

KONSTRUKTIONSBÜCHER

HERAUSGEBER PROFESSOR DR.-ING. E.-A. CORNELIUS · BERLIN

5

H. WIEGAND UND B. HAAS

BERECHNUNG UND GESTALTUNG VON SCHRAUBENVERBINDUNGEN



SPRINGER-VERLAG BERLIN HEIDELBERG GMBH

Konstruktionsbücher

Herausgeber Professor Dr.-Ing. E.-A. Cornelius, Berlin

5

Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen

Von

Dr.-Ing. habil. H. Wiegand und Ing. B. Haas
Oberingenieur, Falkensee Berlin

Mit 71 Abbildungen



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1940

ISBN 978-3-662-30685-7 ISBN 978-3-662-30756-4 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-30756-4

**Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.**

**Copyright 1940 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1940**

Vorwort.

Daß man sich seit langer Zeit in zahlreichen Untersuchungen und Veröffentlichungen mit Schraubenverbindungen befaßt, ist auf die mit der häufigen Anwendung dieses Maschinenteiles und auf die mit den vielseitigen Beanspruchungsarten zusammenhängenden Betriebsschäden zurückzuführen. Trotz der bisher gewonnenen eingehenden Erkenntnisse ist es aber oft nicht möglich, Schraubenverbindungen genügend betriebssicher zu gestalten. Vielfach sind die Beanspruchungsverhältnisse zu unübersichtlich und die zu treffenden Gestaltungsmaßnahmen noch nicht restlos geklärt. In manchen Fällen werden auch Verbesserungsmöglichkeiten nicht genügend bekannt sein, weil das Schrifttum, das an den verschiedensten Stellen veröffentlicht wurde, nicht greifbar ist.

Die nachfolgenden Ausführungen versuchen in beiden Richtungen dem Konstrukteur die Arbeit zu erleichtern, indem sie zum erstenmal das wichtigste Schrifttum auf dem Schraubengebiet gemeinsam mit einer großen Zahl eigener, teilweise unveröffentlichter Versuche, mit praktischen Erfahrungen und zahlreichen Beispielen zusammenfassen. Ihre Aufgabe soll es sein, auf Grund der bisherigen Erkenntnisse Möglichkeiten über die zweckmäßige Gestaltung der Schraube als verbindendes Maschinenelement zu zeigen.

Dazu war es notwendig, die Beanspruchung von Schrauben unter verschiedenartigen Belastungsarten darzustellen und auf Grund der gewonnenen Erfahrungen zu zeigen, welche Wege zur beanspruchungsgerechten Gestaltung einer Schraube möglich sind und welche Haltbarkeit von ihr zu erwarten ist. Es besteht die Gefahr, daß allgemein richtige Gestaltungsgrundsätze auch an falscher Stelle angewendet werden — z. B. Dehnschraube bei hohen Anzugsbeanspruchungen. Für solche Fälle wurde auf manche Frage näher eingegangen, als es mit Rücksicht auf die Bestimmung des Buches nötig gewesen wäre.

Wenn diese Ausführungen kein voll abgerundetes Bild des Gesamtgebietes geben, so liegt das an der Vielgestaltigkeit der Probleme und an den trotz zahlreicher Forschungsarbeiten immer noch lückenhaften Kenntnissen über die Vorgänge in hochbeanspruchten Schrauben.

Die Verfasser danken der Fa. Bauer & Schaurte A.G., Neuß für die Überlassung von Unterlagen sowie Herrn Ing. W. LANGE für die Durchführung von Versuchen.

Berlin, im Januar 1940.

Die Verfasser.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
1. Zur Einführung	1
2. Kräfte, Lastverteilung und Spannungen in Schraubenverbindungen	3
2,1 Kräfte bei reiner Zugbeanspruchung	3
2,2 Lastverteilung bei reiner Zugbeanspruchung	7
2,3 Zusätzliche Beanspruchungen der Schraube	12
2,31 Verdrehbeanspruchung	12
2,32 Biegebeanspruchung	18
2,33 Wärmedehnung	21
2,4 Spannungsverteilung im Gewinde und an Querschnittsübergängen	23
2,41 Gewinde	23
2,42 Querschnittsübergänge	27
3. Haltbarkeit von Schraubenverbindungen	29
3,1 Zügige Haltbarkeit	29
3,11 Zügige Haltbarkeit des Gewindes	29
3,12 Bleibende Verformungen	33
3,13 Zügige Haltbarkeit des Schraubenkopfes	36
3,2 Haltbarkeit beim Anziehen	37
3,21 Abwürgen	37
3,22 Fressen	39
3,3 Haltbarkeit bei höheren Temperaturen	40
3,31 Dauerstandfestigkeit und Dauerstandhaltbarkeit	40
3,32 Festfressen bei höheren Temperaturen	44
3,4 Dauerhaltbarkeit bei Wechselbeanspruchung	45
3,41 Einfluß der Vorspannung	45
3,42 Einfluß des Schaftdurchmessers	47
3,33 Einfluß von Mutterform und Mutterwerkstoff	50
3,44 Einfluß des Bolzenwerkstoffes	51
3,45 Einfluß der Gewindeherstellung	52
3,46 Einfluß von Oberflächenbehandlungen	55
3,47 Biegewechselhaltbarkeit	56
4. Korrosion und Korrosionsschutz von Schraubenverbindungen	57
5. Berechnung der Schraubenverbindung	59
5,1 Rechnungsgang für zügige Belastung	61
5,2 Rechnungsgang für Dauerstandbelastung	62
5,3 Rechnungsgang für Dauerwechselbelastung	63
Schrifttumsverzeichnis	65
Verzeichnis der wichtigsten Formelzeichen	67

1. Zur Einführung.

Schrauben sind stets als *Verbindungsglieder* zwischen anderen Bauteilen eingeschaltet¹. Sie haben als solche zunächst zügige (d. h. dauernd in einer Richtung wirkende) Kräfte aufzunehmen. Wenn der Berechnung von Schraubenverbindungen in jedem Fall nur solche Beanspruchungen zugrunde zu legen wären, würde eine beanspruchungsgetreue Bemessung und Gestaltung wenig Schwierigkeiten machen. In Wirklichkeit liegen aber die Verhältnisse nur in ganz seltenen Fällen so einfach. Abgesehen von den jedem Teil anhaftenden Mängeln durch Bau- und Bearbeitungsungenauigkeiten und den damit zusammenhängenden, auf die Schraube wirkenden Zusatzbeanspruchungen — z. B. Biegebeanspruchung durch schiefe Kopfauflage — sind Schraubenverbindungen häufig noch dauernd wechselnden Kräften unterworfen. Diese schwanken in ihrer Art und Größe sehr stark sowohl bei ortsfesten als auch bei beweglichen Maschinen. Sie können mehr schlagartig oder mehr schwingend wirken; außerdem können sie in stets gleicher oder noch häufiger in verschiedener Größe wechseln und durch wechselnde Zusatzbeanspruchungen überlagert sein.

Beim *Entwurf* und der *Gestaltung* von Schraubenverbindungen geht man zweckmäßig auf folgendem Wege vor:

Für die Grundgestaltung der Schraubenverbindung (z. B. Durchsteckschraube, Stiftschraube usw.) ist die bauliche Eigenart und der Werkstoff der zu verbindenden Bauglieder der Gesamtkonstruktion maßgebend. Die eigentliche Formgebung richtet sich dann nach der Art und Zusammensetzung der auftretenden Betriebsbeanspruchungen. Bei der Berechnung ist auszugehen von der zügigen (statischen) Vorspannkraft, mit der die Schraubenverbindung einzubauen ist und deren Größe durch die Form und die elastischen Eigenschaften der zu verbindenden Teile mitbestimmt wird. In besonderem Maße sind jedoch die Betriebsbeanspruchungen zu berücksichtigen, die wiederum zu trennen sind in mechanisch, thermisch und korrosiv wirkende. Die Eigenart und Größe dieser ineinandergreifenden Einflüsse läßt erst die endgültige Bestimmung des Werkstoffes zu. Die Aufgabe, betriebsicher zu gestalten, wäre aber trotzdem verhältnismäßig einfach zu lösen, wenn nicht in den meisten Fällen bei hohen Anforderungen auch leicht und damit wirtschaftlich gebaut werden müßte. Hinzu kommt noch, daß die Verhältnisse nur selten so klar liegen, daß die wirkenden Kräfte in ihrer Art und Größe voll erkannt und getrennt werden können. Die betriebssichere Berechnung und Gestaltung der Schraubenverbindung wird damit oft in Frage gestellt.

Wenn schon die Beanspruchungsverhältnisse vielfach nicht klar liegen, so wird die konstruktive Aufgabe aber weiter erschwert durch die Unkenntnis über die tatsächliche Kraft- und Spannungsverteilung in der Schraubenverbindung selbst. Die Übersichtlichkeit der Spannungsverteilung wird besonders beeinträchtigt durch

¹ Nur selten haben sie andere als kraftübertragende Aufgaben zu erfüllen (z. B. Dichtungen usw.)

die Kerbwirkung des Gewindes und die Art der Kraftüberleitung vom Bolzen zur Mutter. Die Grundgestaltung des Gewindes selbst und der Schraubenverbindung sind dafür die Hauptursache. Alle diese Schwierigkeiten zeigen deutlich, wie wichtig es ist, daß sich die Forschung mit der Schraubenverbindung befaßt und wie wertvoll dem Konstrukteur Angaben über ihre beanspruchungsnahen Gestaltung sind.

Für allgemein gelagerte Fälle ist die *Normung* der Schraube verhältnismäßig weit fortgeschritten, obwohl auch hier noch viel getan werden muß. Daß durch weitgehende Verwendung genormter Schrauben wirtschaftlich konstruiert werden kann, zeigt auch die Tatsache, daß die meisten Werke oder sogar ganze Industrien neben den DIN-Normen noch ihre eigenen Normen über Schrauben besitzen, die sich besonders auf die Eigenart der jeweiligen Erzeugnisse einstellen. Diese weitgehende Normung ist aber für hoch- und höchstbeanspruchte Bauteile nicht immer möglich, da sonst die wirtschaftliche Arbeitsweise der Konstruktion in Frage gestellt würde.

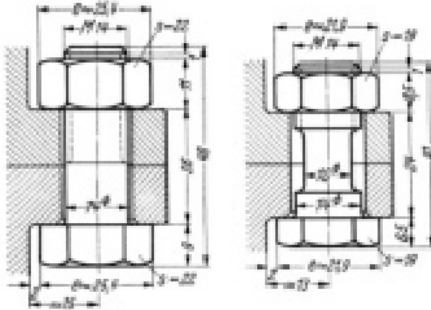


Abb. 1. Größen- und Gewichtsvergleich zwischen einer üblichen und einer erleichterten Schraubenverbindung. links: DIN-Schraube. Gewicht von Schraube und Mutter 100 g; Kopfhöhe, Mutterhöhe, Schlüsselweite und Schaftdurchmesser sind überbemessen. rechts: Schraubenverbindung mit erhöhter Dauerhaltbarkeit. Gewicht von Schraube und Mutter 55 g; Kopfhöhe, Mutterhöhe, Schlüsselweite und Schaftdurchmesser sind verringert.

Für *hochbeanspruchte Schrauben* des Leichtbaues kommt es neben geringstem Gewicht auf beste Haltbarkeit bei zügiger und wechselnder Beanspruchung an. Die Frage der Formgebung des Bolzens und der Mutter bedarf dabei besonderer Beachtung. Die Schraube mit verjüngtem Schaft und nachgerolltem Gewinde gewinnt hier Bedeutung, ebenso die Zugmutter mit übergreifenden Gängen, die in besonderen Fällen noch aus Gußeisen oder Leichtmetall sein kann. Die Abb. 1 gibt z. B. einen ganz rohen Vergleich, wie erheblich an Gewicht gespart werden kann, ohne die Bruchsicherheit zu gefährden. Besonders zu beachten ist hierbei neben

der erleichterten Schraube selbst der Gewichtsgewinn durch den wesentlich verkleinerten Wandabstand zur Schraubenmitte und das Kleinerwerden aller Anschlußmaße. Die zu verbindenden Teile selbst können dadurch ebenfalls leichter werden.

Der Wahl des *Schrauben- und Mutterwerkstoffes* wird man mit Rücksicht auf die Rohstofflage mehr Beachtung schenken müssen. Erwähnenswert sind Versuchsergebnisse, die zeigen, daß viele Schrauben aus höher legierten Stählen gegen niedriger legierte, oder sogar unlegierte Stähle ausgetauscht werden können und daß bei thermisch beanspruchten Schrauben der sonst so geschätzte Nickelgehalt sogar verschlechternd auf die Dauerstandhaltbarkeit wirkt.

Trotzdem *Leichtmetallschrauben* bis jetzt keine praktische Bedeutung haben, sind im folgenden einige Versuchsergebnisse angeführt, damit der Konstrukteur auch für gelegentliche Anwendung Anhaltspunkte besitzt.

Nicht ohne Bedeutung ist schließlich auch die eindeutige *Kennzeichnung* von Qualitätsschrauben, um Verwechslungen auszuschließen. Die Norm und auch die Schraubenhersteller sind weitgehend auf die Kennzeichnung der Schrauben am Kopf übergegangen, die das genormte (DIN Vornorm Kr 550) oder sonst bekannte Qualitätszeichen erkennen läßt. Die Kennzeichnung von Schrauben ist um so wichtiger, je weiter die Normung allgemein oder auch in den Werken fortschreitet und je wertvoller die jeweilige Schraubensorte ist.

2. Kräfte, Lastverteilung und Spannungen in Schraubenverbindungen.

2.1. Kräfte bei reiner Zugbeanspruchung.

Um die in einer Schraubenverbindung auftretenden Kräfte zu ermitteln, sei zunächst von Abb. 2 ausgegangen, in der eine Durchsteckschraube mit Mutter dargestellt ist, die zwei Platten zusammenhält. Wenn man voraussetzt, daß die noch zu betrachtenden Kräfte Spannungen erzeugen, die unter der Proportionalitätsgrenze der verwendeten Werkstoffe bleiben, so kann man auf Grund des Hookeschen Gesetzes, d. h.

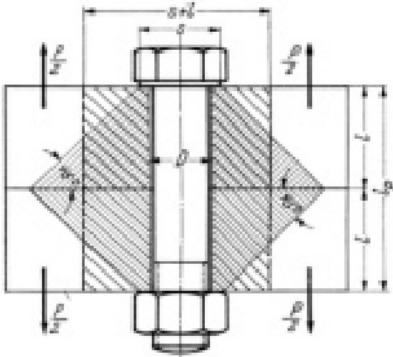


Abb. 2. Schraubenverbindung bei reiner Zugbelastung (Federung der verspannten Teile durch elastische Zusammendrückung im Gegensatz zur Biegefederung, z. B. bei Flanschen).

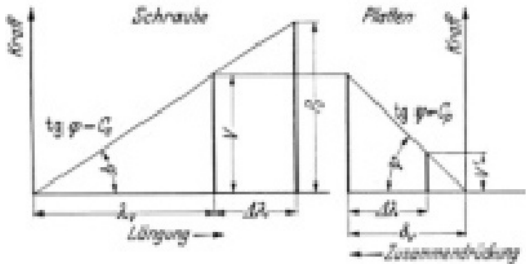


Abb. 3. Formänderungsdreiecke für die in Abb. 2 dargestellte Schraubenverbindung.

der linearen Abhängigkeit zwischen Spannung und elastischer Verformung¹, die in der Schraubenverbindung auftretenden Kräfte sehr anschaulich bestimmen. Trägt man, wie in Abb. 3 gezeigt, über der jeweiligen Kraft die zugehörige Formänderung des betreffenden Teiles auf, so erhält man das sog. *Formänderungsdreieck* [1]².

Wird die in Abb. 2 dargestellte Mutter so angezogen, daß die sowohl auf die Schraube als auch auf die Platten wirkende Vorspannkraft V^3 entsteht, so dehnt sich die Schraube elastisch um den Betrag λ_v (Abb. 3), während die Platten um δ_v zusammengedrückt werden. Wirkt nun auf die Platten eine Betriebskraft P , z. B. ein innerer Überdruck, so werden die durch die Vorspannkraft erzeugten Verformungen λ_v und δ_v ver-

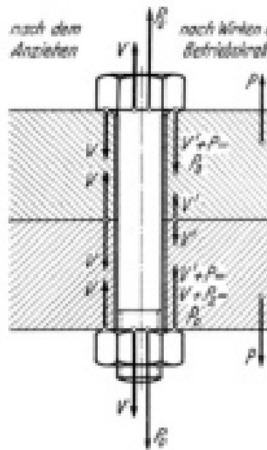


Abb. 4. Kräfte in einer Durchsteckschraubenverbindung.

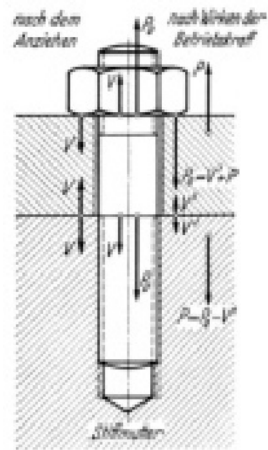


Abb. 5. Kräfte in einer Stiftschraubenverbindung.

¹ Diese lineare Beziehung gilt für die meisten metallischen Werkstoffe. Eine Ausnahme bildet *Gußeisen*, für das aber auch im vorliegenden Falle angenähert ein geradliniger Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kurve angenommen werden kann.

² [] beziehen sich auf das Schrifttum am Schluß der Arbeit.

³ Die wichtigsten Formelzeichen sind in einem besonderen Verzeichnis zusammengefaßt.

ändert und es stellt sich ein neuer Gleichgewichtszustand ein. Sowohl die Schraube als auch das Plattenpaar übernimmt einen ihrer Einheitskraft¹ entsprechenden Anteil an der Kraft P . Die Schraube dehnt sich deshalb zusätzlich um $\Delta\lambda$ (Abb. 3), wobei die Schraubkraft von V auf P_0 ansteigt; die Platten können sich um den gleichen Betrag $\Delta\lambda$ wieder ausdehnen, so daß die Vorspannkraft auf den Wert V' zurückgeht. Der von den Platten aufgenommene Anteil der Betriebslast wird durch entsprechende Abnahme der Vorspannkraft gedeckt, da ja alle Kräfte im Gleichgewicht bleiben müssen. Abb. 4 und 5 geben eine Übersicht über die wirkenden Kräfte in einer Durchsteck- und in einer Stiftschraubenverbindung. Den Unterschied zwischen P_0 und V' bildet die Betriebskraft P .

Setzt man die in Abb. 3 wiedergegebenen Formänderungsdreiecke von Schraube und Plattenpaar wie in Abb. 6 dargestellt zusammen, so ergibt sich das sog. *Ver-*

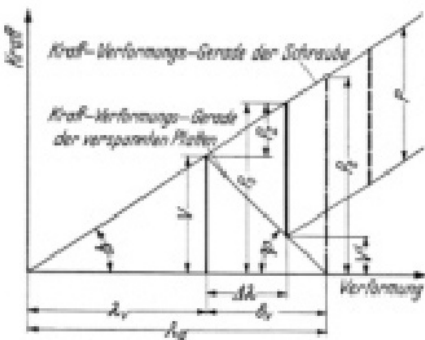


Abb. 6. Zum Vorspannungsschaubild zusammengesetzte Formänderungsdreiecke der Abb. 3.

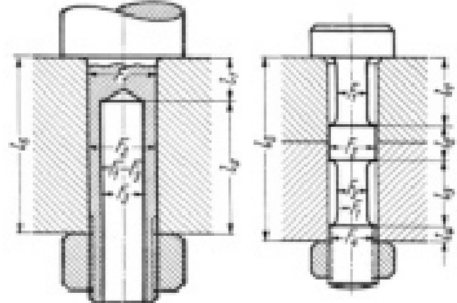


Abb. 7. Angenäherte Berechnung der Einheitskräfte von Schrauben mit veränderlichem Querschnitt.

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E_s} \left(\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2} \right) \quad \frac{1}{C_p} = \frac{1}{E_p} \left(\frac{l_1 + l_2}{F_1} + \frac{l_2}{F_2} + \frac{l_3}{F_3} \right)$$

spannungsschaubild der Schraubenverbindung. Aus ihm kann man bei gegebener Betriebskraft P alle auftretenden Kräfte und Verformungen ablesen. Man braucht nur P von einem beliebigen Punkt der Kraft-Verformungs-Geraden der Schraube aus senkrecht nach unten abzutragen und dann bis zum Schnittpunkt mit der Kraft-Verformungs-Geraden der Platten parallel zu verschieben. Die durch den Tangens der Winkel φ und ψ in Abb. 6 festgelegten Neigungen der Kraft-Verformungs-Geraden stellen die *Einheitskräfte* der Schraube und des Plattenpaares dar. Die Einheitskraft berechnet sich für die Schraube zu:

$$(1) \quad C_s = \frac{V}{\lambda_p} = \frac{F_s \cdot E_s}{l_s} .$$

Als Dehnlänge l_s der Schraube ist der Abstand von Unterkante Kopf bis Mutterauflagefläche zu nehmen, da nur bis dahin die volle Längskraft wirkt. Nach der in Abb. 13 gezeigten Lastverteilung müßte man für eine genaue Rechnung den Längenanteil von zwei bis drei Gewindegängen hinzunehmen, die man sich mit 100% der Längskraft belastet denken kann. Den durch Vernachlässigung dieses Anteiles entstehenden Fehler wird man bei dem normalerweise üblichen Rechnungsgang in Kauf nehmen können.

Hat eine Schraube über ihre Länge verschiedene Schaftquerschnitte, so zerlegt man sie für die Rechnung zweckmäßig in Teillängen von gleichem Querschnitt, wie es in Abb. 7 gezeigt ist. Da die Gesamtdehnung eine Summe von Teildehnungen

¹ Die Einheitskraft (Federkonstante) ist diejenige Kraft, die nötig ist, um eine Verformung von 1 mm zu erzeugen.

darstellt, kann man die Gesamteinheitskraft der hintereinander geschalteten Teile aus den einzelnen Einheitskräften wie folgt berechnen:

$$(2) \quad \frac{1}{C_s} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} + \dots$$

Für unter der Mutter herausragendes Gewinde kann man die Fläche aus dem Flankendurchmesser bestimmen. DEBUS [2] stellte eine für praktische Fälle genügende Übereinstimmung zwischen der rechnerisch nach Gl. (2) und der versuchsmäßig bestimmten Gesamteinheitskraft fest.

Die Einheitskraft der verspannten Teile ist nicht so einfach zu bestimmen wie die der Schraube. Für die in Abb. 2 gezeichneten Platten kann man nach RÖTSCHER [1] folgendermaßen vorgehen: Man nimmt an, daß sich an der durch die Längskraft hervorgerufenen elastischen Zusammendrückung nur derjenige Werkstoff beteiligt, der sich innerhalb zweier Einflußkegel mit unter 45° verlaufenden Mantellinien befindet. Ersetzt man diesen durch eine zylindrische Hülse von flächengleichem Axialschnitt, so läßt sich die Einheitskraft einfach berechnen. Sie ergibt sich zu:

$$(3) \quad C_p = \frac{V}{\delta_v} = \frac{F_p \cdot E_p}{l_p} = \frac{\pi [(s+l)^2 - D^2] \cdot E_p}{4 \cdot l_p}$$

Die auf diese Weise gefundenen Werte stimmen ebenfalls praktisch mit dem Versuch überein [2].

Vielfach sind die verspannten Teile jedoch nicht wie die in Abb. 2 dargestellten Platten auf Druck, sondern wie z. B. die in Abb. 32 wiedergegebenen Flansche auf Biegung beansprucht. Hier tritt in der Formel für C_p die Flanschdurchbiegung f an die Stelle der Zusammendrückung δ_v .

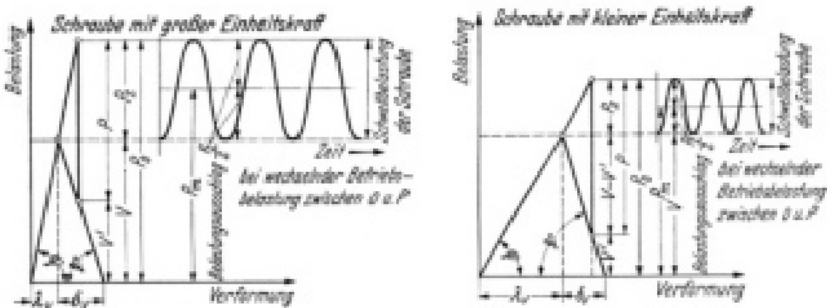


Abb. 8. Kräfte in Schraubenverbindungen bei verschiedenem elastischen Verhalten der Schrauben, gleicher Betriebsbelastung und gleichem elastischen Verhalten der Platten.

In Abb. 8 ist dargestellt, wie sich die Kräfteverhältnisse in der Schraubenverbindung verschieben, wenn sich eine Einheitskraft ändert. Wird z. B. die Einheitskraft der Schraube verringert, so tritt trotz gleicher Betriebskraft P eine wesentlich geringere Größtkraft P_0 und damit auch eine geringere zusätzliche Kraft P_2 auf (Abb. 8 rechts). Ebenso erreicht man eine Verminderung von P_2 durch Vergrößern der Einheitskräfte der verspannten Teile. Dieser Einfluß der Einheitskräfte ist für *wechselnd* beanspruchte Verbindungen von großer Bedeutung, da bei diesen die Kraft P_2 die Schwellbeanspruchung der Schraube darstellt (Abb. 8).

Bei absolut *starken verspannten Teilen* und elastischer Schraube wird der Winkel $\psi = 90^\circ$ und es tritt überhaupt keine Vergrößerung von V auf, solange P kleiner als V ist. Umgekehrt wird bei absolut *starrer Schraube* und elastischen Platten die zusätzliche Kraft P_2 gleich der gesamten Betriebskraft P . Zwischen diesen beiden Grenzfällen liegen die wirklichen Verhältnisse. Es ist demnach nicht

richtig, zur Bestimmung der Höchstkraft P_o einfach die Vorspannkraft und die Betriebskraft zusammenzuzählen. Ebensovienig entspricht es der Wirklichkeit, die Betriebslast zu vernachlässigen oder nur irgendeinen beliebigen Zuschlag zur Vorspannkraft zu machen, wie es in manchen Handbüchern empfohlen wird. In Abb. 9 ist gezeigt, wie die zur Vorspannkraft zusätzlich hinzutretende Kraft P_z unter verschiedenen Bedingungen von der Betriebslast P abhängt. Die wirkliche Kurve für P_z steigt zunächst flacher an als die der beiden Grenzfälle und geht erst bei der Kraft P_e in die Linie für den Grenzfall „Verspannte Teile unendlich starr, Schraube elastisch“ über. P_z berechnet sich, wie man aus Abb. 6 ablesen kann, zu:

$$(4) \quad P_z = P \cdot \frac{C_s}{C_s + C_p}.$$

so daß in Abb. 9 $\frac{C_s}{C_s + C_p}$ den Tangens des Winkels ϑ darstellt.

Bei der Kraft P_e (Abb. 6) tritt gerade vollständige Entspannung der verspannten Teile ein.

P_e ergibt sich zu:

$$(5) \quad P_e = V \left(1 + \frac{C_s}{C_p} \right).$$

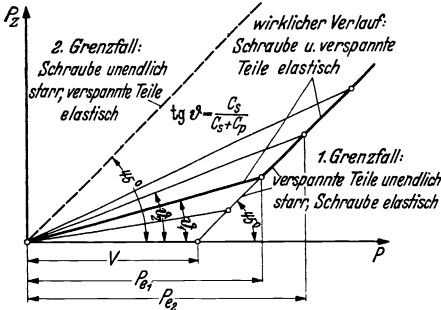


Abb. 9. Abhängigkeit der zusätzlichen Kraft P_z und der Entspannkraft P_e von der Betriebskraft P .

Wird die Betriebskraft größer als P_e , so steigt nach Abb. 9 P_z wesentlich stärker an, weil die verspannten Teile ja nach Aufhebung der Vorspannkraft keinen Lastanteil mehr übernehmen können. Man muß also nicht nur aus Gründen der Dichtung oder der Verhinderung des Klaffens die Vorspannkraft so groß wählen, daß die größte Betriebslast nicht die Kraft P_e überschreitet, sondern es müssen auch möglichst kleine Zusatzkräfte P_z erreicht werden. Besonders wichtig ist dies bei dynamisch beanspruchten Verbindungen.

Es darf jedoch nicht übersehen werden, daß man mit den genannten Maßnahmen zum Erzielen kleiner Zusatzkräfte P_z : „Verkleinern der Schraubeneinheitskraft, Vergrößern der Platteneinheitskraft“ nicht zu weit gehen darf. Aus Abb. 9 geht deutlich hervor, daß dadurch bei gleicher Vorspannkraft P_e erniedrigt wird [vgl. Gl. (5)] oder daß man, um dasselbe P_e zu behalten, V vergrößern muß. Außerdem ist die Verbindung bei Abfall der Vorspannkraft um so mehr gefährdet, je größer die Einheitskraft der verspannten Teile ist [3].

Die Schraubeneinheitskraft kann man sowohl durch *Verjüngen* als auch durch Hohlbohren des Schaftes verkleinern. Ersteres ist mit Rücksicht auf Geringhaltung zusätzlicher Biegespannungen vorzuziehen [Gl. (28) im Abschn. 2,32].

Um ein Überschreiten von P_e zu verhindern, muß die Mindestgröße der anzuwendenden Vorspannkraft bei der Betriebslast P :

$$(6) \quad V_{min} = P \cdot \frac{C_p}{C_s + C_p}.$$

werden. Über diesen Wert wird man allerdings beträchtlich hinausgehen müssen, da die Vorspannkraft während des Betriebes abfallen kann.

Die restliche Vorspannkraft V' (s. Abb. 6) wird:

$$(7) \quad V' = V - P \cdot \frac{C_p}{C_s + C_p}.$$

Sie stellt die Druckkraft in der Trennfläche dar. Wird also Dichtung gegen einen bestimmten Innendruck verlangt, so muß man bei der Festlegung der Vorspannkraft V von der erforderlichen Restspannkraft V' ausgehen. Zum besseren Verständnis sind die in Abb. 6 u. 8 wiedergegebenen Kräfte nochmals in Abb. 4 u. 5 an ihren Angriffspunkten eingetragen.

Wird die Mutter angezogen, so entsteht sowohl an den Auflageflächen der Mutter und des Schraubenkopfes als auch an den Trennflächen die Kraft V . Wirkt jetzt die äußere Kraft P , so vermindert sich der Druck auf die Trennflächen bis auf den Wert V' , während die Kraft an den Auflageflächen des Kopfes und der Mutter sowie in der Schraube auf den Wert $P_0 = V' + P = V + P_2$ ansteigt.

In Abb. 10 ist erläutert, wie die zum Zeichnen des *Verspannungsschaubildes* (vgl. Abb. 6) nötigen Größen *versuchsmäßig* bestimmt werden können. Nachdem die Schraube mit der zu einer gewählten Vorspannkraft V gehörigen Längung λ_v angezogen worden ist, wird die Betriebslast P in Stufen aufgebracht und die jeweilige Dehnung $\Delta\lambda$ der Schraube festgestellt, die zusätzlich über λ_v hinaus auftritt. Bis zum Abheben der verspannten Teile, das bei der Betriebslast P_e stattfindet und durch einen Knick in der Versuchskurve zu erkennen ist, nehmen Schraube und verspannte Teile die Last gemeinsam auf (vgl. Abschn. 2, 1). Die Neigung der Geraden von 0 bis P_e stellt also die Summe beider Einheitskräfte dar. Oberhalb P_e übernimmt die Schraube allein die Betriebslast, so daß der Tangens des Winkels φ gleich der Einheitskraft der Schraube ist. Durch $\operatorname{tg} \eta$ und $\operatorname{tg} \varphi$ ist zugleich auch C_p bestimmt, so daß das Verspannungsschaubild festliegt.

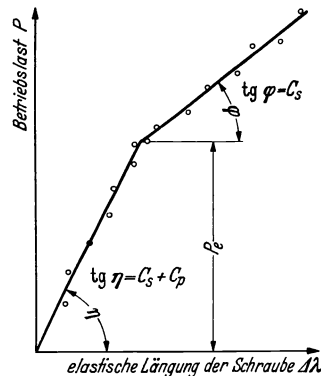


Abb. 10. Versuchsmäßige Bestimmung der Einheitskräfte und der Entspannkraft.

2,2. Lastverteilung bei reiner Zugbeanspruchung.

Bei Zugbelastung einer Schraubenverbindung tritt keineswegs eine auf alle Gänge gleichmäßig verteilte Belastung auf. Dies rührt daher, daß sich im allgemeinen Bolzen und Mutter um verschiedene Beträge verformen und die Gewindegänge von Gang zu Gang den Unterschied zwischen Bolzen- und Mutterverformung mit Hilfe ihrer Durchbiegung ausgleichen müssen.

Grundsätzlich kann man zwei verschiedene Arten von Gewindebelastungen unterscheiden, auf die schon C. BACH [4] hingewiesen hat:

1. *Unten aufliegende Mutter* (Abb. 11). Bei Belastung in Richtung P wird die Schraube gezogen, die Mutter dagegen gedrückt.

2. *Oben aufliegende Mutter* (Abb. 12). Bei Belastung in Richtung P werden Schraube und Mutter gezogen.

Bei praktischen Ausführungen wird die Beanspruchung entweder dem einen oder anderen Grenzfall entsprechen oder sich aus beiden Arten zusammensetzen, wie z. B. bei der Stiftschraube oder der in der Mitte aufliegenden Mutter. Einen Richtungswechsel der Kraft in Gewinden, die wechselnde Zug- und Druckkräfte, wie z. B. Gewindekupplungen, zu übertragen haben, wird man tunlichst vermeiden, da die Dauerhaltbarkeit zugdruckbeanspruchter Schrauben außerordentlich gering ist (vgl. hierzu Abschn. 3,41). Man wird immer die Schraube in einer Richtung so vorspannen, daß auch bei den höchsten Betriebskräften ein *Vorzeichenwechsel der Schraubenkraft* ausgeschlossen ist.

Um dem Leser einen besseren Einblick zu geben, wie die ungleichmäßige Lastverteilung auf die einzelnen Gänge zustande kommt und durch welche Größen sie beeinflusst wird, soll kurz ein von MADUSCHKA [5] angegebener Rechnungsgang erwähnt werden.

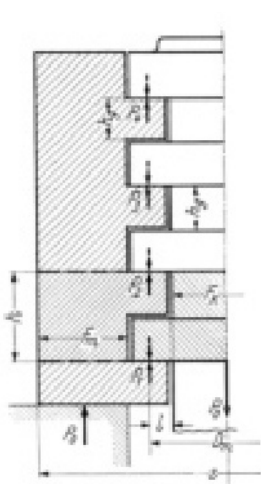


Abb. 11. Druckmutter
(nach MADUSCHKA).

