

**Zeitschrift:** IABSE congress report = Rapport du congrès AIPC = IVBH  
Kongressbericht

**Band:** 7 (1964)

**Rubrik:** IIb: Friction-grip-bolts (high strength bolts)

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 19.11.2024

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

## IIb 1

### Supplement - Complément - Ergänzung

#### Studies on the Application of High-Strength Bolted Joints to Bridges<sup>1)</sup>

*Recherches sur l'utilisation, dans les ponts, d'assemblages réalisés avec des boulons à haute résistance*

*Untersuchungen über die Verwendung von hochfest verschraubten Stößen im Brückenbau*

ICHIRO KONISHI

Kyoto University, Kyoto, Japan

This is the additional exposition to the question of the general reporter, Prof. DUBAS, to the paper IIb 1 of the Preliminary Publication.

The state of the faying surfaces was as rolled, and expectable friction coefficient is about  $\mu = 0.25$ . This value was determined from the experiments for regular test specimens done until 1958 in my laboratory. The design of the test beams was done based on the above experimental value during 1959. Bolted connection is not considered to be overstrengthened for the friction coefficient given. Special treatments to increase friction of the surface were not performed in this experiment although it is necessary for economical design of the bolted connection, especially for the European design.

The theoretical load-stress relations of bolted beams are as follows: This load  $P$  means that indicated in Fig. 1 of the original paper.

$P = 43.5$ ton	$\sigma = 1900$ kg/cm <sup>2</sup>	design load
$P = 75.6$ ton	$\sigma = 3300$ kg/cm <sup>2</sup>	yield load
$P = 86.4$ ton	slip of the connection occurs for $\mu = 0.25$	
$P = 88.8$ ton	welded section is of fully plastic.	

If some kinds of treatments are performed on the friction surface, and, for example, 0.45 friction coefficient is expected, a number of high strength bolts is about 8 instead of 12. It might be concluded that almost the same results could be obtained if a fatigue test for the beam with reduced bolts is performed, because there are only few differences between slip distributions near the first row bolts of the beams with 12 bolts and 8 bolts.

The fatigue tests of this paper were performed near the design load and fatigue properties of bolted and riveted beams under design loads were ob-

---

<sup>1)</sup> See "Preliminary Publication" — voir «Publication Préliminaire» — siehe «Vorbericht», IIb 1, p. 363.

tained. The fatigue tests near the slip load must be done with ordinary test specimens instead of composed beams.

Fatigue test near the slip load, using regular test specimens which are the same as those used for static tests for determining the friction coefficient, had been done by the author for various stress levels, but the effects of frequencies of repeated cycles are seems to be very important, and careful considerations on these must be paid.

### Summary

The additional exposition to the paper II b 1 of the Preliminary Publication is given in this paper. It includes the condition of faying surfaces, the theoretical load-stress relations of the test beams, and the conditions of fatigue tests. The presumed characteristics of the beams with higher friction coefficient and, in consequence, less connection bolts are explained referring the results of original paper.

### Résumé

Cet exposé complète le mémoire II b de la Publication préliminaire. Y sont décrits: l'état des surfaces de contact, les relations théoriques charges — contraintes des poutres d'essai et les conditions des essais de fatigue. Partant des résultats présentés dans le mémoire original, on indique les caractéristiques présumées des poutres possédant un coefficient de frottement plus élevé et, donc, un moins grand nombre de boulons d'assemblage.

### Zusammenfassung

Dieser Beitrag enthält zusätzliche Erklärungen zum Beitrag II b 1 im «Vorbericht». Es werden folgende Fragen behandelt: Beschaffenheit der Kontaktflächen, theoretische Spannungsverhältnisse an Versuchsbalken sowie das Verhalten bei Ermüdungsversuchen. Die mutmaßlichen Eigenschaften von Trägern mit höherem Reibungskoeffizient, und demzufolge mit weniger Verbindungsschrauben, werden dargelegt unter Bezugnahme auf die im Originalbeitrag enthaltenen Ergebnisse.

## II b 2

### Diskussion - Discussion - Discussion

#### HV-Schrauben<sup>1)</sup>

#### *Friction-Grip-Bolts (High Strength Bolts)*

#### *Boulons à haute résistance*

F. FALTUS

Prof. Ing. Dr., Prag

Die große Zahl der Referate über vorgespannte Schrauben beweist, daß diese Verbindungsart des Stahlbaues in der ganzen Welt nicht nur steigende Verwendung findet, sondern auch das rege Interesse der Forschung wachgerufen hat. Es ist möglich an Hand der vorgelegten Arbeiten fast alle offenen Fragen zu berühren.

Die erste wichtige Entscheidung betrifft die Wahl der Schraubenqualität. Es werden sehr verschiedene Sorten verwendet, beginnend mit Streckgrenzen von 57 kp/mm<sup>2</sup> [4] bis 120 kp/mm<sup>2</sup> [6, 7] bzw. Festigkeiten von 80 kp/mm<sup>2</sup> bis 130 kp/mm<sup>2</sup> [6, 9], von einfachen niedriglegierten bis ziemlich hoch legierten Stählen. Es ist zu hoffen, daß hier die Zeit und auch wirtschaftliche Erwägungen eine Vereinheitlichung bringen werden. Die Forderungen an den Schraubenstahl sind doch im Grunde genommen ziemlich milde, wenn wir von der an einigen Stellen erhobenen Forderung absehen, daß sich der Schraubenkopf ohne Unterlagscheibe einer Flanschneigung bis 10% anpassen soll.

Unterschiede bestehen auch in der Größe und der Art der Messung der Vorspannkraft. Wir finden Werte von  $0,6 \sigma_{Bruch}$  [9], bis  $\sigma_F$  [4]. Allgemein wird jedoch zugegeben, daß ein Zuviel weniger schadet wie ein Zuwenig. Das Anziehmoment wird allgemein nach der Formel  $M = k P_v d$ ; berechnet für  $k$  finden wir jedoch Werte von  $k = 0,14$ — $0,15$  (nach [8] für speziell geölte Gewinde) bis  $k = 0,183$ . Die meisten Angaben nähern sich dem höheren Wert. Wenn man die Streuung der Anzeige der Drehmomentenschlüssel und der Reibungswerte betrachtet [1, 3, 7, 8] scheint schließlich die einfache «Halfturn»-Methode die gegebene zu sein. Als Hindernis wird in [1] angeführt, daß ein Teil der Vorspannkraft zum Richten und satten Anliegen der Bleche verbraucht wird. Es wird überzeugend auf den Unterschied zwischen der Tragkraft von mehreren Schrauben nebeneinander und hintereinander hingewiesen. Ein nicht sattes Anliegen der Bleche wird sich jedoch hauptsächlich in der

---

<sup>1)</sup> Siehe «Vorbericht» — see «Preliminary Publication» — voir «Publication Préliminaire», IIb, p. 363.

ersten Schraubenreihe reibungsvermindernd auswirken, da dort ein Teil der Vorspannkraft unwirksam auf das dickere Nachbarblech übertragen wird. Man sollte daher allgemein den Abstand bei der inneren Schraubenreihe (Fig. 1) nicht zu klein wählen. Bei größeren Blechdicken sollte die Anwendung von zu kleinen Schraubendurchmessern vermieden werden. In den Vorschriften sind hierüber jedoch nur selten Angaben zu finden.

