

鋼管直列型座屈拘束ブレースの履歴安定条件

STABILITY CONDITIONS OF BUCKLING RESTRAINED BRACES WITH SERIALY CONNECTED TUBULAR MEMBERS

竹内 徹^{*1}, 近藤佑樹^{*2}, 西本晃治^{*3}, 松井良太^{*4}

*Toru TAKEUCHI, Yuki KONDO, Kohji NISHIMOTO
and Ryota MATSUI*

A Buckling Restrained Brace (BRB) with serially connected tubular members is one of the solutions for composing BRB over 10m length economically for the seismic design of truss structures or large-span structures. Their overall buckling condition is considered to be sensitive for imperfections or eccentricities comparing to ordinary BRBs; however, their effects are not confirmed by experiments yet. In this paper, the overall buckling conditions for BRBs with serially connected tubular members are discussed as the functions of imperfections or eccentricities. Their effects on the stability are confirmed by cyclic loading experiments until member fractures, and design criteria are proposed.

Keywords : Buckling restrained brace, Cyclic loading, Buckling, Stability conditions

座屈拘束ブレース, 繰返し荷重, 座屈, 安定条件

1. 序

学校体育館や産業構造物などの大型トラス架構において座屈拘束ブレースを用いた損傷制御設計を行う際には、10mを超える長尺の座屈拘束ブレースを経済的に製作する必要がある場合が多い。その対処法の一つとして図1に示すように鋼管等の軸力部材と短い座屈拘束部材を直列接合し、合成部材が全体座屈を生ずる軸力を座屈拘束部材芯材の降伏軸力より大きく設計する手法がある。本概念は村瀬、森下ら¹⁾²⁾により紹介され、全体座屈条件が整理されるとともに、実験により通常の座屈拘束ブレースと類似の履歴特性を実現可能であることが示されている。同文献で検討されている鋼管直列型座屈拘束ブレースは、円形鋼管の両端に角形鋼管拘束材で座屈拘束された十字形芯材が接合された形式のものである。一方、上記と前後して鋼管コンクリートを拘束材に用いた座屈拘束ブレースと鋼管部材を直列接合した形式の座屈拘束部材を学校体育館の損傷制御設計に適用した事例が筆者らにより文献3)で報告されている。これ以前にも小林、今井ら⁴⁾⁵⁾が両端に座屈拘束部材を有する2重鋼管についての解析的、実験的検討を行っている。こういった合成部材の全体座屈条件は非座屈拘束部材である端部接合部材を有する座屈拘束ブレースの全体座屈条件の延長線上に位置づけられ、同様の検討が宇佐美、金子ら⁶⁾⁸⁾、木下、聲高ら⁹⁾、竹内、松井ら¹⁰⁾により行われている。このような部材において、座屈拘束部材は軸力が芯材により受

け持たれ、拘束部材は軸力を受けることなく曲げ剛性および初期不整に伴う曲げ耐力のみが要求されるのに対し、直列される鋼管部には軸力とたわみに伴う曲げモーメントが同時に働く。従ってこの部位は通常の座屈部材と同様に軸力と曲げが連成した弾塑性座屈を生じ、元たわみや軸力偏心等の初期不整の影響を強く受けるものと考えられる。このような特性は文献1),2)等でも指摘されているが、元たわみや軸力偏心の影響を実験的に検証した例は見られない。

そこで、本研究では文献3)で使用した図1に示すような鋼管コンクリートを拘束材に用いた座屈拘束ブレースと鋼管部材を直列接合した形式の座屈拘束部材について、初期不整として元たわみや軸力偏心の影響を考慮した全体座屈条件式を整理し、さらにこれらのパラメータを変化させた試験体を用いて繰返し載荷実験を実施し、提案された設計式の妥当性を検証する。座屈拘束部の芯材は降伏後も歪硬化による軸力上昇がみられるため、最初の芯材降伏が最終状態までの安定性を保証することにはならない。本研究においては、芯材破断に至るまでの繰返し載荷を実施しその有効性を確認する。

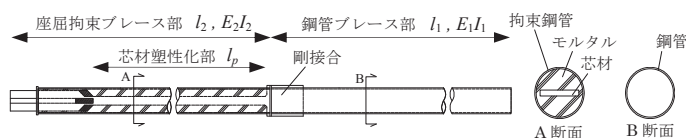


図1 本研究で対象とする鋼管直列型座屈拘束ブレース³⁾

^{*1} 東京工業大学建築学専攻 教授・博士(工学)

^{*2} 東京工業大学建築学専攻 大学院生

^{*3} 新日鉄エンジニアリング(株) 修士(工学)

^{*4} 東京工業大学建築学専攻 博士課程・修士(工学)
(日本学術振興会特別研究員 DC1)

Prof., Dept. of Arch. and Build. Eng., Tokyo Institute of Technology, Dr. Eng.
Graduate Student, Dept. of Arch. and Build. Eng., Tokyo Institute of Technology
Senior Researcher, Nippon Steel Engineering, M. Eng.
Graduate Student, Dept. of Arch. and Build. Eng., Tokyo Institute of Technology, M. Eng.
(Research Fellow of the Japan Society for the Promotion of Science)

2. 鋼管直列型座屈拘束ブレースの座屈理論解の誘導

2.1 変断面部材の座屈理論解

鋼管直列型座屈拘束ブレースは、鋼管ブレース部と座屈拘束ブレース部で断面が異なるため、まず変断面部材の座屈理論解の導出を行う。図2に示す全長 L の変断面部材の座屈について考える。鋼管ブレース部をモデル化した部材1の長さを l_1 、剛性を E_1I_1 、座屈拘束ブレース部をモデル化した部材2の長さを l_2 、剛性を E_2I_2 とし、部材1と部材2は剛に接合されているものとする。微小変形における力の釣合いより、

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 y}{dx^2} \right) + P \frac{d^2 y}{dx^2} = 0 \quad (1)$$

が成り立ち、この一般解は式(2)で与えられる。

$$\begin{cases} y_1 = {}_1C_1 \sin k_1 x + {}_1C_2 \cos k_1 x + {}_1C_3 x + {}_1C_4 & (l_2 \leq x \leq L) \\ y_2 = {}_2C_1 \sin k_2 x + {}_2C_2 \cos k_2 x + {}_2C_3 x + {}_2C_4 & (0 \leq x \leq l_2) \end{cases} \quad (2)$$

