

# 高力ボルト引張接合・長締め形式における ばねモデルによるボルト付加軸力

## ADDITIONAL BOLT AXIAL FORCE IN LONG BOLT TENSION-TYPE CONNECTIONS BY A SPRING-MODEL

西脇威夫\*・黒田充紀\*\*・増田陳紀\*\*\*・鈴木康弘\*\*\*\*

By Takeo NISHIWAKI, Mitsutoshi KURODA, Nobutoshi MASUDA and Yasuhiro SUZUKI

A calculation method of additional bolt axial force in long bolt tension-type connections by a spring model is investigated. The spring model is very useful in design use because of its simplicity. The estimation method of the spring stiffness of the model is established by the parametric analysis using finite element method. Fig. 12 or Eq. (7) gives the key value  $C_R$  being a multiplier of  $K_{RIB}$ .

*Keywords: high-strength bolt, additional bolt axial force, tension bolt, parametric analysis*

### 1. はじめに

現行の道路橋示方書<sup>1)</sup>においては、高力ボルト引張接合を採用するにあたり、ボルトの許容応力度、締付け力、継手部の剛性、応力状態などを十分に検討することが求められており、接合部の詳細構造を決めることができる具体的な規定などは示していない。しかし、この接合法はすでに土木構造物や建築構造物にも用いられており<sup>2)</sup>、おのおのの施工に先立ってそれらの構造物あるいは構造部分の安全性はそれぞれ確認されてきた<sup>2)</sup>。この形式の接合法が、たとえば吊橋や斜張橋の主塔ブロック間の接合、あるいは鋼橋脚のブロック間の接合などに用いられれば、

- ① 現場溶接に比べて施工期間が短縮されるとともに施工が容易である。
- ② 摩擦ボルト接合に比べて所要ボルト本数が減少するとともに、添接板などが外面に露出しないので美

\* 正会員 工博 武蔵工業大学教授 工学部土木工学科  
(〒158 世田谷区玉堤 1-28-1)

\*\* 学生会員 工修 武蔵工業大学大学院博士後期課程  
(同上)

\*\*\* 正会員 工博 武蔵工業大学助教授 工学部土木工学科  
(同上)

\*\*\*\* 正会員 工博 櫻田機械工業株式会社常務取締役  
(〒272 市川市二俣新町 21)

観上好ましい。

などの長所をこの接合形式はもっている。このような引張接合の一形式である長締め形式について、著者らは系統的に実験的研究を継続実施しており、その結果の一部はすでに発表した<sup>3)~7)</sup>。

高力ボルト引張接合の設計にあたっては、道路橋示方書に示される前記の各事項に配慮することが必要である。引張接合における最も重要な力学的挙動の1つは、ボルト軸方向に作用する引張荷重によりボルト軸力がボルト初期軸力より増大することである。このボルト軸力の増加量をボルト付加軸力とよぶ。スプリット・ティー接合のような短締め形式では、この作用によりボルト付加軸力が生ずる。長締め形式の場合にはこの作用の影響は微小であり、ボルト付加軸力は接合部の伸び変形に伴って生じ、ある荷重において接触面の完全な離間が起こる。この完全離間が起こる荷重よりも小さい荷重領域で生ずるボルト付加軸力は、ボルト、母材、リブプレートなどの接合部要素の長さや断面積などによってその大きさが変化する。本論は、このような長締め形式におけるボルト付加軸力の大きさの推定方法を検討したものである。

文献8)では接合部をばねモデルに置換して荷重によって生ずるボルト付加軸力を推定することを提案している。このばねモデルは簡明であり、実用的であると考

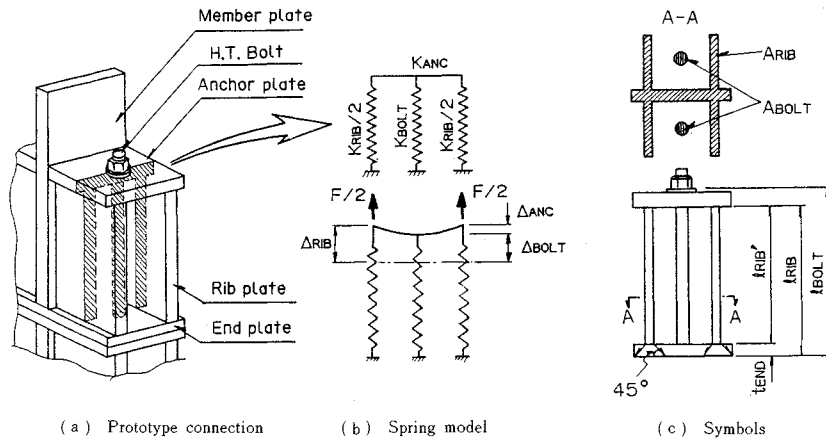


Fig.1 Modeling a connection by Spring model.

