

拘束材端部の曲げモーメント伝達能力を考慮した 座屈拘束ブレースの構面外機構安定性評価

OUT-OF-PLANE STABILITY ASSESSMENT OF BUCKLING RESTRAINED BRACES INCLUDING MOMENT TRANSFER CAPACITY AT RESTRAINER-END

竹内 徹^{*1}, 小崎 均^{*2}, 松井良太^{*3}
Toru TAKEUCHI, Hitoshi OZAKI and Ryota MATSUI

Buckling restrained braces (BRBs) are widely used in seismic regions as ductile seismic-resistant and energy dissipating structural members. One of the key limits of BRBs is overall flexural buckling, and they are required to exhibit stable hysteresis under cyclic axial loading with initial out-of-plane drifts simulating the bi-directional effects of a ground motion. However, many researches are indicating that there are risks of overall buckling caused by connection failure, before the BRB core yields. In this paper, the stability conditions of BRBs including their various connection conditions and initial out-of-plane drift are discussed and a unified simple equation set for securing the BRB stability is proposed. Moreover a series of cyclic loading tests with initial out-of-plane drifts is carried out, and results are compared with the proposed index.

Keywords: *Buckling restrained brace, Connections, Cyclic loading, Buckling, Stability condition*

座屈拘束ブレース, 接合部, 繰返し荷重, 座屈, 安定条件

1. 序

座屈拘束ブレース(以降 BRB)は適切に設計すれば圧縮軸力下で座屈せず安定した履歴特性を示す軸力材であり, 中高層の鋼構造建物や RC 造を含む既存不適格建物の耐震補強要素, 制振部材として広く用いられている。その一方で, 接合部が不適切に設計された BRB では芯材が十分な塑性変形を発現する以前に接合部を含めた材全体が構面外不安定現象を生じることがしばしば報告され, その安定条件について数多くの研究がなされてきた。

例えば Lin, Tsai ら¹⁾は BRB 付き架構の繰返し載荷実験を通じ, BRB が安定した履歴を示す前に接合部で曲げヒンジが形成され, いわゆる「首折れ座屈」を生じる場合があることを指摘している。これに対し, 木下, 聲高ら²⁾は建物構面に配置された BRB に関し, 接合部外端が回転剛で接合され, 芯材降伏により拘束材端部に塑性ヒンジが形成される条件 (図 1(a))のもとで BRB の構面外座屈荷重を評価し, 座屈拘束部のクライテリアに加え, 接合部の安定条件式を提案し, 実験による検証を行っている。また引野, 岡崎ら³⁾は拘束材端部に塑性ヒンジが形成された場合の接合部の必要剛性を提案し, その妥当性を振動台実験を通じて検証している。

一方, 竹内, 山田ら⁴⁾, 竹内, 松井ら⁵⁾は拘束材端部に芯材補強部が十分に貫入していれば, ある程度まで曲げモーメントを伝達し得るものと仮定し(図 1(b)), BRB を接合部および拘束材端部に弾塑

性回転ばねを有する線材モデルで評価し, 有効座屈長の検討を行ってきた。同様に C.Chou⁶⁾らはピン接合部を持つ BRB に対し, 拘束材端部の曲げモーメント伝達能力に期待した安定条件の検討を行っている。しかしながらこれまでの研究においては, 拘束材端部の曲げモーメント伝達能力の効果を考慮した様々な接合部端部剛性下における機構安定条件の導出には至っていない。また, 地震時には構造物にブレース構面外方向にも応答変位が生ずるが, 構面外層間変位によって生じる強制面外変形が上記の BRB 安定性に与える影響についても十分考慮されていないのが現状である。

そこで本研究では, 拘束材端部の曲げモーメント伝達能力, および様々な接合部剛性を考慮した BRB の構面外安定条件式を誘導し, また, 構面外強制変形の影響および接合部外端の塑性化の影響について考える。さらに様々な拘束材端部の曲げモーメント伝達能力を有する BRB に対して構面外初期変位を与えた繰返し載荷実験を実施し, 拘束材端部の曲げモーメント伝達能力が機構安定性に与える影響を確認すると共に安定条件式との比較を行い, その妥当性を検討する。

2. 機構安定条件の誘導

2.1 機構安定限界の誘導

鋼構造座屈設計指針⁷⁾第3章では, 接合部を含む BRB の全体機構

*1 東京工業大学建築学専攻 教授・博士(工学)

*2 (株)建ハウジングシステム 構造部長・修士(工学)

*3 東京工業大学建築学専攻 助教・博士(工学)

Prof., Dept. of Arch. and Build. Eng., Tokyo Institute of Technology, Dr. Eng.
General Manager, Structural Engineering Dept., Nikken Housing System Ltd., M. Eng.
Assist. Prof., Dept. of Arch. and Build. Eng., Tokyo Institute of Technology, Dr. Eng.

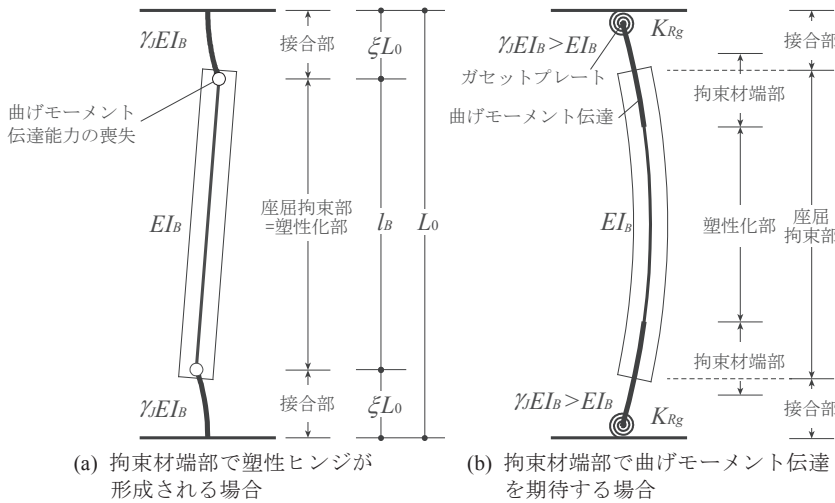


図1 座屈拘束ブレースの機構安定性の考え方

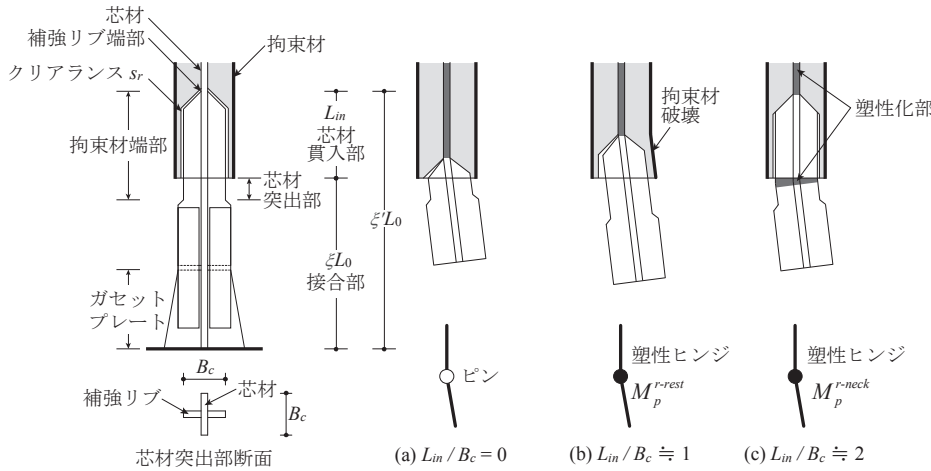


図3 拘束材端部の曲げモーメント伝達機構

安定性確保の条件として図1に示す2つの考え方が示されている。①芯材の塑性化に伴い拘束材端部では曲げモーメントの伝達を期待せず、拘束材および接合部に関する安定条件でそれぞれ設計する(図1(a))、②拘束材端部で曲げモーメントの伝達を期待し、接合部と拘束材の連成系に対する安定条件で設計する(図1(b))。①に関して井上⁸⁾、木下、聲高^ら²⁾は以下の安定条件式を提案している。

座屈拘束部の安定条件式

$$M_y^R \geq \frac{(a+e+s)N_{cu}}{1-N_{cu}/N_{cr}^R} \quad (1)$$

接合部の安定条件式

$$N_{cr} = \frac{\pi^2(1-2\xi)\gamma_j EI_B}{(2\xi L_0)^2} > N_{cu} \quad (2)$$

ここに、 M_y^R : 拘束材の降伏曲げ耐力、 N_{cr}^R : 拘束材のオイラー座屈荷重、 N_{cu} : 推定芯材最大軸力(ひずみ硬化の影響も考慮し降伏軸力の1.2~1.5倍を採ることが多い)、 a : 元たわみ、 e : 加力点の偏心量、 s : 芯材拘束材間クリアランス、 $\gamma_j EI$: 接合部曲げ剛性、 L_0 : BRB全長、 ξL_0 : 接合部長である。

式(2)は、図2(c)のようにガセットプレートを面外補剛し、接合部外端の回転が固定された条件で有効となる。従って、K形配置のブレースでは、ブレース取り付け部の大梁の面外移動と回転をせいの高い小梁が方杖等で防止しなければならない。一方、②に関して竹