Die Druckverteilung unter der Schraube scheint ziemlich begrenzt zu sein. Es zeigen dies nicht nur die Abbildungen an Abdrücken in [1], fotoelastische Messungen, sondern auch direkte Messungen. Die Annahme einer Druckverteilung unter  $45^\circ$  nach RÖTSCHER ist jedenfalls zu optimistisch. WALLNER [10] findet  $10\text{--}15^\circ$ . Spannungsmessungen von ŠEDIVEC [11] an durchschnittenen

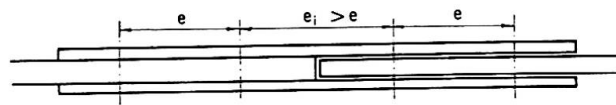


Fig. 1. Abminderung des Einflusses verschiedener Blechdicken durch vergrößerten Randabstand der ersten Schraubenreihe.

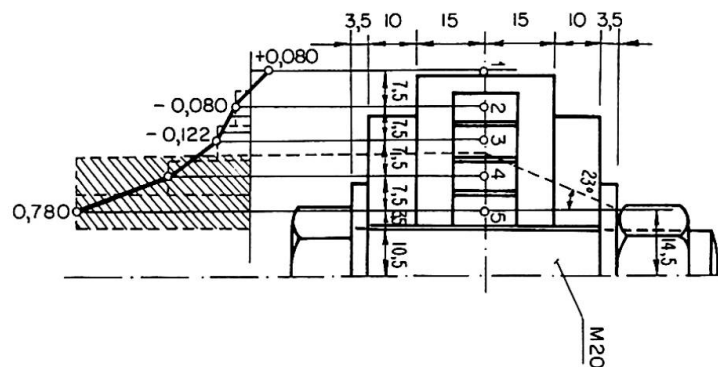


Fig. 2. Druckverteilung unter einer Schraube.

Scheiben zwischen vorgespannten Schrauben zeigen eher auf eine «mitwirkende» Breite der Druckzone unter  $20\text{--}30^\circ$  (Fig. 2). Andere Versuche zeigen, daß die Druckverteilung auch von der Vorspannkraft, also auch vom Verhältnis von Schraubendurchmesser zur Blechdicke abhängt.

Die Verbindung auf Zug scheint die einfachste zu sein. Doch auch hier ist die genauere Berechnung des Anteiles, der von der äußeren Zugkraft  $Z$  auf die Schraube entfällt, noch ungelöst. Oft wird die Vergrößerung der Schraubenkraft ( $kZ$ ) aus dem Verhältnis zwischen Schraubenfläche ( $F_s$ ) und Kontaktfläche ( $F_k$ ) berechnet,

$$kZ = \frac{F_s Z}{F_s + F_k}. \quad (1)$$

HIDEYUKI [6] zeigt, daß der Wert noch mit einem Formfaktor  $\alpha$  auf

$$k = \frac{F_s}{F_s + F_k} \alpha \quad (2)$$

zu verbessern ist und findet für die von ihm untersuchte Verbindung  $\alpha$  zwischen 0,49 und 0,73, was für einen «Formfaktor» doch etwas weit von Eins ist. Der Wert einer genaueren Berechnung liegt hauptsächlich in dem Aufzeigen der verschiedenen Einflüsse.

Betrachten wir eine Schraubenverbindung nach Fig. 3 mit einer mit  $P_v$  vorgespannten Schraube. Die äußere Zugkraft  $Z$  greife in den Blechen der Dicke  $l_z$  an. Die Kraft  $Z$  überträgt sich mit  $kZ$  über die äußeren Bleche auf die Schraube, während sich in den inneren Blechen die Druckvorspannung um  $(1-k)Z$  verringert, solange  $(1-k)Z < P_v$  ist. Wenn  $(1-k)Z = P_v$  ist, überträgt die Schraube die gesamte Kraft, da dann  $P_v + kZ = Z$  ist.

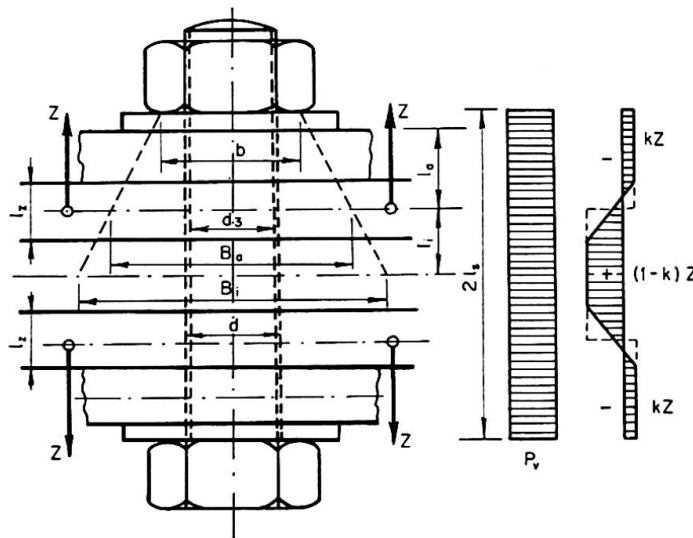


Fig. 3. Berechnung von zugbeanspruchten Schrauben.

Der Anteil  $k$  ergibt sich aus den Verformungen der einzelnen Teile, welche allerdings schwierig zu erfassen sind. Die Verformung der Schraube ist

$$E \delta_s = \frac{k l_s}{F_s} Z. \quad (3a)$$

Nehmen wir (etwas willkürlich) den Angriffspunkt der Kraft  $Z$  in der Mittelebene des Bleches der Dicke  $l_z$  an<sup>2)</sup>, so ist die Zusammendrückung der äußeren Teile

$$E \delta_a = \frac{k l_a}{F_a} Z, \quad (3b)$$

die Verlängerung der inneren Teile

$$E \delta_i = \frac{(1-k) l_i}{F_i} Z. \quad (3c)$$

<sup>2)</sup> Dies entspricht bei flachem Druckkegel näherungsweise der Annahme einer linearen Abnahme der inneren Kräfte im Querschnitt  $l_z$  von  $kZ$  auf  $(1-k)Z$ .

Nur in besonderen Fällen, z. B. bei der in [6] behandelten Verbindung können wir für  $F_a$  bzw.  $F_i$  die wirklichen Querschnittsflächen einsetzen.

Bei Platten können wir die Verformung der vom Schraubendruck erfaßten kegelstumpfförmigen Teile angenähert so berechnen, als ob es sich um Zylinder mit den Querschnittsflächen

$$F_a = \pi \sqrt{(b-d)^2 (B_a-d)^2} \quad (4a)$$

bzw. 
$$F_i = \pi \sqrt{(B_a-d)^2 (B_i-d)^2} \quad (4b)$$

handelte.

Es ist 
$$k = \frac{\delta_i}{\delta_s + \delta_a + \delta_i}. \quad (5a)$$

Da der Öffnungswinkel des Kegels der Druckverteilung nicht konstant ist, ist die Berechnung nur eine rohe Schätzung.

In Wirklichkeit sind noch die Verformungen in den einzelnen Kontaktflächen zu berücksichtigen, welche wir summarisch mit  $\Delta_a$  für die äußeren und  $\Delta_i$  für die inneren Flächen bezeichnen wollen, so daß

$$k' = \frac{\delta_i + \Delta_i}{\delta_s + \delta_a + \delta_i + \Delta_a + \Delta_i} > k \quad (5b)$$

wird.