えられるが、著者らの研究結果によると実測値とばねモデルによる計算結果は必ずしも一致しないことが明らかとなった<sup>3)-7)</sup>。本論においては、文献8)に示されたばねモデルを用いてボルト付加軸力を計算するために、実際の接合部要素の剛性をばね定数に換算する方法を検討した。すなわち、有限要素法により接合部の変形挙動をパラメトリックに検討し、その結果に基づいてばねモデルによるボルト付加軸力推定式をより簡潔にするのと同時にばね定数の求め方を明示した。

2. ばねモデル

(1) ばねモデルによるボルト付加軸力係数

Fig.1 (a) に示す高力ボルト引張接合・長締め形式のボルト付加軸力  $B_A = \alpha F$  を推定するために、図中の斜線で示した断面における変形の適合を考慮して接合部を Fig.1 (b) に示すばねモデルに置換する。ここで、 $B_A$  は荷重によるボルト付加軸力、 $F$  は荷重(引張を正)、 $\alpha$  はボルト付加軸力係数を表わす。 $\alpha$  は Fig.1 (b) に示すようなばねの変形の適合条件から式(1)のように表現できる<sup>8)</sup>。

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{K_{RIB}}{K_{BOLT}} + \frac{K_{RIB}}{K_{ANC}}} \dots \dots \dots (1)$$

ここに、 $K_{BOLT}$ ：ボルトの伸び剛性

$$K_{BOLT} = E \cdot A_{BOLT} / l_{BOLT}$$

$K_{RIB}$ ：リブプレートおよび母材の伸び剛性

$K_{ANC}$ ：アンカープレートのボルト孔部のたわみ剛性

$E$ ：ヤング係数

$A_{BOLT}$ ：ボルトの断面積の和

$l_{BOLT}$ ：ボルトの有効長(ナット内側長, Fig.1

(c))

(2) ばねモデルに用いるばね定数決定法の問題点

a)  $K_{ANC}$  の求め方について

文献8)においては、アンカープレートをボルト孔部に集中荷重を受ける支点変位のない3辺支持板として  $K_{ANC}$  を近似的に求める方法と、試験体のボルト孔部に荷重を載荷して測定によって  $K_{ANC}$  を求めた例が示されている。しかし、これらは解析的、実験的という方法の差はあるが、集中荷重を受ける3辺支持板としての変形様式のみに対応するばね定数を求めており、支持する3辺の変位による変形様式がばね定数の計算値に考慮されない。著者らは、有限要素法によってアンカープレートを1辺固定、2辺弾性支持の有孔板として、孔周部に荷重を載荷させ、荷重と求められたたわみとの比から  $K_{ANC}$  を計算した。それを式(1)に代入して  $\alpha$  の推定を試みたが、実験値とは必ずしも一致しなかった<sup>4)-7)</sup>。アンカープレートに対して集中荷重を受ける3辺支持板としての変形様式のみしか考えないという点では、この変形様式を正確に求めても接合部の変形様式を十分考慮したことにはならない。

b)  $K_{RIB}$  の求め方について

文献8)では、式(1)を用いてボルト付加軸力の実験値から  $K_{RIB}$  を逆算し、接合部断面に生ずる応力分布測定結果から判断される有効断面積のほぼ1.25倍にあたる面積値を用いて  $K_{RIB}$  を求めることを提案している。著者らが用いてきた試験体の場合は応力分布測定結果 (Fig.4) から判断して母材およびリブプレートの全断面積、すなわち  $(A_M + A_R)$  が応力伝達に関して有効であると判断できるので、文献8)に従えば1.25  $(A_M + A_R)$  が  $K_{RIB}$  に寄与する断面積であるとみなし得る。このような1.25を導入して文献3)において  $\alpha$  の計算を実行した。これは実験結果と比較的良好一致を示したが、この接合部有効断面積の割増し係数値の物理的な意味は不

Table 1  $\alpha$  values obtained by experiments and calculations.

