Soll die Last sinken oder die Schraube gelöst werden, so ist die Schraube als eine schiefe Ebene, deren Winkel um ϱ verkleinert ist, zu betrachten, woraus die Größe der am Halbmesser r wirkenden Kraft

$$K' = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) \tag{101}$$

folgt. Die Last sinkt und die Mutter löst sich von selbst, wenn die Schraube genügend steil, wenn nämlich $\alpha > \varrho$ oder der Steigungswinkel größer als der Reibungswinkel ist.

Ist $\alpha = \varrho$, so wird $K' = 0$; die Mutter bleibt auch unter der Wirkung der Last Q in Ruhe; sie löst sich nicht von selbst, es tritt Selbsthemmung ein. Für $\alpha < \varrho$ wird K' negativ; zum Lösen der Schraube ist dann eine Kraft nötig, entgegengesetzt gerichtet der beim Anziehen notwendigen. Die Grenze der Selbsthemmung ist mithin in Abb. 374 durch den Reibungswinkel ϱ gegeben; innerhalb des Gebietes liegen die gebräuchlichen Befestigungsschrauben. Freilich ist mit der Selbsthemmung ein niedriger Wirkungsgrad, kleiner als 0,5 verbunden, wie aus der Formel für η hervorgeht, wenn man $\alpha = \varrho$ einsetzt:

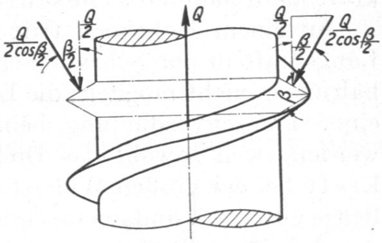

Abb. 375. Kraftwirkung an scharfgängigen Schrauben.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\varrho}{\operatorname{tg}2\varrho} = \frac{\operatorname{tg}\varrho\,(1 - \operatorname{tg}^2\varrho)}{2\operatorname{tg}\varrho} = \tfrac{1}{2} - \tfrac{1}{2}\operatorname{tg}^2\varrho.$$

An scharfgängigen Schrauben fällt, genau genommen, die Reibung etwas größer aus. Wird nämlich die Schraubenfläche näherungsweise als Kegelfläche betrachtet, so zeigt Abb. 375, daß die Kraft senkrecht zur Kegelfläche, welche die Reibung erzeugt,

$$\frac{2 \cdot Q}{2\cos\frac{\beta}{2}} \text{ und mithin die Reibung } \frac{Q}{\cos\frac{\beta}{2}} \cdot \mu = Q\left(\frac{\mu}{\cos\frac{\beta}{2}}\right) = Q \cdot \mu' \quad \text{ist.}$$

Für das Metrische Gewinde ist z. B.

$$\frac{\beta}{2} = 30^0,\ \mu' = \frac{\mu}{0{,}866} = 1{,}15\,\mu.$$

Dementsprechend wird das Moment zum Anziehen der Schraube

$$M = Q \cdot r \cdot \frac{h + 2\pi r \cdot \mu'}{2\pi r - h \cdot \mu'} \tag{100a}$$

größer, der Wirkungsgrad

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho')} \tag{98a}$$

dagegen niedriger, wobei ϱ' aus $\operatorname{tg}\varrho' = \mu' = \dfrac{\mu}{\cos\beta}$ zu ermitteln ist.

Vergleichsweise ergibt sich für das Metrische 24 mm-Gewinde

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho')} = \frac{\operatorname{tg} 5^0}{\operatorname{tg}(5^0 + 6^0\,34')} = 0{,}428.$$

V. Berechnung der Schrauben.

Die zulässige Beanspruchung der Schrauben hängt nicht allein vom Werkstoff und von der Art der wirkenden Kräfte ab, sondern auch von der Herstellung. Beim Schneiden des Gewindes wird der Werkstoff leicht überanstrengt und verletzt; kleine, aber als scharfe Kerben wirkende Anrisse können später zu Brüchen führen. Für gewöhnliche Handelsschrauben sollen deshalb nur $^8/_{10}$ der Beanspruchungen zugelassen werden, die für sorgfältig auf der Drehbank hergestellte gelten.

