

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 107/108 (1936)  
**Heft:** 7

**Artikel:** Zur Bemessung von Schraubenverbindungen  
**Autor:** Grossmann, K.H.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-48350>

### Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### 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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### 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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 03.02.2026

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

INHALT: Zur Bemessung von Schraubenverbindungen. — Vom Bau des Mohawk-Damms, Ohio U.S.A. — Ausländische Stimmen über Stauwällen. — Dampfumformer in amerikanischen Industriekraftwerken. — Wettbewerb für röm.-kathol. Kirche in Schönenwerd. — 150 t-Lokomotiv-Schiebebühnen der SBB im Depot Geroldstrasse, Zürich. — Mitteilungen: Bitumenemulsionen zur Verdichtung durchlässiger Bodenarten. Aussichtswagen der Oesterr. Bundesbahnen. Hochleistungsschalter. Feuerschutz des Holzes. Kaplan-turbine mit Schutz gegen Überdrehzahl. Deutsche For-

schungsarbeiten über Lebensmittelfrischhaltung. Neue Aarebrücke Koblenz-Felsenau. Renovation der Stiftskirche St. Gallen. Schwebebahn im Matterhorngebiet. Gebrochene Staudämme. Staudamm Bannalpwerk. Do 20, das neue Atlantic-Flugboot. Betonrohre von 3,86 innern Ø. Wasserversorgung der Stadt Zürich. Verkehrswegen in Abessinien. Estrich aus Marmorsplitt in Gummibettung. — Wettbewerbe: Schweizerpavillon an der Internat. Ausstellung in Paris 1937. Neues Kantonsbibliothek- und Staatsarchivgebäude Aarau. — Nekrolog: Emil Vogt. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine.

## Zur Bemessung von Schraubenverbindungen.

A. Thum und F. Debus haben kürzlich zu der wichtigen Frage haltbarer Schraubenverbindungen einen aufschlussreichen Beitrag<sup>1)</sup> geliefert, auf den sich die folgenden Bemerkungen stützen.

1. *Zwei Versuche.* Die durch Anziehen der Schraube vorgespannte Flanschverbindung Abb. 1 wurde in der Zerreissmaschine durch eine veränderliche äussere Gesamtkraft  $P$  beansprucht und die jeweilige zusätzliche Längung der Schraube durch Tensometer festgestellt. In Abb. 2 ist das Ergebnis einer solchen Messung aufgetragen. Auch die Pleuelstange Abb. 3 wurde, bei gleicher (durch Tensometer kontrollierter) Vorspannung der beiden Schrauben, in die Zerreissmaschine eingebaut. Die ermittelte, für beide Schrauben praktisch gleiche Beziehung zwischen äusserer Kraft und Längung erhellte aus Abb. 4.

Zur Deutung dieser beiden Diagramme kann man sich den in Abb. 1 angedeuteten «Einflusskegel» einer Schraube durch eine Hülse, Abb. 5, ersetzt denken, welche durch den Ueberschuss der Schraubenkraft über die äussere Kraft in dem selben Masse zusammengedrückt würde wie in Wirklichkeit die verspannten Teile. Der Zusammenhang zwischen der *zusätzlichen* Dehnung  $\lambda_z$  der Schraube (gegenüber jener im vorgespannten Zustand), der äusseren Kraft  $P$  und der durch sie hervorgerufenen *zusätzlichen* Schraubenkraft  $P_z$  (über die Vorspannung hinaus) ist durch die Federkonstanten  $C_1$  der Schraube und  $C_2$  der Ersatzhülse bestimmt:

$$\lambda_z = \frac{P_z}{C_1} = \frac{P - P_z}{C_2} = \frac{P}{C_1 + C_2} \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

Diese Beziehungen gelten indessen nur solange, als die von der Vorspannung  $V$  bewirkte Stauchung  $V/C_2$  der Hülse nicht infolge der äusseren Kraft  $P$  rückgängig gemacht ist. Von dem Punkt mit den Koordinaten  $\lambda_z = V/C_2$ ,  $P = P_e = V(C_1 + C_2)/C_2$  an, d. h. bei entlasteter Hülse, gilt hingegen

$$\lambda_z = \frac{P - V}{C_1} \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

Die Kurve  $P = f(\lambda_z)$  müsste demnach aus zwei in dem Knickpunkt ( $V/C_2$ ,  $P_e$ ) zusammenstoßenden Geraden mit den Richtungstangenten  $C_1 + C_2$  und  $C_1$  bestehen. Wie die Abbildungen 2 und 4 zeigen, trifft das Hülsenmodell die Verhältnisse vorzüglich, abgesehen von einer gewissen, im Fall des Pleuelstangenkopfs sehr engen, bei der Flanschverbindung weiteren Umgebung des Knickpunkts.