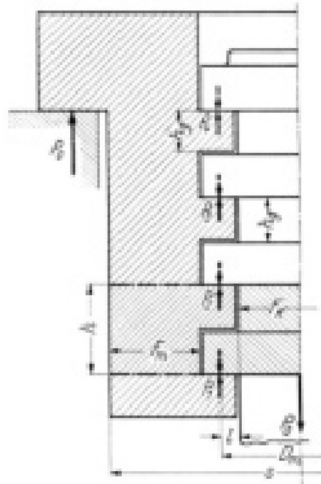


Abb. 12. Zugmutter
(nach MADUSCHKA).

fierte Teil des Bolzens durch die gleiche Kraft P_2 um λ_2 gedehnt wird. Der Unterschied in der Durchbiegung f der 1. und 2. Gänge von Mutter und Bolzen muß also so groß sein, daß er die Summe der Verformungen λ_2 und δ_2 wieder aufhebt, also:

$$(8) \quad f_1 - f_2 = \lambda_2 + \delta_2$$

Für die Abb. 12 gilt entsprechend:

$$(9) \quad f_1 - f_2 = \lambda_2 - \delta_2$$

weil sich Mutter- und Bolzenverformung hier in gleicher Richtung erstrecken. Annähernd beträgt die Dehnung des Bolzenteiles:

$$(10) \quad \lambda_2 = P_2 \cdot \frac{h}{E_s \cdot F_K} \cdot$$

und die Zusammendrückung des Mutterteiles:

$$(11) \quad \delta_2 = P_2 \cdot \frac{h}{E_m \cdot F_m} \cdot$$

Die Summe der Durchbiegungen z. B. des 2. Bolzen- und Mutterganges wird unter Berücksichtigung des Einflusses der Schubspannungen auf die Durchbiegung, die infolge der kurzen Stablänge nicht vernachlässigt werden können (vgl. Abb. 11 u. 12):

$$(12) \quad f_2 = P_2 \left(\frac{1}{E_s} + \frac{1}{E_m} \right) \cdot \frac{4}{\pi \cdot D_m} \cdot \frac{l}{h_g} \cdot \left(\left[\frac{l}{h_g} \right]^2 + 0,75 \right).$$

Setzt man die Gl. (10), (11) und (12) in Gl. (8) ein und stellt Gl. (8) für jeden Gang auf, so erhält man, da außerdem die Summe aller Gangbelastungen gleich der gesamten Schraubenkraft P_0 sein muß, für n Gewindegänge, n Gleichungen mit n Unbekannten, aus denen man die einzelnen Gangbelastungen bestimmen kann.

Bei *scharfgängigem* Gewinde ist außerdem noch die Aufweitung der Mutter und die Zusammenziehung des Bolzens infolge der durch den Flankenwinkel erzeugten, radialen Komponenten zu berücksichtigen.

Die von MADUSCHKA in der beschriebenen Weise für 1"-Schrauben mit Gewinde nach DIN 11 berechneten Belastungen der einzelnen Gänge sind in Tab. 1 zusammengestellt. Diese Werte gelten nur für rein elastische Formänderungen. — Bei

Bei den in Abb. 11 und 12 gezeichneten Schraubenverbindungen werden für die Rechnung folgende Vereinfachungen vorgenommen:

1. Die Gewindegänge werden als Ringe aufgefaßt,

2. Die Kräfte sollen in Mitte des Gewindeganges angreifen,

3. Das durch die Gangbelastungen auf die Mutter ausgeübte Moment, das die Mutter im unteren Teil aufzuweiten versucht, werde vernachlässigt.

Greift man nun aus dem statisch unbestimmten System einen beliebigen Gang, z. B. den zweiten heraus, so ergibt sich für Abb. 11 folgendes: Der schraffierte Ring der Mutter zwischen der Auflagefläche des 1. und 2. Ganges wird durch die Kraft P_2 um δ_2 zusammengedrückt, während der entsprechende, ebenfalls schraffierte

allen in Tab. 1 aufgeführten Schraubenverbindungen fällt sofort der außerordentlich hohe Lastanteil der beiden ersten Gänge ins Auge. Über die Lastverteilung auf die einzelnen Gänge der Schraubenverbindung liegen noch weitere Ergebnisse vor. MÜTZE [6] stellte durch Messen der bleibenden Aufweitung der Muttergänge nach dem Belasten eine sehr starke Verformung bei den ersten Gängen fest. Eine von JEHLE [7] spannungsoptisch ermittelte Spannungsverteilung an einem ebenen 2"-Schraubenmodell läßt auf den gleichen Charakter der Lastverteilung auf die Gänge schließen, wie der von MADUSCHKA berechnete.

Tabelle 1. Verteilung der Belastung auf die einzelnen Gewindegänge bei rein-elastischer Formänderung von Bolzen und Mutter bei Schrauben mit 1"-Gewinde (nach MADUSCHKA)

Gewinde	Mutter-Auflage	Gang-zahl	Belastungen der Gewindegänge in % der Schraubenkraft					
			P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆
Flachgängig (in den Abmessungen DIN 11 angeglichen)	unten (Abb. 11)	4	52,3	25,7	13,4	8,6	—	—
		6	52,0	25,0	12,0	5,9	3,1	2,0
		∞	52,0	25,0	11,9	5,8	2,8	1,4
	oben (Abb. 12)	6	36,7	18,3	10,2	7,8	9,7	17,3
Scharfgängig nach DIN 11	unten (Abb. 11)	6	33,9	23,0	15,8	11,3	8,6	7,4
		oben (Abb. 12)	6	25,9	18,6	14,4	12,2	13,0

In den meisten praktischen Fällen ist die Belastung der ersten Gänge so hoch, daß ihre Fließlast überschritten wird. Sie nehmen infolgedessen weniger Last auf als bei elastischer Verformung, so daß die übrigen Gänge mehr zur Kraftübertragung herangezogen werden. Die Folge ist eine gleichmäßigere Verteilung der Gangbelastungen. Diese Verhältnisse sind in Abb. 13 schematisch dargestellt.

Ein Vergleich der in Tab. 1 aufgeführten Werte läßt folgendes erkennen:

1. Die Lastverteilung auf die einzelnen Gänge ist bei *flachgängigem* Gewinde ungleichmäßiger als bei *scharfgängigem*. Bei letzterem gleicht die bereits erwähnte Radialverformung des Bolzens und der Mutter einen Teil der axialen Verformungsunterschiede aus, so daß diese nicht durch die Biegung der Gänge allein aufgebracht werden müssen. Das scharfgängige Gewinde ist deshalb bei üblicher Mutterform zur Übertragung großer Kräfte besser geeignet als flachgängiges.

2. Bei den vorliegenden Abmessungen (1"-Gewinde, Schlüsselweite der Mutter = 41 mm) ist die *Belastung der ersten beiden Gänge* bei sechs tragenden Gängen

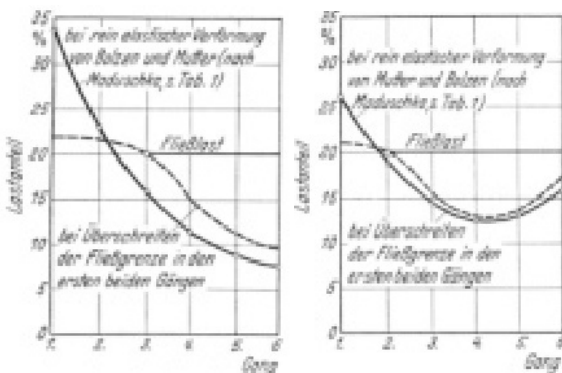


Abb. 13. Lastverteilung auf die Gänge bei rein elastischer Verformung und ihre Veränderung bei Eintritt plastischer Verformung (Gewinde 1" nach DIN 11). Links: Schraube mit Druckmutter; rechts: Schraube mit Zugmutter.

praktisch genau so wie bei vier Gängen; auch bei sehr starker Erhöhung der Gangzahl ist keine gleichmäßigere Lastverteilung zu erwarten (s. Gangzahl ∞).

3. Die *oben aufliegende Mutter* bringt eine wesentliche Entlastung der ersten Gänge, die nach Tab. 1 bei dem 1. Gang für flachgängiges Gewinde rd. 30 % und für scharfgängiges Gewinde rd. 24 % beträgt. Jedoch ist auch hier der erste tragende Gang immer noch am höchsten belastet.

Bei Druckmuttern, die einen genügend großen Außendurchmesser oder genügend große Schlüsselweite haben, kann man durch die in Tab. 8 dargestellte *Mutter mit Entlastungskerbe* [8, 9] eine bessere Lastverteilung erzielen. Die Lastverteilung auf die einzelnen Gänge nähert sich bei dieser Form derjenigen der Zugmutter.

Auf Grund der Bedingung, daß bei gleicher Belastung der einzelnen Gänge die Gangdurchbiegungen verschwinden müssen, geht Gl. (9) über in: $\lambda_2 = \delta_2$. Wenn man also bei Zugmuttern die äußere Mutterform so bestimmt, daß die Dehnungen jedes Bolzen- und Mutterteiles gleich werden, so erreicht man eine gleichmäßige Lastverteilung auf alle Gänge. Einige *Mutterformen für praktisch gleichmäßige Gewindebelastung*

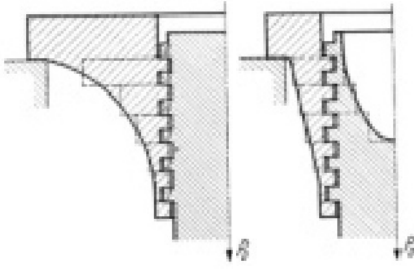


Abb. 14.
Mutterformen für gleichmäßige Gewindebelastung bei Flachgewinde nach MADUSCHKA.

sind in Abb. 14 wiedergegeben.

Auch durch *Verändern der Biegesteifigkeit* der einzelnen Gänge kann man zu gleichmäßiger Verteilung der Gangbelastungen gelangen. Diese Erwägung führte SOLT zur Entwicklung der in Abb. 15 dargestellten Mutter, die JACQUET [10] rechnerisch untersucht hat.

Unter Beibehaltung der normalen Mutteraußenform gestaltet SOLT die ersten tragenden Gänge dadurch „weicher“, daß er eine Rille mit nach unten zunehmender Tiefe in den Gewindegrund der Mutter einsticht.

Auch eine Rille mit gleichbleibender Tiefe bringt eine Verbesserung,

wenn auch nicht in demselben Maße, wie die mit zunehmender Tiefe. Diese Maßnahme ist nur bei der gegenüber dem Bolzen geringer beanspruchten Mutter und bei Gewindedurchmessern über 50 . . . 60 mm anwendbar.

SOLT hat noch zwei andere in Abb. 16 wiedergegebene Gewindeausführungen angegeben, die die oberen Gewindegänge mehr zur Kraftübertragung heranziehen. Veränderliche *Ganghöhe*, veränderliche *Steigung* und veränderlicher *Flankendurchmesser* sind aber aus Herstellungsgründen wohl nur in Ausnahmefällen bei größerem Durchmesser anwendbar. Wesentlich einfacher und allgemein anwendbar ist der Vorschlag von LEHR [11], der empfiehlt, den Kerndurchmesser D_1 der Mutter, wie in Tab. 9 gezeigt, nach unten konisch zu erweitern. Dieselbe Wirkung dürfte ein konisches Verringern des Gewindeaußendurchmessers nach dem Schaft zu haben [12].

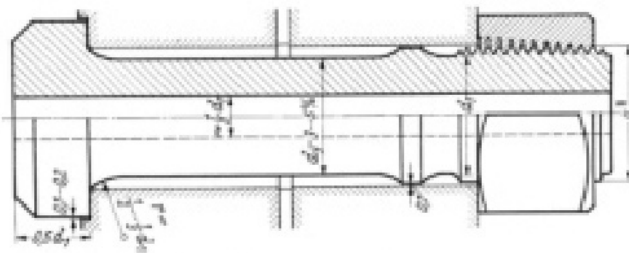


Abb. 15. Vierflügelige Flenschraube nach SOLT für 50 t Tragkraft.
Bolzen St 34.13, Mutter St 60.11.

In diesem Zusammenhang muß noch die zur Sicherung gegen Abdrehen verwendete *Doppelmutter* erwähnt werden. Wird die obere Mutter angezogen, so heben sich die Gänge der unteren Mutter ab und kommen erst nach Wirken der Last zur Anlage, genau wie bei Gewinde mit veränderlicher Steigung bzw. Gewindehöhe

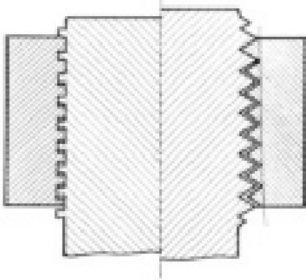


Abb. 16. Gewinde mit veränderlicher Steigung und veränderlichem Flankendurchmesser nach SOLT.

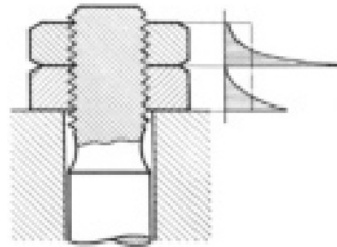


Abb. 17. Lastverteilung bei Verwendung von Doppelmütern nach KRAEMER.

oder veränderlichem Flankendurchmesser. Wie Abb. 17 zeigt, bleibt die Lastverteilung zwar für jede Mutter ungleichmäßig, die vom 1. Gang jeder Mutter zu übertragende Teillast ist jedoch geringer. Das Günstigste wäre, die obere Mutter so festzuziehen, daß nach Belastung jeder 1. Gang die gleiche Teillast bekommt. Dies ist aber praktisch nicht zu erreichen, da man beim Anziehen der oberen Mutter nur auf das Gefühl angewiesen ist.

Da die Doppelmutter, wie erwähnt, zur Sicherung benutzt wird, wird die obere Mutter im allgemeinen so stark angezogen, daß eine gute axiale Verspannung beider Müttern erreicht wird. Dies ist zwar richtig im Hinblick auf die Sicherheit gegen Lösen, aber nicht im Hinblick auf die Lastverteilung (Abb. 17). Die untere Mutter trägt dann überhaupt nicht mit, so daß es vorteilhaft ist, bei verschiedenen hohen Müttern die höhere Mutter nach oben zu nehmen.

Aus den Gl. (8) bis (12) kann man entnehmen, daß auch eine *Verringerung der Elastizitätszahl des Mutterwerkstoffes* eine gleichmäßigere Lastverteilung bewirkt, was auch durch Dauerversuche [13] bestätigt wird, auf die in Abschn. 3,43 noch eingegangen wird. Die Verwendung eines Mutterwerkstoffes mit allzu niedriger Elastizitätszahl ist jedoch mit Rücksicht auf die Aufrechterhaltung der Vorspannkraft nicht zu empfehlen, da im allgemeinen ein Werkstoff mit niedriger Elastizitätszahl auch eine geringe Streckgrenze besitzt.

Alle diese Maßnahmen zur besseren Lastverteilung auf die einzelnen Gewindengänge bewirken in erster Linie eine *Verbesserung der Dauerhaltbarkeit* der Schraubenverbindung. Vgl. Abschn. 3,4.

Stiftschrauben haben während des Wirkens der Betriebskraft Gangbelastungen, die weder denen der Zugmutter noch denen der Druckmutter entsprechen. Im vorgespanntem Zustand gleicht die Lastverteilung auf die Gänge einer Stiftschraube derjenigen der Druckmutter, wie sie in Abb. 13 links dargestellt ist. Tritt aber eine Betriebskraft auf, so vermindert sich die die Mutter auf Druck beanspruchende Vorspannkraft V auf den geringeren Wert V' , während die Betriebskraft P die Stiftmutter auf Zug beansprucht. Eine Übersicht über die Kräfte in einer Stiftschraubenverbindung gibt Abb. 5. Es überlagern sich die beiden in Abb. 13 links und rechts wiedergegebenen Kraftverteilungskurven entsprechend der Größe der auftretenden Kräfte V' und P . Da die Betriebskraft P im allgemeinen größer ist als die restliche Vorspannkraft V' , so nähert sich die Lastverteilung der Stiftschraube

bei Wirken der Betriebslast mehr derjenigen der Zugmutter. Die Schwellbeanspruchung des ersten Schraubenganges ist dadurch geringer als bei der in Abb. 4 gezeigten Durchsteckschraubenverbindung. Von Stiftschrauben kann daher eine bessere Dauerhaltbarkeit als von Durchsteckschrauben erwartet werden (vgl. hierzu Abschn. 3,43 Tab. 9).

2.3. Zusätzliche Beanspruchungen der Schrauben.

2.31. Verdrehbeanspruchung.

Das auf die Mutter bzw. den Schraubenkopf ausgeübte Anzugsmoment M_A muß das Gewindeanzugsmoment M_{GA} und das Auflagereibmoment M_R überwinden:

$$(13) \quad M_A = M_{GA} + M_R.$$

Das zum Lösen der Schrauben erforderliche Moment M_L setzt sich sinngemäß zusammen aus dem Gewindelösemoment M_{GL} und dem Auflagereibmoment:

$$(14) \quad M_L = M_{GL} + M_R.$$

Das Gewindeanzugsmoment erzeugt die Längskraft, ruft aber auch gleichzeitig durch die Gewindereibung eine Verdrehbeanspruchung in dem Schraubenbolzen hervor. Die Zusammenhänge zwischen der Längskraft V und der waagerechten Kraft H , die an einem Hebelarm gleich dem halben Flankendurchmesser d_2 wirkend das Gewindemoment darstellt, bestimmen sich aus den Kraftverhältnissen an der schiefen Ebene, die in Abb. 18 u. 19 dargestellt sind. Aus den in diesen Abbildungen gezeichneten Gleichgewichtszuständen in Bewegungsrichtung ergibt sich die Beziehung:

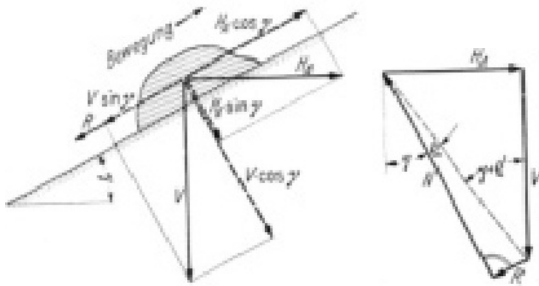


Abb. 18. Kräfte an der schiefen Ebene beim Anziehen.

R = Reibkraft = $\mu' \cdot N = \mu' \cdot (V \cos \gamma + H_A \sin \gamma)$

Gleichgewicht in Bewegungsrichtung, wenn:

$$\mu' \cdot (V \cos \gamma + H_A \sin \gamma) + V \sin \gamma = H_A \cdot \cos \gamma$$

$$\text{oder: } H_A = V \cdot \frac{\sin \gamma + \mu' \cos \gamma}{\cos \gamma - \mu' \sin \gamma} = V \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma + \mu'}{1 - \mu' \operatorname{tg} \gamma}$$

$$H_A = V \cdot \operatorname{tg} (\gamma + \varrho')$$

$$(15) \quad H_A \text{ bzw. } H_L = V \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma \pm \mu'}{1 \mp \mu' \operatorname{tg} \gamma} = V \cdot \frac{h \pm \mu' \pi d_2}{\pi \cdot d_2 \mp \mu' \cdot h}.$$

Noch anschaulicher läßt sich die Kraft H aus dem Krafteck in den Abb. 18 u. 19 ableiten. Führt man den Reibungswinkel ϱ' ein, der sich aus der Gleichung $\mu' = \operatorname{tg} \varrho'$ bestimmt, so kann man Gl. (15) auch in folgender Form schreiben:

$$(16) \quad H_A \text{ bzw. } H_L = V \cdot \operatorname{tg} (\gamma \pm \varrho').$$

Wie aus den Abb. 18 u. 19 hervorgeht, gilt in den Gl. (15) u. (16) das obere Vorzeichen für Anziehen, das untere für Lösen.

Unter Verwendung von Gl. (15) wird das *Gewindemoment für Anziehen*:

$$(17) \quad M_{GA} = H_A \cdot \frac{d_2}{2} = V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \frac{h + \mu' \cdot \pi \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 - \mu' \cdot h}$$

und das *Gewindemoment für Lösen*:

$$(18) \quad M_{GL} = H_L \cdot \frac{d_2}{2} = V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \frac{h - \mu' \cdot \pi \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 + \mu' \cdot h}.$$

Die Werte für d_2 und h kann man aus den Gewinde-Normblättern entnehmen. μ' ist je nach Oberflächenbeschaffenheit, Werkstoff und Schmierung verschieden, aber bei blanker Oberfläche weitgehend unabhängig vom Flächendruck. Die genannten Einflüsse haben zur Folge, daß sich im Schrifttum sehr verschiedene Werte ($\mu' = 0,05$ [14] bis $0,36$ [15]) für μ' finden. Nach den Erfahrungen der Verfasser kommt der von BERTHOLD [16] angegebene Wert von $0,2$ den meisten praktischen Verhältnissen bei Stahlschrauben am nächsten. Für Leichtmetallschrauben kann noch kein Wert genannt werden, da bisher nur eine Untersuchung darüber vorliegt [17]. Für die Überwindung des Auflagereibmomentes sind nach Angaben im Schrifttum für blanke Muttern und Scheiben $20 \dots 35\%$ [16, 15] und für schwarze Muttern und Scheiben $30 \dots 56\%$ [16, 18] des Anzugsmomentes erforderlich.

Für die überwiegend verwendeten blanken Schrauben kann man deshalb angenähert setzen:

$$(19) \quad M_{GA} = \frac{2}{3} \cdot M_A.$$

Bei gegebener Längskraft V läßt sich das erforderliche Anzugsmoment damit wie folgt berechnen:

$$(20) \quad M_A = \frac{3}{2} \cdot V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \frac{h + \mu' \cdot \pi \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 - \mu' \cdot h}.$$

Die nach dieser Formel ermittelten Anzugsmomente stimmen recht befriedigend mit gemessenen Werten überein. Bei Stellschrauben tritt das Spurzapfenreibmoment an die Stelle des Auflagereibmomentes.

Das Verhältnis Lösemoment : Anzugsmoment, das auch mit Lösewiderstand bezeichnet wird [15], liegt bei normalem Whitworth- oder metrischem Gewinde stets etwa zwischen $0,7$ und $0,98$. Der Lösewiderstand nimmt zu mit feiner werdendem Gewinde und mit größer werdendem Reibungsbeiwert μ' . BOCK [15] fand bei $1''$ -Schrauben (8 Gänge auf $1''$) aus St 38.13 einen mittleren Lösewiderstand von $0,8$, der sich bei feiner werdender Steigung (14 Gänge auf $1''$) auf $0,9$ erhöhte und bei gröber werdender Steigung (6 Gänge auf $1''$), auf $0,7$ erniedrigte.

Der höhere Lösewiderstand bei kleiner Steigung ist mit ein Grund für die vielseitige Anwendung des Feingewindes, das aber bei hochbelasteten Zugschrauben mit größerem Durchmesser nicht immer angebracht ist, wie wir später noch sehen werden.

Die Gewindetoleranzen üben praktisch keinen Einfluß auf den Lösewiderstand aus [15].

Der Lösewiderstand ist ebenso wie das Anzugsmoment keine konstante Zahl, sondern ändert sich etwas durch wiederholtes Anziehen und Lösen.

Setzt man in Gl. (17):

$$(21) \quad M_{GA} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} \cdot \tau;$$

$$(22) \quad V = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \sigma$$

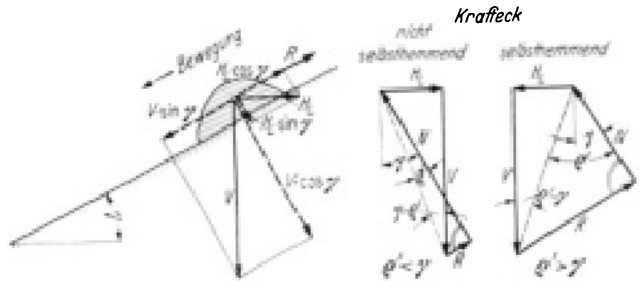


Abb. 19. Kräfte an der schiefen Ebene beim Lösen. Gleichgewicht in Bewegungsrichtung wenn:

$$\mu' (V \cos \gamma + H_L \sin \gamma) + H_L \cos \gamma = V \cdot \sin \gamma$$

oder:

$$H_L = V \frac{\operatorname{tg} \gamma - \mu'}{\cos \gamma + \mu \sin \gamma}$$

$$H_L = V \frac{\operatorname{tg} \gamma - \mu'}{1 + \mu' \operatorname{tg} \gamma}$$

$$H_L = \operatorname{tg} (\gamma - \epsilon')$$

und

$$d_2 \approx 1,1 d_1,$$

so ergibt sich folgendes *Verhältnis der Verdreh- zur Zugnennspannung* im vollen Kernquerschnitt:

$$(23) \quad \frac{\tau}{\sigma} = 2,2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma + \mu'}{1 - \mu' \operatorname{tg} \gamma}.$$

Mit $\mu' = 0,2$ erhält man hieraus ein fast konstantes Verhältnis $\frac{\tau}{\sigma}$ für fast alle Gewindegrößen, das mit 0,49 am niedrigsten für Feingewinde von großem Durchmesser ist und allmählich ansteigt bis 0,56 für Grobgewinde mit sehr kleinem Durchmesser. Man kann also beim Anziehen von Schrauben ohne Längsbohrung im Schaft mit einer zusätzlichen Verdrehbeanspruchung im Kernquerschnitt von rd. 50 % der Zugbeanspruchung rechnen.

Bei guter Schmierung des Gewindes wird die zusätzliche Verdrehbeanspruchung etwas geringer. In Übereinstimmung mit eigenen Erfahrungen ist weiter beobachtet worden [19], daß durch Anziehen von Nachbarschrauben eine Entlastung in bezug auf die Dreh- und die Zugbeanspruchung eintritt.

Nach der Gestaltänderungsenergie-Hypothese ergibt sich für den Schraubenkern mit Vollquerschnitt die Anstrengung, die vielfach auch mit Vergleichsspannung, ideeller, resultierender oder reduzierter Spannung bezeichnet wird, aus der Normalspannung σ und der Schubspannung τ zu:

$$(24) \quad \begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sigma \sqrt{1 + 3 \cdot 0,5^2} \\ \sigma_{red} &= 1,32 \cdot \sigma. \end{aligned}$$

Fließen tritt ein, wenn σ_{red} die Streckgrenze erreicht. Die Zugnennspannung darf also im Höchstfall nur einen Wert von $\sigma_{red}/1,32$ erreichen, d. h. sie muß um etwa 25 % *niedriger als die Zugstreckgrenze* liegen. Dies wird auch durch Versuche hinreichend genau bestätigt. DEBUS [2] fand bei Anzugsversuchen mit 5/8''-Schrauben aus St 38.13 eine Erniedrigung der Strecklast von 21 . . . 26 %, die Verfasser bei M 10-Schrauben aus vergütetem Cr-V-, Cr-Mo- und Cr-Ni-Mo-Stahl 16 . . . 25 % bei 10 mm Schaftdurchmesser und teilweise Werte über 26 % bei Schaftdurchmessern, die auf 7 mm verringert waren. Bei ersteren trat das Fließen im Kern, bei letzteren im Schaft ein.

Die *Spannungen im Schraubenschaft* ergeben sich in gleicher Weise wie die im Kern.

Die Zugspannung im Schaft beträgt:

$$(25) \quad \sigma = \frac{V}{\pi d_s^3} \cdot \frac{V}{4}$$

und die Verdrehspannung:

$$(26) \quad \tau = \frac{8 \cdot V \cdot d_2 (\operatorname{tg} \gamma + \mu')}{(1 - \mu' \operatorname{tg} \gamma) \cdot \pi \cdot d_s^3}.$$

Das Verhältnis $\frac{\tau}{\sigma}$ wird hier:

$$(27) \quad \frac{\tau}{\sigma} = 2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma + \mu'}{1 - \mu' \operatorname{tg} \gamma} \cdot \frac{d_2}{d_s},$$

d. h. die Verdrehspannung wird um so größer, je kleiner der Schaftdurchmesser gewählt wird. Dies ist der eine Grund für den gegenüber dem vollen Schaft stärkeren Abfall der Strecklast bei vermindertem Schaftdurchmesser, der zweite ist die im glatten Schaft fehlende Fließbehinderung der Gewindegänge. Der Abfall der Strecklast ist demnach besonders bei *Schrauben mit verkleinertem Schaftdurchmesser* zu beachten. Erste bleibende Verformungen in der Schraube treten aber

schon früher auf, denn die Elastizitätsgrenze wird etwa im gleichen Verhältnis gesenkt wie die Streckgrenze. Einen Überblick über die im Kernquerschnitt beim Anziehen von Schrauben mit verschiedenem Gewindedurchmesser auftretenden *Zugnennspannungen* gibt Abb. 20.

Vorausgeschickt sei, daß im elastischen Gebiet die Zunahme der Schraubenspannung beim Anziehen linear mit dem Drehmoment ansteigt, was ja auch durch Gl. (20) ausgedrückt wird. Legt man Schraubenschlüssel mit einer Schlüssellänge nach DIN 129 zugrunde und denkt sich am Ende des Schlüssels eine Kraft von 95 kg angreifen, so erhält man die in Abb. 20 mit (I) bezeichnete Abhängigkeit des Anzugsmomentes vom Gewindedurchmesser. Die aus dieser Momentenlinie mit Hilfe von Gl. (20) u. (22) errechnete Zugnennspannung steigt außerordentlich rasch mit kleiner werdendem Gewindedurchmesser an.

In Wirklichkeit wendet der Monteur schon rein gefühlsmäßig bei kleineren Schrauben auch entsprechend kleinere Kräfte an. Aus den Momenten, die an verschiedenen Stellen [2, 15, 20, Verfasser] als Mittelwerte beim gefühlsmäßigen Festziehen von Schraubenverbindungen gemessen wurden, ergibt sich ein Verlauf des wirklichen Anzugsmomentes, wie ihn Kurve (II) in Abb. 20 zeigt. Sofern die dabei auftretende Zugkraft nicht bekannt war, wurde sie nach Gl. (20) berechnet. Alle verwendeten Versuchspunkte liegen

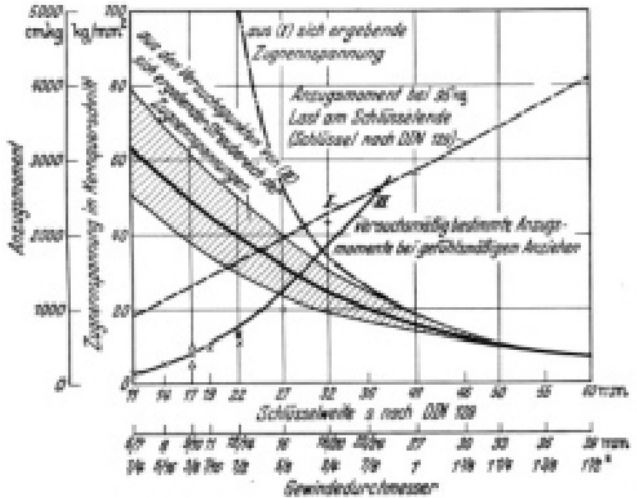


Abb. 20. Zugnennspannung im Kernquerschnitt von Schrauben beim Anziehen mit konstanter und mit gefühlsmäßiger Kraft am Schlüsselende.

Versuchsmäßig bestimmte Werte nach:

- Kloth und Stroppel [18]
- Debus [2]
- × Schaurte [20]
- + Bock [15]
- △ Verfasser (unveröffentlicht).

innerhalb des in Abb. 20 angegebenen Streubereiches. Sein Verlauf läßt erkennen, daß trotz der gegenüber Kurve (I) wesentlich geringeren Momente die Zugnennspannung immer noch sehr stark zu kleinen Durchmessern hin ansteigt.

Eine Schraube ist deshalb beim Anziehen um so mehr gefährdet, je kleiner ihr Gewindedurchmesser ist. Bei M 6 ergeben sich nach Abb. 20 z. B. Spannungen von 50 . . 79 kg/mm², bei M 30 nur solche von rd. 13 kg/mm². Für Schrauben mit kleinem Durchmesser ist aus diesem Grunde vorsichtiges Anziehen und eine hohe Streckgrenze ihres Werkstoffes wichtig, zumal die in Abb. 20 dargestellten Spannungen nach Gl. (24) für die Berechnung der Anstrengung noch um rd. 30% zu erhöhen sind.

Das zur Verminderung der Einheitskraft von dauerbeanspruchten Schrauben häufig vorgenommene Verringern des Schaftquerschnitts ist bei kleinen Gewindedurchmessern mit großer Vorsicht, unter M 10 nur bei sehr hochliegender Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes anzuwenden (vgl. Tab. 8).

Ein gutes Gefühl für das Festsitzen der Schraube hat man nur bei mittleren Gewindegrößen; bei größeren, die mit auf den Schlüssel gestecktem Rohr angezogen werden, geht dieses Gefühl mehr oder weniger verloren. Auch bei ganz kleinen Schrauben ist dies so.

Das Anzugsmoment von Schraubenverbindungen, die beim Anziehen gefährdet sind, wird deshalb zweckmäßig begrenzt, was z. B. durch *Meßschlüssel* oder Schlüssel mit Rutschkupplung bzw. Überlastungsglied geschehen kann (vgl. Abb. 24). Dies gewährt jedoch auch nicht immer einen vollkommenen Schutz, da, wie bereits erwähnt, der Reibungsbeiwert μ' schwankt. Man muß bei gleichem Anzugsmoment mit etwa 30% Streuung der Vorspannkraft rechnen. Außerdem ändert sich das Verhältnis zwischen Längskraft und Anzugsmoment bei mehrmaligem Anziehen und Lösen. STAUDINGER [21] fand bei 5/8"-Schrauben aus St 38.13 nach 30maligem Anziehen und Lösen bei gleichbleibendem Anzugsmoment eine Abnahme der Längskraft von über 30%. Diese Erscheinung ließe sich durch Rauherwerden der Flanken des verhältnismäßig weichen Werkstoffes bei den dabei auftretenden Flächenpressungen erklären. Bei hochfesten Werkstoffen wurde von den Verfassern das Gegenteil beobachtet; hier findet anscheinend ein Glätten der Oberflächen statt, durch welche die Längskraft bei gleichem Anzugsmoment nach öfterem Anziehen und Lösen einen größeren Wert erreicht. Ebenso verhielten sich Duraluminiumschrauben mit rd. 50 kg/mm² Zugfestigkeit und Stahlschrauben mit 50...60 kg/mm² Zugfestigkeit [17] in gefettetem Zustand. Im entfetteten Zustand jedoch glichen sie den erwähnten 5/8"-Schrauben aus St 38.13 [21].

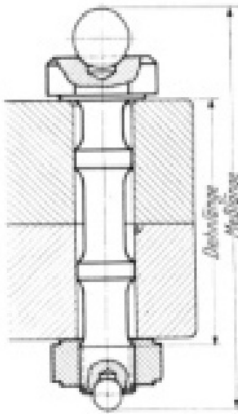


Abb. 21. Anordnung von Kugeln zum Messen der elastischen Schraubenlänge.