Den größeren Einfluß übt  $\Delta_i$  aus;  $\Delta_a$  kann gegen die übrigen Größen meist vernachlässigt werden. Die Größen  $\Delta_a$  und  $\Delta_i$  sind nicht linear abhängig von  $Z$ . Solange  $Z$  klein gegen  $P_v$  ist, bleibt eine durch  $P_v$  plangedrückt Blechausbiegung eben ( $\Delta_i = 0$ ), erst bei Anwachsen von  $(1-k)Z$  wird sich das Blech abheben. Ähnlich werden sich auch kleine Unebenheiten der Blechoberflächen auswirken. Um diesen Zusammenhang etwas zu klären, wurden folgende einfache Messungen ausgeführt [14].

Aus einem 25 mm dicken Blech aus St. 37 wurden Scheiben von 50 mm Durchmesser<sup>3)</sup>, mit einer Bohrung  $\varnothing 18$  und zwei ringförmigen Vorsprüngen zum Ansatz der Meßgeräte gedreht (Fig. 4). Mit gegenüberliegenden induktiven Meßgebern Philipps PR 9310 wurden mit einer Genauigkeit von  $0,5 \mu\text{m}$  die Änderung der Entfernung  $a$  bei Veränderung der äußeren Belastung  $P$  gemessen. Die gemessene Größe setzt sich zusammen aus der elastischen Verformung der Meßstrecke  $a$ ,  $\delta_c = \frac{P}{E F} a$  und der Verformung  $\Delta_i$  in den Kontaktflächen. Fig. 5 gibt einige charakteristische Meßergebnisse wieder. Linienzug  $A_1$  entspricht der Verformung  $\Delta_i$  bei dem Aufliegen zweier roher Blechoberflächen, die nur von losem Zunder reingebürstet wurden. Linienzug  $A_2$  gehört zu demselben Versuchskörper nach dreimaliger Vorbelastung mit  $P = 50 \text{ Mp}$ .

<sup>3)</sup> Der Durchmesser entspricht etwa dem Durchmesser des «Druckkegels» einer Schraubenverbindung.

Es trat hierbei eine bleibende Verformung der Strecke  $a$  um etwa  $13\ \mu\text{m}$  auf; bei Belastungen bis  $20\ \text{Mp}$  waren die Verformungen wieder elastisch, nur etwas kleiner als vorher. Nach Abfräsen und Schleifen beider Berührungsflächen ergab sich Linienzug  $A_3$ , also praktisch sattes Aufliegen.

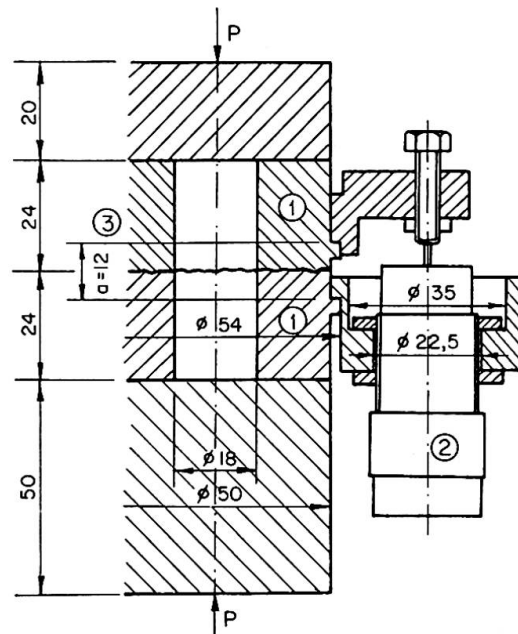


Fig. 4. Versuchsanordnung zur Messung der Federung in einer Kontaktfläche:

1. Versuchskörper.
2. Induktive Geber Philips PR 9310 (gegenüberliegend).
3. Kontaktfläche, unbearbeitet, bzw. bearbeitet.

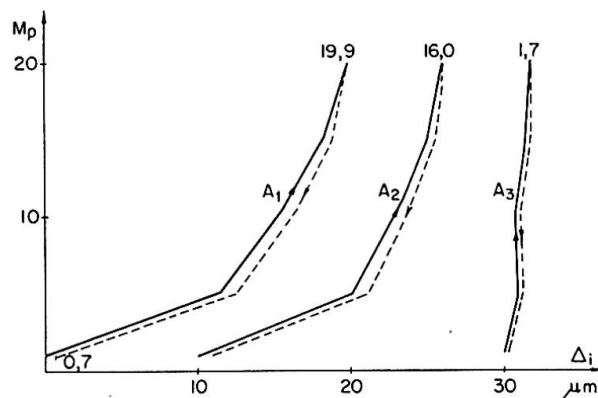


Fig. 5. Gemessene Verformungen der Kontaktfläche.

Die Bewegungen der Spalte haben bei unbearbeiteter Blechoberfläche einen stark nichtlinearen Charakter und sind in Gl. (5b) nicht zu vernachlässigen. Bei einer Beanspruchung von  $\sigma = 1000\ \text{kp/cm}^2$  in der Berührungsfläche entspricht  $\Delta_i$  der Zusammendrückung einer Länge  $l_i$  von 60 mm. Der Einfluß von  $\Delta_i$  wurde bisher in keiner Arbeit berücksichtigt.



Zu all diesem kommt noch die Vergrößerung der Schraubenkraft durch eine eventuelle Hebelwirkung nicht genügend steifer Stirnplatten, worauf auch [3] aufmerksam macht. Dieser Einfluß, der sich hauptsächlich nach Überschreiten der Vorspannkraft geltend machen wird, wurde z. B. von GENIEV [12] und DOUTY [13] untersucht. Er ist um so größer, je weicher die Stirnplatten sind. In [5] ist dieser Einfluß, der große Werte annehmen kann, vernachlässigt.

Es ist also zu erwarten, und alle Versuche bestätigen dies, daß die nach [5] berechnete Vergrößerung der Schraubenkraft nur sehr angenäherte Werte liefern kann.

Für die in [6] in Tafel 2 angeführten Versuche sind die Werte  $k$  nach (5a) in Tafel I zusammengestellt. Die Übereinstimmung zwischen Berechnung und Versuch<sup>4)</sup> ist hier besser wie in [6]. Daß der Kraftanstieg in der Schraube erst bei höherer Belastung rascher als linear ansteigt, deutet auf eine sorgfältige Bearbeitung der Kontaktflächen hin.

Tafel I. Berechnung der Schraubenkräfte nach (6)

Versuch Nr.	$l_s$ cm	$F_s$ cm <sup>2</sup>	$l_a=l_i$ cm	$F_a=F_i$ cm <sup>2</sup>	$E \delta_s$	$E \delta_a=E \delta_i$	$E (\delta_s+\delta_a+\delta_i)$	$k$	$(k)^*$
Nr. 1 ( $\varnothing$ 22)	24,6	6,1	11,9	57,4	4,03	0,207	4,4	0,0465	0,061
Nr. 2 ( $\varnothing$ 19)	24,6	4,4	11,9	41,4	5,59	0,288	6,17	0,0467	0,065
Nr. 3 ( $\varnothing$ 22)	24,6	6,1	11,9	43,6	4,03	0,273	4,57	0,0597	0,060
Nr. 4 ( $\varnothing$ 19)	24,6	4,4	11,9	37,0	5,59	0,322	5,91	0,0545	0,060

\*) Nach Versuchen in [6].

In Fig. 6 sind die Ergebnisse von Versuchen von ŠEDIVEC [11] gezeigt.  $Z$  ist die aus dem Biegemoment berechnete Belastung einer Schraube,  $kZ$  der Mittelwert der gemessenen Schraubenkräfte<sup>5)</sup>.