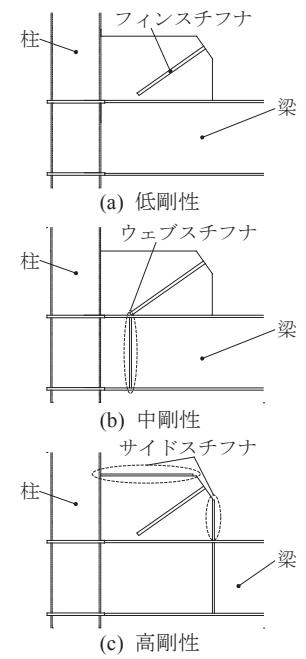


図2 接合部ガセットプレート形式と構面外剛性

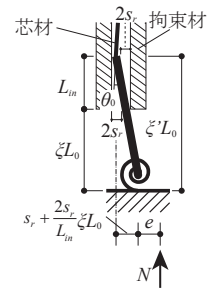


図4 初期不整の設定

内、松井^ら⁵⁾は図3に示すように、モルタル充填鋼管拘束材を有するBRBにおいて、十字断面を有する芯材補強部が拘束材に一定以上貫入(貫入長 > 芯材幅 B_c)していれば、芯材降伏後も拘束材端部において一定量の曲げモーメント伝達が可能であることを示し、上記の場合においてはガセットプレート端部を完全に回転剛の条件としない安定条件の可能性を示している。この場合には拘束材端部の曲げモーメント伝達能力は図3(b)、(c)に示すように、拘束材の破壊(貫入部破壊)または突出部の塑性ヒンジ形成(突出部塑性化)が生ずるまで保証される。

ただし、図2(a)のようにガセットプレートが面外補剛されておらず接合部の面外回転剛性が低い場合、芯材の元たわみ a 、加力部の偏心量 e に加え、芯材と拘束材間の片側クリアランス s_r によって接合部に初期不整が生じるものと考えられる。この初期不整値は、例として図4のような単純モデルを考えると以下のように表現できる。

$$a_r = a + e + s_r + \frac{2s_r}{L_{in}} \cdot \xi L_0 \quad (3)$$

このような初期不整 a_r のもとで、両端部に回転ばねを有する圧縮材の軸力 N -面外変位関係は以下のように近似できる⁹⁾。

$$N = \frac{y_r}{y_r + a_r} N_{cr}^B \quad (4)$$

ここに y_r : 拘束材端部における構面外変位増分、 N_{cr}^B : 接合部端部

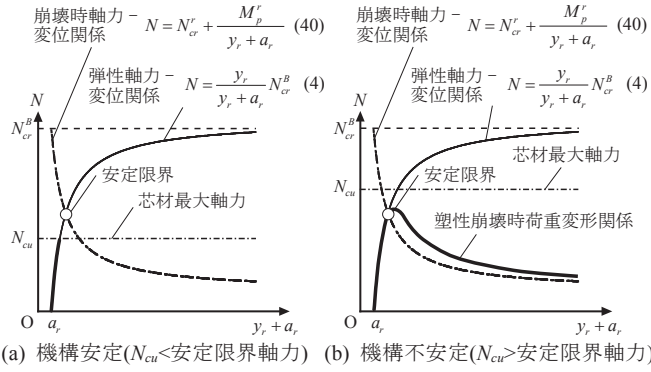


図5 座屈拘束ブレースの機構安定条件

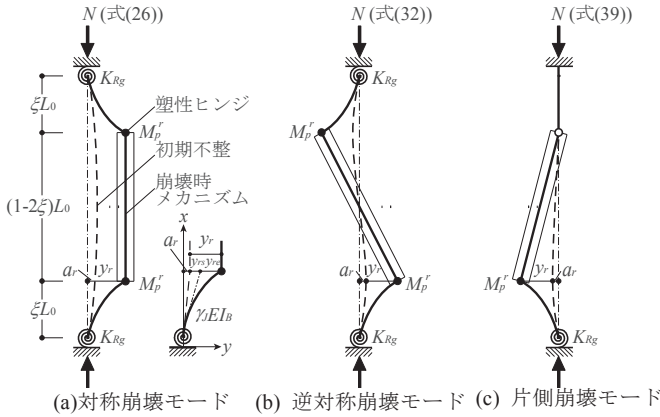


図6 接合部を考慮した座屈拘束ブレースの崩壊メカニズム

の回転ばねや接合部剛性を考慮した材全体の最小弾性座屈荷重である。初期不整付き圧縮材の軸力-変位関係式は境界条件、初期不整分布により変化するが、何れも図5に示すように軸力 N が拘束材端部の面外変位 $y_r + a_r$ の増加に伴い徐々に N_{cr}^B に漸近し、式(4)で近似される経路をとる。しかし、実際のBRBにおいては、軸力が N_{cr}^B に達する以前に図3に示すような拘束材端部における塑性ヒンジの形成等により崩壊メカニズムが形成され、安定限界軸力が規定されることになる。つまり、式(4)による初期不整付き弾性軸力 N -面外変位 $y_r + a_r$ 関係と式(40)(後述)によるBRBの崩壊メカニズム軸力-変位関係の交点で安定限界軸力が決定されと考えられる。この時、図5(a)のように芯材最大軸力 N_{cu} がこの値を下回っていれば機構は安定となり、BRBは芯材降伏後も不安定現象を生ずることなく安定した履歴特性を発揮することになる。しかしながら、図5(b)のように芯材最大軸力 N_{cu} がこの値を上回る場合は、芯材が最大軸力に達する以前に拘束材端部に塑性ヒンジが形成され崩壊メカニズムに達することになり、機構が不安定になると考えられる。

2.2 接合部を含めたBRBの最大耐力評価式の誘導

前項の考え方にに基づき、以下接合部も含めたBRBの崩壊メカニズム耐力の評価を図6に示すような点線の初期不整を有するモデルを用いて試みる。なお図6(c)のモデルは、芯材が塑性化した後上部が図4の芯材貫入部-拘束材間のクリアランス内でピン状態で回転し、下部に図3(b),(c)のような塑性ヒンジが形成されると仮定した崩壊メカニズムである。図6(a)~(c)において、接合部は端部に剛性 K_{Rg} の回転ばねを有する弾性曲げ材、座屈拘束部は剛体と考え、拘束材端部には初期不整 a_r を有し、軸力 N を受け面外変位が増大し、拘束

材端部が曲げ耐力 M_p^r に達したとき不安定になると考える。

まず、接合部端部の境界条件が固定(回転剛性 $K_{Rg} \rightarrow \infty$)である場合を考え、接合部の曲げ変形による面外変位 y を式(5)のように仮定し図6(a)の対称崩壊モードについて考える。

$$y = \frac{a_r}{\xi L_0} x + y_r \left[1 - \cos \left(\frac{\pi x}{2\xi L_0} \right) \right] \quad (5)$$

この時、接合部の歪エネルギー U_e は式(6)となる。

$$U_e = 2 \int_0^{\xi L_0} \frac{\gamma_J EI_B}{2} \left(\frac{d^2}{dx^2} \left(y - \frac{a_r}{\xi L_0} \right) \right)^2 dx = \frac{\pi^4 \gamma_J EI_B y_r^2}{32 (\xi L_0)^3} \quad (6)$$

また、対称崩壊モードにおける塑性ヒンジの回転角は式(7)となる。

$$\Delta \theta_r = \frac{dy}{dx} \Big|_{x=\xi L_0} = \frac{a_r}{\xi L_0} = \frac{\pi y_r}{2\xi L_0} \quad (7)$$

したがって、塑性ヒンジの内力仕事 U_p は式(8)のように表せる。

$$U_p = 2M_p^r \Delta \theta_r = \frac{\pi y_r}{\xi L_0} M_p^r \quad (8)$$

この時、両端の節点間変位は式(9)となる。

$$\Delta u_g = 2 \cdot \frac{1}{2} \int_0^{\xi L_0} \left[\left(\frac{dy}{dx} \right)^2 - \left(\frac{a_r}{\xi L_0} \right)^2 \right] dx = \frac{\pi^2 y_r^2}{8\xi L_0} + \frac{2a_r y_r}{\xi L_0} \quad (9)$$

したがって、外部仕事 T は式(10)となる。

$$T = N \Delta u_g = \frac{\pi^2 (y_r^2 + 16a_r y_r / \pi^2)}{8\xi L_0} N \quad (10)$$

エネルギー変分の釣合により式(11)が成り立つ¹⁰⁾。

$$\frac{\partial (U_e + U_p - T)}{\partial y_r} = \frac{\pi^4 \gamma_J EI_B y_r}{16 (\xi L_0)^3} + \frac{\pi}{\xi L_0} M_p^r - \frac{\pi^2 (y_r + 8a_r / \pi^2)}{4\xi L_0} N = 0 \quad (11)$$

これより、接合部端部固定の対称崩壊モードの耐力は変位増分 y_r の関数として式(12)により算出される。

$$N = \frac{\pi^2 \gamma_J EI_B}{(2\xi L_0)^2} \frac{y_r}{y_r + 8a_r / \pi^2} + \frac{4M_p^r}{\pi (y_r + 8a_r / \pi^2)} \quad (12)$$