Beim Anziehen einer Schraube erzeugt die am Schraubenschlüssel wirkende Kraft ein Drehmoment. Die dadurch auftretenden Drehbeanspruchungen im Schaft sind gering und können völlig vernachlässigt werden, wenn die Schraube ohne Belastung angezogen wird. Das trifft z. B. für die Mutter eines Hakens zu, welche erst später beim Anhängen der Last die im Hakenschaft entstehende Längskraft aufzunehmen hat.

Wird dagegen die Längskraft durch das Anziehen erzeugt, so ist die Beanspruchung auf Drehung zu berücksichtigen. Hierbei sind zwei Fälle zu unterscheiden; die Längskraft kann nämlich a) beschränkt, b) unbeschränkt sein.

An einem Hebebock tritt Bewegung ein, sobald das Drehmoment eine genügende Längskraft in der Schraube erzeugt; ein größeres Drehmoment ist unter normalen Verhältnissen nicht möglich; die Längskraft ist beschränkt. Dagegen kann die Schraube einer Flanschverbindung beim Anziehen leicht überanstrengt und selbst abgewürgt werden, weil sowohl das Drehmoment wie die durch dasselbe hervorgerufene Längskraft bei der großen Widerstandsfähigkeit der Flansche nicht beschränkt ist. Ähnliches gilt von Fundamentschrauben, bei denen die Grenze für das Anziehen dem Gefühle des Arbeiters überlassen werden muß.

Man unterscheidet demnach bei der Berechnung:

A. Schrauben, die ohne Last angezogen werden und im wesentlichen durch Längskräfte belastet sind,

B. Schrauben, die unter Last angezogen, also gleichzeitig auf Drehung und durch Längskräfte beansprucht werden, wobei

1. die Längskraft beschränkt,
2. die Längskraft unbeschränkt sein kann; außerdem

C. Schrauben, die Kräfte quer zu ihrer Längsachse aufnehmen müssen.

Die folgenden Ausführungen zu A und B beziehen sich auf Schrauben, die durch Zugkräfte belastet sind. Tritt Druck auf, so kann bei größerer Länge die Beanspruchung auf Knickung für die Bemessung entscheidend werden.

A. Schrauben ohne Last angezogen, im wesentlichen durch Längskräfte beansprucht.

Der gefährliche Querschnitt ist der Kernquerschnitt $F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$; unter Beachtung der Art der wirkenden Kraft ergibt er sich aus

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{Q}{k_z}. \tag{102}$$

Umgekehrt folgt die Höhe der Beanspruchung bei gegebenem Kerndurchmesser aus:

$$\sigma_z = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{Q}{F_1}. \tag{102a}$$

Für k_z können die Werte der Zusammenstellung 2, Seite 12, der zulässigen Beanspruchungen genommen werden, wenn die Schrauben sorgfältig hergestellt sind; 0,8 jener Werte ist bei weniger sorgfältiger Bearbeitung einzusetzen. d_1 und den zugehörigen Außendurchmesser d findet man aus den Gewindelisten.

B 1. Schrauben unter voller Last angezogen, Längskraft beschränkt.

Zur Überwindung der Längskraft Q ist nach der Formel (99) ein Moment

$$M = Q \cdot r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)$$

nötig. Q beansprucht den Kernquerschnitt auf Zug mit

$$\sigma_z = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}},$$

M auf Drehung mit

$$\tau_d = \frac{M}{\frac{\pi d_1^3}{16}} = \frac{Q \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}}. \tag{103}$$

Das Verhältnis der beiden Spannungen ist

$$\frac{\tau_d}{\sigma_z} = \frac{4 r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}{d_1}$$

und wenn der mittlere Halbmesser des Schraubenganges r annähernd durch $0{,}55\, d_1$ ersetzt wird:

$$\frac{\tau_d}{\sigma_z} = 2{,}2 \operatorname{tg}(\alpha + \varrho). \tag{104}$$