2. *Folgerung.* In einer hoch vorgespannten Schraube vergrössert eine äussere Kraft  $P$  den auf die Schraube wirkenden Zug um

$$P_z = \frac{C_1}{C_1 + C_2} P \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

und vermindert den Druck auf die verspannten Teile um

$$P - P_z = \frac{C_2}{C_1 + C_2} P \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

Dies solange die Vorspannung  $V$  die Druckverminderung übertrifft, d. h. solange  $V$  grösser ist als

$$V_{\min} = \frac{C_2}{C_1 + C_2} P \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

und infolgedessen  $V + P_z > P$ . Sobald hingegen, bei gegebener äusserer Kraft  $P$ ,  $V$  unter den kritischen Wert  $V_{\min}$  sinkt, spielen die verspannten Teile bei der Uebertragung der äusseren Kraft die Schraube keine Rolle mehr:

$$P_z = P - V \quad \dots \dots \dots \quad (6)$$

3. *Wahl der Federkonstanten.* In Abb. 6 ist auf Grund von Dauerschlagversuchen der beiden genannten Autoren über der Vorspannung  $V$  die höchstzulässige Dauerschlagkraft aufgetragen, die eine  ${}^5/8$  Schraube aus St. 38,13 über  $V$  hinaus erträgt<sup>2)</sup>.

<sup>1)</sup> «Vorspannung und Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen». Mitt. d. Materialprüfungsanstalt a. d. T. H. Darmstadt. VDI-Verlag, Berlin 1936. Die Abbildungen 1 bis 4 und 7 sind, zum Teil leicht abgeändert, dieser Arbeit entnommen. Vergl. zum Folgenden auch A. Thum: Gestaltfestigkeit, «SBZ», Bd. 106, S. 25\*, 20. Juli 35.

<sup>2)</sup> Die Grenzkurve von Abb. 6 ist eine Umzeichnung jener von Abb. 83, S. 55 der erwähnten Abhandlung.

Die durch eine gegebene Betriebslast  $P$  bedingte kritische Vorspannung ist gerade noch klein genug, um der Gl. (6) zu genügen, worin  $P_z$  bereits die für  $V \geq V_{\min}$  gültige Gl. (3) befriedigt, also die in diesem Bereich von  $P$  bewirkte Zusatzlast bedeutet:

$$P_z = P - V_{\min} \quad \dots \dots \dots \quad (7)$$

Dabei ist gemäss (3) und (5)

$$P_z = \frac{C_1}{C_2} \cdot V_{\min} \quad \dots \dots \dots \quad (8)$$

Sowohl bei konstanter Betriebslast  $P$  wie auch bei konstantem Verhältnis  $C_1/C_2$  ist die Beziehung zwischen  $P_z$  und  $V_{\min}$  linear; der Schnittpunkt der beiden Geraden (7) und (8) bezeichnet das durch  $P$  und  $C_1/C_2$  bestimmte Wertepaar  $V_{\min}$ ,  $P_z$ . Beispielsweise ist dieser Schnittpunkt für eine vorgesehene Betriebslast von 1600 kg bei der Wahl von  $C_1/C_2 = 1/2$  in Abb. 6 der Punkt 1, bei der Wahl  $C_1/C_2 = 1$  der Punkt 3. Bleiben wir einen Augenblick bei der zweiten Wahl. Wird die Schraube z. B. mit  $V_1 = 2200$  kg vorgespannt, so hält sie ungefährdet und ohne Vernichtung des Drucks auf die verspannten Teile auch mehr als 1600 kg Betriebslast aus, nämlich, wie die in der Abbildung angedeutete Konstruktion zeigt, bis zu 2000 kg. Die selbe maximale Betriebs-

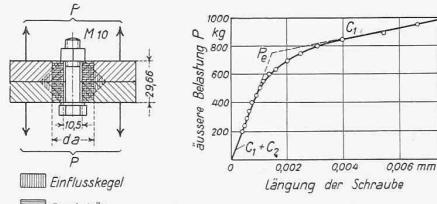


Abb. 1. Flanschverbindung.

