

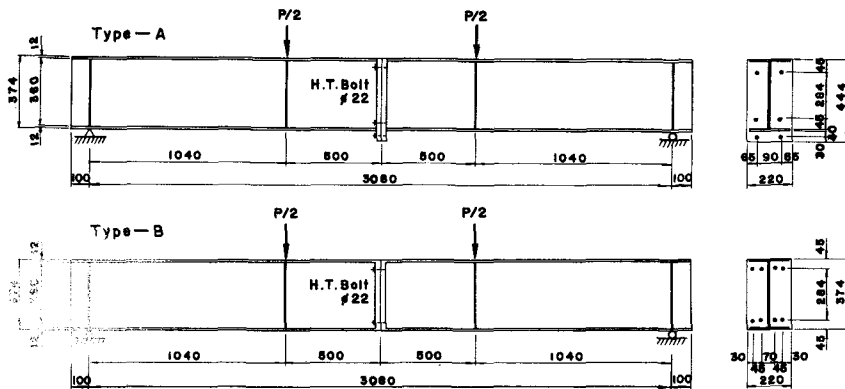
高張力ボルト引張継手の力学性状について

小 西 一 郎*
山 川 純 雄*

1. まえがき

本文は曲げを受ける引張ボルト継手の力学性状に関して、理論と実験との両面より考究しているが、ここではその一部を紹介する。

本研究に用いた試験供試体は図-1に示すとおりで、使用したボルトは大同製鋼製M22，F13Tである。ボルト1本あたりの締めつけ力は約14.5tで、これはFriction Typeの場合よりかなり低い。離間荷重の観察を考慮して低い値を採用したものである。



圖—1 試驗桁概略

2. 曲げを受ける Tension - Type Joint の解析

曲げを受ける Tension-Type Joint の力学性状と理論的に解析する場合、それを困難にさせる要因は (1) end plate が複雑な変形をすること、(2) 曲げが作用した場合の end plate 間の面圧の変化は end-plate の回転角の影響を受ける、(3) prying force の分布が不規則である (4) 桁のウェブにおける応力分布が不規則であり、ボルトふきんで大きな応力集中を呈す、(5) 圧縮側 end plate における圧縮応力分布が不明である、などが挙げられる。したがってこういった多くの困難な諸問題を考慮に入れた厳密な解析はほとんど不可能である。よって、ここでは図-2 に示すような力と変形状態を仮定し、この単純化した解析模型に対して Douly 等¹⁾²⁾の理論を曲げを受ける場合に拡張しようとするものである。図-1 に示したとおり、試験供試体は Type-A と Type-B の 2 型式があり、これら 2 型式に対する解式はおのずから相違するが、解析原理は両者とも同一であるので、ここでは Type-A を例に挙げて詳述し、Type-B については割愛する。