$8/\pi^2 \approx 1$ とすると、式(12)は式(13)で近似できる。

$$N \approx \frac{\pi^2 \gamma_J EI_B}{(2\xi L_0)^2} \frac{y_r}{y_r + a_r} + \frac{4}{\pi} \frac{M_p^r}{y_r + a_r} \quad (13)$$

同様に、図6(b)の逆対称崩壊モードは以下のように誘導できる。(付録1参照)

$$U_p = \frac{y_r}{\xi L_0} \frac{\pi - 2\pi\xi + 4\xi}{1 - 2\xi} M_p^r \quad (14)$$

$$T \approx \frac{\pi^2 N}{8\xi (1 - 2\xi) L_0} (y_r^2 + 16a_r y_r / \pi^2) \quad (15)$$

$$N = \frac{\pi^2 (1 - 2\xi) \gamma_J EI_B}{(2\xi L_0)^2} \frac{y_r}{y_r + 8a_r / \pi^2} + \frac{4(\pi - 2\pi\xi + 4\xi) M_p^r}{\pi^2 (y_r + 8a_r / \pi^2)} \quad (16)$$

$8/\pi^2 \approx 1$ かつ一般的に用いられるBRBの寸法から $\xi \approx 0.25$ とすると、逆対称崩壊モードにおける崩壊時軸力は変位増分 y_r の関数として式(17)で近似される。

$$N \approx \frac{\pi^2 (1 - 2\xi) \gamma_J EI_B}{(2\xi L_0)^2} \frac{y_r}{y_r + a_r} + \frac{M_p^r}{y_r + a_r} \quad (17)$$

式(17)において、芯材が軸力により塑性化し、拘束材端部が塑性ヒンジとなる場合 ($M_p^r = 0$) かつ $a_r < y_r$ のとき、式(17)は式(2)と一致する。式(13)と式(17)を比較すると、接合部端部が剛接合の場合、崩壊時軸力は逆対称崩壊モードで決定されることがわかる。

次に、接合部端部に弾性回転ばねを有する場合を考える。まず、接合部の無次元化回転ばね剛性比を式(18)で定義し、回転ばねによる拘束材端部位置での変位を y_{rs} とする。

$${}_{\xi}\kappa_{Rg} = \frac{K_{Rg}\xi L_0}{\gamma_J EI_B} \quad (18)$$

これより、接合部の歪エネルギーを式(19)のように表す。

$$U_{\varepsilon} = \frac{\pi^4 \gamma_J EI_B y_r^2}{32(\xi L_0)^3} \left(\frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg}}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} \right)^2 \quad (19)$$

${}_{\xi}\kappa_{Rg} = 3$ のとき、接合部の弾性変位 y_{re} と回転ばねによる変位 y_{rs} が等価となる。対称崩壊モードにおける塑性ヒンジの回転角、塑性ヒンジの内力仕事を式(20)、(21)で近似する。

$$\Delta\theta_r = \frac{\pi y_r}{2\xi L_0} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg}}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} + \frac{y_r}{\xi L_0} \frac{3}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} = \frac{y_r}{2\xi L_0} \frac{\pi {}_{\xi}\kappa_{Rg} + 6}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} \quad (20)$$

$$U_p = \frac{y_r}{\xi L_0} \frac{\pi {}_{\xi}\kappa_{Rg} + 6}{\xi L_0} M_p^r \quad (21)$$

回転ばねによる接合部端部の回転角は式(22)となる。

$$\Delta\theta_s = \frac{y_r}{\xi L_0} \frac{3}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} \quad (22)$$

これより、接合部端部の回転ばね弾性エネルギーは式(23)となる。

$$U_s = 2 \cdot \frac{1}{2} K_{Rg} \Delta\theta_s^2 = \frac{\gamma_J EI_B y_r^2 {}_{\xi}\kappa_{Rg}}{(\xi L_0)^3} \left(\frac{3}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} \right)^2 \quad (23)$$

両端の節点間変位を、 ${}_{\xi}\kappa_{Rg} = 0, \infty$ の場合で補間すると式(24)となり、外部仕事は式(25)となる。(付録2参照)

$$\Delta u_g = \frac{y_r^2 + 2a_r y_r}{\xi L_0} \left(\frac{3}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} + \frac{\pi^2}{8} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg}}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} \right) = \frac{\pi^2 (y_r^2 + 2a_r y_r)}{8\xi L_0} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24/\pi^2}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} \quad (24)$$

$$T = \frac{\pi^2 (y_r^2 + 2a_r y_r)}{8\xi L_0} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24/\pi^2}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} N \quad (25)$$

$\partial(U_{\varepsilon} + U_s + U_p - T)/\partial y_r = 0$ より、対称崩壊モードにおける崩壊時軸力は式(26)で表せる。

$$N \approx \frac{\pi^2 \gamma_J EI_B}{(2\xi L_0)^2} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg}}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24/\pi^2} \frac{y_r}{y_r + a_r} + \frac{4}{\pi} \frac{M_p^r}{y_r + a_r} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 6/\pi}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24/\pi^2} \quad (26)$$

式(26)において、接合部端部がピン接合の場合には ${}_{\xi}\kappa_{Rg} = 0$ を代入し、式(27)を得る。

$$N = \frac{M_p^r}{y_r + a_r} \quad (27)$$

また、剛接合の場合、 ${}_{\xi}\kappa_{Rg} \rightarrow \infty$ を代入することで式(13)が得られる。このように、式(26)は接合部端部がピン接合から剛接合に至るまでの崩壊時軸力を包含している。

同様に図 6(b)の逆対称崩壊モードについても崩壊時軸力を求める。塑性ヒンジの回転角、塑性ヒンジの内力仕事は式(28)、(29)となる。

$$\Delta\theta_r = \frac{\pi y_r}{2\xi L_0} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 6/\pi}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} + \frac{2y_r}{(1-2\xi)L_0} \quad (28)$$

$$U_p = \frac{y_r}{\xi L_0} \frac{(\pi - 2\pi\xi + 4\xi){}_{\xi}\kappa_{Rg} + 6}{(1-2\xi)({}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3)} M_p^r \quad (29)$$

両端の節点間変位、外部仕事は式(30)、(31)となる。

$$\Delta u_g = \frac{\pi^2 (y_r^2 + 2a_r y_r)}{8\xi L_0} \left(\frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24/\pi^2}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} + \frac{16\xi}{\pi^2(1-2\xi)} \right) \quad (30)$$

$$T = \frac{\pi^2 (y_r^2 + 2a_r y_r)}{8\xi L_0} \frac{(\pi^2 - 2\pi^2\xi + 16\xi){}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24}{\pi^2(1-2\xi)({}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3)} N \quad (31)$$

以上より、 $\partial(U_{\varepsilon} + U_s + U_p - T)/\partial y_r = 0$ から逆対称崩壊モードにおける最大耐力は式(32)で表すことができる。

$$N \approx \frac{\pi^2(1-2\xi)\gamma_J EI_B}{(2\xi L_0)^2} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg}}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24/\pi^2} \frac{y_r}{y_r + a_r} + \frac{M_p^r}{y_r + a_r} \quad (32)$$

図 6(c)の片側崩壊モードについても同様に崩壊時軸力を求めると、塑性ヒンジの回転角、塑性ヒンジの内力仕事は式(33)、(34)となる。

$$\Delta\theta_r = \frac{\pi y_r}{2\xi L_0} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 6/\pi}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} + \frac{y_r}{(1-2\xi)L_0} \quad (33)$$

$$U_p = \frac{y_r}{\xi L_0} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg}(\pi - 2\pi\xi + 2\xi) + 6(1-\xi)}{2(1-2\xi)({}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3)} M_p^r \quad (34)$$

接合部端部の回転ばね弾性エネルギーならびに、接合部の歪エネルギーは式(35)、(36)となる。

$$U_s = \frac{\gamma_J EI_B y_r^2 {}_{\xi}\kappa_{Rg}}{2(\xi L_0)^3} \left(\frac{3}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} \right)^2 \quad (35)$$

$$U_{\varepsilon} = \frac{\pi^4 \gamma_J EI_B y_r^2}{64(\xi L_0)^3} \left(\frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg}}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} \right)^2 \quad (36)$$

両端の節点間変位、外部仕事は式(37)、(38)となる。

$$\Delta u_g = \frac{\pi^2 (y_r^2 + 2a_r y_r)}{16\xi L_0} \left(\frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24/\pi^2}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3} + \frac{8\xi}{\pi^2(1-2\xi)} \right) \quad (37)$$

$$T = \frac{\pi^2 (y_r^2 + 2a_r y_r)}{16\xi L_0} \frac{(\pi^2 - 2\pi^2\xi + 8\xi){}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24(1-\xi)}{\pi^2(1-2\xi)({}_{\xi}\kappa_{Rg} + 3)} N \quad (38)$$

したがって、 $\partial(U_{\varepsilon} + U_s + U_p - T)/\partial y_r = 0$ より、片側崩壊モードにおける崩壊時軸力は式(39)となる。

$$N \approx \frac{\pi^2(1-2\xi)\gamma_J EI_B}{(2\xi L_0)^2} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg}}{(1-\xi)({}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24/\pi^2)} \frac{y_r}{y_r + a_r} + \frac{M_p^r}{y_r + a_r} \quad (39)$$