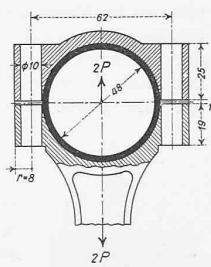


Abb. 2. Längungs-Diagramm der Verbindung nach Abb. 1.

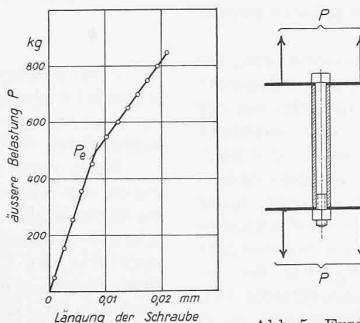


Abb. 4. Längungs-Diagramm d. Verschraubungen nach Abb. 3.

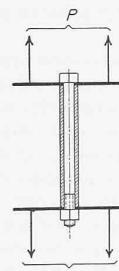


Abb. 5. Ersatzmodell der Verschraubungen nach Abb. 1 u. 3.

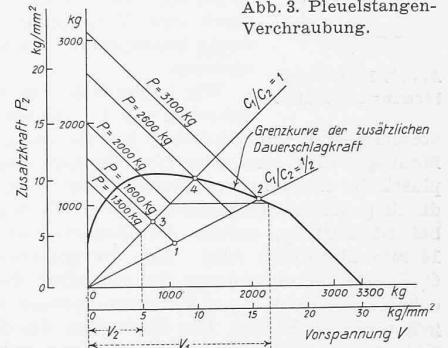


Abb. 6. Dauerschlagfestigkeits-Diagramm schlüsselverspannter Schrauben (5/8", St. 38,13) nach Thum und Debus.

festigkeit verschafft der Schraube auch die Vorspannung  $V_2 = 650$  kg, doch bewirkt bei dieser schon eine Betriebslast von 1300 kg eine völlige Entlastung der verspannten Teile. Eine solche ist aber wegen der dadurch erhöhten Gefährdung durch Schläge auch zu vermeiden, wenn keine Mindestpressung zwecks guter Abdichtung vorgeschrieben ist. Für die Herstellung von 2000 kg Betriebsfestigkeit kommt also nur  $V_1$  in Betracht. Durch Verkleinern der Vorspannung bis zur Abszisse des Punktes 4 kann die Betriebsfestigkeit bis auf  $P = 2600$  kg gesteigert werden. — Wählt man jedoch  $C_1/C_2 = 1/2$ , so ist mit dieser Betriebslast die Grenze des Erträglichen bei genügender Vorspannung noch keineswegs erreicht; sie liegt vielmehr erst bei  $P = 3100$  kg (Punkt 2). — Im Folgenden werde die Abszisse des jeweiligen Schnittpunkts der Geraden  $C_1/C_2 = \text{const.}$  mit der Grenzkurve kurz als die «günstigste» Vorspannung  $V_g$  bezeichnet.

Der erwähnte ist nicht der einzige Grund, sich lieber für das Verhältnis  $C_1/C_2 = 1/2$  und die dem Punkte 2 entsprechende Vorspannung zu entscheiden als für das Verhältnis  $C_1/C_2 = 1$  und die Abszisse des Punktes 4. Bei gegebener Betriebslast, z. B.  $P = 1600$  kg, ist auch der Druck auf die verspannten Teile bei der ersten Wahl viel grösser, nämlich gleich dem Abszissenunter-

## Aus dem Erdbaulaboratorium Zanisville, U. S. A.

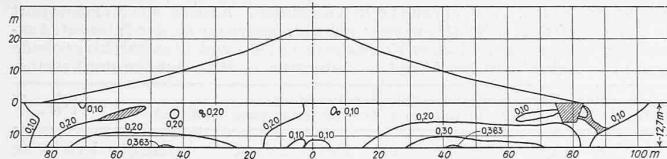


Abb. 3. Photoelastisch ermittelter Scheerkräfte-Verlauf (vergl. Abb. 2).

schied der Punkte 2 und 1, gegenüber jenem der Punkte 4 und 3. Da ferner die den Druck der verspannten Teile gerade annulierende Betriebslast  $P$  proportional der Vorspannung ist, bewirkt ein relativer Verlust  $\Delta V/V$  an Vorspannung den selben relativen Verlust  $\Delta P/P$  an zulässiger Betriebslast<sup>3)</sup>; die nämliche absolute Vorspannungseinbusse  $\Delta V$  hat also bei der ersten Wahl (Punkt 2) einen weit geringeren prozentualen Verlust an zulässiger Betriebslast zur Folge als bei der zweiten (Punkt 4). Der Vorspannungsverlust kann etwa von einer Dehnungsverminderung der Schraube infolge plastischer Verformung des Gewindes herühren. Der durch die nämliche Dehnungsabnahme hervorgerufene Vorspannungsverlust  $\Delta V$  ist aber proportional der Federkonstanten  $C_1$ , also, bei gleichem  $C_2$ , gleichfalls kleiner bei der ersten Wahl.