${}_jC_i (i=1,2, j=1,2,3)$ は境界条件により決定される定数であり、 $k_1^2 = P/E_1I_1$ 、 $k_2^2 = P/E_2I_2$ とする。両端をピン接合とし、各部の境界条件より、式(3)～式(10)を得る。

$$x=0: y_2 = 0 \quad (3)$$

$$x=0: E_2I_2 y_2'' = 0 \quad (4)$$

$$x=l_2: y_1 = y_2 \quad (5)$$

$$x=l_2: y_1' = y_2' \quad (6)$$

$$x=l_2: E_1I_1 y_1'' = E_2I_2 y_2'' \quad (7)$$

$$x=l_2: P y_1' + E_1I_1 y_1''' = P y_2' + E_2I_2 y_2''' \quad (8)$$

$$x=L: y_1 = 0 \quad (9)$$

$$x=L: E_1I_1 y_1'' = 0 \quad (10)$$

式(3)～式(10)を整理し、定数 ${}_jC_i$ が不定とならない条件より式(11)を得る。

$$-\frac{k_1}{k_2} \tan k_2 l_2 = \tan k_1 l_1 \quad (11)$$

ここで、座屈荷重 P_{cr} を補正係数 α を用いて式(12)のように表すと、 $P=P_{cr}$ のとき式(11)は、式(13)のように表せる。

$$P_{cr} = \alpha \frac{\pi^2 E_1 I_1}{L^2} = \alpha P_{Euler} \quad (12)$$

$$-\frac{\sqrt{\frac{E_1 I_1}{E_2 I_2}} \tan \left\{ \sqrt{\frac{E_1 I_1}{E_2 I_2}} \left(1 - \frac{l_1}{L} \right) \pi \sqrt{\alpha} \right\}}{\tan \left(\frac{l_1}{L} \pi \sqrt{\alpha} \right)} \quad (13)$$

式(13)より補正係数 α を求め、式(12)に代入することで、変断面部材の座屈荷重を得る。

上解は厳密解ではあるが、陰解であるため扱いづらい。そこでエネルギー法を用い、変断面部材の陽な座屈荷重近似解を導出する。たわみ曲線は、式(14)と仮定する。

$$y = a_1 \sin \frac{\pi}{L} x + \gamma a_1 \sin \frac{2\pi}{L} x \quad (14)$$

曲げによる歪エネルギーの増分 ΔU と外力 P のした仕事 ΔT を等値とすることで、式(15)を得る。

$$P = \frac{\pi^2 E_1 I_1 (1 + 4\gamma^2)}{L^2} \left/ \left\{ (1 + \gamma^2) \left\{ \frac{l_2}{L} B + 1 \right\} - \frac{B}{2\pi} \left\{ \sin \frac{2\pi}{L} l_2 + \frac{\gamma^2}{2} \sin \frac{4\pi}{L} l_2 \right\} + \left\{ \frac{\gamma B}{3\pi} \left(3 \sin \frac{\pi}{L} l_2 - \sin \frac{3\pi}{L} l_2 \right) \right\} \right\} \right\} \quad (15)$$

ただし、

$$B = \frac{E_1 I_1}{E_2 I_2} - 1 \quad (16)$$

$dP/d\gamma = 0$ より

$$C_1 \gamma^2 + C_2 \gamma + C_3 = 0 \quad (17)$$

を満たす γ のとき P は最小となる。

ただし、

$$\begin{aligned} C_1 &= 4B \left(3 \sin \pi \frac{l_2}{L} - \sin 3\pi \frac{l_2}{L} \right) \\ C_2 &= \frac{3}{2} \left\{ 12\pi \left(\frac{l_2}{L} B + 1 \right) - B \left(8 \sin 2\pi \frac{l_2}{L} - \sin 4\pi \frac{l_2}{L} \right) \right\} \\ C_3 &= -B \left(3 \sin \pi \frac{l_2}{L} - \sin 3\pi \frac{l_2}{L} \right) \end{aligned} \quad (18)$$

このときの γ を γ' とすると次式を得る。

$$\gamma' = \frac{-C_2 + \sqrt{C_2^2 - 4C_1 C_3}}{2C_1} \quad (19)$$

γ' を式(15)に代入すると、座屈荷重近似解 P_{cr} を得る。

$$P_{cr} = \beta \frac{\pi^2 E_1 I_1}{L^2} = \beta P_{Euler} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \beta &= (1 + 4\gamma'^2) \left/ \left\{ (1 + \gamma'^2) \left\{ \frac{l_2}{L} B + 1 \right\} - \frac{B}{2\pi} \left\{ \sin \frac{2\pi}{L} l_2 + \frac{\gamma'^2}{2} \sin \frac{4\pi}{L} l_2 \right\} + \left\{ \frac{\gamma' B}{3\pi} \left(3 \sin \frac{\pi}{L} l_2 - \sin \frac{3\pi}{L} l_2 \right) \right\} \right\} \right\} \end{aligned} \quad (21)$$

一般的に使用される断面に対し、式(20)の値と式(12)による厳密解との差は1%以下となる。

2.2 鋼管直列型座屈拘束ブレースにおける断面の取り扱い

図1に見るように、鋼管直列型座屈拘束ブレースの断面は、座屈拘束ブレース部と鋼管ブレース部で異なる。本形式の座屈拘束ブレース部芯材の断面二次モーメントは、一般的に鋼管の断面二次モーメントに比べてかなり小さく、充填モルタルの曲げ剛性および耐力も拘束鋼管の約2割程度となる。直列鋼管と拘束鋼管に同一断面を用いた場合、モルタルを無視した断面の曲げ剛性比 E_1I_1/E_2I_2 は0.95程度、モルタルを考慮した断面の曲げ剛性比 E_1I_1/E_2I_2 は0.80程度であり、変断面部材の座屈荷重と E_1I_1 を用いた均一断面部材の座屈荷重との比 β は、それぞれ1.03、1.10程度となる。さらに、芯材塑性化後およびモルタルのひび割れ後、曲げ剛性比はさらに1に近づくと考えられるため、座屈拘束ブレース部断面と鋼管ブレース部断面の曲げ剛性に対する性質は、ほぼ同等となると考える。そこで以降の初期不整を伴う鋼管直列型座屈拘束ブレースの座屈問題を、鋼管

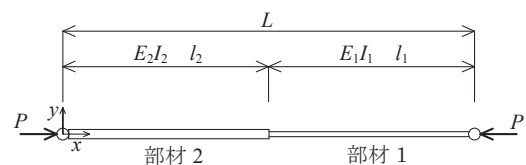


図2 変断面部材モデル

ブレース部の断面を用いた材の座屈問題として検討する。

2.3 初期不整を考慮した座屈理論解

続いて初期不整を考慮した座屈理論解を導出する。図3に示すような、軸力の載荷点が部材中心より e だけ偏心しており、部材の元たわみ(最大値 a)が式(22)で表される一様部材について考える。元たわみは製作時の特性を考慮し、三角形分布を仮定する。

$$y_0 = \begin{cases} \frac{a}{(L-l_2)}(L-x) & (l_2 \leq x \leq L) \\ \frac{a}{l_2}x & (0 \leq x \leq l_2) \end{cases} \quad (22)$$

