管通し平板ガセット形式接合部を有する軸力材の弾性座屈挙動

ELASTIC BUCKLING BEHAVIOR OF AXIALLY COMPRESSED TUBE
WITH THROUGH-GUSSET CONNECTION

多田 元英*, 西 豊**, 井上一朗***

Motohide TADA, Yutaka NISHI and Kazuo INOUE

Through-gusset connection is often used for axially compressed tube member. Buckling modes are the bending of whole member and the bending in the region of the connection. Mechanical model corresponding to each buckling mode is established. Using these models, elastic buckling loads are analytically derived. The buckling behavior is examined for the members having a variety of proportion. It is obtained that the member having long connection-region buckles in the connection-region and the corresponding buckling load can be smaller than the Euler's load of the pin-ended tube. The analytical results are confirmed in comparison with the results of loading tests.

Keywords: elastic stability, buckling load, axially compressed member, tube, through-gusset type connection

弾性安定, 座屈荷重, 軸力材, 鋼管, 管通しガセット形式接合部

1. 序

筋かいやトラス構成部材などの軸力材に鋼管を用いる場合, 図1のような管通しガセット形式の接合方法がよく採用される. 圧縮力に対する2種類の可能な座屈モードを図中に示す. 座屈モードAは部材全体にわたる座屈であり, モードBは接合部領域だけの部分的な座屈である. 「ガセットプレート部」「添板部」「鋼管部」の各部断面のプロポーシオンによっては座屈モードBが生じ, その座屈荷重が端部ピンの鋼管のオイラー座屈荷重を下回る可能性も十分に考えられる.

本論では, 座屈モードA, Bに対応する簡便な力学モデルを設定し, それぞれの弾性座屈荷重を, 文献1)を参考にして導き, 各部のプロポーシオンと座屈モード・座屈荷重の関係を考察する. さらに, ここで提案する弾性座屈荷重算定式の妥当性を, 円形鋼管を用いた座屈実験により検証する.

管通しガセットプレート継手に関する既往の研究には, 継手部分の耐力を扱ったもの^{2)~4)}が多い. 部材の座屈性状を扱ったものとしては鈴木・小河らの研究⁵⁾が挙げられるが, 長さが短い溝形状の金具を鋼管に割り込んだ接合部を対象にしているため, 接合部領域だけの部分的な座屈は考慮の対象外となっている.

2. 座屈モードAに対する弾性座屈荷重

図1に示すような接合部を有する軸力材を, 曲げ剛性の相違に応じて三領域に分割して考え, それぞれを次のように定義する. すなわち,

ガセットプレート部: ガセットプレートだけが面外の曲げ剛性に寄与する領域で, 材端から添板の第1ボルトまでの区間, および鋼管端部から添板の第1ボルトまでの区間とする.

添板部: ガセットプレートと添板の合成断面が面外の曲げ剛性に寄

図1 管通しガセット形式の接合部と座屈モード

本論の一部は, 日本建築学会近畿支部研究報告集(1996年7月, 1997年7月)と日本建築学会大会学術講演梗概集(1997年9月)に発表している。

* 大阪大学工学部建築工学科 学内講師・工博

** 大阪大学工学部建築工学科 大学院生

*** 大阪大学工学部建築工学科 助教授・工博

Lecturer, Dept. of Architectural Engineering, Faculty of Engineering, Osaka Univ., Dr. Eng.

Graduate Student, Dept. of Architectural Engineering, Faculty of Engineering, Osaka Univ.

Assoc. Prof., Dept. of Architectural Engineering, Faculty of Engineering, Osaka Univ., Dr. Eng.