Es nimmt, wie Abb. 376 an Beispielen des Whitworth-Gewindes zeigt, verschiedene Werte an, die mit zunehmendem Durchmesser langsam sinken. Durchweg ist die Beanspruchung auf Drehung geringer als die auf Zug. σ_z und τ_d lassen sich zu der ideellen Spannung oder Anstrengung σ_i zusammensetzen:

$$\sigma_i = 0{,}35\, \sigma_z + 0{,}65 \sqrt{\sigma_z^2 + 4\,(\alpha_0\, \tau_d)^2},$$

die im Verhältnis zu σ_z

$$\frac{\sigma_i}{\sigma_z} = 0{,}35 + 0{,}65 \sqrt{1 + 4\, \alpha_0^2 \left(\frac{\tau_d}{\sigma_z}\right)^2} \tag{105}$$

ergibt, wobei α_0 unter Benutzung der zulässigen Beanspruchungen für schwellende Kraftwirkung bei weichem Flußstahl (42)

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\, k_d} = \frac{600}{1{,}3 \cdot 400} \approx 1{,}15 \text{ ist.}$$

Für Schweißeisen wird α_0 größer:

$$\alpha_0 = \frac{600}{1{,}3 \cdot 400} \approx 2\,.$$

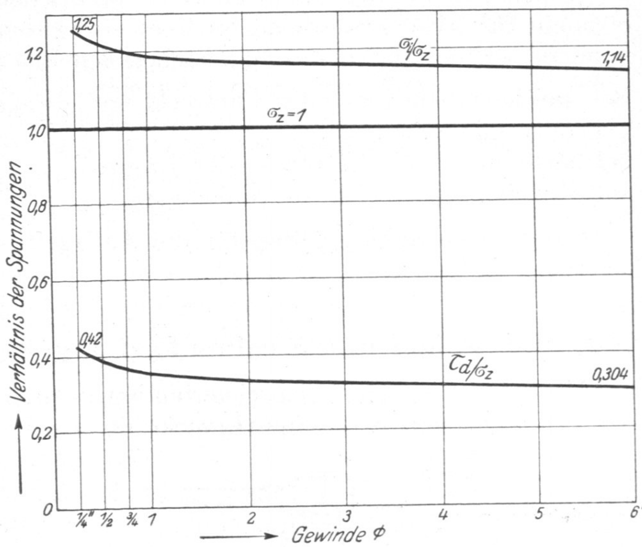

Abb. 376. Spannungsverhältnisse an Schrauben aus weichem Flußstahl im Belastungsfalle B 1.

σ_i liegt nach Abb. 376 höchstens um 25% höher als σ_z. Daher genügt es, derartige Schrauben auf Zug mit $^3/_4$ der normal zulässigen Spannung zu berechnen; die Drehbeanspruchung ist dann genügend berücksichtigt.

S c h r a u b e n, die mit voller Last angezogen werden, bei denen aber die Längskraft beschränkt ist, sind auf Zug mit $^3/_4$ der zulässigen Beanspruchung zu berechnen.

Abb. 376 gestattet auf einfache Weise die in den Schrauben auftretenden Spannungen zu ermitteln. Wird z. B. eine 2″-Schraube unter der Wirkung von $Q = 6000$ kg angezogen, so ist die Zugspannung

$$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{6000}{14{,}91} = 402 \text{ kg/cm}^2,$$

das Verhältnis $\frac{\tau_d}{\sigma_z}$ nach Abb. 376 $= 0{,}33$, mithin die Drehspannung

$$\tau_d = 0{,}33\, \sigma_z = 0{,}33 \cdot 402 = 133 \text{ kg/cm}^2,$$

das Verhältnis $\frac{\sigma_i}{\sigma_z} = 1{,}17$ und die Anstrengung

$$\sigma_i = 1{,}17\,\sigma_z = 1{,}17 \cdot 402 = 470 \text{ kg/cm}^2.$$

Beim Anziehen der Schrauben gleiten die Gewindeflächen nach Formel (94) unter einem Flächendruck

$$p = \frac{Q}{z_1 \cdot \pi \cdot d_f \cdot t_t}$$

aufeinander. Wird p zu hoch, so kann Zerstörung, kann Fressen eintreten. p soll deshalb an Befestigungs- und selten bewegten Stellschrauben folgende Werte nicht überschreiten:

wenn weicher Schweiß- oder Flußstahl auf gleichem Werkstoff oder auf Bronze gleitet . . . . $p \gtreqless 300$ kg/cm²,
härterer Stahl auf Stahl oder Bronze . . . . $p \gtreqless 400$ kg/cm²,
auf Gußeisen (möglichst zu vermeiden) . . . . $p \gtreqless 150$ kg/cm².