さて、図-2 (a) に示すような end plate 接合部に曲げモーメント M が作用した場合に生ずる面内

* 京都大学工学部土木工学教室

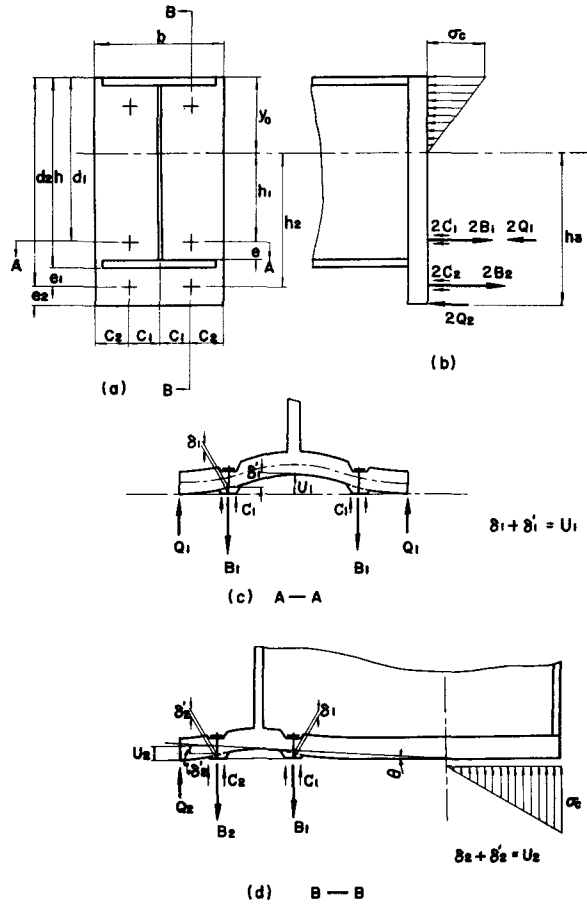


図-2 解体原理図

の力は(b)に示すように、圧縮側には直線分布圧縮応力が生じ、引張側にはボルト張力(初張力 B_0 を含む) B_1 , B_2 , prying force Q_1, Q_2 , end plate の接触面圧 (contact forces) C_1, C_2 等が外力モーメントと釣り合うように発生するものとする。ここで end plate の変形状態は(c), (d)のように仮定する。すなわち、prying force Q_1 は上側ボルト位置の両側の端部に、 Q_2 は end plate の突出部尖端ぶきに集中力として作用するものと仮定する。また、ボルトに導入された初張力 B_0 による end plate の接触面圧は有効圧縮面積 A_P にのみ等分布するものと仮定し、これが外力モーメントの作用によってボルトが伸びる量に相当するだけ減少してゆくものとする。したがって、外力が作用する前には $C_1 = C_2 = B_0$ であり、この contact forces C_1, C_2 は外力モーメントが増大するにしたがって減少し、ついには zero となるであろう。

しかしながら C_1 と C_2 とが同時に zero とはならず、普通どちらか一方が先に zero となり、その後他方が zero となる。したがって、この接合部の挙動は (i) C_1 キロ、 C_2 キロ (>0)、(ii) C_2 or $C_1 = 0$ 、(iii) $C_1 = C_2 = 0$ 、の3段階に分けることができる。ここでは紙面が限られているので(i)の C_1 キロ、 C_2 キロの場合についてのみ解式を誘導する。

さて、圧縮応力の分布は end plate の幅に様に分布するとは考えられないので有効幅 b' を考える。この場合継手断面の中立軸の位置は、断面一次モーメントが zero であるという条件より、

$$y_0 = \frac{4Ae}{b'} \left[-1 + \sqrt{1 + \frac{b'(d_1 + d_2)}{4Ae}} \right] \quad (1)$$

で与えられる。ここで y_0 は圧縮縁より下方に測るものとし、 $A_e = A_p + A_b^{***}$ である。したがって、継手部の断面2次モーメント I_j は上の y_0 を用いて

$$I_j = \frac{1}{3} b' y_0^3 + 2A_e (h_1^2 + h_2^2) \quad (2)$$

で与えられる。ここで、 $h_1 = d_1 - y_0$ 、 $h_2 = d_2 - y_0$ である。接合面内の垂直力のつり合い条件式より、

$$2(B_1 - C_1 - Q_1 + B_2 - C_2 - Q_2) = \frac{b' y_0^2}{2I_j} M \quad (3)$$

また、モーメントのつり合い条件は

$$2\{(B_1 - C_1 - Q_1)h_1 + (B_2 - C_2)h_2 - Q_2h_3\} = \left(1 - \frac{by_0^3}{3I_j}\right) M \quad (4)$$

である。

いまボルトが $2\delta_1$ 、 $2\delta_2$ だけ伸びたものとする Total Bolt Tension B_1 、 B_2 は次式で与えられる。

$$B_1 = B_0 + 2\tau_b \delta_1 \quad (5)$$

$$B_2 = B_0 + 2\tau_b \delta_2 \quad (6)$$

ここに、

$$\tau_b = \frac{A_b E b}{\ell_b}$$

つぎにボルトが $2\delta_1$ 、 $2\delta_2$ だけ伸びた場合の end plate の有効圧縮面積 A_p に作用している接触圧 (contact forces) は