式(32)、(39)において接合部端部がピン接合の場合、 ${}_{\xi}\kappa_{Rg} = 0$ を代入すると式(27)となり、式(32)において、剛接合の場合、 ${}_{\xi}\kappa_{Rg} \rightarrow \infty$ を代入し、式(17)を得る。このように式(32)、(39)も接合部端部がピン接合から剛接合に至るまでの崩壊時軸力を包含している。式(26)、(32)、(39)より、接合部端部がピン接合の場合には対称、逆対称、片側崩壊モードの崩壊時軸力は同等であるが、接合部端部が剛接合に近くなると逆対称崩壊モードの崩壊時軸力が低くなることがわかる。したがって、拘束材端部の曲げ耐力、接合部端部の回転剛性を考慮した崩壊時軸力は、式(32)より変位増分 y_r の関数として次式で表現できる。

$$N = N_{cr}^r + \frac{M_p^r}{y_r + a_r} \quad (40a)$$

$$N_{cr}^r = \frac{\pi^2(1-2\xi)\gamma_J EI_B}{(2\xi L_0)^2} \frac{{}_{\xi}\kappa_{Rg}}{{}_{\xi}\kappa_{Rg} + 24/\pi^2} \quad (40b)$$

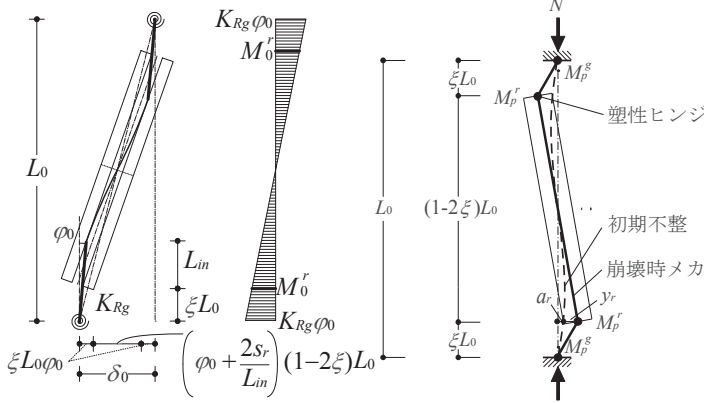


図7 強制面外変形下の
曲げモーメント分布假定

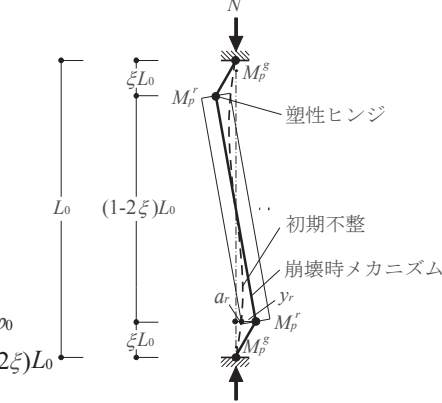


図8 接合部端部に塑性ヒンジを
有する場合の崩壊メカニズム

なお、 N_{cr}^r ：拘束材端部回転ピンの場合の座屈荷重であり、式(40a)第1項で $a_r < y_r$ と近似している。これは式(40a)第一項が支配的、すなわち ξK_{Rg} が大きい領域において a_r が小さくなる特性を表現し、 $\xi K_{Rg} \rightarrow \infty$ 、 $M_p^r = 0$ の際の式(2)との連続性を図ったものである。

2.3 機構安定条件式の誘導

式(40a,b)により与えられる崩壊時軸力－面外変位の関係は、図5に示すように、構面外変位 $y_r + a_r$ の増加に伴い軸力が減少していくものである。先述したように、この関係式と式(4)で与えられる初期不整のもとでの圧縮材の軸力 N －面外変位関係式の交点によって与えられる荷重が BRB の安定限界軸力となる。式(4)より得られる $y_r = a_r N / (N_{cr}^B - N)$ を式(40a)に代入して M_p^r について整理すると、拘束材端部の必要曲げ降伏耐力が以下のように得られる。

$$M_p^r = \frac{a_r}{1 - N / N_{cr}^B} (N - N_{cr}^r) \quad (41)$$

一方、図7に示すように座屈拘束ブレースが架構の2方向応答による構面外層間変位により強制変形を受ける場合、拘束材端部に初期曲げモーメント M_0^r が加わる。 M_0^r は部材各部の曲げ剛性とクリアランス、構面外層間変位 δ_0 より解析的に求められるが、一例として K_{Rg} が小さい場合、図7に示すモデルのように構面外変形により接合部の回転量が図4の θ_0 を超えた分が回転ばねにより追従されると考えると、 M_0^r は下式で近似できる。

$$M_0^r = (1 - 2\xi) K_{Rg} \left[\frac{\delta_0}{L_0} - \frac{2s_r(1 - 2\xi)}{L_{in}} \right] \geq 0 \quad (42)$$

拘束材端部の耐力は、この初期曲げモーメント分低下すると考えると、式(40a)は以下のように置換えられる。

$$N = N_{cr}^r + \frac{M_p^r - M_0^r}{y_r + a_r} \quad (43)$$

以上をまとめると、式(41)の軸力を推定芯材最大軸力 N_{cu} に置き換えることにより、接合部を含めた BRB の機構安定条件を式(44)のように表現できる。

$$M_p^r - M_0^r \geq \frac{a_r}{1 - N_{cu} / N_{cr}^B} (N_{cu} - N_{cr}^r) \quad (44)$$

ただし $M_p^r - M_0^r$ が負数の場合は 0 とする。式(44)の構成を見ると、同式を満足させるためには、以下の2つの方法があることが分かる。

- 接合部回転剛性 ξK_{Rg} が大きい場合(目安として $1.0 \leq \xi K_{Rg}$)は式(44)左辺の拘束材端部曲げ耐力残存値が小さくなるまたは零となる

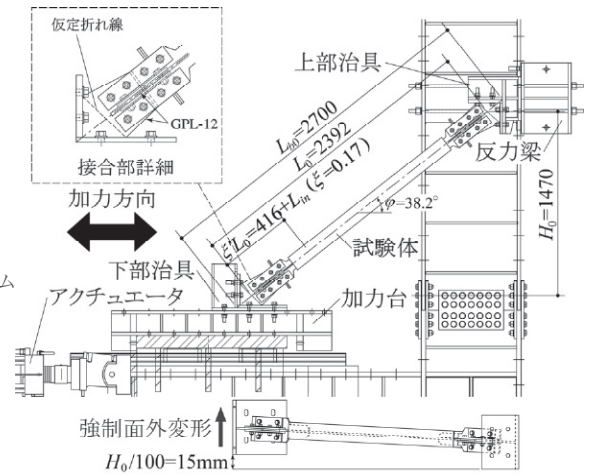


図9 セットアップおよび関連装置概要

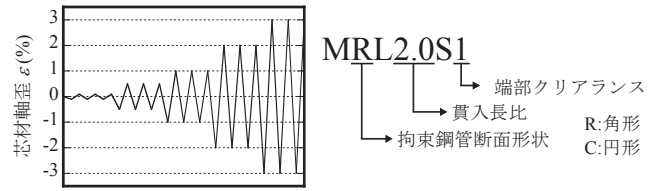


図10 荷履歴

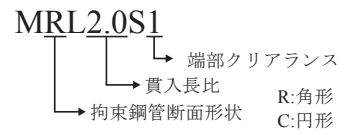


図11 試験体名表記法

ため、 N_{cr}^r が推定芯材最大軸力 N_{cu} より大きくなるよう設計し、右边()内を小さい値または負とすることで同式を満足させる。これは図1(a)に示した「芯材の塑性化に伴い拘束材端部で曲げモーメントの伝達を期待しない設計」に対応し、右边()内を零または負とする条件は式(2)に基づく検定と一致する。

- 接合部回転剛性 ξK_{Rg} が小さい場合(目安として $\xi K_{Rg} \leq 0.5$)は式(44)の左辺中の M_0^r が小さくなり強制変形時の負担が減るので、芯材降伏軸力下の偏心曲げモーメントを貫入部で安定して伝達させ、 M_p^r を確保することで、同式を満足させる。これは図1(b)に示した「拘束材端部で曲げモーメントの伝達を期待する設計」に対応する。以上述べたように、式(44)は図1に示した2つの設計方針を包含し、任意の接合部端部剛性に対応した式となっている。

なお、式(44)に示す機構安定条件式は接合部が弾性であると仮定しているが、接合部端部に塑性ヒンジが形成される場合は、図8に示すような崩壊メカニズムを形成する。この崩壊モードに対応する機構安定条件式は式(44)と同様の過程により以下のように表せる。

$$\left[(1 - 2\xi) M_p^g - M_0^r \right] + (M_p^r - M_0^r) \geq \frac{a_r}{1 - N_{cu} / N_{cr}^B} N_{cu} \quad (45)$$

ここで M_p^g は軸力を考慮した接合部端部の面外終局曲げ耐力である。なお $(1 - 2\xi) M_p^g - M_0^r$ あるいは $M_p^r - M_0^r$ が負数の場合は 0 とする。