曲げモーメントの釣合いから、式(23)を得る。

$$EI \frac{d^2 y_m}{dx^2} + P(y_m + y_0 + e) = 0 \quad (23)$$

式(23)の一般解は式(24)のように表せる。

$$y_m = \begin{cases} A_1 \sin kx + B_1 \cos kx - \frac{a}{L-l_2}(L-x) - e & (l_2 \leq x \leq L) \\ A_2 \sin kx + B_2 \cos kx - \frac{a}{l_2}x - e & (0 \leq x \leq l_2) \end{cases} \quad (24)$$

ここで、 A_1 , A_2 , B_1 , B_2 は境界条件により決定される定数であり、 $k^2 = P/EI$ とする。両端をピン接合とし、各部の境界条件より式(25)～式(28)を得る。

$$x=0: y_{m2} = 0 \quad (25)$$

$$x=l_2: y_{m1} = y_{m2} \quad (26)$$

$$x=l_2: y'_{m1} = y'_{m2} \quad (27)$$

$$x=L: y_{m1} = 0 \quad (28)$$

式(25)～式(28)を整理し、部材のたわみ曲線を表す式(29)を得る。

$$y = y_m + y_0 + e$$

$$= \begin{cases} \left(-\frac{aL}{kl_2 l_2} \frac{\sin kl_2}{\tan kL} + \frac{e(1-\cos kL)}{\sin kL} \right) \sin kx + \left(\frac{aL}{kl_2 l_2} \sin kl_2 + e \right) \cos kx & (l_2 \leq x \leq L) \\ \left(\frac{aL}{kl_2 l_2} \left(\cos kl_2 - \frac{\sin kl_2}{\tan kL} \right) + \frac{e(1-\cos kL)}{\sin kL} \right) \sin kx + e \cos kx & (0 \leq x \leq l_2) \end{cases} \quad (29)$$

得られたたわみ y を用いて、軸力 P 、曲げモーメント $P \cdot y$ による断面内の最大最外縁応力が降伏応力 σ_y に達するとき全体座屈を生じると仮定し、初期不整を考慮した座屈荷重を得る。

3. 鋼管直列型座屈拘束ブレースの繰返し載荷実験

次に準静的繰返し載荷実験により、鋼管直列型座屈拘束ブレースの座屈耐力および芯材降伏後の履歴安定性を調査する。初期不整(元たわみ a 、偏心 e)をパラメータとした試験体を製作し、最大歪振幅3%までの軸方向正負交番漸増繰返し載荷を加え、その履歴性状を確認する。

3.1 試験体の設定

試験体は全て全長 $L=2991\text{mm}$ 、鋼管径 $D=89.1\text{mm}$ 、鋼管板厚 $t=4.2\text{mm}$ とする。このとき試験体の細長比 λ は100となる。初期不整として、最大 $L/150$ 程度の元たわみと偏心量、加えて芯材断面積を変化させた、計6種類の試験体について実験を行う。初期不整は、図4に示すように与えた。表1、3に試験体種類および諸元一覧を、図5に試験体図を示す。拘束鋼管ならびに鋼管の材質は一般構造用炭素鋼管 STK400(JIS G 3444)、芯材の材質は建築構造用圧延鋼材 SN400B(JIS G 3136)とする。JIS12B 号引張試験片、および JIS1B 号引張試験片による引張試験結果を表2に示す。鋼材の応力-歪関係が明瞭な降伏点を示さない Round-House 型となるものについては、0.2%オフセット法により求めた応力度を引張降伏応力度 σ_y とした。

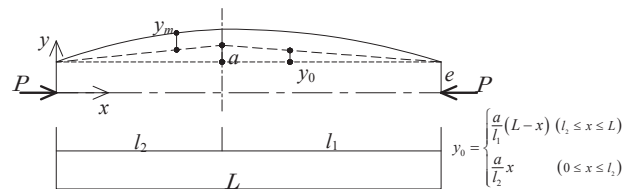


図3 初期不整モデル

表2 鋼材の機械的性質

試験体	鋼種	板厚 t (mm)	降伏応力度 σ_y (N/mm ²)	引張強度 σ_u (N/mm ²)	破断伸び E_{long} (%)
芯材 (Sタイプ)	SN400B	12	279	421	29.1
拘束鋼管 (Sタイプ)	STK400	4.2	347	421	33.2
芯材 (Lタイプ)	SN400B	16	279	415	31.4
拘束鋼管 (Lタイプ)	STK400	4.2	390	467	31.5

表1 試験体種類

試験体名	芯材			初期不整	
	幅 B_c (mm)	厚さ t_c (mm)	断面積 A_c (mm ²)	元たわみ a (mm)	偏心 e (mm)
A0E0-S	25	12	300	0	0
A10E0-S	25	12	300	10	0
A0E0-L	30	16	480	0	0
A20E0-L	30	16	480	20	0
A0E20-L	30	16	480	0	20
A20E20-L	30	16	480	20	20

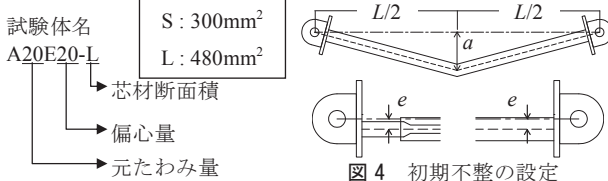


図4 初期不整の設定

表3 試験体共通諸元

鋼管ブレース部			座屈拘束ブレース部		鋼管および拘束鋼管					芯材
材長 l_1 (mm)	材長 l_2 (mm)	塑性化部長さ l_p (mm)	鋼種	直径 D (mm)	厚さ t (mm)	断面積 A (mm ²)	I (mm ⁴)	Z (mm ³)	鋼種	
1277.5	1277.5	1000	STK400	89.1	4.2	1120	1.01×10^6	2.27×10^4	SN400B	