In dem Diagramm sind außerdem die nach (5a) berechneten Werte von  $kZ$  unter drei verschiedenen Annahmen der Ausbreitung des Druckkegels angeführt.

Die ganze Betrachtung zeigt, daß die Mechanik des Zugstoßes noch keinesfalls als geklärt anzusehen ist. Nur genauere Untersuchungen und detaillierte Spannungs- und Verformungsmessungen können hier Aufschluß bringen.

Dies gilt in vollem Umfange um so mehr für den Biegestoß, mit dem sich im Vorbericht einige Referate beschäftigen [3, 5, 7] und der auch schon Gegenstand der Beratungen in Stockholm war [13]. Nach obigen Ausführungen

4) In der letzten Spalte sind die den Versuchsergebnissen entsprechenden Werte  $k$  angeführt.

5) Die Unterschiede in der Beanspruchung der äußeren und inneren Schrauben waren verschwindend.

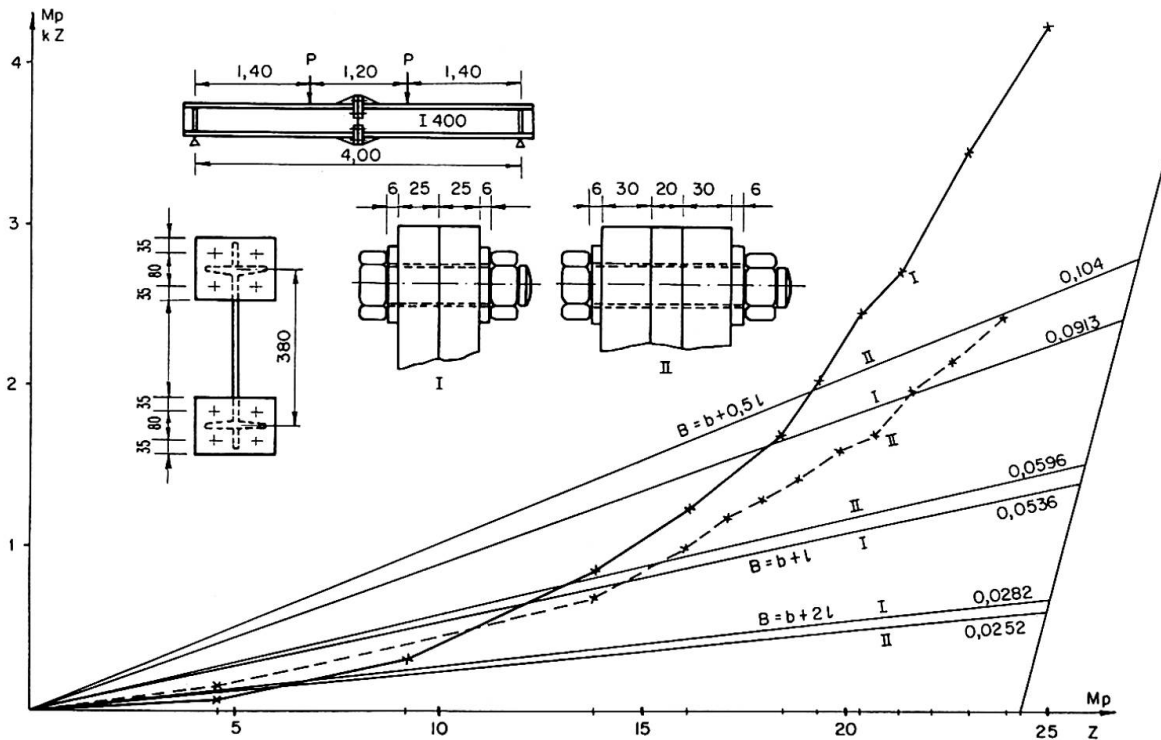


Fig. 6. Nichtlineares Anwachsen der Schraubenkraft bei Zugbelastung.

sollte theoretisch für das erste Stadium der Belastung mit  $(1-k)Z < P_v$  nach Fig. 7a zu rechnen sein. Für weitere Stadien, in denen nacheinander in den äußeren Reihen  $(1-k)Z > P_v$  wird, kommt das Rechenschema nach Fig. 7b zur Geltung. Ob eine solche genauere Berechnung nötig ist, soll hiemit nicht behauptet werden.

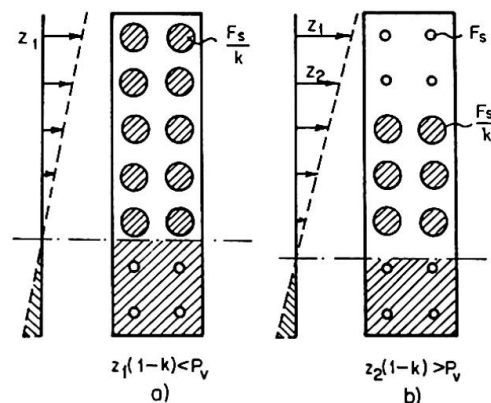


Fig. 7. Berechnung eines Biegestoffes.

Aus den Versuchen von GOFFI [5] kann jedoch nicht wie dort erwähnt geschlossen werden, daß sich die Vorspannung der Schrauben nicht auswirkt. Die Versuche zeigen im Gegenteil deutlich den Vorteil der Vorspannung. Bei der höchsten Laststufe ist allerdings in den äußeren Zugschrauben  $Z > P_v$ ,

also die Vorspannung bereits aufgehoben, wozu auch die Hebelwirkung der dünnen Winkelschenkel beigetragen haben mag.

Die Mehrzahl der Beiträge beschäftigt sich mit den eigentlichen Reibungsverbindungen und vor allem mit den Reibungsbeiwerten  $\mu$ . Diesen Ausführungen sollte in der Diskussion besonderes Interesse gewidmet werden. Ein einfaches Baustellenprüfgerät zum «zerstörungsfreien» Nachweis der Oberflächen-güte wird sehr benötigt. Es zeigt sich, daß nur bei sorgfältiger Arbeit und bei nicht walzfrischem Material mit nicht festhaftendem Zunder mit Flammstrahlen die in den meisten Normen vorgesehenen Werte  $\mu$  zuverlässig erreicht werden. Auch unsere Versuche bestätigen diese Ergebnisse. Wir ziehen daher bei Brücken Flammstrahlen schräg zur Krafrichtung vor; besser ist jedenfalls entsprechendes Sandstrahlen.

Es wäre wünschenswert, durch eingehendere Versuche die physikalischen Grundlagen der hier auftretenden Vorgänge näher zu beleuchten, um dem schönen Ausdruck «Mikroverzahnung» einen wissenschaftlich-technischen Inhalt zu geben. Versuche wie in [1, 2, 7] über das «Einspielen» der Verbindung können hier wertvolle Hinweise geben und über den Mechanismus der Kraftübertragung unterrichten. In den angeführten Gleitbeiwerten sind auch einige Widersprüche enthalten. So bringt z. B. ein Anrosten der Berührungsflächen nach [1] eine Verminderung der Reibung um 15%; nach [8] wird eine Vergrößerung erwartet, die der Wirkung der Relaxation entgegenwirken soll. Unsere Versuche mit zinkgespritzten Flächen [11] gaben auf St. 37 im Gegensatz zu [1] und [8] befriedigende Ergebnisse.