与する領域で、添板の両第1ボルト間の区間とする。本論では、各板間のずれ変形を無視して添板部の曲げ剛性を算定している。

鋼管部：鋼管が位置する区間とする。

座屈モードAに対する力学モデルとしては、図2に示すように、添板部を無視して材端のガセットプレート部を回転バネにモデル化し、鋼管の断面二次モーメント I_{tb} をもつ弾性棒に中間部をモデル化する。添板部の曲げ剛性は鋼管部よりも一般に小さいため、このモデル化は座屈荷重を高めに評価する。しかし、添板部の剛性が非常に小さかったり同部の長さが非常に長い場合には座屈モードはBに移行する。したがって、座屈モードがAとなる範囲では過大評価の程度は小さいと判断し、このようなモデルを設定している。この過大評価の程度は、5章で実験結果と比較して考察する。材端バネの回転剛性 ${}_AK_1$ は、図3を参考にして次式で近似する。

$${}_AK_1 = \frac{E I_{gs}}{k_a k_b l} \quad (1)$$

ただし、 I_{gs} ：ガセットプレート部の断面二次モーメント、 E ：ヤング係数、 l ：軸力材全長である。 k_a, k_b は、図2に示すように各部の長さの比率を規定する無次元量である。一方、バネの位置はガセットプレート部の中央とする。したがって、モデルの材長 l_1 は次式となる。

$$l_1 = (1 - k_a k_b) l \quad (2)$$

対称性より、図4のように軸力材の半分の切り出して考える。部材軸方向に x 軸をとり、たわみを y とし軸方向荷重を P とすれば、弾性棒部分の釣合方程式が次式で与えられる。

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(E I_{tb} \frac{d^2 y}{dx^2} \right) + P \frac{d^2 y}{dx^2} = 0 \quad (3)$$

一般解は、積分定数を C_1, C_2, C_3, C_4 として次のようになる。

$$y = C_1 \sin(\alpha x) + C_2 \cos(\alpha x) + C_3 x + C_4 \quad (4)$$

ただし、

$$\alpha = \sqrt{P/E I_{tb}} \quad (5)$$

図2 弾性棒-回転バネモデル

図3 材端ガセットプレート部のモデル化

図4 部材半分のモデル

境界条件を以下に示す。

$$y|_{x=0} = 0, \quad \frac{dy}{dx}|_{x=0} = 0 \quad (6), (7)$$

$$E I_{tb} \frac{d^3 y}{dx^3} \Big|_{x=l_1/2} + P \frac{dy}{dx} \Big|_{x=l_1/2} = 0 \quad (8)$$

$$E I_{tb} \frac{d^2 y}{dx^2} \Big|_{x=l_1/2} + {}_AK_1 \frac{dy}{dx} \Big|_{x=l_1/2} = 0 \quad (9)$$

(8)式は弾性棒材端の材軸と直交方向の釣合条件、(9)式は弾性棒の材端曲げモーメントがバネの曲げモーメントに等しいという条件を表している。(4)を(6)～(9)式に代入して次式を得る。

$$C_2 + C_4 = 0, \quad C_1 \alpha + C_3 = 0, \quad C_3 = 0 \quad (10), (11), (12)$$

$$\left\{ -C_1 \alpha^2 \sin(\alpha l_1/2) - C_2 \alpha^2 \cos(\alpha l_1/2) \right\} + \beta^2 \left\{ C_1 \alpha \cos(\alpha l_1/2) - C_2 \alpha \sin(\alpha l_1/2) + C_3 \right\} = 0 \quad (13)$$

ただし、

$$\beta = \sqrt{{}_AK_1/E I_{tb}} \quad (14)$$

(11), (12)式より $C_1 = C_3 = 0$ を得、これらを(13)式に代入して次式を得る。

$$C_2 \left\{ \alpha + \beta^2 \tan(\alpha l_1/2) \right\} = 0 \quad (15)$$

上式において、 $C_2 = 0$ のときは(10)式より $C_4 = 0$ となり、 $C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = 0$ の自明な解となる。自明でない解を得るには上式の括弧内がゼロでなければならない。すなわち、

$$\tan(\alpha l_1/2) = -\alpha/\beta^2 \quad (16)$$

(1), (2), (14)式を用いれば、(16)式は次のように書き改められる。

$$\tan(\alpha l_1/2) = \frac{-k_a k_b \alpha l_1}{I_{gs} (1 - k_a k_b)} \quad (17)$$