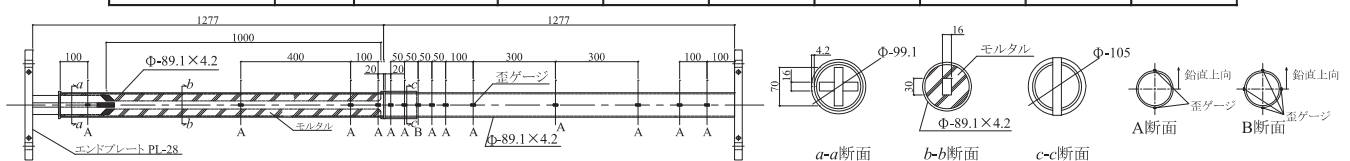


図5 試験体図および歪ゲージ貼付位置

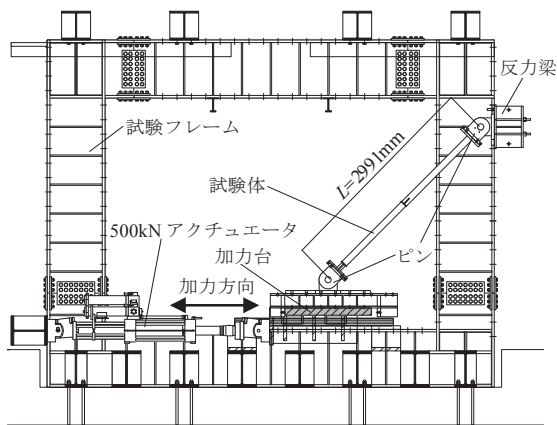


図6 セットアップおよび関連装置概要

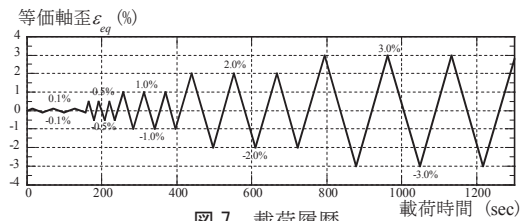


図7 荷履歴

表4 試験状況

試験体名	全体座屈		局部座屈		芯材破断	
	等価軸歪 最大値 ε_{eqm}	サイクル数	等価軸歪 最大値 ε_{eqm}	サイクル数	等価軸歪 最大値 ε_{eqm}	サイクル数
A0E0-S	—	—	—	—	3.0%	15
A10E0-S	—	—	—	—	3.0%	11
A0E0-L	3.0%	1	3.0%	6	—	—
A20E0-L	2.0%	1	3.0%	3	—	—
A0E20-L	0.5%	1	3.0%	2	—	—
A20E20-L	0.5%	1	3.0%	2	—	—

3.2 実験の概要

実験のセットアップを図6に示す。試験体は両端をピン接合とし、上側ピンを試験フレームの反力梁に固定し、下側ピンを下部治具を通して加力台に固定し、水平方向に設置された最大力500kN、正負最大振幅300mmのアクチュエータにて、強制変位を与える。試験体全長 L はピン間距離とし、芯材塑性化部長 l_p は図1に示す座屈拘束ブレースのダンパー部分で芯材の断面積が最小となる部分で先行して塑性化する部分の長さとする。なお、試験体取り付け前の初期たわみ測定値は設定された初期不整の $\pm 1\text{mm}$ 程度以下、取り付け後の自重による初期たわみは $0.5\sim 0.8\text{mm}$ 程度であった。

荷重は軸変位制御で行い、図7のように l_p に対し0.1%、0.5%、1%、2%、3%の正負交番繰返し軸変形をそれぞれ3サイクルずつ与える。ただし、 $\pm 3\% \times 3$ サイクルまでに全体座屈が生じないものについては、その後芯材破断まで $\pm 3\%$ で荷重を続ける。

測定項目は荷重、変形および試験体の局所的な歪とする。節点間変位は試験体両端のベースプレート間に軸方向に沿って取り付けられた変位計にて測定し、両側2点の平均により算出する。芯材塑性化部変形は、試験体下部両側に取り付けられた変位計にて芯材の貫入量を測定し、2点の平均により算出する。試験体中央のたわみは、試験体材長中央部に取り付けたワイヤー変位計にて測定する。上下ピン回転量はブレース端部軸直方向に設置した変位計より求める。また、アクチュエータ部ロードセルおよびLVD変位計により、水平荷重および加力台水平変位を測定する。さらに、試験体鋼管の軸方向歪を計測するため、歪ゲージを試験体断面位置の上下2点を基本に、軸方向に14箇所、合計30箇所に貼付する。図5にA0E0-Lの試験体を歪ゲージ貼付位置と併せて示す。

3.3 鋼管直列型座屈拘束ブレースの履歴性状

試験の結果を表4にまとめる。各試験体毎に全体座屈、屈服を伴う鋼管部の局部座屈、座屈拘束ブレース部の芯材破断が生じた等価軸歪最大値 ε_{eqm} とサイクル数を示す。また、図8に各試験体の荷重 P と節点間変位との関係、図9に各試験体の荷重 P と芯材変形との関係を示す。引張を正側、圧縮を負側とする。写真1～4に荷重中および荷重後の試験体の変形状況を示す。

A0E0-S、A10E0-Sは、図8(a)(b)に見るように、どちらも全体座屈を発生することなく安定した履歴特性を示した。図9(a)(b)に見るように、軸力-芯材変形関係の履歴は節点間変位の履歴と破断に至るまで常にほぼ一致しており、芯材が効率的にエネルギー吸収を行っ

ていることがわかる。最終的には、 $\pm 3\%$ の繰返し軸変形11～15サイクルで芯材破断に至った。芯材破断までの累積変形性能は、文献(11)により得られる通常の座屈拘束ブレースの値と概ね一致している。写真2に試験終了解体後の芯材の様子を示す。A0E0-L、A20E0-Lは、図8(c)(d)に見るように、それぞれ歪量2.0%(層間変形1/75相当)、歪量1.0%(層間変形1/150相当)まで安定した履歴特性を示し、その後、写真3に見るように全体座屈に移行した。図9(c)(d)に見るように座屈発生までは、軸力-芯材変形関係の履歴は節点間変位の履歴とほぼ一致しており、ブレース全体の節点間変位の大部分が芯材塑性化部における軸変形となり、効率的にエネルギー吸収が行われている。一方、全体座屈後は図9の芯材軸変形の変動は見られなくなり、芯材によるエネルギー吸収が行われなくなっていることがわかる。写真4に示すように鋼管部に局部座屈発生後は、早期に引張側で部材破断を生じた。A0E20-L、A20E20-Lは、図8(e)(f)に見るように、芯材の降伏軸力に達する前に全体座屈を生じ、座屈を伴う通常の鋼管ブレースの繰返し荷重実験と同様の挙動に移行した。図9(e)(f)に見るように、芯材変形は、引張時に引き抜きのみが生じ、一度引き抜かれた芯材の圧縮時の貫入量は微小であり、圧縮時の変形の大部分は全体座屈による面外変形によるものとなっている。

4. 鋼管直列型座屈拘束ブレースの座屈理論解の検証

4.1 実験値と理論値の比較

2章で導出した座屈理論解を用いて算出した座屈荷重の理論値と実験値とを比較し、整合性の確認を行う。式(29)に $l_2=L/2$ を代入すると、連結位置を $L/2$ にしたときの最大たわみを表す式(30)を得る。

$$y_{\max} = \frac{2a}{kL} \tan \frac{kL}{2} + e \sec \frac{kL}{2} \quad (30)$$

ただし、

$$k = \frac{\pi}{L} \sqrt{\frac{P}{P_E}}, \quad P_E = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (31), (32)$$

