

## 4. ワーキンググループ報告

### 4.1 翻訳グループ

Cable Supported Bridges - Concept and Design by N.J.Gimsing 訳本

[吊形式橋梁]

鋼橋技術研究会示方書研究部会

海外設計基準研究分科会

#### — 概要 —

吊形式橋梁，特に斜張橋の建設は我国はもとより世界においても依然活発であり，また益々長大化の傾向にある。

周知の通り，吊形式橋梁の発展の過程で，構造解析手法の発展は切り離せない関係にある。すなわち，高次不静定構造物の挙動（特性）に対する十分な認識とあわせてその解析手法の整備が設計上欠かせないものとなっている。今日，電子計算機の発展と相俟って解析技術は十分に整備されたといつてよい。そのため，吊形式橋梁固有の解析手法はいずれ不用なものとなると思われる。そのような状況の中で，むしろシンセシス（synthesis），すなわち力学的特徴，施工性などを総合的に考え，吊形式橋梁の形式，構造を決定するトータルなもののみかたが重要になってきている。

そのため，本書では解析よりもシンセシスに力点をおいた内容となっている。本書では，技術者が吊形式橋梁の挙動そのものに十分な認識がもてることを重点において書かれたものである。簡易式が随所に与えられ，これにより力学的挙動に対する洞察力が養えらるとともに，基本設計，計算結果のチェック，構造寸法のチェックに利用できる。また，総合的にみて十分合理的と見なせる構造システムの選定にも役立つものである。計算機主導になりつつある吊形式橋梁の設計の中で，ユニークな本といえる。

以下，簡単に本書の内容を紹介する。

序章では，本書で取り扱われるケーブルシステムが説明される。第1章では，吊形式橋梁の発展が歴史とともに説明される。第2章では，ケーブル単独の性質，防食，静的 動的挙動が説明される。第3章では，吊橋，斜張橋及び両者を複合

した橋梁について、ケーブルシステムを中心にそれぞれの力学特性がわかりやすく説明される。以上の第2, 3章では、挙動を予測する簡易式が与えられるとともに塔を含めた重量の算定式、また最適形状決定が示される。第4章では、補剛桁の曲げ及びねじり変形に対する機能と空力弾性安定が説明される。特に、死荷重時曲げモーメントの分配法と断面決定、架設用計算手法が詳述される。第5章では、種々のタイプの塔について、その機能と力学的挙動が説明される。第6章では、ケーブルのソケットング及び主要部材との定着法が説明される。第7章では、補剛桁とケーブルの架設工法が説明される。

## — — — — 目次 — — — —

## 序章

1. 吊形式橋梁の発展と歴史
2. ケーブル
  - 2.1 ケーブルの基本タイプ
  - 2.2 防食
  - 2.3 機械的性質
  - 2.4 単一ケーブルの変形特性
  - 2.5 単一ケーブルの動的挙動
  - 2.6 ケーブルの曲げ
3. ケーブルシステム
  - 3.1 吊システム
  - 3.2 ファンシステム
  - 3.3 ハープシステム
  - 3.4 複合吊形式システム
  - 3.5 ケーブルネットシステム
  - 3.6 多径間ケーブルシステム
  - 3.7 水平荷重を受けるケーブルシステム
  - 3.8 ケーブルシステムの振動
4. 補剛桁
  - 4.1 補剛桁の挙動
  - 4.2 支持条件
  - 4.3 死荷重モーメントの分配
  - 4.4 断面形状
  - 4.5 補剛桁の空力弾性特性

- 5. 塔
- 6. ケーブルの定着と連結
  - 6.1 単一ストランドの定着
  - 6.2 マルチストランドケーブルの定着
  - 6.3 ケーブルと補剛桁の連結
  - 6.4 主ケーブルとハンガーの連結
  - 6.5 ケーブルと塔の連結
  - 6.6 ケーブルとアンカーブロックの連結
- 7. 架設
  - 参考文献
  - 索引

## 4. 2 継手・疲労グループ

### 高力ボルト引張接合に関する各国の基準・設計式の調査

#### 4. 2. 1 まえがき

高力ボルト引張接合はボルト軸方向に力を伝達する形式の接合方法であり、材片間に強い締め付け力を加えて大きな圧縮力を生じさせ、ボルト軸方向に作用する引張外力がこれと打ち消し合う形で応力を伝達するものである。高力ボルトの高強度である特性をいかしたもので、接合部分が小さくてすむこと、剛接合として取り扱えること、作用外力によるボルト軸力の変動が小さいため疲労にも強いこと、などで有利とされる引張接合は、我が国では建築分野で過去20数余年の実績があり、鉄骨建築の梁-柱接合部、鋼管のフランジ継手、部材支承部の取り付けなどに用いられている。しかし、継手部の剛性や継手部材片に生じる応力状態などが継手部の構造によって著しく異なることなどから、鋼橋では一般的な設計基準を示すまでには至っていない。

鋼橋での引張接合の実施例についてみると、海外には橋梁の一次部材に適用した事例が多くあるが、我が国では、アンカーフレームや支承の取り付け、ラーメン隅角部などに実施例をみるのみで、まだまだ適用の機会は少ないようである。しかし付属物や架設治具、また近年では維持管理・増設補強に関連した使用例もあり、これからの発展が期待される場所であるともいえよう。

継手・疲労グループでは、この高力ボルト引張接合をテーマに選び、各国基準の調査、使用例や設計式の調査などを行なった。各国基準の調査に関しては、日米独英の最近の基準を中心に、文献等も参照して、引張接合の主要項目（許容応力度、テコ反力など）について比較整理し、多少の考察を加えた。各種設計式については、近年新たな設計式の提案がなされていなかったもので、引張接合の実施例とともに、文献を中心に調査を行なった。また、引張接合の基本項目に関して各国の基準を調査してみると、最も細部にわたった規定がなされているのはAASHTOであり、その表現から積極的に引張接合の採用を推奨していることが伺えるのも、その特徴であることがわかったので、規定の背景や運用を考えるうえで参考になる書籍の全訳を行った。

この報告書は、これら活動成果をとりまとめたものであるが、比較考察等はごく一部にとどまっている。研究すべき項目はまだまだ多いが、この報告書がいくらかでも役立つことがあれば幸いである。

#### 4. 2. 2 各国基準における主要項目の比較

ここでは引張接合に関する各国の基準をとりあげ、主要項目別に比較整理し、多少の考察を加えた。

対象とした基準類は、次のとおりである。

- 〔日 本〕 日本建築学会：鋼構造設計基準  
高力ボルト接合設計施工指針、1983
- 〔アメリカ〕 A I S C : Structural Joints Using ASTM A325 or A490 Bolts ,1980  
A I S C : Manual of Steel Connection,Part4 Connections,Hanger  
Type Connections (Fsaleners loaded in Tension)  
7th ed., 1970  
A A S H T O : Standard Specifications for Highway Bridges ,1983
- 〔イギリス〕 B S I : B S 4 6 0 4、P a r t 1  
The Use of High Strength Friction Grip Bolts  
in Structure Steelwork,Part1、1970  
B S I : B S 5 4 0 0、P a r t 3  
Code of Practice for Design of Steel Bridges、1982.4  
B S I : B A 5 4 0 0、P a r t 1 0  
Cord of Practice for Fatigue、1980
- 〔西ドイツ〕 D I N : D I N 1 8 8 0 0 T e i l 1  
Stahlbauten ; Bemessung und Konstruktion、1981  
D I N : D I N 1 8 8 0 9 ; Stählerne Straßen und Wegbrücken、  
1989  
D A S : D A S t - R i c h t l i n i e 0 1 0、1974.1

上記以外で、部分的に参照しているものは、巻末の参考文献に示した。

#### 4. 2. 2. 1 引張接合で許容される高力ボルトの種類

高力ボルトを用いた引張接合として、設計で用いることが許されている高力ボルトの種類を次表に示す。

ドイツの DIN 18800 Teil 1 では、プレストレスした引張接合は JIS 10T級のみ許容されている。また BS 4604 では、引張接合は JIS 8T級のみ許容されている。

国 別	ボルト鋼種	引張接合の適用の可否
日 本	8 T	○
	10 T	○
	11 T	○
アメリカ	A325 (8T級)	○
	A490(10T級)	○
西ドイツ	10.9(10T級)	○
イギリス	general grade (8T 級)	○
	higher grade(10T級)	×

#### 4. 2. 2. 2 設計ボルト張力

日本と西ドイツでは、設計ボルト張力 ( $B_o$ ) を次のように規定している。

$$\begin{aligned} \text{日 本} & : B_o = 0.85 \cdot b\sigma_y \cdot A_e \text{ (F8T)} \\ & \quad \quad \quad 0.75 \cdot b\sigma_y \cdot A_e \text{ (F10T, F11T)} \\ \text{西ドイツ} & : B_o = 0.72 \cdot b\sigma_y \cdot A_e \end{aligned}$$

一方、アメリカとイギリスの規定では、保証荷重 ( $B_p$ ) を設計の基準にしている。アメリカでは  $B_o = B_p$  としており、イギリスでも general grade bolt および waisted shank の higher grade bolt ではやはり  $B_o = B_p$  としているが、parallel shank の higher grade bolt のみ  $B_o = 0.85 B_p$  としている。

$$\begin{aligned} \text{アメリカ} & : B_p = 0.70 \cdot b\sigma_u \cdot A_e \\ \text{イギリス} & : B_p = 0.70 \cdot b\sigma_u \cdot A_e \end{aligned}$$

ここで、 $b\sigma_y$  = ボルトの最小規定耐力  
 $b\sigma_u$  = ボルトの最小規定引張強さ  
 $A_e$  = ボルトの有効断面積

各国の設計ボルト張力と引張強さの比を下表に整理した。これから我が国で採用されている値は、各国の中間にあることがわかる。

国 別	ボルト鋼種	$\sigma_0 / b\sigma_b$
日 本	8 T	0.68
	10 T	0.67
	11 T	0.65
アメリカ	A325 (8T級)	0.70
	A490(10T級)	"
西ドイツ	10.9(10T級)	0.65
イギリス	general grade (8T 級)	0.70
	higher grade(10T級)	"
	(waisted shank)	
	higher grade(10T級)	0.595
	(parallel shank)	

#### 4. 2. 2. 3 許容応力度

##### (1) ボルト軸方向の応力を伝達する場合（許容引張応力度）

引張接合における許容引張耐力は、各国とも設計ボルト張力（ $B_0$ ）に対して一定の比率をとるように決められているが、各国での許容力の表現は異なっている。日本およびアメリカではボルトの公称断面に対して与え、イギリスやドイツでは設計ボルト張力に対する比率で与えている。以下に、各国の基準を示す。

##### 1) 日本：鋼構造設計基準（高力ボルト接合設計施工指針）

許容引張応力度は下記のように、各呼びに対して一律に与えられている。これらの値は、設計ボルト張力の60%とし数値を丸めた値であるが、これは長期応力に対する値で、短期許容力は設計ボルト張力の90%となる。

F 8 T	:	公称断面に対して	25 kg/mm <sup>2</sup>	(長期荷重時)
F 10 T	:	"	31	( " )
F 11 T	:	"	33	( " )

##### 2) アメリカ

AISCとAASHTOの許容引張応力度を次頁に示す。AASHTOでの規定値はAISCの90%になっている。AISCの基準では、ボルトの許容耐力は0.375 Bu（Bu：ボルトの引張強さ最小規定値）となっており、Buと $B_0$ の関係はボルト径に応じて $Bu = 1.41 \sim 1.58 B_0$ であるから、設計ボルト張力に対しては52～59%の比率になっている。



## 〔AISCの場合〕

ASTM A325 ボルト	：	公称断面に対して	44.0 ksi (30.9 kg/mm <sup>2</sup> )
ASTM A490 ボルト	：	〃	54.0 ksi (38.0 kg/mm <sup>2</sup> )

## 〔AASHTOの場合〕

AASHTO M164 ボルト ( ASTM A325 )	：	公称断面に対して	39.5 ksi (27.8 kg/mm <sup>2</sup> )
AASHTO M253 ボルト ( ASTM A490 )	：	〃	48.5 ksi (34.1 kg/mm <sup>2</sup> )

## 3) イギリス

BS4604, Part1での規定は次のとおりである。

「最大許容引張力は、保証荷重の60%を越えないものとする。」

BS5400, Part3では、許容引張応力を次式で与えている。

$$\sigma_a = \sigma_t / (\gamma_m \cdot \gamma_{f3})$$

ここに、 $\sigma_t = 0.7 \times$  (最小終局引張応力度) あるいは、  
降伏応力度か 0.2%耐力の小さい方の値

$\gamma_m =$  強度に対する部分安全係数 = 1.2

$\gamma_{f3} =$  荷重に対する部分安全係数 = 1.1

## 4) 西ドイツ

DIN 18800 Teil1 では、許容引張応力を次のように規定している。これは、DA St 010の静的荷重が支配的な場合の値と同様である。

$$\begin{aligned} b\sigma_a &= 0.7 \times F_v / A_s \quad (\text{主荷重}) \\ &= 0.8 \times F_v / A_s \quad (\text{従荷重}) \end{aligned}$$

ここに、 $F_v =$  ボルト初張力

DASt 010では、さらに橋梁などの動的荷重が作用する場合は、許容引張耐力を主荷重の場合はボルト初張力の60%に、従荷重の場合はボルト初張力の70%としており、静的荷重が支配的な場合より10%低減している。しかし、DIN 18809では、このような低減規定は見当たらない。

またDIN 18800 Teil1 では、許容引張力を次式で計算するものとしている。

$$B_a = b\sigma_a \cdot A_s, \quad A_s = \pi / 4 \times [(d_2 + d_3) / 2]^2$$

ここに、 $d_2 =$  ねじ部の山径

$d_3 =$  ねじ部の谷径

## (2) ボルト軸方向と直角方向の応力を同時に伝達する場合

せん断力と引張力を同時に受ける場合の許容応力度に関する規定は、各国とも共通した考え方にたっている。つまり、引張応力については一般の許容応力をそのままとり、軸直角方向の応力については、引張外力による材間圧縮力の減少を考慮して、引張外力の大きさに応じて低減した許容せん断応力を与えている。ただし、許容応力式の表現は国によって多少異なっている。以下に各国の規定内容を示す。

## 1) 日本：鋼構造設計基準（高力ボルト接合設計施工指針）

引張外力の影響として下式に定義した  $\sigma_t$  の値を用いて許容応力を計算する。許容引張力はボルト初張力の60%であるので、引張外力が許容引張力に等しくなった時の低減した許容せん断応力は  $f_{st} = 0.4 f_s$  である。

$$f_{st} = f_s (1 - \sigma_t A_b / B_o)$$

ここで、 $f_{st}$  = 低減した許容せん断応力

$f_s$  = 許容せん断応力

$\sigma_t = T_t / n A_b$

$T_t$  = ボルト軸方向外力

$A_b$  = ボルト軸断面積

$n$  = ボルト本数

## 2) アメリカ：AASHTO

AASHTOでは、下式のように、ボルトごとに許容せん断応力の低減式を与えている。この式の  $f_t$  に許容引張応力を代入すると、低減した許容せん断応力は  $f_{st} = 0.37 f_s$  (M164),  $f_{st} = 0.38 f_s$  (M253) となり、ほぼ日本の場合と同じ値になる。

AASHTO M 164 (ASTM A325) ボルトに対して

$$f_{st} = f_s (1 - 1.59 * 10^{-5} f_t)$$

AASHTO M 253 (ASTM A490) ボルトに対して

$$f_{st} = f_s (1 - 1.27 * 10^{-5} f_t)$$

ここに、 $f_t$  = テコ作用も考慮した作用荷重によって生じる引張応力 (psi)

## 3) イギリス

BS4604 Part1では、次式により許容せん断応力を低減する。この式は、引張外力が保証荷重の60%に達した時に  $f_{st} = 0$  とし、引張外力が0の時に  $f_{st} = f_s$  となる直線補間式である。したがって、引張外力が許容引張力に等しくなった時、 $f_{st} = 0$  であるので、日本やアメリカに比べて厳しくなっている。

$$f_{st} = f_s (1 - 1.7 T_t / B_p)$$

ここに、 $T_t$  = 外部から作用する引張荷重

$B_p$  = 保証荷重

#### 4) 西ドイツ：DIN 18800 Teil 1

引張外力が許容引張力に等しくなった時に  $f_{st} = 0.2 f_s$  とし、引張外力が 0 の時に  $f_{st} = f_s$  となる直線補間式を与えているので、日本・アメリカとイギリスの中間値を与えていることになる。

$$f_{st} = f_s (0.2 + 0.8 K)$$

ここで、 $K = (T_a - T_t) / T_a$

$T_t$  = ボルト軸方向外力

$T_a$  = 許容引張力 ( $= \sigma_a A_b$ )

### (3) 繰返し荷重を受ける場合

#### 1) 日本：鋼構造設計基準（高力ボルト接合設計施工指針）

疲労の影響を考慮した許容引張応力度の規定はないが、高力ボルト接合設計施工指針では、次のような注意を喚起している。

- ① 繰返し作用する引張力が初張力の  $2/3$  以下程度ならば、繰返し外力の変動によるボルト軸力の変動も小さく、ボルト軸力の減少も微小である。  
上記の場合でも、引張接合部のボルトには不可避免的に曲げ応力が生じており、この曲げ応力がボルトの疲労強度に与える影響はかなり大きいものである。  
したがって、基本的には、この曲げ応力度とボルトに生じる平均応力度を用いて、ボルトの疲労実験データを対応させて接合部のボルトの疲労強度を求めなければならない。
- ② 大きい繰返し荷重が作用する接合部の設計にあたっては、初期締付け力が小さい場合には疲労強度が大幅に低下する点に注意し、ボルトの締付け力を十分に確保すること、また、ボルト数などに余裕を持たせておくなどの必要がある。

#### 2) アメリカ

AISC および AASHTO とともに、繰返し回数の程度によって許容引張応力を低減しているが、AASHTO の方が厳しい制限になっている。

#### 〔AISC の場合〕

外力とテコ作用によって生じるボルト引張応力は、下記の繰返し数に対応する値を越えないものとし、またテコ力が外部からの作用荷重の 60% を越えないものとする。

繰返し数	許容応力
2万回以下	$F_t$
2万回から50万回まで	$0.90 F_t$
50万回以上	$0.75 F_t$

ここに、 $F_t$  = 許容引張応力

〔AASHTOの場合〕

引張力の繰返し载荷を受ける時、高力ボルトは下記に示す制約のもとに、許容引張応力を用いて、外荷重として反力の組み合わせに対して設計される。

- ・ 組み合わせ引張応力を2万回以下受ける継手
- ・ てこ作用による荷重が外部からの作用荷重の10%を越えないで、引張力を2万回以上50万回以下受ける継手
- ・ てこ作用による荷重が外部からの作用荷重の5%を越えないで、引張力を50万回以上受ける継手