$$C_1 = B_0 - \tau_p \delta_1 \quad (7)$$

$$C_2 = B_0 - \tau_p \delta_2 \quad (8)$$

ここに、

$$\tau_p = \frac{A_p E_p}{t}$$

で与えられる。

つぎに bolt tension B_1 、 B_2 、prying forces Q_1 、 Q_2 および contact forces C_1 、 C_2 が作用したときの end plate のたわみ変形量を求める場合、end plate の境界条件が非常に複雑であることと、力の作用状態も不明確なため、厳密解を求めるのは不可能と思われる。そこで、end plate に作用する力は図-2に示すように仮定し、また、境界条件は図-3に示すように桁の腹板にて固定され、下フランジにおいては単純支持されているものとし、圧縮応力の合力の作用点で単純支持されている矩形板であると仮定する。以上のような境界条件のもとで、end plate のたわみを求めるのであるが、ここでは板の振りモーメントの影響を無視してつぎのような略算によって求める。

いま図-3のように原点 O より座標 (ξ, η) なる位置に集中荷重 P が作用した場合、 x 方向の梁と y 方向の梁が協力してこ

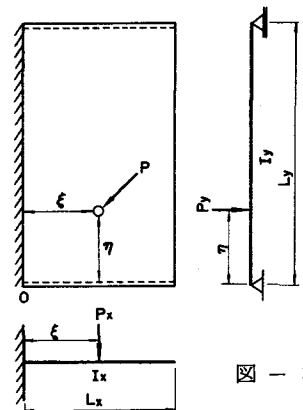


図 - 3

*** 特に説明しない記号は末項にあげた記号欄参照のこと。

れに抵抗するものとする。荷重作用点のたわみをそれぞれ w_x, w_y とすると、

$$w_x = \frac{\xi^3}{3EI_x} P_x, \quad w_y = \frac{\xi^3(\ell_y - \eta)^2}{3EI_y \ell_y} P_y$$

となる。ここで、 $P = P_x + P_y$ を考慮して

$$w_x = w_y$$

とおくと結局

$$P_x = kP, \quad P_y = (1-k)P$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} k &= k(\xi, \eta) = \frac{\lambda}{1+\lambda} \\ \lambda &= \lambda(\xi, \eta) = \frac{\eta^2 (\ell_y - \eta)^2}{\ell_x \xi^3} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

を得る。式(9)で与えられる k は板を梁に変換する場合の荷重分配係数である。

さて、図-2(c), (d)における δ_1', δ_2' は板のたわみ量であり、 u_1, u_2 は桁ウェブの回転による水平変位である。したがって、ボルトの伸び量は次の変形条件を満足しなければならない。

$$\delta_1 = u_1 - \delta_1', \quad \delta_2 = u_2 - \delta_2' \quad (10)$$

いま、桁ウェブは直線的に回転するものと仮定すると式(10)における u_1 と u_2 の間にはつぎの関係が成立するはずである。

$$\frac{u_1}{h_1} = \frac{u_2}{h_2} = \theta \quad (11)$$

この回転角 θ は実際には種々の factor に左右されるが、ここでは桁のフランジおよびウェブによって end plate が局部的に圧縮されるものと仮定し、

$$\theta = \frac{(\delta_{ef}/E)t}{y_o} = \frac{ht}{2E_P I_B y_o} M \quad (12)$$

で与えられるものとする。したがって、さきに求めた end plate の荷重分配係数 k を用いて δ_1, δ_2 を求めると結局、

$$\delta_1 = \alpha_1 M - k_{11} A_{11} \gamma \delta_1 + k_{12} A_{12} Q_1 \quad (13)$$

$$\delta_2 = \alpha_2 M - A_{22} \gamma \delta_2 + A_{21} Q_2 \quad (14)$$

を得る。ここで、

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{h_1 h t}{2E_P I_B y_o}, & \alpha_2 &= \frac{h_2 h t}{2E_P I_B y_o} \\ \gamma &= \gamma_P + 2\gamma_\delta, \\ A_{11} &= \frac{C_1^3}{3EI_x}, & A_{12} &= \frac{C_1^2 (2C_1 + 3C_2)}{6EI_x} \\ A_{21} &= \frac{e_1^2 (2e_1 + 3e_2)}{6EI_y}, & A_{22} &= \frac{e_1^3}{3EI_y} \end{aligned}$$