3. 強制構面外変形下の繰返し载荷実験

3.1 実験概要

誘導した評価式の妥当性を確認するため、接合部付き BRB 部材実験を行う。地震動によって生じる構面外変形を模擬し BRB 端部に層間変形角 1/100 の強制面外変形を与えた状態で準静的軸変形繰返し载荷を行う。対象はモルタル充填鋼管を拘束材とした BRB であり、貫入長比 L_{in}/B_c 、端部クリアランス厚、拘束鋼管断面形状および接合

表 1 試験体マトリクス

試験体	A_c (mm ²)	σ_{cy} (N/mm ²)	EI_B (Nmm ²)	σ_{ry} (N/mm ²)	K_{Rg} (Nmm)	$\gamma J EI_B$ (Nmm ²)	L_0 (mm)	L_{in} (mm)	L_p (mm)	s_r (mm)	ζL_0 (mm)	$\zeta' L_0$ (mm)
MRL1.0S1H	1080	266.0	5.81×10^{11}	305.0	6.90×10^8	1.20×10^{12}	2392	90	1380	1	416	506
MRL2.0S1	1080	266.8	5.81×10^{11}	385.8	9.73×10^7	1.20×10^{12}	2392	180	1200	1	416	596
MRL2.0S2	1080	266.8	5.81×10^{11}	391.5	9.73×10^7	1.20×10^{12}	2392	180	1200	2	416	596
MCL2.0S2	1080	269.7	7.14×10^{11}	365.7	9.73×10^7	1.20×10^{12}	2392	180	1200	2	416	596
MRL1.0S1	1080	266.8	5.81×10^{11}	391.5	9.73×10^7	1.20×10^{12}	2392	90	1380	1	416	506
MRL1.0S2	1080	266.8	5.81×10^{11}	391.5	9.73×10^7	1.20×10^{12}	2392	90	1380	2	416	506

表 2 クリアランスによる回転角

試験体	L_{in} (mm)	s_r (mm)	$\theta_0 = 2s_r / L_{in}$ (rad)
MRL1.0S1H	90	1	0.02
MRL2.0S1	180	1	0.01
MRL2.0S2	180	2	0.02
MCL2.0S2	180	2	0.02
MRL1.0S1	90	1	0.02
MRL1.0S2	90	2	0.04

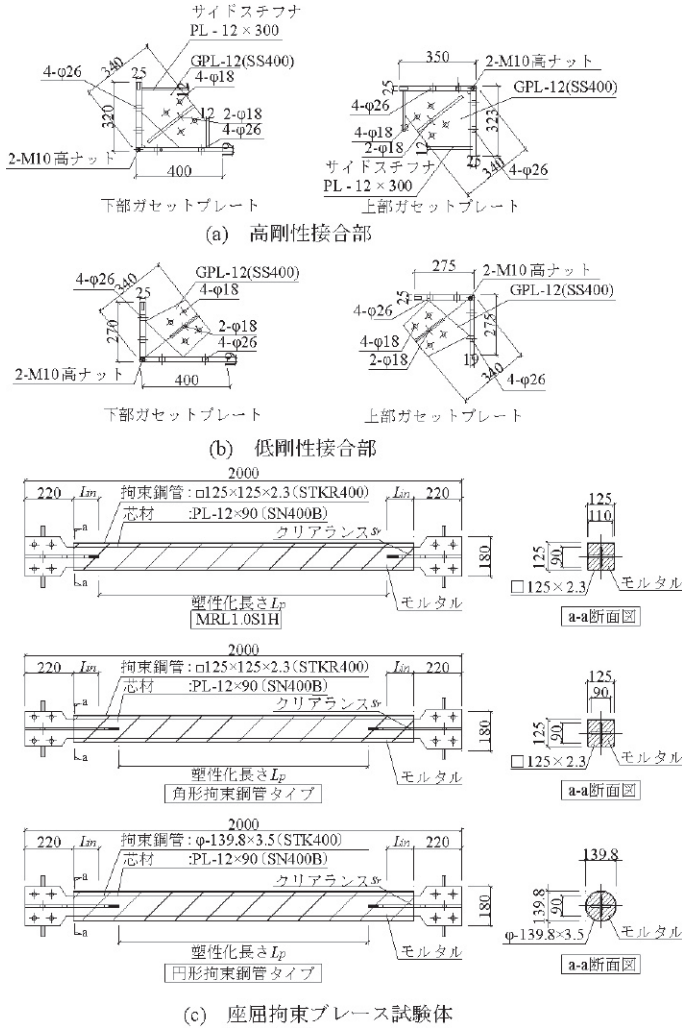


図 12 試験体詳細図

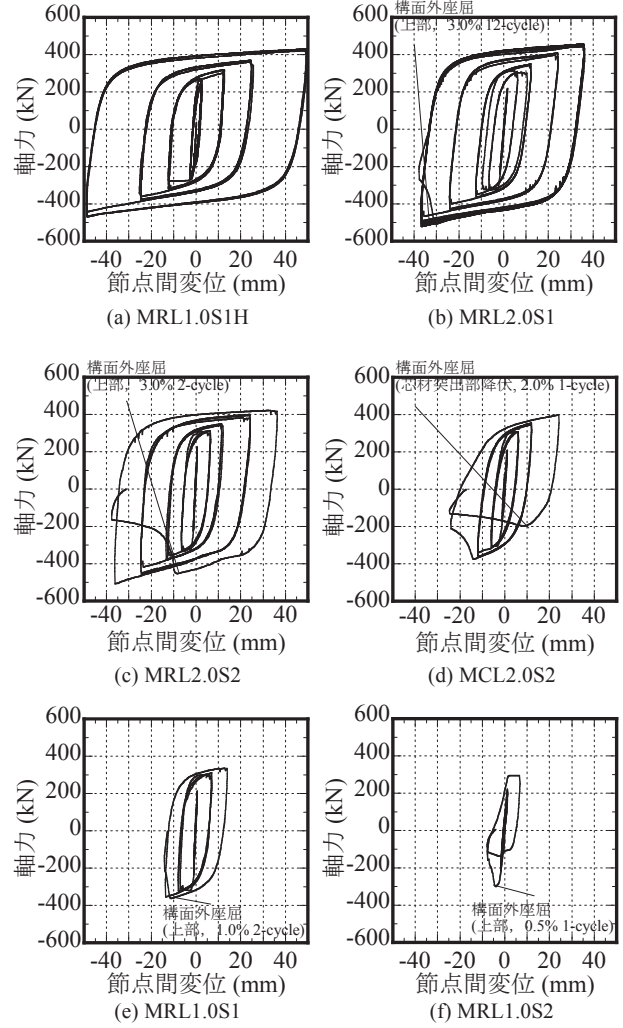


図 13 軸力-節点間変位関係

部の剛性を変化させ、芯材軸歪 3%までの正負交番漸増載荷を与え、その履歴性状を検証する。

実験のセットアップを図 9 に示す。セットアップ角度は $\phi=38.2^\circ$ とする。載荷履歴は図 10 に示すとおり芯材軸歪 0.1, 0.5, 1.0, 2.0, 3.0%の正負交番とし、繰返し回数は各 3 サイクルとする。3.0%-3 サイクルまでに不安定状態に至らなかった試験体については 3.0%で載荷を続ける。計測箇所は荷重、変位および拘束鋼管表面歪とし、節点間変位は上下ガセット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算出する。拘束材端部の面外変位および回転角は上下の芯材補強部ならびに接合部にとりつけた変位計から算出する。

3.2 試験体概要

設定した試験体を表 1 に示す。なお、表 1 中の A_c 、 σ_{cy} 、 σ_{ry} は付録 4 に説明が記載されており、 $\zeta' L_0$ は図 3 中に示す貫入部を含めた接合部長である。芯材断面は 12mm×90mm(SN400B)とし、芯材補強部の拘束鋼管内への貫入部長は芯材幅と同じ 90mm としたもの(貫入長比=1)と 2 倍の 180mm(貫入長比=2)としたものの 2 種類、芯材補強部と拘束材間のクリアランスは 1.0mm と 2.0mm の 2 種類とした。また、拘束鋼管の断面形状は角形と円形の 2 種類とし、接合部はスチフナ等の面外補剛材を設けない面外剛性の低い「低剛性接合部」とスチフナ等の面外補剛材を設けた面外剛性の高い「高剛性接合部」の 2 種類とし、計 6 体の試験体を設定する。これらの試験体名の表記法を図 11 に示し、試験体詳細図を図 12 に示す。また、端部クリ

アランスによる回転角を表 2 に示す。

3.3 実験結果

各試験体の軸力-節点間変位関係を図 13 に示す。荷重は引張を正側、圧縮を負側とする。写真 1, 2 に载荷後の試験体例を示す。以下に各試験体の履歴性状を列記する。

(a) MRL1.0S1H(図 13(a))

高剛性接合部を持つ本試験体は、芯材軸歪 3.5%~6 サイクル目まで安定した履歴性状を発揮した後、芯材の疲労破断が生じた。全試験体中最も安定した履歴性状を示した試験体となった。

(b) MRL2.0S1(図 13(b))