In diesem Zusammenhang verdient die amerikanische Praxis, die in [4] durch vorbildliche Versuche belegt ist, besondere Erwägung. Während man in Europa durch besondere Behandlung der Berührungsflächen den Reibbeiwert hochzuchtet und die Vorspannkraft durch Messung des Drehmomentes genau zu dosieren versucht, begnügt man sich dort mit dem niedrigen Wert von  $\mu = 0,32$  und der einfachen «Half-turn»-Methode, allerdings auf Kosten einer kleineren zulässigen Tragfähigkeit. Auch die Zulassung von Schrauben ohne Unterlagscheiben ist nachahmenswert. In manchen Fällen hat diese «vereinfachte» Anwendung der HV-Schrauben ihre besonderen Vorteile und sollte in den Vorschriften zugelassen werden. Erwähnt seien hier die sowjetischen Vorschriften für Stahlkonstruktionen vom Jahre 1962, die für St. 37 drei Reibungskoeffizienten vorsehen:

$\mu = 0,45$  für sandgestrahlte oder geflämmte Flächen,

$\mu = 0,35$  für gebürstete, ungestrichene Flächen,

$\mu = 0,25$  für ungereinigte Flächen (bei Ersatz von Nieten durch HV-Schrauben).

Aufschlußreich sind auch die in [4] enthaltenen Versuchsergebnisse über das «Aufknöpfen» von Verbindungen mit langen Schraubenreihen. Der Abfall der Tragfähigkeit ist kleiner als man erwarten sollte. Die gemessenen Gleitun-

gen sind hierbei kleiner als das Spiel von  $1\frac{1}{2}$  mm zwischen Schraubenschaft und Lochdurchmesser. Es drängt sich bei Betrachtung der Unterschiede zwischen Versuchen auf Stahl A 7 mit Reibungsbeiwerten von  $\mu = 0,35$ — $0,40$  und den Versuchen auf härterem Stahl A 440 mit Reibungsbeiwerten von  $\mu = 0,30$  bis  $\mu = 0,32$  die Frage auf, ob sich diese Ergebnisse auch auf die in Europa üblichen Verhältnisse übertragen lassen.

Auch die Tragfähigkeit der HV-Verbindungen bei Ermüdungsbeanspruchung kommt in einigen Beiträgen zur Sprache [5, 7, 8]. In [8] wird geschlossen, daß der Reibungsbeiwert und die Zahl der Schrauben in der Krafrichtung die Ermüdungsgrenze maßgebend beeinflussen. Bei niedrigen Reibungsbeiwerten ist dies erklärlich, da dann durch das «Voreinbinden» der Kraft die Lochschwächung nur ungenügend gedeckt wird; die Begründung des Einflusses der Schraubenzahl ist aus den Unterlagen nicht ersichtlich, da die Abmessungen der Probekörper nicht angegeben sind.

Abschließend sei zusammengefaßt, daß die eingereichten Beiträge viel Wertvolles zur Abklärung noch offener Fragen enthalten, jedoch gemeinsam mit den Mitteilungen der Erfahrungen aus der Praxis neue Probleme aufgeworfen haben. Die HV-Verbindung hat sich als fortschrittliches Hilfsmittel des Stahlbaues praktisch bewährt; die noch offenen theoretischen Fragen sollten raschestens durch Gemeinschaftsarbeit gelöst werden.

### Schrifttum

1. AURNHAMMER: «HV-Verbindungen, Überlegungen, Beobachtungen, Versuche.»
2. BEER, WALLNER: «Beitrag zur Wandersicherheit von HV-Verbindungen.»
3. CARPENTIER, ALEMANY: «Experience française des boulons à haute résistance.»
4. FISCHER, RAMSEIER, BEEDLE: "Strength of A 440 Steel Joints fastened with A 325 Bolts."
5. GOFFI: «L'emploi des boulons à haute résistance dans la construction métallique; leur comportement par rapport aux sollicitation alternées.»
6. HIDEYUKI, TAKEO: "Experiment on Tensile Joints using High-Strength Bolts."
7. KONISHI: "Studies on application of high strength bolted joints to bridges."
8. TOMONAGA, TAJIMA: "The use of High-Strength Bolted Joints in Railway Bridges."
9. Sowjetische Normen für Stahlbauten, SNiP II-B3-62, Moskau 1963.
10. WEISS, WALLNER: «Die HV-Schraube unter Zugbelastung.» Stahlbaurundschau 1963, H. 24, S. 15—22.
11. ŠEDIVEC: Versuchsanstalt für Verkehrswesen, Prag, Bericht Nr. 2 15. 16 (1964).
12. GENIEV: «Über die Berechnung von Flanschverbindungen» in Woprosy besopasnosti i protschnosti strojitelnych konstrukcij, Moskau 1954, Seiten 52—65.
13. DOUTY: "Discussion on Rivets and High-Strength Bolts." A. Symposium. ASCE Transactions Vol. 126 (1961) I, Paper 3241, Seiten 719—726.
14. PETŘÍK: Versuchsanstalt für Bauwesen der Technischen Hochschule Prag, Bericht Nr. 1470/64 vom 22. 5. 64.

### **Zusammenfassung**

An Hand der 9 eingereichten Beiträge wird über die Wahl des Schraubens-  
stahles, die Größe und Art der Vorspannung, die Berechnung von Zug- und  
von eigentlichen Reibungsverbindungen diskutiert. Es wird an Hand eigener  
Versuchsergebnisse mit Zugschrauben auf den bisher wenig beachteten Ein-  
fluß der Beschaffenheit der Blechoberfläche hingewiesen.

### **Summary**

On the basis of the nine papers which were presented, the author discusses  
the questions of the choice of the steel for the bolts, the magnitude and the  
application of the prestress, together with the design of assemblies subjected  
to tensile stresses and assemblies by actual friction. Tests carried out by the  
author with bolts under tension make it possible to reveal the importance,  
which has not hitherto been greatly studied, of the state of the surface of the  
sheet steel.

### **Résumé**

Sur la base des neuf contributions qui ont été présentées, l'auteur discute  
les questions du choix de l'acier des boulons, de la grandeur et de la mise en  
œuvre de la précontrainte ainsi que du calcul des assemblages travaillant à la  
traction et des assemblages par frottement proprement dits. Des essais effec-  
tués par l'auteur avec des boulons tendus permettent de faire ressortir l'impor-  
tance, jusqu'à présent peu étudiée, de l'état de surface des tôles.

## **I**b**3**

### **High Strength Bolting in the U.S.A.**

*L'assemblage par boulons haute résistance aux U.S.A.*

*Die HV-Schrauben in den USA*

JOHN W. FISHER

Research Assistant Professor of Civil Engineering, Lehigh University Bethlehem, Pennsylvania

LYNN S. BEEDLE

Research Professor of Civil Engineering, Lehigh University, Bethlehem, Pennsylvania

### **Design Concepts in the U.S.A.**

The original application of high-strength A 325 bolts in the U.S.A. was based upon friction-type joints only. The first specification in 1951 merely permitted the substitution of a like number of bolts for hot-driven rivets [1].

It is well known that friction-type joints are dependent on proper bolt tension and an adequate coefficient of friction. In the U.S.A. the faying surfaces are usually only clean mill scale, and numerous tests of A 7 steel joints have indicated that a slip coefficient of 0.35 is representative of values encountered in actual construction. Because of higher labor costs in the U.S.A. it is considered uneconomical to increase the slip coefficient by treating the faying surfaces. Generally it is less expensive to use a larger joint with more bolts. The recent introduction of the higher strength A 490 bolt [2] will allow the use of smaller joints because of higher clamping force per bolt; thus it can be expected that there will be even less of a tendency to make use of special faying surface treatments.