もしテコ作用による荷重が上記制限を越える場合、ボルトは以下に示す低減された許容応力を用いて、外力のみに基づいて設計される。

- ・ 2万回以上50万回以下の繰返し载荷を受ける継手に対しては、許容引張応力の60%に低減する。
- ・ 50万回以上の繰返し载荷を受ける継手に対しては、許容引張応力の50%に低減する。

### 3) イギリス

BS4604, Part 1での規定は次のとおりである。

「疲労を考える時には、外部からの引張力の最大許容値は、保証荷重の50%に制限される。」

BS5400, Part 10の場合は、クラスB曲線を用い次式で計算する。

$$\sigma_r = (1.01 \cdot 10^{15} / N)^{1/4}$$

ここで、 $N$  = 繰返し回数

### 4) 西ドイツ

DIN 18800 Part 1にはプレストレス無の場合の規定はあるが、プレストレス有の場合の該当規定はない。また、DIN 18809にも該当規定はない。

DAST 010では、「ボルト軸方向に作用する繰返し応力時の疲労強度の検討は、作用外力がボルト初張力の60%以内の場合には不要である」としている。

## 4. 2. 2. 4 てこ反力

## 1) 日本：鋼構造設計基準（高力ボルト接合設計施工指針）

高力ボルト接合設計施工指針には、Split Tee接合と End Plate接合に関する設計の基本的な考え方と設計式の取扱いが示されている。ここでは、前者の内容を示す。

Split Tee接合部の設計は、次の2つの検討が基本になる。

## ①ボルト自体の耐力の検討

$$T_i + R_i \leq P_a = f_{to} \cdot A_b$$

ここに、 $T_i$  = ボルト1本当りの引張外力

$R_i$  =           "           てこ反力

$P_a$  =           "           許容引張耐力

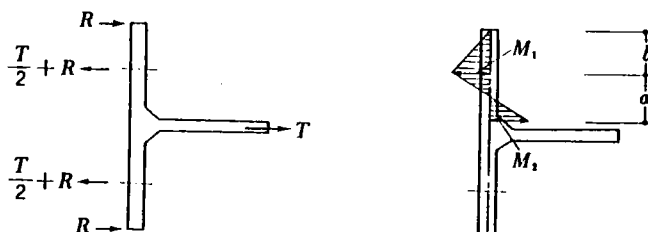
## ② Teeフランジの曲げの検討

$$M_1 = R \cdot b \leq Z_{tf} \cdot f_{bl}$$

$$M_2 = T \cdot a / 2 - R \cdot b \leq Z_{tf} \cdot f_{bl}$$

ここに、 $Z_{tf}$  = Teeフランジの断面係数

$f_{bl}$  = 面外に曲げを受ける板の許容応力度



以上より、てこ反力Rを求めることが設計の眼目になるが、高力ボルト接合設計施工指針では、ボルト自体の耐力の検討と Teeフランジの曲げの検討を組み合わせ、比較的表現を簡単にして実際の設計に使いやすいようにまとめられた計算式が示されている。（計算式の詳細は4. 2. 3. 3に示す。）

## 2) アメリカ

AASHTOでは、以下のように規定している。

ボルトの公称断面から求まる平均引張応力は許容引張応力を越えないものとする。作用荷重は外荷重とてこ作用によって生じる引張力の合計とし、てこ作用による引張力は次式で求める。

$$R = (3b / 8a - t^3 / 20) \cdot T$$

ここに、R = テコ作用によって生じるボルト 1 本当たりの引張力  
(負の時は 0 とする)

T = 外力によって生じるボルト 1 本当たりの引張力

a = ボルト軸芯から板端までの距離 (インチ)

b = ボルト軸芯から接合部のフィレット先端までの距離 (インチ)

t = 接合部の薄い方の板厚 (インチ)

AISCでは、Nair-Birkemoe-Munse の提案式を採用している。テコ作用による引張力は次式で求める。

$$\text{A325ボルトに対して} \quad R = (100nbd^2 - 18wt^2) / (70nad^2 + 21wt^2)$$

$$\text{A490ボルトに対して} \quad R = (100nbd^2 - 14wt^2) / (62nad^2 + 21wt^2)$$

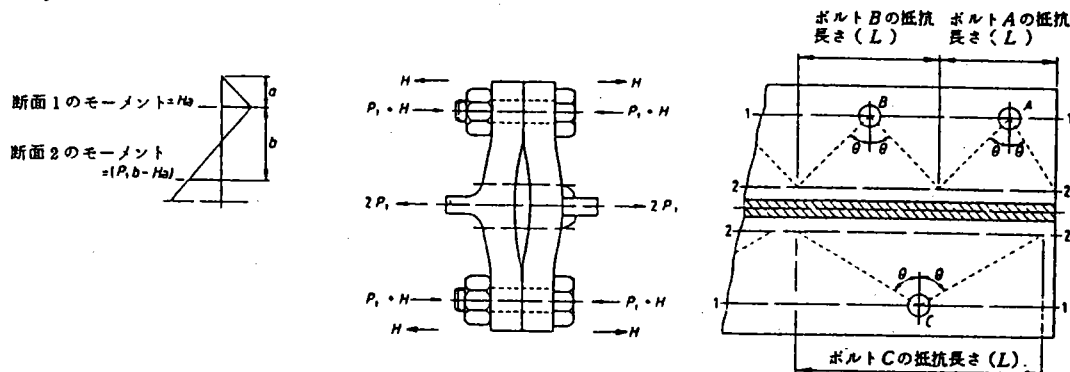
### 3) イギリス: BS 5400 Part 3

BS5400 Part3での規定は、以下のとおりである。

引張荷重が作用するボルトおよびリベットは、テコ作用によって生じる付加力 H に抵抗できるように設計するものとする (図参照)。この力 H は、断面 1 と 2 における曲げモーメントが以下の式を越えることなく、Pt / 10 を下回らない値とする。

$$1 / (\gamma_m \cdot \gamma_f 3) \times (\text{各断面の純断面積に基づく全塑性モーメント})$$

断面 2 の全塑性モーメントを決定する場合、断面の長さは、断面 2 の法線に対して ±60° 以下の角度で、かつ隣接のボルト間距離の半分を越えない、の仮定に基づいて決定して良い。断面 1 の全塑性モーメントを決定する場合も、同じ総長さを用いてよい。



注 Lは1-1および2-2断面の長さの制限である。  
θはP1の分布角で90°を越えてはならない。

### 4) ドイツ

DIN 18800 Part1 にも DIN 18809にも、該当する規定はない。

## 4. 2. 3 引張接合の使用例と各種の提案された設計式

### 4. 2. 3. 1 引張接合の特徴と使用例

#### (1) 引張接合の特徴

高力ボルト引張接合は高力ボルトの軸方向の応力を伝達する接合方法であり、摩擦接合同様、高力ボルトを締め付けて得られる材間圧縮力を利用して応力を伝達するものであるが、その伝達機構は摩擦接合とは本質的に違っている。引張接合の特徴は、作用外力がボルトの締め付け力によって生ずる材間圧縮力とつり合うので、外力が作用したとき、ボルトの付加軸力は微小となり、その結果、接合部の剛性が非常に大きいことである。1)

この引張接合は、組立施工のうえでも便利な場合があるが、反面ボルトに生じる付加応力の程度、継手部の剛性、継手部材片に生ずる応力状態などは、継手部の構造の詳細いかんによって著しく異なるという問題も含んでいる。2)

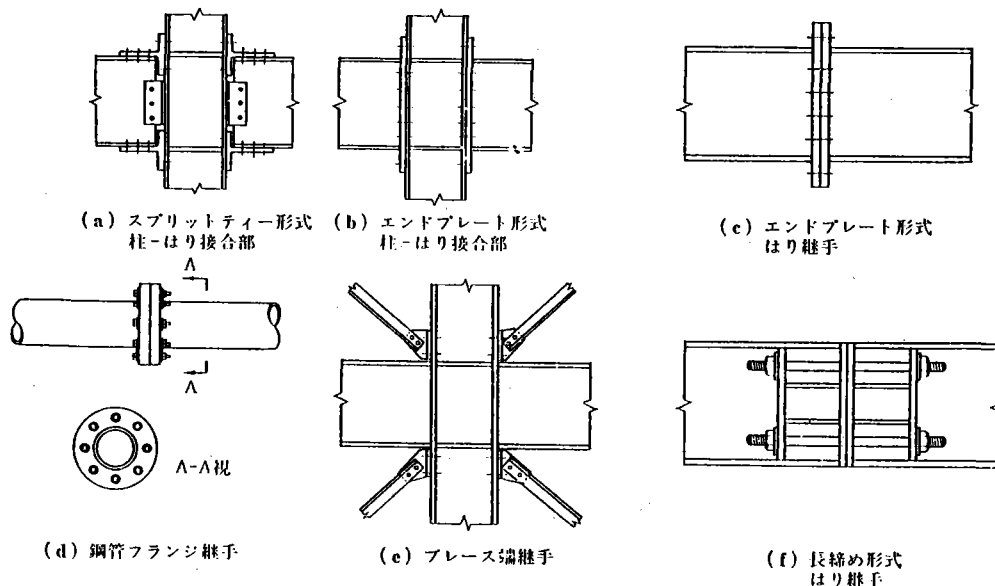
引張接合では、普通の長さのボルトを用いた、いわゆる短締め形式の接合部のほかに、軸部の長い長ボルトを用いた長締め形式の接合部が使用されることもある。長締め形式の接合部では、ボルトの伸び変形が大きくなるのでボルトのばね定数が小さくなり、同時に接合材の局所的な変形が阻止されるのでてこ作用もほとんど生じなくなり、接合部性状がより優れたものになる。12)

#### (2) 引張接合の実施例

##### 1) 建築

建築で用いられている引張接合形式の接合部には、下図に示すように、鋼管のフランジ継手、ブレース端接合部、スプリットティーまたはエンドプレート形式柱-はり接合部など多くの種類があるが、いずれも力学的性状に本質的な差はない。12)

鉄塔などパイプ構造物の1次部材には、ほとんど鋼管フランジ継手用いられており、スプリットティー接合は鉄骨の柱-はり接合部によく使用されている。



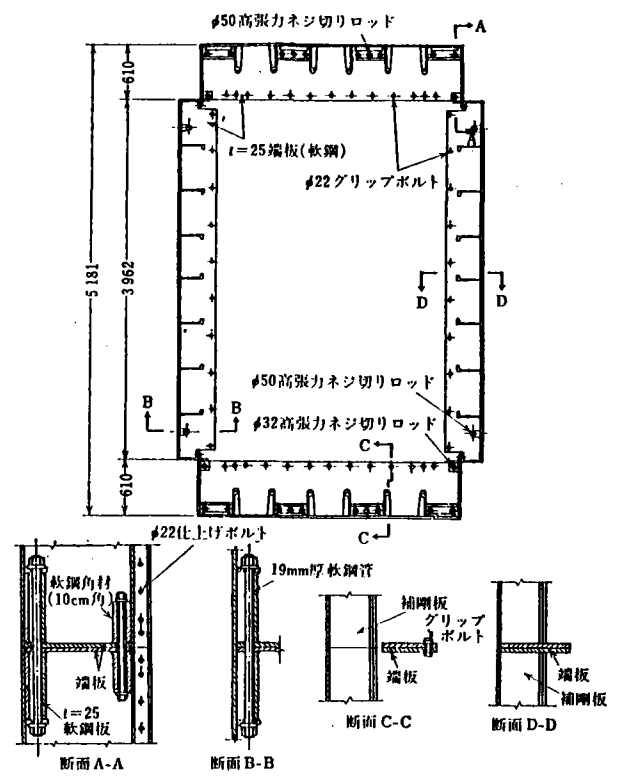
## 2) 橋梁（海外）

鋼橋主部材への引張接合の使用例は、我が国より海外において多く見受けられる。ここでは、外国の事例の中から主なものを挙げてみた。

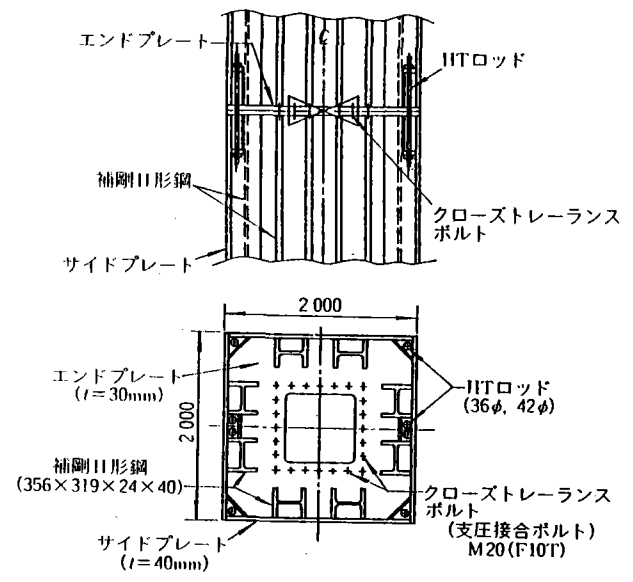
### ① 吊橋や斜張橋の主塔の水平継手

主塔の水平継手に引張接合を採用している事例は多くある。例えば、フォースロード橋、セバーン橋、アダムヤ橋、第2ボスボラス橋などがそれである。

代表例としてセバーン橋の塔柱断面図を右に示しているが、水平継手はカバープレートが無く、フランジ継手形式を採用し、架設時に生じる引張応力に対してのみ塔の内側でHTボルト締めされている。このような継手は、塔の内側で施工されているので外観が優れているうえに特別の足場が不用でかつ安全に施工できる。(13)



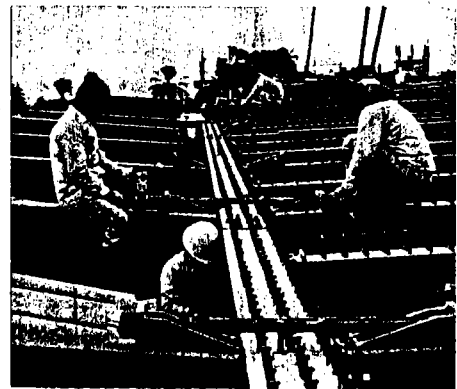
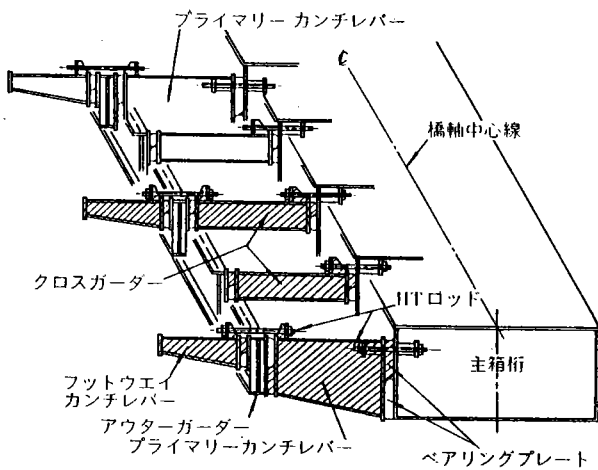
アダムヤ橋の場合を右図に示す。塔ブロックは我が国には見られない大きなH形鋼の補剛材が用いられ、ブロック両端にはエンドプレートが設けられている。ブロック間の接合は、軸力に対して100%の面接触継手とし、曲げモーメントに対しては軸力作用下で抵抗するものとしているが、作用軸力の小さい架設時の外力により生じる曲げモーメントに抵抗する目的もあって、ブロックの4隅と橋軸直角方向2辺にそれぞれHTロッドを配して隣り合うブロック間を引張り接合構造としている。せん断力に対しては支圧接合ボルトを配している。(16)





### ② 主桁と張出し桁部との接合

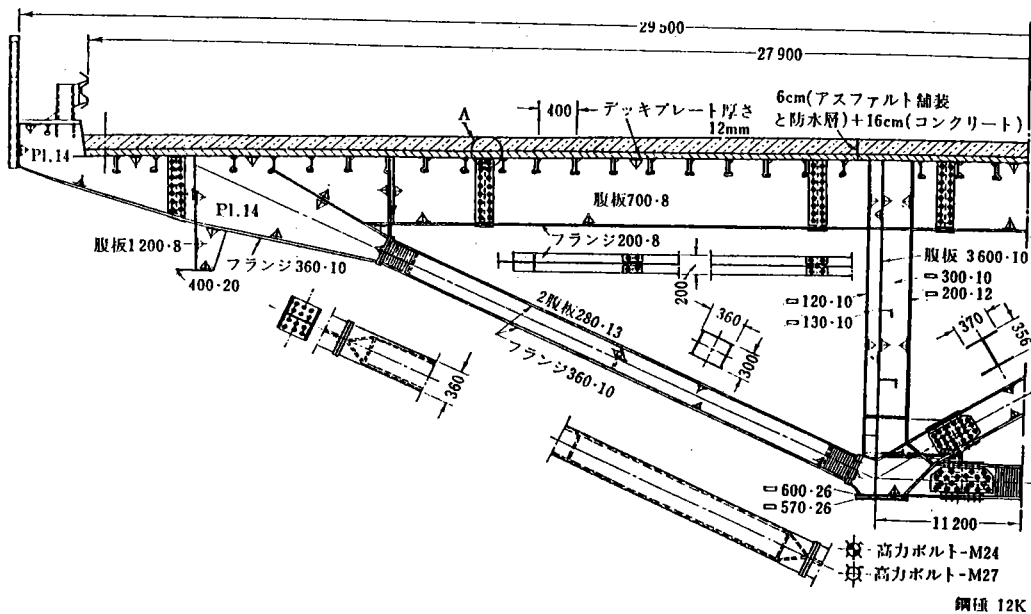
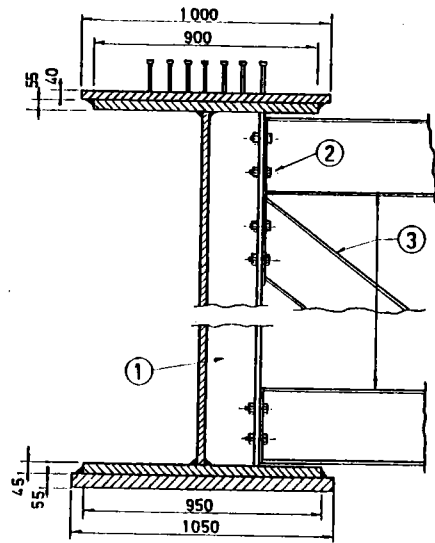
アダミヤ橋では下図に示すように、主桁と張出し桁部との接合に長締め形式の引張接合を採用している。この継手は、かけ違いの支承板で、せん断力と曲げによる圧縮力を伝達し、引張はプレストレスを導入したHTロッドで伝達する構造である。このプレストレスの目的は、接合部を部分的に引張接合構造とすることにより、死活荷重によるこの部分のひずみを最小にしてコンクリート床板のひび割れを防止しようとするものである。(16)