芯材軸歪 3%~11 サイクル目まで安定した履歴性状を発揮した。その後 12 サイクル目で上部の拘束材端部において、モルタルが剥離・脱落したため構面外座屈が生じた。低剛性接合部を持つ全試験体中最も安定した履歴性状を示した試験体となった。

(c) MRL2.0S2(図 13(c))

芯材軸歪 3%~1 サイクル目まで安定した履歴性状を発揮したが、その後 2 サイクル目で下部拘束材端部において構面外座屈が起きた。MRL2.0S1 の試験体に比べ端部クリアランスが 2mm であり、クリアランスによる差が機構安定性に影響していることがわかる。

(d) MCL2.0S2(図 13(d))

芯材降伏軸力後も芯材軸歪 1.0%~3 サイクル目までは安定した履歴性状を発揮した。その後 2.0%で上部芯材突出部において構面外座屈が起きた。拘束材端部の曲げモーメント伝達能力を向上させても芯材突出部で曲げ耐力は頭打ちになることが確認された。

(e) MRL1.0S1(図 13(e))

芯材塑性化後も芯材軸歪 0.5%までは安定した履歴性状を発揮したが、1.0%~2 サイクル目で上部拘束材端部において構面外座屈が



写真 1 载荷後(MRL2.0S2)

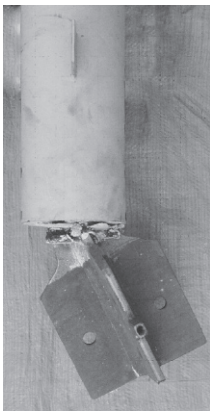


写真 2 载荷後(MCL2.0S2)

表 3 拘束材端部の終局曲げ耐力

試験体	芯材突出部 降伏曲げ モーメント M_p^{r-neck} (kNm)	芯材貫入部 降伏曲げ モーメント M_p^{r-rest} (kNm)	M_p^r (kNm)
MRL1.0S1H	2.46	2.97	2.46
MRL2.0S1	5.50	8.38	5.50
MRL2.0S2	6.56	8.56	6.56
MCL2.0S2	6.50	35.68	6.50
MRL1.0S1	6.78	4.28	4.28
MRL1.0S2	6.78	4.28	4.28

生じた。貫入長比 2.0 に比べ早期に座屈を起こしたことから機構安定性に貫入長比が大きく影響していることが確認できる。

(f) MRL1.0S2(図 13(f))

芯材軸歪 0.5%~1 サイクル目で下部補強リブ端部において構面外座屈が生じた。MRL1.0S1 に比べ面外安定性が低く MRL2.0S2 と同様にクリアランスによる差が機構安定性に大きく影響していることが確認できる。

本形式の BRB は構面外不安定とならない状態では芯材軸歪 3.0%(軸変位 40mm)程度まで安定した履歴性状を示すものであるが、強制面外変形を受けた状態でこれと同等の性能を発揮できた試験体は高剛性接合部を有する MRL1.0S1H と、角形鋼管の貫入長比 2.0 の MRL2.0S1 のみであった。残りの試験体は拘束材端部において面

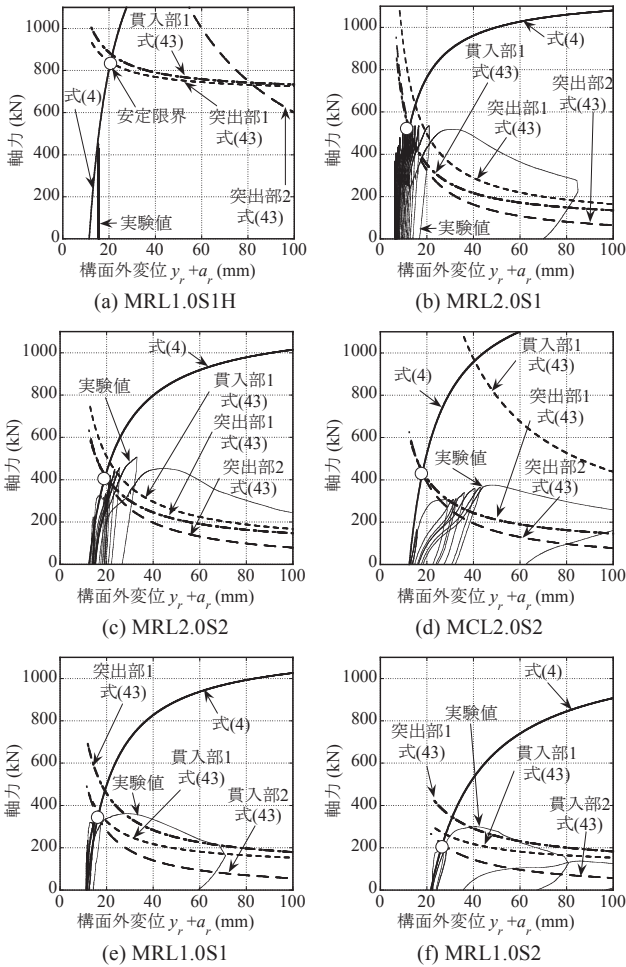


図 14 実験値と提案式の比較(軸力-面外変位関係)

表 4 安定条件式と実験結果との比較

試験体	N_{cr}^B (kN)	a_r (mm)	N_{cr}^r (kN)	N_{cu} (kN)	M_0^r (kNm)	塑性崩壊時 サイクル	安定限界軸力 (kN)		崩壊時軸力 実験値 N_{lim}^{exp} (kN)
							N_{lim1} (式(47))	N_{lim2} (式(49))	
MRL1.0S1H	1880	11.4	695	431	0.00	None	818	1390	(452)
MRL2.0S1	1158	6.80	82	432	0.09	3.0%-12cycle	520	520	535
MRL2.0S2	1158	12.4	82	432	0.00	3.0%-2cycle	419	410	507
MCL2.0S2	1389	12.4	82	437	0.00	1.0%-2cycle	440	432	375
MRL1.0S1	1158	11.4	111	432	0.00	0.5%-1cycle	367	345	362
MRL1.0S2	1158	21.7	111	432	0.00	0.5%-1cycle	264	217	300

注記：()実験時にて MRL1.0S1H は不安定になっていないため最大軸力を示す

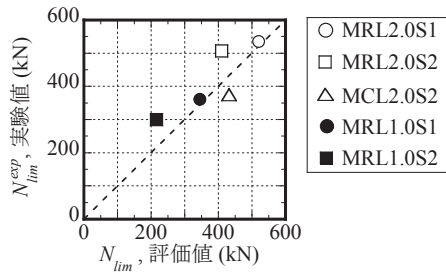


図 15 実験値と提案式の比較(崩壊時軸力)

外座屈を起こし不安定となった。以上のように、面外変形を受ける BRB の機構安定性には接合部剛性ならびに貫入長比と端部クリアランスが大きく影響していることが確認された。

4. 提案安定条件式の妥当性の検証

次に、得られた実験結果と式(44)より得られる検定値の検討を行う。2章で誘導した安定条件式(44)の検討を行うためには、接合部を含めた BRB の弾性座屈荷重 N_{cr}^B および拘束材端部の終局曲げ耐力 M_p^r を評価する必要がある。ここでは N_{cr}^B は付録 3 の近似式、 M_p^r は竹内・松井ら⁵⁾の提案式(付録 4)により算定する。算定した M_p^r を表 3 に示す。また、接合部が弾性的の場合、式(44)より安定限界軸力は次式で表現することができる。

$$N_{lim1} = \frac{(M_p^r - M_0^r)/a_r + N_{cr}^r}{(M_p^r - M_0^r)/(a_r N_{cr}^B) + 1} > N_{cu} \quad (46)$$

先述したように、 N_{cr}^r は拘束材端部が回転ピンの場合の座屈荷重であり、弾塑性範囲を考慮し次式で示される等価細長比 λ_r を許容圧縮応力度式¹¹⁾に適用し求める。

$$\lambda_r = \frac{2\xi' L_0}{i_c} \cdot \sqrt{\frac{\xi \kappa_{Rg} + 24/\pi^2}{(1-2\xi')\xi \kappa_{Rg}}} \quad (47)$$

ここに、 i_c は接合部の断面二次半径である。式(47)において、塑性ヒンジは図 3(b)に示すように芯材の補強リブ端部に形成される場合があるので、 ξ のかわりに ξ' を用いている。同様に図 8 に示すように接合部端部に塑性ヒンジが形成される場合は、安定限界軸力は次式で表現することができる。

$$N_{lim2} = \frac{\left[(1-2\xi)M_p^s + M_p^r - 2M_0^r \right]/a_r}{\left[(1-2\xi)M_p^s + M_p^r - 2M_0^r \right]/(a_r N_{cr}^B) + 1} > N_{cu} \quad (48)$$

式(46)と式(48)の内小さい方が安定限界軸力 N_{lim} となる。表 4 にこれらの式により算定した安定限界軸力と実験により得られた最大軸力を併せて示す。この表からわかるように試験体 MRL1.0S1H と MRL2.0S1 のみ、算定した安定限界軸力が推定芯材最大軸力 N_{cu} (芯材降伏軸力の 1.5 倍)を超えており、安定限界軸力が推定芯材最大軸力よりも小さい他の試験体は全体安定条件を満たしていないことがわかる。図 14 に実験より得られた軸力-面外変位と式(4)および式(43)による軸力-面外変位の関係を併せて示す。なお図 14 中において、「突出部」は図 3 の芯材突出部が、「貫入部」は図 3 の芯材貫入部が塑性化した場合について、「1」および「2」はそれぞれ図 6(b)および図 8 の崩壊メカニズムを用いて崩壊時軸力を算定した値を示している。白丸で表される安定限界軸力を超えると、式(43)に沿って耐力