Häufig sind Schrauben nach B 1 Bewegungsschrauben, die wie an manchen Pressen und Hebezeugen ständig unter der vollen Last arbeiten müssen. In diesen Fällen ist Trapez- oder Sägengewinde scharfem vorzuziehen; der Flächendruck p darf nur niedrig, etwa ein Drittel so groß wie an den oben erwähnten Befestigungs- und Stellschrauben genommen werden, damit das Öl zwischen den Flächen nicht herausgepreßt wird.

Bei weichem Schweiß- oder Flußstahl auf gleichem Werkstoff oder Bronze gilt . . . . $p = 100$ kg/cm²,
bei härterem Stahl auf Stahl oder Bronze . . . . $p = 130$ kg/cm²,
auf Gußeisen (möglichst zu vermeiden). . . . . $p = 50$ kg/cm².

Die gleichen Zahlen gelten für die Auflagefläche, auf welcher sich die Mutter oder der Kopf dreht.

B 2. Schrauben unter voller Last angezogen, Längskraft unbeschränkt.

Als Beispiel sei eine Flanschverbindungsschraube, Abb. 377, betrachtet. Am Ende des Schlüssels von der Länge L wirke die Kraft P. Das Moment $M = P \cdot L$ erzeugt.

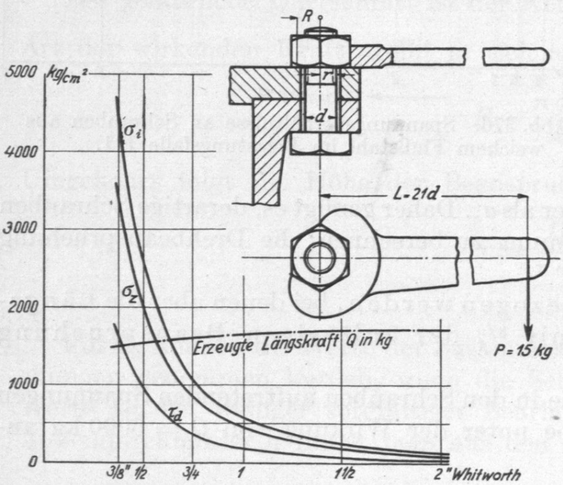

Abb. 377. Kraft- und Spannungsverhältnisse an Schrauben im Falle B 2.

1. die Längskraft Q in der Schraube zum Zusammenpressen der Flansche und muß 2. die Reibung unter der Mutter überwinden. Zur Erzeugung der Längskraft Q ist nach (99) ein Moment

$$M_1 = Q \cdot r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)$$

nötig. Für die Reibung unter der Mutter werde der gleiche Reibungswinkel ϱ wie am Gewinde angenommen, als Hebelarm aber der mittlere Halbmesser R der Auflagefläche der Mutter. Dann ist das Moment zur Überwindung der Reibung:

$$M_2 = Q \cdot \operatorname{tg} \varrho \cdot R$$

und

$$\begin{aligned} M = PL &= M_1 + M_2 \\ &= Q[r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + R \cdot \operatorname{tg} \varrho] \\ &= Q \cdot r \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \frac{R}{r} \operatorname{tg} \varrho\right]. \end{aligned} \tag{106}$$

Das Teilmoment M_2 gelangt nicht in den Schraubenschaft, im letzteren sind vielmehr nur Q und M_1 wirksam, so daß die Beanspruchung des Schaftes auf Zug:

$$\sigma_z = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}},$$

auf Drehung:

$$\tau_d = \frac{Q \cdot r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}{\frac{\pi d_1^3}{16}}$$

wird, die zusammengesetzt zu

$$\sigma_i = 0{,}35\,\sigma_z + 0{,}65\sqrt{\sigma_z{}^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau_d)^2}$$

führen.