The concept of a bearing-type connection was first introduced when the specification was revised in 1954. At that time, the omission of paint was required to apply only to joints subjected to stress reversal or vibration, or where joint slippage would be undesirable. Tests conducted at the University of Washington had shown that painting the faying surfaces substantially reduced the slip coefficient [3]. It was recognized that many joints were erected in bearing and that slippage was not a problem. Movement of the connected parts bringing the bolts into bearing against the sides of the holes was in no way detrimental to the strength or shape of the structure. Also, the cost of leaving contact surfaces bare was estimated to cost \$.10 to \$.15 per bolt used and was time consuming during fabrication.

In the 1960 revision of the Specification of the Research Council on Riveted and Bolted Structural Joints a clear distinction was made between friction-type and bearing-type connections. Up to this time the greater shear strength

of the high-strength bolt was not recognized. In 1960, the stresses used to proportion bearing-type connections were increased when threads were excluded from the shear planes. Thus, the allowable stresses used in friction-type joints reflect the ability of the joint to resist slip whereas the values for the bearing-type joint reflect the shearing strength of the bolt.

The allowable "shear stresses" used to proportion friction-type joints correspond to a factor of safety against slip of 1.40 under gravity and live loads. It is recognized that the bolts are not actually stressed in shear nor is bearing a consideration in friction-type connections. However, it is convenient to specify an allowable "shear" stress in order that proportioning of friction-type connections may be carried out using the same well-established methods as are used in the design of riveted joints.

Allowable stresses for bearing-type connections are based on the ultimate shear strength of the fastener. Extensive tests of large A 7 and A 440 steel joints have shown that the factor of safety varies from about 3.3 for short connections down to 2.2 for joints up to 50 inches long [4, 5]. In bearing-type joints, even though the bolts are tightened so that friction may carry the working load, frictional resistance is not required and the design is properly based on the shearing strength of the bolts.

### Experience with Bolted Connections

#### *1. Fatigue Tests of Joints Connected by A 325 Bolts without Washers*

During the past few years a number of fatigue tests on bolted lap splices were conducted at the University of Illinois [6]. These tests included specimens designed for extreme conditions: oversized holes, no washers, and in most cases, minimum clamping was employed. When the turn-of-nut method was used to preload the bolt none of the specimens failed until at least  $2.4 \times 10^6$  cycles were applied at a 0—30 ksi stress cycle. This was true even though a number of the specimens slipped into bearing during the first cycle of loading.

One specimen with no washers and oversized holes ( $1/8$ -in. instead of  $1/16$ -in.) slipped into bearing during the first cycle of loading and ran  $3 \times 10^6$  cycles at 0 to 30 ksi without failure.

#### *2. Relaxation Tests of A 325 and A 490 Bolts*

Relaxation tests to determine loss of clamping force with time were also conducted by the University of Illinois on high-strength bolts [6]. There was no difference in bolt load for bolts with  $1/16$ -in. oversize holes whether or not a washer was under the bolt head. The maximum relaxation after 90 days was about 5% of the initial tension when no washers were used. Most of this small loss generally occurred during the first day. Measurement on bolts

tightened by the turn-of-nut method in test joints agreed with these special relaxation tests [5]. Even after 10 months, elongation measurements indicated no significant additional relaxation other than what occurred immediately after the initial tightening.

As a result of these studies, washers are no longer required under the turned element when A 325 bolts are installed by the turn-of-nut method. They are used under the turned element to minimize irregularities in the torque-tension relationship when bolts are tightened by the calibrated wrench method.

The use of washers in the U.S.A. practice is specified in order to provide a non-galling surface under the part turned in tightening as tests have shown they only play a minor role in distributing pressure due to bolt tension.

### *3. Static Tests of A 7 and A 440 Steel Joints*

Numerous tests of connections of structural carbon steel connected by high-strength bolts have indicated that for clean mill scale a slip coefficient of 0.35 is representative [3, 4, 5, 7]. Neither length nor width was found to appreciably affect the slip resistance [5]. Reference [8] reported similar results.

Tests at Lehigh University on A 440 high-strength steel connected by A 325 high-strength bolts showed a slight decrease in the mean slip coefficient [10]. More recently, tests of A 440 steel connections connected with the higher-strength A 490 bolt have given a slip coefficient slightly higher than that reported in Ref. [10]. The tests are too few to give conclusive results; however, the indication is that the higher clamping force of the A 490 bolt may improve the slip coefficient. A few constructional alloy steel joints connected by A 325 or A 490 bolts were also tested at Lehigh and have yielded similar results.

Recently a theoretical solution was developed for the unequal distribution of load among the bolts in double-lap tension splices which have non-linear behavior [11]. Analytical studies supported by tests have shown that an increase in net plate area increases the average shear strength of the fasteners in the longer joints. Fig. 1 summarizes the analytical and experimental findings.

### *4. Joint Movements in a Railroad Bridge*

During the summer of 1959 an investigation was undertaken in conjunction with the through-truss bridge for the Michigan Central Railroad near Chicago, Illinois. A cooperative investigation by the Association of American Railroads Research Laboratory and the University of Illinois was initiated at the time of fabrication. Initial readings were taken in the fabrication yard during final assembly and reaming. Additional readings were taken after erection and at periodic intervals thereafter. The readings were taken at all joints of one truss. The bolts were installed by the turn-of-nut method.



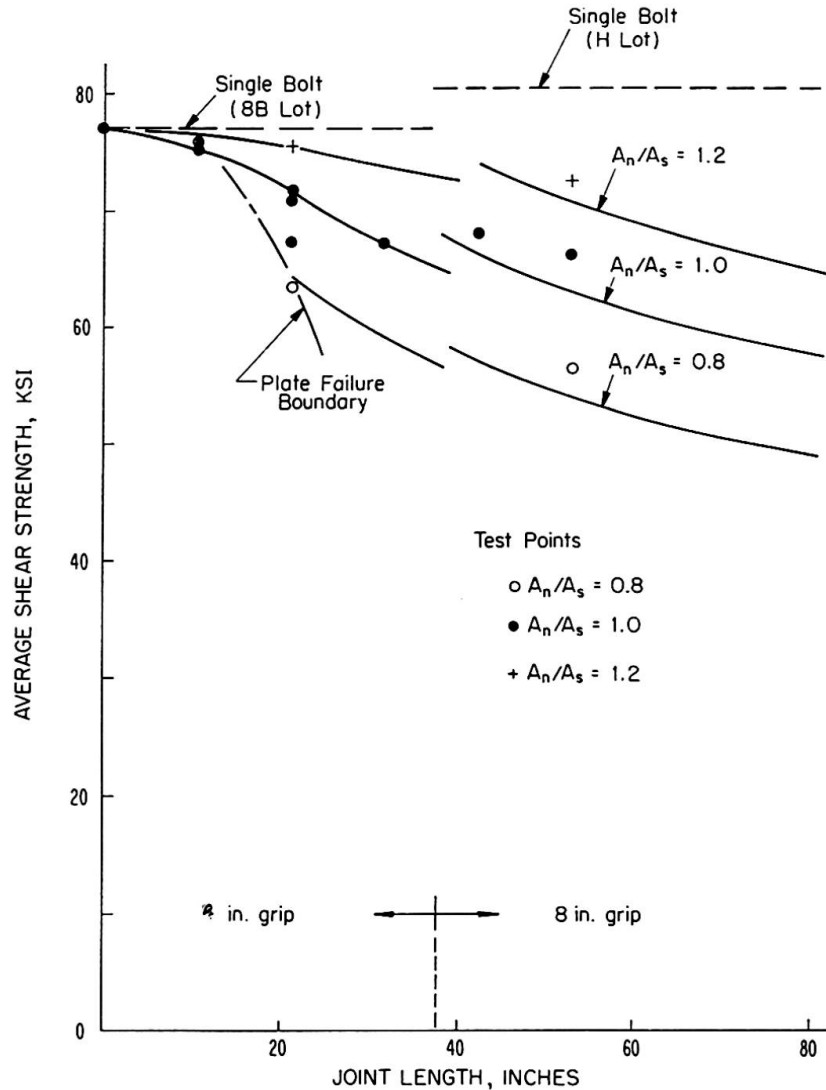


Fig. 1. Summary of Analytical and Experimental Results for A 325 Bolts in A 440 Steel Joints.