低下しながら構面外変位が増大していく様子がわかる。図 15 に式(46), (48)により得られる安定限界軸力 N_{lim} と実験より得られた最大軸力 N_{lim}^{exp} との比較を示す。多少のばらつきはあるものの、提案式による値と実験結果は概ね対応を示しており、提案した安定条件式は適切な安全率を設定すれば実務的にも適用可能と考えられる。

5. 結

本研究では、接合部を考慮した座屈拘束ブレースの機構安定条件式を提案し、強制面外変形を伴う繰返し載荷実験によりその妥当性を確認した。以下に得られた知見を示す。

- 1) 接合部を含めた座屈拘束ブレースの全体安定条件を、接合部端部に回転ばね、拘束材端部に塑性ヒンジを有する簡易な線材モデルで評価し、構面外機構不安定を防止する安定条件式を誘導した。これらの条件式は鋼構造座屈設計指針(2009)で述べられている 2 つの設計思想にも対応する。
- 2) 繰返し載荷実験により、低剛性接合部で芯材補強部の拘束鋼管内への貫入長が短く、端部クリアランスが大きい場合、安定した履歴性状を発揮する以前に機構不安定となるが、貫入長が長く、クリアランスが小さい場合には安定した履歴性状を発揮することが確認された。このことは、低剛性接合部を有する座屈拘束ブレースの機構安定性にとって拘束材端部での曲げモーメント伝達能力が大きな要素であることを示している。また、高剛性接合部を有する場合、貫入長が短い場合でも安定した履歴性状を発揮することが確認された。
- 3) 提案した座屈拘束ブレースの構面外安定条件式は拘束材端部の曲げモーメント伝達能力の影響や様々な接合部剛性に対応でき、実験結果との比較により概ねその妥当性が確認できた。

謝辞

本研究を進めるにあたり、新日鉄住金エンジニアリング：西本晃治氏、東京工業大学大学院生(当時)：多田尊紀氏にご協力を頂きました。ここに深謝いたします。

参考文献

- 1) Lin, M. L., Tsai, K. C. and Tsai, C. Y.: Bi-Direction Sub-Structural Pseudo-dynamic Tests of a Full-Scale 2-Story BRBF, Part2:Compressive Behavior of Gusset Plates, Proceedings of the 8th U.S. National Conference on Earthquake Engineering San Francisco, California, USA, Paper No. 1642.
- 2) 木下智裕, 聲高裕治, 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, 第 621 号, pp.141-148, 2007.11
- 3) 引野剛, 岡崎太郎, 鈴木直幹, 大崎純, 中島正愛: 各種ブレース付き鉄骨平面骨組の非定常動的応答振動台実験, 鋼構造年次論文報告集, pp.361-368, 2010.11
- 4) 竹内徹, 山田哲, 北川まどか, 鈴木一弁, 和田章: 構面外剛性の低い接合部により接合された座屈拘束ブレースの座屈安定性, 日本建築学会構造系論文集, 第 575 号, pp.121-128, 2004.1
- 5) 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, 第 639 号, pp.925-934, 2009.5
- 6) Chou, C. C., Chen, P. J.: Compressive behavior of central gusset plate connections for a buckling-restrained braced frame, Journal of Constructional Steel Research, No.65, 1138-1148, 2009

- 7) 日本建築学会：鋼構造座屈設計指針，2009.11
 8) 井上一郎：鋼構造制振技術の現状と設計指針への期待 -鋼構造における制振とこれから- ②座屈拘束ブレースと接合部，2006 年度日本建築学会大会(構造部門(鋼構造))パネルディスカッション資料，pp.8-17，2006.9
 9) 藤本盛久：鉄骨の構造設計 全改定 2 版，技報堂出版，1982.6
 10) 池田清宏，室田一雄：構造系の座屈と分岐，コロナ社，2001.11
 11) 日本建築学会：鋼構造設計規準・許容応力設計法-，2005
 12) 井上一郎，吹田啓一郎：建築鋼構造-その理論と設計-，鹿島出版社，2007

付録 1

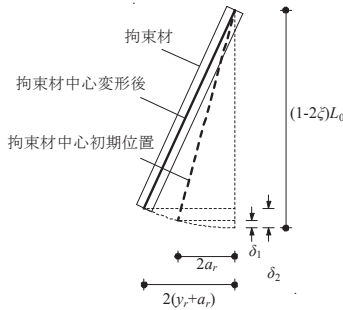
式(15)の誘導を以下に示す。図 3(b)における逆対称崩壊モードでは，付図 1 に示す拘束材の回転に応じ，式(9)の値に加え式(付 3.1)の軸変形を生じる。

$$\begin{aligned} \delta_2 - \delta_1 &= \sqrt{\{(1-2\xi)L_0\}^2 - \{2(a_r + y_r)\}^2} - \sqrt{\{(1-2\xi)L_0\}^2 - \{2a_r\}^2} \\ &= (1-2\xi)L_0 \left\{ \sqrt{1 - \left\{ \frac{2(a_r + y_r)}{(1-2\xi)L_0} \right\}^2} - \sqrt{1 - \left\{ \frac{2a_r}{(1-2\xi)L_0} \right\}^2} \right\} \\ &\approx (1-2\xi)L_0 \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left\{ \frac{2(a_r + y_r)}{(1-2\xi)L_0} \right\}^2 - 1 + \frac{1}{2} \left\{ \frac{2a_r}{(1-2\xi)L_0} \right\}^2 \right\} \\ &= \frac{2(y_r^2 + 2a_r y_r)}{(1-2\xi)L_0} \end{aligned} \quad (\text{付 1.1})$$

これより，逆対称崩壊モードにおける BRB 両端の節点間変位 Δu_g を式(付 3.2)より評価する。

$$\begin{aligned} \Delta u_g &= 2 \cdot \frac{1}{2} \int_0^{L_0} \left[\left(\frac{dy}{dx} \right)^2 - \left(\frac{a_r}{\xi L_0} \right)^2 \right] dx - (\delta_2 - \delta_1) \\ &= \frac{\pi^2}{8\xi L_0} \left(y_r^2 + \frac{16a_r y_r}{\pi^2} \right) + \frac{2(y_r^2 + 2a_r y_r)}{(1-2\xi)L_0} \end{aligned} \quad (\text{付 1.2})$$

ここで， $\pi^2/8 \approx 1$ とし，軸力 N を乗じることにより式(15)の外部仕事 T を得る。



付図 1 拘束材の回転

付録 2

式(24)の近似は， $\xi \kappa_{Rg} = 0$ と $\xi \kappa_{Rg} \rightarrow \infty$ の場合における BRB 両端の節点間変位を補間する形で表現している。以下に，導出方法を示す。

図 6 で示した接合部の構面外変位 y_r を，接合部の弾性変位 y_{re} および回転ばねによる変位 y_{rs} の和とし，式(付 2.1)より表現する。

$$y_r = y_{re} + y_{rs} \quad (\text{付 2.1})$$

接合部の弾性変位 y_{re} による BRB 両端の節点間変位は，式(9)より式(付 2.2)で表される。

$$\Delta u_{re} = \frac{\pi^2 y_{re}^2}{8\xi L_0} + \frac{2a_r y_{re}}{\xi L_0} \quad (\text{付 2.2})$$

回転ばねによる変位 y_{rs} は式(付 2.3)となる。

$$\Delta u_{rs} = \frac{y_{rs}^2 + 2a_r y_{rs}}{\xi L_0} \quad (\text{付 2.3})$$

これより，BRB 両端の節点間変位 Δu_g を，式(付 2.2)および(付 2.3)の和として，

式(付 2.4)より評価する。

$$\Delta u_g = \Delta u_{re} + \Delta u_{rs} \quad (\text{付 2.4})$$

一方，接合部端部の構面外方向に作用する力を P を y_{re} および y_{rs} より以下のように表現する。

$$P = \frac{3\gamma_J EI_B}{(\xi L_0)^2} y_{re} = \frac{\xi \kappa_{Rg} \gamma_J EI_B}{(\xi L_0)^3} y_{rs} \quad (\text{付 2.5})$$