Names	Specimens								$\alpha$			
	Dimensions*(mm)								Experiment	Calculation		
	R <sub>BOLT</sub>	R <sub>RIB</sub>	t <sub>ANC</sub>	t <sub>END</sub>	t <sub>RIB</sub>	B <sub>RIB</sub>	L	R <sub>0</sub> (kN)		Finishing Surface Flatness	Spring M	FEM
C-NS-87									33( $\mu$ m)	0.042	0.056	0.043
C-20-85									87	0.043		
C-45-85					10	90			64	0.046		
C-60-87									778	0.043		
C-NF-87	254	206	25	19			100	143	-	0.086		
D-NS-87									35	0.028	0.035	0.026
D-20-85									76	0.036		
D-30-85					25	75			76	0.029		
D-65-87									76	0.032		
D-NF-87									547	0.069		

\*Refer to Fig.1(c) and Fig.5

High-strength bolts:F10T,M20

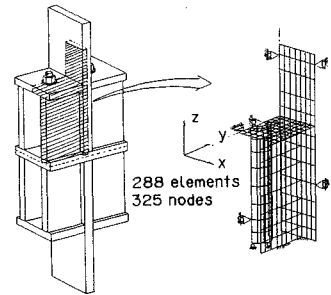


Fig.2 Finite element model.

明確であった。したがって、文献8)で用いられた試験体、あるいは文献3)で著者らが用いた試験体以外の各部の寸法を用いた場合1.25が妥当か否かが不明である。Fig.1(a)に示す接合部をFig.1(b)にモデル化するにあたり1.25という定数の役割は明確にされるべきであり、その数値と接合部構造各部の剛性との関係も明らかにされるべきである。

(3) 実測値との比較

文献6)および7)に示したボルト付加軸力係数 $\alpha$ の実験値、ばねモデルによる計算値、および3.で示すFEM解析による値をTable 1に示す。試験体はSM41を用いて、Fig.1(a)に示す構造に製作した。各部の寸法の記号はFig.1(c)およびFig.5に示す。 $B_0$ はボルト初期軸力を示し、F10T、M20ボルトの最小引張強さ<sup>11)</sup>の60%である。表中の $\alpha$ の実験値は、荷重の大きさがボルト初期軸力に対して50%までの範囲の測定値を最小二乗法によって2次式に近似し、その結果の一次項の係数である。ばねモデルによる $\alpha$ の値を求めるにあたっては、 $K_{ANC}$ は2.(2)a)に述べた有限要素法による方法によって求めた。 $K_{RIB}$ は次式によって求めた。

$$K_{RIB} = E \cdot A_{RIB} / l_{RIB} \dots \dots \dots (2)$$

ここに、 $A_{RIB}$ : リブプレートと母材の有効断面積

$$A_{RIB} = A_R + A_M$$

$A_R$ : リブプレートだけの断面積

$A_M$ : 母材の断面積

$l_{RIB}$ : リブプレート有効長 (Fig.1(c))

$$l_{RIB} = l_{RIB} + t_{END}$$

$l_{RIB}$ : リブプレート長さ (Fig.1(c))

$t_{END}$ : エンドプレート板厚 (Fig.1(c))

$A_{RIB}$ には2.(2)b)で述べた係数1.25は導入していない。C-NS-87とD-NS-87と名付けてある試験体は接触面をもたない一体式の試験体である。C-NF-87、D-NF-87は2枚のエンドプレートを持ち、それらは継手面としての接触面を有しているが、接触面を平滑にするための切削加工などの処理を全く施しておらず、それらの平面度<sup>10)</sup>はTable 1に示すように500~800 $\mu$ m程度

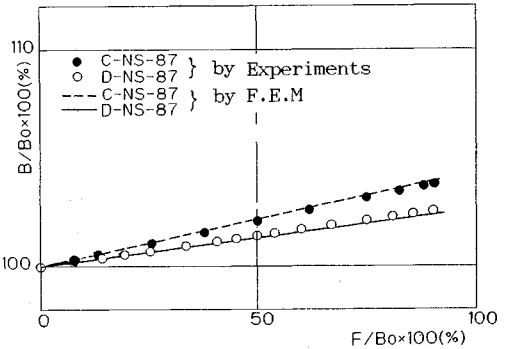


Fig.3 Relationships between external force and bolt axial force (F: External force, B: Bolt axial force,  $B_0$ : Initial bolt axial force).

である。上記以外の試験体は接触面に切削加工を施し、加工後の接触面のそれぞれの平面度<sup>10)</sup>は100 $\mu$ m以下となっている。接触面が完全に接触しているとみなすことができる試験体C-NS-87とD-NS-87から得られた $\alpha$ の実験値に比べて、ばねモデルによって計算された $\alpha$ の値は約1.3倍大である。

3. 有限要素法による解析

(1) 接合部のモデル化

数値解析を行うための接合部の有限要素モデルをFig.2に示す。使用要素は文献9)による1節点6自由度、計18自由度を有する三角形要素およびそれらを4つ組み合わせた四角形要素である。接合部の対称性を考慮して数値解析の対象として接合部の1/8の部分要素分割した。ボルトは実際のそれと伸び剛性を一致させた円筒でモデル化した。リブプレートおよび母材のエンドプレート側における境界条件は全自由度拘束としている。C-NS-87、D-NS-87試験体のエンドプレートに対する母材およびリブプレートの接合状態はエンドプレートの厚さおよび試験体の対称性からこの理想的境界条件に近いと思われる。