ただし、

$$I_{gs} = I_{gs}/I_{tb} \quad (18)$$

この方程式の解は、次の二つの関数の交点として図5のように求めることができる。

$$f = \tan(\alpha l_1/2) \quad (19)$$

$$f = \frac{-2 k_a k_b}{I_{gs} (1 - k_a k_b)} (\alpha l_1/2) \quad (20)$$

このようにして求められた解を x とおく。すなわち、

$$\alpha l_1/2 = x \quad (21)$$

(21)に(2), (5)式を代入し P について解けば、モードAによる弾性座屈荷重 ${}_AP_{cr}$ が次のように得られる。

図5 図解法

$$A P_{cr} = P_e \left\{ \frac{2x}{\pi(1 - k_a k_b)} \right\}^2 \quad (22)$$

ただし、 P_e は両端ピンで長さ l の鋼管のオイラー座屈荷重であり、次式で表せる。

$$P_e = \pi^2 E I_{tb} / l^2 \quad (23)$$

一方、(22)式の両辺を鋼管の断面積 A_{tb} で除せば、座屈開始時の鋼管断面の平均応力度 ${}_{tb}^A \sigma_{cr}$ が次のように与えられる。

$${}_{tb}^A \sigma_{cr} = \frac{E}{\lambda^2} \left(\frac{2x}{1 - k_a k_b} \right)^2 \quad (24)$$

ただし、

$$\lambda = l / \sqrt{I_{tb} / A_{tb}} \quad (25)$$

ガセットプレートの幅を b_{gs} 、厚さを t_{gs} とし、(18)、(23)式の関係を用いれば、(22)式は次のように書き改められる。

$$A P_{cr} = \frac{E b_{gs} t_{gs}^3}{3 l^2 \bar{I}_{gs}} \left(\frac{x}{1 - k_a k_b} \right)^2 \quad (26)$$

(26)式の両辺をガセットプレートの断面積 $b_{gs} t_{gs}$ で除せば、座屈開始時のガセットプレート断面の平均応力度 ${}_{gs}^A \sigma_{cr}$ が、接合部の長さ $k_a l$ と板厚 t_{gs} との比 $(k_a l / t_{gs})$ の関数として次のように得られる。

$${}_{gs}^A \sigma_{cr} = \frac{E}{3 (k_a l / t_{gs})^2 \bar{I}_{gs}} \left(\frac{k_a x}{1 - k_a k_b} \right)^2 \quad (27)$$

3. 座屈モードBに対する弾性座屈荷重

座屈モードBは、図1に示すように左右の接合部領域だけが屈曲するモードである。図1には左右が対称に同一方向に屈曲するモードを示しているが、左右が逆対称にS字状に変形するモードも運動学的には許容される。しかし、このようなS字状モードが2次の座屈モードになることを別途に確認したので、ここでは左右が対称に変形するモードだけを扱う。

図1に示すように、軸力材を「ガセットプレート部」・「添板部」・「鋼管部」に分割して考える。図3に示すようにガセットプレート部を二本の剛棒と一つの回転バネにモデル化し、図6に示すように添板部と鋼管部を一本の剛棒と二つの端部回転バネにモデル化する。図1に示すような座屈モードBでは、ガセットプレート

図6 各部の剛棒-回転バネモデル

部と鋼管部は単曲率、添板部は複曲率の曲げを受ける。各部内の曲げモーメントを対称曲げと逆対称曲げに近似すれば、 K_{gs} (ガセットプレート中央部回転バネの曲げ剛性)、 ${}_D K_{sp}$ (逆対称曲げを受ける添板端部回転バネの曲げ剛性)、 ${}_S K_{tb}$ (対称曲げを受ける鋼管端部回転バネの曲げ剛性)は、図6を参考にして次のように与えられる。

$$K_{gs} = \bar{K}_{gs} E I_{tb} / l, \quad {}_D K_{sp} = {}_D \bar{K}_{sp} E I_{tb} / l, \quad {}_S K_{tb} = {}_S \bar{K}_{tb} E I_{tb} / l \quad \dots (28a), (28b), (28c)$$