Vorteilhaft ist es, die zu der gewünschten *Vorspannkraft* gehörige elastische Dehnung der Schrauben aus der Einheitskraft nach Gl. (1) oder (2) zu bestimmen und während des Anziehens, wie in Abb. 21 dargestellt, mittels eines Mikrometers zu *messen*. Um genaue Anlage für die Meßflächen des Mikrometers zu bekommen, versieht man die Schraubenenden zweckmäßig mit Aussenkungen, in die man Meßkugeln einlegen kann. Diese Möglichkeit des Messens der Schraubenlänge berücksichtigt man am besten bei allen wichtigen Schraubenverbindungen schon beim Entwurf, denn dadurch wird nicht nur ein zu festes Anziehen verhütet, sondern die Gewähr für eine stets gleiche und genaue Einhaltung der günstigsten Vorspannkraft gegeben. Diese ist ja bei wechselnd beanspruchten Schraubenverbindungen und auch bei solchen, die Wärmedehnungen ausgesetzt sind oder einen Reibungsschluß aufrechterhalten müssen, von besonderer Bedeutung.

Bei Schrauben, deren Vorspannkraft man häufig nachprüfen will oder bei denen infolge ihrer Lage kein einwandfreies Anliegen der Meßkugeln zu erwarten ist, kann man kleine gehärtete Stahlkugeln in Bohrungen drücken und verstemmen. Bei sehr langen Schrauben, z. B. Ankerschrauben, kann man mit Vorteil von der in Abb. 22 gezeigten Ausführung Gebrauch machen. Leider läßt sich das in Abb. 21 gezeigte Messen der Schraubenlänge nicht immer durchführen, weil man vielfach an ein Schraubenende, wie z. B. bei Stiftschrauben in Gehäusen, nicht herankommt. Bei dickeren Schrauben kann man sich hier durch Anbringen einer Längsbohrung und Messen mit Innenmikrometer helfen, wie in Abb. 23 gezeigt. Bei kleinen Gewindegrößen ist bei unzugänglichen Schraubenenden allerdings der Meßschlüssel die einzige Möglichkeit, wenigstens angenähert die vorgeschriebene

Vorspannkraft zu erreichen. Das notwendige Anzugsmoment kann man aus Gl. (20) berechnen.

Um einen Überblick über verschiedene Ausführungsformen von *Drehmoment-Meßschlüsseln* zu geben, sind einige gebräuchliche Muster in Abb. 24 zusammengestellt. Die Wirkungsweise der meisten beruht auf der Verformungsmessung einer Biege- oder Druckfeder. Diese Schlüssel erfordern erhebliche Aufmerksamkeit in der Werkstatt, da eine Meßuhr (Nr. 2 . . . 4) oder ein Abheben (Nr. 1 u. 5) beob-

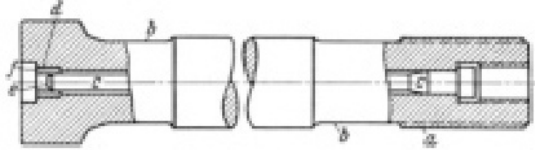


Abb. 22. Einrichtung zum Messen der Bolzendehnung bei Schrauben mit großem Durchmesser nach EHRHARDT und SEHMER, Saarbrücken.

a Gewinde, *b* Dehnlängen, *c* Meßstab, *d* Führungsbüchse. *e* Meßfläche des Meßstabs, *f* Meßfläche der Führungsbuchse. Die Längenänderung wird zwischen den Flächen *e* u. *f* mit einem Tiefenmikrometer gemessen.

achtet werden muß. Letzteres wird deshalb bei verschiedenen Ausführungen durch ein optisches oder akustisches Signal angezeigt. Das Drehmoment ist bei solchen Schlüsseln nicht nach oben begrenzt, so daß keine absolute Gewähr gegen eine Überanstrengung der Schraube gegeben ist. Schlüssel, die das Moment durch Ausklink- (Nr. 7 u. 8) oder Rutschkupplung begrenzen, sind dagegen wieder nicht so genau und in der Werkstatt unbeliebt, weil man sich leicht beim Auslösen der Kupplung die Hände an vorstehenden Ecken verletzen kann. Bei maschinellem Einschrauben von Schrauben oder Anziehen von Mutttern ist eine Rutschkupplung selbstverständlich unerlässlich.

Die Sicherung gegen Überlastung könnte ebensogut durch Scherstifte oder Reißdrähte vorgenommen werden, die eine bestimmte Bruchlast ertragen; allerdings müßten diese nach Bruch jeweils ausgewechselt werden.

Für unzugängliche Stellen muß man meist den Meßschlüssel mit besonderen gekröpften Einsätzen versehen; in ungünstigen Fällen kann man ihn vielfach auch gar nicht verwenden. Um Umsetzen zu vermeiden, rüstet man Meßschlüssel vielfach mit einer Ratsche aus, deren Teilung so klein ist, daß man bereits nach kleinem Rückdrehwinkel den nächsten Zahn erfaßt.

Eine *Stiftschraube* mit Übermaß bekommt beim Einschrauben reine Verdrehbeanspruchung; das Einschraubmoment nimmt etwa linear mit dem Übermaß zu und beträgt z. B. beim Eindrehen von M 10-Stiftschrauben mit rd. 80μ Flankendurchmesserübermaß in Leichtmetall höchstens 340 cmkg. Nach BERTHOLD [16] ist, um einen sicheren Festsitz von 1"-Stiftschrauben in Stahl zu gewährleisten, ein Übermaß im Flankendurchmesser von $50 \dots 150 \mu$ erforderlich.

Die Verdrehspannung beim Eindrehen der Stiftschrauben braucht im Gegensatz zu der beim Anziehen der Mutter entstehenden Verdrehspannung nicht bei der Berechnung der Anstrengung berücksichtigt zu werden, da sie ja nach dem Eindrehen wieder verschwindet.

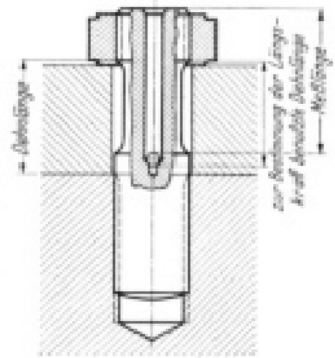


Abb. 23. Längsbohrung in Schrauben von großem Durchmesser zum Messen der elastischen Längung.

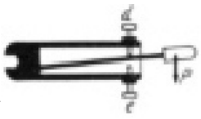





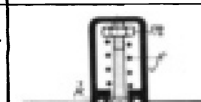

Nr.	Bauart	Drehkraftmessung durch	Schema	Drehkraftanzeige durch	Drehmomentbegrenzung	Meßbereiche	Bemerkungen
1	—	Gerade Biegefeder		Abheben der Biegefeder von Schraube, „d“ kann zur Anwendung eines akustischen oder optischen Signales benutzt werden	keine	stufenlos verstellbar	Einstellung: Gewünschte Kraft P durch Gewichte aufbringen und Schraube „d“ um das Maß der Federdurchbiegung nachstellen. „e“ muß geringen Weg zum Abheben von „d“ gestatten.
2	T. H. Aachen	Gerade Biegefeder		Meßuhr	keine	—	Eichen der Meßuhranschläge durch Anhängen von Gewichten.
3	T. H. Darmstadt	Gerade Biegefeder		Meßuhr	keine	—	Eichen wie 2.
4	Losenhausen A.G., Düsseldorf	Krumme Biegefeder		Meßuhr über Winkelhebel	keine	2	Eichen wie 2. Änderung der Übersetzung durch Verschieben des Stiftes „f“.
5	Maybach-Motoren G.m.b.H., Friedrichshafen	Druckfeder		Abheben des Griffhebels bei „b“	keine	stufenlos verstellbar durch Federteller „a“	Einstellung: Federteller „a“ soweit einschrauben und dadurch Feder spannen, bis Abheben bei gewünschter Kraft erfolgt. Abheben kann z.B. durch Meßuhr angezeigt werden.
6	Daimler-Benz A.G., Stuttgart-Untertürkheim	Öldruck		Manometer	keine	—	Teil „S“ verbunden mit Steckschlüssel, Manometerskala in cmkg geeicht.
7	M. Forst, Solingen	Kugelpkupplung und Druckfeder		Auslösen der Kupplung „k“	Ausklinken der Kugelpkupplung „k“	stufenlos verstellbar durch Mutter „m“	Steckschlüssel an Teil „s“, Übertragbares Moment abhängig v. Druck der Feder „f“
8	Sonnen Prod. Comp. St. Louis U. S. A.	Ausklingscheibe mit Druckfeder		Einklicken der Scheibe „a“ und Ausklinken des Stiftes „s“	Ausklingscheibe „a“ und Stift „s“	stufenlos verstellbar durch Mutter „m“	Übertragbares Moment abhängig von Spannkraft der Druckfeder „f“, die nach einer Skala auf „h“ eingestellt werden kann.

Abb. 24. Gebräuchliche Drehmomentmeßschlüssel.

(Diese Übersicht erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit; zu ihrer Zusammenstellung wurden freundlicherweise von der Fa. Bauer & Schaurte eine Reihe Unterlagen zur Verfügung gestellt.)

2,32. Biegebeanspruchung.

Als nächste zusätzliche Schraubenbeanspruchung sei die *Biegebeanspruchung* betrachtet (Abb. 25). Abgesehen von Herstellungsfehlern: schief geschnittenem Gewinde, unsauberer und nicht paralleler Auflageflächen sowie schiefer Gewindelöcher, entstehen Biegebeanspruchungen der Schraube in der Hauptsache durch *elastische Verformung der verspannten Teile*. Mit Hilfe der aus Abb. 26 abzulesenden geometrischen Beziehungen kann man die theoretische Biegebeanspruchung der

Schraube bei der aufgezungenen Verformung berechnen. Aus der Gleichung der elastischen Linie: $M_b \cdot \rho = E \cdot J$ ergibt sich mit dem Wert ρ aus Abb. 26

$$(28) \quad M_b = \frac{E \cdot J \cdot \text{arc } \alpha}{l_s} \quad \text{oder} \quad \frac{E \cdot J \cdot f}{s \cdot l_s}$$

und mit $J = \frac{\pi d_s^4}{64}$ und $W = \frac{\pi d_s^3}{32}$ wird:

$$(29) \quad \sigma_b = E \cdot \frac{d_s}{2} \cdot \frac{\text{arc } \alpha}{l_s}.$$

Nach Gl. (29) findet man zu hohe Biegespannungen, da in Wirklichkeit die Verformung sich nur der in Abb. 26 wiedergegebenen nähert, denn ein Teil des Neigungswinkels wird durch das stets vorhandene Flankenspiel und durch plastische Verformung des Mutter- und Aufagewerkstoffs sowie der Gewindegänge des Bolzens und der Mutter ausgeglichen.

Ist die Vorspannkraft nicht so groß, daß sie vollständige Anlage des Schraubenkopfes bzw. der Mutter verursacht, so wirkt auf die Schraube ein Biegemoment etwa von der Größe $P_0 \cdot \frac{s}{2}$ (Abb. 25). Dieses Moment ist demnach um so größer je größer die Schlüsselweite oder der Kopfdurchmesser ist.

Wird die schiefe Auflage z. B. durch plastische Verformungen vollständig aufgehoben, so verschwindet die Biegebeanspruchung und die Schraube erhält bei Wechselbelastung eine reine Zugwechselbeanspruchung. Die Möglichkeit zur bleibenden Verformung hängt beim Gewinde von der Höhe der Streckgrenze des Bolzen- und Mutterwerkstoffes, bei der Auflage von der Quetschgrenze des Werkstoffes der verspannten Teile oder der Unterlegscheiben ab. Eine Schraube aus Werkstoff mit niedriger Streckgrenze z. B. St 38.13 kann sich leichter „hinziehen“ und ist deshalb vorzugsweise zum Verbinden unbearbeiteter bzw. sich beim Anziehen stark verformender Teile zu verwenden. Bei hoher Streckgrenze ist dieser Ausgleich nicht im gleichen Maße möglich, so daß die hochfeste Schraube einen großen Teil der Biegeverformung elastisch aufnimmt, was bei Wechselbelastung eine zusätzliche Biegeschwellbeanspruchung zur Folge haben und zum Dauerbruch führen kann. Auf geringe Verformung der zu verspannenden Teile, gerader und paralleler Auflageflächen und dazu senkrechter Gewindelöcher ist also Wert zu legen.

Da sich jedoch diese Forderungen nie restlos erfüllen lassen, muß man die Biegebeanspruchung des Schraubenbolzens durch konstruktive Maßnahmen an diesem selbst gering halten. Obwohl Gl. (29) nicht die Biegebeanspruchung in wirklicher Größe wiedergibt, kann man doch aus ihr die Möglichkeiten zum *Verringern der Biegebeanspruchung* entnehmen:

1. *Kleiner Schraubendurchmesser.* Es empfiehlt sich, möglichst Schrauben geringen Durchmessers zu verwenden und, wo es die Anzugsbedingungen gestatten, den Schaftdurchmesser der Schrauben zu verjüngen.

2. *Große Länge zwischen Kopf und Mutter.*

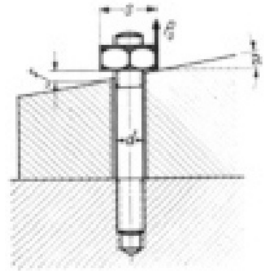


Abb. 25. Biegebelastung einer Schraube bei schiefer Auflage.

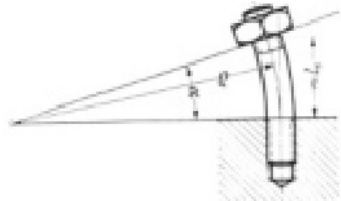


Abb. 26. Schraube bei Biegebeanspruchung; Grenzfall, dem sich die Verformung des Schraubenbolzens nähert.

$$\begin{aligned} \text{arc } \alpha &= \text{tg } \alpha = \frac{f}{s} = \frac{l_s}{\rho} \\ \rho &= \frac{s \cdot l_s}{f} \\ \rho &= \frac{l_s}{\text{arc } \alpha} \end{aligned}$$

3. Möglichst *starre Ausbildung der zu verspannenden Teile* (z. B. Flansche), um ihre Durchbiegung und damit den Winkel α klein zu halten.

Letzteres gilt allerdings nur, wenn Schraube und verspannte Teile dieselbe Betriebstemperatur besitzen. Treten in den verspannten Teilen *höhere Temperaturen* auf als in den Schrauben, so sind mit Rücksicht auf die noch zu behandelnde Erhöhung der Vorspannkraft durch den Temperaturunterschied die verspannten Teile möglichst biegeweich zu gestalten.

Die drei genannten Punkte dienen nicht nur zur Herabsetzung der Biegespannungen und damit zur mittelbaren Erhöhung der Dauerhaltbarkeit, sondern durch die günstige Beeinflussung der Einheitskraft (s. Abb. 8) auch zur unmittelbaren Steigerung der Dauerhaltbarkeit der verspannten Verbindung. Die Maß-

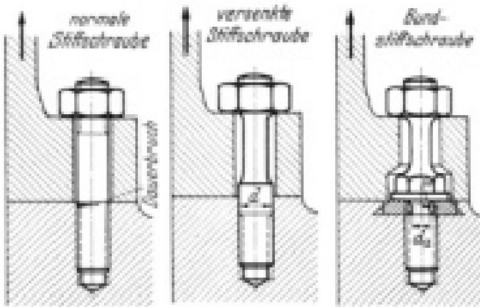


Abb. 27. Normale und biegeentlastete Stiftschrauben.

Hohe Biegespannungen am Gewindeauslauf.	Biegespannungen am Gewindeauslauf geringer, wegen Stützwirkung des versenkten Schaftes	Weitgehende Entlastung des Gewindes von der Biegebeanspruchung. (Kreuzschraffierter Werkstoff ist maßgebend für die axiale Verspannung.)
---	--	--

nahmen nach 1. und 2. sind, wie in Abschn. 3,31 noch erläutert wird, bei Heißdampfschrauben nur begrenzt anwendbar.

Bei hochbeanspruchten Stiftschrauben entstehen sehr oft Dauerbiegebrüche im Gewindeauslauf, manchmal trotz verjüngtem Schaft. In solchen Fällen kann man das Gewinde durch Anwenden der versenkten oder besser noch der *Bundstiftschraube* weitgehend von der Biegebeanspruchung entlasten. In Abb. 27 sind eine normale, eine versenkte und eine Bundstiftschraube dargestellt, die zusätzliche Biegebeanspruchungen erhalten.

Der Vorteil der axial verspannten Bundstiftschraube gegenüber der teils radial, teils axial verspannten normalen oder versenkten Stiftschraube mit Übermaß besteht darin, daß bei ersterer die Herstellungstoleranzen nicht so eng gewählt zu werden brauchen wie bei der letzteren, da die axiale Verspannung den Festsitz gewährleistet.

Die Verhältnisse bei der axialen Verspannung werden durch die Einheitskräfte des in Abb. 27 rechts kreuzschraffierten Werkstoffes und des Bolzenteiles zwischen Bund und Gewinde in derselben Weise bestimmt, wie schon in Abschn. 2,1 ausgeführt. Das untere Gewinde erhält demnach nicht die volle, auf die Schraube wirkende zusätzliche Zuglast P_z , die sich aus den Einheitskräften des Schraubenschaftes und des verspannten Flansches ergibt. Die Zugwechsellhaltbarkeit des im Gehäuse sitzenden Gewindes ist

1. wegen dieser Herabsetzung der Kraft P_z und

2. wegen der besseren Lastverteilung in der Stiftmutter (vgl. Abschn. 2,2) höher als die des in der Sechskantmutter befindlichen Gewindes.

Ein Abheben des Bundes tritt um so eher ein, je dünner der Durchmesser d_a in Abb. 27 rechts ist; denn wie aus Gl. (5) und anschaulich aus Abb. 9 hervorgeht, wird die zum Abheben führende Betriebskraft niedriger, je kleiner das Verhältnis $\frac{C_s}{C_p}$ wird.

Man wird deshalb mit d_a nur so weit unter den Kerndurchmesser gehen, daß gerade ein Auslauf für den Schneidkopf oder die Gewinderollen vorhanden ist und daß ohne Verkleinerung der Bundauflagefläche eine gute Ausrundung r' angebracht werden

kann. Außerdem kann ein zu kleiner Durchmesser d_a sehr leicht beim Anziehen zum Abwürgen führen. Wird die Sechskantmutter so angezogen, daß die Vorspannkraft gleich der Verspannkraft zwischen Bund und Bundauflage wird, so tritt trotzdem noch kein Abheben des Bundes ein, weil P_z für das Verspannungsschaubild der Bundseite die Stelle der Betriebskraft P einnimmt. Um Abheben des Bundes bei Wirken einer Betriebskraft P mit Sicherheit zu vermeiden, muß aber die Verspannkraft zwischen Gewinde und Bund erheblich größer sein als die Vorspannkraft der Schraube.

Auch bei zügiger Beanspruchung kann eine Verminderung der Bruchfestigkeit durch schiefe Auflage entstehen, wie MATTHAES [22] an hochfesten Schraubenbolzen

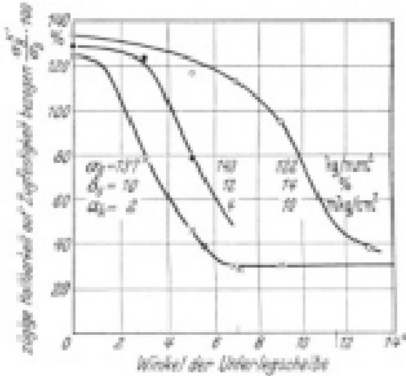


Abb. 28. Einfluß schräger Auflage auf die Festigkeit vorgüteter Stahlbolzen nach MATTHAES.

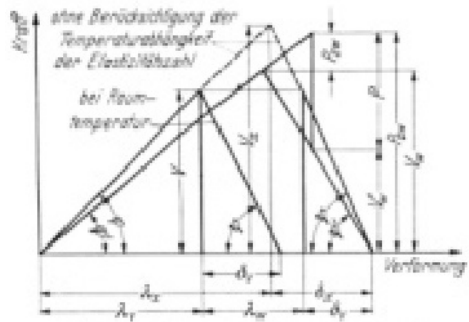


Abb. 29. Änderung der Vorspannkraft durch Wärmedehnung.

M 20 × 1,5 gezeigt hat. Diese tritt allerdings erst bei verhältnismäßig großen Winkeln ein. In Abb. 28 sind die Ergebnisse dieser Versuche wiedergegeben. Das Verhältnis von zügiger Haltbarkeit zu Zugfestigkeit ist in Abhängigkeit des Aufwinkels dargestellt. Wesentlich ist die Feststellung von MATTHAES, daß der Abfall um so stärker ist und um so früher erfolgt, je geringer die *Kerbzähigkeit* des Schraubenwerkstoffes ist. Man sollte deshalb bei Verwendung von Schrauben mit etwa 120 kg/mm² Zugfestigkeit und mehr, der Einhaltung guter Kerbzähigkeitswerte mehr Beachtung schenken als bisher.

2,33. Wärmedehnung.

Die Veränderung der Vorspannkraft durch *Temperaturunterschiede* sei an dem Beispiel der am häufigsten vorkommenden Flanschverbindung betrachtet, über die rechnerische Ansätze bei F. MARGUERRE [23], E. MAYER [24], G. KRÜGER [14] sowie E. SCHULZ und A. SCHILLER [25] zu finden sind.

Im Ausgangszustand habe die gesamte Verbindung gleiche Temperatur und auf Schraube und Flanschen wirke die durch Anziehen der Mutter entstandene Vorspannkraft. Die Flansch- und Schraubenfederungen sind dann nach Abb. 29 im Gleichgewicht (Formänderungsdreieck für Raumtemperatur).

In jeder Rohrleitung oder jedem Gefäß besteht zwischen der Innenwand, die mit heißem Dampf oder heißer Flüssigkeit in Berührung steht, und der Außenfläche ein Temperaturgefälle. Es ist um so geringer, je besser die äußere Oberfläche isoliert ist. Sehr erheblich kann der Temperaturunterschied zwischen innerer und äußerer Oberfläche beim Anwärmen werden. Nach Messungen von SALINGRÉ [26], MARGUERRE [23], MAYER [24], KRÜGER [14] und SCHWENK [27] an Heißdampf-

rohrleitungen kann die Rohrwand bis zu 165° heißer sein als die Flanschverbindungsschraube.

Bei der in Abb. 30 gezeigten Flanschverbindung ergibt sich folgender Unterschied λ_w in der Ausdehnung der verspannten Teile und der Schraube:

$$(30) \quad \lambda_w = 2 (\beta_r \cdot l_r \cdot \Delta t_r + \beta_f \cdot l_f \cdot \Delta t_f) - \beta_s \cdot l_s \cdot \Delta t_s .$$

Dieser Ausdehnungsunterschied muß nun ausgeglichen werden durch die Summe der Verformungen von Flansch und Schraube. Die Schraube dehnt sich elastisch,

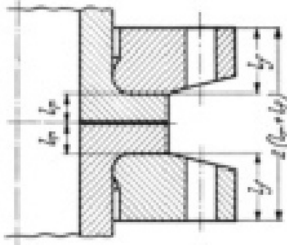


Abb. 30. Wärmedehnung einer Flanschverbindung.

Wärmedehnung Rohr:

$$\beta_r \cdot l_r \cdot \Delta t_r$$

Wärmedehnung Flansch:

$$\beta_f \cdot l_f \cdot \Delta t_f .$$

Gesamt-Wärmedehnung:

$$2 \cdot [\beta_r \cdot l_r \cdot \Delta t_r + \beta_f \cdot l_f \cdot \Delta t_f] .$$

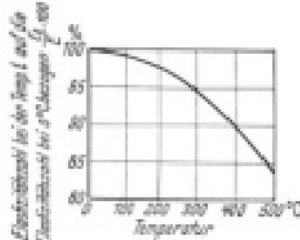


Abb. 31. Abhängigkeit der Elastizitätszahl von der Temperatur nach KRÜGER.

wodurch die ursprüngliche Vorspannkraft V ansteigt. Dadurch wird wieder eine gegenüber dem Zustand bei Raumtemperatur größere Durchbiegung der Flansche hervorgerufen, bis sich ein neuer Gleichgewichtszustand zwischen Flansch- und Schraubenfederung mit der Vorspannkraft V_x eingestellt hat, wie ihn Abb. 29 darstellt. Da aber die Elastizitätszahl mit zunehmender Temperatur abnimmt, ist die wirkliche durch Wärmedehnung hervorgerufene Kraft V_w kleiner als V_x . Für die Abhängigkeit der Elastizitätszahl zweier Stähle gab KRÜGER [14] das in Abb. 31 gezeigte Schaubild an. Der in Abb. 29 gezeigte Zusammenhang läßt sich durch folgende Gleichungen ausdrücken:

hängigkeit der Elastizitätszahl zweier Stähle gab KRÜGER [14] das in Abb. 31 gezeigte Schaubild an. Der in Abb. 29 gezeigte Zusammenhang läßt sich durch folgende Gleichungen ausdrücken:

$$(31) \quad \lambda_w = \lambda_x - \lambda_v + \delta_x - \delta_v .$$

$$(32) \quad 2 \cdot (\beta_r \cdot l_r \cdot \Delta t_r + \beta_f \cdot l_f \cdot \Delta t_f) - \beta_s \cdot l_s \cdot \Delta t_s = \frac{V_w}{C_{st}} - \frac{V}{C_s} + \frac{V_w}{C_{pt}} - \frac{V}{C_p} .$$

Für Flansche und Schrauben aus Stahl wird $E_s = E_f = E^*$ und es ergibt sich für die Kraft V_w folgender Wert:

$$(33) \quad V_w = \frac{2 (\beta_r \cdot l_r \cdot \Delta t_r + \beta_f \cdot l_f \cdot \Delta t_f) - \beta_s \cdot l_s \cdot \Delta t_s + V \left(\frac{l_s}{F_s} + \frac{2c}{l_f^3} \right)}{\frac{l_s}{F_s} \cdot \frac{E}{E_t} + \frac{2c}{l_f^3} \cdot \frac{E}{E_t}}$$

In dieser Formel ist die Wärmeausdehnung der Dichtung und ihre Zusammenrückung infolge der größer werdenden Vorspannkraft vernachlässigt. Die Größe c in Gl. (33) stellt einen Beiwert dar, der sich aus der Gleichung: $f = \frac{c \cdot P}{E \cdot l_f^3}$ ergibt.

Zu seiner Bestimmung ist es erforderlich, die auf den Lochkreisdurchmesser bezogene Flanschdurchbiegung zu berechnen. Eine der Wirklichkeit angenäherte Berechnung ist schwierig und zeitraubend. Es sei hier nur auf die Zusammenstellung der verschiedenen Berechnungsverfahren von E. SCHULZ und A. SCHILLER [25] hingewiesen. Am einfachsten gelingt die Berechnung noch bei losen Flanschen (s. hierzu auch E. MAYER [24]). Vielfach wird man es deshalb nicht um-

* Die Elastizitätszahl ist für alle Stähle gleich. Es spielt keine Rolle, ob sie weichgeglüht, gehärtet, vergütet, einsatzgehärtet oder nitriert sind.

gehen können, die Einheitskraft versuchsmäßig zu erfassen. In sehr wichtigen Fällen empfiehlt sich dies auch zur Nachprüfung der Rechnung.

Aus Gl. (33) ergibt sich folgende *Beeinflussung von V_w* durch die einzelnen Größen: Zunehmende Dicke l , der Bunde oder Bördel vergrößert V_w ; zunehmende Länge l_s der Schrauben verringert V_w . Dabei ist jedoch zu beachten, daß bei $l_s > 2(l_r + l_f)$ (Abb. 30) eine Buchse zwischen Mutter und Flansch geschaltet werden muß, damit die Flansche ihre Stärke behalten können. Allerdings wird die mittlere Schraubentemperatur bei langer Schraube niedriger sein, so daß der durch die größere Länge gewonnene Vorteil z. T. wieder verlorenght. Bördel sind wegen ihrer kleineren Dicke günstiger als Stauchbunde.

Ein Verringern des Schraubenschaftquerschnittes F_s bewirkt eine wesentliche Herabsetzung von V_w ; noch stärker wird dies durch Verkleinern der Flanschdicke e_f erreicht, da diese ja in der 3. Potenz vorkommt. Man wird also die Flansche nur so dick machen, wie es mit Rücksicht auf ihre Festigkeit geschehen kann. Die Einheitskraft C_p loser Flanschen ist wesentlich kleiner als die der durch das Rohr versteiften festen Flanschen.

Während also für Wechselbeanspruchung möglichst dicke, starre Flanschen günstig sind, ist es in bezug auf die Wärmebelastung gerade umgekehrt. Hochdruckflanschverbindungen werden deshalb heute überwiegend mit losen Flanschen ausgeführt, die sich vollständig frei durchbiegen können.

Wie bereits erwähnt, wird die durch die Flanschdurchbiegung hervorgerufene *Biegebeanspruchung* der Schrauben durch Vergrößern der Länge l_s und Verringern des Schaftquerschnittes F_s ebenfalls herabgesetzt. Eine richtig gestaltete *Hochdruckflanschverbindung* ist in Abb. 32 wieder gegeben.

Wie noch in Abschn. 3,31 erklärt wird, sind allerdings dem Verringern des Schaftdurchmessers und dem Vergrößern der Schaftlänge bei Heißdampfschrauben Grenzen durch das Kriechen der Werkstoffe bei höheren Temperaturen gesetzt. Zusätzliche Beanspruchungen von erheblicher Größe können auch durch Wärmedehnung des Rohrstranges bei gekrümmten Leitungen und Zwangsverformungen durch Ungenauigkeiten beim Zusammenbau entstehen.

Nur selten gibt es Schraubenverbindungen, bei denen die Schraube heißer wird als die verspannten Teile. In solchen Fällen sind die Schrauben bei Raumtemperatur besonders fest anzuziehen, damit die Verbindung bei Betriebstemperatur dicht hält. Außerdem ist ein Schraubenwerkstoff mit möglichst geringer Wärmeausdehnungszahl zu wählen.

2.4. Spannungsverteilung im Gewinde und an Querschnittübergängen.

2.41. Gewinde.

Bei Schrauben und Muttern üblicher Form, die überwiegender Zugwechselbeanspruchung ausgesetzt sind, entsteht ein Dauerbruch stets im Gewindegrund unter dem ersten tragenden Schraubengang. Dies ist begründet durch die an dieser

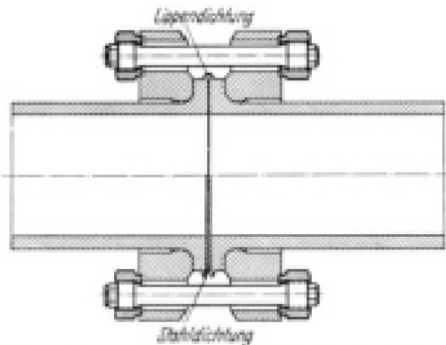


Abb. 32. Richtig gestaltete Hochdruckflanschverbindung; nach einem Werbeblatt der Gesellschaft für Hochdruckleitungen m. b. H. Berlin.

Stelle herrschende, besonders hohe Anstrengung des Schraubenbolzens, die sich aus folgenden Einzelbeanspruchungen zusammensetzt:

1. Eine Zugbelastung erzeugt im Kernquerschnitt der Schraube den in Abb. 33 wiedergegebenen räumlichen Spannungszustand. Sowohl die Axial- als auch die Tangentialspannung sind sehr ungleichmäßig über den Querschnitt verteilt und be-

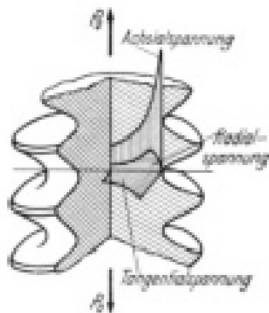


Abb. 33. Spannungsverteilung im Kernquerschnitt von Gewinden (schematisch).

sitzen beide an der Oberfläche, d. h. *im Gewindegrund eine ausgeprägte Spannungsspitze*. Diese Spannungsspitzen sind verantwortlich für den Ausgang des Dauerbruches. Die dritte Hauptnormalspannung, die senkrecht zur Oberfläche wirkende Radialspannung, muß an der Oberfläche Null sein. Sie hat ihr Maximum dicht unter der Oberfläche.

Die genannten Spannungsspitzen sind infolge der Entlastungswirkung der Nachbargänge nicht so hoch wie bei einem Stab mit einer Ringkerbe, doch besitzen sie im Gewindegrund unter dem ersten Gang ihren höchsten Wert, weil der zugehörige Kernquerschnitt noch die gesamte Zuglast der Schraube zu übertragen hat. Der Kernquerschnitt unter dem zweiten tragenden Gang erhält nur noch die um die vom ersten Gang an

die Mutter abgegebene Teillast verminderte Gesamtlast (s. Abb. 13).

2. Den in Punkt 1 genannten Spannungsspitzen überlagern sich außerdem noch Spannungsspitzen, die von der *Biegebeanspruchung des Gewindeanges* durch die von ihm auf die Mutter übertragene Teillast herrühren. Wie im vorigen Abschnitt ausgeführt, hat bei üblicher Mutterform stets der erste Gang den weitaus größten Anteil der Gesamtlast zu übertragen (Abb. 13) und bekommt deshalb auch die höchste Biegebeanspruchung.

Eine rechnerische Erfassung des sich aus Punkt 1 ergebenden Spannungszustandes ist nicht ohne weiteres möglich: man benutzt deshalb allgemein nur eine sog. *Nennspannung*, die man sich *gleichmäßig* über den Kernquerschnitt verteilt denkt. Diese ergibt, multipliziert mit der betreffenden Formzahl α_K die wirkliche Spannungsspitze und multipliziert mit der betreffenden Kerbwirkungszahl β_K die Zugwechselfestigkeit σ_{wz} . Bei *Biegebeanspruchung der Schraube* entstehen ähnliche Spannungsspitzen wie bei Zug, es fehlt aber dabei die durch die Zugbelastung hervorgerufene ungleichmäßige Lastverteilung auf die Gänge¹. *Dauerbiegebrüche* treten deshalb nicht immer im Gewindegrund unter dem ersten tragenden Gang auf, obwohl dieser als Einspannstelle besonders gefährdet ist. Man findet häufig auch Brüche am Gewindeauslauf und an anderen Kerbstellen, auf die später noch eingegangen wird.

Die *Formzahl des Gewindes* hängt ab:

a) Von der Art der *Lastverteilung*, die bereits in Abschn. 2,2 besprochen wurde. Die Formzahl wird um so größer, je ungleichmäßiger die Lastverteilung ist.

b) Von der Größe der *Rundung* r im Gewindegrund.

Die Formzahl nimmt mit kleiner werdendem Kerbhalbmesser stark zu.

c) Von der *Gewindetiefe* t_1 . Ist die Kerbtiefe im Verhältnis zum Stabdurchmesser gering (flache Kerbe), so nimmt die Formzahl mit zunehmender Tiefe zu. Ist die Kerbtiefe aber im Verhältnis zum Stabdurchmesser groß (tiefe Kerbe), so ist es gerade umgekehrt; die Formzahl nimmt mit zunehmender Kerbtiefe ab. NEUBER

¹ Aus diesem Grunde ist es auch nicht angängig, Ergebnisse von Biegewechsel- und Zugwechselversuchen an Schrauben zu vergleichen.