Diese Überlegungen erweisen neben der Wichtigkeit einer genauen Vorspannungskontrolle im Betrieb die Wünschbarkeit eines kleinen Werts  $C_1/C_2$ . Den Effekt einer Verminderung dieses Verhältnisses hat eine Verlängerung der Schraube um den Betrag  $h$  über die Dicke  $l$  der verspannten Teile hinaus, Abb. 7, wie sie im Kesselbau (zum Schutz des Gewindes vor Temperatureinflüssen) vorkommt. Bezeichnen  $C_1, C_2, C_3$  die Federkonstanten der Schraube, der verspannten Teile und der Zwischenhülse von der Höhe  $h$ , so gelten, wie eine kleine Rechnung zeigt, nach wie vor die grundlegenden Beziehungen (1) und (2), wenn man darin  $C_2$  durch

$$C_2' = C_2 \left[ 1 + \frac{(C_1 + C_3) h}{C_3 l} \right]$$

ersetzt. Es ist, als hätte die Federkonstante der verspannten Teile um  $C_2(C_1+C_3)h/lC_3$  zugenommen. — Ein anderes Mittel zur Verringerung des Bruchs  $C_1/C_2$  besteht darin,  $C_1$  durch eine Verjüngung des verhältnismässig wenig beanspruchten Schraubenschafts herabzusetzen.

Wir haben bisher die Betriebsvorschrift, die Schraube mit  $V_g$  anzuziehen, als unbedenklich vorausgesetzt. Mit Rücksicht auf die «Anknallsicherheit» bei der Montage wird man aber eine Vorspannung, die eine messbare plastische Dehnung hervorruft, nicht mehr zulassen. Die hierdurch gesetzte Vorspannungsgrenze  $V_p$  liegt vorliegendensfalls<sup>4)</sup> bei rd. 2700 kg, sofern der Schaft-Durchmesser nicht unter 14 mm abgedreht wird. Jede Herabsetzung des Verhältnisses  $C_1/C_2$  erreicht nur solange den gewollten Zweck, als der dadurch erhöhte Wert von  $V_g < V_p$  bleibt; sobald  $V_g = V_p$ , hat sie den gegenteiligen Erfolg. Ein Eindrehen des Schraubenschafts verringert den Unterschied  $V_g - V_p$  von beiden Seiten her, da es nicht nur  $V_g$  vergrössert, sondern auch  $V_p$  verkleinert. Inwieweit dieser zweite Effekt durch Kaltwalzen statt Eindrehen des Schafts nach einem Vorschlag von Thum und Debus dauernd zu verhindern ist, sei dem Urteil der Fachleute anheimgestellt.

K. H. Grossmann.

## Vom Bau des Mohawk-Damms, Ohio U.S.A.

Die Landschaft am Oberlauf des Ohio-River, einem Nebenfluss des Mississippi, hatte von jeher unter periodisch auftretenden Überschwemmungen zu leiden. Um diesem Ubelstand abzuhelfen, wurde im letzten Jahr mit dem Bau von 13 Dämmen begonnen, wovon 12 lediglich zum Zurückhalten der Hochwasserfluten dienen.<sup>1)</sup> Nur bei einem Damm wird gleichzeitig der Bau eines Elektrizitätswerkes vorgesehen. 11 Dämme sind Erddämme, 2 Talsperren werden in Beton errichtet. Das ganze Unternehmen ist eine grossartige Arbeitsbeschaffung für Ingenieure, Techniker und Arbeiter. Der Bau des Mohawk-Damms zeigt einige interessante Bauweisen, die hier skizziert werden. Abb. 1 gibt einen Querschnitt durch den Damm, bei dem die Mächtigkeit des wasserundurchlässigen, mittleren Dichtungskernes auffällt.

<sup>3)</sup> Sofern nicht  $V > V_g$ .

<sup>4)</sup> Vergl. l. c. Abb. 22, S. 19.

<sup>1)</sup> Vergl. Uebersichtskarte des Stromsystems und der Anlagen im «Bauingenieur» vom 24. Juli d. J.