(2) 解析値と実測値

Fig.3は荷重-ボルト軸力関係である。 $B$ はボルト軸

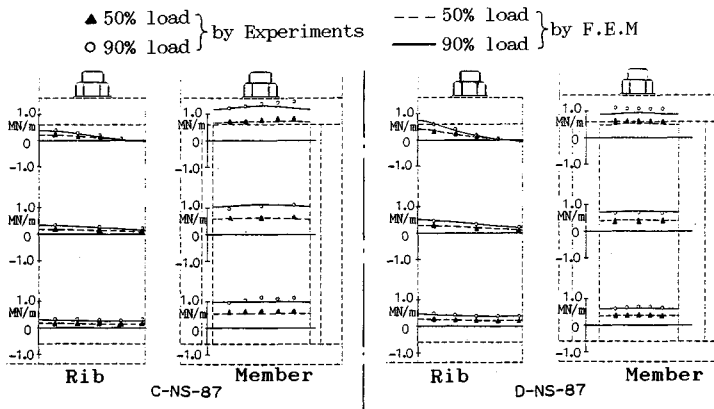


Fig. 4 Axial force per unit width due to external force obtained by FEM and experiments.

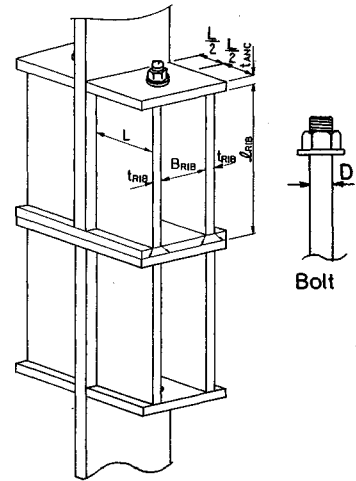


Fig.5 Symbols.

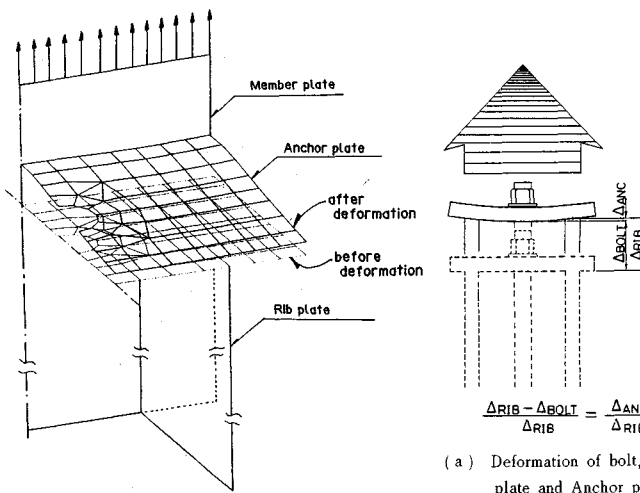


Fig. 6 Displacement of Anchor plate by FEM.

$$\phi = t_{ANC} / B_{RIB}, \quad s = L / B_{RIB}, \quad r = 2 r_{RIB} / L$$

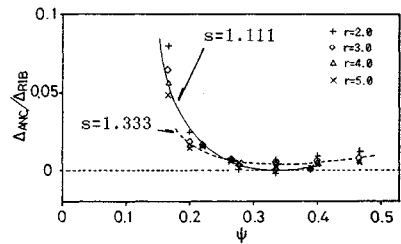


Fig.7 Deformation of Anchor plate.

力を表わし、 $B = B_0 + B_A$ である。 $\alpha$ の解析値(モデル化したボルトである円筒部の拘束点に生ずる反力を荷重で除したもの)と実験値を直線近似した場合の係数の比はC-NS-87の場合で1.02、D-NS-87の場合で0.93である。測定値の精度に配慮すれば、有限要素法による数値計算により上記試験体の $\alpha$ を求め得たとみなすことができる。

Fig. 4は引張荷重によって生ずる母材およびリブプレートの単位幅当たりの軸力分布の変化を示している。実測値の精度などを考え合わせると、本解析モデルにより接合部の挙動を解析できるとみなしても大過はないと思われる。

(3) 形状パラメーターの定義

異なった寸法をもつ接合部の挙動を検討するために形状パラメーターを以下のように定義する。

$$r = t_{RIB} / L, \quad \eta = t_{ANC} / L, \quad \omega = t_{RIB} / L, \\ \phi = t_{ANC} / B_{RIB}, \quad s = L / B_{RIB}, \quad \psi = t_{RIB} / B_{RIB}$$