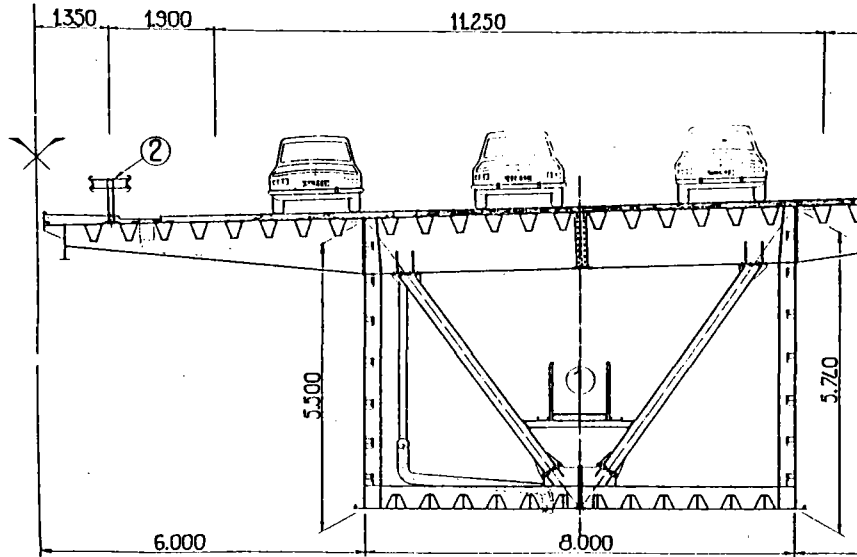


ハイテンロッドの締付け

### ③ 対傾構などの継手

右図に示した例は、主桁と横梁および対傾構との接合をエンドプレート接合したものの(19)、下図に示した例は、鋼床板の張り出し部ステー材をエンドプレート接合とし、継手構造の簡素化を図った例である。(13) また次頁には、H形鋼を用いた対傾構の取合いをエンドプレート接合により行なった例を示している。(20)



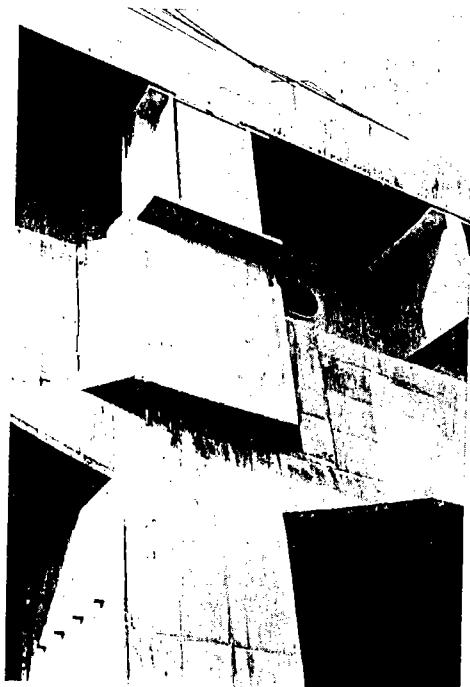


3) 橋梁 (日本)

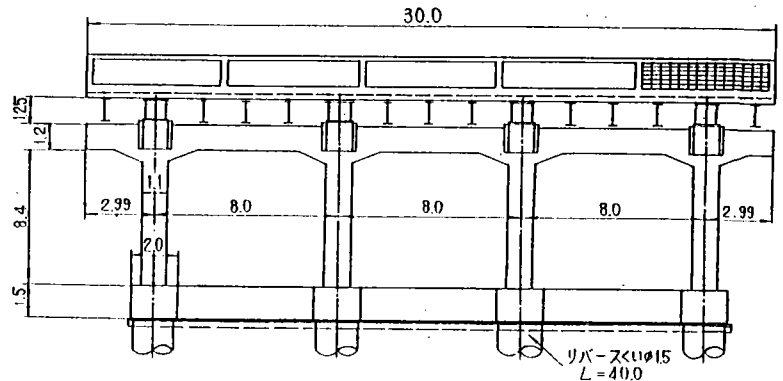
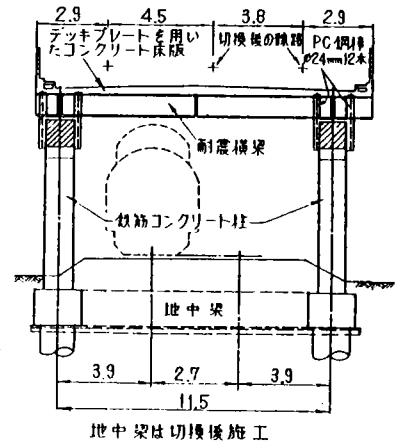
我が国では、引張接合は、アンカーフレームや支承の取り付け、ラーメン隅角部などに実施例があるものの、一般的に適用されるまでには至っていないのが現状である。しかし、幾つかの使用例が報告されているので、ここでは、アンカーフレームや支承の取り付け部を除いた代表的な事例を示す。

① ラーメン隅角部

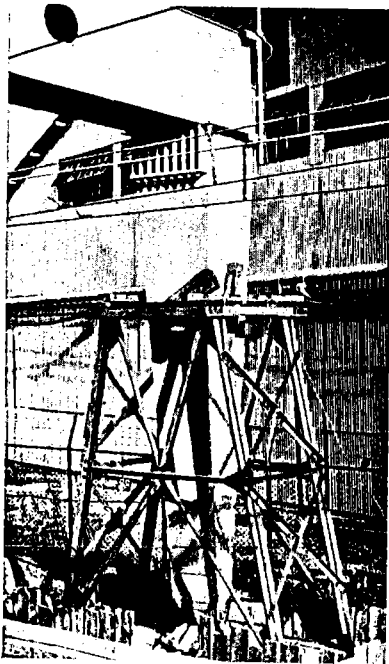
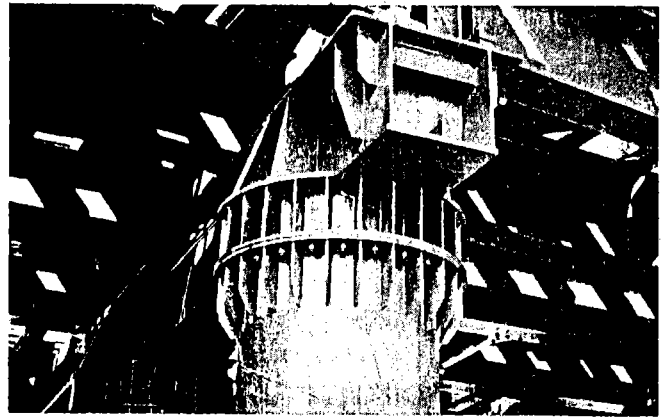
ここに示すものはラーメン橋脚の隅角部に引張接合を適用した例である。下図に示したものは、営業線の上に線路増設を行なうにあたり、鋼梁とコンクリート柱とをPC鋼棒で連結してラーメンを形成し、耐震構造とするとともに、作業の安全と工期短縮をはかった例である。17)



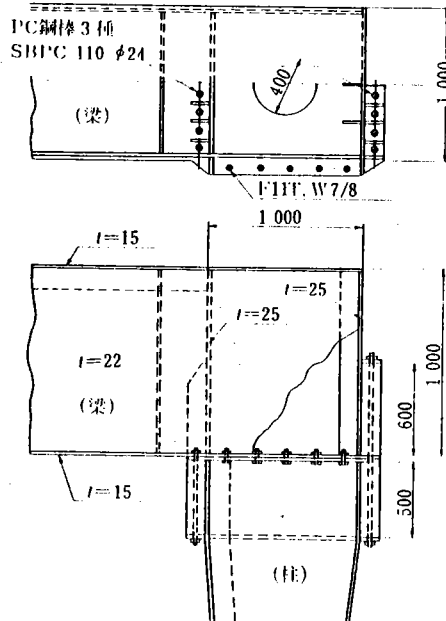
耐震横梁とコンクリート柱の結合部



右図は、鋼ラーメン橋脚の梁部と柱部の接合に引張接合を適用した例である。このような構造は現場での施工がより短時間より安全に行なえるという特徴がある。下側の例では、長締め形式と短締め形式の併用継手になっている。17)



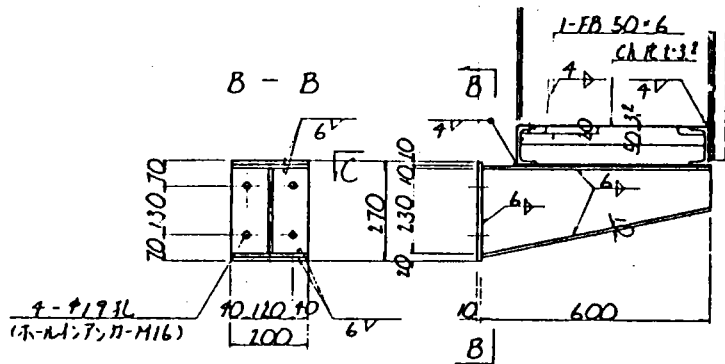
接合部の詳細図



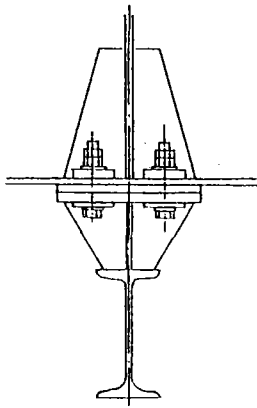
② 付属物

引張接合は組立施工のうえで便利な場合があるが、以下に示す付属物に見られる使用例（ボルト軸方向に引張力が作用する構造）はその典型であろう。

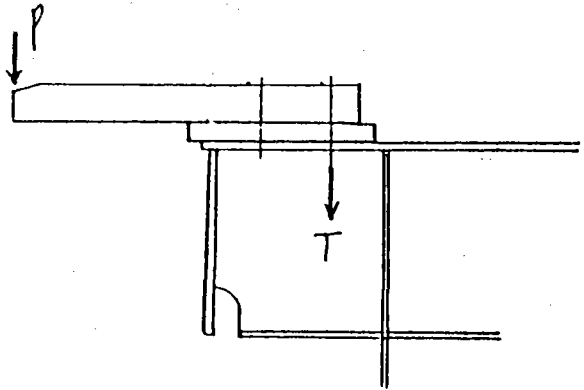
検査路用の張出し梁を  
エンドプレート接合した例



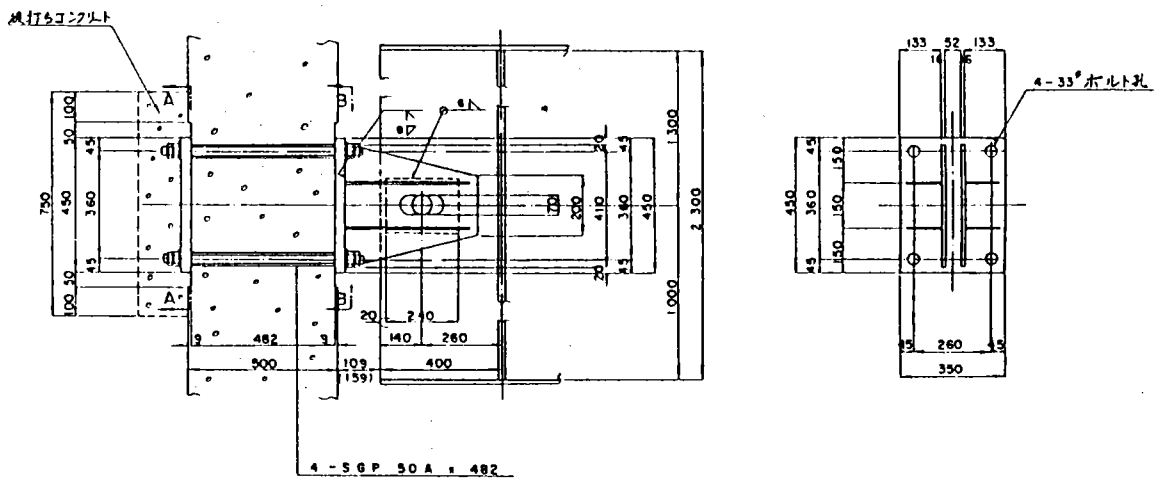
検査車レールの取り付け部での使用例



伸縮装置のフィンガープレート取り付け部での使用例

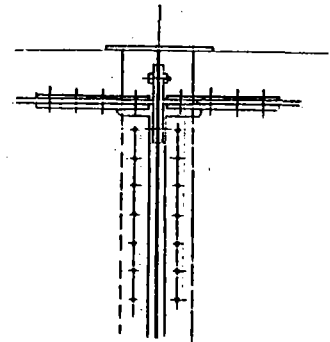
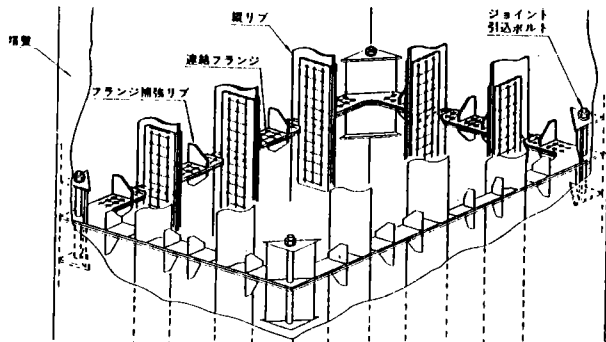


落橋防止装置の取り付け部での使用例



③ その他

荒津大橋（斜張橋）の塔継手部の構造をみると（左下図）、塔の外板に連結板を用いない支圧接合継手を採用しており、コーナー部には引張ボルトが配されている。この引張ボルトは、架設時組立用のもので、完成時強度部材ではない点が外国の事例と異なっている。18) また、右下に示したものは補修に関連した事例で、分配横桁のフランジをスプリットティーで接合した例である。



### 4. 2. 3. 2 ボルト軸力-荷重関係と板のバネ定数

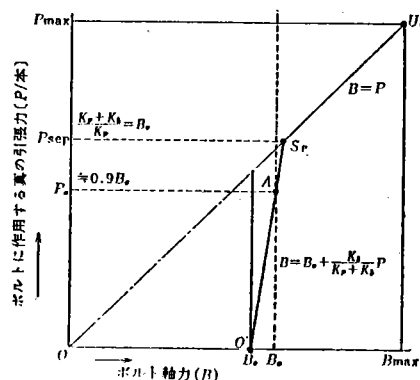
接合部の性状は、締め付けられたボルトのバネ定数と接合板のバネ定数および接合板の変形の相互の関係によっている。一般に、引張接合における応力伝達機構の説明に際して、1本のボルトで締め付けた2枚の板を想定し、ボルト軸方向に外力が作用した場合を考える。

このようなバネモデルを考えると、接合部が離間する前のボルト軸力（ $B$ ）と荷重（ $F$ ）の関係および離間荷重（ $F_{sep}$ ）は次式で表わされる。この関係を模式的に示すと下図のようである。15)

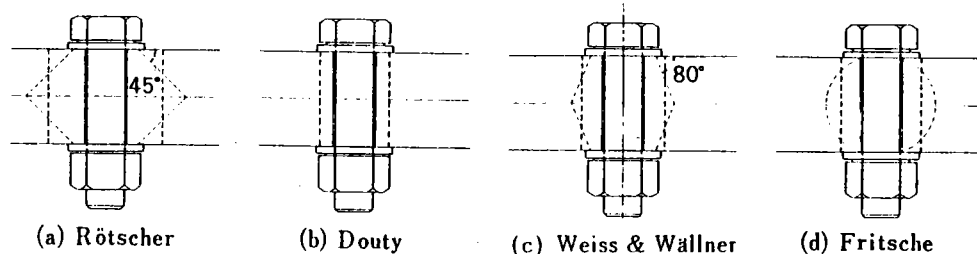
$$B = B_0 + K_b / (K_b + K_p) \cdot F$$

$$F_{sep} = (1 + K_b / K_p) \cdot B_0$$

ここで、 $K_b$  = ボルトのバネ定数  
 $K_p$  = 接合板のバネ定数



ただし上式中の板のバネ定数については、明確な表示式はなく、便宜的なものとして、下図に示す円筒に置換して計算する方法が提案されているが、いまだに定説はない。1)



この他に、藤本・橋本14) は、板のバネ定数設定のための三次元弾性理論解析を行なって、次のような近似計算に用いる等価円筒の取り方を提案している。

内径 =  $a$ 、外径 =  $b + h / 6$  の円筒

ここで、 $2a$  = ボルト穴径

$2b$  = ワッシャーの外径

$2h$  = 接合板の板厚

#### 4. 2. 3. 3 各種の提案された設計式

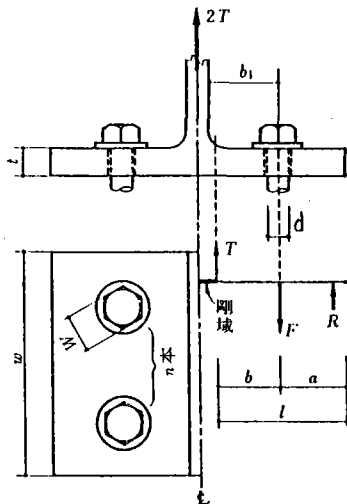
##### (1) Split Tee 接合の設計式

Split Tee 接合の基本設計項目は、ボルト自身の耐力の検討と、Teeフランジの曲げの検討であり、テコ反力を求めることが設計の眼目になることは、前述したとおりである。

Split Tee 接合部については、多くの設計式が提案されているが、比較的簡単な式で表現されているもの限定すると、次のようなものが挙げられる。

日 本	-----	加藤-田中式 加藤-McGuire 式 田中-田中式
アメリカ	-----	Douty - McGuire式 Nair-Birkemoe-Munse 式 A S C E 式

これら設計式の要旨は既に参考文献1)、12)、等に紹介されているので、ここでは、文献を参照して各種設計式を示す。尚、次頁以下に各設計式の内容を示すが、参考文献12)による場合には、記号は下記によって統一されている。



$T$	= Teeフランジの片側に作用する外力
$R$	= " " " " テコ反力
$B_t$	= ボルト1本当たりの許容引張耐力
$T_a$	= 許容引張力
$T_u$	= 最大引張耐力
$p$	= テコ反力係数 (= $R/T$ )
$p_s$	= 離間時テコ反力係数
$p_u$	= 最大耐力時テコ反力係数
$A_b$	= ボルトの軸断面積
$\sigma_y$	= 接合板の降伏応力度

## 1) Douty-McGuire 式 (12)

常用設計において

$$T_{a1} = nB_t / (1 + p_s) \quad (6.22)$$

$$p_s = \left[ \frac{\frac{1}{2} - \frac{wt^4}{30nab^2A_b}}{\frac{3}{4} - \frac{a}{b} \left( \frac{a}{4b} + 1 \right) + \frac{wt^4}{30nab^2A_b}} \right] \quad (6.23)$$

ただし,  $a > 1.25b$  の場合は  $a = 1.25b$  とする.

また式 (6.11), (6.12) に対応する接合材の曲げ耐力の検討として,

$$T_{a2} = \frac{wt^3\sigma_y}{6ap_s} \quad (6.24)$$

$$T_{a3} = \frac{wt^2\sigma_y}{2 \left[ 2 \left( 2b - \frac{W}{2} \right) - 3ap_s \right]} \quad (6.25)$$

の2式を与え, 上記3つの値の中で最小の値を設計用許容引張力  $T_a$  とする.