Um einen Überblick über die Spannungsverhältnisse zu bekommen, sei die Kraft P, die ein Arbeiter ausübt, mit 15 kg, die Schlüssellänge $L = 21\,d$, $\varrho = 8^0 30'$ (entsprechend $\mu = 0{,}15$), $\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\,k_d}$ für weichen Flußstahl $= 1{,}15$ angenommen. Dann ergeben sich die in Abb. 377 dargestellten Werte für σ_z, τ_d und σ_i, die zeigen, daß in kleinen Schrauben leicht unzulässig hohe Spannungen entstehen, so daß solche Schrauben stets vorsichtig angezogen werden müssen, wenn sie nicht abgewürgt werden sollen. In großen lassen sich dagegen durch die am normalen Schlüssel wirkende Handkraft von 15 kg nur niedrige, in vielen Fällen ungenügende Spannungen erzielen; starke Schrauben müssen durch mehrere Arbeiter oder mit verlängertem Schlüssel, am einfachsten unter Aufstecken eines Gasrohres angezogen werden. Schrauben unter $^5/_8''$ oder 16 mm Durchmesser sind für wichtige Verbindungen, solche unter $^3/_8''$ oder 10 mm Durchmesser für Verbindungen, die selbst kleinere Kräfte zu übertragen haben, nicht zu empfehlen.

Für den Konstrukteur folgt daraus, daß er bei kleineren Schrauben nur geringe Beanspruchungen, bei großen höhere wählen soll, zweckmäßigerweise unter Benutzung der folgenden, vom Verband der Dampfkesselüberwachungsvereine aufgestellten Erfahrungsformel von der Form

$$d_1 = c \cdot \sqrt{Q} + 0{,}5 \text{ cm}, \tag{107}$$

wobei c von der Güte des Werkstoffes und von der Herstellung der Schrauben und Auflageflächen wie folgt, abhängt:

α) wenn nachgewiesen ist, daß der Werkstoff den in den polizeilichen Bestimmungen für die Anlegung von Landdampfkesseln [VI, 3] aufgestellten Anforderungen S. 84 an Nieteisen genügt, die Schrauben und Auflageflächen sorgfältig hergestellt sind und weiche Dichtungsstoffe verwendet werden, darf gesetzt werden: $c = 0{,}04$;

β) bei guten Schrauben, guter Bearbeitung der Auflageflächen und weichen Dichtungsstoffen: $c = 0{,}045$;

γ) wenn den unter β) genannten Anforderungen weniger vollkommen entsprochen ist: $c = 0{,}055$.