[28] hat hierfür eine allgemeine Beziehung angegeben. Für Gewinde trifft im allgemeinen der erste Fall zu.

d) Von dem *Flankenwinkel*. Mit größer werdendem Flankenwinkel nimmt die Formzahl ab. Bei Spitzgewinde sind nur die beiden Winkel 55 und 60° für Whitworth- und metrisches Gewinde genormt, so daß praktisch kein Einfluß erwartet werden kann. Dagegen wird bei Trapezgewinde die Formzahl etwas höher sein.

Eine Möglichkeit, versuchsmäßig die Formziffer von Schrauben zu bestimmen, bietet die Spannungsoptik. Der Versuch am räumlichen Schraubenmodell mit Hilfe des Erstarrungsverfahrens verursacht jedoch große Schwierigkeiten. Bisher wurden nur Ergebnisse von Versuchen am ebenen Modell bekannt, die nicht ohne weiteres auf den räumlichen Fall übertragen werden können, zumal auch die Mutter nur durch zwei unabhängige Hälften dargestellt werden kann.

JEHLE [7] untersuchte spannungsoptisch den Axialschnitt einer 2"-Schraube aus Glas. Aus seinen Werten ergibt sich die außerordentlich hohe Formziffer von rd. 9,5, wenn man sie auf die Nennspannung im Kernquerschnitt bezieht. In Abbildung 34 ist der Verlauf der Hauptspannungslinien wiedergegeben, aus denen in jedem Punkt die Richtung der Hauptnormalspannungen hervorgeht.

Aus a bis d geht hervor, daß die Formzahl außer der bereits besprochenen günstigeren Lastverteilung auch durch größere Rundung im Gewindegrund gesenkt werden kann. Eine Verminderung der Gewindetiefe dürfte auf Sonderfälle beschränkt bleiben. Man kann die Rundung bei der Fertigung etwas größer als genormt erreichen, wenn man den Kerndurchmesser an der oberen Grenze der Toleranz hält. Dies bedeutet jedoch keine wesentliche Verbesserung. Günstiger ist die Ausführung der Maybach-Motoren-GmbH., die STORZ [29] beschrieben hat und die in Abb. 35



Abb. 35. Gewinde mit vergrößerter Gewindegrundrundung im Grund nach STORZ.

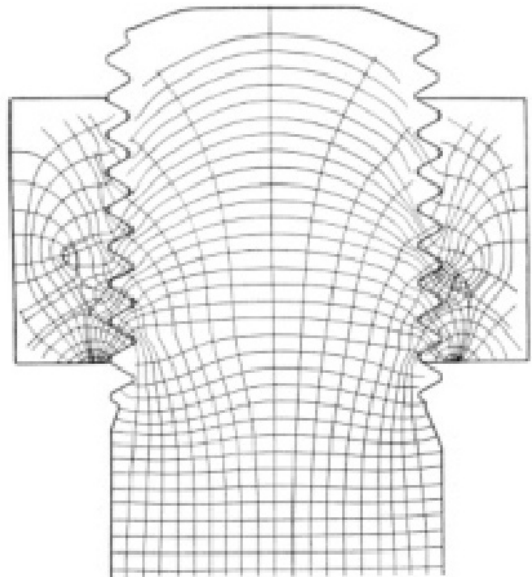


Abb. 34. Hauptspannungslinien im Axialschnitt einer 2"-Schraube nach DIN 11 nach JEHLE.

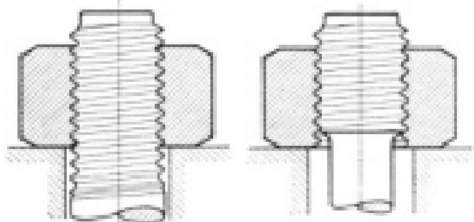


Abb. 36. Mutter und Schraube mit normalem Gewindeauslauf und Schraube mit verjüngtem Schaft und übergreifender Mutter; nach LEHR.

wiedergegeben ist. Wenn man bei größerer Rundung denselben Kerndurchmesser behalten will, muß man auf einen Teil der Flankenfläche verzichten. Vergrößert

man die Rundung auf Kosten des Kerndurchmessers, so wird die Herabsetzung der Spannungsspitzen durch Erhöhen der Nennspannung infolge des geringeren Kernquerschnittes ganz oder teilweise wieder aufgehoben.

Nach LEHR [11] bewirkt auch das in Abb. 36 rechts dargestellte *Übergreifen der Mutter* über das Bolzengewinde eine Steigerung der Dauerhaltbarkeit. Als Begründung dafür kann man folgendes ansehen: Die Biegebelastung des ersten Ganges und die Zugbelastung des Querschnittes unter dem ersten Gang der rechts gezeichneten Schraube ist zwar genau so groß wie bei der links dargestellten, ihre Formziffer ist aber geringer, weil sich unter dem ersten Gang nicht wie in der linken Abbildung die kleine Rundung des Gewindegrundes, sondern der große Radius des Schaftüberganges befindet.

Diese Maßnahme ist bei genügend hoher Mutter und verjüngtem Schaft immer anwendbar. Sie empfiehlt sich auch bei Schrauben, die hohen Temperaturen ausgesetzt sind, weil die Dauerstandhaltbarkeit durch Spannungsspitzen in ähnlicher Weise herabgesetzt wird wie die Wechselhaltbarkeit.

Axiale Bohrungen im Schraubenkern setzen die Spannungsspitzen im Gewindegrund dadurch herab, daß sie die Formzahl verkleinern und die Querverformung der Schraube begünstigen, die ja bei Spitzgewinde eine etwas gleichmäßigere Lastverteilung hervorruft (vgl. Abschn. 2,2). Das Verkleinern der Formzahl macht sich besonders bei größeren Bohrungen bemerkbar, man verliert aber durch die Bohrung trotzdem an ertragbarer Wechsellast, weil durch Verringern des Kernquerschnittes die Nennspannung erhöht wird.

Im Gegensatz zur Beanspruchung des Bolzens ist die *Beanspruchung der Mutter* sehr gering. Bei *Druckmütern* ist überhaupt kein Dauerbruch zu erwarten. Bei zügiger Belastung kann die Druckmutter bei zähem Werkstoff durch Verformung der Gewidegänge und Aufweiten an der Auflagestelle, bei sprödem Werkstoff, wie z. B. Gußeisen durch Aufplatzen zerstört werden. Da die Mutter sich wie ein dickwandiges Rohr unter einem in Richtung Auflagefläche zunehmenden Innendruck verhält, wird die Aufweitung um so geringer, je größer der Mutteraußendurchmesser ist (vgl. auch Abschn. 3,1 1 u. 2). Bei *Zugmütern* muß ebenso wie beim Bolzen auf günstige Gestaltung im Hinblick auf Dauerhaltbarkeit gesehen und die Dauerfestigkeit des Mutterwerkstoffes berücksichtigt werden. Dasselbe gilt für die Anordnung von Gewindelöchern in Gehäusen.

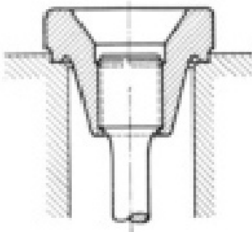


Abb. 37. Zugmutter mit konischer Außenform zur Verbesserung der Lastverteilung auf die einzelnen Gänge und Übergreifenden Gängen zur Bildung der Kerbwirkung im ersten Schrauben- und letzten Muttergang.

Eine Schraubenverbindung, die alle besprochenen Vorzüge in sich vereinigt, ist in Abb. 37 dargestellt. Die Mutter besitzt eine nach dem ersten tragenden Gang zu verjüngte Außenform, um die oberen Gänge der Schraube mehr zum Tragen heranzuziehen. Der Konus geht mit allmählich zunehmender Krümmung in die Auflagefläche über. Die Mutter ist außen zentriert, damit der Übergang nicht durch den Lochrand verletzt wird und der Schraubenschaft keinen Führungsbund benötigt. Außerdem greift das Muttergewinde über das Bolzengewinde, um die Kerbwirkung des ersten Schraubenganges zu mildern. Das Gleiche bewirkt das *Übergreifen* des Bolzengewindes über das Muttergewinde, denn der Querschnitt über dem letzten Muttergang hat ebenfalls die gesamte Zuglast zu übertragen. Ein Nachteil dieser Ausführung ist der große Außendurchmesser der Mutter.

Die in Abb. 37 gezeichnete *Zentriereindrehung* kann in manchen Fällen durch ihren scharfen Grund eine unerwünschte Kerbwirkung für das verspannte Teil

bilden. Die Abb. 38 zeigt einen solchen Betriebsbruch als Beispiel. In solchen Fällen empfiehlt es sich, die Auflagefläche der Mutter bzw. des Schraubenkopfes durch eine Kugelfläche zu ersetzen, die zugleich die Zentrierung übernimmt und eine schiefe Kopfaufgabe ausgleicht. Zusätzliche, durch Biegefederung der verspannten Teile im Betrieb entstehende Biegebeanspruchungen der Schraube werden durch die Kugelfläche wegen der Reibung an den Auflageflächen nicht verringert.

In Abb. 39 sind einige Beispiele zweckmäßiger Ausführung von *Gewindelöchern* gezeigt. Die Ausführung b stellt eine behelfsmäßige Lösung für durchgehende Gewindelöcher dar, durch die die Gefahr von Dauerbrüchanrissen in der Stiftmutter beseitigt wird. Die Ausführung c wendet das bereits genannte Übergreifen des Bolzengewindes an. Dies läßt sich bei durchgehenden Löchern leicht durchführen, erfordert aber bei Sacklöchern Sonderwerkzeuge. Durchgehendes bzw. übergreifendes Bolzengewinde ist stets zu empfehlen, da die Dauerbrüche von Stiftmuttern durch Biegebeanspruchung der Stiftschraube stark begünstigt werden. Die beste Ausführung stellt zweifellos die Form dar, die bis zur Rückseite der Wand reichendes Gewinde und einen ver-



Abb. 38. Dauerbruch eines Flansches infolge zu scharfer Aussenkennung.

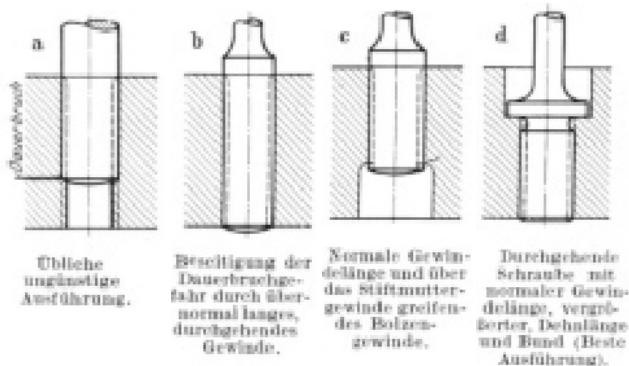


Abb. 39. Ausführungsformen von Gewindelöchern.

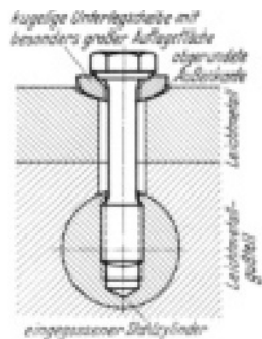


Abb. 40. Anordnung einer kugelförmigen zu lösenden Kopfschraube bei Leichtmetallgütern (besonders zu empfehlen bei Mg-Legierungen).

senkten Bund besitzt. Die durch die größere Dehnlänge erreichte kleinere Einheitskraft der Schraube ergibt sowohl eine geringere Zugbeanspruchung der Schraube als auch eine geringere Zugbeanspruchung des Gewindeloches.

Mit ihrem Gewinde in *Leichtmetall sitzende Kopfschrauben*, die ab und zu gelöst werden müssen, sind tunlichst zu vermeiden und gegen Durchsteckschrauben auszutauschen, weil sie mit der Zeit lose werden. Läßt sich das Einschrauben in Leichtmetall nicht vermeiden, so kann man sich bei Gußstücken durch Eingießen von Stahlbuchsen helfen. Eine Ausbildungsform ist in Abb. 40 wiedergegeben. Vorzuziehen ist allerdings für solche Fälle die Stiftschraube.

2,42. Querschnittsübergänge.

An Schraubenbolzen sind außer dem Gewinde auch die *Übergänge vom Schaft zum Kopf sowie zum Gewinde oder zu einem Paßbund* dauerbruchgefährdet. Zwar treten an diesen Stellen bei Zugbelastung nicht so hohe Spannungsspitzen auf wie

im Gewindegrund unter dem ersten tragenden Gang, doch können sie bei zusätzlicher Biegebeanspruchung der Schraube auf ein gefährliches Maß anwachsen.

Ein reiner *Kreisbogenübergang* (Abb. 41) ist ungünstig, da die Krümmung eine Unstetigkeitsstelle besitzt, an der die größte Spannungserhöhung auftritt. Die Unstetigkeitsstelle befindet sich am Beginn der Rundung, wo die Krümmung plötzlich vom Wert 0 auf den Wert $1/a$ übergeht. Die Spannungserhöhung wird um so geringer, je größer der Krümmungsradius a wird und verschwindet praktisch, wenn das Verhältnis a/d_s den Wert 3 übersteigt. Aus Platzgründen ist es nicht möglich, eine solch große Rundung vorzusehen. Wie Abb. 41 zeigt, verliert man aber auch bei kleinerem Rundungshalbmesser einen beträchtlichen Teil der Auflagefläche. Besteht das verspannte Teil aus weicherem Werkstoff so ist eine Verkleinerung der Auflagefläche nicht tragbar.

Man kann einen Übergang gestalten, der infolge stetig zunehmender Krümmung keine Spannungsspitze, also die Formziffer 1 besitzt. THUM und BAUTZ [30] haben versuchsmäßig solche „*Entlastungsübergänge*“ für Zug, Biegung und Verdrehung bestimmt. Die Randkurven für Biegung und Verdrehung stimmen praktisch überein. Für Schrauben sind nur die Entlastungsübergänge für Zug und Biegung wichtig.

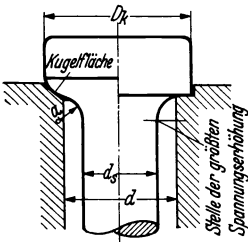


Abb. 41. Kreisbogenübergang für Zentrierung am Schraubenkopf.

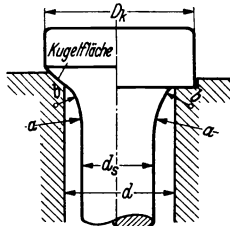


Abb. 42. Aus zwei Kreisbogen zusammengesetzte Übergänge zur Zentrierung am Schraubenkopf.

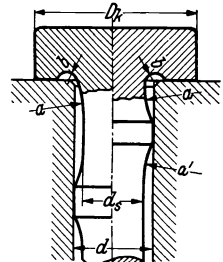


Abb. 43. Kopfübergänge zur Zentrierung am Schraubenschaft.

Bei Schraubenköpfen wird zwar der Kraftfluß an der Auflagestelle um 180° umgelenkt; trotzdem sind die sich für die Gestaltung des Überganges ergebenden Folgerungen dieselben. Die Entlastungsübergänge benötigen wegen der ganz allmählich zunehmenden Krümmung eine große Strecke vom Bund bis zum Erreichen des Schaftdurchmessers, so daß man sie aus Platzgründen nicht immer anwenden kann. In solchen Fällen hilft man sich am besten durch einen aus zwei Kreisbogen zusammengesetzten Übergang, wie ihn Abb. 42 darstellt. Auch parabelförmige Übergänge sind beliebt. Die Hauptsache ist, daß man die Rundung mit einem möglichst großen Krümmungshalbmesser *beginnen* läßt, damit man sich dem reinen Entlastungsübergang nähert. Will man keinen durchgehend verringerten Schaft verwenden, wie in der Abb. 41 u. 42 gezeigt, sondern die Schraube am Schaft zentrieren, so kann man zwei Ausführungsformen verwenden, die in Abb. 43 dargestellt sind. Wenn man in der Nähe des Kopfes zentrieren muß, wählt man die rechte Ausführung. Besser ist die biegungsweichere linke Form.

Bei den heute gegebenen Möglichkeiten zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit des Schraubengewindes gewinnt der richtige Kopfübergang immer mehr an Bedeutung. Bei schlechter Gestaltung des Kopfüberganges und mangelhafter Ausführung (Drehriefen usw.) tritt bei hoher Dauerhaltbarkeit des Gewindes der Dauerbruch früher am Kopf als im Gewinde ein (vgl. Abb. 64). Es wäre also gut, wenn man auch bei der Normung den reinen Kreisbogenübergang verlassen würde

und wenn viele Schraubenhersteller nicht nur der zügigen Haltbarkeit ihre Aufmerksamkeit widmen würden. Als Übergang zum Gewinde oder zu Paßbunden genügt im allgemeinen ein Kreisbogen mit möglichst großem Halbmesser.

3. Haltbarkeit¹ von Schraubenverbindungen.

3.1. Züige Haltbarkeit.

3.1.1. Züige Haltbarkeit des Gewindes.

Für die Bemessung einer vorwiegend *zügig belasteten Schraubenverbindung* wird entweder die Bruchlast oder der Eintritt größerer bleibender Formänderungen maßgebend sein. Um die ganze Verbindung richtig beurteilen zu können, muß man für beide Forderungen unbedingt Schraube *und* Mutter gemeinsam betrachten.

Zerrißt man einen Gewindestab, so wird man stets eine höhere, auf den Kernquerschnitt bezogene Zugfestigkeit (im folgenden züige Haltbarkeit $\sigma_B^{K'}$ genannt) finden als beim glatten Stab, während Bruchdehnung und Brucheinschnürung entsprechend kleiner sind. Diese Erscheinung beruht auf der fließbehindernden Wirkung der Gewindegänge und wird durch Gewindeart, -herstellung und Werkstoff beeinflußt. Aus den bisherigen Erfahrungen [31, 32, 33, 34, 35] läßt sich zur zügigen Haltbarkeit ($\sigma_B^{K'}$) von Stahlschrauben folgendes sagen:

1. Die *Größe* des Schraubendurchmessers übt keinen eindeutigen Einfluß auf die züige Haltbarkeit aus.

2. Gewinde mit verschiedenem *Flankenwinkel* (metrisch und Withworth) unterscheiden sich praktisch nicht in bezug auf ihre züige Haltbarkeit.

3. *Grobes* Gewinde steigert die züige Haltbarkeit stärker als *feines*.

4. *Gewalzt*e Gewinde ohne nachfolgende Wärmebehandlung besitzt eine höhere züige Haltbarkeit als *geschnittenes* oder *geschliffenes*.

5. *Kohlenstoffstähle* und *legierte Stähle* unterscheiden sich nicht im Hinblick auf die Erhöhung der zügigen Haltbarkeit des Gewindes. Die prozentuale Erhöhung der zügigen Haltbarkeit liegt bei geschnittenem sowie bei gerolltem und nachträglich warmbehandeltem Gewinde bis zu etwa 90 kg/mm² Zugfestigkeit zwischen 10 und 25% und von etwa 90 . . . 150 kg/mm² Zugfestigkeit zwischen 5 und 15%, bei gerolltem Gewinde ohne nachträgliche Wärmebehandlung zwischen 20 und 40%. Bei geschnittenem Gewinde aus Schraubenstahl St 38.13 beträgt die Erhöhung 10 . . . 14%.

6. Die Erhöhung der zügigen Haltbarkeit nimmt im allgemeinen mit der *Verfestigungsfähigkeit* des Werkstoffs, d. h. dem Verhältnis der Reißfestigkeit (wahre Zugfestigkeit) zur Zugfestigkeit zu. Bei Zugfestigkeiten von 140 . . . 150 kg/mm² kann die Erhöhung der zügigen Haltbarkeit deshalb bis auf 5 . . . 10% absinken.

7. Bei *Kupferlegierungen*, wie Messing, verschiedenen Bronzen, Monelmetall usw. bewegt sich die Zunahme der zügigen Haltbarkeit in der gleichen Größenordnung wie bei Stahl.

8. Bei Schrauben aus Al-Legierungen tritt keine Steigerung der zügigen Haltbarkeit über die Zugfestigkeit hinaus auf [17]. Das Verhältnis $\sigma_B^{K'}/\sigma_B$ schwankt zwischen 0,91 und 1,06; im ungünstigsten Fall muß man also mit einer zügigen Haltbarkeit rechnen, die etwa 10% *unter* der Zugfestigkeit liegt.

Gleiche Tragfähigkeit besitzen *Gewinde* und *Schaft*, wenn der Schaftquerschnitt so gewählt wird, daß die Gleichung gilt:

$$(34) \quad \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \sigma_B^{K'} = \frac{\pi d_s^2}{4} \sigma_B.$$

¹ Unter „Haltbarkeit“ sei die ertragbare, auf den Kernquerschnitt bezogene Nennspannung verstanden, während „Festigkeit“ die ertragbare, auf den ursprünglichen Querschnitt des glatten Probestabes bezogene Spannung bedeutet.

Setzt man für Stahl i. M. $\sigma_B^{K'} = 1,15 \sigma_B$, so wird:

$$(35) \quad d_s \approx 1,07 d_1 .$$

Bei sehr großem Verhältnis $\sigma_B^{K'}/\sigma_B$, wie z. B. bei manchen gewalzten Gewinden, kann der Fall eintreten, daß die Tragfähigkeit des Gewindes ebenso groß oder u. U. noch etwas größer wird als die des unverminderten Schaftes.

Die *Zähigkeitseigenschaften* der Schraube: Dehnung, Einschnürung und Kerbschlagzähigkeit sind für ihre statische Haltbarkeit nur dann von Bedeutung, wenn sie aufgezwungene Verformungen, Herstellungsungenauigkeiten oder hohe Schlagbeanspruchung durch örtliche plastische Verformung aufnehmen muß. Die geringere Dehnung der ohne nachfolgende Warmbehandlung gerollten Schrauben kann deshalb in den meisten Fällen nicht als Nachteil angesehen werden.

Eine *Ausnutzung der zügigen Haltbarkeit* der Schraube ist nur dann möglich, wenn die Mutter so bemessen ist, daß der Bolzen bei Zugbelastung im Kernquerschnitt reißt; denn die Schraubenverbindung wird bei niedriger Mutter durch Umliegen bzw. Ausscheren der Gewindegänge, bei hoher Mutter durch Abreißen des Bolzens zerstört. Einen ähnlichen Einfluß hat die Schlüsselweite. Mit kleinerer Schlüsselweite nimmt die Aufweitung der Mutter zu und durch das dadurch bedingte Herausziehen der Gänge die Bruchlast ab. Die wirtschaftlich günstigste Verbindung wird sich ergeben, wenn das Schraubengewinde, das Muttergewinde und der Schraubenkern die *gleiche* Tragkraft besitzen. Untersuchungen in dieser Richtung wurden an Schrauben mit 42 . . . 60 kg/mm² [36] und an solchen mit 80 . . . 90

kg/mm² Zugfestigkeit [37] durchgeführt. Die dabei gewonnenen Ergebnisse sind kurz folgende:

Zerreißt man Schrauben mit immer höherer Mutter, so steigt die Bruchlast der Verbindung infolge der mit zunehmender Mutterhöhe größer werdenden Tragkraft des Gewindes solange linear an, bis bei einer bestimmten Mutterhöhe die Bruchlast des Bolzenkernes erreicht ist. Sie kann auch bei weiterer Vergrößerung der Mutterhöhe trotz Zunahme der

Gewindetragkraft nicht überschritten werden, sondern bleibt konstant [37].

Die zum Zerreißen des Bolzenkernes nötige *Mindestmutterhöhe* hängt sehr stark von der Tragfähigkeit des *einzelnen Gewindenganges*, d. h. von der Ge-

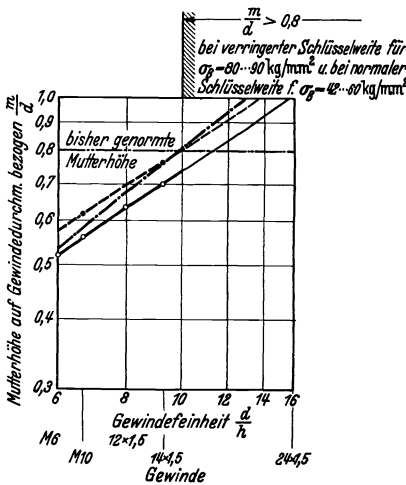


Abb. 44. Zum Zerreißen des Bolzenkernes erforderliche Mutterhöhen.

—	$m/d = 0,154 \left(\frac{d}{h}\right)^{0,85}$,	} nach HAAS [37] Bolzenfestigkeit
—	Schlüsselweite nach DIN Kr 751	
- - -	$m/d = 0,165 \left(\frac{d}{h}\right)^{0,85}$,	} gleich der 1,2 bis 1,25fachen Festigkeit der Mutter
- - -	verringerte Schlüsselweite	
- · - · -	$m/d = 10 \left(0,04 \frac{d}{h} - 0,5\right)$,	} nach HERCIGONJA [36] Bolzenfestigkeit
- · - · -	Schlüsselweite wahrscheinl. nach DIN 934	

windefeinheit (Verhältnis Gewindeaußendurchmesser:Steigung = d/h) ab.

In Abb. 44 ist die Abhängigkeit der zum Zerreißen des Bolzenkernes nötigen Mutterhöhe von der Gewindefeinheit dargestellt, die bei logarithmischer Teilung

der Koordinaten zu einer Geraden wird. Ein Vergleich der beiden Versuchsreihen mit normaler und der Schlüsselweite nach DIN Kr 751 zeigt, daß die Linie der Mindestmutterhöhen für die Schraubenverbindungen mit 42...60 kg/mm² Zugfestigkeit steiler ansteigt als diejenige für die Schraubenverbindungen mit $\sigma_B = 80 \dots 90 \text{ kg/mm}^2$. Dies dürfte auf früheres Umlegen der Gewindegänge und stärkeres Aufweiten der Mutter infolge der wesentlich niedrigeren Streckgrenze des erstgenannten Werkstoffes zurückzuführen sein. Das Umlegen der Gänge macht sich um so stärker bemerkbar, je feiner das Gewinde ist. SCHIMZ [38] stellte für Schrauben mit 3/4" und 1" (Gewindefinheit 7,4 bzw. 7,8) Whitworthgewinde aus St 38.13 eine Mindestmutterhöhe von rd. $m/d = 0,63$ fest, was mit den Linien für normale Schlüsselweite in Abb. 44 recht gut übereinstimmt.

Aus Abb. 44 geht weiter hervor, daß ein Herabsetzen der Schlüsselweite sich ähnlich auswirkt wie ein Feinerwerden des Gewindes; d. h. bei verringerter Schlüsselweite ist zum Erreichen der gleichen Bruchkernspannung der Schraubenverbindung eine höhere Mutter nötig. Man sollte also bei Müttern mit geringer Wandstärke, die hohe Zugbeanspruchung zu übertragen haben, die Gewindesteigung genügend grob wählen.

Wesentlich ist, daß man mit einem einzigen Mutterhöhenverhältnis (Mutterhöhe : Gewindeaußendurchmesser = m/d), wie es bisher mit 0,8 genormt war, nicht bei allen Gewindearten eine gleichmäßige Ausnutzung der Tragkraft des vollen Schraubenkernes erzielen kann. Dieses Ergebnis ist besonders wichtig für das vielfach verwendete metrische Feingewinde 3 nach DIN 243 mit 1,5 mm Steigung. Nach Abb. 44 ergibt sich für $\sigma_B = 80 \dots 90 \text{ kg/mm}^2$ bei einer Schlüsselweite nach DIN Kr 751 von einschließlich M 18 x 1,5 ab und bei der nächstkleineren Schlüsselweite bereits für M 16 x 1,5 ein $m/d > 0,8$.

Diese Einflüsse kann man insofern berücksichtigen, als man die Mutterhöhe z. B. bei verkleinerter Schlüsselweite bis M 14 x 1,5 nach der Gleichung: $m = 0,154 \left(\frac{d}{h} \right)^{0,68} \cdot d$

festlegt. Von M 16 x 1,5 ab ist es mit Rücksicht auf bleibende Formänderungen des Gewindes bei höheren Lasten zweckmäßig, eine konstante Mutterhöhe, z. B. 0,7 oder 0,8 d zu wählen und dafür die Schraube zur Erleichterung mit einer Längsbohrung zu versehen, deren Durchmesser mit steigender Gewindegröße so zunimmt, daß stets gleiche Tragfähigkeit des Gewindes und des Schraubenkernes vorhanden ist. Die mögliche Querschnittsschwächung (Maß „a“) kann aus Abb. 45 entnommen werden, in der die bei Bruch der Schraubenverbindung im Kern herrschende Nennspannung in Abhängigkeit der Gewindefinheit mit Mutterhöhe und Schlüsselweite als Parameter wiedergegeben ist.

Ein so starker Anstieg der *Mindestmutterhöhe* mit der Gewindegröße wie beim metrischen Feingewinde 3

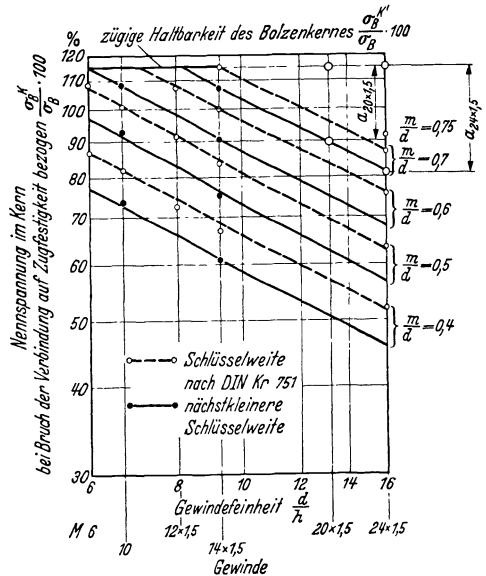


Abb. 45. Bestimmung der Nennspannung im Kern bei Bruch der Schraubenverbindung bei gewählter Mutterhöhe und Schlüsselweite; nach HAAS.

(Abb. 44) ist bei dem metrischen Gewinde nach DIN 14 und bei dem Whitworthgewinde nach DIN 12, bei denen ja die Steigung mit zunehmendem Außendurchmesser größer wird, nicht vorhanden; ein $m/d > 0,8$ wird hier erst über M 52 bzw. 2" erforderlich.

Wie in Abschnitt 2,2 bereits auseinandergesetzt, übernehmen die ersten tragenden Gewindgänge den größten Anteil der Last. Durch die plastische Verformung der ersten Gänge gleicht sich jedoch ihre Belastung mehr und mehr aus, bis im Augenblick des Bruches alle Gänge gleichmäßig tragen (vgl. Abb. 13). Aus diesem Grunde kann man der Einfachheit halber die Nennscherspannungen in den Gängen als Maß für ihre Tragfähigkeit ansehen, obwohl die Gänge in Wirklichkeit Biege- und Schubspannungen bekommen.

Da sich die *Nennscherspannungen* der Bolzen- und Muttergänge umgekehrt verhalten wie die Bolzen- zur Mutterscherfläche, kann die Mutter wegen ihrer größeren

Tabelle. 2¹. Versuchsmäßig bestimmte Mutterhöhen bzw. Einschraubtiefen von Paarungen verschiedener Mutter- und Bolzenwerkstoffe, die zum Zerreißen des Bolzens ausreichen.

Schrifttumshinweis	Mutterwerkstoff		Schraubenwerkstoff		Gewindegröße	Mindesteinschraubtiefe bzw. Mutterhöhe m
	Legierung	Zugfestigkeit	Legierung	Zugfestigkeit		
Nach E. SACHSENBERG [39].	Al-Si-Gußleg. Silumin 10	17 ÷ 20	St 38.13	38 ÷ 42	M 4, M 6, M 8 u. M 10	1,5 d
	Mg-Al-Zn-Gußleg. AZG	16 ÷ 20	„ 38.13	38 ÷ 42	„	1,5 d
	Al-Cu-Legierung Lautal 4	12 ÷ 20	„ 38.13	38 ÷ 42	„	1,2 d
	Mg-Al-Preßleg. AZM	29 ÷ 33	„ 38.13	38 ÷ 42	„	1,1 d
	Al-Cu-Legierung Lautal 4 ausgehärtet	16 ÷ 25	„ 38.13	38 ÷ 42	„	0,8 d
	Al-Cu-Mg-Leg. Duralumin 681 B	38 ÷ 42	„ 38.13	38 ÷ 42	„	0,7 d
	Nach W. MÜLLER [40].	Rein-Al. 99,5	11	Al-Mg-Si-Leg. Anticorodal ausgehärtet		M 3, M 4 u. M 6
Rein-Al. 99,5		11	„		M 3, M 4, u. M 6 1/8", 3/16" u. 1/4"	1,3 d
Al-Cu-Mg-Leg. Avional ausgehärtet		42	Al-Mg-Si-Leg. Anticorodal ausgehärtet		M 3, M 4 u. M 6	0,54 d
Al-Cu-Mg-Leg. Avional ausgehärtet		42	„		M 3, M 4 u. M 6 1/8", 3/16" u. 1/4"	0,53 d
Rein-Al. 99,5		11	Stahl	90 ÷ 100	PARKER-KALON ² Nr. 4,8 u. 14	2,2 d
Al-Cu-Mg-Leg. Avional ausgehärtet		42	Stahl	90 ÷ 100	PARKER-KALON ² Nr. 4,8 u. 14	0,75 d

¹ Vgl. hierzu auch Abb. 44.

² Selbstschneidendes Gewinde.

Scherfläche aus einem Werkstoff mit geringerer Festigkeit bestehen. Ohne Verminderung der Bruchlast der Schraubenverbindung kann z. B. die Mutterfestigkeit bei $M 24 \times 1,5$ rd. 90% und bei $M 6$ rd. 80% der Bolzenfestigkeit betragen, was durch Versuche nachgeprüft wurde [37]. Will man für die Muttern einen Werkstoff mit noch geringerer Festigkeit verwenden, so empfiehlt es sich, die Muttern im Verhältnis der Festigkeiten zu erhöhen.

Für Stiftschrauben in Leichtmetall ergeben sich aus dieser Forderung verhältnismäßig große *Einschraubtlängen*.

In Tab. 2 sind einige versuchsmäßig [39, 40] gewonnene Mindesteinschraubtlängen bzw. -mutterhöhen wiedergegeben, mit denen gerade noch der Bolzen zerrissen werden kann.

Die *Gewindetoleranzen* üben einen viel geringeren Einfluß auf die Haltbarkeit des Gewindes aus, als man gewöhnlich annimmt [41]. Er macht sich erst bei Überschreiten der Toleranz „groß“ nach DIN 13 und 14, Beibl. 3 und 4, bemerkbar. Auch bei Dauerschlagversuchen zeigten Schrauben mit Grobtoleranz praktisch noch keine Verschlechterung gegenüber den genau hergestellten [42]. Mit Rücksicht auf die Festigkeit dürfte also die Toleranz „mittel“ nach DIN 13 und 14 auch für die höchstbeanspruchten Schrauben vollständig ausreichen.