また塑性設計において,

$$T_u = nB_u / (1 + p_u) \quad (6.26)$$

$$p_u = \left[ \frac{\frac{1}{2} - \frac{wt^4}{30nab^2A_b}}{\frac{a}{b} \left( \frac{a}{3b} + 1 \right) + \frac{wt^4}{6nab^2A_b}} \right] \quad (6.27)$$

上式より最大引張耐力を求め, これを適当な荷重係数で除す.

なお式 (6.20)~(6.27) で用いた  $b$  の値は  $b_1$  そのものを用いている.

## 2) ASCE 式 (12)

ASCE の塑性設計に関する Commentary<sup>13)</sup> ではこれと別に, Douty らの塑性設計用の提案式の式 (6.27) をもとにして, これをさらに使いやすい下記の形に修正したものを設計式として採用している.

$$p_u = \left( \frac{3b}{8a} - \frac{t^3}{20} \right) \quad (t \text{ は inch 表示}) \quad (6.50)$$

この式は式 (6.27) に比べるとはるかに簡単になっている. しかし, 一般に使われる程度のティーフランジの寸法について, 両方の式による  $p_u$  の計算結果を図示した図-Ⅱ.6.39 にみるようになかなかよい近似式となっていることがわかる. またこの Commentary では, ティーフランジのウェブフレット部とボルト芯位置で塑性ヒンジができるという条件から, ティーフランジ厚の最小値として次の値をあげている.

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{{}_bM_p b}{wh_b\sigma_y}} \quad (6.51)$$

ここで,  ${}_bM_p$ : そのスプリットティーで接合されるはりの全塑性モーメント,  $h_b$ : そのスプリットティーで接合されるはりのせい.

## 3) Nair-Birkemoe-Munse 式 (12)

A325 (8T 級) ボルトに対して

$$p_u = \frac{100nbd^2 - 18wt^2}{70nad^2 + 21wt^2} \quad (6.47)$$

A490 (10T 級) ボルトに対して

$$p_u = \frac{100nbd^2 - 14wt^2}{62nad^2 + 21wt^2} \quad (6.48)$$

AISC では、式(6.47), (6.48) に示す終局時での反力係数算定式を、そのままの形で通常のティーフランジ設計用の反力係数算定式として採用している<sup>12)</sup>。なお Nair らは、この式がボルト破断で耐力が決まる場合を対象としているけれども、ティーフランジの曲げで耐力が決まる場合でも多少大きめの反力係数を与えることになるが十分適用できる、という考え方をとっているが、AISC は後者の場合の設計式として、

$$T_a = \frac{wt^2}{3b} \sigma_v \quad (6.49)$$

を与えている。しかしこの式はあまりに安全側すぎて、実情に合わないようである。

## 4) 加藤-田中式 (12)

接合部の短期許容引張力  $T_a$  は下記の  $T_{a1}$ ,  $T_{a2}$  のうち小さい方をとる。

$$T_{a1} = nB_t / (1 + p_s) \quad (6.28)$$

$$T_{a2} = \frac{wt^2 \sigma_v}{2b - W} \quad (6.29)$$

ただし、反力係数  $p_s$  は、

$$\eta\phi^3 - \phi^2 - 2\phi - 1 = 0 \quad (6.30)$$

$$\eta = \frac{24nA_b b^3}{wt^3(l+l_c)}$$

より  $\phi$  を求め、下式によって算定する。

$$\phi \leq a/b \text{ なら } p_s = \frac{1}{(1+\phi)^2 - 1} \quad (6.31)$$

$$\phi > a/b \text{ なら } p_s = \frac{(3+6\phi+2\phi^2)\phi}{2\phi^2(3+\phi)+6/\eta} - 1 \quad (6.32)$$

なお  $p_s < 0$  となる場合は  $p_s = 0$  とする。

接合部の最大耐力  $T_u$  についても、下記の  $T_{u1}$ ,  $T_{u2}$  のうち小さい方で求められるとしている。

$$T_{u1} = nB_u / (1 + p_u) \quad (6.33)$$

$$T_{u2} = \frac{wt^2 \sigma_B}{2b - W} \quad (6.34)$$

$$p_u = \frac{1}{2} p_s \quad (6.35)$$



## 5) 加藤-McGuire 式 (12)

降伏耐力  $T_v$  および最大耐力  $T_u$  は次のとおりである.

a. 離間以前に接合材が最大強さに達する場合

この時  $\frac{wl^2}{4l} \left[ \frac{1+\alpha-3\gamma}{(\alpha-\gamma)(\beta-\gamma)} \right] \sigma_u \leq nB_v$  が条件となり

$$T_v = \frac{wl^2}{4(\beta-\gamma)l} \sigma_v \quad (6.36)$$

$$T_u = \frac{wl^2}{4(\beta-\gamma)l} \sigma_u \quad (6.37)$$

b. 接合材の降伏強さと最大強さの間で離間が生じる場合

この時  $\frac{wl^2}{4l} \left[ \frac{1+\alpha-3\gamma}{(\alpha-\gamma)(\beta-\gamma)} \right] \sigma_v \leq nB_v < \frac{wl^2}{4l} \left[ \frac{1+\alpha-3\gamma}{(\alpha-\gamma)(\beta-\gamma)} \right] \sigma_u$  が条件となり

$$T_v = \frac{wl^2}{4(\beta-\gamma)l} \sigma_v \quad (6.38)$$

$$T_u = \frac{2n\alpha}{1+\alpha} B_u \quad (6.39)$$

c. 接合材の弾性限強さと降伏強さの間で離間が生じる場合

この時  $\frac{wl^2}{6l} \left( \frac{1+\alpha}{\alpha\beta} \right) \sigma_v \leq nB_v < \frac{wl^2}{4l} \left[ \frac{1+\alpha-3\gamma}{(\alpha-\gamma)(\beta-\gamma)} \right] \sigma_v$  が条件となり

$$T_v = \frac{2n\alpha}{1+\alpha} B_v \quad (6.40)$$

$$T_u = \frac{2n\alpha}{1+\alpha} B_u = \frac{B_u}{B_v} T_v \quad (6.41)$$

d. 接合材が弾性限強さに達する以前に離間が生じる場合

この時  $nB_v < \frac{wl^2}{6l} \left( \frac{1+\alpha}{\alpha\beta} \right) \sigma_v$  が条件となり

$$T_v = \left[ \frac{2n\alpha(3-2\alpha)}{3-\alpha^2} + \frac{wl^3(t+t_e)}{8\alpha(3-\alpha^2)l^3A_b} \left( \frac{B_0}{B_v} \right) \right] B_v \quad (6.42)$$

$$T_u = nB_u \quad (6.43)$$

ここで,  $\alpha = a/l$ ,  $\beta = b/l$ ,

$$\gamma = W/2l.$$

なお式 (6.36)~(6.42) において, 高力ボルトの降伏耐力  $B_v$  の代りに許容引張力  $B_t$  を用いれば, 接合部の降伏耐力の代りに接合部の許容耐力  $T_a$  が得られることになり, これらの式を設計式として用いることも可能である.

## 6) 田中-田中式 1)

この設計式は S. T. 接合部に作用する引張力  $T$  について、次の条件にかなう S. T. 接合部〔図 2.16 参照〕の許容耐力を算定するものである。

- 1) 高力ボルトは Tee ウェブ面に平行な線上に、片側 1 列配置とする。
- 2) 高力ボルトのピッチ・ゲージは、2.3.2 で述べたピッチ・ゲージの標準に準ずるものとする。
- 3) S. T. の形状および高力ボルトの配置は、Tee ウェブに関して、対称を原則とするが、高力ボルトの締付けを考慮して、 $|l_1 - l_2| \leq l_0$  ( $l_1, l_2$ : Tee ウェブの両側の Tee フランジ有効長さ、 $l_0$ : はりフランジ厚) 程度の差は許容される。

短期許容耐力の算定式は S. T. 接合部の設計条件に応じて表 2.12 に示すようになる。また長期許容耐力はこの値を 1.5 で除した値とする。なお表 2.12 に示した値は Tee フランジの片側に関する値であり、上記 3) の条件を満足する場合には両側の許容耐力の和が S. T. 接合部全体の許容耐力となる。なお表中の記号は図 2.16 を参考として表の下に示すところによる。

表 2.12 に示す S. T. 接合部の短期許容耐力算定式は、本来 S. T. 接合部の最大耐力算定式を基本として得られたものであり、表中の記号の一部の内容を (2.21) 式のように変更すれば、そのまま S. T. 接合部の最大耐力算定式として適用できるので、S. T. 接合部の保有耐力接合の検討などの際にはこの式を用いて接合部の最大耐力を算定すればよい。ここで記号の内容の変更は  $F_t$  および  $M_0$  に関するものであり、 $F_t$  としては高力ボルトの最大引張耐力〔設計では JIS B 1186 に規定された規格最小値 ( $t$ ) を用い、 $M_0$  としては  $M_0 = wt^2 \cdot \sigma_u / 4 (t \cdot \text{cm})$  で表される Tee フランジの最大曲げ耐力を用いる。

$$M_0 = \frac{wt^2}{4} f_{bt} = \frac{1.5 wt^2 F}{1.3 \times 4} = \begin{cases} 0.693 wt^2 (\text{SS 41})(t \cdot \text{cm}) \\ 0.952 wt^2 (\text{SM 50})(t \cdot \text{cm}) \end{cases} \quad (2.21)$$

$\alpha, \beta$ : ボルト配置による寸法比 (図 2.16 参照)

$\gamma$ : ボルト頭 (またはナット) の 2 面幅厚比 (図 2.16 参照)

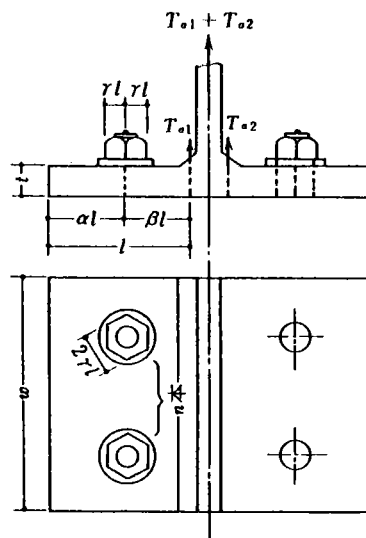


図 2.16

表 2.12 スプリットティー接合部の短期許容耐力 (t)

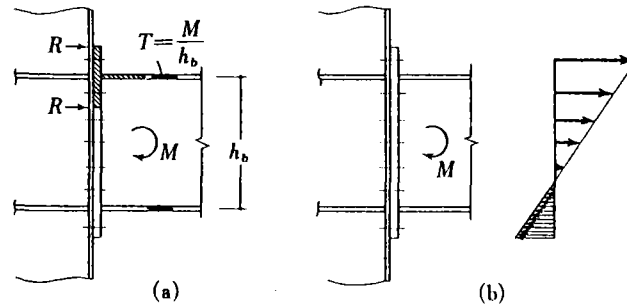
$2\alpha > \beta + \gamma$	$2\alpha \leq \beta + \gamma$	$T_D$
$M_0 \leq \frac{(\beta - \gamma)nF_t l}{4}$	$M_0 \leq \frac{\alpha(\beta - \gamma)nF_t l}{1 + \alpha + \gamma}$	$\frac{2M_0}{(\beta - \gamma)l}$
$\frac{(\beta - \gamma)nF_t l}{4} < M_0 \leq \frac{\beta(\alpha - \gamma)nF_t l}{1 + \alpha - \gamma}$	—	$\frac{\gamma nF_t l + 2M_0}{(\beta + \gamma)l}$
$\frac{\beta(\alpha - \gamma)nF_t l}{1 + \alpha - \gamma} < M_0 \leq \beta nF_t l$	$\frac{\alpha(\beta - \gamma)nF_t l}{1 + \alpha + \gamma} < M_0 \leq \beta nF_t l$	$\frac{M_0}{l} + \alpha nF_t$
$\beta nF_t l < M_0$		$nF_t$

記号

 $w$ : Tee フランジの幅 (cm) $l$ : Tee フランジの有効長さ (実際のフランジ長さからフィレット寸法の半分を差し引いたもの)  
(cm) $t$ : Tee フランジの厚さ (cm) $n$ : Tee フランジ片側に配置されるボルト本数 $F_t$ : 高力ボルト 1 本当りの短期許容耐力 (t) $M_0$ : Tee フランジの全塑性モーメント (t · cm)

(2) End Plate 接合の設計式

End Plate 形式の接合部の設計には、2つの方法がある。1つはEnd Plate の引張側フランジ周辺の部分だけを対象にして、これをSplit Tee とみなし、Split Tee の設計式を採用する方法であり（下図 a）、もう1つはドイツで慣用されている方法で、End Plate の板厚を十分厚くして、てこ反力の影響を除去し、平面保持の仮定により、ボルトに作用する力を単純化して鉄筋コンクリート断面と同様の手法で設計する方法である（下図 b）。1)



1) 西ドイツ慣用法 (Beerの提案式) 12)

西ドイツではエンドプレートの板厚を非常に大きくして十分な剛性をもたせ、てこ作用の影響を小さくし、設計に際してはてこ反力を無視してボルトにかかる力を単純化する設計方針をとっている。これによって、Beer は以下に示す仮定のもとでの解析法を提案した。

1) 引張力はボルトのみで負担する。

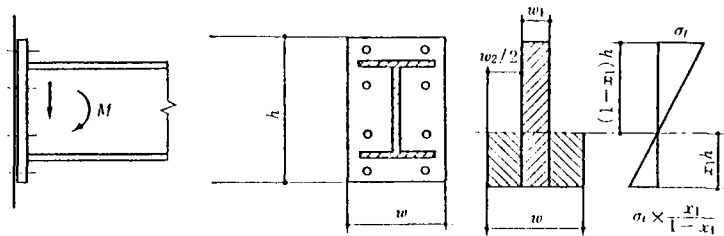


図-11.6.53 エンドプレート接合に関する Beer の仮定<sup>25)</sup>

- 2) 圧縮力はエンドプレートの接触面で負担する。
- 3) 曲げモーメントによって生ずる応力は直線分布である。

次に検討手順を示す (図-11.6.53参照)。

i) 全ボルト断面積をはりせい  $h$  の矩形断面に換算する。

$$n \times A_B = w_1 \times h$$

ここで、 $n$  : ボルト本数,  $A_B$  : ボルト軸断面積。

ii) 圧縮面面積は  $x \times w_2$  とする。

ここで、 $x = x_1/h$  : 圧縮側外縁から中立軸までの距離,  $w_2$  : エンドプレート幅  $w$  から  $w_1$  を減じたもの。

iii) 平面保持の仮定より中立軸比  $x_1$  を求める.

$$\text{引張合力} \quad T = w_1(1-x_1)h \times \frac{1}{2}\sigma_t$$

$$\text{圧縮合力} \quad C = (w_1+w_2)x_1h \times \frac{1}{2} \times \frac{x_1}{1-x_1}\sigma_t$$

$T=C$  より

$$x_1^2 + \frac{2w_1}{w_2}x_1 - \frac{w_1}{w_2} = 0$$

$$\therefore x_1 = \frac{x}{h} = \frac{w_1}{w_2} \left( \sqrt{1 + \frac{w_2}{w_1}} - 1 \right)$$

となる.

iv) 断面2次モーメントを求める.

$$I = \frac{w_2 h^3}{3} \left\{ \frac{3w_1}{w_2} \left( \frac{1}{2} - x_1 \right)^2 + x_1^3 + \frac{w_1}{4w_2} \right\}$$

v) 断面係数を求める.

$$\text{引張側} \quad Z_t = \frac{I}{(1-x_1)h}$$

$$\text{圧縮側} \quad Z_c = \frac{I}{x_1 h}$$

vi) ボルト作用力の検討

$$B_T = \frac{M}{Z_t} \times A_B < B_t \quad (6.59)$$

ここで,  $B_t$ : ボルトの引張許容耐力.

vii) エンドプレートの検討

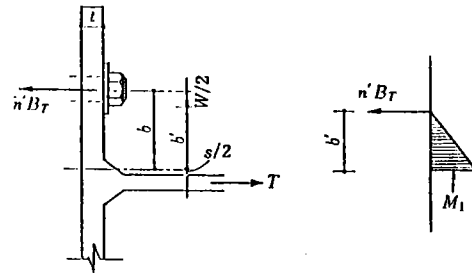


図-11.6.54 エンドプレートの検討

Beer の提案式ではエンドプレート板厚の検討については触れていないが, これは必要なことであるのでここでは日本建築学会制定の高力ボルト設計施工指針に示されている方法について述べる. この設計においては, てこ作用の影響を考慮していないので, エンドプレートに作用する力は図-11.6.54のようになる. すなわち, エンドプレートの引張側端部は, 片持ばり的挙動を示すと考える. したがって, エンドプレートの板厚の検討は下式によって行う. この場合, スプリットティーの曲げの検討と同様, ボルト頭下の部分と, はりフランジとエンドプレート溶接部のフィレットの半分までの部分は剛域と仮定している.

$$M_1 = n' B_T b'$$

ここで,  $n'$ : 引張側最外縁ボルト列のボルト数,  $B_T$ : 最外縁ボルトに作用する引張力 =

$$\frac{M}{Z_t} A_B, \quad b' = b - \frac{W}{2} \quad (W: \text{ボルト頭の平行間距離}).$$

$$\frac{M_1}{Z_p} \leq f_{b1} \quad (6.60)$$

ここで,  $Z_p = \frac{wt^2}{6}$ : エンドプレートの断面係数,  $f_{b1}$ : 許容曲げ応力度 =  $\frac{F}{1.3}$ .