$$I_x = \frac{1}{12} (h - \frac{1}{3} y_0) t^3$$

$$I_y = \frac{1}{12} \frac{b}{2} t^3$$

$$k_1 = k (C_1, e)$$

$$k_2 = k (b_2, e)$$

式 (13), (14) を式(5)~(8)を用いて変形すると結局つぎのようになる。

$$Q_1 = \mu_1 \delta_1 - \nu_1 M \quad (15)$$

$$Q_2 = \mu_2 \delta_2 - \nu_2 M \quad (16)$$

ここに、

$$\mu_1 = \frac{1 + k_1 A_{11} \gamma}{k_2 A_{12}} \quad , \quad \nu_1 = \frac{\alpha_1}{k_2 A_{12}}$$

$$\mu_2 = \frac{1 + A_{22} \gamma}{A_{21}} \quad , \quad \nu_2 = \frac{\alpha_2}{A_{21}}$$

以上における未知量は B_1 , B_2 , Q_1 , Q_2 , C_1 , C_2 , δ_1 , δ_2 の合計 8 個あるが、これに対して式(3), (4), (5), (6), (7), (8), (13), (14) の 8 個の条件式があるから解決することができる。これを解くと結局、

$$\delta_1 = \varphi_1 M \quad (17)$$

$$\delta_2 = \varphi_2 M \quad (18)$$

ここに、

$$\varphi_1 = \frac{(h_2 \gamma - h_3 \mu_2) \beta_1 - (\gamma - \mu_2) \beta_2}{(\gamma - \mu_1) \{ (h_2 - h_1) \gamma - (h_3 - h_1) \mu_2 \}}$$

$$\varphi_2 = \frac{\beta_2 - h_1 \beta_1}{(h_2 - h_1) \gamma - (h_3 - h_1) \mu_2}$$

$$\beta_1 = \frac{b^2 y_0^2}{4 I_j} - \nu_1 - \nu_2$$

$$\beta_2 = \frac{1}{2} (1 - \frac{b^3 y_0^3}{3 I_j}) - \nu_1 h_1 - \nu_2 h_3$$

を得る。この δ_1 , δ_2 を用いれば total bolt tensions B_1 , B_2 , prying forces Q_1 , Q_2 , contact forces C_1 , C_2 を求めることができる。

つぎに、end plate が離間する瞬間において contact force が zero となるから式(7)または(8)において C_1 または C_2 を zero とおけば、離間する瞬間の曲げモーメント M_s は、

$$\left. \begin{aligned} M_s &= \frac{B_o}{\gamma_P \varphi_1} & (\varphi_1 > \varphi_2) \\ \text{or} &= \frac{B_o}{\gamma_P \varphi_2} & (\varphi_2 > \varphi_1) \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

で与えられる。式 (19) から明らかなように最初の離間は φ_1 と φ_2 のうち大きい方、すなわち、bolt tension の大きい方において生ずる。

つぎに、桁ウェブの付加的な回転角 θ によって生じる桁の付加たわみ Δy は

$$\Delta y = \frac{1}{2} \theta L$$

で与えられる。

以上において end plate が最初に離れ起すまでの挙動を解析してきたが、この後つぎの bolt line で end plate が離間するまでの挙動、さらに上下両 bolt line とともに離間した後の挙動についても以上と同様の手法によって解析することができる。

3. 実験結果とその考察

図-1 に示した試験桁に 2 点対称載荷によって継手部に曲げモーメントのみを作用させ、ボルトの付加張力、桁のたわみ、end plate の開きなどを測定した。その結果を図-4～6 に示した。