3.12. Bleibende Verformungen.

Bleibende Verformungen können je nach Gestaltung der Schraubenverbindung im Schaft, im Kern oder im Bolzen- bzw. Muttergewinde auftreten. Für die Nachrechnung, ob bleibende Verformungen entstehen, ist die höchste, in der Schraube auftretende Zugkraft zugrunde zu legen (Kraft P_0 in Abb. 8); insbesondere ist bei Auslegung dynamisch beanspruchter Schraubenverbindungen unbedingt zu prüfen, ob die obere Last P_0 an irgendeiner Stelle der Schraubenverbindung größere bleibende Verformungen hervorruft. Wie Abb. 46¹ zeigt, ist durch bleibende Verformung ein Abfall der Vorspannkraft bedingt, der u. U. soweit gehen kann, daß bei Wirken der Betriebslast die Abhebekraft P_e überschritten wird. Tritt dies ein, so muß nach Abb. 9 die Schraube den ganzen Unterschied zwischen Betriebslast und Vorspannkraft aufnehmen, wodurch meist ihre Dauerhaltbarkeit überschritten wird.

Ist die bleibende Längung im Schaft aufgetreten, so hat nach Verschwinden der Betriebslast die Längung der Schraube um den Betrag λ_{bl} zugenommen; ist sie durch Verbiegung des Mutter- oder Bolzengewinds entstanden, so erscheint λ_{bl}

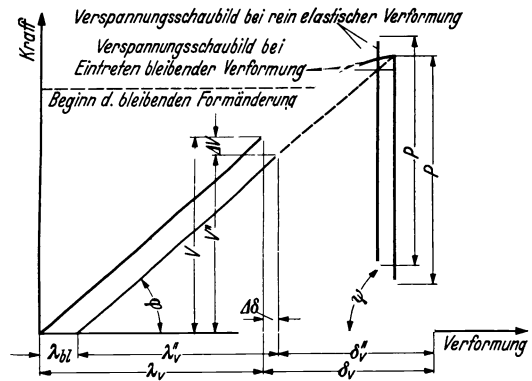


Abb. 46. Abnahme der Vorspannkraft infolge bleibender Formänderung im Bolzenschaft, Bolzenkern, Bolzengewinde oder Muttergewinde. λ_v'' = restliche elastische Formänderung der Schraube. δ_v'' = restliche elastische Formänderung der verspannten Teile. v_v'' = restliche Vorspannkraft. $\Delta \delta$ = Abnahme der Federung der verspannten Teile.

¹ Während der Drucklegung erschien eine Abhandlung von G. BERGMANN [Z.VDI 84 (1940) Nr. 3 S. 52], die fast die gleiche Abbildung enthält und auch für den Verlust der Vorspannkraft die gleiche Formel angibt.

nicht in der Längung der Schraube, obwohl sich auch hier Kopfauflege- und Mutterauflegefläche um den gleichen Betrag λ_{bl} voneinander entfernt haben. Der Vorspannkraftverlust, der durch Überschreiten des elastischen Gebietes hervorgerufen wird, ergibt sich nach Abb. 46 zu:

$$(36) \quad \Delta V = \frac{\lambda_{bl}}{\frac{1}{C_s} + \frac{1}{C_p}}$$

Die Federkennlinie der Schraube verschiebt sich parallel um den Betrag der bleibenden Verformung, die Federung der verspannten Teile nimmt dadurch um $\Delta \delta$ ab.

Im glatten *Schraubenschaft* läßt sich die Spannung, bei der größere bleibende Dehnungen entstehen, einfach erfassen. Die Anstrengung setzt sich zusammen aus der Zugspannung:

$$(25) \quad \sigma = \frac{P_0}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}}$$

und der vom Anziehen herrührenden Verdrehspannung:

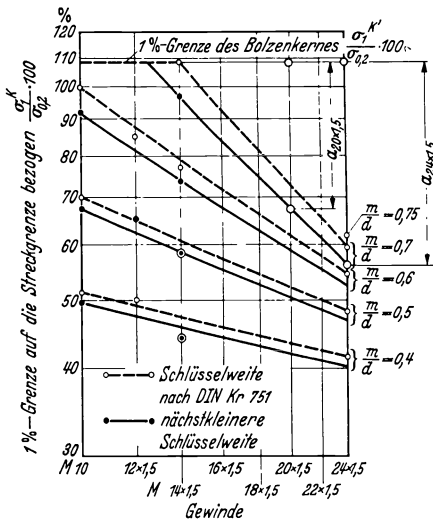
$$(26) \quad \tau = V \cdot \frac{8 d_2}{\pi d_s^3} \cdot \frac{\text{tg } \gamma + \mu'}{1 - \mu' \text{tg } \gamma}$$

zu: $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$.

σ_{red} muß kleiner sein als die Elastizitätsgrenze des verwendeten Werkstoffes (z. B. $\sigma_{0,02}$), damit bleibende Dehnungen vermieden werden.

Im Kernquerschnitt läßt sich die Anstrengung auf die gleiche Art rechnen, nur tritt hier an die Stelle von d_s der Kerndurchmesser d_1 . Beim Versuch beginnt allerdings die bleibende Verformung des ganzen Kernquerschnittes bei einer etwas höheren Anstrengung als die obige Gleichung angibt. Dies ist auf die bereits erwähnte Fließbehinderung durch die Gewindegänge zurückzuführen.

Abb. 47. Abhängigkeit der 1%-Grenze von Mutterhöhe, Schlüsselweite und Gewindegroße; nach HAAS.



Die Formänderung des Gewindes läßt sich rechnerisch nicht auf einfache Art erfassen. Hier ist man auf versuchsmäßig gewonnene Beziehungen angewiesen. Es seien hier die an Schrauben mit 80...90 kg/mm² und Muttern mit rd. 70 kg/mm² Zugfestigkeit ermittelten Ergebnisse angeführt [37].

Der Beginn größerer bleibender Formänderungen im Gewinde — ähnlich dem Fließen beim Zerreiversuch — ist in Abhängigkeit der Gewindefinheit, mit Mutterhöhe und Schlüsselweite als Parameter in Abb. 47 dargestellt. Als Eintritt größerer bleibender Formänderungen ist — ähnlich wie bei der Festlegung der Dehngrenze beim Zerreiversuch — diejenige auf den Kernquerschnitt bezogene Nennspannung angesehen worden, bei der die Kurve der axialen Gesamtverformung im Belastungs-Verformungsschaubild um 1% der Gewindesteigung (z. B. 15 μ bei $h = 1,5$ mm) von der Geraden abweicht. (1%-Grenze σ_1^K .)

Die Gesamtverformung wurde bei den in Abb. 47 ausgewerteten Versuchen in Längsrichtung als Summe der Gangdurchbiegungen, der Zusammendrückung der Mutter, dem von ihrem Aufweiten und seinem Quersammenziehen herrührenden Herausziehen des Bolzens und der Dehnung der Gewindelänge des Bolzens bis zum Gewindeauslauf gemessen.

Die 1%-Grenze fällt bei gleichbleibender Gewindesteigung mit zunehmendem Gewindedurchmesser oder bei gleichbleibendem Durchmesser mit zunehmender Feinheit ab. Der Abfall ist um so stärker, je größer die Mutterhöhe ist, d. h. bei sehr feinem Gewinde kann man auch durch bedeutende Erhöhung der Mutter die 1%-Grenze nicht wesentlich steigern. Mit $0,7 d$ hoher Mutter tritt über $M 14 \times 1,5$ die bleibende Verformung schon bei Nennzugspannungen im Kern auf, die erheblich unter der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes liegen.

Um größere bleibende Verformungen zu vermeiden, muß man bei Schrauben, in deren Kernquerschnitt hohe Zugspannungen entstehen, die Steigung mit Hilfe von Abb. 47 so wählen, daß die 1%-Grenze noch über der erwarteten höchsten Spannung liegt. Schrauben, die bis zur Grenze ihrer zügigen Tragfähigkeit beansprucht sind, versieht man über 14 mm Durchmesser mit Rücksicht auf die genannten bleibenden Verformungen mit einer Steigung, die möglichst größer als 1,5 mm ist. Will man trotzdem Feingewinde anwenden, etwa wegen seiner geringeren Lösegefahr, so ist es zweckmäßig, zur Gewichtersparnis den Kern hohl-zubohren; denn ohne starkes Fließen der ersten Gewindgänge läßt sich seine züige Tragfähigkeit doch nicht ausnutzen. Die Querschnittsschwächung des Kernes kann, ohne den Eintritt des Fließens zu senken, bis zu dem in Abb. 47 eingetragenen Maß „a“ erfolgen.

Noch größere Querschnittsverringerung kann man bei Paßschrauben vorsehen, deren Durchmesser durch den zulässigen Lochlaibungsdruck der zu verbindenden Teile bestimmt wird und deren Zugspannung infolge der Vorspannkraft oder der sich aus der Verformung der verspannten Teile ergebenden Zugbelastung im Verhältnis zu ihrem Gewindedurchmesser gering ist. In den Kraftfahr- und Luftfahrtgerätenormen sind für solche Schrauben auch besonders niedrige Muttern vorgesehen.

Bei wechselnd beanspruchten Schraubenverbindungen mit einer Feinheit $\frac{d}{h} > 10$ prüft man zweckmäßig in *jedem* Fall, ob die größte Oberspannung (aus P_0 in Abb. 8) unter der 1%-Grenze bleibt. Ist dies nicht der Fall, so muß man zu größerem Gewinde übergehen, da sonst die Vorspannung abfällt (Abb. 46) und die Schraube dadurch dauerbruchgefährdet wird.

Die weit verbreitete Ansicht, daß man bei gleichbleibendem Außendurchmesser durch Verwenden von feinerem Gewinde infolge der damit verbundenen Vergrößerung des Kernquerschnitts die Tragfähigkeit einer Schraube steigern könnte, ist also aus den angeführten Gründen nur begrenzt richtig.

Es wird vorkommen, daß man Gewinde geringerer Steigung anwenden muß; z. B. wenn man bei vorgegebenem Schraubendurchmesser eine größere ertragbare Wechsellast unter allen Umständen erreichen muß oder wenn Kronenmuttern vorgesehen sind und die Schrauben bereits mit Splintloch angeliefert werden.

Im letzteren Fall kann man bei feinem Gewinde die wegen der Bearbeitungstoleranzen erforderliche Toleranz für das Anzugsmoment oder für die elastische Schraubenlängung kleiner wählen als bei grobem Gewinde. Denn diese Toleranz muß so bemessen sein, daß man die Mutter immer so anziehen kann, daß einer ihrer Schlitze mit dem Splintloch zur Deckung kommt. Dazu ist bei feinerem Gewinde eine geringere Mutterdrehung und damit eine geringere Zunahme der Vorspannkraft verbunden. Dies ist ein Vorteil des Feingewindes, der dem Nachteil der kleineren 1%-Grenze gegenübersteht.

Man muß sich vor Augen halten, daß z. B. bei einer Sechskantkronenmutter mit sechs Schlitzen und 1,5 mm Steigung durch das Drehen bis zum nächsten passenden Schlitz die Schraube und die verspannten Teile zusammen eine Verformung λ_0 von

0,25 mm aufnehmen müssen. Damit kann, trotzdem ein Teil davon als plastische Formänderungen an den Auflageflächen und in den Gewindegängen verschwindet, bei kürzeren Schrauben und großer Einheitskraft der verspannten Teile schon die Streckgrenze der Schraube überschritten werden. In besonders wichtige Schraubenbolzen, vor allem in solche mit großer Gewindesteigung wird man deshalb zweckmäßig erst nach dem richtigen Anziehen der Kronenmutter das Splintloch bohren.

In diesem Zusammenhang sei noch darauf hingewiesen, daß die Verwendung von sehr feinem Gewinde bei großen Durchmessern außer den erwähnten Nach- und Vorteilen noch eine gewisse Unsicherheit beim Zusammenbau in sich birgt. Es kann bei ungeschulten Leuten vorkommen, daß stramm passendes Gewinde, das mit einem so großen Drehmoment eingeschraubt werden muß, daß das Gefühl z. T. verlorenght, so überdreht oder verquetscht wird, daß es nur noch einen Bruchteil seiner normalen Bruchbelastung in axialer Richtung erträgt.

3,13. Zügige Haltbarkeit des Schraubenkopfes.

Ein Versagen der zügigen *Haltbarkeit des Schraubenkopfes* kommt im Betrieb recht selten vor. Ein Abreißen des Kopfes von Stahlschrauben beim Anziehen ist nur zu erwarten bei übertrieben schiefer Auflage und besonders schlechten Zähigkeitseigenschaften des Werkstoffes. Bei Leichtmetall liegt die Möglichkeit statischer Kopfbrüche nahe, vor allem dann, wenn der Kopfübergang zu scharf ausgebildet ist.

Bei axialer Zugbeanspruchung erhält der Kopf eine Biege- und Schubbeanspruchung. In erster Annäherung ergibt sich bei Vernachlässigung der Biegebeanspruchung gleiche zügige Tragfähigkeit von Kopf und Schaft, wenn die Bruchscherslast des Kopfes gleich der Bruchzuglast des Schaftes ist. Da die Scherfestigkeit des Schraubenwerkstoffes $\sim 0,6 \cdot \sigma_B$ ist, ergibt sich als Mindestkopfhöhe:

$$(38) \quad k = 0,42 \cdot d_s .$$

Daß zur Berechnung der zügigen Haltbarkeit des Kopfes eine Vernachlässigung der Biegebeanspruchung ohne weiteres zulässig ist, wird durch Versuche an M 8- und M 10 Schrauben mit 70, 100 und 110 kg/mm² Zugfestigkeit bestätigt. Unterhalb eines Verhältnisses $k/d_s = 0,40$ bis 0,43 wurde der Kopf abgesichert und oberhalb dieses Verhältnisses der Schaft zerrissen.

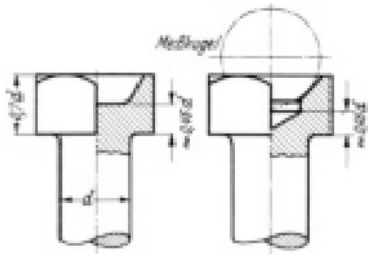


Abb. 48. Kopfaussparungen zur Gewichtsverminderung (links: Aussparung beim Mäntchen des Kopfes gebildet; rechts: Aussparung durch Bohren und Senken hergestellt, gleichzeitig Aufnahme der Meßkugel).

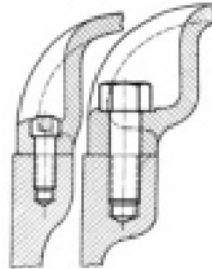


Abb. 49. Raum- und Werkstoffersparnis durch Anwenden von Innenkantschrauben.

In den Normblättern DIN 931 und DIN Kr 551 hat man die Kopfhöhe mit $0,7 d$ festgelegt. In den Luftfahrtgerätenormen ist man schon auf $k = 0,5 d$ herunter gegangen.

Bei Schrauben höherer Festigkeit verwendet man kaum noch Schlüssel nach DIN 129, sondern fast ausschließlich solche aus legiertem

Stahl mit geringerer Maulstärke. Es ist auch deshalb nicht nötig, den Schraubenkopf höher zu machen als die Maulstärke — vorausgesetzt, daß $k \geq 0,42 d_s$ bleibt.

Zur Gewichtsersparnis kann man bei höheren Köpfen eine *Kopfaussparung* vorsehen, die gleichzeitig als Zentrierung für die Meßkugel zum Bestimmen der elastischen Schraubenlänge dienen kann (Abb. 48). Man kann auch die Kopfaussparung in Form eines Innensechskantes oder -vierkantes als Angriffsfläche für den Schlüssel ausbilden. Solche *Innenkantschrauben* bieten infolge ihres geringen Kopf-

durchmessers gute Möglichkeiten, Gewicht und Werkstoff einzusparen sowie Schraubenköpfe zu versenken. In Abb. 49 ist die Verbindung eines Deckels mit Sechskant- und Innenkantschraube gegenübergestellt.

Durch Verwenden eines Innenkantes an Stelle des Schlitzes bei Senk-, Halbrund- oder Zylinderkopfschrauben läßt sich das unangenehme Abbrechen einer Kopfhälfte bei kräftigem Anziehen vermeiden. Eine Auswahl solcher Schrauben findet sich in Abb. 50.

Die *Tiefe* der Kopfaussparung darf nicht übertrieben werden, da sonst Dauerbrüche zwischen Kopfübergang und Kopfaussparung entstehen können. Das Gleiche gilt für Querbohrungen im Kopf.

Zweifellos übt auch die *Herstellung* des Schraubenkopfes einen Einfluß auf seine statische und dynamische Haltbarkeit aus. Da meist sowohl bei Stahl als auch bei Leichtmetall nicht nur die zügige, sondern auch die Wechselfestigkeit in Walz- bzw. Preßrichtung größer ist als senkrecht dazu, besitzt ein aus dem Vollen gedrehter Schraubenkopf nicht so gute Eigenschaften wie ein spanlos geformter (Abb. 51). Bei der aus dem Vollen gedrehten Schraube sind die Fasern am Kopfübergang zerschnitten, während sie sich bei der gestauchten dem Kopfumriß und damit der Beanspruchungsrichtung gut anpassen.

Besonders bei hochwertigen Werkstoffen macht sich der geringe Werkstoffabfall beim Kaltstachen in wirtschaftlicher Hinsicht bemerkbar [43].

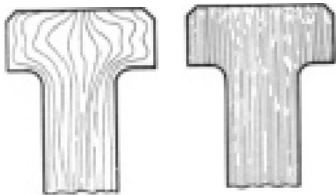


Abb. 51. Faserverlauf bei verschiedenartig hergestellten Schraubenköpfen (links: gestaucht, rechts: aus dem Vollen gedreht).

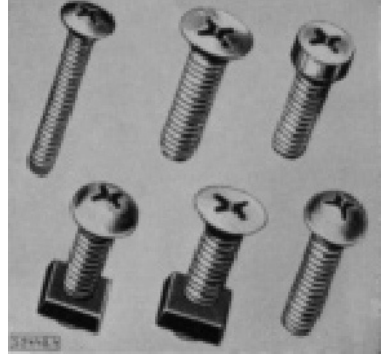


Abb. 50. Innenkant- an Stelle von Schlitzschrauben.



Abb. 52. Sonderformen kaltgeschlagener Schrauben.

Neben den günstigeren Festigkeitseigenschaften des Kopfes hat man durch die spanlose Formung des Kopfes mehr Gestaltungsmöglichkeiten, die man zweckmäßig nur bei großen Stückzahlen anwendet. Abb. 52 zeigt eine Auswahl von *kaltgeschlagenen Kopfformen*.

3,2. Haltbarkeit beim Anziehen.

3,21. Abwürgen.

Die Haltbarkeit der Schraubenverbindung beim Anziehen hängt in erster Linie von dem Schaftdurchmesser der Schraubenbolzens ab. In Abschn. 2,31 ist bereits

auf die Erniedrigung der Streckgrenze beim Anziehen und auf die Erhöhung der Anstrengung im Schaft durch die Verkleinerung seines Durchmessers eingegangen worden. Ist der Schaftdurchmesser zu sehr verringert, so fehlt dem Monteur beim

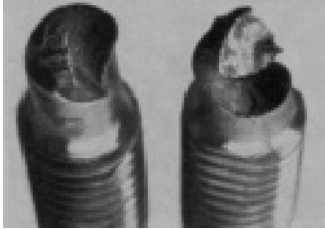


Abb. 53. Beim Anziehen abgewürfter „Dehnschaft“.

Anziehen das Gefühl, daß die Schraube „fest“ sitzt. Das Gleiche gilt für einen Schraubenwerkstoff mit zu geringer Streckgrenze. Dies rührt daher, daß nach Überschreiten der Fließgrenze im Schraubenbolzen das Anzugsmoment nicht mehr linear mit der Schraubenlänge ansteigt, sondern bei zunehmender Länge nur noch wenig wächst und dann fast konstant bleibt, bis die Schraube abgerissen ist. Solche *Gewaltbrüche* (s. Abb. 53) kann man im Leichtbau sehr häufig feststellen. Es muß deshalb immer wieder darauf hingewiesen werden, daß man die Schaftver-

minderung nur dort anwenden darf, wo nicht zu befürchten ist, daß man zur Vermeidung eines Dauerbruches einen Gewaltbruch beim Anziehen eintauscht.

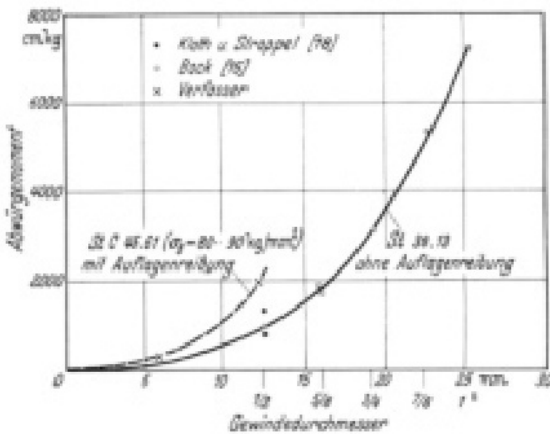


Abb. 54. Drehmomente zum Abwürgen des Kernquerschnitts in Abhängigkeit vom Gewindedurchmesser (geölte Schraubenverbindungen mit normaler Schlüsselweite).

Die Größe des zum Abwürgen einer Schraube notwendigen Momentes hängt stark vom Reibungsbeiwert ab. Bei entfetteten Schrauben ist das Abwürgemoment um durchschnittlich 50% größer als bei gut geschmierten [18].

Die Größe der Mutterhöhe und Schlüsselweite wirkt sich auf das *Abwürgemoment* in gleicher Weise aus wie auf die Bruchlast bei Zugbeanspruchung [37]. Bei niedriger Mutterhöhe werden die Gewindegänge abgequetscht, von einer bestimmten Mutterhöhe ab erfolgt der Zug-Verdreh-Bruch im Bolzenkern. In Abb. 54

sind einige versuchsmäßig bestimmte Drehmomente zur Zerstörung des Bolzens im Gewindekern wiedergegeben.

Bei verkleinerter Schlüsselweite liegt das Abwürgemoment ebenso wie die Bruchlast bei Zug niedriger, es besteht jedoch keine größere Abwürgefahr, da die Schlüssellänge in etwa dem gleichen Verhältnis kleiner wird [37].

Bei Sechskantmuttern, deren Schlüsselweite so verringert ist, daß sie einem nächstkleineren Gewindedurchmesser in DIN 931 oder 934 entspricht; tritt bei übermäßig hohem Anzugsmoment ein *Verquetschen der Sechskantflächen* ein. Da diese Momente aber über der oberen Grenze der normalen Anzugsmomente liegen, ist dies eher als Vorteil zu werten, denn der Schraubenbolzen wird dadurch vor Überanstrengung bei unsachgemäßem Anziehen geschützt.

Auch bei schlecht passendem Schlüssel tritt leicht ein *Verquetschen des Sechskantes* ein. Die in den Schlüsselnormen vorgeschriebenen Abmaße der Maulweiten sind jedoch auch bei verkleinerter Schlüsselweite ausreichend.

An unzugänglichen Stellen bildet oft das Anziehen mit dem Sechskantschlüssel

ein Problem. Im Flugmotorenbau versieht man deshalb solche Muttern mit Kerbverzahnung, um den Schlüssel schon nach ganz kleinen Drehwinkeln umsetzen zu können. Zwei Ausführungen solcher verzahnter Muttern sind in Abb. 55 wiedergegeben. Man wird wegen der billigeren Herstellung, wenn die Härte des zu verspannenden Teiles ausreichend ist, stets die von der profilierten Stange abgestochene vorziehen. Die kerbverzahnte Mutter besitzt noch den weiteren Vorteil, ihres gegenüber dem Eckenmaß der Sechskantmutter kleineren Außendurchmessers.

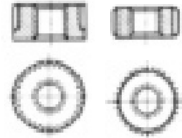


Abb. 55. Kerbverzahnte Muttern (links: durch Fräsen hergestellt, große Auflagefläche, teuer; rechts: von der Stange abgestochen, kleine Auflagefläche, billig).

3,22. Fressen.

Bei sehr hohen Flächendrücken tritt *Fressen* im Gewinde oder an der Auflagefläche auf.

Bei M10-Muttern aus St C35.61 von etwa 70 kg/mm^2 Zugfestigkeit auf Schrauben aus St C 45.61 mit $80 \dots 90 \text{ kg/mm}^2$ Zugfestigkeit z. B. ist unterhalb $500 \dots 600 \text{ cmkg}$ Anzugsmoment kein Fressen zu erwarten, auch nicht an der Mutterauflagefläche bei verringerter Schlüsselweite. Gleichartig liegen auch die Verhältnisse bei anderen Befestigungsschrauben.

Bei Schrauben von größerem Gewindedurchmesser, die zur Übertragung sehr hoher Zugkräfte verwendet werden und die häufiger gelöst werden müssen, versucht man auf verschiedene Art das Fressen zu verhüten. Als einfachstes Mittel wäre das Schmieren mit Kolloidgraphit oder ähnlichen Mitteln zu nennen. Besser noch ist es, die Schraube galvanisch zu verkupfern. Aber auch durch Verkupfern läßt sich Festfressen nicht restlos vermeiden.

Bis jetzt hat sich als bestes Mittel zum Verhindern des Fressens das *Nitrieren* erwiesen. Wie noch ausgeführt werden wird, läßt sich dadurch gleichzeitig eine Steigerung der Dauerhaltbarkeit erzielen. Man muß sich aber davor hüten, das Nitrieren wahllos als Allheilmittel gegen Fressen und Dauerbrüche anzuwenden, denn die Nitrierschicht hat kein plastisches Verformungsvermögen. Sie reißt schon kurz vor Erreichen der Streckgrenze des Grundwerkstoffes. Da bei höheren Zugbelastungen sich stets die ersten tragenden Gewindegänge etwas bleibend verformen, so besteht bei allen Schrauben, die sehr hohe Längskraft zu übertragen haben, die Möglichkeit, daß Risse in der Nitrierschicht auftreten. Diese Risse entstehen nicht nur an der Stelle der höchsten Normalspannung — im Gewindegrund — sondern es platzen vor allem leicht Teile der Nitrierschicht an den Gewindespitzen schalenartig ab (Abb. 56). Vorzugsweise tritt dies bei verhältnismäßig dicker Nitrierschicht auf. Eine Schraube, bei der die Gewindespitzen in der in Abb. 56 gezeigten Art abgebrochen sind, wird dadurch blockiert und läßt sich ohne Zerstörung nicht mehr lösen.

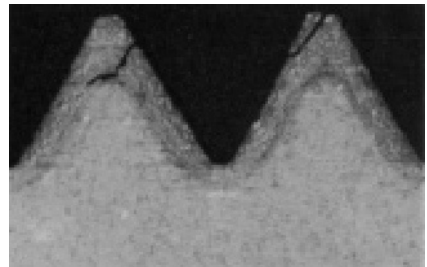


Abb. 56. Zu tief nitriertes Gewinde mit abgeplatzenen Gewindespitzen.

Da das Muttergewinde weniger beansprucht ist als das Bolzengewinde, empfiehlt es sich stets — falls man nur das Fressen verhindern will — an Stelle des Bolzens die Mutter zu nitrieren. Vollständig falsch ist es, beide Teile zu nitrieren, da dann überhaupt keine Möglichkeit mehr für plastisches Anpassen der Gänge vorhanden ist. Um den in Abb. 56 gezeigten Schaden zu vermeiden, überschreite man möglichst eine Nitriertiefe von $0,1 \text{ mm}$ nicht. Außerdem ist es nötig, den Gewindeaußen-

durchmesser vor dem Nitrieren stärker zu lassen und nach dem Nitrieren etwas unter Maß zu schleifen. Dadurch fallen die besonders gefährdeten, tief nitrierten Gewindespitzen weg, wie Abb. 57 zeigt. Dabei wird man zwar meist unter die in den Normblättern für die Durchmesser d bzw. D_1 vorgeschriebenen Toleranzen gehen müssen, um die Nitrierschicht an der Gewindespitze vollständig durchzuschleifen, man kann aber ohne weiteres bis zu etwa 0,4 mm die genannten Werte unterschreiten und damit die Tragtiefe verringern, ohne daß Nachteile entstehen.

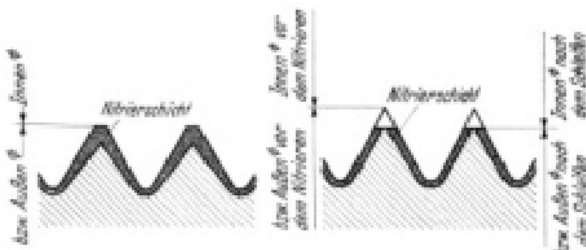


Abb. 57. Falsch und richtig nitriertes Gewinde (links: dicke Nitrierschicht, nicht nachgearbeitet, falsch; rechts: dünne Nitrierschicht, abgeschliffene Gewindespitzen, richtig).

Auch bei *Leichtmetallschrauben*, von denen man annimmt, daß sie im allgemeinen leichter fresen als Stahlschrauben, hat man vielfach versucht, die Oberfläche durch Eloxieren oder Elomagieren härter und widerstandsfähiger gegen Abnutzung zu machen. Diese Oberflächenbehandlungen haben aber nur Erfolg bei ganz gering belasteten Schrauben. Bei stärkerem Anziehen fördern diese spröden Schichten sogar die Freßneigung durch Ausbröckeln, da sie ebenso wie die Nitrierschicht keine plastischen Verformungen mitmachen können. Anzugsversuche [17] ergaben, daß gut gefettete Duraluminschrauben den eloxierten überlegen sind. Im Vergleich zu Stahlschrauben verhielten sich Duraluminschrauben bei mehrfachem Anziehen nicht ungünstiger. Muß Eloxieren als Korrosionsschutz verwendet werden, so ist es zweckmäßig, dies nur am Kopf und Schaft auszuführen und das Gewinde abzudecken. Das Eloxieren der Mutter oder des Bauteiles mit Gewindeloch ist dagegen weniger bedenklich und ist bei allen Schraubenverbindungen, die Korrosion ausgesetzt sind, zu empfehlen (vgl. Abschn. 4). Zum Fetten von Leichtmetallgewinde eignen sich: Lanolin, Vaseline, Klauenöl oder Spezialfette.

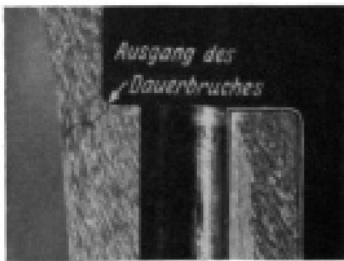


Abb. 58. Dauerbruch an einem Leichtmetallpreßteil, ausgehend von der Eindruckstelle einer Unterlegscheibe mit scharfer Außenkante.

Dauerbruch werden kann. Ein solcher Dauerbruch eines Leichtmetallpreßteiles ist in Abb. 58 wiedergegeben.

3.3. Haltbarkeit bei höheren Temperaturen.

3.3.1. Dauerstandfestigkeit und Dauerstandhaltbarkeit.

Mit höherer Temperatur nimmt die Verformungsfähigkeit eines Stahles zu, die 0,2-Dehngrenze wird geringer und von einer bestimmten Temperatur ab macht sich

ein sog. „Kriechen“ bemerkbar, d. h. es dauert längere Zeit bis die bleibende Dehnung bei einem belasteten Stab ihren Endwert erreicht. Die Zeit bis zum Stillstand dieses Fließens wird immer länger, je höher die Temperatur ist. Oberhalb der Temperatur der beginnenden Kristallerholung bzw. Rekristallisation kommt das Fließen überhaupt nicht mehr zum Stillstand, der Stab geht allmählich unter starker Verformung zu Bruch.

Anders liegen die Verhältnisse bei Bauteilen mit mehrachsigen Spannungszustand und sehr ungleichmäßiger Spannungsverteilung, wie es z. B. für die Schraube zutrifft (vgl. Abb. 33). Hier ist das Formänderungsvermögen so stark behindert, daß bei langzeitigen Dauerstandversuchen ein *verformungsloser* Bruch eintritt. Die Fließbehinderung durch die Gewindegänge kam ja schon in der erhöhten zügigen Haltbarkeit der Schraube bei Raumtemperatur zum Ausdruck (vgl. Abschn. 3,11).

Beim *Dauerstandversuch* wirken sich Spannungsspitzen in der gleichen ungünstigen Weise aus wie beim Dauerwechselversuch; auch die Zeiten bis zum Bruch der Probe hängen beim Dauerstandversuch in ähnlicher Weise von der Belastung ab. Bisher sind hauptsächlich Versuchsergebnisse von Stäben mit Ringkerben bekannt geworden; über Versuche an Schrauben mit Muttern liegt noch nichts vor.

Abb. 59 zeigt als Beispiel einen von THUM [44] angegebenen Kurzzeitversuch mit Gewindestäben (keine Durchsteck- oder Stiftschrauben!), der sich nur etwas über 100 Stunden erstreckte. Der Wechsel vom Verformungs- zum verformungslosen Bruch erfolgte bereits nach einigen Stunden. Wie beim Wechselversuch liegt die Dauerhaltbarkeit des Gewindes *zwischen* der des glatten und des mit einer Ringkerbe versehenen Stabes.

Die bei thermischer Beanspruchung so wichtige Auswahl des *Schraubenwerkstoffes* sei nachstehend wegen ihrer Bedeutung etwas eingehender behandelt.

In Deutschland wird die Dauerstandfestigkeit eines Werkstoffes nach dem Kurzverfahren DIN-Vornorm-DVM A 117 und 118 ermittelt. Dabei wird die Dauerstandfestigkeit mit Hilfe der Dehngeschwindigkeit zwischen der 25. und 35. Stunde bestimmt. Außerdem wird noch die bleibende Dehnung nach 45 Stunden berücksichtigt, die 0,2% nicht überschreiten soll. Die so gefundene Dauerstandfestigkeit liegt etwa bei den üblichen legierten Schraubenstählen oberhalb 300...400° unter der 0,2-Dehngrenze und unterhalb 300...400° über der 0,2-Dehngrenze. Mit diesem Verfahren prüft man nur den Formänderungswiderstand. Man erreicht, falls man diese Werte der Berechnung zugrunde legt, wohl eine Sicherheit gegen dauerndes Fließen, aber nicht unbedingte Sicherheit gegen Bruch. Es ist beobachtet worden, daß bei Heißdampfschrauben aus bestimmten Werkstoffen nach kurzer Betriebsdauer verformungslose, interkristalline Brüche auftraten, wovon ein Beispiel in Abb. 60 gezeigt ist.

Wie verschieden die Dauerstandhaltbarkeiten gekerbter Proben aus zwei ver-

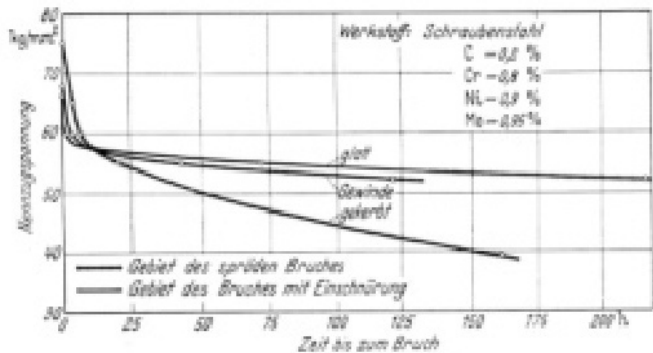


Abb. 59. Warmerstreib- und Dauerstandversuche bei 500° C an glatten, gekerbten und Gewindestäben; nach THUM. Dauerstandfestigkeit des Schraubenstahls — 36 kg/mm² (DVM A 117).

schiedenen Stählen trotz gleicher, im Kurzverfahren ermittelter Dauerstandfestigkeit sein können, ist aus Tabelle 3 zu entnehmen, die von R. BÜCHELE [45] angegeben wurde. — Es ist deshalb anzunehmen, daß neben der Verformungsbehinderung durch Kerben bei langzeitiger Temperatureinwirkung im Werkstoff noch Versprödungsvorgänge stattfinden, die sich bei den einzelnen Werkstoffen verschieden stark auswirken und bis heute noch nicht ganz geklärt sind.