式(6.59), (6.60) より,

$$t \geq \sqrt{\frac{6b'n'B_T}{wf_{b1}}} \quad (6.61)$$

## 2) イギリス慣用法 (Sherbourneの研究) 12)

この場合ではエンドプレートの変形を考慮しており、接合部を検討する際、ボルト軸力変化、エンドプレートとスチフナの関係などについても考慮されている。この場合の計算式を以下に示す。

## i) ボルトの検定

フランジのすぐ両側に配置された  $n'$  本 ( $n'$  は通常 4 または 8) のボルトは、はりの引張側フランジと同程度の強度を有するように設計する。すなわち

$$n' A_{Bb} \sigma_v = b t_b \sigma_v$$

$$A_B = \frac{b t_b}{n'} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_v} \quad (6.62)$$

ここで、 $A_B$  : ボルトの断面積、 $\sigma_v$  : ボルトの降伏応力度、 $\sigma_v$  : 母材の降伏応力度、 $b$  : はり幅、 $t_b$  : はりフランジ厚。

## ii) エンドプレートの検定

はりフランジのすぐ両側に配置された引張ボルトにはさまれる部分のエンドプレートの曲げ変形を考慮する。そのために次の仮定をおく。

- 1) ボルトはフランジ芯に関し対象の位置にあるとする。
- 2) ボルトは板を完全に止めているとする。

この時、板に作用する最大モーメント  $M_{ext}$ 、平均せん断応力  $\tau$  はそれぞれ、

$$M_{ext} = \sigma_v b t_b \frac{L}{8}$$

ここで、 $L$  : ボルト間隔。

$$\tau = \frac{1}{2} \sigma_v b t_b \frac{1}{w t}$$

一方、プレートの抵抗モーメントは  $M_{int}$ 、

$$M_{int} = \frac{w t^2}{4} \sigma_w$$

ここで、 $w$  : エンドプレートの幅、 $t$  : エンドプレートの厚さ、 $\frac{w t^2}{4}$  : 塑性断面係数、 $\sigma_w$  : せん断力が存在する場合の相当降伏応力度。

$\sigma_w$  は Mises の式により次のように与えられる。

$$\sigma_w = \sqrt{\sigma_v^2 - 3\tau^2}$$

ここで、作用モーメントと抵抗モーメントを等しいとおけば、

$$\sigma_v b t_b \frac{L}{8} = \frac{w t^2}{4} \sqrt{\sigma_v^2 - \frac{3}{4} \sigma_v^2 \left( \frac{b t_b}{w t} \right)^2} \quad (6.63)$$

ただし、上式でははりの降伏応力とエンドプレートの降伏応力は等しいものとしている。この式を整理すると、

$$\left( \frac{b t_b}{w t} \right)^2 \left\{ \left( \frac{L}{2t} \right)^2 + \frac{3}{4} \right\} = 1 \quad (6.64)$$

となり、これから厚さが求まる (幅はあらかじめ決めておく)。

## iii) スチフナの検定

柱ウェブを補強するために水平スチフナを入れるのが有効であることは実験等で確かめられているが、その場合、スチフナの断面積をどれだけにするべきかを検討してみる。

Parks<sup>29)</sup>によれば、集中荷重  $P$  を受ける I 形のウェブに発生する最大応力は次式で示される。

$$f = \frac{2P}{3\sqrt{3}Jt_w} \quad (6.65)$$

$$J^3 = \frac{(1+\nu)(3-\nu)}{2} \cdot \frac{I_f}{t_w}$$

ここで、 $I_f$ ：柱フランジの断面 2 次モーメント、 $t_w$ ：柱ウェブの板厚、 $\nu$ ：ポアソン比。

この式より、スチフナのない柱のウェブの降伏荷重は次式となる。この時、エンドプレート厚と柱フランジ厚を考慮する。

$$P'_v = \frac{3\sqrt{3}}{2} \sigma'_v t_w \sqrt[3]{\frac{(1+\nu)(3-\nu)}{2} \cdot \frac{w(t_f+t)^3}{12t_w}} \quad (6.66)$$

ここで、 $\sigma'_v$ ：柱ウェブの降伏応力。

ここで柱ウェブが塑性化したとすると  $\nu=0.5$  となる。よって上式を整理すれば、

$$P_v = 1.4\sigma'_v(t_f+t) \sqrt[3]{t_w^2 w} \quad (6.67)$$

となる。これは、スチフナのない柱ウェブの耐力を表わしている。はりのフランジ、ウェブがこの荷重以上の荷重による作用モーメント、せん断力に耐えているとすれば、そのはりフランジ内の応力につり合うためにはしかるべき断面を有するスチフナを補強に入れなければならない。そこでスチフナの必要断面積を  $A_r$  とすれば、 $A_r$  は次式で求められる。

$$bt_0\sigma_v = A_r\sigma_v + 1.4\sigma'_v(t_f+t) \sqrt[3]{t_w^2 w} \quad (6.68)$$

ここで、 $t_f$ ：柱フランジ厚。

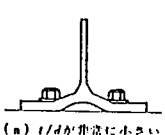
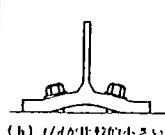
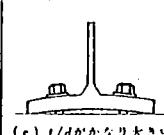
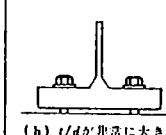
## 3) AISC の方法 12)

AISC では Doudy らの方針を踏襲、Munse らによって提案されたスプリットティーを対象とする設計式をエンドプレートにも適用している。

### (3) スプリットティー接合の設計式の比較考察

各設計式には設計の主旨に相違があるので、仮定のおき方にも若干の差異があり、それぞれの式が与える理論値は必ずしも一致しない。したがって、引張接合の設計に際しては各式の特徴を正しく把握して適用を図る必要がある。

スプリットティー接合部の挙動に最も大きな影響を与えるのはティーフランジの板厚であり、ティーフランジ板厚 ( $t$ ) が厚い、薄いというのは接合している高力ボルトの径 ( $d$ ) との相対的な関係で考えるのが妥当であると考えられているので、 $t/d$  との関係で各設計式が想定している状態を整理してみると下表のようになる。

設計式	$t/d$			
	(a) $t/d$ が非常に小さい	(b) $t/d$ が比較的小さい	(c) $t/d$ がかなり大きい	(d) $t/d$ が非常に大きい
Douty-McGuire 式				
A S C E 式			○	
Nair-Birekemoe-Munse式			○	
加藤-田中式		○	○	
加藤-McGuire 式	○	○	○	
田中-田中式	○	○	○	○

Douty-McGuire の式は、ティーフランジ材各部の変形条件からテコ反力を算定したもので、テコ反力は集中力として常にティーフランジ端に作用することなどを仮定している。そして、この式の特徴は、ティーフランジ厚がかなり厚く、テコ反力の小さい場合を対象していることである。

A S C E 式は、Douty-McGuire の式をもとにして、これをさらに使いやすい形に修正したものであり、A A S H T O に採用されている式である。

Nair-Birekemoe-Munse 式は、F E M 解析結果から終局荷重時にはテコ反力がティーフランジ端に集中的に作用し、ティーフランジとティーウェブとのフィレット部分に塑性ヒンジが構成されることを確認し、梁モデルによる力の釣り合い条件からテコ反力の算定式を導いている。この式は A I S C で採用されており、A325、A490 ボルトに対して比較的簡単な単一式を与えている。そして、広範囲な実験値に対してきわめてばらつきの少ない結果を与えている。(12)

加藤-田中式、加藤-McGuire 式、田中-田中式は、いずれも  $t/d$  の大きさに応じてそれぞれ適当な式を用いる複数の設計式を用意したものであり、特に接合材の曲げ耐力に関しても実験結果に基づいて十分な検討がなされているので、比較的精度は良くなっている。(12)

田中-田中式は、 $t/d$  の大きさによって崩壊機構を想定して、接合部の耐力を求める式を誘導しているおり、スプリットティー接合部の終局的挙動を基本におき、塑性設計的観点から最大耐力に対し安全率的要素を組み入れて許容値を与えている。この田中-田中式は Nair-Birekemoe-Munse 式と同程度かそれ以上に、広範囲な実験値に対してきわめてばらつきの少ない結果を与えている。(12)



4. 2. 4 「Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints」の  
第17章 Tension-Type Connectionsの全訳

著書名 : Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints  
Second Edition

著者 : Geoffrey L. Kulak  
John W. Fisher  
John H. A. Struik

発行年 : 1987

本書の第17章の目次は以下のとおりである。

- 17. 1 まえがき
- 17. 2 単一引張ボルト
- 17. 3 引張りを受けるボルト群—てこ作用
- 17. 4 引張接合の繰返し載荷
- 17. 5 てこ作用の解析
- 17. 6 推奨する設計
- 17. 6. 1 静的載荷
- 17. 6. 2 繰返し載荷

## 第17章 引張接合

### 17.1 まえがき

ボルトはしばしば、スプリットティー(T-stub)またはそれと同等品によって引張荷重をうける。この種のいくつかの代表例は、図17.1に示す吊材の連結、斜めブレースの連結、および梁-柱の連結である。曲げモーメントの方向により、梁-柱継手(図17.1a 参照)の上下いずれかのフランジのスプリットティーが引張応力を受ける。スプリットティーの変形がボルトの引張力を増加させることが昔くより知られており、この現象はてこ作用と呼ばれている。各種実験により、てこ作用はボルトおよびリベット継手の終局耐荷力と疲労強度を低減させることが明かにされた。

### 17.2 単一引張ボルト

赤熱されたリベットの冷却やナットの締付けにより、ボルトおよびリベットに軸力またはプレストレスが導入される。この荷重が外力の作用より前に存在することから、継手はプレストレスを受けることになる。このプレストレスのために、外部より作用する荷重は主として材間圧縮力を変化させる。また、ごくわずかのボルトの伸びしか生じないため、ボルト張力には小さな変化しか起こらない。この挙動は図17.2に示すモデルで説明される。ナットの締付けにより、ボルトには引張力、連結部材間には圧縮力が生ずる。ボルトと板が弾性のままであると仮定すれば各々の力は長さの変化に比例する。

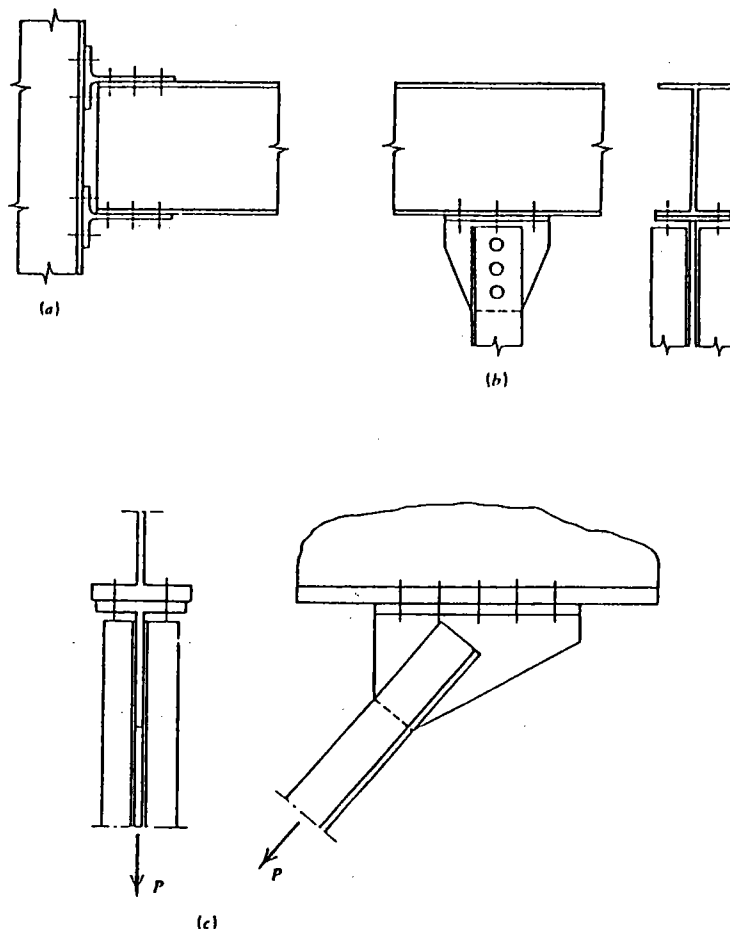


Fig. 17.1. Typical uses of T-type structural connections. (a) Beam-to-column connection. (b) Hanger connection. (c) Diagonal brace connection.

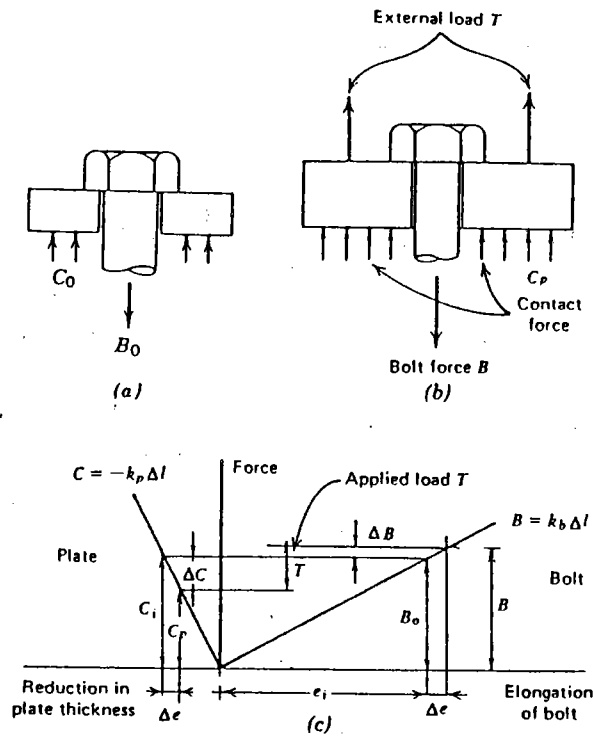


Fig. 17.2. Force in prestressed fastener.

すなわち、

$$\Delta B = k_b \Delta e \quad (17.1)$$

かつ

$$\Delta C = -k_p \Delta e \quad (17.2)$$

ここに、 $B$ はボルト軸力、 $C$ は材間圧縮力の合計、 $K_b$ と $K_p$ はボルトおよび締め付けられた板の剛性である。また、 $\Delta e$ は外力によるボルトの伸びの変化を表わす。板の離間が起こらない限り、このボルトの伸びの変化はプレストレスされた板の厚さの変化に等しい。

通常のボルトと板の組合せに対しては、 $K_p$ は $K_b$ よりかなり大きい。なぜなら $B_0$ はボルトへの集中荷重であるが $C_i$ はそれよりずっと大きな面積、すなわち板の有効接触面積に分布するからである。もし継手に荷重が作用しなければ、ボルト初張力 $B_0$ と材間圧縮力 $C_i$ は等しい(図17.2a)。外力 $T$ が連結部(図17.2bの板)に加わると、ボルトは伸び、プレストレスされた板は伸びようとする。もし、伸びが板の初期縮みを越えないならば、接触圧は残る(図17.2b)。このとき、つりあいの必要条件は次式で示される。

$$B = C_p + T \quad (17.3)$$

ここに、 $T$ は外力、 $C_p$ は減少した材間圧縮力の合計、 $B$ は外力 $T$ が作用した時のボルト軸力である。このような状態では外力 $T$ の増加はボルトの伸び $\Delta e$ の増加となる。これに対して板は同じ量 $\Delta e$ だけ伸びる。図17.2cに示すようにボルトと板の剛性の違いのため、外力 $T$ が加わると、ボルトの張力( $\Delta B$ )より材間の圧縮力( $\Delta C$ )に大きな変化が生じる。外力 $T$ がさらに増加すると、材間圧縮力は結局ゼロに減少し、離間状態となる。弾性状態では、離間は次式で求まる作用荷重時におきる。

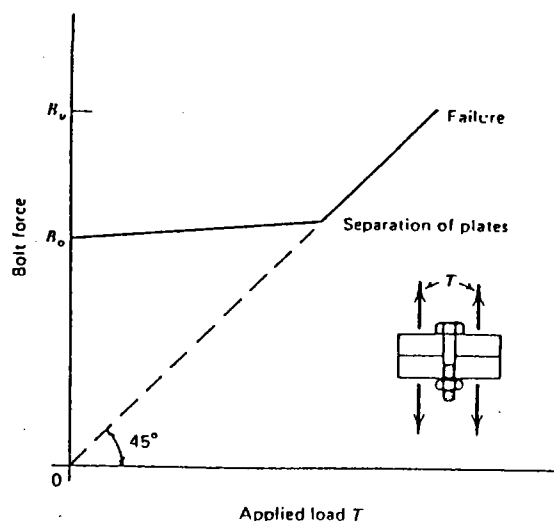


Fig. 17.3. Bolt force versus applied load for prestressed single bolt connection.

$$T = B_0 \left[ 1 + \frac{k_b}{k_p} \right] \quad (17.4)$$

離間後のボルト軸力 $B$ は外力 $T$ に等しい。

ボルト軸力の全ての変化は、作用力の関数として図17.3のように示される。係数 $k_b/k_p$ は継手の実寸法により決まる。しかし、たいていの場合、比率は0.05~0.10である。それゆえ離間が起こらないなら作用外力によるボルト軸力の最大増加量は、初期軸力の5~10%である。

### 17.3 引張りを受けるボルト群—てこ作用

引張ボルト接合の簡単なものの一つは、ウェブの両側に平行に一系列のボルトを有するスプリットティーハンガーである。継手形状が対称であるので、接合部は均等に圧着されていると想定できる。継手に作用する引張外力は、ティーフランジとベース間の材間圧縮力を減少させる。しかしながら、スプリットティー継手の剛性によって、フランジ先端部に付加力が発生することがある。この現象はてこ作用と呼ばれ、図17.4に示されている。この作用は、ボルト軸力を増加させる。そしてこの増加分は、一般的には継手の解析に考慮されていなければならない。

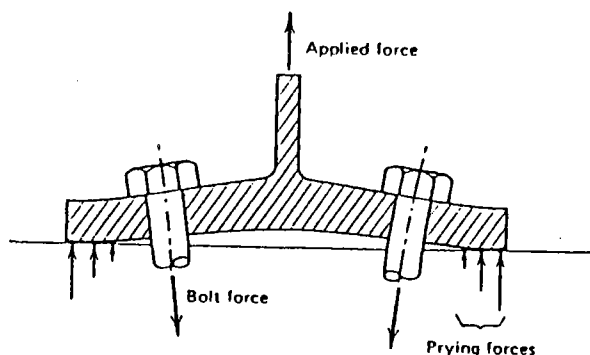
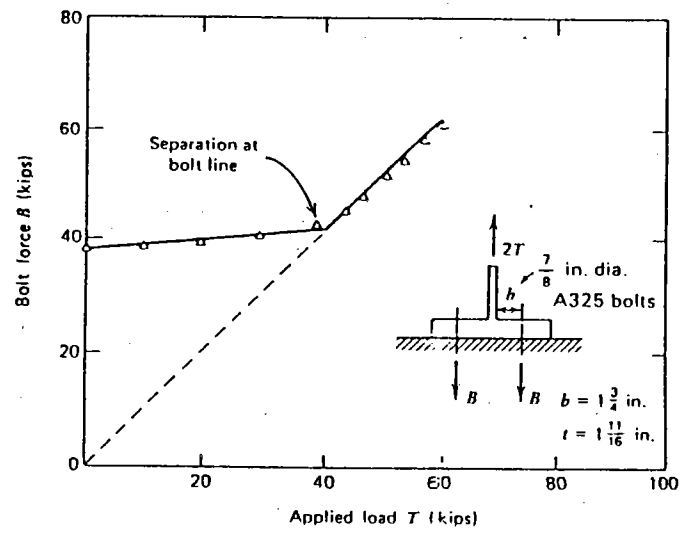
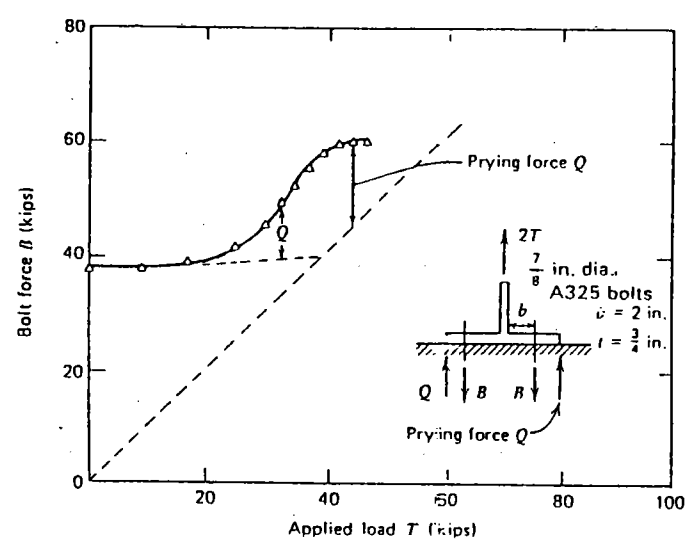


Fig. 17.4. Schematic of joint deformation.