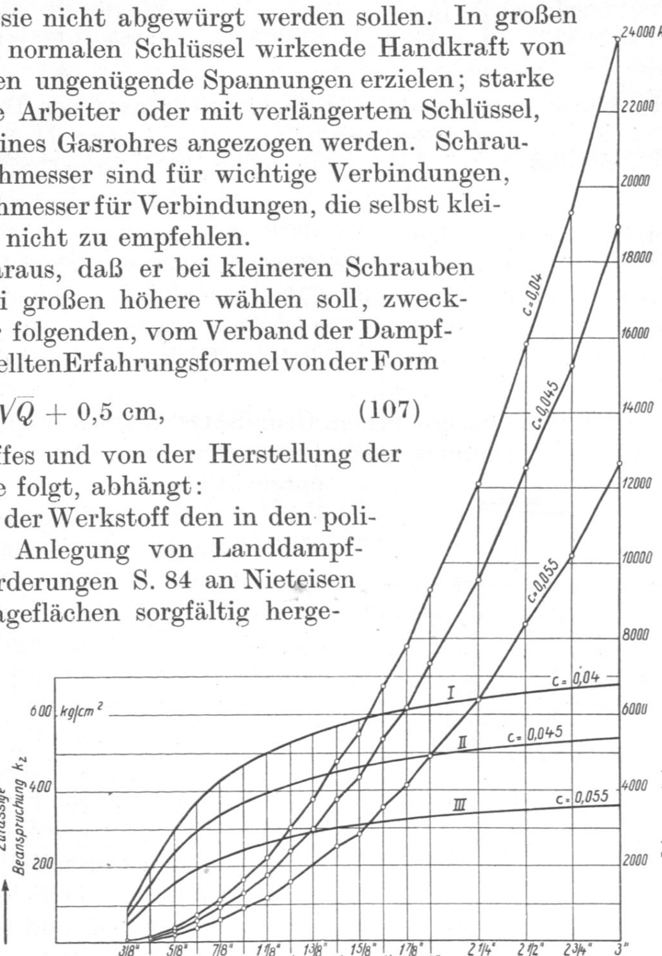

Abb. 378. Zulässige Belastungen und Beanspruchungen von Schrauben im Belastungsfalle B 2.

Für normale Schrauben mit Whitworth-Gewinde ergeben sich danach die in der Zusammenstellung 71 enthaltenden Belastungen, die in der zugehörigen Abb. 378 als Ordinaten zu den als Abszissen aufgetragenen Schraubendurchmessern dargestellt sind. Da sich

Zusammenstellung 71. **Nach dem Verband der Dampfkesselüberwachungsvereine zulässige Belastungen und Beanspruchungen von Schrauben.**

Schraube	Zulässige Belastung Q in kg bei $c =$			Zulässige Beanspruchung k_z in kg/cm² bei $c =$		
	0,04	0,045	0,055	0,04	0,045	0,055
$^3/_8{}''$	39	31	21	88	69	47
$^1/_2{}''$	155	120	82	198	157	104
$^5/_8{}''$	390	310	210	300	236	159
$^3/_4{}''$	730	575	385	372	294	197
$^7/_8{}''$	1160	915	615	426	336	226
$1''$	1670	1320	885	467	371	248
$1^1/_8{}''$	2240	1770	1185	495	393	262
$1^1/_4{}''$	3050	2410	1615	528	418	280
$1^3/_8{}''$	3760	2965	1985	548	434	291
$1^1/_2{}''$	4790	3785	2535	570	451	302
$1^5/_8{}''$	5540	4375	2930	583	461	309
$1^3/_4{}''$	6790	5360	3590	599	474	317
$1^7/_8{}''$	7840	6190	4145	611	482	323
$2''$	9310	7355	4920	624	493	330
$2^1/_4{}''$	12110	9570	6405	642	507	340
$2^1/_2{}''$	15860	12530	8385	658	520	348
$2^3/_4{}''$	19290	15235	10200	670	529	354
$3''$	23950	18925	12665	680	538	360

der Konstrukteur stets über die in den entworfenen Teilen auftretenden Spannungen vergewissern soll, sind auch diese in drei Kurven, *I*, *II* und *III*, so wie sie sich aus $k_z = \dfrac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$ ergeben, eingetragen.

Die Belastungen und Beanspruchungen werden vielfach und mit Recht auch den Konstruktionen des allgemeinen Maschinenbaues zugrunde gelegt.

Es ist vorteilhafter, wenige aber starke Schrauben als viele schwache zu nehmen, weil für starke Schrauben höhere Beanspruchungen zulässig sind, der Werkstoff also besser ausgenutzt wird.

Die eben besprochenen Grundsätze müssen auch bei den Dichtungsschrauben an Rohren, Zylindern usw. beachtet werden, die schon beim Zusammensetzen der Teile unter „Vorspannung" so stark angezogen werden, daß sie auch bei dem im Betriebe auftretenden höchsten Druck noch dicht halten. Wenn sich auch, wie im folgenden gezeigt ist, die Betriebskraft nicht im vollen Maße zur Vorspannkraft addiert, so treten doch höhere Beanspruchungen auf, als sie die Rechnung, bei der man nur den Betriebsdruck einzusetzen pflegt, erwarten läßt.