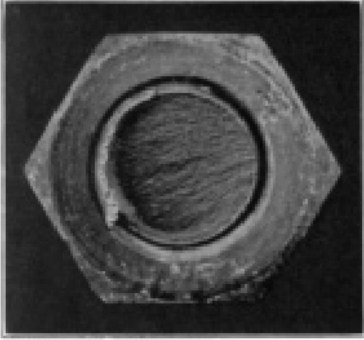


Abb. 60. Verformungsloser Warmbruch eines Schraubenbolzens aus Cr-Ni-Mo-Stahl; nach SCHERER und KIESSLER.

Die tatsächliche *Dauerstandhaltbarkeit* ist demnach nur durch langzeitige Bruchzeitversuche zu ermitteln.

Nach Auswertung umfangreichen Schrifttums stellten R. SCHERER und H. KIESSLER [46] bei warmfesten Stählen folgenden Einfluß der einzelnen Legierungselemente auf die das Auftreten interkristalliner Brüche begünstigende Warmversprödung fest: Stark verspröden insbesondere Cr-Ni-, Mn-, Cu-, Ni- und Cr-Si-Stähle, während mit Molybdän legierte Stähle sich günstiger verhalten. In Übereinstimmung mit anderen Erfahrungen neigen Cr-Mo-Stähle, die noch zusätzlich mit Vanadin oder Wolfram

legiert sein können, nicht zur Versprödung (vgl. hierzu auch Tab. 3). Da Nickel sich auch bei Anwesenheit anderer Legierungselemente ungünstig auswirkt, verwendet man nickellegierte Stähle trotz ihrer im Kurzversuch ermittelten hohen Dauerstandfestigkeit bei Heißdampfschrauben möglichst nicht (s. auch Tab. 3). Wie sich manganlegierte Austauschwerkstoffe in dieser Hinsicht verhalten, kann z. Zt. wegen der außerordentlich langen Versuchsdauer noch nicht gesagt werden. Eine Übersicht über die Eigenschaften von Werkstoffen, die üblicherweise für Schrauben und Muttern an Heißdampfrohrlösungen verwendet werden, gibt Tabelle 4.

Tabelle. 3¹. Dauerstandversuche bei 500° C.

Werkstoff	Dauerstandfestigkeit kg/mm ²	Zeit-Bruch-Versuch (Stäbe mit Ringkerb)	
		Nennspannung im Kerbquerschnitt kg/mm ²	Zeit bis Bruch Std.
Cr-Ni-Mo-Stahl . .	28	20	~ 700
	28	16	~ 1400
Cr-Mo-Stahl	28	28	> 5000

Unter *wechselnder Zugbeanspruchung* bei höheren Temperaturen verhalten sich die Stähle ähnlich wie beim Dauerstandversuch, da die bleibende Dehnung im wesentlichen von der oberen Last bestimmt wird [47]. Mit zunehmender Zugmittelspannung werden aller-

dings die Dehngeschwindigkeit und die bleibende Dehnung rasch größer [48]. Ergebnisse von Zugwechselversuchen an *gekerbten* Teilen bei erhöhter Temperatur sind den Verfassern bisher nicht bekannt geworden.

Für die *Gestaltung von Schrauben*, die unter Belastung dauernd hohen Temperaturen ausgesetzt sind, gilt auf Grund der ausgeführten Gesichtspunkte z. T. das gleiche wie für wechselbeanspruchte Schrauben:

- Saubere und große Rundung im Gewindegrund,
- Übergreifen des Muttergewindes,

¹ Nach Angaben von R. BÜCHELE [45].

Tabelle 4¹. Werkstoffe für Schrauben und Muttern bei Heißdampfleitungen.

Stahlbezeichnung	Legierungsbestandteile	Hersteller	Zugfestigkeit bei 20° kg/mm ²	Dehnung bei 20°		Streckgrenze						Dauerstandfestigkeit (im Kurzzeitverfahren ermittelt) in kg/mm ² bei			
				5 d	10 d	in kg/mm ² bei						400°	500°	600°	
				1	1	20°	100°	200°	300°	400°	500°	600°	400°	500°	600°
a) Schraubenbolzen:															
FKB 2354 Sondervergütung	Cr-Si-Mo	Krupp	60—70	19	16	45	43	38	31	24	18	12	21	18	3
D 512	Cr-Mo	Ruhrstahl	70—85	17	14	50	48	45	42	38	30	15	15	12	2
D 520	Cr-Ni-Mo	Ruhrstahl	75—90	16	10	62	60	58	55	48	40	25	40	25	2
EFK 2338	Cr-Ni-Mo	Krupp	80—90	16	13	60	58	56	54	49	40	—	45	26	—
FK 34	Cr-Mo	Krupp	80—90	16	13	60	56	52	47	40	33	—	35	10	—
MC 40	Cr-Mo	DEW	80—90	—	16	60	55	50	45	37	30	—	35	10	—
MC 100	Cr-Ni-Mo	DEW	80—90	—	16	60	58	55	52	48	40	—	45	26	—
MC 120	Cr-Mo	DEW	80—90	—	16	60	58	55	52	48	40	—	45	22	—
CNMZ	Cr-Ni-Mo	Rheinmetall-Borsig	90	—	16	65	63	60	55	50	45	20	50	22	3
C 4 M v/spez.	Cr-Mo-V	Rheinmetall-Borsig	90	—	14	60	60	60	55	50	35	25	40	12,5	2
D 440	Cr-Mo-V	Ruhrstahl	105—120	14	9	90	86	82	72	60	40	10	40	15	—
FKM 54 H	Cr-Mo-V	Krupp	110—120	12	10	90	85	78	70	60	45	—	40	~18	—
CMC	Cr-Mo-V	DEW	110—120	—	12	90	85	80	75	60	45	—	40	13	—
b) Muttern:															
D 412	Mo	Ruhrstahl	45—55	25	21	30	28	24	20	18	16	—	16	12	—
EZM	Mo	Rheinmetall-Borsig	47	—	25	28	28	26	20	17	15	—	18	12	2
HLK W/spez.	Cr-Mo	Rheinmetall-Borsig	55	—	20	33	32	28	25	22	18	15	23	16	2
D 408	C	Ruhrstahl	50—60	20	18	30	27	23	19	15	11	—	10	5	—
D 515	Cr-Mo	Ruhrstahl	50—60	23	18	35	32	30	27	23	20	15	22	18	2
A 9 O	C	Krupp	60—70	22	18	30	27	24	21	16	13	—	12	5	—
HMS 65	C	DEW	60—70	22	—	30	27	24	22	16	13	—	12	5	—
C 86 ONN	Mn	Krupp	70—80	18	15	50	45	42	33	27	20	—	12	5	—
MC 30	Cr-Mo	DEW	70—80	—	17	50	47	44	40	35	30	—	30	10	—
FK 34	Cr-Mo	Krupp	80—90	16	13	60	56	52	47	40	33	—	35	10	—

Verminderter Schaftquerschnitt,
Saubere Entlastungsübergänge,
Kleinhalten von zusätzlichen Biegespannungen.

Für die Bemessung des Gewindes ist die auf den Kernquerschnitt bezogene, im Langzeitversuch ermittelte Dauerstandhaltbarkeit, für die Bemessung des Schaftes die Dauerstandfestigkeit maßgebend. Ferner ist das *Kriechen des Schaftes* möglichst klein zu halten, da es durch Nachziehen der Schrauben, besonders im Anfang ausgeglichen werden muß und zum Überrecken führen kann. Um geringe bleibende Dehnungen zu bekommen, kann man mit der Verminderung des Schaftdurchmessers nicht so weit gehen wie bei wechselbeanspruchten Schrauben (vgl. Tab. 8). Man führt deshalb Heißdampfschrauben meist mit einem Schaftdurchmesser aus, der nur wenig kleiner ist als der Kerndurchmesser des Gewindes, obwohl ein möglichst kleiner Schaftdurchmesser mit Rücksicht auf die durch Wärmedehnung und Durchbiegung der verspannten Teile hervorgerufene Beanspruchung der Schraube günstig wäre. Das Gleiche gilt für die Schaftlänge, auch hier muß man

¹ Nach Dampfkessel-Taschenbuch, 4. Ausg. (1938) der Dürrwerke AG., Ratingen.

einen Kompromiß schließen und darf den Schaft nicht allzulang machen. Wegen Verminderung der Vorspannkraft durch Fließen vgl. Abschn. 3,12.

Da sich bei Temperaturen über 300° verhältnismäßig dicke Oxydschichten bilden, die einen starken Anstieg des Reibungsbeiwertes verursachen [49] und ein Einstellen unter Last verhindern, verspricht die Verwendung kugeligter Unterlegscheiben bei Heißdampfrohrleitungen keinen Erfolg. Zur Verminderung zusätzlicher Biegebeanspruchungen der Schrauben ist deshalb vorgeschlagen worden [45], Unterlegscheiben aus Kohlenstoffstahl zu verwenden, dessen Quetschgrenze mit steigender Temperatur rasch abfällt, so daß Biegebeanspruchungen der Schraube durch plastische Formänderung der Unterlegscheibe abgebaut werden.

Für die Bemessung der Flanschverbindungsschrauben ist die auf eine Schraube entfallende Vorspannkraft maßgebend, deren Vergrößerung durch Wärmedehnungen unbedingt berücksichtigt werden muß. Die anzuwendende Vorspannkraft wird meist gleich dem $1\frac{1}{2}$ fachen des erforderlichen Dichtungsdruckes gewählt. Über die Größe des notwendigen Dichtungsdruckes vgl. auch [50] und [51]. Sie hängt nicht nur von Art, Größe und Werkstoff der Dichtung, sondern auch vom Dampfdruck ab. Normalerweise dürfte ein Dichtungsdruck gleich dem 3fachen Dampfdruck ausreichen. Im Betrieb tritt durch Kriechen und Glattrücken von Unebenheiten ein sog. „Setzen“ ein, für das die Hersteller von Rohrleitungen ihre Erfahrungswerte besitzen und das sich in der Größenordnung von 50% der Montagespannung bewegt. Für die Berechnung des Schraubenschafes legt man zweckmäßig bis etwa 400° die Warmstreckgrenze (0,2-Dehngrenze) und darüber die Dauerstandfestigkeit zugrunde. Flanschverbindungsschrauben von Heißdampfrohrleitungen, die sich bei Betriebstemperaturen von rd. 500° bewährt haben, sind so ausgelegt, daß sie während des Betriebes im Kernquerschnitt eine Nennspannung von $8 \dots 11 \text{ kg/mm}^2$ bekommen.

3,32. Festfressen bei höheren Temperaturen.

Eine sehr unangenehme Erscheinung bei allen thermisch beanspruchten Schraubenverbindungen ist das *Festfressen des Gewindes* oberhalb von Temperaturen zwischen 250 und 350° . Nach Versuchen von VOLLBRECHT [49] ist das Fressen auf ein Zerstoren der Oxydschicht zurückzuführen. Es ist abhängig von Dicke und Haftfestigkeit der Oxydschicht. Der Reibungsbeiwert μ' kann dabei Werte bis zu 1,0 annehmen.

Besonders zum Festfressen neigen Verbindungen, bei denen Schraube und Mutter aus dem gleichen Werkstoff hergestellt sind. Vorteilhaft ist es, wenn beide Werkstoffe einen Härteunterschied aufweisen. Vielfach wird die Meinung vertreten, daß die Mutter härter sein soll als der Bolzen; dies ist aber noch nicht eindeutig erwiesen. Die Versuche von VOLLBRECHT [49] zeigen, daß austenitischer Chrom-Nickelstahl wegen seiner festhaftenden, dünnen Oxydschicht wenig zum Fressen neigt. Auch nitrierte Muttern aus Chrom-Aluminium-Molybdänstahl verhielten sich günstig.

Es ist bekannt, daß Muttern oder Bolzen aus Kupferlegierungen (Messing und verschiedene Bronzen), die mit Stahl gepaart sind, auch bei höheren Temperaturen nicht festfressen. Versuche, die die Austauschmöglichkeit solcher Legierungen untersuchen sollten, wurden von den Verfassern bei 450° durchgeführt. Es ergab sich, daß Stahl auf Stahl, gleichgültig ob legiert oder unlegiert, stets festbrannte. Auch Oberflächenbehandlungen durch Verkupfern, Hartverchromen, Atramentieren oder Schmieren mit Kolloidgraphit hatten keinen Erfolg. Dagegen ließen sich die Schraubenverbindungen mit Chrom-Molybdänstahl auf *Perlitguß* und Chrom-Molybdänstahl auf *nitriertem Chrom-Molybdänstahl* auch wiederholt einwandfrei lösen. Das Wachsen des Gußeisens wird erst über 600° gefährlich. Die Spitzen des nitrierten Gewindes müssen, wie bereits erwähnt, abgeschliffen werden. Überhaupt

ist für alle Gewindeverbindungen, die hohen Temperaturen ausgesetzt sind, ein großes Spitzenspiel von Vorteil. Auch empfiehlt es sich, das Flankenspiel so groß wie möglich zu machen und nicht zu feines Gewinde zu verwenden.

Bei Schraubenverbindungen, die aus verschiedenen Werkstoffen, z. B. Stahl und Nichteisenmetallen oder austenitischem Stahl bestehen, sind die verschiedenen *Wärmeausdehnungsbeiwerte* zu beachten. Hat die Mutter einen größeren Wärmeausdehnungsbeiwert, so kann die Verbindung bei hohen Temperaturen lose werden. Dehnt sich der Bolzen stärker aus, so kann sie nach Erkalten lose werden, falls Mutter oder Bolzen bei niedriger Streckgrenze durch die größere Ausdehnung des Bolzens bleibende Dehnungen oder Stauchungen erfahren haben; dies bedingt dann ein öfteres Nachziehen. Das Losewerden bei höheren Temperaturen kann meist durch festeres Anziehen oder durch Unterlegscheiben aus einem Werkstoff mit größerer Wärmeausdehnung [49] ausgeglichen werden.

3.4. Dauerhaltbarkeit bei Wechselbeanspruchung.

Betriebsschäden an Schraubenverbindungen sind meistens auf Wechselbeanspruchungen zurückzuführen. Nur selten treten Brüche infolge Gewaltbeanspruchung (Schlag, Stoß) und dann meist bereits bei der Montage durch Abreißen (Abwürgen) auf.

Den Konstrukteur muß deshalb besonders das Verhalten der Schraube bei Wechselbeanspruchung beschäftigen. Die bei der bruchsicheren Gestaltung von Schraubenverbindungen zu beachtenden Merkmale und Maßnahmen wurden bereits in den vorhergehenden Ausführungen besprochen. Die Grundbeanspruchung im Betriebe ist zügig und wird bei wechselbeanspruchten Maschinenteilen von Zugwechselkräften überlagert. Der schädliche Einfluß von zusätzlichen Biege- oder Verdrehbeanspruchungen kann, wie bereits erwähnt, nur schwer zahlenmäßig berücksichtigt werden. Bei der nachfolgenden Betrachtung des Verhaltens von Schrauben bei Wechselbelastung soll daher zunächst von zusätzlichen Beanspruchungen abgesehen werden.

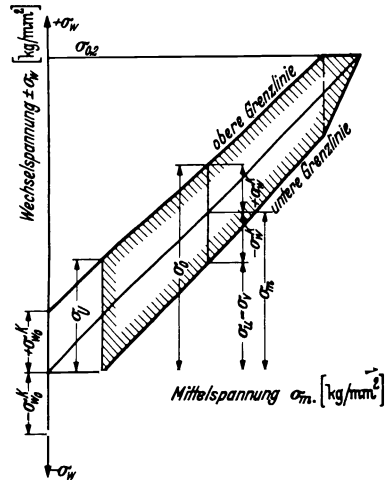


Abb. 61. Schema eines Dauerfestigkeitsschaubildes für Schrauben.

3.4.1. Einfluß der Vorspannung.

Die in den folgenden Ausführungen erwähnten Versuchsergebnisse bauen sich auf dem *Dauerfestigkeitsschaubild* auf, das an Hand von Abb. 61 für diejenigen Leser kurz erklärt werden soll, die sich mit Fragen der Dauerfestigkeit weniger befaßt haben. Auf der Abszisse wird stets die zügige (statische) Mittelspannung¹ σ_m aufgetragen, während die Ordinate die Größe der Wechsellastspannung angibt. Wird eine Schraube mit der Mittelspannung O wechselnd auf Zug—Druck beansprucht, so gibt der Wert $\pm \sigma_{wo}^k$ auf der Ordinate die Größe der ertragbaren Amplitude der Wechsellastspannung an. $\pm \sigma_{wo}^k$ nennt man kurz „Zugwechselhaltbarkeit“ oder „Spannungsausschlag“. Legt man nun im Winkel von 45° eine Linie zwischen Abszisse

¹ Unter „Spannung“ ist bei der Schraube stets die auf den Kernquerschnitt bezogene Nennspannung zu verstehen.

und Ordinate und trägt von dieser als Nulllinie ausgehend für jede Mittelspannung σ_m die zugehörigen Zugwechselhaltbarkeiten $\pm \sigma_w^K$ auf, die sich dieser Mittelspannung überlagern, so erhält man das Dauerfestigkeitsschaubild. Aus ihm kann man an jeder Stelle die Größe der dauernd ertragbaren Zug-Druck-Wechselspannung bei der jeweiligen zügigen Mittelspannung entnehmen. Bei zusammengesetzter Beanspruchung kann man die Anstrengung σ_{red} als Mittelspannung ansehen. Das Schaubild muß durch Wechselversuche für jede Schraubenverbindung versuchsmäßig ermittelt werden. Da die obere (σ_0) und untere (σ_u) Grenzkurve bei Schrauben im allgemeinen geradlinig verlaufen, genügen zur Aufstellung des Schaubildes zwei Wöhlerkurven, die bei verschiedenen σ_m ermittelt werden. Meist sind die Grenzkurven bei Stahlschrauben sogar fast parallel [53,3]. Dies ist sehr wichtig, da man die zum Verhindern des Abhebens nötige hohe Vorspannung nicht mit einer größeren Abnahme des ertragbaren Spannungsausschlages erkauft.

Aus den Ausführungen des Abschn. 2,1 geht hervor, daß die richtige Vorspannung, mit der die Schraube eingebaut wird, die Grundbedingung für die Dauerhaltbarkeit darstellt und die Vorspannkraft nie unter einen gewissen Mindestwert sinken darf. Wenn die Schraube nicht dauerbruchgefährdet sein soll, ist für die Gestaltung und Berechnung der Schraubenverbindung nur der rechts von der Spannung σ_U liegende Teil verwendbar. Die Spannung σ_U heißt Ursprungs- oder Schwellspannung. Sie ist eine Wechselspannung, die zwischen Null und σ_U schwankt. (Die untere Grenzspannung $\sigma_u =$ Vorspannung σ_v der Schraube ist für diesen Fall $= 0$.) Die Mittelspannung σ_m darf niemals $= 0$ werden, da dann der Schraubenbolzen nicht mehr in der Mutter verspannt ist und die schwingende Betriebsbeanspruchung in eine Schlagbeanspruchung übergeht. Die dauerbruchssichere Schraubenverbindung muß stets so bemessen sein, daß die Betriebsspannungen (Vorspannung $\sigma_v = \sigma_u$ und Wechselspannung $\pm \sigma_w^K$) innerhalb des schraffierten Schaubildbereiches liegen. Solange die Oberspannung σ_0 unter der Streck- bzw. E -Grenze bleibt, ist die Wechselspannung ausschlaggebend für die Dauerhaltbarkeit. — Die Betriebsspannungen ergeben sich aus den in die Verspannungsschaubilder (Abb. 8) eingetragenen Kräfte. Der links von der Ordinate liegende, hier nicht eingezeichnete Teil des Dauerfestigkeitsschaubildes gilt für Druckbeanspruchung und hat für die Schraubenverbindung keine Bedeutung.

Wie sehr beim *Verlust der Vorspannung*, d. h. beim Lockern der Schraubenmutter die Schraube gefährdet wird, ist aus Tab. 5 zu erkennen. Die Zug-Druck-

Tabelle 5. Zug- Druck- und Zugwechselhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. Dauerprüfung ohne Zwischenschaltung verspannter Teile. (Nach WIEGAND [8].)

Schraubenform und Maße	Bolzenwerkstoff		σ_m kg/mm ²	σ_w^K kg/mm ²
	Bez.	σ_B kg/mm ²		
3/4''-Durchsteckschraube	St 38.13	43	0	± 3
		43	20	$\pm 4,0$
3/4''-Stiftschraube	„	43	0	$\pm 6,5$
		43	20	$\pm 8,0$
3/4''-Durchsteckschraube, Gewindespindel durch Einlage zwischen die Gänge aufgehoben	„	43	0	$\pm 5,5$

Dauerfestigkeit einer 3/4''-Durchsteckschraube betrug bei 20 kg/mm² ± 4 kg/mm². Bei Verlust der Vorspannung fiel die Wechselamplitude auf ± 3 kg/mm² ab. Bei einer 3/4''-Stiftschraube liegen die Verhältnisse ähnlich. Die Wechselamplitude von ± 8 kg/mm² bei 20 kg/mm² Mittelspannung fiel auf ± 6,5 kg/mm², als ihre Vorspannung Null wurde. Der Abfall ist jedoch darauf zurückzuführen, daß bei der Zug-Druck-Belastung infolge des Flankenspiels eine zusätzliche Schlagbeanspruchung entsteht. Dies wurde durch Beseitigen des Flankenspiels mit einer Einlage in die Gewindegänge nachgewiesen, denn der ertragbare Spannungsausschlag stieg dabei auf ± 5,5 kg/mm² bei der Mittelspannung Null. Da praktisch aber stets ein Flankenspiel vorhanden ist, muß deshalb eine Zug-Druck-Belastung der Schraube durch eine so hohe Vorspannung vermieden werden, daß auch der im Betrieb entstehende Abfall der Vorspannkraft [3] noch kein Entspannen verursacht. Außer den in Abschn. 3,12 erwähnten bleibenden Verformungen im Bolzen oder im Gewinde, können auch in den verspannten Teilen bleibende Formänderungen bei Wirken der Kraft P₀ auftreten. (Glattdrücken von Unebenheiten, Eindringen der Auflageflächen usw.) Eine gute Bearbeitung der Auflage- und Sitzflächen, Vermeiden unnötiger Zwischenlagen usw. ist deshalb wichtig.

Für Gestaltung und Zusammenbau ergibt sich damit:

1. Die wechselbeanspruchte Schraubenverbindung muß möglichst hoch, aber höchstens soweit vorgespannt sein, daß die Oberspannung nicht die E-Grenze des Werkstoffes überschreitet.

2. Durch richtige Bemessung und Gestaltung ist dafür zu sorgen, daß die Schraube im Betriebe nicht ihre Vorspannung verliert.

3.42. Einfluß des Schaftdurchmessers.

Daß zum Geringhalten der auf die Schraube wirkenden Wechsellast eine geringe Einheitskraft der Schraube anzustreben ist, wurde bereits in Abschn. 2,1 eingehend auseinandergesetzt. Selbstverständlich wird dadurch nur die Dauerhaltbarkeit der verspannten Schraubenverbindung gesteigert. Die Zugwechselhaltbarkeit des Gewindes wird durch Ändern der Schaftabmessungen nicht beeinflusst (vgl. Tab. 6, σ_m = 20 kg/mm²). Nur wenn die Vorspannung verlorengeht (vgl. Tab. 6, σ_m = 0),

Tabelle 6. Einfluß des Schaftdurchmessers auf die Zugwechselhaltbarkeit von 3/4''-Durchsteckschrauben aus St 38.13 ohne elastisches Zwischenglied mit und ohne Vorspannung. (Nach WIEGAND [8].)

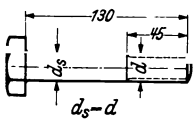
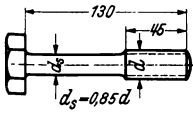
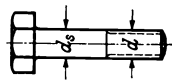
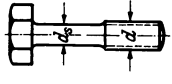
Bolzenform	σ _m kg/mm ²	σ _w ^K kg/mm ²
	0	3
	20	7
	0	4
	20	7

Tabelle 7. Dauerschlagzughaltbarkeit von M 10-Durchsteckschrauben aus Automatenstahl mit verschiedenem Schaftdurchmesser. Vorspannung = 0. (Nach STAEDEL [35].)

Bolzenform	Schaftdurchm. d _s	Dauernd ertragene Schlagarbeit cmkg
	= d	3
	= 0,8 d	4,5
	= 0,7 d	6
	= 0,6 d	7,5

ist der verjüngte Schaft dem Schaft mit hoher Einheitskraft überlegen, weil hierbei zusätzliche *Schlagbeanspruchung* infolge des axialen Gewindespieles auftritt.

Wie günstig sich das Verringern des Schaftdurchmessers auf die Größe der ertragbaren *Dauerschlagarbeit* auswirkt, geht aus den Versuchen von STAEDEL [35] hervor (vgl. Tab. 7). Dieses günstige Verhalten einer Schraube mit geringer Einheitskraft gegenüber Schlagbeanspruchung ist begründet durch ihre größere Arbeitsaufnahmefähigkeit. Bei gleicher Schlagarbeit A_R entsteht in der Dehnschraube eine kleinere Kraft, wie aus den in Abb. 62 gezeigten Formänderungsdreiecken hervorgeht. Besonders

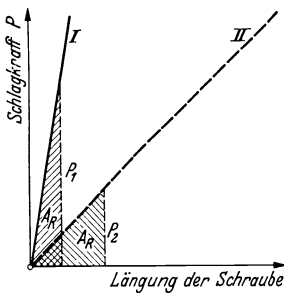
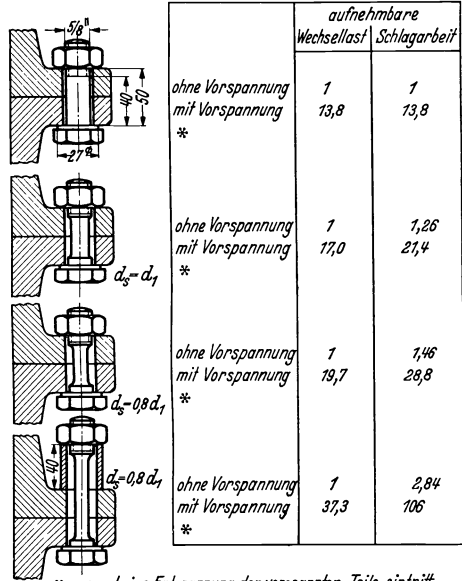


Abb. 62. Vergleich der in einer normalen Schraube und in einer Dehnschraube entstehenden Schlagkraft bei gleicher Schlagarbeit A_R ; nach DEBUS. I = normale Schraube, II = Dehnschraube; $A_R = \frac{P \cdot \lambda}{2}$.



* wenn keine Entspannung der verspannten Teile eintritt

Abb. 63. Vergleich der aufnehmbaren Wechsellasten und Schlagarbeiten von verschiedenen Schraubenausführungen; nach BATTZ.

anschaulich zeigt den Einfluß der Schraubeneinheitskräfte auf die ertragbare Wechsellast und die ertragbare Schlagarbeit eine Zusammenstellung von BATTZ [54] in Abb. 63. Nach Verjüngen des Kernquerschnittes und Vergrößern der Dehnlänge des Schraubenbolzens erträgt die Schraubenverbindung das 37,3fache an Wechsellast und sogar das 106fache an Dauerschlagarbeit. Wie weit der Schaftdurchmesser verringert werden kann, ist im folgenden gezeigt.

Wird beim Anziehen der Schraube die elastische Längung oder das Anzugsmoment gemessen, so sind die Beanspruchungen im Schaft aus der Rechnung bekannt. Bei geeigneter Festlegung von Längung oder Anzugsmoment ist deshalb ein Überanstrengen des Schaftes nicht zu befürchten. Bei Schrauben, die nach Gefühl angezogen werden, muß jedoch weitgehend Rücksicht auf die zusätzlichen Beanspruchungen beim Anziehen genommen werden (vgl. Abschn. 2,31 und 3,21).

In Tab. 8 ist versucht worden, einige Anhaltswerte für die *Wahl von Durchmesser* verjüngter Schäfte zu geben. Das kleinstmögliche Verhältnis von Schaftdurchmesser zu Kerndurchmesser entspricht dem Verhältnis Zugwechselfestigkeit des glatten (z. B. geschliffenen) Schaftes zu Zugwechselhaltbarkeit des Kernquerschnittes. Dies schwankt zwischen 0,7 und 0,45 je nach Zugfestigkeit des Schraubwerkstoffes; denn die Zugwechselhaltbarkeit geschnittener Schrauben nimmt mit wachsender Zugfestigkeit nur geringfügig oder gar nicht zu, während die Zugwechselfestigkeit des glatten Stabes etwa proportional der Zugfestigkeit wächst. Unter ein Verhältnis d_s/d_1 von 0,60 zu gehen, ist nicht ratsam, da der Schaftquer-

schnitt sonst zu gering wird, um die nötige Vorspannkraft aufzunehmen. Zu beachten ist bei Anwendung der Tab. 8, daß die Einheitskräfte der Schraube

Tabelle 8. Anhaltswerte für Durchmesser von verjüngten Schäften wechselbeanspruchter Schrauben, deren elastische Längung nicht vorgeschrieben bzw. deren Anzugsmoment nicht begrenzt ist.

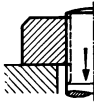

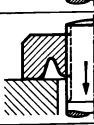

Schraubendurchmesser <i>d</i> mm	Verhältnis: Schaftdurchmesser : Kerndurchmesser bei einer Zugfestigkeit des Schraubenwerkstoffes von			
	40 kg/mm ²	60 kg/mm ²	80 kg/mm ²	100 kg/mm ²
30 und größer	0,70	0,60	0,60	0,60
27	0,80	0,70	0,60	0,60
24	0,85	0,80	0,65	0,60
22	0,90	0,85	0,70	0,60
20	1,00	0,90	0,70	0,65
18	Unter der Treppenlinie Schaftdurchmesser <i>d_s</i> gleich Schraubendurchmesser <i>d</i> oder gleich einem Durchmesser, mit dem eine dem Kernquerschnitt gleiche zügige Tragfähigkeit (vgl. Abschn. 3,11) erreicht wird.	0,95	0,75	0,65
16		1,00	0,85	0,75
14			0,95	0,80
12			1,00	0,85
10				0,95
8				1,00
6				

und der verspannten Teile mit Rücksicht auf die im Abschn. 2,1 erwähnten Gesichtspunkte einigermaßen aufeinander abgestimmt sein müssen.

Dem Konstrukteur dürfte die Arbeit sehr erleichtert werden, wenn von der Normenstelle des Werkes für häufig verwendete Schraubarten derartige, der Tab. 8 ähnliche und auf die besonderen Erfordernisse zugeschnittene Tafeln aufgestellt würden.

Tabelle 9. Zugwechselhaltbarkeit von 3/4"-Schrauben aus St 38.13, gepaart mit Stahlmuttern verschiedener Form. Dauerprüfung ohne Zwischenschaltung verspannter Teile. (Nach WIEGAND [8].)

Die Einheitskraft der Schraube kann außer durch Schaftverjüngung selbstverständlich auch durch *Hohlbohren* des Schaftes verändert werden. Dies Verfahren wird man nur dann anwenden, wenn die baulichen oder sonstigen Beanspruchungsverhältnisse einen möglichst dicken Bolzen verlangen (Zentrierung, Lochlaibungsdruck). Der dünne Vollschaft ist zur Aufnahme zusätzlicher Biegung geeigneter, da er sich leichter durchbiegen kann und dadurch das Gewinde von zusätzlicher Biegebeanspruchung entlastet.

Mutterform	σ_B kg/mm ²	σ_m kg/mm ²	σ_w^K kg/mm ²
	~43	20	± 4,0
		20	± 7,8
		20	± 5,2
		20	± 4,8

Wie bereits in Abschn. 2,2 auseinandergesetzt, muß eine Längsbohrung sich günstig auf die Dauerhaltbarkeit des Gewindes auswirken. Die aufnehmbare Gesamtwechsellast wird allerdings durch den Verlust an Querschnitt geringer. An M 24 x 1,5-Schrauben aus St C 45.61 [37] wurde festgestellt, daß sich die Zugwechselhaltbarkeit durch eine 20proz. Schwächung des Kernquerschnittes gegenüber dem Vollbolzen nicht änderte,

daß aber durch 30proz. Verringern des Kernquerschnittes eine 12proz. Steigerung der Zugwechselhaltbarkeit erzielt wurde. Der um 20% und der um 30% verminderte Kernquerschnitt ertrugen demnach etwa die gleiche Wechsellast.

3,43. Einfluß von Mutterform und Mutterwerkstoff.

Die Beeinflussung der Lastverteilung auf die einzelnen Gewindegänge durch die Mutterform und die Elastizitätszahl des Mutterwerkstoffes wurde in Abschn. 2,2 eingehend besprochen. Es genügt also, hier den zahlenmäßigen Einfluß auf die Zugwechselhaltbarkeit an Hand einiger Versuchsergebnisse zu zeigen.

Tab. 9 gibt den Einfluß der *Muttergestalt* auf die Zugwechselhaltbarkeit von 3/4''-Schrauben aus St 38.13 wieder [8]. Am schlechtesten verhält sich die genormte Druckmutter, am besten die Stiftmutter, d. h. die reine Zugmutter, die aber selbst bei der Stiftschraubenverbindung nicht vollständig verwirklicht ist (vgl. Abschn. 2,2). Bei genügend großen Abmessungen der Mutter ließ sich durch Eindrehen einer Rille in die Mutterauflagefläche die Zugwechselhaltbarkeit der Schraube mit Druckmutter um 30% verbessern. Die Druckmutter wirkt durch die Rille teilweise als Zugmutter. Ist kein Platz für die Rille vorhanden, so ist das konische Ausdrehen eine ebenfalls recht brauchbare Maßnahme, denn es verbessert im vorliegenden Fall die Dauerhaltbarkeit der Schraubenverbindung um 20%.

Nach den Gl. (10), (11) u. (12) im Abschn. 2,2 wird bei geringer werdender *Elastizitätszahl des Mutterwerkstoffes* die Lastverteilung auf die Gänge besser. In Tab. 10 ist die dadurch bedingte Erhöhung der Dauerhaltbarkeit an zwei Bei-

Tabelle 10. Zugwechselhaltbarkeit von Durchsteckschrauben mit Muttern aus verschiedenem Werkstoff, Dauerprüfung ohne Zwischenschaltung verspannter Teile. (Nach WIEGAND [8 u. 13].)