(a)



(b)

Fig. 17.5. Influence of plate thickness on applied load.

従来てこ力を評価するためのモデルでは、ボルト軸力の増加のみを考慮していた。実際の継手部の変形は、ボルト軸力がそんなに増加しない場合でもボルトに曲げを引起こすし、またナット部やボルト頭部の局所的な曲げも顕著になる。

もし、スプリットティー継手のフランジが十分に剛なものであれば、フランジの弾性変形はボルトの伸びに較べ小さくなるであろう。その時には、てこ反力は非常に小さいままでボルトは単一引張ボルトのような挙動になるであろう。これは、図17.5aに示されているが、ここでは供試体のボルト軸力が作用外力との関係としてプロットされている。スプリットティー継手におけるフランジの最大モーメントは、ウェブとフランジのルート部に発生する。てこ反力は非常に小さいので、単純曲げをうけることになる。

剛性の低いスプリットティーが用いられる場合、フランジの変形が図17.5b示されるような付加的なボルト軸力を発生させる。最初の状態では、外力はフランジとベース間の材間圧縮力を減ずる。そしてこれは、ボルト位置で離間が生じるまで続く。図17.4に示しているように、フランジの外側部分に生じる曲げがボルト位置とフランジ端部

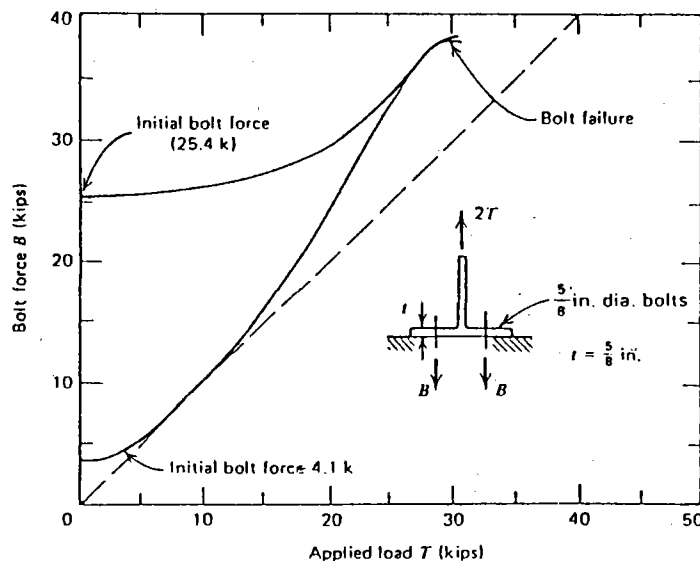


Fig. 17.6. Influence of initial bolt preload on prying action (Ref. 17.3).

間にてこの反力を生じさせる。ボルト、フランジに降伏が生じた場合、ボルト軸力は作用力が増加してもほとんど増加しない。この塑性流れのため、この荷重レベル(Fig.17.5b 参照)ではこの反力は低減される。フランジの剛性とボルトの特性に応じて、この反力は破断点まで持続する。

実験結果から、フランジとボルトの剛性特性がこの反力に大きな影響を持つことが確認された(16.2,17.2-17.4)。他の要因、例えば継手の初期材間圧縮の大きさ、首下長さ、ボルトの列数などもまた検討された。実験結果では、初期ボルト張力は極限荷重におけるこの作用に影響を与えないということを示していた(17.2,17.3)。これは図17.6に示されているが、ここでは2つの異なった初期軸力のものが比較されている。スプリットティー継手におけるボルト軸力が載荷荷重の関数としてプロットされている。終局荷重に近いレベルでのこの作用は、両条件ともほぼ同じである。

締付け長さの増加は、比較的低レベルの荷重状態でのこの作用を減ずるかもしれないが、極限荷重下ではその挙動はあまり締付け長さの影響を受けない(17.2,17.3)。極限荷重下でのこの作用は、ボルトの変形能によって影響を受ける。極限荷重下ではボルトネジ部の非弾性変形の方がボルト軸部の小さな弾性変形より支配的になる。締付け長さの増加の影響は、ナット高さが一定である限り小さいものである。

今まではティーフランジが剛なベースに連結されているという仮定のもとでの議論であった。しかし実際はティー部材が剛なベースに連結されない場合もある。その典型的な例として、柱-梁の接合部に用いるスプリットティー継手が挙げられる。この場合ティー部材には、曲げモーメントの偶力(引張力)が作用する。スプリットティーのウェブは梁の引張フランジに連結され、ティーフランジは柱のフランジと連結される(図17.1を参照)。もし作用荷重に対して柱のフランジの剛性が十分でないならば、この反力の位置は、図17.7aに示す先端線であるAB線、CD線からAC、BD線の端部に移動する。つまりこのような場合には、この反力の大きさおよびその位置はスプリットティーと柱のフランジの剛性に左右されることになる。一般に、このような継手に生じる応力伝達条件はきわめて複雑で、広範囲にわたる研究はなされていない。文献17.5では、幅広のフランジに連結されたティー部材の試験結果について述べている。ティー部材は引張りの荷重状態にある。この反力の位置と大きさに関する柱フランジの板厚の影響が研究されている(17.5)。図17.7bにいくつかの試験結果を示している。この変形パターン

から、ティーフランジの剛性が増加するにしたがって、てこ反力はティー部材のコーナー部に集中する傾向にあることが明らかにわかる。ティーフランジの剛性が柱フランジの剛性よりも非常に大きくなれば、ティー部材が剛体となり、てこ反力は柱フランジの変形のために大きくなる。

Bouwman は、向かい合せたティーフランジ間の接触面についての実験を文献17.8で述べている。極端に違う接触状態となる例を図17.8に示す。図17.8a は、接触点がティーフランジの両端にある試験体を示している。この試験体では、てこ反力が非常に大

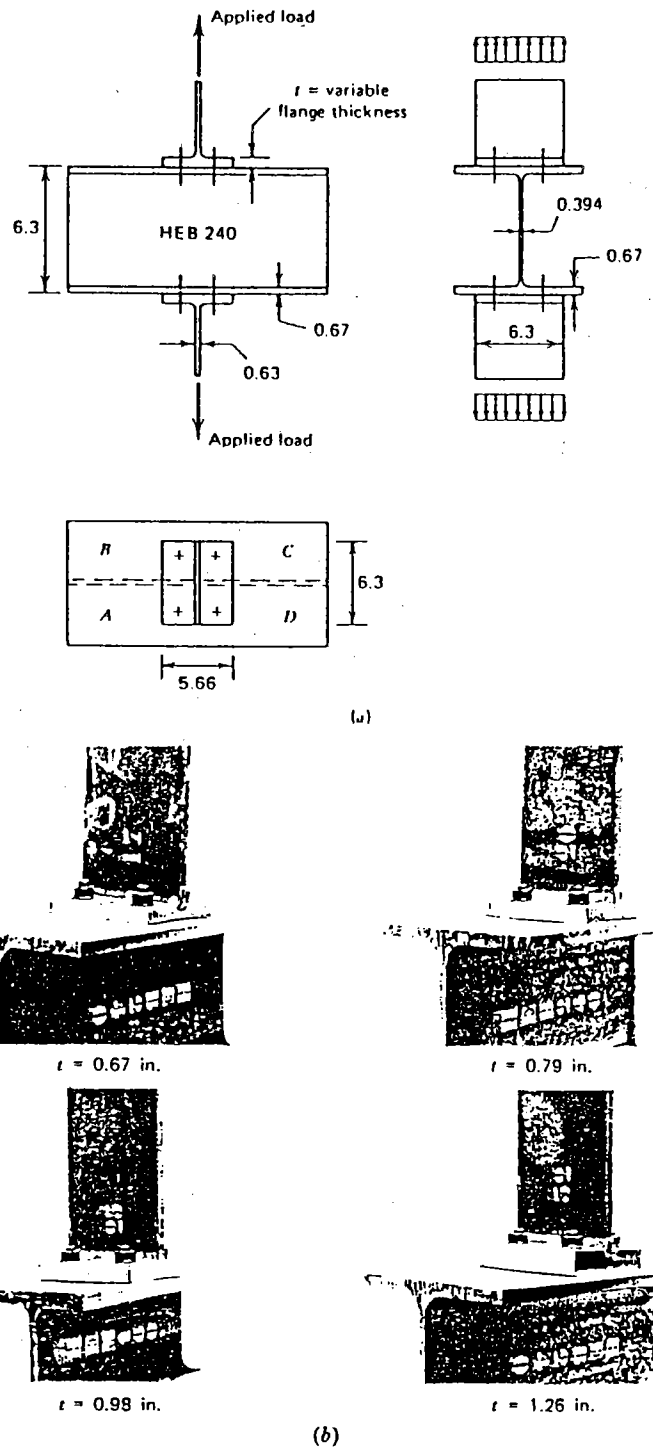


Fig. 17.7. T-stub sections bolted onto nonrigid support (Ref. 17.3). (a) Specimen dimensions. (b) Deformation pattern for various T-stub flange stiffnesses. (Courtesy of Stevin Laboratory, Delft University of Technology.)

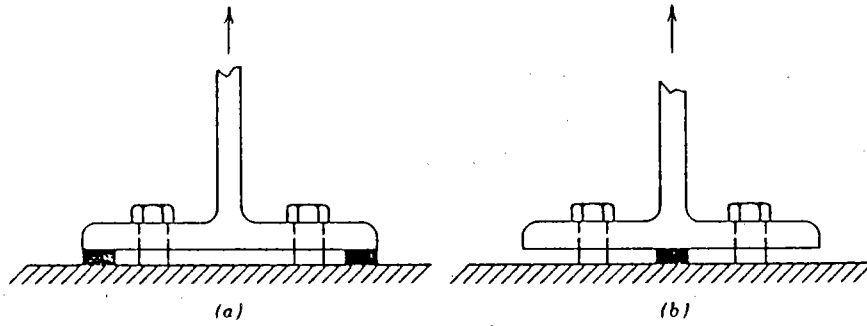


Fig. 17.8. Test specimens used to establish influence of contact surface on prying.

きくなり、しかもティーフランジの剛性に大きく依存する。静的試験では、このモデルの場合、てこ反力は荷重載荷開始直後から発生し、そして離間時のてこ反力は作用力にほぼ等しかった。図17.8b に示すモデルの場合は、接触面積が小さい、フランジが相対的に剛である、ボルトがティーウェブに接近している、等の条件であれば、てこ反力は相対的に小さい。例えば、フランジの板厚が32mm、ボルト径が20mm、ボルト線のウェブ芯からの離れが70mmの試験体では、離間を生じるまでは軸力はいっさい増加しなかった。しかしフランジがもっとフレキシブルであれば、ボルトに作用する曲げはボルト頭部と軸部との交点で特に大きくなるであろう。図17.8b に示すモデルさえ“てこ反力”は顕著になる。

ティー部材のウェブ芯に平行に片側2列以上のボルトで連結されたハンガーの場合（図17.9a 参照）、フランジの柔軟性により外側列のボルトは極端に効かなくなる。実験の結果、内側列のボルトのひずみは破壊するまで増加し続けた(17.2)。この時、外側列のボルトの初期ひずみは多少減少するかまたは一定であった。このように初期荷重段階では、ほとんど全ての荷重を内側列のボルトが負担する。内側ボルトは、外側ボルトが有効に機能する前に破壊にいたる。ティーフランジの曲げ剛性が増加すれば外側列のボルトの効率も増加するが、実験によればその効率は45~80%であった(17.2)。これは、図17.9b に示すようにリブで補剛してフランジの剛性を非常に大きくしなければ、作用荷重に対し、外側列のボルトのほとんどが有効でないことを示している。リブを用いる場合、リブとウェブ、リブとフランジの接合を適切なプロポーションにする必要がある。リブは接合部が極限荷重に至るまで有効に機能しなければならない。もし、リブとスプリットティーの接合部が予定した極限荷重以下で破断した場合は、その時点でスプリットティーは無補剛状態となり、大きなてこ反力が生じるため、ボルトが予定した極限荷重以下の荷重で破断することになる(17.9)。

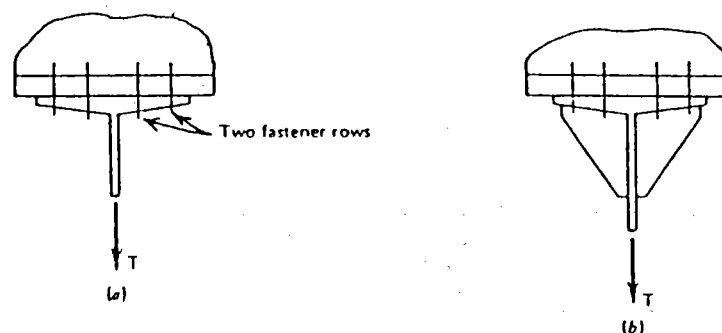


Fig. 17.9. Four-row hanger connections.



## 17.4 引張接合の繰返し載荷

すでに1956年には、てこ反力がスプリットティー接合の疲労強度を大きく減ずることが知られていた(17.1)。データ量はそれ程多いとは言えないものの、その後の研究により、繰返し荷重下のティー接合の挙動について報告がなされている(17.4, 17.8)。ウェブの両側に1列のボルトを有する接合部を用いて、疲労実験は行われた。

1本のボルトで締め付けられた2枚の板に外力が作用する場合の引張履歴は、古くから議論されてきた。理想化されたボルトの軸力と荷重の関係は図17.3に集約されている。図17.5a にプロットされている結果は、比較的剛なスプリットティー継手が1本のボルトで締め付けられた2枚の板に似た挙動を示すことを示している。このような場合、外力を作用させたことによるボルト軸力の増加量は、接合面が離間しないかぎり微小であることは明らかである。これは、ボルトの応力振幅も同様に小さく、ボルトの疲労寿命も比較的長いことを意味している。この状況は疲労寿命挙動の極端な例を表しているといえる。疲労寿命の長さは、極くわずかなてこ反力、有るか無いかのネジ部の曲げ、高い初張力などのいくつかの要因の複合によることが強調されるべきである。図17.10 はA36 材と3/4 インチ径のA490ボルトを用いたスプリットティー継手の疲労寿命を示している。ここでは、3種類の異なったてこ反力が取り扱われている。(すべてのケースにおいてボルトはナット回転法によって締め付けられており、繰返し載荷が始まる前に少なくとも最小所要初張力が導入されている。) てこ反力が最も小さい供試体は、この中で最大の疲労寿命を有している。それは実験が中止された時点で300 万回の繰返し載荷を受けていたが破壊しなかった。

もし引張を受けるティーフランジが変形しやすければ、てこ反力は大きくなり、疲労寿命の大きな低下が見られる(17.4)。図17.10 のデータはてこ反力が増加するとこれらの継手の寿命が劇的に減少することを示している。てこ反力比が0.45から0.02に減少すると(文献17.4で計算される最大荷重に対するもの)疲労破壊に至るまでの繰返し回数は少なくとも100 倍は増加し、初載荷時のボルト軸応力の測定値は10.4ksi から2.2 ksi に減少した。A325のボルトを用いた同じような接合部は同様な挙動を示した。そしてこの結果は他の研究者によって一般に定説化された。てこ反力の増加が継手部の疲労

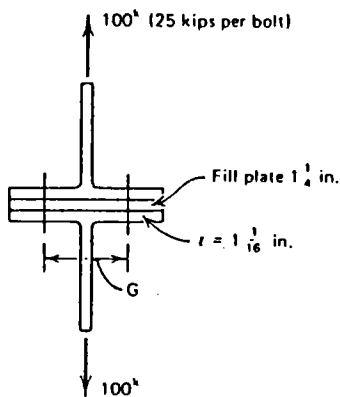


Fig. 17.10. Bolted T-stubs under repeated loading conditions (Ref. 17.4). Asterisk below denotes connection that did not fail. Test discontinued.

G (in.)	Applied Load Range per Bolt kips	Static Prying Ratio $Q/T$ at Ultimate Load (Method of Ref. 17.4)	Range in Average Bolt Stress First Cycle (ksi)	Number of Cycles to Failure
3	0-25	0.02	2.2	3,000,000*
4½	0-25	0.19	3.7	592,000
6	0-25	0.45	10.4	32,000

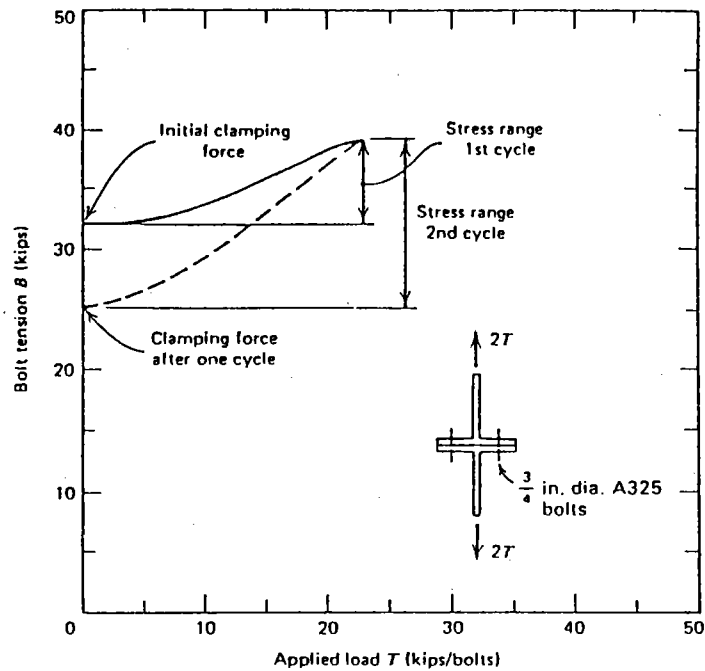


Fig. 17.11. Influence of prying force on fastener clamping force after unloading (Ref. 17.4).