3.1 ボルトの付加張力

図-4 から明らかなように、載荷荷重が小さいうちはボルトの付加張力は非常に小さく、total load (P) が $20t$ ($M=10t\cdot m$) ふきんからしだいにその増加率が大きくなるが、end plate の離間荷重は明確に現われない。Type-A において下側ボルトより上側ボルトの方が大きな付加張力を示しているのが注目される。これは下側 bolt line における end plate の変形量が上側のそれよりも大きいことを意味し、この傾向は下側ボルトをフランジから離せば離すほど強くなるものと考えられる。

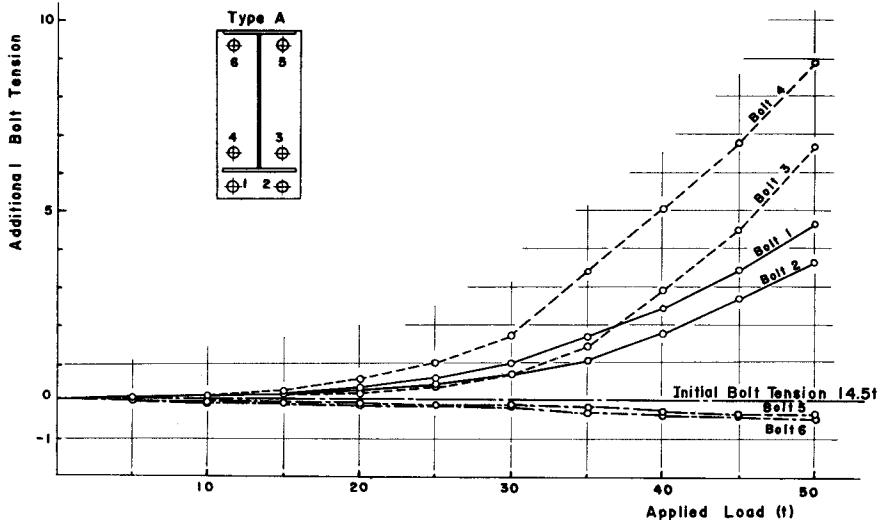


図-4 Additional Bolt Tension (Type A)

なお、さきにも述べたとおり、今回の試験においては、end plate の離間荷重の観察を容易にするため、ボルトの締めつけ力 (initial tension) を $14.5t$ ($M22, F13T$ の場合の約 60 %) とかなり低い値を採用したが、締めつけ力を大にすれば、ボルトの付加張力曲線は図-4 よりもさらに横にねてくるものと思われる。

3.2 たわみ

図-5 に示すとおり Type-A と Type-B の間に顕著な差異は認められないが、Type-B の方がややたわみが大きいようである。また、両者ともセン断変形の影響を考慮した通常の梁の理論から求めたたわみより若干大きなたわみを示している。これはボルトの伸び、end plate の変形に起因するもので、さきに述べた桁ウェブの回転角による付加たわみが生ずるものと考えられる。

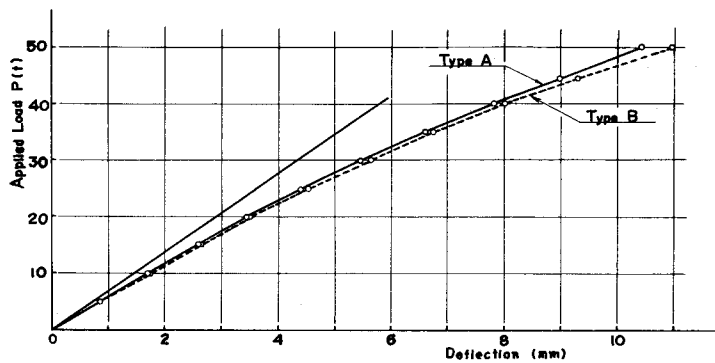


図-5 Load-Deflection Curve

3.3 End Plate の開き

BAM 式コンタクト歪計で end plate の開きを測定した結果を図-6 に示した。図-6 から明らかなように Type-A では end plate 突出部先端において負のひずみが出ており、しかも荷重に対してほぼ linear に増大している。したがって、prying force Q_2 は荷重とともに増大し、しかも常時存在すると考えて良いようである。しかし、上側ボルトふきんの end plate 両端における prying force Q_1 は Q_2 に比べてかなり小さく、桁高方向に不規則に分布し、荷重とともにその分布形状も変化しているようである。