ここで、Fig. 5に示すように $L$ はリブプレートの母材からの突出幅、 $B_{RIB}$ はリブプレートの純間隔、 $t_{RIB}$ はリブプレートの板厚、 $t_{ANC}$ はアンカープレートの板厚をそれぞれ表わす。さらに、 $D$ によりボルト径を示し、ここでは、 $L = 5.0 D$ として数値計算を行い、他の $L/D$ については数値計算を行っていない。ボルトの位置はFig. 5に示すように $L/2$ の位置とした。

4. ボルト付加軸力係数の推定式

既述のボルト付加軸力を求めるための式(1)は簡明であり、それにより精度良くボルト付加軸力を求められるならば同式の実用的価値は大きい。しかし、ばね剛性をすでに述べたように求めて式(1)を用いる場合には

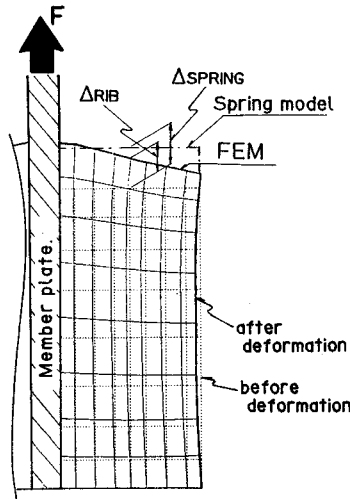


Fig. 8 Deformation of Rib plate by Spring model and FEM.

必ずしも正しくボルト付加軸力が求められることを2. で述べた。そこで、3. に述べた数値計算の結果を用いてより簡単に精度良くボルト付加軸力が求められるように式(1)を修正する。

(1)  $K_{RIB}/K_{ANC}$  の数値について

引張荷重によるアンカープレートの変形の解析結果の例を Fig. 6 に示す。2. (1) で示したようにばねモデルはボルト軸を含み母材に平行な断面 (Fig. 1 (a)) の変位の適合によって構成されているのであるから、この断面におけるアンカープレートのたわみ量  $\Delta_{ANC}$  とリブプレートの変形量  $\Delta_{RIB}$  (Fig. 1 (b) および Fig. 7 (a) 参照) が正しく求められるように  $K_{ANC}$  および  $K_{RIB}$  を求めなければならない。

解析によって得られたパラメーター  $\psi - \Delta_{ANC}/\Delta_{RIB}$  関係を Fig. 7 (b) に示す。Fig. 7 (b) によれば  $\psi$  が大きくなると、すなわちアンカープレートの純支間長に対する板厚が大きくなると  $\Delta_{ANC}/\Delta_{RIB}$  は、零に収束することが期待できる。

アンカープレートは高力ボルトの反力を直接受けるので、ボルト初期軸力導入時にアンカープレートの応力度は大きくなり、荷重の載荷によってボルト付加軸力分だけ増大する。Table 1 に示した C-系列の試験体の場合には、アンカープレートのボルト孔近くの表面の応力度はほぼ公称降伏応力に達することが実験および数値計算によって確認された。この試験体の場合には  $\psi = 0.28$  である。このことから実用的には  $\psi = 0.2$  程度を下回るような薄い板が用いられることは考えにくい。そこで、引張荷重による  $\Delta_{ANC}/\Delta_{RIB}$  はほぼ零であると考えてよく、この挙動は  $K_{RIB}/K_{ANC} \approx 0$  とすることによって、ば

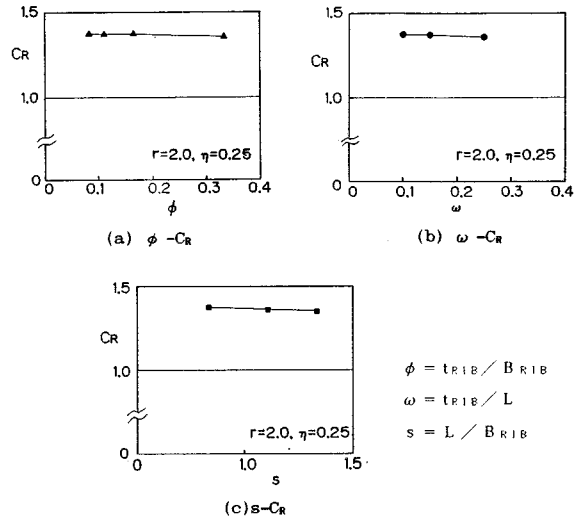


Fig. 9 Relationships between geometrical parameters  $\phi$ ,  $\omega$ ,  $s$  and  $C_R$ .