ただし、

$$\bar{K}_{gs} = \frac{\bar{I}_{gs}}{k_a k_b}, \quad {}_D \bar{K}_{sp} = \frac{6 \bar{I}_{sp}}{k_a (1 - 2 k_b)}, \quad {}_S \bar{K}_{tb} = \frac{2}{1 - 2 k_a} \quad \dots (29a), (29b), (29c)$$

$$\bar{I}_{sp} = I_{sp} / I_{tb} \quad (30)$$

I_{sp} : 添板部の断面二次モーメント

「ガセットプレート部」・「添板部」・「鋼管部」はそれぞれ直列に接続されており、また「ガセットプレート部」が他の領域と比較して一般に短いことから、各部をモデル化した回転バネを「ガセットプレート部」のバネ位置に直列に集約して考えることにする。すなわち、軸力材全体の剛棒-回転バネモデルを図7のように設定し、図中に示す回転バネの曲げ剛性 ${}_B K_1, {}_B K_2$ を、これらに接続する各部の回転バネを直列に組み合わせて次式のように与える。

$${}_B K_1 = {}_B \bar{K}_1 E I_{tb} / l, \quad {}_B K_2 = {}_B \bar{K}_2 E I_{tb} / l \quad (31a), (31b)$$

ただし、

$${}_B \bar{K}_1 = \frac{1}{1 / \bar{K}_{gs} + 1 / {}_D \bar{K}_{sp}} \quad (32a)$$

$${}_B \bar{K}_2 = \frac{1}{1 / \bar{K}_{gs} + 1 / {}_D \bar{K}_{sp} + 1 / {}_S \bar{K}_{tb}} \quad (32b)$$

対応する座屈モードを図8に示す。端部が θ 回転したときの力の釣合条件は、図9を参照して次のように与えられる。

図7 軸力材全体の剛棒-回転バネモデル

図8 剛棒-回転バネモデルの座屈モード

図9 端部変形時の力の釣合

$$P = \frac{1}{k_a(1-k_b)l \sin \theta} (M_1 + M_2) \quad (33)$$

ここで、 M_1, M_2 は回転バネの曲げモーメントであり、次式で与えられる。

$$M_1 = {}_B\bar{K}_1 \frac{E I_{tb}}{l} \theta, \quad M_2 = {}_B\bar{K}_2 \frac{E I_{tb}}{l} \theta \quad (34a), (34b)$$

(23), (34) を用いて (33) 式を次のように書き改める。

$$P \pi^2 k_a (1-k_b) \sin \theta = ({}_B\bar{K}_1 + {}_B\bar{K}_2) P_e \theta \quad (35)$$

微小変位を仮定すれば^{注1)} $\sin \theta \doteq \theta$ であり、(35) 式は次のように書き改められる。

$$P \pi^2 k_a (1-k_b) \theta = ({}_B\bar{K}_1 + {}_B\bar{K}_2) P_e \theta \quad (36)$$

P が次式の ${}_B P_{cr}$ を満足すれば任意の θ に対して上式が成立する。すなわち、材端接合部がモード B を伴って不安定となる荷重 ${}_B P_{cr}$ は次式で与えられることになる。

$${}_B P_{cr} = P_e \frac{{}_B\bar{K}_1 + {}_B\bar{K}_2}{\pi^2 k_a (1-k_b)} \quad (37)$$

(24), (27) 式の誘導と同様にして、座屈開始時の鋼管断面の平均応力度 ${}_{tb}^B \sigma_{cr}$ とガセットプレート断面の平均応力度 ${}_{gs}^B \sigma_{cr}$ がモード B に対して次のように与えられる。

$${}_{tb}^B \sigma_{cr} = \frac{E}{{}_B\lambda^2} \frac{{}_B\bar{K}_1 + {}_B\bar{K}_2}{k_a (1-k_b)} \quad (38)$$

$${}_{gs}^B \sigma_{cr} = \frac{E}{12(k_a l / t_{gs})^2 \bar{I}_{gs}} \frac{k_a ({}_B\bar{K}_1 + {}_B\bar{K}_2)}{1-k_b} \quad (39)$$