寿命を減じたことは明瞭である。疲労試験中にてこの反力を確認することによってこれらの減少は定性的に説明できる。

図17.5bに説明されているように、変形しやすい継手にてこの反力 $Q$ は、図17.5aのような比較的剛な接合と比べてボルト軸力を大きく増大させる。もっと軟らかい継手の場合は、より大きな応力振幅がボルトに発生する。それに対応して疲労強度が低下する。加えてフランジの変形はボルトのネジ部をゆがめることもある。またルート部にボルトの平均的な応力振幅に比べてより大きな振幅を生じさせる。

もし継手に作用する荷重がボルトを降伏させうるに十分であったなら、材間圧縮力は低下する。その後の载荷サイクルでは応力振幅は増加する。このことは3/4インチ径のA325材のボルトで接合された炭素鋼のティー継手による実験結果を示した図17.11でわかる(17.6)。ボルト1本あたり24kipsの荷重はボルト軸力を約7kips増加させた。除荷にともなって初期ボルト軸力は32kipsから25kipsに低下した。外力が再び载荷された時、2回目のサイクルの応力振幅は1回目のサイクルに比べて約2倍になったことが観察された。同一の継手で静的試験を行った時は、この反力比 $Q/T$ は終局荷重時に0.37であった(17.4)。同じ外力(24kips/ボルト)が非常に小さくてこの反力しか生じない接合部に载荷された時、ボルト軸力の増加は約2kipsで、初期ボルト張力は除荷後目立って減ってはいない。その後のサイクルでもボルト軸力の変動量は同じである。

これらの研究は、大きくなってこの反力は継手の静的強度を低下させるだけでなく、ボルトの疲労強度に有害な効果をもたらすことを説明している。この反力が小さいかあるいは生じない継手が繰返し载荷のもとでは望ましいことが明らかである。

## 17.5 てこ作用の解析

てこ作用に関する解析的および実験的研究により、いくつかの算式が得られている。DoutyとMcGuireは図17.12に示すモデルをもとに弾性解析によりてこの反力の算定式を示している(16.2, 17.3, 17.4, 17.6, 17.10)。彼らはボルトと添接材の特性と継手の

形状を考慮している。この算式を簡易化し、実験結果を考慮し修正して、準経験式として下記を得ている。

$$Q = \left\{ \frac{\frac{1}{2} - (wr^4/30ab^2A_b)}{a/b[(a/3b) + 1] + (wr^4/6ab^2A_b)} \right\} T \quad (17.5)$$

この式は、継手の最大荷重に対するてこ反力 $Q$ を与えている。実際に作用する力により生じるてこ反力を求めるための算式として、同様の形式で係数を変えた算式が示されている(16.2)。

Douty と McGuire による式17.5は、釣合条件と適合条件を満たすことをもとに求められている。後者は、スプリットティーのフランジをその両端で支持される単純梁とし、ボルト軸力と作用荷重を受ける系と仮定することによって得ている。ボルト線上でのフランジの変形量はボルトの軸方向変形量およびボルト軸力減少によるフランジの板厚方向での伸縮量に等しい。この適合条件を満たすためには、ボルトおよびティーフランジとも弾性域内にあることが必要であり、また、フランジのスパンは  $2(a+b)$  から変化してはならない。実際に作用する力に対しては、第1の条件はほぼ適合していると思われるが、作用力が継手の最大荷重力に達する場合に、この条件を満たしているとは考えられない。第2の条件は、要するにてこ反力がフランジの両端のみに作用するとしたものであるが、これは、どのような荷重レベルでも満足されないと思われる。ただし、それに伴う誤差の影響度は確認できない。

Agerskov(17.10) はてこ作用に関する研究を行っているが、その内容はいくつかの主要点でDouty と McGuire と同じ考え方をとっている。彼もまたてこ反力を求めるために釣合条件を用いている。Agerskovはボルト伸びと板の伸縮の項により進んだ研究を行っている。ワッシャーを使用することも考慮しており、また、ボルトの伸びはナット、軸部、ネジ部の伸びの合計として考慮している。フランジの降伏により塑性変形が生じる場合を除き、フランジの支間長はここでもフランジの両端間と仮定されている。また、Agerskovはせん断による影響を断面の全塑性モーメントの減少と同じであると評価している。曲げによる直応力度とせん断応力度はMises 則で結合し、全塑性モーメントは低減した直応力度を用いて計算している。一般に、このような低減は全く保守的な考え方であると受けとめられている(17.6)。引張接合で考えられる長方形断面では、せん断による全塑性モーメントの低下は理論的に約10%以下である。理論上この程度の低減は実際の継手ではひずみ硬化により隠れてしまうと考えられる。

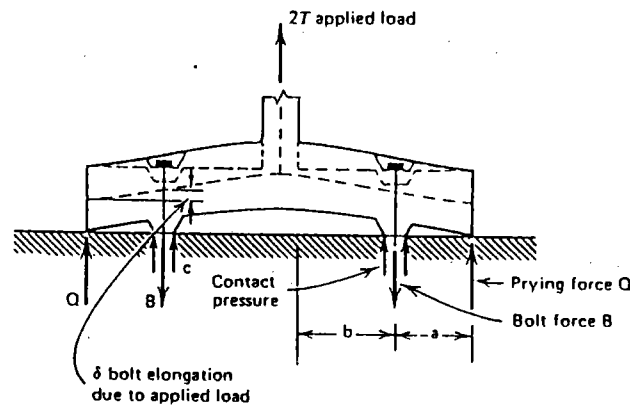


Fig. 17.12. Model used by Douty and McGuire (Ref. 16.2).

式17.5は繁雑であり設計用としては適さない。Douty とMcGuire により示された最大てこ反力の準経験式は降伏に対する関係式として17.6のように簡易化された(U.S.C customary Units)。

$$\frac{Q}{T} = \left( \frac{3b}{8a} - \frac{r^3}{20} \right) \quad (17.6)$$

図17.13 に示すように、この式はてこ反力を過大評価する傾向にあり、結果として控えめな設計になる。

2枚のT形炭素鋼のフランジを4本のA325またはA490のボルトで締め付けた継手に関する実験・解析研究がイリノイ大学で行われ、てこ作用の近似値として準経験式をまとめている(17.4)。A325ボルトの場合、最大荷重時のてこ反力比 $Q/T$  は次式で与えられている。

$$\frac{Q}{T} = \left( \frac{100bd^2 - 18wr^2}{70ad^2 + 21wr^2} \right) \quad (17.7)$$

A490を用いた継手では係数18と70を14と62に置き換えている。実験値との比較において式17.7は式17.6より近い結果が得られる。図17.14 は式17.7を用いた解析値と実験値の比較を行ったものである。

しかし、この準経験式は、研究がなされた特定のボルトと板の材質の組合せに対してのみ利用可能であり、他の材料の組合せに対しては、別途の関係式が必要になる。

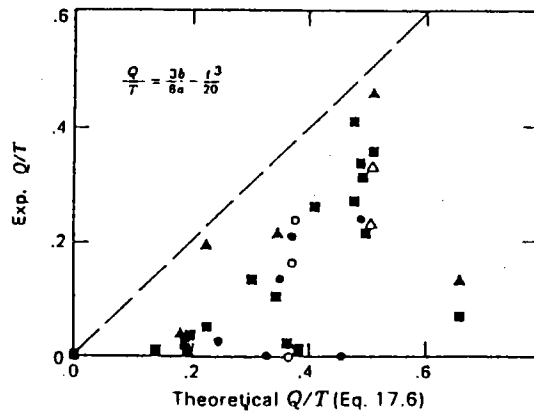


Fig. 17.13. Comparison between analytical and experimental results. ■ A325 bolts,  $\sigma_u$  spec = 120 ksi. ▲ A490 bolts,  $\sigma_u$  spec = 150-170 ksi. ● 10k bolts,  $\sigma_u$  spec = 142 ksi. ○ 4D bolts,  $\sigma_u$  spec = 50 ksi. △ A502 rivets,  $\sigma_u$  = 60-80 ksi.

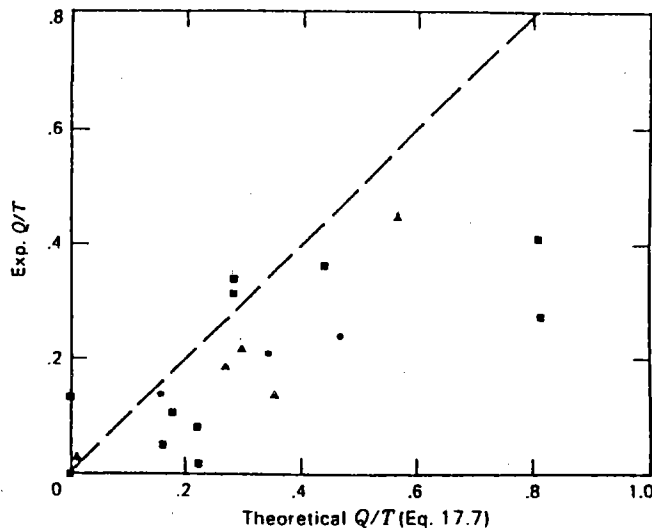


Fig. 17.14. Comparison between analytical and experimental results. ■ A325 bolts, ● 10k bolts:  $Q/T = (100bd^2 - 18wr^2)/(70ad^2 + 21wr^2)$ . ▲ A490 bolts,  $Q/T = (100bd^2 - 14wr^2)/(62ad^2 + 21wr^2)$ .

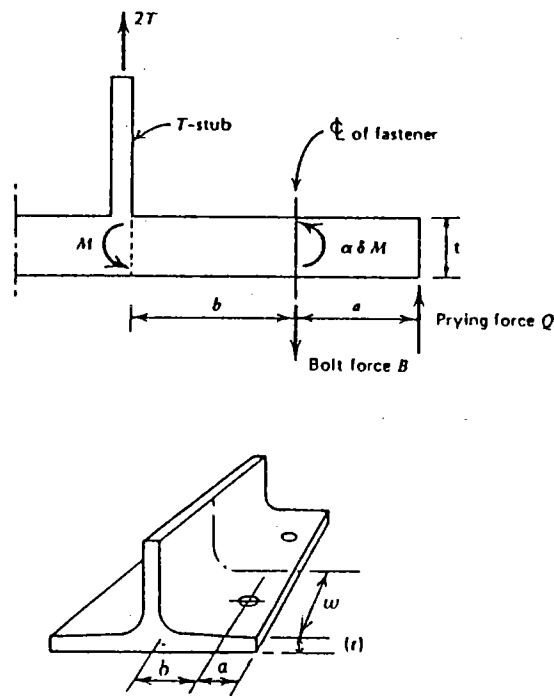


Fig. 17.15. Analytical model for prying force.

参考文献17.3にてこの反力を求めるための第三の解析手法が提案されている。剛なベースにフランジをボルト接合したスプリットティーにおけるこの作用を説明するために、図17.15に示した簡単なモデルが使われた。この作用に影響を与える主要なパラメータがそのモデルに包含されているために、この手法は、特別なボルトと板の組合せに限定されない。記号 $Q$ は、終局時のボルト1本当たりのこの反力を示し、この力はフランジの端部にて線荷重として働くと仮定している。実験結果から、縁端距離 $a$ がある限界値以内である限り終局状態において、これが妥当な仮定であることがわかった。ボルトの最大引張荷重は $B$ 、単位ボルトあたりの作用力が $T$ である。ウェブとフランジの交差線における曲げモーメントを $M$ とすると、この反力 $Q$ によって生じるボルト線上のモーメントは、 $\alpha \delta M$ に等しくなる。ここに、 $\delta$ はフランジの純面積（ボルト線上）と全面積（ウェブ面における）の比に等しい。係数 $\alpha$ は、ボルトの中心線上における単位長さあたりのモーメントとウェブ面におけるフランジのモーメントの比を表している。係数 $\alpha$ は、未知量である $Q/T$ の関数であることに注意する必要がある。ボルト線上とウェブ面間のフランジの部分に関するモーメントの釣り合いから次式が得られる。

$$(1 + \delta\alpha)M = Tb \quad (17.8)$$

ここに、 $b$ はボルトの中心線からウェブまでの距離。フランジの全面積の終局モーメントは

$$M = \frac{1}{4}wr^2\sigma_y \quad (17.9)$$

ここに、 $\sigma_y$ はフランジ材の降伏応力、 $t$ はフランジ厚、 $w$ は単位ボルトあたりのウェブに平行なフランジ長さ（図17.5参照）

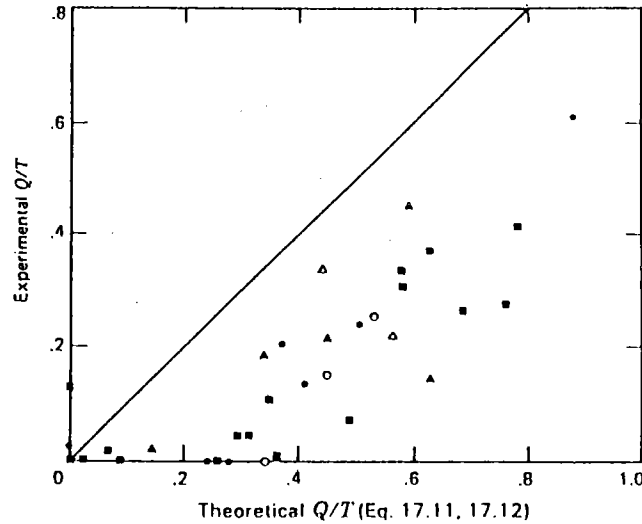


Fig. 17.16. Comparison between theoretical and experimental  $Q/T$  ratios. ■ A325 bolts,  $\sigma_w$  spec = 120 ksi. ▲ A490 bolts,  $\sigma_w$  spec = 150-170 ksi. ● 10k bolts,  $\sigma_w$  spec = 142 ksi. ○ 4.D bolts,  $\sigma_w$  spec = 50 ksi. △ A502 rivets,  $\sigma_w$  = 60-80 ksi.

ボルト線上とフランジ先端間のモーメントの釣り合いから他の式が得られる。

$$Qa = \alpha \delta \frac{1}{4} w r^2 \sigma_y \quad (17.10)$$

作用荷重ボルト軸力、てこ反力の釣り合い式は以下となる。

$$B = T + Q \quad (17.10a)$$

これを他の釣り合い条件式で表現すると

$$B = T \left[ 1 + \frac{\delta \alpha}{(1 + \delta \alpha)} \frac{b}{a} \right] \quad (17.11)$$

となり、そして

$$r = \left\{ \frac{4Bab}{w \sigma_y [a + \alpha \delta (a + b)]} \right\}^{1/2} \quad (17.12)$$

式17.12は、所要フランジ厚と継手各要素の機械的特性および寸法を関係付けている。式17.11から得られるてこ反力比 $Q/T$ と実験結果を、各種のボルトについて比較し図17.16に示している。ここには、リベットについての2, 3のデータもまた含まれている。

式17.11と式17.2によって求まる値は、てこ反力を過剰に見積ることになるのは明らかである。その誤差量は、式17.6と式17.7が適用された場合に得られたものに匹敵する。理想化されたモデルによって導かれた荷重と実験結果が相違する要因には、歪み硬化や実際の力の分布も含まれる。モデルでは、ボルト軸力 $B$ がボルトの中心に作用することを仮定している。フランジに大きな変形が生じると、ボルト軸力 $B$ は、図17.17に示すようにボルト軸とボルト頭の端部間に作用するであろう。このことは距離 $b$ を短くし、てこ反力比 $Q/T$ を直接的に変更させる。この効果を近似すべく、図17.18bに定義した修正値 $a'$ 、 $b'$ を用いて釣り合い条件を拡張した。ボルト軸力はウェブ面から $(b-d/2)$ に等しい距離 $b'$ に作用する事が仮定され、距離 $a'$ は $a+d/2$ の値がとられる。モデル

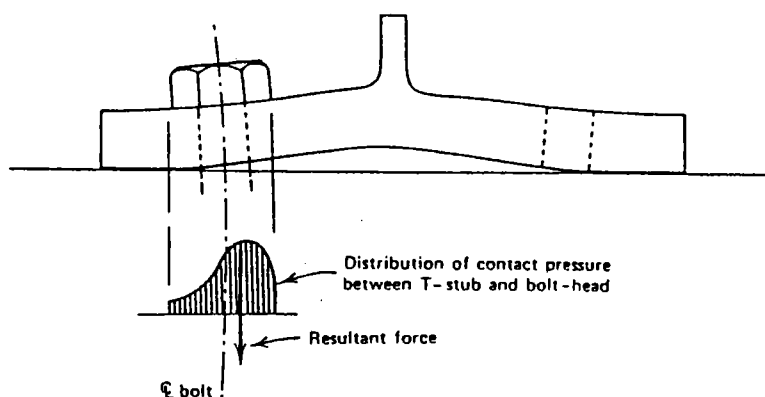


Fig. 17.17. Influence of flange deformations on location of resultant bolt force.

は終局荷重時において、てこ反力 $Q$ はフランジの先端に線荷重として働くことを仮定している。

実験の結果は、縁端距離 $a$ が $b$ に比較してさほど大きくない限りこの仮定は妥当であることを示している。したがって、縁端距離 $a$ は $1.25b$ を限度とすることが推奨される。

図17.18aに示されるように、修正された長さを用いて計算したてこ反力は、実験結果とさらに良く一致をしている。しかしながら、依然としてほとんどの場合、計算値はてこ力の影響を過大に評価しているため、これらの修正された長さを用いることは、ボルトの控えめな設計になると考えられる。

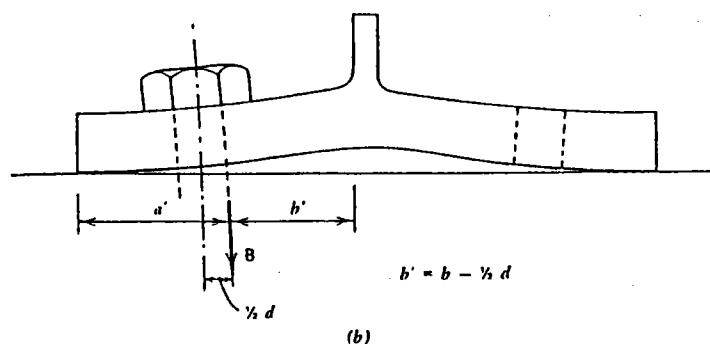
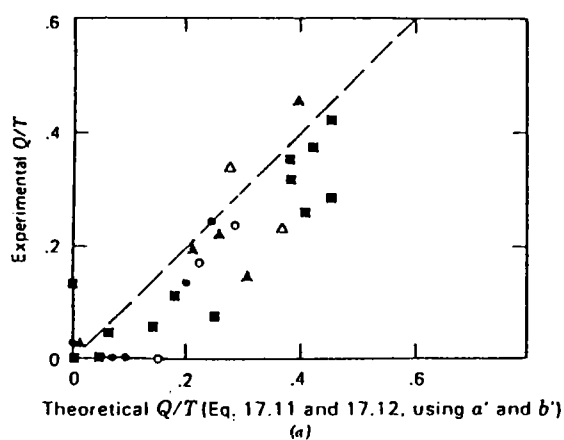


Fig. 17.18. Comparison between analytical and experimental  $Q/T$  ratios for modified  $a$  and  $b$  distances.  
 ■ A325 bolts,  $\sigma_u$  spec = 120 ksi. ▲ A490 bolts,  $\sigma_u$  spec = 150-170 ksi. ● 10k bolts,  $\sigma_u$  spec = 142 ksi.  
 ○ 4.D bolts,  $\sigma_u$  spec = 50 ksi. △ A502 rivets,  $\sigma_u$  = 60-80 ksi.