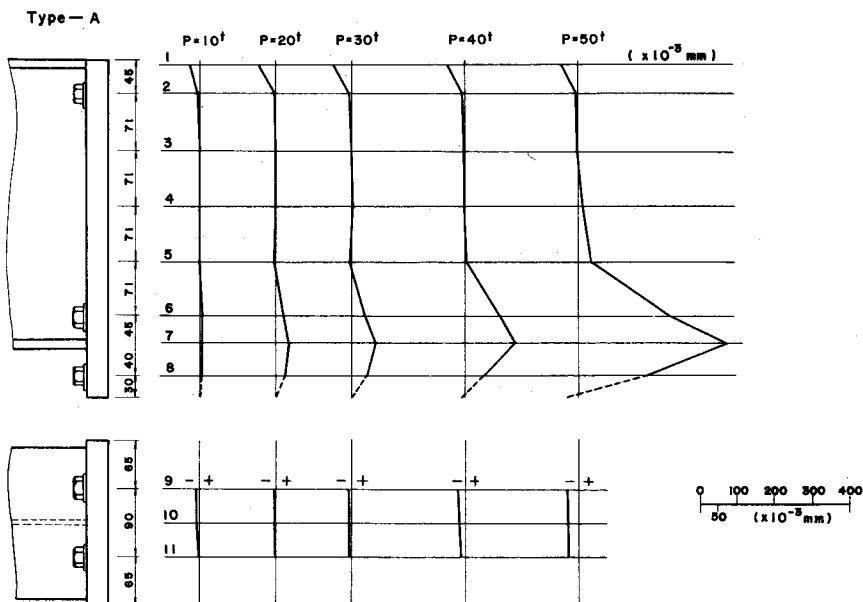


図-6 End plate の開き (Type A)

4. 理論解析上の問題点

上において導いた理論式で数値計算を行なうにあたって種々の問題があるが、その主要なものを挙げ

るとつぎのとおりである。

(1) end plate の有効圧縮面積 A_p : — Douy は end plate の厚さと無関係に、 A_p はボルト穴を内径とし、ワッシャーの外径とボルト・ベッドの平らな面との中央を外径とするシリンダーの面積として取ることを提案しているが、²⁾ A_p の値は end plate の厚さ t によって変化するものと考えの方が妥当であろう。

(2) 桁の付加的回転角 θ : — 式 (11), (12) においては桁ウェブの局所的な応力集中の影響を無視し、end plate は接合部の中立軸を中心として linear に回転するものと仮定し、end plate の圧縮縁のひずみから求めたが、本来は end plate の変形、ボルトの伸び、beam web の応力集中などが影響するものと考えられる。end plate が離間する前 (Q_1 キロ, Q_2 キロ) においてはこの θ は bolt tension, prying force, contact force などの関数として近似的に求められるが、end plate が離間し prying force が働かなくなった場合には θ はもはやこの方法では定められない。式 (12) の意義はこの点にあるのである。

(3) end plate のたわみ変形 : — end plate のたわみ変形量 (δ_1' , δ_2') を正確に求めることは非常に難しい問題であることはまえにも述べた。しかし、式 (10) から明らかにようにボルトの伸び δ_1 , δ_2 はその精度に大きく左右される。したがって、 δ_1' , δ_2' を求める際の end plate の境界条件、prying force の作用点、end plate 圧縮側の圧縮応力分布などの仮定のしかたによって解析結果は大きな影響をうける。本理論では end plate のたわみを求めるのに図-3 のような仮定の2つの梁を考え、板の捩りモーメントの影響を無視した。

(4) prying force の作用点 : — Type-A における上側ボルトふきんの end plate 端部に作用すると考えられる prying force は桁高方向に不規則に分布し、しかも荷重の変化とともにその分布形状、作用位置も変化しているようである。したがって、この prying force をいかに仮定すべきかはむづかしい問題である。筆者等は、さきに述べたごとく、この prying force は比較的小さいであろうと (実験結果より) 予想し、無視してもさしつかえないのではないかと考えている。一方、Type-A の突出部先端に作用する prying force は幅方向に一様に分布する線荷重と考えてよいであろう。