4. 弾性座屈荷重と座屈モード

2, 3 章で得られた弾性座屈荷重を図 10 に示す。縦軸は端部ピンの鋼管のオイラー座屈荷重 (P_e) で無次元化している。横軸は、接合部長さの部材長に対する比 (k_a) である。パラメータの標準値を $k_b = 0.1, \bar{I}_{gs} = 0.007, \bar{I}_{sp} = 0.06$ とし、これらの値の組合せを記号 (M) で表す。 $\bar{I}_{gs}, \bar{I}_{sp}$ の設定根拠は付録に示す。また、座屈荷重が大きくなるように各パラメータの値を標準値の倍または半分にした組合せを記号 (L) で表し、逆に座屈荷重が小さくなるように各パラメータの値を同様に变化させた組合せを記号 (S) で表す。これらのパラメータの組合せを表 1 に整理して示す。

図 10 より、 k_a が小さい範囲では座屈モードは A となり、 k_a が

大きい範囲では B となることがわかる。座屈モード A と B の境界は、ここで設定したパラメータの範囲では $k_a = 0.05 \sim 0.15$ 程度である。また、座屈荷重が端部ピンの鋼管のオイラー座屈荷重を下回るのは、 $k_a = 0.05 \sim 0.2$ 程度を超えるときである。

鋼管断面の弾性座屈開始時平均応力度を図 11 (a)~(c) に示す。(a), (b) 図はそれぞれ座屈モード A, B に対応したものであり、(c) 図は、支配的な座屈モードに対する関係を示している。いずれも、(25) 式で定義される鋼管の細長比を横軸に取り、 $k_a = 0.05, 0.1, 0.2$ の場合について示している。なお、(a) 図の点線は、長さが l で端部がピンの鋼管のオイラー座屈応力度を示しており、(23) 式を鋼管の断面積 (A_{tb}) で除した関数を示している。

(a) 図において、モード A に対応する座屈時平均応力度が、鋼管のオイラー座屈応力度を若干上回っている。これは、部材端の固定度が多少なりとも期待できることによる。(b) 図では、座屈モード B に対応する鋼管断面の座屈時平均応力度が、 k_a の変化に伴って大きく変化している。

ガセットプレート断面の座屈開始時平均応力度を図 12 (a)~(c) に

表 1 パラメータの設定値

	(L)	(M)	(S)
k_b	0.05	0.10	0.20
$\bar{I}_{gs}$	0.014	0.007	0.0035
$\bar{I}_{sp}$	0.12	0.06	0.03

図 10 弾性座屈荷重と座屈モード

(a) 座屈モード A

(b) 座屈モード B

(c) 支配的なモード

図 11 鋼管断面の座屈時応力度

図 12 ガセットプレート断面の座屈時応力度

示す。図 11 と同様に、(a), (b) 図はそれぞれ座屈モード A, B に対応したものであり、(c) 図は、支配的な座屈モードに対する関係を示している。横軸は、接合部の長さでガセットプレート厚との比 ($k_a l / t_{gs}$) である。(b) 図より、SN400 では $k_a l / t_{gs} < 36$ 程度、SN490 では $k_a l / t_{gs} < 30$ 程度であれば、モード B の弾性座屈よりもガセットプレート断面が先に降伏することがわかる。

5. 円形鋼管を用いた弾性座屈実験結果との比較

5.1 実験概要と試験体

図 13 に実験概要を示す。ガセットプレートは材軸方向に幅を一定とし、F10T・M20 の高力ボルトによる二面摩擦接合で組み立てる。試験体両端のガセットプレートをリブ付きプレートで挟み込み、面内外の回転を拘束する。鋼管には明瞭な降伏点と降伏棚を有する機械構造用炭素鋼鋼管 (STKM13A) を用い、全試験体とも同じ断面とする。

