

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

Inhaltsverzeichnis

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: 23.02.2026

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 Stauwehren. — 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 Ueberdrehzahl. 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 innenem 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 Beitrag¹⁾ 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, ersetzen 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 λ_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 erträgt²⁾.

¹⁾ «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.

²⁾ 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; die Schnittpunkte 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-

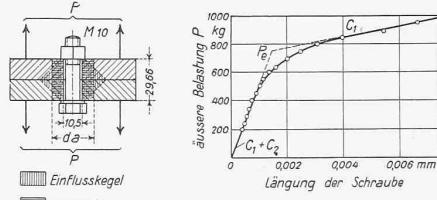


Abb. 1. Flanschverbindung.

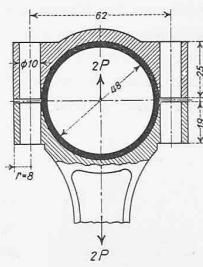


Abb. 2. Längungs-Diagramm der Verbindung nach Abb. 1.

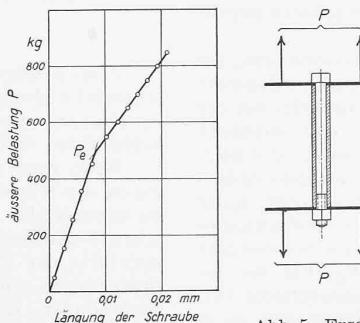


Abb. 4. Längungs-Diagramm d. Verschraubungen nach Abb. 3.

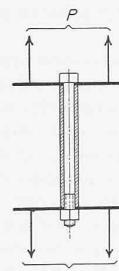


Abb. 5. Ersatzmodell der Verschraubungen nach Abb. 1 u. 3.

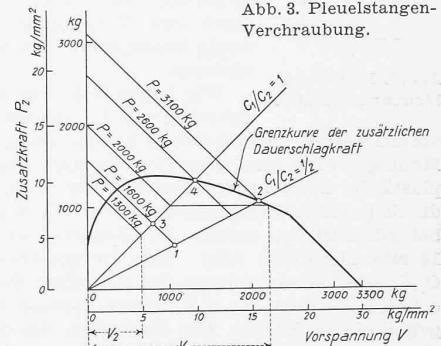


Abb. 6. Dauerschlagfestigkeits-Diagramm schlüsselverspannter Schrauben (5/8", St. 38.13) nach Thum und Debus.

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 Schnittpunktes 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-