最外縁応力が降伏応力に達するときの荷重と最大たわみの間には式(33)の関係が成り立つ

$$\frac{P}{P_E} = \frac{AZ\sigma_y}{P_E (A y_{\max} + Z)} \quad (33)$$

ただし、 A は鋼管断面積、 Z は鋼管断面係数である。

各試験体の式(30)で表される荷重-最大たわみ関係と、式(33)で表

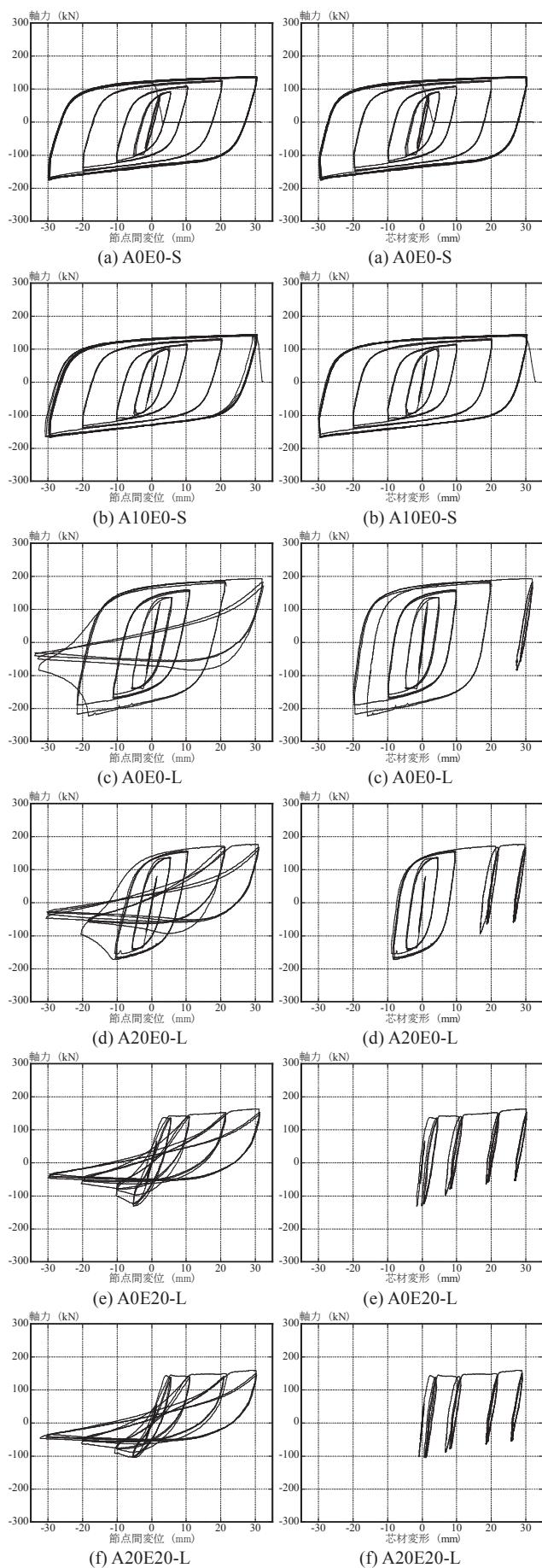


図 8 軸力-節点間変位関係

図 9 軸力-芯材変形関係



写真 1 載荷前(A0E0-S)



写真 2 芯材破断(A0E0-S)

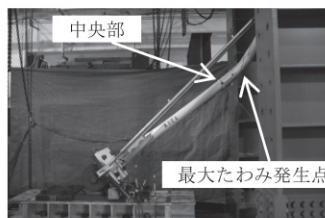


写真 3 全体座屈発生(A0E0-L)



写真 4 鋼管部局部座屈発生(A0E0-L)

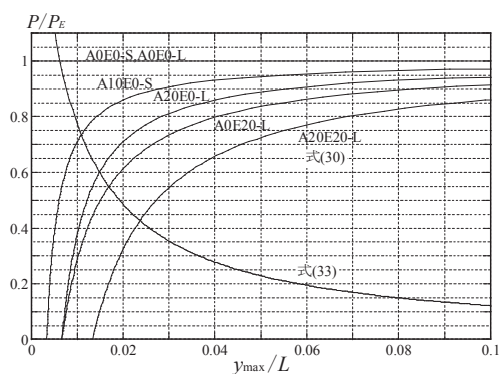


図 10 荷重-最大たわみ

表 5 実験値と理論値の比較

試験体名	計算耐力					実験結果			
	芯材		鋼管		$P_{\sigma'}/P_y'$	芯材		鋼管	
	降伏軸力 P_y' (kN)	n_E	Euler 座屈荷重 P_E (kN)	座屈荷重 $P_{\sigma'}$ (kN)		降伏軸力 P_y (kN)	P_y/P_y'	座屈荷重 P_{σ} (kN)	$P_{\sigma}/P_{\sigma'}$
A0E0-S	83.2	1.00	221.4	221.4	2.66	99.0	1.19	—	—
A10E0-S	86.2	0.69	221.4	152.8	1.77	94.0	1.09	—	—
A0E0-L	131.6	1.00	221.4	221.4	1.68	138.6	1.05	221.8	1.00
A20E0-L	133.6	0.60	218.6	130.8	0.98	136.6	1.02	172.9	1.32
A0E20-L	134.0	0.55	218.6	119.9	0.89	—	—	130.2	1.09
A20E20-L	133.5	0.43	216.0	93.7	0.70	—	—	104.4	1.11

される荷重-最大たわみ関係を図 10 に示す。最外縁応力が降伏応力に達したとき座屈が発生するとする仮定に基づく、式(30)と式(33)で表される曲線の交点が、最外縁が降伏するときの荷重と最大たわみであるから、図 10 の二つの曲線の交点の $n_E=P/P_E$ を求め、式(34)より座屈荷重を得ることができる。ここで n_E は無次元化荷重である。

$$P_{cr} = n_E P_E \quad (34)$$

表 5 に実験値と理論値の比較を示す。全体座屈を生じた L シリーズにおいては、実験値と理論値は概ねよい対応を示している。

4.2 座屈挙動の検証

座屈理論解を基に、座屈挙動の把握を試みる。座屈発生前については、最大たわみを表す式(30)と最外縁が降伏するときの荷重と最大たわみの関係を表す式(33)によって、挙動を把握することができる。さらに座屈後の挙動を評価するため、最大モーメントが全塑性モーメントに達するときの荷重と最大たわみの関係を考える。軸力を考慮した全塑性モーメントを考えると、図 11 に示す板厚が小さい円形中空断面の場合、全塑性モーメント M_p および降伏軸力 N_y は、