試験体の一覧を図 14 と表 2 に示し、断面の実測値と材料の降伏応力度を表 3 に示す。降伏応力度は 0.2% オフセット値で定義している。実験変数は、摩擦接合部のボルト列数であり、接合部領域の材長に対する比 (k_a) を 0.076 から 0.268 まで変化させている。なお、各変数につき試験体数を 2 としている。

5.2 実験結果と計算結果の比較

2, 3 章で提案した簡便な力学モデルを用いて計算した各試験体の

弾性座屈荷重を図 15 に示す。縦軸は、両端ピンの鋼管のオイラー座屈荷重 (P_e) で無次元化した弾性座屈荷重であり、横軸は k_a である。水平線が座屈モード A に対応する座屈荷重であり、右下がりの曲線は座屈モード B に対応する座屈荷重である。4 章の図 10 では、座屈モード A に対応する座屈荷重が右下がりの曲線となっているのに対し、図 15 では水平線となっている。これは、図 10 の解析では k_b を一定に保って k_a を変化させたのに対し、ここでは $k_a k_b$ の積を一定に保って k_a を変化させたため、表 2 に示すように k_a の変化に伴って k_b も変化することによる。なお、鋼管やガセットプレートの降伏軸力の P_e に対する比は、それぞれ 2.19 と 2.71 であり、弾性座屈荷重を上回っている。

図中に実験結果を●・○でプロットする。●の黒塗り印はモード A、○の白抜き印はモード B で座屈したことを示す。簡便な力学モデルによる計算結果と実験結果は座屈モードが一致している。座屈荷重は、実験結果が計算結果よりも若干小さくなっている。両者の乖離は、モード A・B の境界付近の 2H25 で最も大きく、これより k_a が大または小の方向に離れるにしたがい乖離が小さくなっている。これは、2 章で述べたように、モード A の力学モデルにおいて、部材全長にわたって鋼管の断面二次モーメントを用いていること、およびモード A・B の境界付近での実変形は各モード成分が混在しているのに対し、簡便力学モデルではどちらか一方の変形モードに変形を拘束していることなどが原因として挙げられる。

実験終了後の座屈変形を写真 1 (a), (b) に示す。写真 (a) はモード

図 13 数値解析結果と評価値の比較

図 14 試験体の形状と寸法

(a) モード A (1H25)

(b) モード B (5H25)

写真 1 座屈変形

A で座屈した 1H25 試験体であり、写真 (b) はモード B で座屈した 5H25 試験体である。写真 (b) で明らかなように、この試験体は手前側の接合領域だけが面外に屈曲し、他端がほぼ真直である。この試験体では、最大荷重を過ぎてしばらくは図 1 の座屈モード B に示すような対称変形が成長したが、その後、手前側接合領域の面外変形だけが成長し、他方の面外変形は減少した。これは、ガセットプレートの面外塑性曲げにともなう耐力劣化により、片側にだけ変形が局所化し、他方が弾性除荷したものと考えられる。他に、最大荷重に達する以前から片側の接合領域だけが面外に変形するものを多数確認した。これらは、製作誤差などの影響で応力状態が完全に対称とはならないため、応力状態が厳しい方で変形が成長したものと考えられる。

6. 結論

本論では、管通し平板ガセット形式接合部を有する軸力材を対象に、座屈モードに対応した簡便な力学モデルを設定し、弾性座屈荷重を導いた。さらに、各部のプロポーションと座屈モードや座屈荷重との関係を考察した。一方、ここで提案した弾性座屈荷重算定式の妥当性は、円形鋼管を用いた座屈実験により検証された。得られた知見を以下に示す。

表 2 試験体の一覧と諸元

名称	ボルト 列数	材長 (l) (mm)	$k_a l$ (mm)	$k_a k_b l$ (mm)	k_a	k_b
1H25	1	2,500	190	60	0.076	0.316
2H25	2	〃	310	〃	0.124	0.194
3H25	3	〃	430	〃	0.172	0.140
4H25	4	〃	550	〃	0.220	0.109
5H25	5	〃	670	〃	0.268	0.090