Schraube	Bolzen-Werkstoff	Mutter-Werkstoff	σ_m kg/mm ²	σ_w^K kg/mm ²
Durchsteckschraube 3/4'' Gewinde geschnitten	Stahl St 38.13 mit $\sigma_B \sim 40$ kg/mm ²	Stahl	20	± 4
		Gußeisen	20	$\pm 5,5$
Durchsteckschraube M 22 \times 1,5 Gewinde geschnitten	Stahl VCMo 125 mit $\sigma_B \sim 80$ kg/mm ²	Stahl	20	$\pm 7,5$
		Al-Legierung	20	± 9

spielen gezeigt. Die Gußeisenmutter ($E \sim 9000$ kg/mm²) und die Mutter aus einer Al-Legierung ($E \sim 7000$ kg/mm²) ergaben eine beträchtliche Steigerung der Dauerhaltbarkeit gegenüber der Schraube mit Stahlmutter ($E \sim 21000$ kg/mm²). Ähnlich werden die Verhältnisse bei Elektron- und Kunststoffmuttern liegen. Letztere dürften sich aber nur für gering vorgespannte Schrauben, z. B. Leichtmetallschrauben eignen, da mit Kriechen des Kunststoffes und entsprechender Abnahme der Vorspannkraft gerechnet werden muß.

Bei Leichtmetallmuttern oder Gewindelöchern in Leichtmetall muß man, um Verlust an Vorspannkraft zu verhindern, über die in Tab. 2 angegebenen Mindesteinschraubängen hinausgehen, da Leichtmetall eine viel geringere 1%-Grenze hat als Stahl. Es empfiehlt sich, die Einschraublänge nicht unter $2d$ zu wählen.

3.44. Einfluß des Bolzenwerkstoffes.

Bei Schraubenbolzen mit geschnittenem Gewinde üblicher Güte kann man durch Wahl eines Werkstoffes mit höherer Zugfestigkeit und damit höherer Wechsel-
festigkeit am glatten polierten Stab keine oder nur eine geringe Steigerung der
Zugwechselhaltbarkeit erreichen. Vermutlich wird der Gewinn an Wechselfestigkeit
durch die mit zunehmender Zugfestigkeit größer werdende Kerbempfindlichkeit
wieder aufgehoben. Die Verfasser haben bei ihren Dauerversuchen und an Hand
des Schrifttums [3, 8, 11, 37, 53] festgestellt, daß handelsübliche, geschnittene
Schrauben ohne Nachbehandlung oder mit nachfolgender Vergütung aus *legierten*
Baustählen, wie z. B. VCMo 125, VCMo 135 usw. eine Zugwechselhaltbarkeit
zwischen ± 5 und ± 9 kg/mm², die gleichen Schrauben aus *Kohlenstoffstählen*, z. B.
St 38.13, St C 35.61, St C 45.61 eine Zugwechselhaltbarkeit zwischen $\pm 3,5$ und
 $\pm 7,5$ kg/mm² besitzen. Dabei liegen die *nach* dem Schneiden vergüteten Schrauben
im unteren Teil des Streubereiches (vgl. auch Abschn. 3.45 und Tab. 13).

Obwohl austenitische Stähle durch Kaltverformung des Gewindegrundes sehr
gute Dauerhaltbarkeitswerte erreichen können, sind sie den ausgesprochenen Ver-
gütungsstählen wegen ihrer niedrigen Elastizitäts- und Streckgrenze stark unter-
legen.

Ein Einfluß des *Schraubendurchmessers* ist bei legierten Stählen nicht festzu-
stellen, während bei Kohlenstoffstahl die Zugwechselhaltbarkeit mit zunehmendem
Schraubendurchmesser abzufallen scheint [37], was aber erst durch zahlreiche Ver-
suche an großen Schrauben auf verschiedenen Prüfmaschinenarten bestätigt werden
muß. Auch ein eindeutiger Einfluß der *Gewindefeinheit* auf die Dauerhaltbarkeit
der Schraube konnte bisher noch nicht gefunden werden.

Für die Wahl des Werkstoffes für wechselbeanspruchte Schrauben ist demnach
nicht in erster Linie seine Dauerfestigkeit ausschlaggebend. Wichtiger ist die Streck-
grenze des Bolzenwerkstoffes. Hohe Streckgrenze gestattet hohe Vorspannung und
verringert die Gefahr des Abwürgens bei kleinen Schrauben. Der Konstrukteur
kann mit kleinen Schrauben leichter und damit wirtschaftlicher bauen.

Bemerkenswert ist auch der verhältnismäßig geringe Unterschied der Dauer-
haltbarkeit zwischen Schrauben aus unlegiertem und legiertem Vergütungsstahl.
Da z. B. mit St C 45.61 bei kleineren Durchmessern ohne zu starke Einbuße an
Zähigkeit Festigkeiten von 90...100 kg/mm² erreicht werden können, so lassen sich

Tabelle 11. Zusammensetzung und Eigenschaften einiger Schraubenwerkstoffe.

Werkstoff- bezeichnung	Zusammensetzung in %							$\sigma_{0,2}$ kg/mm ²	σ_B kg/mm ²	δ_{10} %
	C	Si	Mn	P + S	Cr	Mo	V			
St 34.13. .	~ 0,1	—	—	< 0,1	0	0	0	—	34 ÷ 42	> 18
St 38.13. .	~ 0,1	—	~ 0,5	< 0,1	0	0	0	~ 30	38 ÷ 45	> 15
St C 35.61 .	~ 0,35	< 0,35	< 0,8	< 0,07	0	0	0	> 28	50 ÷ 60 ¹	> 19
St C 45.61 .	~ 0,45	< 0,35	< 0,8	< 0,07	0	0	0	> 34	60 ÷ 70 ¹	> 16
VCMo 125 .	0,22 ÷ 0,29	< 0,35	0,5 ÷ 0,8	< 0,02	0,9 ÷ 1,2	0,15 ÷ 0,25	0	> 42	65 ÷ 80	> 12
								> 65	90 ÷ 105	> 8
VCMo 135 .	0,30 ÷ 0,37	< 0,35	0,5 ÷ 0,8	< 0,06	0,9 ÷ 1,2	0,15 ÷ 0,25	0	> 55	80 ÷ 100	> 8
								> 65	90 ÷ 105 ²	> 7
VCMo 140 .	0,38 ÷ 0,45	< 0,35	0,5 ÷ 0,8	< 0,06	0,9 ÷ 1,2	0,15 ÷ 0,25	0	> 70	95 ÷ 110 ²	> 6
VCMo 240 .	0,38 ÷ 0,45	< 0,35	0,5 ÷ 0,8	< 0,06	1,6 ÷ 1,9	0,3 ÷ 0,4	~ 0,2	> 85	110 ÷ 130 ²	> 5
Cr-V-Stahl	0,45 ÷ 0,55	< 0,35	0,6 ÷ 0,8	< 0,06	0,9 ÷ 1,2	0	0,1 ÷ 0,3	> 80	95 ÷ 110 ²	> 8

¹ Gilt für Stangen von 60 mm Durchmesser. Bei kleinerem Durchmesser lassen sich Zug-
festigkeiten bis 100 kg/mm² einwandfrei erreichen.

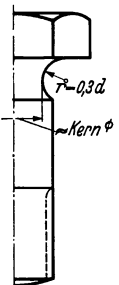
² Noch höhere Festigkeiten sind bei kleinerem Durchmesser einwandfrei zu erreichen.

ohne weiteres an vielen Stellen — auch bei hochbeanspruchten Bauteilen — *Schrauben aus unlegiertem Vergütungsstahl* an Stelle von solchen *aus legiertem Vergütungsstahl* verwenden.

Für größere Durchmesser (etwa über 25 mm Durchmesser) wird die Durchvergütung bei Kohlenstoffstahl zu ungleichmäßig. Um auch in der Mitte des Querschnittes etwa die gleiche Zugfestigkeit wie in der Randzone zu erreichen, muß man für größere Schrauben legierten Stahl vorsehen. Bei kleinen Schrauben hat die Verwendung von legiertem Stahl nur einen Sinn, wenn Festigkeiten über 100 kg/mm² verwendet werden. Eine Übersicht über einige gebräuchliche Schraubenwerkstoffe gibt Tab. 11.

Man könnte auf den Gedanken kommen, durch Verwenden von *Leichtmetallschrauben* Gewicht zu sparen, da ihre Zugwechselhaltbarkeit [17] teilweise ebenso groß zu sein scheint wie die von Stahlschrauben, was aus Tab. 12 hervorgeht.

Tabelle 12. Zugwechselhaltbarkeit von Leichtmetallschrauben verschiedener Abmessungen bei gleicher Mittelspannung. Dauerprüfung ohne Zwischenschaltung verspannter Teile. (Nach BOLLENRATH-CORNELIUS-SIEDENBURG [17].)

Schraubenform und Abmessungen	Werkstoff	σ_B kg/mm ²	σ_m kg/mm ²	σ_w^K kg/mm ²	
	M 8	Al-Cu-Mg-Legierung DIN 1713	48 ÷ 51	10	± 4
	M 14 × 1,5				± 7
	M 8	Al-Cu-Mg-Legierung mit 2% Pb-Zusatz	42 ÷ 47	10	± 4
	M 14 × 1,5				± 2,5

Abgesehen von der geringen Kerbzähigkeit der Leichtmetallschrauben, die sie sehr empfindlich gegenüber Schlagbeanspruchungen macht, ist vor allem ihre Streckgrenze zu niedrig. Um die nötige Vorspannkraft zu erreichen, müßte man ihren Durchmesser so groß wählen, daß die Gewichtszunahme der verspannten Teile infolge der größeren Anschlußmaße den Gewinn an Schraubengewicht meist noch übertreffen würde. Sie ließen sich höchstens mit Schrauben aus St 38.13 vergleichen, denen gegenüber sie aber den Nachteil der geringeren Zähigkeit haben. Die Verwendung von Leichtmetallschrauben ist nur dort am Platze, wo

1. das Korrosionsverhalten (vgl. Abschn. 4) ausschlaggebend ist,
2. nur geringe Kräfte zu übertragen sind, wie z. B. beim Zusammenbau von Kunststoffteilen und
3. die in Leichtmetall, Holz oder Kunststoff sitzende Schraube überwiegend Schubkräfte zu übertragen hat. Im letzteren Fall wird der Schaftdurchmesser der Schraube allein durch den zulässigen Lochlaibungsdruck der zu verspannenden Teile bestimmt.

3,45. Einfluß der Gewindeherstellung.

Häufig wird die Meinung vertreten, daß die Zugwechselhaltbarkeit der Schraube eine untergeordnete Rolle spiele, sofern die Schraube möglichst große Vorspannung besitzt und diese Vorspannung im Betrieb aufrechterhalten bleibt. Diese Ansicht

ist nicht richtig, weil Schrauben mit höherer Zugwechselhaltbarkeit eine größere zusätzliche Kraft P_z (vgl. Abb. 8) aufnehmen können. Man kann sie also kleiner bemessen oder hat bei gleicher Abmessung eine größere Sicherheit gegen Auftreten von Dauerbrüchen; vor allem dann, wenn die Vorspannung einmal abfallen sollte.

Tabelle 13. Einfluß der Gewindeherstellung auf die Dauerhaltbarkeit von Durchsteckschrauben aus verschiedenen Werkstoffen bei 20 kg/mm² Mittelspannung. Dauerprüfung ohne Zwischenschaltung verspannter Teile.

Gewindegröße	Bolzenwerkstoff	σ_B kg/mm ²	Gewindeherstellung	σ_w^K kg/mm ²	Quelle
1/2''	St 38.13	45	geschnitten	± 7,5	WIEGAND [8]
			gerollt	± 7,5	
	St C 35.61	60	vergütet und geschnitten	± 7,5	
			vergütet und gerollt	± 10,0	
M 8	VCMo 125	100	vergütet und geschliffen	± 6,5	Verfasser
			vergütet, geschliffen u. im Gewindegrund nachgedr.	± 14,0	
	VCMo 125	100	vergütet und geschnitten	± 7,0	
			vergütet und gerollt	± 6,5	
	VCMo 135	110	geschnitten und vergütet	± 6,3	
			vergütet und gerollt	± 8,0	
			gerollt und vergütet	± 5,0	
	Cr-Mo-V-Stahl	110	vergütet und geschliffen	± 7,0	
			vergütet und geschnitten	± 8,0	
			vergütet, geschliffen, Gewindegrund nachgedrückt	± 17,0	
			vergütet und gewalzt	± 6,0	
	M 10	Cr-Mo-V-Stahl	110	vergütet und gefräst	
vergütet, gefräst und das ganze Profil nachgewalzt				± 6,5	
M 14 × 1	VCMo 125	100	vergütet und geschnitten	± 8,5	Verfasser
			vergütet und gewalzt	± 7,7	
			vergütet, geschnitten und das ganze Profil nachgewalzt	± 9,0	

Außerdem kann man ihnen eine größere zusätzliche Biegewechselbeanspruchung zumuten, was für Teile mit verhältnismäßig großen elastischen Verformungen (Leichtbau!) von größter Bedeutung ist. Alle Maßnahmen zur Steigerung der Zugwechselhaltbarkeit von Schrauben sind deshalb äußerst wichtig. Umfangreiche Dauerversuche, von denen einige Ergebnisse in Tab. 13 aufgeführt sind, haben ergeben, daß die Art der *Gewindeherstellung* alle anderen Einflüsse überwiegt. Die bis jetzt vorliegenden Ergebnisse lassen folgende Schlüsse zu:

1. *Aus dem Vollen gerolltes Gewinde* ist im allgemeinen dem geschnittenen gleichwertig. Die Zugwechselhaltbarkeit gerollter Schrauben liegt teils etwas über, teils etwas unter derjenigen geschnittener Schrauben. Ist die Herstellung von gerolltem Gewinde wirtschaftlicher, so kann es demnach ohne weiteres an Stelle des geschnittenen Gewindes verwendet werden. Dies gilt aber nur für Gewinde, das *nach* dem Rollen keiner Wärmebehandlung mehr unterworfen wird. Kohlenstoff-Vergütungsstahl scheint bei kleinen Gewindedurchmessern eine besonders gute Dauerhaltbarkeit nach dem Rollen zu besitzen.

2. Eine *Wärmebehandlung* (Glühen oder Vergüten) nach der Gewindeherstellung ist stets ungünstig. Die Zugwechselhaltbarkeit wird durch eine Wärmebehandlung nach dem Rollen noch mehr verschlechtert als nach dem Schneiden [55].

3. Mit dem *Schneidzeug geschnittenes Gewinde* scheint etwas höhere Zugwechselhaltbarkeit zu besitzen als *geschliffenes*, da die Schneidbacken eine gewisse plastische Verformung im Gewindegrund hervorrufen (vgl. auch [56]).

4. *Nachrollen von vorprofilierem Gewinde* steigert die Zugwechselhaltbarkeit außerordentlich stark, wenn es richtig ausgeführt wird. M 8-Schrauben, bei denen *nur* der Gewindegrund nachgedrückt wurde, wiesen Steigerungen von 100% u. m. auf. Rollt man das *ganze* Gewindeprofil nach, so besteht nicht die Gewähr, daß man immer den am höchsten beanspruchten Gewindegrund gleichmäßig mit der Druckrolle erfaßt. Die Steigerung der Zugwechselhaltbarkeit ist deshalb verhältnismäßig gering, so daß sich eine solche Nachbehandlung nicht lohnen würde.

Über das Oberflächendrücken bestehen verschiedene Ansichten [57, 58, 59]. Obwohl die Glättung der Oberfläche und die Verdichtung der Oberflächenschicht [57] besonders bei Schrauben einen Teil zur Dauerfestigkeitssteigerung beitragen dürfte, wird doch der Hauptanteil den infolge der plastischen Verformung der Oberflächenschicht entstehenden *Druckeigenspannungen* [58, 59] zuzuschreiben sein. Die Druckeigenspannungen an der Oberfläche verkleinern die durch die äußeren Kräfte hervorgerufenen Zugspannungsspitzen (vgl. Abb. 33) und erhöhen dadurch die ertragbare Wechsellastspannung.

Es gibt einen Verformungsgrad, bei dem ein Bestwert der Dauerhaltbarkeit erzielt wird [58]. Schrauben mit Gewinde, das aus dem Vollen gerollt wurde, besitzen bereits eine zu weitgehende plastische Verformung, die sich bei vielen Werkstoffen nicht oder in nur geringer Dauerhaltbarkeitssteigerung auswirkt. Bei Schrauben, deren Gewindegrund mit einer Ein- oder Mehrprofilrolle nachgedrückt wird, liegt der Bestwert der Kerndurchmesserverkleinerung bei einigen Hundertstel Millimetern. Der Flankenwinkel der Druckrolle muß etwa 5° kleiner sein als der Flankenwinkel des Gewindes [60]. Zu beachten ist, daß die einzelnen Werkstoffe verschieden auf die Kaltverformung ansprechen. Das genaueste Vorarbeiten des Profiles, wie z. B. Schleifen, für Gewinde, das im Grund nachgedrückt werden soll, ist wahrscheinlich das beste. Eine erhebliche Steigerung der Dauerhaltbarkeit wird aber auch von vorgefrästem oder vorgeschrittenem Gewinde zu erwarten sein.

Ein richtiges Nachdrücken des *Gewindeauslaufes* ist mit einfachen Mitteln nicht möglich. Die Folge ist, daß Dauerbrüche nicht im höchstbelasteten Gewindegrund unter der Mutter, sondern im Gewindeauslauf wegen seiner geringeren Zugwechselhaltbarkeit auftreten (vgl. Abb. 64 rechts). Man muß deshalb bei nachzudrückendem Gewinde stets eine Rille vorsehen, damit die Rolle auslaufen kann. Der Dauerbruch liegt dann wieder normal (Abb. 64 rechts). Besonders bei Schrauben mit hoher Biegebeanspruchung ist dies von größter Wichtigkeit. Daß die Rille einen großen Halbmesser besitzen muß und sauber ausgeführt werden muß, versteht sich von selbst. Bei Gewinde mit erhöhter Dauerhaltbarkeit muß auch dem *Übergang*

vom Schaft zum Kopf Aufmerksamkeit gewidmet werden. Abb. 64 links zeigt, daß bei zu kleiner, d. h. normaler Rundung die Kerbwirkung des Kopfüberganges die des Gewindes übersteigen kann (vgl. auch Abschn. 2,42).

Nachdrücken von Gewinden kommt in erster Linie für Schrauben in Frage, die gleichzeitig hohe Zugwechselfspannungen und hohe Biegewechselfspannungen ertragen müssen. In solchen Fällen kann man durch Verwenden nachgedrückter Schrauben erheblich an Raum und Gewicht sparen. Allerdings ist eine sorgfältige Abnahmeprüfung die Voraussetzung für die laufende Einhaltung der hohen Dauerhaltbarkeit, mit der der Konstrukteur rechnet.

Eine Wärmebehandlung nach der Gewindeherstellung ist deshalb so schädlich, weil sie nicht nur das z. B. vom Rollen herrührende günstige Druckeigenspannungssystem beseitigt, sondern auch noch eine Aufrauhung der Oberfläche durch eine dünne Zunderhaut bewirkt. Außerdem besteht noch die Gefahr der Randentkohlung, die ebenfalls die Dauerfestigkeit erniedrigt. Einige Stichversuche an nachgedrückten Schrauben, die langfristig bei 250° geglüht wurden, ergaben noch keinen Abfall der Zugwechselhaltbarkeit.

Bei Betriebstemperaturen der genannten Höhe ist also noch nicht mit Zurückgehen der Druckeigenspannungen zu rechnen.



Abb. 64. Dauerbrüche zugwechselbelasteter Schrauben bei unsauber ausgeführter (a) und guter Kopfausrundung (b), bei schlecht nachgerolltem Gewindeauslauf (c) und Gewinderille zum Auslauf der Druckrolle (d).

3,46. Einfluß von Oberflächenbehandlungen.

Aus dem Schrifttum [61, 62] ist bekannt, daß durch *Nitrieren* oder *Einsatzhärten* eine erhebliche Steigerung der Dauerhaltbarkeit wechselbeanspruchter Bauteile zu erreichen ist. Diese Erhöhung ist die Folge von Druckeigenspannungen, die in der Oberfläche durch die Volumenvergrößerung der Oberflächenschicht beim Nitrieren oder Einsatzhärten entstehen und wie beim Nachdrücken die Zugspannungsspitzen abbauen.

Tabelle 14. Zugwechselhaltbarkeit von nitrierten und nicht nitrierten Durchsteckschrauben M 14 × 1,5 aus einem Nitrierstahl mit:
 C ~ 0,25%; Cr ~ 2,8%; Mn ~ 0,85%; Mo ~ 0,3%;
 $\sigma_B = 105 \text{ kg/mm}^2$.

Dauerprüfung ohne Zwischenschaltung verspannter Teile.

Wärmebehandlung	σ_m kg/mm ²	σ_w^K kg/mm ²
nur vergütet, Gewinde geschnitten . .	~ 20	± 6
0,02 mm tief nitriert		± 8
0,25 mm tief nitriert		± 10

Diese Erkenntnis läßt

sich selbstverständlich auch auf Schrauben anwenden. Tab. 14 gibt ein Beispiel für die Steigerung der Zugwechselhaltbarkeit durch Nitrieren. Wie es beim Nachdrücken einen günstigsten Verformungsgrad gibt, so gibt es auch hier eine für die Wechselhaltbarkeit günstigste *Nitriertiefe*, die für M 14 × 1,5 bei etwa 0,4...0,6 mm liegen dürfte. Aus Gründen, die bereits in Abschn. 3,22 auseinandergesetzt wurden, kann aber nur eine geringe Nitriertiefe angewendet werden. Außerdem muß die Nitrierschicht an den Gewindespitzen abgeschliffen werden.

Der Einfluß von *Kadmium-, Zink- oder Phosphatschichten* auf die Zugwechselhaltbarkeit von Schrauben ist bisher nicht untersucht worden. Durch Versuche an glatten Probestäben ist bekannt, daß die Biegewechselfestigkeit durch Kadmieren bis zu 20% und durch Phosphatbehandlung nur um etwa 3% abfallen kann. Bei hochwechselbeanspruchten Schrauben verwende man deshalb möglichst keinen Kadmiumüberzug.

3.47. Biegewechselhaltbarkeit.

Schrauben mit reiner Biegewechselbeanspruchung gibt es sehr selten. Häufiger kommen Schrauben vor, bei denen die Biegewechselbeanspruchung die Zugschwellbeanspruchung überwiegt.

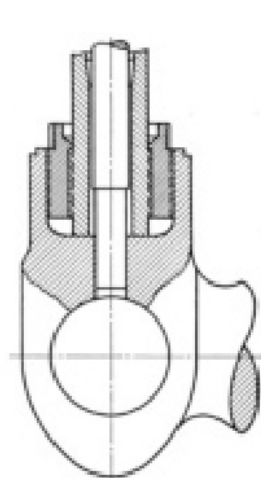


Abb. 65. Verbindung der Kolbenstange eines Dieselmotors mit dem Kreuzkopf (starre Verbindung) nach BRANDES.

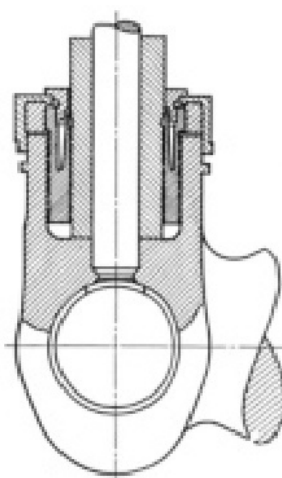


Abb. 66. Verbindung der Kolbenstange eines Dieselmotors mit dem Kreuzkopf (biegungsweiche Verbindung) nach BRANDES.

Als Beispiel für den letzteren Fall ist in Abb. 65 die Verbindung der Kolbenstange eines Dieselmotors mit dem Kreuzkopf dargestellt [63]. Bei dieser starren Verbindung traten durch Biegeschwingungen hervorgerufene Dauerbrüche im Gewinde der Kolbenstange auf. Durch biegungsweiche Ausbildung der Mutter, wie sie in Abb. 66 zu sehen ist, die gleichzeitig gleichmäßigere Gangbelastung bei Zugbelastung hervorruft (vgl. Abschn. 2,2), und durch Nitrieren des Gewindes konnten die genannten Brüche vermieden werden.

Tabelle 15. Dauerbiegehaltbarkeit von M 14-Schrauben mit geschnittenem Gewinde. (Nach K. SCHRAIVOGEL [55].) Dauerprüfung ohne Axialbelastung.

Stahl	Zusammensetzung in %							Zugfestigkeit kg/mm ²	Dauerbiegehaltbarkeit kg/mm ²
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	V		
St C 35.61	0,35	0,8	0,3	—	—	—	—	52	± 15
Cr-Mo-Stahl	0,35	0,6	0,3	1,0	0,6	0,2	—	97	± 19
Cr-Ni-Mo-V-Stahl	0,30	0,6	0,4	2,4	1,4	0,3	0,25	125	± 30

Bei *Dauerbiegeversuchen* mit Schrauben [55, 56] findet man wesentlich höhere Dauerhaltbarkeitswerte als bei Zugwechselversuchen. In Tab. 15 ist als Beispiel

die Dauerbiegehaltbarkeit von M 14-Schrauben aus drei verschiedenen Stählen aufgeführt. Ein Vergleich dieser Werte mit der Zugwechselhaltbarkeit von Schrauben ist, wie bereits im Abschn. 2,2 erwähnt, nicht möglich.

4. Korrosion und Korrosionsschutz von Schraubenverbindungen.

Stahlschrauben schützte man bisher gegen Rost vielfach durch Kadmieren. Mit Rücksicht auf die Rohstofflage wird man dies jetzt durch *Verzinken* ersetzen. Feuerverzinken kann man selbstverständlich nur unvergütete Handelsschrauben z. B. aus St 38.13. Für vergütete Schrauben gibt es heute galvanische Verfahren, mit denen einwandfreie Verzinkung erzielt wird. Der Korrosionsschutz einer solchen Zinkschicht ist praktisch gleich dem der Kadmiumschicht.

Einen billigeren und trotzdem guten Korrosionsschutz bieten die Verfahren, die eine kristalline *Phosphatschicht* auf der Stahloberfläche erzeugen: Parkern, Bondern, Atramentieren. Wichtig ist, daß nach dieser Behandlung noch ein sorgfältiges Tränken der Phosphatschicht in Öl oder besser noch ein Nachdichten mit Lack erfolgt. Der Lösewiderstand phosphatbehandelter Schrauben ist zwar durchschnittlich etwas höher als der blanker Schrauben, ein Fressen ist jedoch in keinem Falle zu befürchten. Allerdings wird nach häufigem festen Anziehen die Phosphatschicht an tragenden Stellen der Gewindeflanken zerstört, so daß die blanke Oberfläche zutage tritt. Trotzdem kann man die Phosphatbehandlung als gut geeigneten Korrosionsschutz für Schrauben ansehen.

Bei der Fertigung muß auf die *Schichtstärke* der aufzubringenden Schutzüberzüge Rücksicht genommen werden, damit der Flankendurchmesser nach der Oberflächenbehandlung noch innerhalb des Toleranzgebietes liegt.

Leichtmetallschrauben schützt man gegen Korrosion am besten durch *Eloxieren*. Eloxieren des Schraubengewindes ist aber mit Vorsicht anzuwenden, da, wie bereits erwähnt, die Eloxalschicht bei festem Anziehen leicht ausbröckeln kann. Dagegen können Leichtmetallmuttern oder Gewindelöcher ohne große Bedenken eloxiert werden.

Erhöhte Korrosionsgefahr besteht überall dort, wo zwei Metalle zusammenstoßen, die in der elektrochemischen Spannungsreihe weit auseinander liegen; denn bei Zutritt von Feuchtigkeit bildet sich ein galvanisches Element und das Metall mit dem kleineren Lösungspotential wird angegriffen.

Diese Gefahr besteht z. B. bei Leichtmetallteilen, die durch Schrauben aus Stahl oder aus Kupferlegierungen verbunden sind. Das Gleiche gilt für Teile aus kupferfreien Aluminiumlegierungen mit Schrauben aus Duralumin. Erhöhte Korrosion kann man vermeiden, wenn man die beiden Metalle durch Zwischenschichten voneinander isoliert, wie dies an einem Beispiel in Abb. 67 dargestellt ist. Wichtig ist, daß die Isolierung stets weit genug über die zu schützenden Stellen hinausragt. Als isolierende Unterlegscheiben eignen sich entweder Kunststoffe oder besser Metalle, die keine Potentialdifferenz gegenüber dem unedleren Teil haben. Noch günstiger ist es, wenn sie etwas elektro-negativer sind als letzteres, wie z. B. Zink gegenüber Al-Legierungen. Die Zinkunterlegscheibe wird dann selbst angegriffen, verhindert aber die Korrosion der übrigen Teile weitgehend.

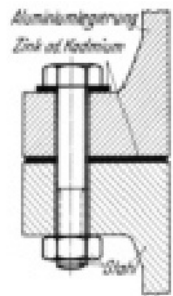


Abb. 67. Gegen Korrosion isolierte Schraubenverbindung.

Verzinkte Stahlschrauben mit dichtem Überzug kann man ohne weiteres in Leichtmetallteilen verwenden, weil Zink nur geringe Potentialdifferenz gegenüber Aluminiumlegierungen aufweist. Ist der Überzug aber nicht vollkommen poren-dicht, so kann auch hier die Schutzwirkung verlorengehen. Dies zeigt ein in Abb. 68 angegebenes Beispiel. Eine mit einem Aluminiumhut versehene Stahlmutter, die feuerverzinkt war, besaß einen porigen Überzug, was bei Zutritt von Feuchtigkeit zu örtlicher Elementbildung und dadurch zur Anfrassung des Alu-miniumhutes führte. H. STELLJES [64] empfiehlt Kochen in Leinöl um die Poren zu dichten.

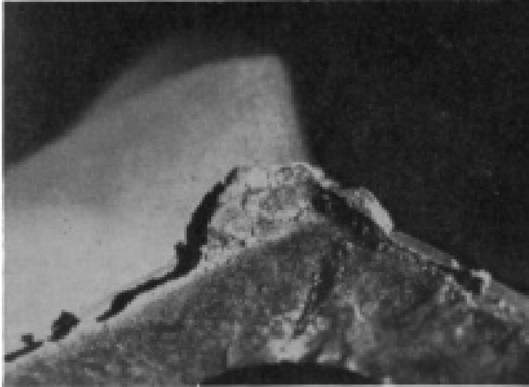


Abb. 68. Mutter mit poriger Zinkschicht und angefrassenem Aluminiumhut; nach STELLJES

Bei Teilen aus Aluminiumlegierungen, die *Seewasser* oder *Seeluft* ausgesetzt sind, tritt häufig auch an eingeschnittenen Gewinden Korrosion auf, die zu unangenehmem Festfressen führen kann. Aus Korrosionsversuchen [65, 66] läßt sich folgendes Verhalten von Schrauben aus verschiedenem Werkstoff in Bauteilen aus Aluminiumlegierungen entnehmen.

Die geringsten Korrosionserscheinungen zeigten erwartungsgemäß Proben mit Schrauben aus Aluminiumlegierungen. In bezug auf die Lösbarkeit nach Korrosion verhielten sich Messingschrauben widersprechend; einmal [65] ließen sie sich leicht, das andere Mal [66] teilweise schwer lösen. Nach Korrosion waren Stahlschrauben in eloxiertem Leichtmetallgut, in blankem Leichtmetall schwer lösbar. Phosphorbronzeschrauben waren vollkommen ungeeignet.

Fetten der Schrauben vor dem Einschrauben verbessert die Lösbarkeit. Zwischen durchgehenden Gewindelöchern und Sacklöchern bestand praktisch kein Unterschied. Das Eloxieren von Gewindelöchern wirkt sich bei jedem Schraubenwerkstoff günstig auf die Lösbarkeit aus.



Abb. 69. Dauerbruch am Schraubenkopf, begünstigt durch Reibkorrosion.

Nicht unerwähnt bleiben soll die sog. *Reibkorrosion*, die man an Paßflächen von Bauteilen sehr häufig beobachten kann. Diese Erscheinung, auch unter dem Namen „Passungsrost“ bekannt, entsteht bei zwei Metallteilen, die unter Flächendruck kleinste Verschiebungen gegeneinander erleiden. Sie setzt die Wechselfestigkeit des Werkstoffes außerordentlich stark herab. Reibkorrosionsstellen sind kenntlich durch Aufrauung der Oberfläche und bräunlichen Oxydbelag.

Bei Schrauben entsteht Reibkorrosion nur an Paßbunden oder Auflageflächen. Der in Abb. 69 gezeigte Kopfdauerbruch ist zweifellos durch Reibkorrosion begünstigt worden. Vorzugsweise gefährdet sind solche Schrauben, deren Schaft das Bauteil gleichzeitig gegen Verschieben sichert, wie z. B. bei manchen Pleuelbauarten. Hinzu kommt dabei meistens noch die ebenfalls für die Wechselfestigkeit

des Werkstoffes außerordentlich stark herab. Reibkorrosionsstellen sind kenntlich durch Aufrauung der Oberfläche und bräunlichen Oxydbelag.

ungünstige Einspannwirkung [52]. Die bei Pleueln oder ähnlichen Teilen unvermeidliche, zusätzliche Biegebeanspruchung der Schraube kann dann dazu führen, daß die Schraube trotz der hohen Kerbwirkung des Gewindes im glatten, stärkeren Schaft zerstört wird. Abb. 70 zeigt einen solchen, durch Reibkorrosion hervorgerufenen Dauerbiegebruch. Durch *Nitrieren* kann die ungünstige Wirkung der Reibkorrosion gemildert werden.

5. Berechnung der Schraubenverbindung.

Die in den vorhergehenden Abschnitten bereits eingeflochtenen Berechnungen seien hier nochmals kurz zusammengefaßt. Wert wurde besonders auf das folgerichtige Vorgehen und das Berücksichtigen aller Nebenumstände bei der Berechnung gelegt. Auch die Frage der zulässigen Beanspruchungen soll gestreift werden.

Als erstes muß untersucht werden, welcher Art die auftretenden Kräfte sind, ob sie zügig, als Dauerstandbelastung, wechselnd oder schlagend wirken, ob sie überwiegend Zug- oder Biegebeanspruchungen in der Schraube hervorrufen und welche Größe sie besitzen. Falls sie zügig wirken, muß man sich darüber klar werden, ob man für die Rechnung die Forderung stellen muß, daß bei der höchsten Schraubenkraft keine bleibende Formänderung auftritt oder ob nur die zügige Haltbarkeit nicht überschritten werden darf. Vielfach entsteht in einer Schraube neben der üblichen Betriebskraft nur in Ausnahmefällen eine besonders hohe Kraft. In einem solchen Fall wird es genügen, bei der Betriebskraft auf Formänderung und bei der Höchstkraft auf Sicherheit gegen Bruch zu rechnen.

Dauerstandbelastungen bei höheren Temperaturen erzeugen stets bleibende Formänderungen. Man muß hier je nach den Betriebsbedingungen (Zeit bis zur Überholung oder bis zum Nachziehen der Schrauben) eine gewisse Dehngeschwindigkeit zulassen. Aus der Dauerstandfestigkeit, deren Bestimmung ja eine gewisse Dehngeschwindigkeit zugrunde liegt, bestimmt sich der Schaftdurchmesser der Schraube. Als zweite Bedingung tritt hinzu, daß die Nennspannung im Kernquerschnitt nicht die wahre Dauerstandhaltbarkeit überschreitet. Ist die Lebensdauer begrenzt, so kann, falls genügende Zeit-Bruch-Versuche vorliegen, auch die Zeitstandhaltbarkeit als maßgebend angesehen werden.