ねモデルに導入することができる。

(2) 接合部伸剛性修正係数の導入

a) リブプレートの変形特性とばねモデル

Fig. 8 は 3. による有限要素解析によるリブプレートの変形の解析例である。リブプレートのボルト軸方向の変形量はリブプレートの幅方向に一樣ではない。図中に示した  $\Delta_{RIB}$  は有限要素解析によって得られたボルト軸を含み母材面に平行な面内のリブプレートの伸び変形量である。 $\Delta_{SPRING}$  はリブプレートおよび母材が一樣に伸びたと考えた場合の伸び量である。Fig. 1 のようにモデル化する場合の  $\Delta_{RIB}$  は、ここに示した  $\Delta_{RIB}$  であるべきである。一方、式(2)に示す  $K_{RIB}$  は母材およびリブプレートが一樣に変形する場合の剛性値であり、この剛性値に対応する変形量が  $\Delta_{SPRING}$  である。

b) 接合部伸び剛性修正係数  $C_R$

前項で、接合部が一樣に伸びると仮定した場合のボルト軸線上のリブプレートの伸び量と実際の伸び量に差があることを示した。この相違を式(1)に導入するために接合部伸び剛性に対して修正係数  $C_R$  を導入する。すなわち、

$$K_{RIB}^* = C_R \cdot K_{RIB} \dots \dots \dots (3)$$

ここで、 $K_{RIB}^*$  は修正接合部伸び剛性であり、 $K_{RIB}$  は式(2)ですでに定義したものである。荷重  $F$  が接合部断面に作用したとすれば、 $K_{RIB}$  および  $K_{RIB}^*$  は次のように記述できる。

$$K_{RIB} = F / \Delta_{SPRING} \dots \dots \dots (4)$$

$$K_{RIB}^* = F / \Delta_{RIB} \dots \dots \dots (5)$$

式(3)、(4)および(5)より  $C_R$  は次式によって求められる。

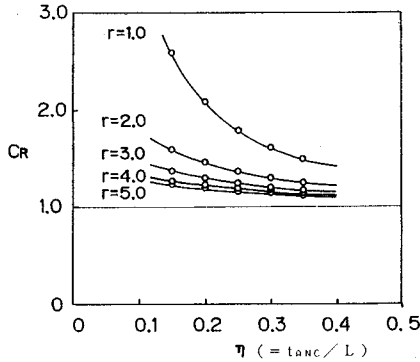


Fig. 10 Relationships between  $\eta$  and  $C_R$ .

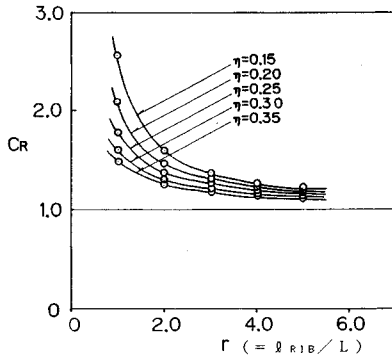


Fig. 11 Relationships between  $r$  and  $C_R$ .

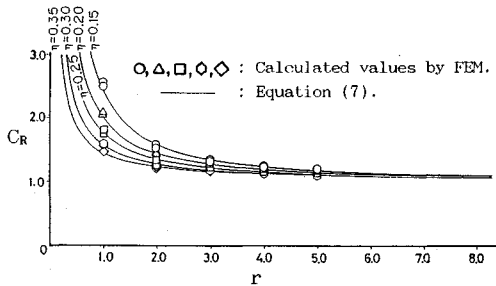


Fig. 12 Fitting between  $r$ - $C_R$  relations and hyperbola groups.

$$C_R = \frac{K_{RIB}^*}{K_{RIB}} = \frac{\Delta_{SPRING}}{\Delta_{RIB}} \dots\dots\dots (6)$$

2. (2) b) で述べた文献 8) に示されていた係数 1.25 はここに示す  $C_R$  の一組の構造寸法に対する数値を意味していたと考えられる。

$r$  および  $\eta$  を一定として  $\phi$ ,  $\omega$ ,  $s$  を変化させ、 $C_R$  とそれらとの関係を検討した結果を Fig. 9 (a), (b), (c) に示す。これらの結果から  $C_R$  は  $\phi$ ,  $\omega$ ,  $s$  などのパラメーターとはほとんど独立であると考えてよい。

Fig. 10 に  $\eta$  と  $C_R$  の関係を示す。アンカープレートのリブプレート幅に対する相対厚さが増すと  $C_R$  は 1.0 に近づいてゆき、アンカープレートの剛性が無限大となっ

Table 2  $\alpha$  values obtained by experiments and by the modified spring model.