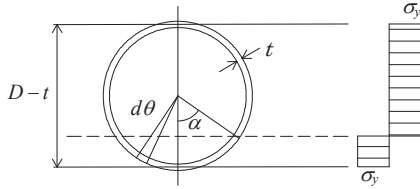


図 11 円形中空断面

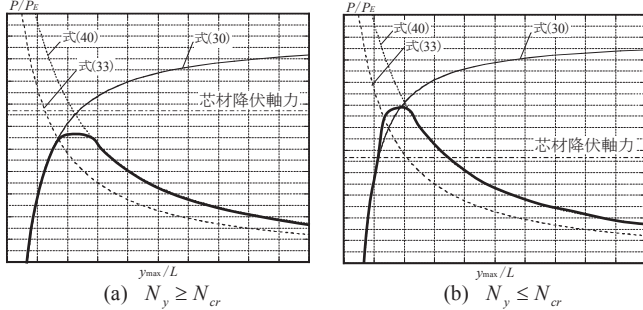


図 12 座屈挙動

それぞれ式(35)、式(36)で近似できる。

$$M_p = (D-t)^2 t \sigma_y, \quad N_y = \pi (D-t) t \sigma_y \quad (35), (36)$$

これより、軸力 N およびこれを受けるときの全塑性モーメント M_{pc} は、それぞれ式(37)、式(38)で表せる。

$$N = (D-t) t (\pi - 2\alpha) \sigma_y \quad (37)$$

$$M_{pc} = 2 \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{(D-t) t \sigma_y}{2} \frac{(D-t)}{2} \cos \theta d\theta = (D-t)^2 t \sigma_y \sin \alpha \quad (38)$$

式(37)、式(38)から α を消去すると、円形中空断面の $N-M$ 全塑性相関関係を表す式(39)が得られる。

$$\frac{M_{pc}}{M_p} = \cos \left(\frac{\pi N}{2 N_y} \right) \quad (39)$$

ここで、 $M_{pc} = P y_{\max}$ となると、式(39)は次式となる。

$$\frac{P}{P_E} = \frac{-y_{\max} + \sqrt{y_{\max}^2 + \frac{\pi^2 Z_p^2}{2A^2}}}{\pi^2 Z_p} \frac{4A^2 \sigma_y}{P_E} \quad (40)$$

ただし、 Z_p は鋼管塑性断面係数である。

式(40)は、たわみが最大となる位置が全塑性モーメントに達するときの荷重と最大たわみの関係を示す。

材中央部の最外縁応力が降伏応力度に達するとき、および中央部が全塑性モーメントに達するときの軸力-最大たわみの関係を図 12 に示す。これと式(30)により与えられる弾性時の軸力-最大たわみ関係により、鋼管部材の全体座屈後の弾塑性軸力-最大たわみ関係が得られる。図 12(a) に芯材降伏前に座屈が発生する場合の軸力-最大たわみ関係を示す。太線で示される曲線が予想される座屈挙動である。初期不整があるため、式(30)に沿って荷重の増加とともに横たわみが徐々に増大していき、式(33)で表される曲線に達すると、最外縁が降伏し、座屈が発生する。その後、横たわみが増大しながら塑性化部が断面全体へと広がり、軸力-最大たわみ関係が式(40)で表される曲線に達すると全断面が塑性化し、この曲線に沿って耐力低下を伴いながら横たわみが増大していく。図 12(b) に芯材降伏後に座屈が発生する場合の軸力-最大たわみ関係を示す。初期不整が

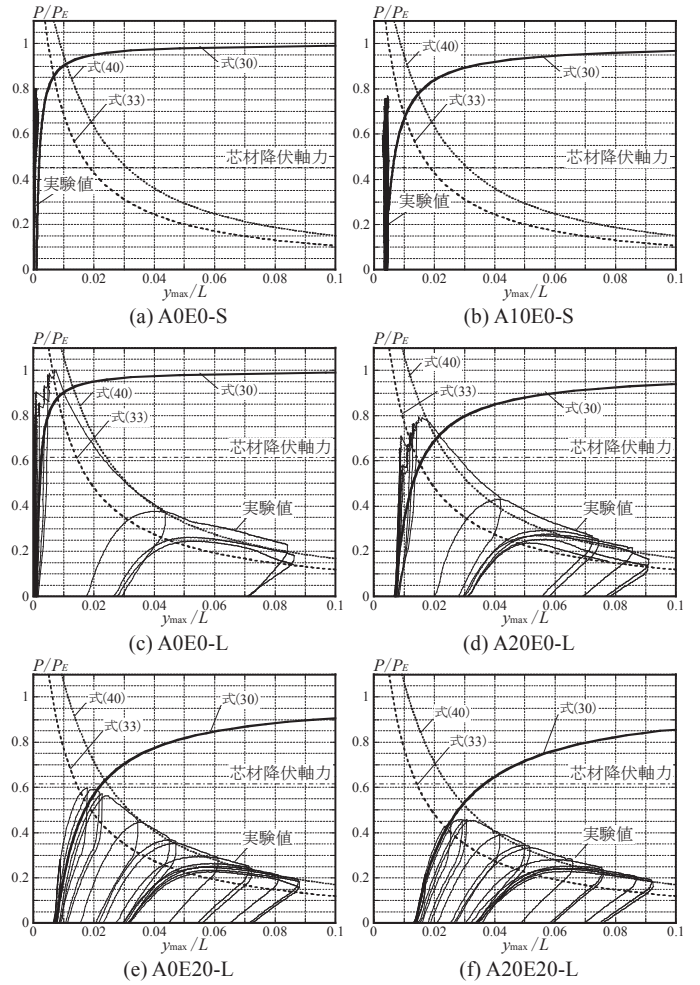


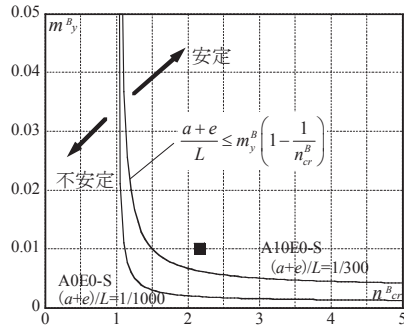
図 13 軸力-最大たわみ関係

あるため、式(30)に沿って荷重の増加とともに横たわみが徐々に増大していき、荷重が芯材降伏軸力に達すると、芯材が降伏し、芯材軸方向変形が増大するのみで、横たわみは増大しない。しかし、芯材の歪硬化により耐力が増大し、式(33)で表される曲線に達すると、最外縁が降伏し再び横たわみが増大し全体座屈に移行する危険性が生じる。