(5) end plate の有効幅 b' : — さきにも述べたとおり、圧縮側 end plate 内に作用する圧縮応力分布は一様に分布するとは考えられない。したがって、有効幅の概念を導入するのが妥当であろう。しかしながら、これをいかにとりあつかうべきであるかは今のところ不明である。

5. む す び

以上曲げを受ける場合の Tension-Type Joint の力学性状の概略を理論と実験との両面より述べたが、ここに示した解析法を実際設計に適用する場合はなお多くの問題点を含んでいる。しかし、本理論はおおよそそのボルト張力と離間荷重を予想する程度ならば十分設計に適用できよう。ただ、その場合の精度は A_p のとり方、prying forces の作用点、その他の仮定などにより左右される。これらについては現在検討中であって、実験結果と計算値を try and error に対比して最も実状に近い諸条件をみつだけそうと試みている。この結果は講演当日発表する予定である。

なお、今後の課題として疲労の問題があるが、これについても静的な問題を解決しだい明らかにする

予定である。

記 号

A_b	=	ボルトの有効断面積
A_P	=	end plate のボルト 1 本当りの有効圧縮面積
b	=	end plate の幅
b'	=	end plate の有効幅
C_1, C_2	=	接合面内の接触圧 (contact forces)
C_1, C_2	=	ボルトの位置を表わす常数 (図-2 (a))
d_1, d_2	=	引張側ボルトの圧縮縁からの距離 (図-2 (a))
e, e_1, e_2	=	ボルトの位置を表わす常数 (図-2 (a))
h	=	桁高
h_1, h_2	=	中立軸よりボルトの中心に至る距離 (図-2 (a))
h_3	=	中立軸より prying force Q_2 の作用点までの距離 (図-2 (b))
I_j	=	接合部の断面 2 次モーメント
I_x, I_y	=	end plate の変形量を求める場合の断面 2 次モーメント (図-3)
k_1, k_2	=	end plate の荷重分配係数
ℓ_b	=	ボルトの grip length
ℓ_x, ℓ_y	=	end plate の荷重分配係数を算定する場合の仮想スパン (図-3)
L	=	桁のスパン
M	=	継手に作用する曲げモーメント
M_3	=	end plate の離間モーメント
Q_1, Q_2	=	prying forces
r_b	=	ボルトの伸縮剛性 ($= EA_b / \ell_b$)
r_P	=	end plate の伸縮剛性 ($= EA_P / t$)
t	=	end plate の厚さ
u_1, u_2	=	桁ウェブの回転による水平変位 (図-2 (c), (d))
y_0	=	圧縮縁から接合部の中立軸までの距離
Δy	=	桁の付加たわみ
ξ, η	=	end plate に作用する力の座標 (図-3)
δ_c	=	圧縮縁における圧縮応力 ($= My \cdot / I_j$)
θ	=	桁ウェブの付加的回転角

参考文献

- 1) R.T. Douty and W. Mc Guire : "High Strength Bolted Connections with Applications to Plastic Design", IABSE 7th Congress, Reports No. II 3, pp.565~576, Aug., 1964.
- 2) R.T. Douty and W. Mc Guire : "High Strength Bolted Moment Connections", Proc. of ASCE, pp.101~128, April, 1965.
- 3) O. Steinhardt and K. Möhler : "Versuche zur Anwendung Vorgespannter Schrauben in Stahlbau", Berichte des Deutschen Ausschusses für Stahlbau, Heft 24, 1962.
- 4) W. Wolf : "Neuere Erfahrungen mit Verbindungen mittels", Veröffentlichungen des Deutschen Stahlbau - Verbandes, Heft 15, Nr. 4, pp46~65, Okt., 1961.
- 5) 小西一郎 : 最近の鋼構造の継手、土木学会夏期講習会テキスト「構造工学における最近の諸問題」 pp148~152, 昭和40年8月。