Specimens	$\alpha$	
	Experiment	Modified Spring M.
C-NS-87	0.042	0.043
C-20-85	0.043	
C-45-85	0.046	
C-60-87	0.043	
C-NF-87	0.086	
D-NS-87	0.028	0.026
D-20-85	0.036	
D-30-85	0.029	
D-65-87	0.032	
D-NF-87	0.069	

た場合リブプレートの変形は一樣になることを示している。Fig. 11 は  $r$  と  $C_R$  の関係を示している。 $r$  が大きくなると  $C_R$  は 1.0 に近づく。

c)  $r$ - $C_R$  関係の曲線への当てはめ

Fig. 11 に示した  $r$ - $C_R$  関係が示す主な特性は、①  $C_R$  は  $r$  が小さい領域で急激に大きくなる、②  $r$  が大きくなると 1.0 に漸近する、の 2 点である。これらの特性を表現し、かつ比較的簡単な関数の 1 つは次式で示される双曲関数である。

$$C_R = \frac{1}{a \cdot r^b} + 1 \dots\dots\dots (7 \cdot a)$$

ここで、係数  $a$ ,  $b$  は  $\eta$  の関数とし、これらを 2 次関数で表現した。最小二乗法によってこれらの 2 次関数の係数を求めると以下ようになる。

$$a = c + d \cdot \eta + e \cdot \eta^2 \dots\dots\dots (7 \cdot b)$$

$$c = 1.17 \times 10^{-2}, d = 3.09, e = 8.52$$

$$b = f + g \cdot \eta + h \cdot \eta^2 \dots\dots\dots (7 \cdot c)$$

$$f = 1.73, g = -3.92, h = 4.43$$

式 (7・a~c) で与えられる関数を Fig. 12 に示した。

### 5. 修正ボルト付加軸力係数によるボルト付加軸力の推定

①  $K_{RIB}/K_{ANC}$  を零とし、②  $K_{RIB}$  を  $K_{RIB}^*$  に書き換える、と式 (1) で示されたばねモデルは次式のように修正される。

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{K_{RIB}^*}{K_{BOLT}}} \dots\dots\dots (8)$$

式 (8) を修正ボルト付加軸力係数  $\alpha$  と定義し、式 (8) による  $\alpha$  と  $\alpha$  の実験値を Table 2 に示す。 $C_R$  の数値は式 (7) を用いて求めた。接触面をもたない試験体の  $\alpha$  の実測値に対する  $\alpha$  の計算値の誤差は、D-NS-87 の場合で 7%、C-NS-87 の場合で 2% であり、計算により  $\alpha$  の値を推定できることを示している。接触面をもち切

削加工を施した試験体の  $\alpha$  に対しては、誤差はこれよりも大きくなる場合がある。これは荷重载荷によって接触面間に局所的な離間が生じ、それによってボルト付加軸力がさらに増大したためである<sup>6),7)</sup>。この局所的離間によるボルト付加軸力の増加量をどのようにばねモデルに取り入れるかは、残された問題であるといえるが、むしろ設計の観点からは離間の影響がボルト付加軸力にほとんど影響を及ぼさないような寸法によって設計を行うことが望ましい。

## 6. ま と め

本論は高力ボルト引張接合・長締め形式のボルト付加軸力はばねモデルを用いて求められることを述べたものである。文献8)で提案されたばねモデルによるボルト付加軸力係数  $\alpha$  は、本論に述べた修正を施すことによって実際のボルト付加軸力を求め得る係数となることを示した。得られた主な結論を以下に示す。

(1) 文献8)で示されたばねモデルによるボルト付加軸力係数  $\alpha$  の修正は次に示すとおりである。

a)  $\Delta_{ANC}/\Delta_{RIB}$  は零であると考えても工学的に問題はない。したがって、リブプレートの伸び剛性とアンカープレートのたわみ剛性の比は零であると考えて計算することができる。

b) リブプレート伸び変形量はアンカープレートとリブプレート剛性に影響される。この特性を修正係数  $C_R$  を導入することによってばねモデルに取り入れることができる。

c) 文献8)において式(1)によって与えられたボルト付加軸力係数は a), b) により式(8)で与えることができる。

(2) 2. (2) b) で述べた文献8)に示されていた接合部有効断面積の割増し係数1.25は  $C_R$  の  $r$  および  $\eta$  のある組合せに対応する数値である。

(3)  $C_R$  は接合部の各部の寸法によって Fig. 12 から読み取りによるか、あるいは式(7)によって求められる。

本論においては Fig. 1 に示したような、母材に対して対称にボルトが配置された接合部についてボルト付加軸力係数式の修正法を述べた。しかし、ボルトが母材の片側のみに取り付けられるような形式の接合部、また母材の幅がリブプレートの間隔に比べて大きい接合部についても、それらに対する修正法を求めることが必要である。また、接触面の離間が接合部の拳動に及ぼす効果も、接合部の極限状態を明らかにするためには重要な事項である。