表 3 断面寸法と降伏応力度

部 位	断 面 材 質	実測値 (mm)		降伏応力度 (tf/cm ²)
		直径	厚さ	
軸 部	65φ×5.0 STKM13A	65.0	4.93	3.30
ガセット板	PL-9 SM400	—	8.85	3.58
添 板	PL-6 SM400	—	5.79	3.66

図 15 弾性座屈荷重の実験結果と解析結果

- (1) 端部の接合部領域の長さとの比 (k_a) が 0.05~0.15 程度以下であれば、部材全体が湾曲する座屈モード A が発生し、それを超えれば接合部領域だけが部分的に屈曲する座屈モード B が発生する。
- (2) k_a が 0.05~0.20 程度を超えれば、座屈荷重が、両端ピンの鋼管のオイラー座屈荷重を下回る。
- (3) SN400 では $k_a l / t_{gs} < 36$ 程度、SN490 では $k_a l / t_{gs} < 30$ 程度であれば、モード B の弾性座屈よりもガセットプレート断面が先に降伏する。
- (4) ここで提案した簡便な力学モデルによる座屈荷重の算定結果は、実験結果を若干過大評価する。
- (5) 過大評価の程度は、座屈モード A・B の境界領域付近で大きい。
- (6) 座屈モード B で座屈し始めたものは、最終的に、片側接合部領域の面外屈曲だけが成長する非対称形になる。

参考文献

- 1) S. P. Timoshenko and J. M. Gere : Theory of Elastic Stability, second edition, McGraw-Hill, chapter2
- 2) 鷲尾健三, 黒羽啓明, 妹尾与利治, 東郷 武 : 鋼管割り込みガ

セットプレート継手の研究, 日本建築学会論文報告集, 第 90 号, pp.19-24, 1963 年 9 月

- 3) 三井宜之, 黒羽啓明, 遠藤克彦: 管通しガセットプレート継手の耐力と変形能力に関する実験的研究, 構造工学論文集, Vol.31 B, 1985 年 4 月
- 4) 五十嵐定義, 松本竹二, 辻岡静雄, 渡辺律夫: 鋼管十字形割込みガセットプレート継手の引張耐力に関する実験的研究, 日本建築学会構造系論文報告集, 第 372 号, pp.86-92, 1987 年 2 月
- 5) 鈴木敏郎, 小河利行, 佐藤亘宏, 深沢 隆: 塔状トラス骨組の座屈耐力に関する研究 (その 2 端部がせん断ボルト接合される斜材で座屈する場合), 日本建築学会構造系論文報告集, 第 434 号, pp.125-135, 1992 年 4 月
- 6) 多田元英: 応力制限機構を挿入した 2 層立体トラスの載荷能力に関する研究, 日本建築学会構造系論文報告集, 第 433 号, pp.103-112, 1992 年 3 月

謝辞

本研究の一部は, 平成 8 年度文部省科学研究費補助金 (総合研究 A) および平成 8 年度鋼材倶楽部・建築鋼構造研究助成金の補助を受けておこなった。ここに記して謝意を表します。

付録 1 ガセットプレート部・添板部の断面二次モーメントの鋼管に対する標準的な比率

ここでは, ガセットプレート部・添板部の断面二次モーメントの鋼管の断面二次モーメントに対する標準的な値を考察する。ただし, ガセットプレートは全長にわたって同一幅とし, 添板幅とガセットプレート幅は等しいものとする。

各部の寸法を表す主な記号を図 A1 に示す。各部位の標準的なプロポーシオンを規定する係数として以下の記号を定義する。

$$\alpha_{tb} = d_{tb} / t_{tb} \quad (\text{鋼管の径厚比}) \quad (\text{A1})$$

$$\bar{b}_{gs} = b_{gs} / d_{tb} \quad (\text{A2})$$

$${}_{ef}\bar{b}_{gs} = {}_{ef}b_{gs} / d_{tb} \quad (\text{A3})$$

ただし, d_{tb} は鋼管の直径, t_{tb} は鋼管の管厚, b_{gs} はガセットプレートの幅, ${}_{ef}b_{gs}$ はボルト孔欠損を除いたガセットプレートの有効幅である。

