は定量的に表されていない。そこで、補剛管の摺動側端部を取り出した要素実験を行い、補剛管端部に生じる補剛力と変形量に関するデータを収集し、それらの関係を結びつける理論式を構築した。なお、以下では、補剛管端部の局所変形量を開口量と呼ぶ。

試験体は図4のように、クレビス、補強管、補剛管、丸鋼、嵩上げジグ、ベースプレートで構成される。軸力管は設けず、丸鋼を配置し回転を自由にする事で、塑性化により剛性を失った軸力管を模擬している。実験パラメータは補強管貫入量 l_K 、補剛管板厚 t_B 、補剛管と補強管の隙間 e_K であり、補剛管径 D_B は全試験体で一定で、補強管径 D_K を変化させることで、隙間 e_K を調整している。荷重は油圧ジャッキによる単調引張荷重とし、開口量 δ が 20mm 程度に達するまで荷重した。

荷重荷重 P - 開口量 δ 関係を図5に示す。図5より、 l_K と t_B が大きく、 e_K が小さいほど初期剛性が大きくなる。これは、 l_K が大きく、 e_K が小さいほど補強管と補剛管の接触面積が大きくなり、荷重が分散されるからである。

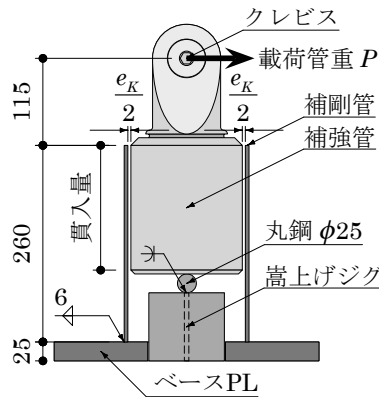


図4 要素実験試験体

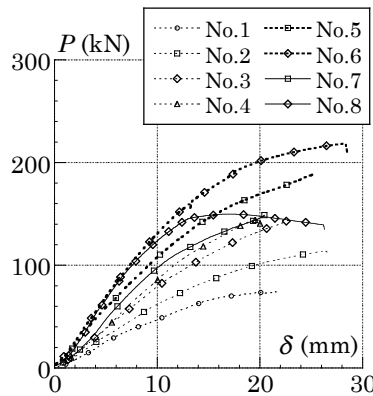


図5 荷重荷重 - 開口量関係

表1 試験体一覧（要素実験）

No.	補剛管		貫入量 l_K (mm)	隙間 e_K (mm)
	D_B (mm)	t_B (mm)		
1	165.2	4.6	100	8
2			130	
3			165	
4			200	
5	6.5	130	165	4
6				
7	4.6	130	165	4
8				

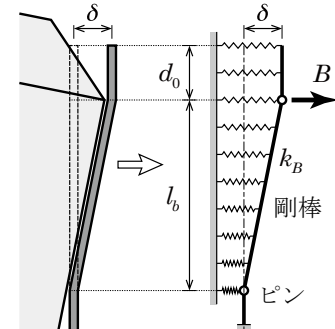


図6 補剛管端部の力学モデル

補剛管端部の変形を図6のように力学モデル化する。このモデルは3本の剛棒がピンを介して接続されており、連続的に付けられたばねが変形に抵抗する。写真3のように補剛管は補強管と接すると補強管の半周部分を覆うように変形し、補強管と噛み合った状態で逆側の半周部分が塑性変形する。そこで、補剛管の単位長さ当たりのばね定数 k_B は図7の荷重 F と変形量 x による剛性 F/x として、次式で与える。

$$k_B = \frac{8(\pi^2 - 8)}{(\pi - 2)(\pi^2 + 2\pi - 16)} \frac{EI_z}{r_B^3} \quad (3)$$

$$r_B = (D_B - t_B)/2, \quad I_z = t_B^3/12 \quad (4), (5)$$

補剛力 B はばねの荷重 F の和であり、次式のようになる。

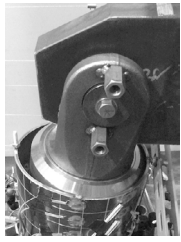


写真3

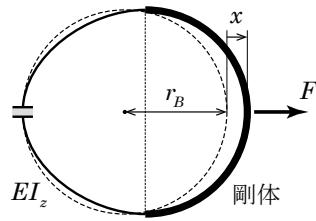


図7 ばね定数の定義

$$B = k_B(l_b + 2d_0)\delta / 2 \quad (6)$$

$$l_b = \delta l_K / (\delta + l_K \theta_0), \quad d_0 = D_K \theta_0 / 2 \quad (7), (8)$$