Wirken auf die Schraube Wechsel- oder Schwellkräfte verschiedener Größe, so ist es auch von Vorteil, ihre in einem bestimmten Zeitabschnitt auftretende Lastwechselzahl zu kennen. Während in vielen Fällen die Größe der zu erwartenden Kräfte bestimmt werden kann, sind die einzelnen Lastwechselzahlen wohl nur ganz selten bekannt. Man muß deshalb, falls keine statistischen Erhebungen vorliegen, die höchste Last als dauernd wirkend ansehen, um sicher zu gehen.

Besteht über diese Beanspruchungsverhältnisse Klarheit, so ist zu versuchen, die zusätzlich auf die Schraube wirkenden Beanspruchungen zu erfassen. Es sind dies in der Hauptsache:

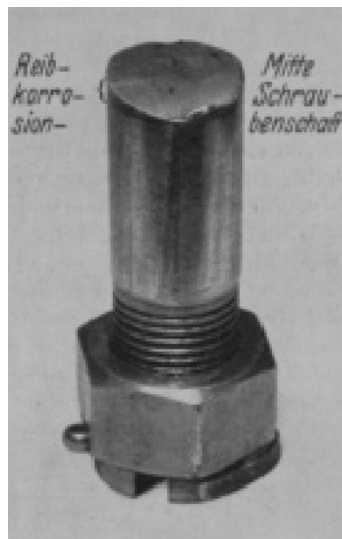


Abb. 70. Dauerbruch am Schraubenschaft, ausgehend von Reibkorrosionsstellen.

1. bei *zügiger Belastung* die vom Anziehen der Schraube herrührende Verdrehung und die durch schiefe Auflage (Verformung der verspannten Teile, ungenaue Bearbeitung) erzeugte Biegebeanspruchung,

2. bei *Dauerstandbelastung* die durch Temperaturunterschiede hervorgerufene Erhöhung der Vorspannkraft und eine zusätzliche Verdreh- und Biegebeanspruchung wie unter 1.,

3. bei *Wechselbelastung* eine zusätzliche Verdrehbeanspruchung wie unter 1., die unverändert bleibt und eine zusätzliche Biegebeanspruchung, die wechselt, wenn sie von der Verformung der verspannten Teile herrührt oder nahezu unverändert bleibt, wenn sie auf ungenaue Bearbeitung zurückzuführen ist.

4. Für *Schlagbelastung* gilt das gleiche wie unter 3.

Diese zusätzlichen Beanspruchungen erhöhen die Anstrengung bei zügiger und Dauerstandbelastung. Bei Wechselbelastung kann man sich dadurch die Mittelspannung vergrößert denken.

In dem folgenden Berechnungsschema ist versucht worden, den Rechnungsgang ausführlich und übersichtlich für die wichtigsten Beanspruchungsarten darzustellen. Der Rechnungsgang ist so genau durchgeführt worden, wie es die zur Zeit vorliegenden Erkenntnisse gestatten. Stellt man an das Ergebnis keine besonders hohen Anforderungen, so kann man sich manche der aufgeführten Teilrechnungen er-

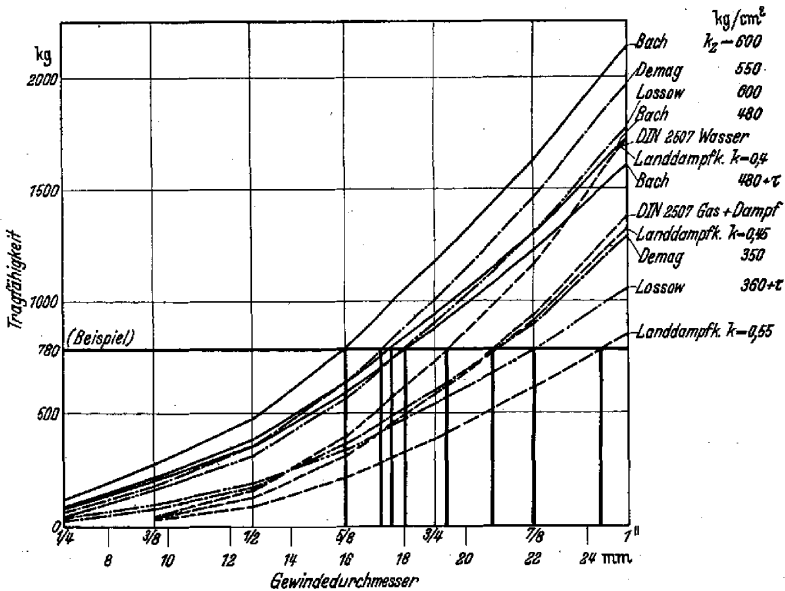


Abb. 71. Vergleich der Tragfähigkeiten von Schrauben bei verschiedenen zulässigen Spannungen; nach Bauer & Schaurte A.-G.

sparen, insbesondere wird man vielfach die Wirkung der Zusatzbeanspruchungen vernachlässigen können. Desgleichen erübrigt sich bei metrischem Gewinde nach DIN 14 und Whitworthgewinde nach DIN 12 bis etwa 50 mm Durchmesser eine Nachprüfung der genormten Mutterhöhe.

Von einer exakten Berechnung der Schraube, auch wenn die Betriebskräfte festliegen, kann noch keine Rede sein, weil unsere Kenntnisse über einzelne Punkte Lücken aufweisen. Trotzdem wird eine Rechnung nach Rechnungsgang 5,1 bis 5,3

der Wirklichkeit erheblich näher kommen, als eine Rechnung mit irgendwelchen zulässigen Spannungen, über deren Höhe die Angaben so weit auseinandergehen, daß der Konstrukteur nie beurteilen kann, welche wirkliche Sicherheit eigentlich seine Schraubenverbindung gegen Zerstörung besitzt.

Um zu zeigen, wie weit Tragfähigkeiten voneinander abweichen können, wenn man ihrer Berechnung verschiedene im Maschinenbau übliche zulässige Spannungen zugrundelegt, zeigt Abb. 71, die von der Firma Bauer & Schaurte A.G., Neuß, zusammengestellt wurde. Z. B. kann man für eine Tragfähigkeit von 780 kg Schraubendurchmesser zwischen 16 und 25 mm finden!

Die besten Anregungen für die Gestaltung und Unterlagen für die Berechnung erhält man selbstverständlich aus *Versuchen mit vollständigen Verbindungen*, die mit größtmöglicher Annäherung an die Betriebsbedingungen zusammengebaut und belastet werden. Auf diese Weise können wertvolle Erfahrungen über zusätzliche Beanspruchungen gesammelt und auf ähnliche Fälle übertragen werden.

5.1. Rechnungsgang für zügige Belastung.

Nr.	1. Sicherheit gegen Bruch	2. Sicherheit gegen bleibende Verformung
1	Bestimmen der <i>Betriebskraft</i> P .	
2	Wahl des <i>Schrauben- und Mutterwerkstoffes</i> (Tab. 11).	
3	Festlegen der <i>Sicherheit gegen</i> :	
	Bruch S_B	bleib. Verformung S_V
4	Berechnen des Kernquerschnittes F_K mit Höchstlast $P_0 = \text{Betriebskraft } P + \text{ je nach Betriebsbedingung notwendiger restlicher Vorspannkraft } V'$ (Abb. 8) unter Zugrundelegung der:	
	Bruchfestigkeit des Schraubenkernes σ_B^K = Zugfestigkeit des Schraubenwerkstoffes $\sigma_B + \text{Zuschlag für Fließbehinderung (Abschn. 3, 11)}$	Streckgrenze des Schraubenkernes $\sigma_1^{K'}$ = Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes $\sigma_{0,2} + \text{Zuschlag für Erhöhung (Abb. 47)}$
	$F_K = 1,3 * \frac{P_0}{\sigma_B^K} \cdot S_B$	$F_K = 1,3 * \frac{P_0}{\sigma_1^{K'}} \cdot S_V$
	(* Faktor 1,3 wegen zusätzlicher Verdrehbeanspruchung beim Anziehen [Abschn. 2, 31.]	
5	Wahl des <i>Gewindes</i> .	
6	Festlegen der <i>Mutterhöhe</i> oder der <i>Einschraubtiefe</i> ,	
	die zum Zerreißen des Schraubenkernes ausreicht (Abb. 44 und Tab. 2).	bei der die 1%.-Grenze die Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes erreicht (Abb. 47).
	Werden bei <i>Entnahme der Mutterhöhe aus einem Normblatt</i> diese Forderungen nicht erfüllt, so ist entweder eine gröbere Steigung zu wählen oder der Kernquerschnitt kann hohlgebohrt werden um das Maß „a“ in	
	Abb. 45	Abb. 47
	(F_K in Nr. 4 bezieht sich dann auf die restliche Ringfläche.)	
7	Festlegen des <i>Schaftdurchmessers</i> oder <i>Entnahme desselben aus einem Normblatt</i> . Der Schaftquerschnitt muß folgende Bedingung erfüllen:	
	$F_s = \frac{P_0}{\sigma_B} \cdot S_B$	$F_s = \frac{P_0}{\sigma_{0,2}} \cdot S_V$
	Kann er eine größere Last aufnehmen, so kann er durch Längsbohrung oder Verjüngung entsprechend erleichtert werden.	

Nr.	1. Sicherheit gegen Bruch	2. Sicherheit gegen bleibende Verformung
8	Berechnen der <i>Einheitskraft der Schraube</i> : $C_s = \frac{E_s}{\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2} + \dots}$ (Abb. 7).	
9	Berechnen der <i>Einheitskraft der verspannten Teile</i> : für gedrückte Platten: $C_p = \frac{E_p \cdot F_p}{l_p}$ (Abb. 2), für einen gebogenen Flansch: $C_p = \frac{E_f \cdot l_f^3}{c}$ (Abschn. 2,33), für zwei gegenüberliegende gebogene Flanschen: $C_p = \frac{2 E_f \cdot l_f^3}{c}$ (Abschn. 2, 33).	
10	Berechnen der erforderlichen <i>Vorspannkraft</i> : $V = V' + P \cdot \frac{C_p}{C_s + C_p}$ (Abschn. 2,1).	
11	Berechnen des zum Erreichen von V nötigen <i>Anzugsmomentes</i> : $M_A \approx \frac{3}{2} V \frac{d_2}{2} \frac{h + 0,2 d_2 \pi}{d_2 \pi - 0,2 h}$ (Abschn. 2,31).	
12	Nachprüfen der durch zusätzliche <i>Verdrehbeanspruchung</i> hervorgerufenen Anstrengung im Schaft: $\tau = \frac{2}{3} \frac{M_A}{F_s \cdot d_s} = 2 \frac{V}{F_s} \frac{d_2}{d_s} \frac{h + 0,2 d_2 \pi}{d_2 \pi - 0,2 h}$ (Abschn. 2, 31). $\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{P_0}{F_s}\right)^2 + 3\tau^2}$ Wenn: $\sigma_{red} \cdot S_B > \sigma_B, \quad \quad \sigma_{red} \cdot S_V > \sigma_{0,2},$ so muß der Schaftdurchmesser vergrößert oder ein Werkstoff mit höherer Zugfestigkeit bzw. Streckgrenze gewählt werden. Werden Schraubenlänge oder Anzugsmoment nicht gemessen bzw. begrenzt, so ist ein Moment aus Kurve II der Abb. 20 für Nr. 12 zugrunde zu legen.	
13	Der Einfluß <i>schiefer Auflage</i> kann im allgemeinen vernachlässigt werden.	

5,2. Rechnungsgang für Dauerstandbelastung.

Nr.	
1	Bestimmen der <i>Betriebskraft</i> , der <i>Betriebstemperatur</i> und der <i>Temperaturdifferenz</i> zwischen Schraube und verspannten Teilen.
2	Bestimmen der nötigen Dichtungsdruckkraft auf Grund von Versuchen [50, 51] oder Erfahrungswerten (z. B. $> 2 \times$ Betriebskraft).
3	Bestimmen der erforderlichen <i>Vorspannkraft</i> auf Grund von Erfahrungswerten über das „Setzen“ während des Betriebes (z. B. $1,5 \times$ Dichtungsdruckkraft).
4	Wahl des <i>Schrauben- und Mutterwerkstoffes</i> (Tab. 4).
5	Festlegen der <i>Sicherheit</i> gegen Dauerstandbruch im Gewinde S_K und gegen Kriechen im Schaft $S_S \cdot S_K$ muß zur Berücksichtigung der zusätzlichen Beanspruchungen, über deren Einfluß auf die Dauerstandhaltbarkeit noch keine Anhaltspunkte vorliegen, etwas größer gewählt werden.
6	Überschlägiges Berechnen des <i>Kernquerschnittes</i> F_K für eine Höchstlast $P_{0w} =$ Vorspannkraft $V +$ geschätzter Zuschlag für die Vergrößerung von V auf V_w durch Wärme-

Nr.	
	dehnung (Abb. 29) + zusätzliche Belastung P_{zw} durch Betriebskraft P (Abb. 29) unter Zugrundelegung der Dauerstandhaltbarkeit des Schraubenkernes σ_D^K .
7	Wahl des <i>Gewindes</i> .
8	Bestimmen der <i>Mutterhöhe</i> wie Nr. 6 in Rechnungsgang 5, 12. Gewindefeinheit $d/h < 10$, Feingewinde möglichst vermeiden.
9	Berechnen des <i>Schaftdurchmessers</i> für die gleiche Höchstlast P_{ow} wie in Nr. 6: $F_s = \frac{P_0}{\sigma_D} \cdot S_S$.
10	Berechnen der <i>Einheitskraft der Schraube</i> wie Nr. 8 in Rechnungsgang 5, 1.
11	Rechnerische oder versuchsmäßige Bestimmung der <i>Einheitskraft der verspannten Teile</i> wie Nr. 9 in Rechnungsgang 5, 1 (vgl. Abschn. 2, 1).
12	Berechnen der durch Temperaturunterschiede hervorgerufenen <i>Wärmedehnung</i> λ_w (Abschn. 2, 33).
13	Graphisches Bestimmen der durch Wärmedehnung entstehenden <i>Vergrößerung von V auf V_w</i> (Abb. 29).
14	Graphisches Bestimmen der <i>zusätzlichen Kraft P_{zw}</i> und der <i>restlichen Vorspannkraft V'_w</i> , bei Wirken der Betriebskraft P mit Hilfe des gleichen Schaubildes wie Nr. 13 (Abb. 29).
15	Bestimmen der <i>tatsächlichen Höchstkraft P_{ow}</i> aus Nr. 13 und 14 und Vergleich mit der Lastannahme in Nr. 6. Bei großer Abweichung Wiederholen der Rechnung nach Ändern der Maße.
16	Berechnen des zum Erreichen von V nötigen <i>Anzugsmomentes</i> wie Nr. 11 in Rechnungsgang 5, 1.
17	Berechnen der <i>zusätzlichen Verdrehbeanspruchung</i> im Schaft wie 12 in Rechnungsgang 5, 1. Werden Schraubenlänge und Anzugsmoment nicht gemessen bzw. begrenzt, so ist ein Moment nach Kurve II der Abb. 20 zugrunde zu legen.
18	Rechnerisches oder versuchsmäßiges Bestimmen der Schrägstellung der verspannten Teile unter Wirkung von P_{ow} und der sich daraus ergebenden Biegespannung im Schaft der Schraube: $\sigma_b = K \cdot E \frac{d_s}{2} \frac{\arccos \alpha}{l_s}$ [vgl. Gl. (29)]; worin K einen durch Versuche gewonnenen Faktor darstellt, der < 1 ist und den durch Gewindespiel und plastische Verformung eintretenden Abbau der Zwangsverformung berücksichtigt.
19	Berechnen der <i>Anstrengung im Schaft</i> : $\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{P_{ow}}{F_s} + \sigma_b\right)^2 + 3 \tau^2}$ $\sigma_{red} \cdot S_S \leq \sigma_D, \text{ sonst Ändern der Abmessungen oder des Werkstoffes.}$

5.3. Rechnungsgang für Dauerwechselfelastung.

Nr.	
1	Bestimmen der <i>Betriebskraft P</i> .
2	Wahl des <i>Schrauben- und Mutterwerkstoffes</i> (Tab. 11) und der <i>Gewindeherstellung</i> (Tabelle 13).
3	Festlegen der <i>Sicherheit gegen Dauerbruch</i> im Gewinde S oder im Schaft S_w und der <i>Sicherheit gegen bleibende Längung</i> im Schaft S_V . S muß etwas größer als S_w gewählt werden, solange der Einfluß zusätzlicher Biegewechselspannungen auf die Zugwechselfelastbarkeit des Gewindes nicht bekannt ist.
4	Überschlägiges Berechnen des <i>Kernquerschnittes F_K</i> mit geschätzter Wechsellast $\pm \frac{P_z}{2}$ unter Zugrundelegen der Zugwechselfelastbarkeit der Schraube $\pm \sigma_w^K$ (Tab. 12): $F_K = \frac{P_z}{2 \sigma_w^K} \cdot S;$ und Wahl des <i>Gewindes</i> .

- | Nr. | |
|-----|---|
| 5 | Festlegen des <i>Schaftquerschnittes</i> F_s in Anlehnung an Tab. 8 Mindestgröße: $F_s = \frac{P_z}{2 \sigma_{wz}} \cdot S_w ;$ |
| 6 | Festlegen der restlichen <i>Vorspannkraft</i> V' auf Grund von Erfahrungswerten über die Abnahme der Vorspannkraft im Betrieb. (V' darf nicht Null werden.) |
| 7 | Berechnen der <i>Einheitskraft der Schraube</i> wie Nr. 8 in Rechnungsgang 5, 1. |
| 8 | Berechnen der <i>Einheitskraft der verspannten Teile</i> wie Nr. 9 in Rechnungsgang 5, 1. |
| 9 | Berechnen des Belastungsausschlages: $\pm \frac{P_z}{2} = \pm \frac{P}{2} \cdot \frac{C_s}{C_s + C_p} \quad (\text{Abb. 8});$ |
| 10 | Bestimmen der <i>Oberlast</i> : $P_0 = V' + P$ (Abb. 6). |
| 11 | Berechnen der nötigen <i>Vorspannkraft</i> : $V = P_0 - P_z \quad (\text{Abb. 6});$ u. U. Vorschreiben der <i>Schraubenlänge</i> beim Zusammenbau: $\lambda_v = \frac{V}{C_s} .$ |
| 12 | Berechnen des zum Erreichen von V nötigen <i>Anzugsmomentes</i> wie Nr. 11 in Rechnungsgang 5, 1. |
| 13 | Berechnen der <i>Verdrehbeanspruchung im Schaft</i> wie Nr. 12 in Rechnungsgang 5, 1. Werden Schraubenlänge und Anzugsmoment nicht gemessen bzw. begrenzt, so ist ein Moment nach <i>Kurve II</i> der Abb. 20 zugrunde zu legen. |
| 14 | Rechnerisches oder versuchsmäßiges Bestimmen der <i>Schrägstellung</i> der verspannten Teile unter Wirkung von V und der sich daraus ergebenden <i>Biegespannung</i> im Schaft der Schraube wie Nr. 18 in Rechnungsgang 5, 2. |
| 15 | Berechnen der <i>Biegewechselspannung</i> infolge Änderung der Schrägstellung der verspannten Teile unter Wirkung von P_z : $\pm \frac{\sigma'}{2} = K \cdot \frac{E}{2} \cdot \frac{d_s \text{ arc } \alpha_{P_0} - \text{arc } \alpha_V}{l} \quad (\text{vgl. Nr. 18 in Rechnungsgang 5, 2}).$ |
| 16 | Berechnen der <i>Anstrengung im Schaft</i> wie Nr. 19 in Rechnungsgang 5, 2. Ist $\sigma_{red} \cdot S_v > \sigma_{0,02}$, so muß der Schaft verstärkt oder ein Werkstoff mit höherer 0,02-Dehngrenze gewählt werden. |
| 17 | Nachrechnen, ob der <i>Schaft</i> der Bedingung: $\pm \frac{1}{2} \left(\frac{P_z}{F_s} + \sigma' \right) \leq \pm \sigma_{wz} \cdot \frac{\kappa_z}{\beta_k} \cdot S_w$ bei einer <i>Mittelspannung</i> von: $\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{2V + P_z}{2F_s} + \sigma_b \right)^2 + 3\tau^2}$ genügt. κ_z ist ein Faktor, der die Oberflächenbeschaffenheit berücksichtigt (vgl. [67]), β_k die <i>Kerbwirkungszahl</i> (vgl. [68]) des Überganges mit der kleinsten Rundung. |
| 18 | Nachrechnen des <i>Kernquerschnittes</i> mit dem Belastungsausschlag aus Nr. 9: $F_K = \frac{P_z}{2 \sigma^K} \cdot S \quad (\text{Tab. 13}).$ |
| | Ist die Aufrechterhaltung der erforderlichen Vorspannkraft nicht gewährleistet, so ist für P_z ein entsprechend größerer Wert einzusetzen (Abb. 9). Der Einfluß der <i>Mittelnennspannung</i> kann vernachlässigt werden (Abschn. 3, 41). |
| | Ergibt sich F_K größer als bei der Überschlagsrechnung in Nr. 4, so muß entweder eine <i>Schraubenverbindung</i> mit besserer Dauerhaltbarkeit oder feineres Gewinde gewählt werden, das einen größeren Kernquerschnitt besitzt. d/h soll jedoch möglichst kleiner als 10 sein. |
| 19 | Festlegen der <i>Mutterhöhe</i> auf Grund der Gewindefeinheit aus Nr. 4 oder 18. 1%-Grenze muß gleich oder größer sein als die <i>Streckgrenze</i> des Bolzenkernes (Abb. 47). Vgl. Nr. 6 in Rechnungsgang 5, 1. |

Schrifttumsverzeichnis.

1. RÖTSCHER, F.: Die Maschinenelemente. Berlin: Julius Springer 1927.
2. DEBUS, F.: Vorspannung und Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. Diss. Darmstadt 1935.
3. WÜRGES, M.: Die zweckmäßige Vorspannung von Schraubenverbindungen. Diss. Darmstadt 1937.
4. BACH, C.: Die Maschinenelemente, Bd. 1.
5. MADUSCHKA, L.: Forsch. Ing.-Wes. 7 (1936) S. 300.
6. MÜTZE, K.: Die Festigkeit der Schraubenverbindung in Abhängigkeit von der Gewindetoleranz. Diss. Dresden 1929.
7. JEHLE, H.: Forsch. Ing.-Wes. 7 (1936) S. 19.
8. WIEGAND, H.: Über die Dauerfestigkeit von Schraubenwerkstoffen und Schraubenverbindungen. Diss. Darmstadt 1934.
9. THUM, A. und H. WIEGAND: Z. VDI 77 (1933) S. 1061.
10. JACQUET, E.: Schweiz. Bauztg. 98 (1931) S. 207.
11. LEHR, E.: Diskussionsbeitrag zu R. KÜHNEL, Glasers Ann. 110 (1932) S. 51.
12. KRAEMER, O.: Vortrag 2. Betriebsleitertagung 1937 der Allianz und Stuttgarter Verein A.-G.
13. WIEGAND, H.: Z. VDI 83 (1939) S. 64.
14. KRÜGER, G.: Wärme 1934 S. 81.
15. BOCK, E.: Das Verhalten der Schraubenverbindung beim Anziehen und Lösen in Abhängigkeit von den Gewindetoleranzen. Diss. Dresden 1933. Vgl. auch Z. VDI 78 (1934) S. 780.
16. BERTHOLD, W.: Beiträge zur Frage der Tolerierung der Einschraubenden zylindrischer Stiftschrauben. Diss. Dresden 1933.
17. BOLLENRATH, F., H. CORNELIUS und W. SIEDENBURG: Z. VDI 83 (1939) S. 1169.
18. KLOTH, W. und Th. STROPPEL: Die Technik in der Landwirtschaft 12 (1931) S. 89.
19. MAIER, A. F.: Techn. Mitt., Krupp 1937 S. 197.
20. SCHAUERTE, W. T.: Vorträge der Gruppe Stahl und Eisen, Werkstofftagung Berlin 1927 Bd. 3 Reihe 24 S. 54.
21. STAUDINGER, H.: Z. VDI 81 (1937) S. 607.
22. MATTHAES, K.: Luftf.-Forsch. 15 (1938) S. 28.
23. MARGUERRE, F.: Z. VDI 76 (1932) S. 287.
24. MAYER, E.: Forsch. Ing.-Wes. 3 (1932) S. 221.
25. SCHULZ E. und A. SCHILLER: Wärme 58 (1935) S. 493 und 519.
26. SALINGRÉ: Z. VDI 74 (1930) S. 1237.
27. SCHWENK, G.: Wärme 60 (1937) S. 150.
28. NEUBER, H.: Kerbspannungslehre. Berlin: Julius Springer 1937.
29. STORZ, G.: ATZ 35 (1932) S. 324.
30. THUM, A. und W. BAUTZ: Forsch. Ing.-Wes. 6 (1935) S. 269.
31. BACH, C.: Z. VDI 24 (1880) S. 285 und Z. VDI 39 (1895) S. 845 und 889.
32. MARTENS, A.: Z. VDI 39 (1895) S. 508.
33. REICHEL, W.: Z. VDI 75 (1931) S. 457.
34. PULSIFER, H. B.: Steel 96 (1935) S. 30 und Trans. Amer. Soc. Stl. Treat. 18 (1930) S. 273.
35. STAEDEL, W.: Dauerfestigkeit von Schrauben, ihre Beeinflussung durch Form, Herstellung und Werkstoff. Diss. Darmstadt 1932.
36. HERCIGONJA, I.: Masch.-Bau 11 (1932) S. 139.
37. HAAS, B.: Z. VDI 82 (1938) S. 1269.
38. SCHIMZ, K.: Masch.-Bau 5 (1926) S. 552.
39. SACHSENBERG, E.: Masch.-Bau 12 (1933) S. 499.
40. MÜLLER, W.: Aluminium 21 (1939) S. 37.
41. BERNDT, G.: Masch.-Bau 10 (1931) S. 610.
42. LEHMANN, R.: Die Dauerschlagfestigkeit der Schraubenverbindung in Abhängigkeit von den Gewindetoleranzen. Diss. Dresden 1931.

43. SCHIMZ, K.: ATZ 37 (1934) S. 275.
44. THUM, A.: Vortrag 2. Betriebsleitertagung 1937 der Allianz und Stuttgarter Verein A.-G.
45. BÜCHELE, R.: Wärme 62 (1939) S. 487.
46. SCHERER, R. und H. KIESSLER: Arch. Eisenhüttenwes. 12 (1938/39) S. 381.
47. HEMPEL, M. und H. E. TILLMANN: Arch. Eisenhüttenwes. 11 (1937/38) S. 395.
48. HEMPEL, M. und F. ARDELT: Mitt. Kais.-Wilh.-Inst. Eisenforsch., 21 (1939) Lieferung 7.
49. VOLBRECHT, H.: Arch. Eisenhüttenwes. 9 (1935/36) S. 397.
50. SIEBEL, E., W. G. HERING und A. RAIBLE: Forsch. Ing.-Wes. 5 (1934) S. 298.
51. SIEBEL, E.: Arch. Wärmewirtsch. 1935 S. 154.
52. THUM, A. und F. WUNDERLICH: Z. Metallkde. 27 (1935) S. 277.
53. POMP, A. und M. HEMPEL: Mitt. Kais.-Wilh.-Inst. Eisenforsch., Düsseld. 18 (1936) S. 205.
54. BAUTZ, W.: Sonderheft „Prüfen und Messen“. Berlin: VDI-Verlag 1937, S. 162.
55. SCHRAIVOGEL, K.: Jb. 1936 Lilienthal-Gesellsch. Luftfahrtforsch., S. 397.
56. — Stahl u. Eisen 52 (1932) S. 1169.
57. FÖPPL, O.: Oberflächendrücken und Druckeigenspannungen, Mitt. Wöhlerinst., Heft 33 Braunschweig.
58. THUM, A. und H. OSCHATZ: Forsch. Ing.-Wes. 3 (1932) S. 87.
59. THUM, A. und W. BAUTZ: Forsch. Ing.-Wes. 6 (1935) S. 121.
60. WEDEMEYER, E.: Die Steigerung der Dauerhaltbarkeit von Schrauben durch Gewinde-drücken, Mitt. Wöhlerinst., Heft 33. Braunschweig.
61. HENGSTENBERG, O. und R. MAILÄNDER: Kruppsche Mh. 1930 S. 252.
62. WIEGAND, H. und R. SCHEINOST: Arch. Eisenhüttenwes. 12 (1938/39) S. 445.
63. BRANDES: Vortrag Hauptversammlung 1938 der Schiffbautechnischen Gesellschaft.
64. STELLJES, H. A. I.: Aluminium 1939 S. 384.
65. BAUERMEISTER, H.: Z. Metallkde. 26 (1934) S. 34.
66. BAUERMEISTER, H. und R. KERSTEN: Z. VDI 79 (1935) S. 753.
67. Dauerfestigkeitsschaubilder des Fachausschusses für Maschinenelemente beim VDI.
68. HEROLD, W.: Die Wechselfestigkeit metallischer Werkstoffe. Berlin: Julius Springer 1934.

Verzeichnis der wichtigsten Formelzeichen.

d_s	= Schaftdurchmesser		peraturabhängigkeit der Elastizitätszahl
d_1	= Kerndurchmesser des Gewindes (s. DIN 13)	ΔV	= Verlust an Vorspannkraft
d_2	= Flankendurchmesser des Gewindes (s. DIN 13)	H_A	= Verdrehkraft
h	= Gewindesteigung (s. DIN 13)	H_L	= Verdrehkraft
γ	= Steigungswinkel des Gewindes	M_A	= Anzugsmoment
t_1	= Gewindetiefe (s. DIN 13)	M_L	= Lösemoment
r	= Halbmesser des Gewindegrundes (s. DIN 13)	M_{GA}	= Gewindeanzugsmoment (am Flankendurchmesser wirkendes Moment)
k	= Kopfhöhe des Schraubenbolzens	M_{GL}	= Gewindelösemoment (am Flankendurchmesser wirkendes Moment)
s	= Schlüsselweite	M_R	= Auflagereibmoment
m	= Mutterhöhe	λ_v	= Elastische Längung der Schraube durch Vorspannkraft V
F_K	= Kernquerschnitt des Schraubenbolzens	λ_y	= Gesamte Axialverschiebung der Mutterauflage gegenüber der Kopfauflage, die zur Erzeugung von V nötig ist
F_m	= Kernquerschnitt der Schraubemutter	λ_w	= Wärmedehnungsunterschied zwischen Flanschen und Schrauben
$F_1, F_2, F_3 \dots$	= Querschnittsflächen von Schraubenbolzen mit veränderlichem Querschnitt	λ_x	= Elastische Längung bei Kraft V_x
F_s	= Schaftquerschnitt des Schraubenbolzens	λ_{bl}	= Bleibende Längung
F_p	= Querschnitt der an Stelle der Einflußkegel (Abb. 2) gedachten Ersatzhülse	$\Delta \lambda$	= Zusätzliche Längung der Schraube infolge Betriebskraft P
l_s	= Dehnlänge der Schraube (von Kopf bis Mutterauflagefläche)	δ_v	= Elastische Zusammendrückung durch Vorspannkraft V
$l_1, l_2, l_3 \dots$	= Teillängen von Schraubenbolzen mit veränderlichem Querschnitt	δ_x	= Elastische Zusammendrückung bei Kraft V_x
l_p	= Länge der Ersatzhülse	$\operatorname{tg} \varphi$	= C_s = Federkonstante = Einheitskraft der Schraube
V	= Vorspannkraft	$\operatorname{tg} \psi$	= C_p = Federkonstante = Einheitskraft der verspannten Teile
P	= Äußere Kraft oder Betriebskraft	C_1, C_2, C_3	= Einheitskräfte von hintereinandergeschalteten Teilen einer Schraubenverbindung
P_z	= Zusätzlich auf die Schraube ausgeübte Kraft, hervorgerufen durch Betriebskraft P	$\operatorname{tg} \varphi'$	= C_{st} = Federkonstante = Einheitskraft der Schraube bei Temperatur t
P_e	= Betriebskraft, die gerade Entspannen der verspannten Teile bewirkt	$\operatorname{tg} \psi'$	= C_{pt} = Federkonstante = Einheitskraft der Flanschen bei Temperatur t
P_m	= Mittellast	$\operatorname{tg} \eta$	= $C_s + C_p$ = Summe der Federkonstanten (Einheitskräfte) von Schraube und verspannten Teilen
P_o	= größte (obere) auf die Schraube wirkende Kraft	E_s	= Elastizitätszahl des Schraubenwerkstoffes
V'	= restliche Vorspannkraft nach Wirken der Betriebskraft P		
V_w	= Vorspannkraft nach Erwärmung		
V'_w	= Restliche Vorspannkraft nach Erwärmung		
P_{ow}	= größte auf die Schraube wirkende Kraft nach Erwärmung		
P_{zw}	= zusätzliche Kraft nach Erwärmung		
V_x	= Vorspannkraft nach Erwärmung ohne Berücksichtigung der Tem-		

E_m	= Elastizitätszahl des Mutterwerkstoffes	$\sigma_B^{K'}$	= Zügige Haltbarkeit des Bolzen- gewindes
E_p	= Elastizitätszahl des Werkstoffes der verspannten Teile	$\mu' = \text{tg } \varrho'$	= Reibungsbeiwert für Spitzgewinde (im Gegensatz zum Reibungsbeiwert μ glatter Flächen). μ' ist gegenüber μ durch die Keilwirkung des Flankenwinkels vergrößert
E_{st}	= Elastizitätszahl des Schraubenwerkstoffes bei Temperatur	ϱ'	= Reibungswinkel
E_{pt}	= Elastizitätszahl des Flanschwerkstoffes bei Temperatur t	β_r	= Ausdehnungsbeiwert des Rohrwerkstoffes
σ_{red}	= Anstrengung = reduzierte Spannung = Vergleichsspannung	β_f	= Ausdehnungsbeiwert des Flanschwerkstoffes
σ_{1K}	= 1% Dehngrenze, vgl. S. 34	β_s	= Ausdehnungsbeiwert des Schraubenwerkstoffes
$\sigma_{1K'}$	= 1%-Dehngrenze des Kernquerschnittes	Δt_r	= Unterschied zwischen Montage- temperatur und der mittleren Rohrwandtemperatur
σ_B^K	= Zügige Nennspannung im Kernquerschnitt bei Bruch der Schraubenverbindung	Δt_f	= Unterschied zwischen Montage- temperatur und der mittleren Flanschttemperatur
σ_b	= Biegezugspannung	Δt_s	= Unterschied zwischen Montage- temperatur und der mittleren Schraubentemperatur.
σ'	= Biegewechselspannung		
σ_{wz}	= Zugwechselfestigkeit		
σ_w^K	= Zugwechselfestigkeit des Bolzen- gewindes		
σ_D^K	= Dauerstandhaltbarkeit des Bolzen- gewindes		
σ_D	= Dauerstandfestigkeit		