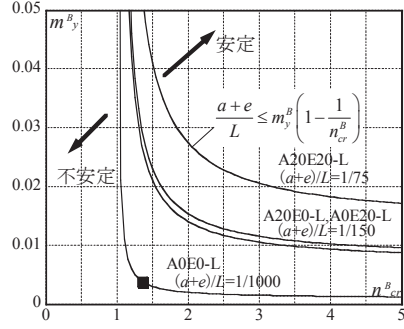
各実験で得られた軸力-最大たわみ関係を理論値とあわせて図 13 に示す。なお、A0 シリーズにおいても、鉄骨製作精度管理値¹²⁾である $L/1500=2.0\text{mm}$ の元たわみを a として評価し、全ての試験体において芯材と拘束材間のクリアランス $s=1.0\text{mm}$ を偏心量 e に加えて評価している。これは、実測した製作誤差と自重によるたわみの和にほぼ対応している。どの試験体においても、実験で得られた軸力-最大たわみ関係は、仮定した理論式とよく整合している。図 13(c) のように、式(33)と式(30)の交点が芯材降伏軸力を上回っていても、繰返し荷重下で芯材の歪硬化による耐力上昇が顕著になると全体座屈に移行する可能性があることがわかる。

5. 鋼管直列型座屈拘束ブレースの履歴安定条件

以上の座屈挙動分析を基に、鋼管直列型座屈拘束ブレースの履歴安定条件の整理を試みる。ここでも、2 章で述べたように座屈拘束ブレース部断面と鋼管ブレース部断面の曲げ剛性に対する性質を同等と考え、鋼管直列型座屈拘束ブレースは、鋼管ブレース部断面の



(a) 芯材タイプ S



(b) 芯材タイプ L

図 14 履歴安定性の判定

一様断面部材として考える。また、座屈拘束ブレース部の長さは全長の 1/2 以下となることが想定されるが、座屈拘束ブレース部と鋼管ブレース部の長さ比に関わらず、元たわみは材中央で最大となる三角形分布として議論を進める。これは部材連結位置に元たわみを与える場合と比較し、座屈荷重をやや小さめに評価することとなる。

既往文献 13),14)の表記に従い、芯材降伏最大軸力 N_{cu} を次式で表す。

$$N_{cu} = {}_d\alpha N_y \quad (41)$$

ただし、 ${}_d\alpha$ は芯材耐力上昇係数、 N_y は芯材降伏軸力である。

この芯材降伏後最大軸力が鋼管の座屈荷重 N_{cr}^B を超えないことがひとつ目の履歴安定条件となる。

$$N_{cu} \leq N_{cr}^B \quad (42)$$

ふたつ目の条件は、鋼管に生じる最大曲げモーメントが鋼管曲げ降伏耐力を超えないことである。鋼管に生じる曲げモーメントの部材内の最大値 M^B は、最大たわみ y_{max} を用いて次のように表される。

$$M^B = N_{cu} y_{max} \quad (44)$$

この最大曲げモーメント M^B が軸力を考慮した鋼管曲げ降伏耐力 M_{yc}^B を超えないことがふたつ目の履歴安定条件となる。

$$M^B = N_{cu} y_{max} \leq M_{yc}^B \quad (45)$$

$$M_{yc}^B = M_y^B \left(1 - \frac{N_{cu}}{N_y^B} \right) \quad (46)$$

ただし、 $M_y^B = Z\sigma_y$ は鋼管曲げ降伏モーメント、 $N_y^B = A\sigma_y$ は鋼管降伏軸力である。

最大たわみ y_{max} は、 $k = \pi\sqrt{P/P_E}/L$ であるので式(30)より式(47)で与えられる。なおここで、芯材と拘束材間のクリアランス s は偏心量 e と同等に扱い、 e と別に加えた表現として考慮する。

表 6 履歴安定性照査例

	N_{cr}^B (kN)	N_y^B (kN)	N_y (kN)	${}_d\alpha$	N_{cu} (kN)	M_y^B (kN・m)	a (mm)	e (mm)	s (mm)	$a+e+s$ (mm)	M^B (kN・m)	M_{yc}^B (kN・m)	$\frac{M^B}{M_{yc}^B}$	判定
A0E0-S	228.8	263.2	70.5	1.5	105.8	5.34	2	0	1	3	0.59	3.19	5.41	安定
A10E0-S							10	0	1	11	2.16		1.48	安定
A0E0-L							2	0	1	3	1.95		0.98	不安定
A20E0-L							20	0	1	21	13.64		0.14	不安定
A0E20-L	169.2						2	20	1	23	14.94	1.91	0.13	不安定
A20E20-L							20	20	1	41	26.63		0.07	不安定

※諸元計算には設計寸法および公称降伏応力度 $\sigma_y=235\text{N/mm}^2$ を用いた
最小元たわみは製作精度管理値より、 $a \geq L/1500$ とした

$$y_{max} = \frac{2a}{\pi\sqrt{\frac{P}{P_E}}} \tan\left(\frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{P}{P_E}}\right) + \frac{e+s}{\cos\left(\frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{P}{P_E}}\right)} \quad (47)$$

三角関数をマクローリン展開を用いて近似すると、式(47)は次式で表せる。

$$y_{max} = \frac{2a}{\pi\sqrt{\frac{P}{P_E}}} \left(\frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{P}{P_E}} + \frac{1}{3}\left(\frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{P}{P_E}}\right)^3 \right) + \frac{e+s}{\cos\left(1 - \frac{1}{2}\left(\frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{P}{P_E}}\right)^2\right)} \quad (48)$$

さらに $\pi^2/8 \approx 1$ を用いて近似し、整理すると式(48)は次式で表せる。

$$y_{max} \approx a \left(1 + \frac{2}{3}\frac{P}{P_E} \right) + \frac{e+s}{\cos\left(1 - \frac{P}{P_E}\right)} \quad (49)$$

式(49)を用い、 $P = N_{cu}$ 、 $P_E = N_{cr}^B$ とおくと式(45)は、式(50)のように表せる。

$$M^B = N_{cu} \left\{ a \left(1 + \frac{2}{3}\frac{N_{cu}}{N_{cr}^B} \right) + \frac{e+s}{\cos\left(1 - \frac{N_{cu}}{N_{cr}^B}\right)} \right\} \leq M_{yc}^B \quad (50)$$

一方、既往 13)14)の座屈拘束ブレースの全体座屈防止条件式で用いられている最大曲げモーメント M_B は、元たわみに正弦波分布を仮定し、式(51)で表されている。

$$M^B = \frac{N_{cu}(a+e+s)}{1 - \left(\frac{N_{cu}}{N_y^B}\right)} \leq M_{yc}^B = M_y^B \left(1 - \frac{N_{cu}}{N_y^B} \right) \quad (51)$$