鋼管の管厚が管径に対して十分に小さいとすれば, 鋼管の断面積 A_{tb} と断面二次モーメント I_{tb} は次式で与えられる。

$$A_{tb} = \frac{\pi d_{tb}^2}{4}, \quad I_{tb} = \frac{\pi d_{tb}^4}{64} \quad (\text{A4}), (\text{A5})$$

ガセットプレート断面の応力度と鋼管断面の応力度が等しくなるように断面が決定されているとすれば, ガセットプレートのボルト孔欠損を除いた有効断面積と鋼管の断面積とを等値することにより, ガセットプレートの板厚 t_{gs} が次式で与えられる。

図 A1 管通しガセット接合部の標準詳細図

$$t_{gs} = \frac{\pi d_{tb}}{4 \alpha_{tb} {}_{ef}\bar{b}_{gs}} \quad (\text{A6})$$

さらに, ガセットプレートの断面二次モーメント I_{gs} は次のように与えられる。

$$I_{gs} = \frac{b_{gs} t_{gs}^3}{12} = \frac{\pi^3 \bar{b}_{gs} d_{tb}^4}{12 \alpha_{tb}^3 {}_{ef}\bar{b}_{gs}^3} \quad (\text{A7})$$

(A5) と (A7) 式を比較して, $\bar{I}_{gs} = I_{gs} / I_{tb}$ が次のように得られる。

$$\bar{I}_{gs} = I_{gs} / I_{tb} = \frac{2 \pi^2 \bar{b}_{gs}}{3 \alpha_{tb}^2 {}_{ef}\bar{b}_{gs}^3} \quad (\text{A8})$$

一方, 添板の 2 枚合わせた断面積がガセットプレートの断面積に等しいとすれば, 1 枚の添板厚 t_{sp} はガセットプレート厚の半分となる。すなわち,

$$t_{sp} = t_{gs} / 2 \quad (\text{A9})$$

添板とガセットプレートとのずれ変形が無視できるほど小さいとすれば, 添板部の曲げ剛性は次式の断面二次モーメント I_{sp} で評価できる。

$$I_{sp} = b_{gs} (t_{gs} + 2 t_{sp})^3 / 12 \quad (\text{A10})$$

(A10) に (A9) 式を代入して次式を得る。

$$I_{sp} = 2 b_{gs} t_{gs}^3 / 3 \quad (\text{A11})$$

(A7) と (A11) 式より I_{sp} は I_{gs} の 8 倍となっており, $\bar{I}_{sp} = I_{sp} / I_{tb}$ が (A8) 式を元にして次のように与えられる。

$$\bar{I}_{sp} = I_{sp} / I_{tb} = \frac{16 \pi^2 \bar{b}_{gs}}{3 \alpha_{tb}^2 {}_{ef}\bar{b}_{gs}^3} \quad (\text{A12})$$

JIS に規定された円形鋼管の径厚比を最小自乗近似して求めた値⁹⁾として $\alpha_{tb} = 33.22$ を採用し, $\bar{b}_{gs} = 1.2$, ${}_{ef}\bar{b}_{gs} = 1.0$ と仮定すれば, (A8), (A12) 式より $\bar{I}_{gs} = 0.007$, $\bar{I}_{sp} = 0.06$ が標準的な値として得られる。

注1)

微小変位の仮定の下に (37) 式が得られているが, これを仮定せずに (35) 式の P - θ 関係をそのまま図示したものが注図 1 である。 θ がゼロの近傍では, (37) 式で与えられる $B P_{cr}$ に P は一致し, P - θ 関係の勾配がゼロになっている。この時点で系は不安定挙動を示すが, θ が増すにつれて P も増加するため, 有限変位領域において系は再び安定挙動を示す。これらの傾向は, 有限変位を扱ったエラスティカリの座屈たわみ曲線 (軸力-横たわみ関係) にも見られる。

注図 1 軸力-回転角関係

(1997 年 7 月 4 日原稿受理, 1997 年 9 月 5 日採用決定)