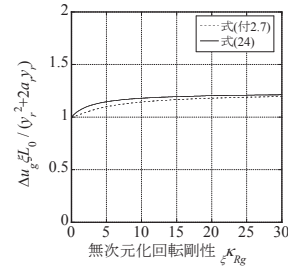
式(付 2.2)，(付 2.3)，(付 2.4)および(付 2.5)より，BRB 両端の節点間変位 Δu_g は式(付 2.6)となる。

$$\begin{aligned} \Delta u_g &= \frac{\pi^2 y_{re}^2}{8\xi L_0} + \frac{2a_r y_{re}}{\xi L_0} + \frac{y_{rs}^2 + 2a_r y_{rs}}{\xi L_0} \\ &= \frac{1}{\xi L_0} \left\{ \left(\frac{\pi^2}{8} y_{re}^2 + y_{rs}^2 \right) + 2a_r (y_{re} + y_{rs}) \right\} \\ &= \frac{1}{\xi L_0} \left\{ \left(\frac{\pi^2}{8} \left(\frac{\xi \kappa_{Rg}}{\xi \kappa_{Rg} + 3} \right)^2 + \left(\frac{3}{\xi \kappa_{Rg} + 3} \right)^2 \right) y_r^2 \right. \\ &= \frac{1}{\xi L_0} \left\{ \left(\frac{\pi^2 \xi \kappa_{Rg}^2 + 72}{8(\xi \kappa_{Rg} + 3)^2} \right) y_r^2 + 2a_r y_r \left(\frac{\xi \kappa_{Rg}}{\xi \kappa_{Rg} + 3} + \frac{3}{\xi \kappa_{Rg} + 3} \right) \right\} \\ &= \frac{1}{\xi L_0} \left\{ \left(\frac{(\xi \kappa_{Rg} + 3) \pi^2 \xi \kappa_{Rg}^2 + (\xi \kappa_{Rg} + 3) 24 - (3\pi^2 + 24) \xi \kappa_{Rg}}{8(\xi \kappa_{Rg} + 3)^2} \right) y_r^2 \right. \\ &\quad \left. + 2a_r y_r \left(\frac{\xi \kappa_{Rg}}{\xi \kappa_{Rg} + 3} + \frac{3}{\xi \kappa_{Rg} + 3} \right) \right\} \end{aligned} \quad (\text{付 2.6})$$

$\pi^2/8 \approx 1$ とし，式(付 2.6)を式(付 2.7)のように近似する。

$$\Delta u_g \approx \frac{y_r^2 + 2a_r y_r}{\xi L_0} \left(\frac{\pi^2}{8} \frac{\xi \kappa_{Rg}}{\xi \kappa_{Rg} + 3} + \frac{3}{\xi \kappa_{Rg} + 3} \right) - \frac{(3\pi^2 + 24) \xi \kappa_{Rg}}{8\xi L_0 (\xi \kappa_{Rg} + 3)} y_r^2 \quad (\text{付 2.7})$$

さらに，式(付 2.7)中の第 2 項を 0 とみなし，式(24)を得る。例として， $y_r = 2\text{mm}$ ， $a_r = 10\text{mm}$ ， $\xi L_0 = 300\text{mm}$ と仮定し，この場合における軸変形-無次元化回転剛性関係を付図 2 に示す。式(24)は，式(付 2.7)の最大値を覆うように補間していることがわかる。式(30)，(37)は式(24)にそれぞれ拘束材の回転による軸変位 $2(y_r^2 + 2a_r y_r)/(1-2\xi)L_0$ ，その 1/2 倍の $(y_r^2 + 2a_r y_r)/(1-2\xi)L_0$ を加えることで得られる。



付図 2 式(付 2.7)と式(24)との比較例

付録 3

接合部を含む BRB の弾性座屈荷重値 N_{cr}^B は固有値解析等により求められるが， $\gamma_J \approx 1$ のときは次式で近似できることが知られている¹²⁾。本試験体では γ_J が約 2 程度であり，安全側の評価として下式を利用する。

$$N_{cr}^B = \frac{4\pi^2 EI_B}{L_0^2} \cdot \frac{L \kappa_{Rg}^2 + 10 L \kappa_{Rg} + 16}{L \kappa_{Rg}^2 + 14 L \kappa_{Rg} + 64} \quad (\text{付 2.1})$$

ここに， $L \kappa_{Rg}$ ：無次元化回転ばね剛性比(材全体) $= K_{Rg} L_0 / EI_B$ である。

なお，初期不整付き圧縮材の軸力-面外変位関係を求めるにあたっては芯材の塑性化に伴う曲げ剛性の変化をどう評価するかが問題となるが，本稿では芯材の曲げ剛性が拘束材の曲げ剛性に比べて小さい形式を対象とし，座屈荷重の評価には拘束材の曲げ剛性 EI_B を用いることとしている。また，既往の実験⁶⁾では荷重中に座屈モードがより低位のものに移行する現象も報告されていることから，本稿の実験結果の評価にあたっては，上式の対称モード座屈荷重を接合部を含む BRB の弾性座屈荷重値として採用した。

付録 4

表 3 における各値については、文献 5)を参照し以下の式(付 4.1)~(付 4.9)を用いて算出している。なお、図 14 では式(付 4.2)の芯材貫入部曲げ耐力 M_p^{r-rest} 、および式(付 4.3)の芯材突出部(十字部)曲げ耐力 M_p^{r-neck} の両方を示している。

$$M_p^r = \min\{M_p^{r-rest}, M_p^{r-neck}\} \quad (\text{付 4.1})$$

芯材貫入部の曲げ耐力

$$M_p^{r-rest} = \begin{cases} \min\left\{\alpha_p^r Z_{rp} \sigma_{ry}, \alpha_p^r \left[K_{Rr1} \theta_{y1}' + K_{Rr2} (\theta_{y2} - \theta_{y1}')\right]\right\} & (\text{角形拘束鋼管}) \\ \min\{Z_{rp} \sigma_{ry}, K_{Rr1} \theta_y\} & (\text{円形拘束鋼管}) \end{cases} \quad (\text{付 4.2})$$

$$\alpha_p^r = 4.5 - 1.5(L_m/B_c) \quad (0.5 \leq L_m/B_c \leq 2)$$

芯材突出部(十字部)曲げ耐力(軸力考慮)

$$M_p^{r-neck} = \left\{1 - \left(\frac{N_{cu} - N_{wy}^c}{N_u^c - N_{wy}^c}\right)^2\right\} Z_{rp} \sigma_{ry} \quad (\text{付 4.3})$$

$$K_{Rr1} = \begin{cases} \frac{EB_r t_r^3 L_m^3}{3(2B_r a_s^3 - 3a_s^4)} & (\text{角形拘束鋼管}) \\ \frac{2\sigma_{ry} t_r L_m^3}{3\sqrt{a_s^2 + \delta_y^2}} \frac{\delta_y}{\delta_y - \delta_0} & (\text{円形拘束鋼管}) \end{cases} \quad (\text{付 4.4})$$

$$K_{Rr2} = 0.11 \sigma_{ry} B_r^3 \left(\frac{L_m}{B_c}\right)^3 \quad (\text{角形拘束鋼管}) \quad (\text{付 4.5})$$

$$\delta_y = \sqrt{\left(\frac{\pi B_r \sigma_{ry}}{4E} + \frac{B_r}{2} \cos^{-1}\left(\frac{B_r - 2a_s}{B_r - 2t_r}\right)\right)^2 - a_s^2} \quad (\text{付 4.6})$$

$$\theta_{y1}' = 1.64 \times 10^{-3} \left(\frac{\sigma_{ry}}{E}\right) \left(\frac{B_r}{t_r}\right) \left(\frac{B_c}{L_m}\right) \quad (\text{付 4.7})$$

$$\theta_{y2} = \frac{B_c}{L_m} \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ry}}{2E}\right)^2 + \left(\frac{a_s \sigma_{ry}}{B_r E}\right)} \quad (\text{付 4.8})$$

$$\theta_y = \frac{\delta_y}{L_m} \quad (\text{付 4.9})$$

A_c : 芯材補強部(十字部)の断面積

A_{cw} : 芯材補強部(十字部)ウェブの断面積

a_s : 芯材から拘束材への伝達せん断力の作用位置から拘束材縁までの長さ
 $= \frac{B_r - B_c}{4}$

B_c : 芯材幅

B_r : 拘束鋼管幅

E : ヤング係数

K_{Rr1} : 拘束材端部の初期回転剛性

K_{Rr2} : 拘束材端部の 2 次回転剛性

L_m : 芯材補強部の貫入長

N_y^c : 芯材補強部(十字部)の降伏軸力

N_u^c : 芯材補強部(十字部)の終局耐力 $A_c \sigma_{cu}$

N_{wy}^c : 芯材補強部(十字部)ウェブの降伏軸力

N_{wu}^c : 芯材補強部(十字部)ウェブの終局耐力 $A_{cw} \sigma_{cu}$

t_c : 芯材厚

t_r : 拘束鋼管厚

Z_{cy} : 芯材補強部(十字部)の断面係数

Z_{cp} : 芯材補強部(十字部)の塑性断面係数

Z_{rp} : 拘束鋼管の塑性断面係数

δ_y : 円形拘束鋼管の場合の拘束材端部の降伏時軸直交方向変形

δ_0 : 円形拘束鋼管の場合の伝達せん断力作用位置の軸直交方向長さ

σ_{cy} : 芯材降伏応力

σ_{cu} : 芯材引張強さ

σ_{ry} : 拘束鋼管降伏応力

θ_{y1}' : 角形拘束鋼管の場合の見かけの降伏時における拘束材端部回転角

θ_{y2} : 角形拘束鋼管の場合の第 2 次降伏時における拘束材端部回転角

θ_y : 円形拘束鋼の場合の降伏時における拘束材端部回転角

(2013年 2 月 2 日原稿受理, 2013年 6 月11日採用決定)