$0 \leq P/P_E \leq 1$ においては式(51)左辺 $\geq$ 式(50)左辺となるため、式(51)を用いれば、鋼管直列型座屈拘束ブレースに関しても安全側の評価となる。ただし、式(51)からもわかるように、 M_{yc}^B には軸力の影響を考慮する必要がある。ここで、式(53)で表される無次元化剛性パラメータおよび式(54)で表される無次元化強度パラメータを用いると式(51)は、式(52)で表せる。

$$\frac{a+e+s}{L} \leq m_y^B \left(1 - \frac{1}{n_{cr}^B} \right) \quad (52)$$

$$n_{cr}^B = \frac{N_{cr}^B}{N_{cu}} \quad , \quad m_y^B = \frac{M_{yc}^B}{N_{cu}L} \quad (53), (54)$$

本研究で用いた試験体の履歴安定性の判定図を、図 14 に示す。式(52)で表される曲線により、式を満足する安定域と、満足しない不安定域の二つの領域に分割される。初期不整が履歴安定条件に大きく影響することが分かる。■印が S タイプ、L タイプ各試験体の座屈拘束条件であり、これが安定域に含まれる場合、座屈を生じず安定し

た履歴を得ると判定される。■印が曲線の上側に位置する A0E0-S, A10E0-S は安定であり, ■印が曲線上に位置する A0E0-L が安定・不安定の境界, 残りは不安定となる。

式(51)による各試験体の照査例を表 6 に示す。 M_{yc}^B/M^B が 1 を超えるものは安定と判定され, M_{yc}^B/M^B が 1 以下となるものは不安定と判定される。降伏応力度 $\sigma_y=235\text{N/mm}^2$, 芯材耐力上昇係数 $\alpha=1.5$ を用いた場合, 実験において芯材破断に至るまで安定した履歴を示した試験体については安定と判定されていることから, 条件式(51)と座屈拘束ブレースとしての履歴安定性が概ね対応していることがわかる。

6. 結

本研究では, 鋼管直列型座屈拘束ブレースの元たわみや偏心量が履歴安定性に与える影響について, 繰り返し載荷実験による確認を行い, 結果の分析を行った。得られた知見を以下に示す。

- 1) 鋼管直列型座屈拘束ブレース繰り返し載荷実験の結果, 初期不整を考慮した鋼管の座屈耐力が芯材降伏軸力を上回ると, 通常の座屈拘束ブレースと同様, 芯材塑性化部で効率よくエネルギー吸収することを確認した。一方, 芯材降伏後の耐力上昇により最大軸力が鋼管の座屈耐力を上回ったものについては, 履歴の途中から, 全体座屈モードに移行し, 芯材によるエネルギー吸収は停止することが分かった。
- 2) 元たわみおよび偏心を伴う部材の荷重と最大たわみの関係式, 最大たわみが生じる位置で鋼管断面が最外縁降伏する状態, および全塑性モーメントに達する状態から得られる関係式により, 座屈挙動が精度よく把握できることを確認した。
- 3) 鋼管直列型座屈拘束ブレースが, 芯材塑性化後も全体座屈を生じずに安定した履歴を得るための条件を, 元たわみおよび偏心を伴う材の座屈理論解より定式化した。提案した条件式は, 試験結果を概ね再現できていることが確認された。

参考文献

- 1) 村瀬良秀, 森下邦宏, 井上一朗, 立山英二: 両端に座屈拘束型ダンパーを組込んだ長尺制震ブレースの設計法—その 1 座屈拘束条件式の導出—, 日本建築学会構造系論文集, No.578, pp.131-138, 2004.4
- 2) 村瀬良秀, 森下邦宏, 井上一朗, 立山英二: 両端に座屈拘束型ダンパーを組込んだ長尺制震ブレースの設計法—その 2 実験による検証—, 日本建築学会構造系論文集, No.592, pp.177-184, 2005.6
- 3) 竹内徹, 小河利行, 鈴木達人, 熊谷知彦, 山形智香: 立体トラス架構の損傷制御設計に関する基礎的研究, 構造工学論文集, Vol.51B, pp.31-37, 2005.3
- 4) 小林智洋, 今井克彦, 古川忠稔 他: 部材両端に低降伏点鋼管を有する耐震補強ブレース材の開発—その 1 圧縮・引張り荷重下における力学的性状に関する予備実験—, 日本建築学会大会学術講演梗概集(中国), C-1 分冊, pp845-846, 1999.9
- 5) 稲田雅宜, 小林智洋, 今井克彦, 他: 部材両端に低降伏点鋼管を有する耐震補強ブレース材の開発—その 2 極低降伏点端部管を有する部材の圧縮・引張り荷重下での力学的性状—, 日本建築学会大会学術講演梗概集(中国), C-1 分冊, pp899-900, 2000.9
- 6) 宇佐美徹, 金子洋文: 両端部に無補剛区間を有する座屈補剛 H 形鋼ブレースの耐力について—両端単純支持—, 日本建築学会構造系論文集, No.542, pp.171-177, 2001.4
- 7) 宇佐美徹, 金子洋文, 小野徹郎: 両端部に無補剛区間を有する座屈補剛 H 形鋼ブレースの耐力について—両端固定支持—, 日本建築学会構造系論文集, No.558, pp.211-218, 2002.8
- 8) 宇佐美徹, 金子洋文, 小野徹郎: 両端の固定度を考慮した座屈補剛 H 形鋼ブレースの耐力, 日本建築学会構造系論文集, No.590, pp.121-128, 2005.4
- 9) 木下智裕, 髙高裕治, 井上一朗, 飯谷邦祐: 接合部を含む座屈拘束ブレースの構面外座屈防止条件, 日本建築学会構造系論文集, No.621, pp.141-148, 2007.11
- 10) 竹内徹, 松井良太, 西本晃治, 高橋聡史, 大山翔也: 拘束材端部回転剛性を考慮した座屈拘束ブレースの有効座屈長, 日本建築学会構造系論文集, No.639, pp.925-932, 2009.5
- 11) 竹内徹, 井田榮利, 山田哲, 鈴木一弁: 変動歪振幅下における座屈拘束ブレースの累積変形性能予測, 日本建築学会構造系論文集, No.586, pp.203-210, 2004.12
- 12) 日本建築学会: 建築工事標準仕様書 JASS6 鉄骨工事, 2002
- 13) 井上一朗: 座屈拘束ブレースと接合部, 鋼構造制震技術の現状と設計指針への期待, 日本建築学会大会パネルディスカッション資料, pp8-17, 2006.9
- 14) 日本建築学会: 鋼構造座屈設計指針, 2009

(2010年9月1日原稿受理, 2011年2月18日採用決定)