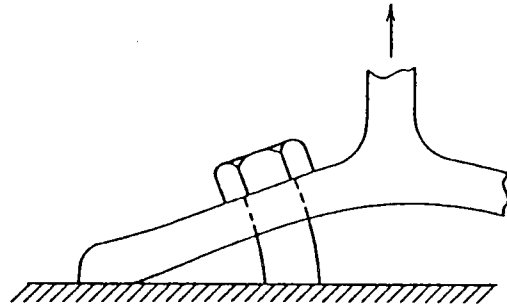


Fig. 17.19. Local prying of fastener head.

次節において、式17.11と17.12（修正された $a'$ 、 $b'$ を用いた）をてこ反力の計算式として推奨している。しかし、設計者はこの式の限界を把握し、この式が導かれた詳細構造と合致しない構造に対しては、その適用に十分な注意が必要である。試験体の寸法の範囲内では破断に対して十分な精度の予測値を与えている。bがaに比べて小さく、フランジの変形が大きい場合には、ボルト頭とナットの過度の変形が小数の実験で認められた。図17.19はこの現象を図示している。これらの場合、生じるてこ反力は小さいが、ボルトは直接的に軸力が作用する場合より小さい荷重で破壊する。言い換えれば、てこ作用には2つの現象が関係する。最初は、全体的なてこ作用（図17.4）であり、これはボルト軸方向に作用し、ボルト軸力を増加させる。2番目はボルトに軸力と曲げが作用することになるボルト頭部の局部的なてこ作用である。明らかに、これらの両極端をなすものが存在する。

終局荷重状態におけるてこ反力を計算する問題は複雑であるが、ここで与えた計算値は、実験データを十分に満足する予測を与えうる。引張接合におけるボルトの疲労強度の予測は更に複雑であり、満足しうる解析方法はまだない(1987)。計算式は、ボルト張力の大きさと、ボルトねじ部近傍における降伏現象のような局部的な影響、使用荷重状態（直接的なてこ力とボルト曲げの両者をふくむ）のもとでのボルトの応力振幅を考慮したものでなければならない。

## 17.6 推奨する設計

### 17.6.1 静的載荷

ウェブの両側に1列のボルト列をもつティー継手のてこ反力に関しては、多くの準解析的および実験的な近似式が提案されている。これらすべての方法は、同程度に実験データと整合している。

StruikとdeBackによって提案された釣り合い法を修正した方法(17.3)は、いくつかの優れた点を有していると思われる。この方法の最も重要な点は、この方法が一連のボルト類、鋼材類の設計に適用し易いことである。DoutyとMcGuireによって用いられた解析モデルは、実験を基礎にしたいろいろな係数を使用しているため(16.2)、各種のボルトや鋼材に直接適用することはできない。同様にNairらによって得られた実験式は特定の鋼板とボルトの組合せに対してのみ有効である。AgerskovはDoutyとMcGuireに良く似た方法を用いたが、断面の終局強度に関する弾性条件に基づく適合条件を用いている。

実験数は限られているが、これらの実験データは、図17.18に示すとおり、式17



.11 および17.12 から求めた値とほぼ良く一致している。単純化されたモデルは、静的荷重を受けるティー形式の引張接合の設計に十分な基礎を与えるものであり、また同様の構造を持つ他の継手に対しても有効である。ボルト頭部にきびしい局部的なゆがみを生じるような継手では、式17.11,17.12 によって得られる値よりも終局強度は低下する。

ボルトを2列以上配置した継手は、フランジの補強等の特別の処置をしない限り効果的ではない(17.2)。もし、この補強がなされないと、耐荷力はほとんど内側のボルトのみによって決まってしまう。ボルトが終局強度に達した時にも補強材が機能するよう慎重に設計するのが良いであろう。補強材が早く破壊してしまうと、ボルトには非常に大きいてこ反力が加わってしまう。

### i. 許容応力度設計

ボルトの最大引張力は、ボルトの有効断面積 $A_s$ および最小規定引張強さ $\sigma_{uspec}$  ( $Kpounds/inch^2$ )によって決まる。4章に記述したように、ボルトの引張耐力は公称断面積 $A_b$ によって次のように表わされる。

$$B_u = 0.75 A_b \sigma_{uspec} \quad (17.13)$$

終局荷重に対する安全率に2.0をとると許容引張力 $B_{all}$ は、ボルト1本あたり

$$B_{all} = (0.5)(0.75) A_b \sigma_{uspec} \quad (17.14)$$

あるいは

$$B_{all} = 0.375 A_b \sigma_{uspec} \quad (17.15)$$

安全率2.0という数値は、以前使用した値と同じである。これは、ボルトの許容せん断応力および許容支圧応力の際にとる値と同じである。

実際の荷重と終局強度の間に一定の余裕を見込むため、作用荷重とてこ反力は、許容ボルト軸力を上回ってはならない。したがって

$$B_{all} \geq T + Q \quad (17.16)$$

てこ反力 $Q$ は、荷重 $T$ だけではなく、継手部の形状寸法にも依存している。式17.10に示したように、てこ反力 $Q$ を関係づける値 $\alpha$ は、これらの要素によって決定される。推奨する設計は、後に要約するが、解析にも設計の目的にも使用できる。

スプリットティー継手の形状、寸法、数、ボルトの位置はすべて継手の強度に影響する。それ自体、仮に形状、寸法等を選択して、継手部を解析することは容易である。接合材や、ボルトが不十分であったり十分過ぎたりする場合には、適当な構造に調整することができる。許容荷重を知ることにより、式17.11はモーメント率 $\alpha$ を求めるために使用できる。(図17.5の書き方に従うと、2本ボルトに加わる外力は $2T$ と書き表わされる)。 $\alpha$ が1以下になる場合は、ボルト特性値が設計をコントロールすることを示し、式17.12により、フランジ厚が妥当であるかどうかを検討することができる。式17.12の $B$ には許容ボルト力をとる。

式17.11から求まる $\alpha$ の値が1を越える場合は、限界状態に達していることを示す。この場合、ボルト位置およびウェブとフランジの交点に塑性ヒンジが形成されると

き、継手は終局強度に到達するであろう。この状態では $\alpha$ を1.0として式17.11から直接、実際の荷重レベルでのボルト軸力を決定することができる。板厚をチェックするために(式17.12)、ボルト軸力は終局荷重に一致しているべきである。したがって $B$ の値は式17.11から求まる値の2.0倍とする。

17.5節で述べたように、式17.11と17.12を使用した時、実験と理論の良い一致を見るのは、図17.18に示すように距離 $a$ と $b$ を修正した時である。そこで便宜上、式17.11と17.12は、形状が同じで寸法パラメーターを修正した、静動荷重を受ける、スプリットティー継手に対する推奨設計式と言い替えられるであろう。

### 静的荷重載荷状態でのT形引張継手設計法の推奨案

#### 許容応力度設計法

ボルト1本当りの許容張力は次式で与えられる。

$$B_{all} = 0.375 A_b \sigma_{u spec}$$

外力とてこ作用に抵抗するためにはボルトの耐力は次式を満足させなくてはならない。

$$B_{all} \geq T + Q$$

距離 $a$ および $b$ の修正値を用いて式17.11を書き直すと

$$B_{all} \geq T \left[ 1 + \frac{\delta \alpha}{(1 + \delta \alpha)} \frac{b'}{a'} \right]$$

また、ティーフランジの板厚は次式の値以上としなくてはならない。

$$t = \left\{ \frac{4 \bar{B} a' b'}{w \sigma_y [a' + \delta \alpha (a' + b')]} \right\}^{1/2}$$

ここに、 $a' = a + d/2$

$b' = b - d/2$

$B$  = 終局時の推定ボルト軸力

$\alpha < 1.0$  の場合

$$\bar{B} = 0.75 A_b \sigma_u$$

$\alpha \geq 1.0$  の場合は $\alpha = 1.0$ として

$$\bar{B} = 2T \left[ 1 + \frac{\delta}{(1 + \delta)} \frac{b'}{a'} \right]$$

また、 $a$ の上限値は

$$a \leq 1.25b$$

とする。

本節で取扱う設計法の推奨案は剛性の高いベースと連結する引張接合に有効である。17.3で述べたように、ティー部材と取り合うベースの剛性はてこ反力の大きさを支

配するパラメータである。ベースが十分な剛性を有していないときは、ティー部材と取り合うフランジの寸法や材料特性に応じて、ボルト張力やてこ反力を適切に評価する必要がある。剛性の低い継手構成は大きなてこ反力を生むことになり、これがボルトの設計を支配することになる。

### ii. 荷重係数設計方法

荷重係数設計法によるスプリットティーの設計は許容応力度法による設計とほぼ同様である。唯一の違いは荷重係数を乗じたボルト張力が低減係数 $\phi$ を乗じた終局耐力を超えないようにする点である。低減係数 $\phi$ の0.85という値は過去の実績に基づく合理的でかつ妥当な値である。荷重係数を1.7とし低減係数を0.85とすれば、許容応力設計法と同じになる。

### 静的荷重載荷状態でのT形引張継手設計法の推奨案

#### 荷重係数設計法

ボルト1本当りの最大引張耐力は次式にて与えられる。

$$B = 0.75 A_b \sigma_u$$

外力およびてこ作用に抵抗するにはボルトの耐力は次式を満足しなくてはならない。

$$\phi B \geq T' \left[ 1 + \frac{\delta \alpha}{1 + \delta \alpha} \frac{b'}{a'} \right]$$

ここで低減係数 $\phi$ は0.85、 $T'$ は荷重係数を乗じたボルト1本当りの作用荷重を表す。最小ティーフランジ厚は次式にてあたえられる。

$$t = \left\{ \frac{4 \bar{B} a' b'}{w \sigma_y [a' + \delta \alpha (a' + b')]} \right\}^{1/2}$$

ここに、  $a' = a + d/2$

$$b' = b - d/2$$

$B =$  終局時の推定ボルト軸力

$\alpha < 1.0$  の場合

$$\bar{B} = B = 0.75 A_b \sigma_u$$

$\alpha \geq 1.0$  の場合は  $\alpha = 1.0$  として

$$\bar{B} = T' \left[ 1 + \frac{\delta}{1 + \delta} \frac{b'}{a'} \right]$$

また、 $a$  の上限値は

$$a \leq 1.25b$$

とする。

## 17.6.2 繰返し載荷

T形引張継手における高力ボルトの疲労強度は、ボルトの初張力とてこ反力に大きく影響される。したがって、繰返し荷重の載荷が予想される状態では、ボルトの締付け手順には特に配慮が必要であり、ボルトが所要締付力どおりに正しく締付けられていることを確認しなくてはならない。

前述したようにT形引張継手のてこ反力は疲労強度の著しい低下をもたらす。強度や寿命の低下を防ぐため、てこ反力が最小になるようT形引張継手の寸法を定めなくてはならない。このためには図17.5aに示したように十分に剛な継手にすればよい。こうすれば荷重が加わっても板の離間が起きず、またてこ反力を低く抑えることができる。この結果外力が加わってもボルト応力の変動は小さくなる。

図17.20に有効な疲労試験結果を示す(17.4, 17.8)。同図には2種類の規格のボルトが示されている：A325 およびA490（あるいは材質等級10.9）。全てのケースで、ボルトには規定されている最低値以上のプレストレスが導入されていることが確認されている。図17.20にプロットした応力振幅パラメータは、式17.17 および式17.18によって計算したボルト張力を公称断面積で除した値に相当する。これは疲労寿命を合理的に表わし、設計に便利なようであるが、算出すべきものはボルトに実際生じている応力振幅である。この値は図17.20に示されている公称値よりもずっと低い。既に述べたように、実際の応力振幅（てこ作用の影響を反映した）は、部材の剛性とボルトの初張力に依存する。図17.20に示された試験結果の内、12個に対しては応力振幅の計測値が得られているが、それらは図にプロットした値の約5倍から25倍も小さな値となっている。

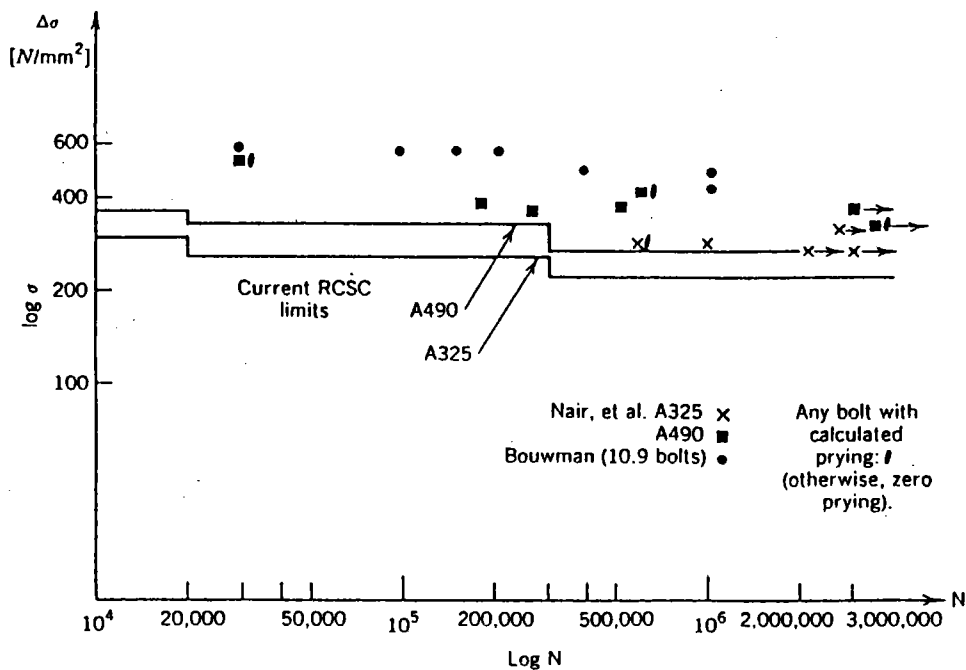


Fig. 17.20. Fatigue strength of bolts in T-stub connections.

図17.20 に示された結果を評価する際に特記すべき点は、これらの試験結果のうち4つには故意にてこ反力を生じさせたが、その場合でさえもてこ反力は小さかったということである。

以下に示す設計の推奨値は図17.20 に示したデータをもとにしている。(この推奨値は図17.20 にも示してある。)

#### 繰返し荷重を受ける高力ボルト T形引張継手設計法の推奨案

スプリットティー継手の許容ボルト張力は次式を越えないものとする。

繰返し回数	20,000回未満の場合	:	Ball
"	20,000~500,000 回の場合	:	0.90 Ball
"	500,000 回を超える場合	:	0.75 Ball

ボルト張力は規定の荷重条件で式17.17 および式17.18 を用いて算出するものとする。いかなる場合においても、てこ反力が外力の60%を超えてはならない。

#### REFERENCES

- 17.1 W. H. Munse, "Research on Bolted Connections," *Transactions, ASCE*, Vol. 121, 1956, p. 1255.
- 17.2 W. H. Munse, K. S. Peterson, and E. Chesson, Jr., "Strength of Rivets and Bolts in Tension," *Journal of the Structural Division, ASCE*, Vol. 85, ST3, March 1959.
- 17.3 J. H. A. Struik and J. de Back, *Tests on Bolted T-Subs with Respect to a Bolted Beam-to-Column Connections*, Report 6-69-13, Stevin Laboratory, Delft University of Technology, Delft, the Netherlands, 1969.
- 17.4 R. S. Nair, P. C. Birkemoe, and W. H. Munse, "High Strength Bolts Subjected to Tension and Prying," *Journal of the Structural Division, ASCE*, Vol. 100, ST2, February 1974.
- 17.5 J. de Back and P. Zoetmeyer, *High Strength Bolted Beam-to-Column Connections, The Computation of Bolts, T-Sub Flanges and Column Flanges*, Report 6-72-13, Stevin Laboratory, Delft University of Technology, Delft, the Netherlands, 1972.
- 17.6 ASCE, *Commentary on Plastic Design*, Manual 41, New York, 1971.
- 17.7 J. L. Rumpf, "Riveted and Bolted Connections," in *Structural Steel Design*, 2nd Ed. Ronald Press, 1974, Chap. 18.
- 17.8 L. P. Bouwman, *Fatigue of Bolted Connections and Bolts Loaded in Tension*, Report No. 6-79-9, Stevin Laboratory, Delft University of Technology, Delft, the Netherlands, 1979.
- 17.9 James W. Baldwin, Jr., *Test Report, Kemper Arena Roof Hangers*, prepared for City of Kansas City Director of Public Works, November 12, 1980, Kansas City, Missouri.
- 17.10 H. Agerskov, "High-Strength Bolted Connections Subject to Prying," *Journal of the Structural Division, ASCE*, Vol. 102, ST1, January 1979.

## 参考文献

- 1) 日本建築学会：鋼構造設計基準；高力ボルト接合設計施工指針、1983
- 2) 日本道路協会：道路橋示方書・同解説、1980.2
- 3) A I S C : Structural Joints Using ASTM A325 or A490 Bolts、1980
- 4) A I S C : Manual of Steel Connection, Part 4 Connections, Hanger Type Connections (Fasteners loaded in Tension)、7th ed., 1970
- 5) A A S H T O : Standard Specifications for Highway Bridges ,1983
- 6) B S I : B S 4 6 0 4、P a r t 1  
The Use of High Strength Friction Grip Bolts  
in Structure Steelwork, Part 1、1970
- 7) B S I : B S 5 4 0 0、P a r t 3  
Code of Practice for Design of Steel Bridges、1982.4
- 8) B S I : B S 5 4 0 0、P a r t 1 0  
Code of Practice for Fatigue、1980
- 9) D I N : D I N 1 8 8 0 0 T e i l 1  
Stahlbauten ; Bemessung und Konstruktion、1981
- 10) D I N : D I N 1 8 8 0 9  
Stählerne Straßen und Wegbrücken、198
- 11) Geoffrey L. Kulak・John W. Fisher・John H.A. Struik :  
Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints  
Second Edition、1987
- 12) 鋼材倶楽部、J S S C 編：鋼構造接合資料集成、1977
- 13) 小西一郎編：鋼橋 設計編Ⅱ、丸善、1976.1
- 14) 藤本・橋本：高力ボルト引張り接合に関する研究、日本建築学会論文報告集、  
1969.10,11、1971.12、1972.1
- 15) 橋本篤秀：高力ボルト引張り接合の設計式について、J S S C、1977.9
- 16) アダミヤ橋プロジェクトチーム：アダミヤ橋（イラク共和国）の設計・製作と  
架設（上）、橋梁と基礎、1984.3
- 17) 構造物設計資料のグラフより、1969.3、1972.9
- 18) 小宮・田中・沢本・加地：荒津大橋上部工の架設、橋梁、1987.8
- 19) Urban viaduct、acier.stahl.steel、1979.1
- 20) Bridge over the River Tay. A9 Dunkeld By-Pass(UK)、acier.stahl.steel  
、1980.2