Reference [12] presents the results of the measurements which were conducted over a  $3\frac{1}{2}$ -year period. In general, this study has shown that little if any change has occurred in the structure. During erection, movements up to  $\frac{1}{16}$ -in. were noted in random directions. Joint movements measured over 3 years of service averaged only 0.002-in. and were so small that experimental techniques could have caused the variation. No significant change in camber has occurred. The erection movements were random in direction and magnitude and did not always coincide with the direction of dead load stressing [12].

### 5. Tests of Bolted Steel Moment Connections

Three identical beam splices with lap connections were tested in a project at Cornell University [13]. The bolts were designed on the basis of 22 ksi

shear stress as permitted in bearing-type connections. None of the connections slipped below the working load  $P_w$  and all of the connections developed the full plastic moment of the gross section and showed satisfactory deformation characteristics. A similar test at Cambridge University with the bolts designed for 30 ksi shear stress also developed the full plastic moment [14].

### Installation of High-Strength Bolts

Early U. S. specifications stated the well-known formula relating torque to bolt tension and listed a table of torque-tension values [1]. However, a number of later studies indicated that such relationships are unreliable because of the great variability of thread condition, surface conditions under the nut, lubrication and other factors that use up the torque energy without inducing tension in the bolt.

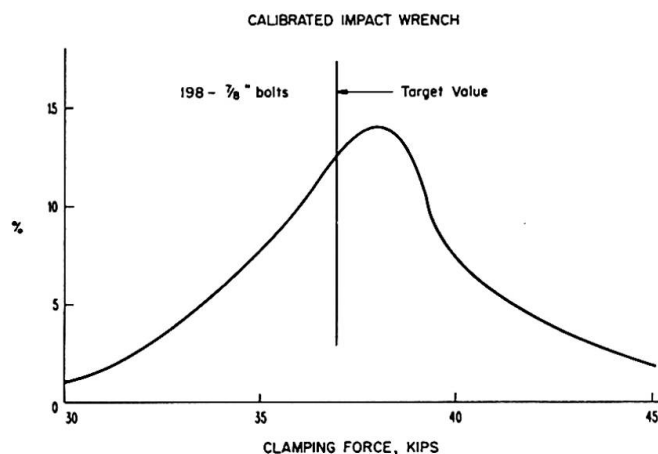


Fig. 2. Histogram of Internal Bolt Tension.

Studies at Northwestern University in 1946 [15] and at the University of Missouri in 1955 [16] have shown that the standard deviation of torque was about 15%. Bolt tension based on applied torque could vary as much as  $\pm 30\%$  from the average of a group of similar bolts as shown in Fig. 2 [16]. This is considerably above the 5% mentioned by Messrs. TOMONAGA and TAJIMA [8]. The 15% value is considered to be realistic for installation conditions in the U. S. The torque relationship becomes especially erratic when bolts are tightened into the inelastic range and the threads begin to deform. In addition, installation costs are high for the torque wrench method of installation and with the large diameter A 325 bolts and the new A 490 bolt considerable torque is required to preload the bolt.

Two methods of controlling bolt tension are recommended by the Research Council — the calibrated wrench and the turn-of-nut method. The calibrated

wrench method is essentially a torque control and success depends on using a hardened washer under the nut in order to limit the variation of friction between the underside of the nut and the gripped material. The wrench is usually calibrated in a hydraulic calibrator as shown in Fig. 3.

A number of factors led to the turn-of-nut method. As noted earlier, tests have indicated that bolts suffer no injury when tightened into their inelastic region. Secondly, bolts actually were being tightened far above their proof load due to faulty torque wrench inspection without any noticeable ill effect.

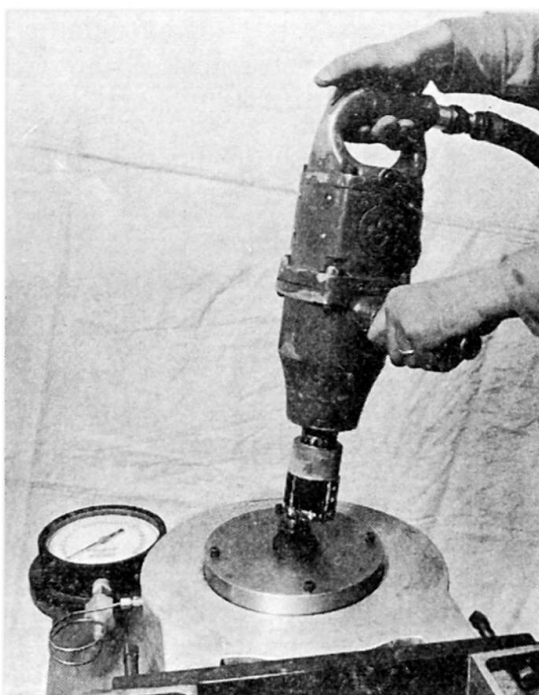


Fig. 3. Hydraulic Calibrator for Torqued Installation.

The turn-of-nut method utilizes a strain control and therefore is ideally suited to controlling tightening in the inelastic range. The procedures currently in use have shown that a uniform tension is achieved because relatively large variations in bolt elongations cause only minor variations in tension since the load-elongation curve is reasonably flat [17].

Numerous tests including those summarized by Dr. THÜRLIMANN in the Final Report of 6th Congress [18] have shown that the inelastically loaded bolts have performed well. In fact, hardened washers were once required under both the head and nut of A 325 bolts in order to provide a consistent torque relation, to prevent galling of the structural material and to prevent bolt relaxation. Tests have now shown that the washer is not needed for the last two reasons and since the turn-of-nut is a strain control rather than a torque control, no washers at all are required when this method of tightening is used for A 325 bolts [2].