ただし、 θ_0 は補強管と補剛管が接触するときのクレビス回転角であり、次式で表せる。

$$\theta_0 = e_K / l_K \quad (9)$$

(6) 式による計算値と実験値の比較例を図8に示す。図8は試験体 No.3 の補剛力 B - 開口量 δ 関係であり、実験値は載荷荷重 P を図9(a)に示す力の釣合より次式を用いて補剛力 B に換算している。

$$B = (1 + l_C / l_K) P \quad (10)$$

部材実験においては、図9(b)の関係から、次式で軸力 N を補剛力 B に換算すればよい。

$$B = (1 + l_C / l_K) N \theta_0 \quad (11)$$

図8より、要素実験では、ベース PL 直上で補剛管が降伏曲げモーメント M_y^B に到達する（図中の水平一点鎖線 B_y ）と、 B - δ 関係の接線剛性が低下する。したがって、(6) 式の部材実験への適用範囲は B_y 以下に限定される。なお、後述する部材実験において生じる補剛力はこの範囲内に収まり、(6) 式は十分な精度である。

4. 補剛管の曲げモーメント・たわみの導出

二重鋼管ブレースの曲げモーメント、たわみを求めるための力学モデルと初期たわみを図10に示す。両端はピン支持条件とし、軸力管が降伏した後も接合部と座屈拘束部境界では、変位・応力の適合条件が保持されるものとする。座屈拘束部では、軸力管は曲げモーメントを負担しないものと考え、曲げ剛性を補剛管の曲げ

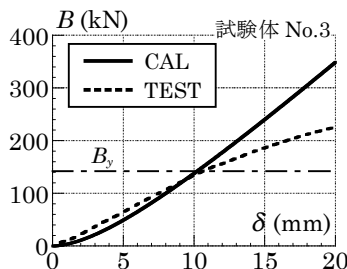
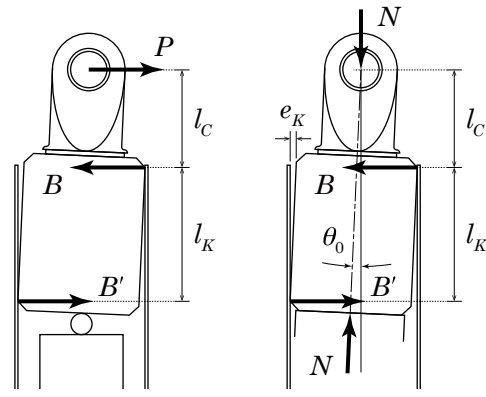


図8 計算値と実験値の比較例



(a) 要素実験

(b) 部材実験

図9 補剛力への換算

剛性 EI_B で与え、両端の接合部の曲げ剛性を $r_j EI_B$ として、作用軸力 N と補剛管の曲げモーメント、たわみの関係を導出する。本研究では軸力管の初期たわみを u_0^A 、補剛管の初期たわみを u_0^B 、軸力管のたわみを u^A 、補剛管のたわみを u^B と表す。

座屈拘束部および接合部では、微小要素の力の釣合から、次の微分方程式を満たす³⁾。

$$EI(z) \frac{d^4(u^A - u_0^A)}{dz^4} + N \frac{d^2 u^A}{dz^2} = 0 \quad (12)$$

本研究では、補強管が補剛管と接することで摺動側の補剛管端部が δ だけ拡がり、さらに軸力管が補剛管と接し、座屈拘束部が曲げモーメントを負担しはじめるときのたわみを初期たわみと定義する。軸力管の初期たわみを sin 波の線形結合、補剛管の初期たわみを固定側のピンを通る 1 次関数として次式によって与える。

$$u_0^A = \sum_{j=1}^3 A_j \sin \frac{j\pi z}{l} \quad (13)$$

$$u_0^B = -{}_F \theta_0 (z - l) \quad (14)$$

$${}_M \theta_0 = \left. \frac{du_0^A}{dz} \right|_{z=0}, \quad {}_F \theta_0 = - \left. \frac{du_0^A}{dz} \right|_{z=l} \quad (15.a), (15.b)$$

ただし、 A_1, A_2, A_3 は u_0^A を決める係数であり、次の補強管と補剛管が 2 点で接する条件および軸力管と補剛管が接する条件から求められる。

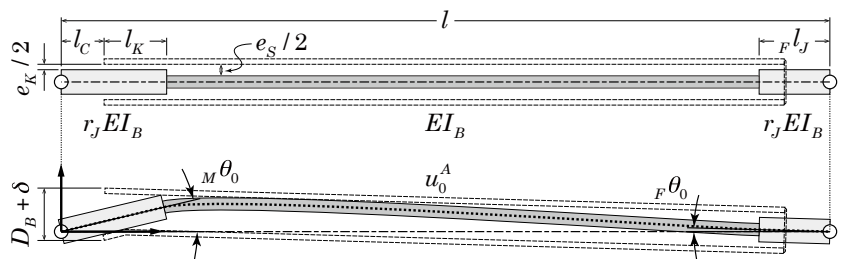


図10 二重鋼管ブレースの力学モデル（上）と初期たわみ（下）

表 2 試験体一覧と実験結果（部材実験）

No.	軸力管		補剛管		貫入量 l_K (mm)	隙間		ピン間長 l (mm)	最大軸力 N_{max} (kN)	耐力低下 サイクル (軸歪)	終局状態
	D_S (mm)	t_S (mm)	D_B (mm)	t_B (mm)		e_K (mm)	e_S (mm)				
1	135.0	7.0	165.2	4.6	165	8.0	21.0	2100	1141	6 (+1.0%)	面内方向に座屈
2					130	4.0			1211	7 (+1.0%)	
3					165				1316	7 (+1.0%)	
4		7.2		6.5	165	4.0	17.1		1476	3 ^{*1} (-1.5%)	引張時に軸力管破断
5									1499	3 ^{*2} (+1.5%)	面内方向に座屈
6					7.0	3600	1323		3 ^{*3} (+1.2%)	ガセット PL の塑性化により面外方向に座屈	