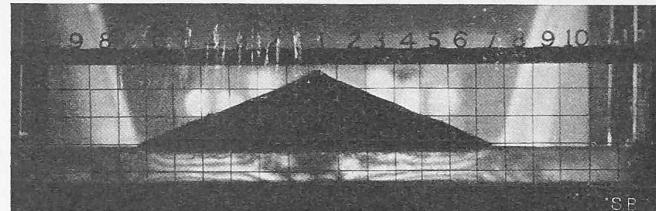


Abb. 2. Modellversuch: Damm auf kalibrierter Gelatine (helle Schicht).

Zur Abklärung der geologisch-technischen Fragen wurde in Zanisville ein Erdbaulaboratorium errichtet, das als das grösste der Welt bezeichnet wird, und dem Mr. Philippe, ein Ingenieur mit weitgehenden erdbaumechanischen und geologischen Kenntnissen, vorsteht. Als eigentlicher Leiter des Laboratoriums ist ein Physiker angestellt, dem weitere 35 Ingenieure, Techniker und Laboranten unterstellt sind.

Von den bereits durchgeföhrten Untersuchungen sei z. B. erwähnt, wie die Art und Grösse des Druckes vom Damm auf die Erdunterlage zahlenmäßig festgestellt wird: Ein Modell des Dammes wurde auf eine Gelatineschicht gebracht. Mit Hilfe der Methoden, die die Photoelastizität während der letzten Jahre entwickelt hat, konnte der Verlauf der Scheerkräfte im Untergrund ermittelt werden (Abb. 2). Um deren Grösse zu erhalten, musste die Gelatine kalibriert werden; dabei ergab sich, dass ihre Temperatur eine wesentliche Rolle spielt. Immerhin fand man Werte, die der Wirklichkeit zu entsprechen scheinen. Abb. 3 gibt den Verlauf von Scheerkräften und ihre zahlenmässige Grösse wieder, die am Modell des Wills Creek-Damms festgestellt wurden.

Für die Auswahl des Erdmaterials werden an möglichst ungestörten Bodenproben Durchlässigkeitsversuche vorgenommen. Eine Vorrichtung zur Bestimmung der Durchlässigkeit geht aus Abb. 4 hervor. Zuerst wird die Länge  $x$ , in die das Wasser beim Versuchsmaterial hineinsickert, in Abhängigkeit von der Zeit  $t$  bestimmt. Hierauf wird der Kapilaritätskoeffizient  $m$  ermittelt aus der Gleichung:

$$m = \frac{x^2}{t}.$$

Das Porenvolumenverhältnis  $e$  des Dichtungsmaterials wird nach der gleichen Methode wie bei Sand und Kies für Betonierzwecke ermittelt. Hierauf wird der Durchlässigkeitskoeffizient  $k$  in cm/sec errechnet nach der Formel:

$$K = \frac{m^2}{7,36} \cdot \frac{e}{1+e} \cdot \frac{1}{10000}$$

Abb. 5 zeigt in einem Diagramm, welche Eigenschaften ein Material aufweisen muss, um für den Erdkern gebraucht werden zu können, oder welches Material zum wasserundurchlässigen, beidseitigen Stützkörper verwendet werden darf,

Beim wasserundurchlässigen Material ist die Feinheitsgrenze durch die erforderliche Stabilität bedingt, die ihrerseits von der zu erwartenden Konsolidierung des Materials abhängt. Für die obere Feingrenze des Kernmaterials wird angegeben, dass maximal 35% der Körnung kleiner als 0,01 mm sein dürfen. Für den Stützkörper wird ein Material verlangt, das möglichst wenig Tonklumpen enthält; im Maximum dürfen 10% kleiner als 0,01 mm sein. Die Feinsandpartikelchen (Schluff) werden im Oberwasser der Stabilität des Stützkörpers gefährlich, im Unterwasser dagegen der Durchlässigkeit. Auf der Unterwasserseite muss das Material wasserundurchlässig sein, um unter Umständen Sickerwasser vom Dichtungskern abzuhalten.

Im Laboratorium von Zanisville wurden an einem Modell Durchsickerungs-Versuche vorgenommen. Aus der Abb. 6 ist ersichtlich, dass bei diesem Modell ein mächtiger, wasserundurchlässiger Kern vorhanden war. In die Röhren  $a$  wurde eine rote Flüssigkeit gebracht, die den gleichen



Abb. 10. Verdichtungsmass-Prüfapparat.