本論をまとめるにあたり、武蔵工業大学土木工学科 皆川 勝講師より有益な助言を頂いた。ここに記して謝

意を表します。

なお、本論における数値計算はすべて東京大学大型計算機センターの HITAC-M680H/M682H によって行ったことを付記する。

## 記号の説明

本論で用いた主な記号を以下に示す。

$\alpha$ : ボルト付加軸力係数 (式(1), 式(8))

$F$ : 荷重 (引張を正)

$B_A$ : ボルト付加軸力  $B_A = \alpha F$

$B_0$ : ボルト初期軸力

$B$ : ボルト軸力  $B = B_0 + B_A$

$K_{RIB}$ : 式(2)による接合部の伸び剛性

$K_{RIB}^*$ : 修正接合部伸び剛性  $K_{RIB}^* = C_R \cdot K_{RIB}$   
(式(3))

$C_R$ : 接合部伸び剛性修正係数

$K_{BOLT}$ : ボルトの伸び剛性  $K_{BOLT} = E \cdot A_{BOLT} / l_{BOLT}$

$K_{ANC}$ : アンカープレートのボルト孔部のたわみ剛性

$E$ : ヤング係数

$A_{BOLT}$ : ボルトの断面積の総和

$l_{BOLT}$ : ボルトの有効長 (ナット内側長, Fig. 1(c))

$l_{RIB}$ : リブプレート有効長 (Fig. 1(c))

$l_{RIB} = l_{RIB} + t_{END}$

$l_{RIB}$ : リブプレート長さ (Fig. 1(c))

$L$ : リブプレート幅 (Fig. 5)

$B_{RIB}$ : リブプレート内側間隔 (Fig. 5)

$t_{RIB}$ : リブプレート板厚 (Fig. 5)

$t_{END}$ : エンドプレート板厚 (Fig. 1(c))

$t_{ANC}$ : アンカープレート板厚 (Fig. 5)

形状パラメーター:

$r = l_{RIB} / L$ ,  $\eta = t_{ANC} / L$ ,  $\omega = t_{RIB} / L$ ,

$\phi = t_{ANC} / B_{RIB}$ ,  $s = L / B_{RIB}$ ,  $\phi = t_{RIB} / B_{RIB}$

## 参 考 文 献

- 1) 日本道路協会編: 道路橋示方書・I 共通編・II 鋼橋編, 日本道路協会, pp. 152~153, 1980.
- 2) 日本鋼構造協会編: 鋼構造接合資料集一リベット接合・高力ボルト接合一, 技報堂出版, pp. 549~642, 1977.
- 3) Nishiwaki, T., Masuda, N., Minagawa, M. and Suzuki, Y.: High strength bolt joints subjected to cyclic tensile loading, The 1st East Asian Conf. on Structural Engineering and Construction, Vol. 2, pp. 1219~1230, 1986.
- 4) 西脇威夫・増田陳紀・皆川 勝・鈴木康弘: 高力ボルト引張接合・長締め形式に関する研究 (その3), 土木学会第41回年講集 I, pp. 563~564, 1986.
- 5) Nishiwaki, T., Masuda, N., Minagawa, M., Kuroda, M. and Suzuki, Y.: Stress behaviours of tension-type connections by long bolts, The 2nd East Asian Conf. on

- Structural Engineering and Construction, Vol. 2, pp. 1336~1341, 1989.
- 6) 西脇威夫・増田陳紀・皆川 勝・黒田充紀・鈴木康弘：長締めボルト引張接合のボルト軸力，構造工学論文集，Vol. 35A, pp. 991~999, 1989.
  - 7) Nishiwaki, T., Masuda, N., Minagawa, M., Kuroda, M. and Suzuki, Y. : Stress behaviours of tension-type connections by long bolts, Proceedings of international colloquium "Bolted and special structural connections", Vol. 2, pp. 63~70, 1989.
  - 8) 日本鋼構造協会引張ボルト接合班：高力ボルト引張接合について，JSSC, Vol. 3, No. 24, pp. 64~67, 1967.
  - 9) 吉田 裕・雨宮栄一郎・増田陳紀：立体構造解析のための薄板有限要素，土木学会論文報告集，第 211 号，pp. 19~29, 1973.
  - 10) 日本規格協会編：幾何偏差の定義及び表示，JIS B 0621, 1984.
  - 11) 日本規格協会編：摩擦接合用高力ボルト・六角ナット・平座金のセット，JIS B 1186, 1979 (1984).
- (1989. 12. 13・受付)
-