### References

1. Research Council on Riveted and Bolted Structural Joints of the Engineering Foundation: "Specifications for the Assembly of Structural Joints Using High-Strength Steel Bolts", 1951.
2. Research Council on Riveted and Bolted Structural Joints of the Engineering Foundation: "Specifications for Structural Joints Using ASTM A 325 or A 490 Bolts", March 1964.
3. D. D. VASARHELYI, S. Y. BEANO, R. B. MADISON, Z. A. LU and U. C. VASISHTH: "Effects of Fabrication Techniques". Transactions ASCE, Vol. 126, Part II, 1961, pp. 764—796.
4. R. T. FOREMAN and J. L. RUMPF: "Static Tension Tests of Compact Bolted Joints". Transactions, ASCE, Vol. 126, Part II, 1961, pp. 228—254.
5. R. A. BENDIGO, R. A. HANSEN and J. L. RUMPF: "Long Bolted Joints". Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 89, No. ST 6, December 1963.
6. E. CHESSON, Jr. and W. H. MUNSE: "Studies of the Behavior of High-Strength Bolts and Bolted Joints". University of Illinois, Engineering Experiment Station, Bulletin 469, 1964.
7. R. A. HECHTMAN, D. R. YOUNG, A. G. CHIN and E. R. SAVIKKO: "Slip of Joints Under Static Loads". Transactions, ASCE, Vol. 120, 1955, pp. 1335—1352.
8. K. TOMONAGA and J. TAJIMA: "The Use of High-Strength Bolted Joints in Railway Bridges". Preliminary Publications, 7th Congress IABSE, 1964, pp. 379—385.
9. L. CARPENTIER and B. ALEMANY: «Expérience française des boulons à haute résistance». Preliminary Publications, 7th Congress IABSE, 1964, pp. 397—405.
10. J. W. FISHER, P. O. RAMSEIER and L. S. BEEDLE: "Strength of A 440 Steel Joints Fastened with A 325 Bolts". Publications, IABSE, Vol. 23, 1963, pp. 135—158.
11. J. W. FISHER and J. L. RUMPF: "The Analysis of Bolted Butt Joints". Fritz Engineering Laboratory Report No. 288.17, Lehigh University, Bethlehem, Pa., 1964.
12. E. CHESSON, Jr.: "Joint Behavior of a Bolted Railway Bridge During Erection and Service, SRS No. 284". University of Illinois, Urbana, Illinois, 1964.
13. R. T. DOUTY and W. MCGUIRE: "High-Strength Bolted Connections with Applications to Plastic Design". Preliminary Publications, 7th Congress, IABSE, 1964, pp. 565—576.
14. L. G. JOHNSON, J. C. CANNON and L. A. SPOONER: "High Tensile Preloaded Joints". British Welding Journal, September 1960, p. 560.
15. G. A. MANEY: "What Happens When a Bolt is Twisted Off?". Fasteners, Vol. 3, No. 4, 1946.
16. A. PAUW and L. L. HOWARD: "Tension Control for High-Strength Structural Bolts". Proceedings, AISC, 1955, pp. 13—21.
17. J. L. RUMPF and J. W. FISHER: "Calibration of A 325 Bolts". Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 89, No. ST 6, December 1963, pp. 215—234.
18. B. THÜRLIMANN: "Research on Large Compact Joints With High Strength Steel Bolts". Final Report 6th Congress IABSE, 1960, pp. 191—201.

### Summary

Current design concepts in the U. S. are discussed. Two types of connections are used: friction-type and bearing-type. The friction-type connection reflects the ability of the joint to resist slip whereas the bearing-type connec-

tion reflects the ultimate strength of the joint. Experience with bolted connection in the laboratory and in the field is summarized. Finally, the factors which have led to currently used installation procedures are discussed.

### Résumé

Les auteurs exposent les principes de calcul actuellement appliqués aux Etats-Unis. Deux sortes d'assemblages sont utilisés: type «friction» et type «pression latérale». L'assemblage à friction correspond à la capacité qu'a l'assemblage de résister au glissement tandis que le type «pression» correspond à sa résistance limite. On décrit succinctement des essais effectués avec des assemblages boulonnés au laboratoire et dans la pratique; pour finir, on indique les facteurs dont la prise en considération a mené à l'adoption des méthodes actuellement suivies dans la mise en place des boulons HR.

### Zusammenfassung

Es werden die in den USA allgemein üblichen Bemessungsgrundlagen besprochen. Zwei Arten von Verbindungen sind gebräuchlich: die Reibverbindungen, deren Tragwirkung auf der Verhinderung des Gleitens beruht, sowie die «bearing-type»-Verbindungen, bei denen die Bruchlast (Scherfestigkeit des Schraubenschaftes oder Lochleibungsdruck) maßgebend ist. Des weitern wird ein zusammenfassender Überblick gegeben über Laboratoriumsversuche und Erfahrungen im Betrieb mit geschraubten Verbindungen. Am Schluß werden noch diejenigen Faktoren erwähnt, welche zu den allgemein üblichen Einbauverfahren führten.

## IIb4

### Discussion - Discussion - Diskussion

#### Friction-Grip-Bolts (High Strength Bolts)<sup>1)</sup>

*Boulons à haute résistance*

*HV-Schrauben*

O. A. KERENSKY

C. B. E., B. Sc., M. I. C. E., M. I. Struct. E., London

We can, I believe, accept as generally agreed that:

1. A "turn of the nut" method is the best.
2. Bolts should be tensioned into plastic region and properly designed for this purpose.
3. Very high strength bolts are generally economic.
4. Conservative coefficients of friction should be adopted, to allow for site conditions as against laboratory ones.
5. Washers are not required under the head.

Ultimate reliance on friction bolts as shear pegs is permissible only when the hole is not more than about 1 mm greater than the shank of the bolt. With *waisted bolts* the holes are about 6 mm larger and the slip of such amount could not normally be tolerated.

Shear bolts should be close tolerance ones tightened to near yield stress to prevent corrosion between faying surfaces and of the bolt itself.

Today, the principal problem with grip bolted joints is corrosion and not tightening.

Briefly the problems are:

1. If faying surfaces are to be left unpainted, what is the best method of protecting them from (I) paint during fabrication, and (II) corrosion during fabrication, erection and in service.
2. Tests in England have shown that frictional resistance of cleaned surfaces can be diminished by 15% to 20% after weathering; should all surfaces in contact be cleaned immediately prior to bolting up.
3. If faying surfaces are left unpainted, corrosion can set in during the life of the structure, as was the case with rivets. Such corrosion would tend to tear the bolted parts apart and thus induce additional tensile stresses

---

<sup>1)</sup> See "Preliminary Publication" — voir «Publication Préliminaire» — siehe «Vorbericht», IIb, p. 363.

in the tensioned bolts, possibly breaking them. Obviously, what we need is an adhesive protective substance.

4. Bolts themselves are very susceptible to corrosion. The shank and the head can be protected prior to use, but the nut gets punished by tightening and may have very sharp edges. Normal painting is not very effective and special treatments after tightening are required.

It would be valuable to collect as much information as possible on the long term behaviour of bolts and flaying surfaces. . . . In this respect co-operation with the International Union of Railway Offices for Research and Experiments should be established as soon as possible to avoid any duplication of research efforts.

### Summary

The techniques of using friction grip bolts seems to have been solved and the main problem today is the treatment of surfaces in contact to obtain best coefficients of friction and to prevent corrosion during fabrication and, what is more important, during the life of the structure.

### Résumé

Il semble qu'on est parvenu à maîtriser les techniques d'emploi des boulons haute résistance et que le principal problème, aujourd'hui, soit celui du traitement des surfaces de contact en vue d'obtenir les coefficients de frottement optimaux et de prévenir la corrosion pendant la construction ainsi que, ce qui est plus important, durant toute la vie de l'ouvrage.

### Zusammenfassung

Die Technik der Anwendung von hochfesten Schrauben scheint heute gelöst zu sein; das Hauptproblem besteht noch in der Behandlung der Kontaktflächen zur Erreichung günstiger Reibungskoeffizienten unter Verhinderung der Korrosion während der Herstellung und, was noch wichtiger ist, im Betrieb.