*1 軸歪 ±1.0% の 20 サイクル目終了後も健全であったため、軸歪 ±1.5% で載荷した。

*2 軸歪 ±1.0% で 2 サイクル目終了後、軸歪 ±1.5% で載荷した。

*3 軸歪 ±1.0% の 18 サイクル目終了後も健全であったため、軸歪 ±1.2% で載荷した。

$$\begin{cases} (l-l_C)_F \theta_0 - l_C M \theta_0 = e_K / 2 + \delta \\ (l_C + l_K)_M \theta_0 - (l-l_C-l_K)_F \theta_0 = e_K / 2 \\ \max(u_0^A - u_0^B) = e_S / 2 \end{cases} \quad (16)$$

(12) 式に軸力管の初期たわみ u_0^A 、境界条件と変位・応力の適合条件を代入することで、軸力管のたわみ u^A が得られる。なお、 r_j が 1 以上であれば、 u^A は r_j によってほとんど変化しない。そこで、 $r_j=1$ とすると、 u^A は次のように簡易化される。

$$u^A = \sum_{j=1}^3 \frac{A_j}{1 - (l/j\pi)^2 (N/EI_B)} \sin \frac{j\pi z}{l} \quad (17)$$

軸力管が補剛管に接触した後、一体となって変形すると仮定すれば、補剛管の曲げモーメント M^B 、補剛管のたわみ u^B は次式で表される。

$$M^B = Nu^A \quad (18)$$

$$u^B = u_0^B + (u^A - u_0^A) \quad (19)$$

5. 理論式の妥当性（部材実験との比較）

4 章で導出した理論式による計算値と繰返し載荷実験の実験結果を比較する。載荷は、油圧ジャッキによる正負交番繰返し載荷とし、軸歪 ±0.5% で 2 サイクル載荷した後、±1.0% で耐力が低下するまで載荷した。なお、軸歪は材軸方向変形をピン間長 l で除した値とし、圧縮時を正と定義した。

試験体一覧とその実験結果を表 2 に、軸歪 +1.0% における補剛管の曲げモーメント・たわみ分布例（試験体 No.2）を図 11 に示す。なお、曲げモーメントは補剛管に貼付した歪ゲージの値から曲率を求め、曲げ剛性 EI_B を乗じて算出する。図より、補剛管が降伏曲げモーメント M_y^B に達するまでは、サイクルを経ると計算値と実験値との差異が小さくなるのがわかる。これは、軸力管の曲げ剛性が 0 に近づき、本研

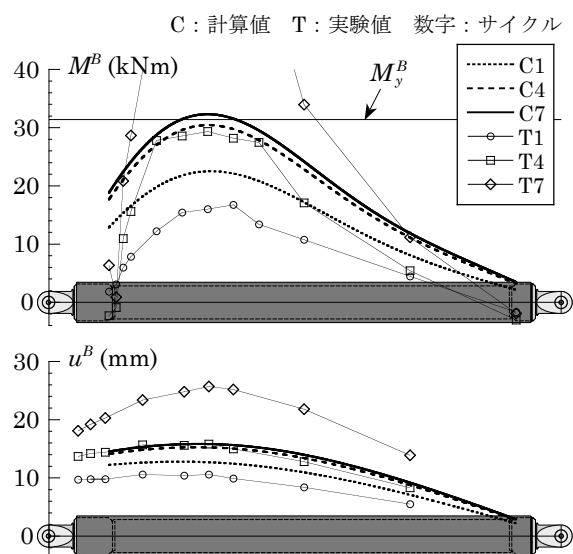


図 11 計算値と実験値の比較例（No.2）

究で仮定したモデルに近づくからであると考えられる。降伏モーメント M_y^B に達すると、たわみが急増して耐力が低下し始める。したがって、座屈拘束条件は次式で与えればよい。

$$M_{max}^B = Nu_{max}^A < M_y^B \quad (20)$$

6. 結論

- (1) 座屈拘束材の端部を取り出した要素実験を行い、端部の局所変形の算定式を提示した。
- (2) 二重鋼管ブレースの補剛管の曲げモーメントの算定式を示し、座屈防止条件 ((20) 式) を得た。また、二重鋼管ブレースの繰返し載荷実験によって、その妥当性を確認した。

参考文献

- 1) 日本建築学会：鋼構造座屈設計指針，2009.11
- 2) 宮川和明，安井信行，木下智裕：ピン接合形式二重鋼管ブレースの端部補強に関する研究（その 1～その 3），日本建築学会大会学術講演梗概集（東海），2012.9
- 3) 井上一朗，吹田啓一郎：建築鋼構造－その理論と設計－，鹿島出版会，2007.12