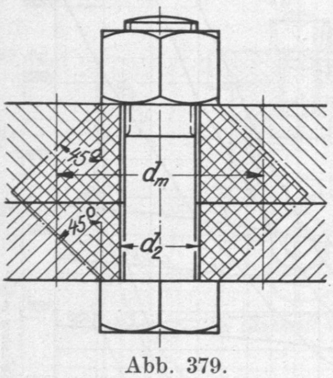

Abb. 379.

Zur Aufrechterhaltung der Dichtung ist es wichtig, daß der Abstand der Schrauben e nicht zu groß genommen wird. Sonst klafft die Fuge infolge der Durchbiegung der Flansche bei der Belastung durch den Betriebsdruck, so daß die Pakkung nicht mehr genügend festgehalten und durch den inneren Druck herausgetrieben oder wenigstens undicht wird. Anhaltpunkte für die Schraubenentfernung geben die Rohrnormen, die nach den Zusammenstellungen 85 und 95 im Abschnitt 8 an gußeisernen Flanschrohren bei Drucken bis zu 10 at nicht mehr als 165, an Rohren für Dampf von höherer Spannung bis zu 20 at nicht mehr als 114 mm Schraubenentfernung aufweisen. An Dampfzylindern pflegt man bei Spannungen unter 10 at höchstens 150 mm, bei höheren Drucken im Mittel 120 mm Schraubenentfernung zu nehmen.

Daß sich die Belastungs- und die Vorspannung nicht, wie häufig angenommen wird, summieren, ist in der Elastizität der Baustoffe begründet. Eine Schraube, Abb. 379, sei mit einer Vorspannung von σ_0 kg/cm² im Kernquerschnitt F_1, entsprechend einer Kraft $P_0 = F_1 \cdot \sigma_0$ angezogen. Trägt man die elastische Verlängerung λ_0, die sie dabei erfährt, senkrecht zur Kraft P_0 auf, Abb. 380, und verbindet die Endpunkte von P_0 und λ_0, so erhält man das Formänderungsdreieck ABC für die Schraube, das die zu beliebigen Kräften gehörigen Verlängerungen abzulesen gestattet. Die gleiche Kraft P_0 preßt nun die Flansche zusammen und erzeugt dort eine Zusammendrückung δ_f, die zu dem unteren Formänderungsdreieck $A'B'D$ der Abb. 380 führt. Vorausgesetzt ist dabei, daß die Formänderungen verhältnisgleich den Kräften zunehmen, wie es innerhalb der üblichen Spannungen für den Flußstahl der Schrauben genau, für das Gußeisen der Flansche annähernd zutrifft.

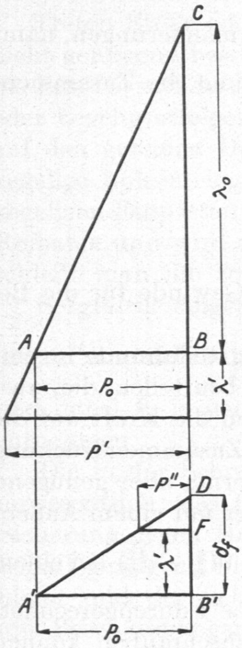

Abb. 380. Formänderungsdreiecke für Schraube und Flansch.

Wie verändert sich nun P_0, wenn der Dampfdruck im Zylinder wirkt und die auf die betrachtete Schraube entfallende Kraft Q kg beträgt? Untersuchen wir zunächst die Vorgänge, die in der Flanschverbindung bei Erhöhung der Schraubenkraft von P_0 auf P' kg auftreten. Die Schraube wird noch weiter verlängert um λ'. Um das gleiche Maß können sich aber die Flansche wieder ausdehnen, sie stehen infolgedessen nicht mehr unter dem früheren Druck P_0, sondern üben nur noch die Kraft P'' aus, die man erhält, wenn man in dem unteren Dreieck λ' von δ_f abzieht und durch den so gefundenen Punkt F eine Parallele zu P_0 legt. Als **äußere Kraft**, die die erwähnten Formänderungen, insbesondere die Verlängerung der Schrauben um λ', hervorruft, muß demnach $P'-P''$ wirken.

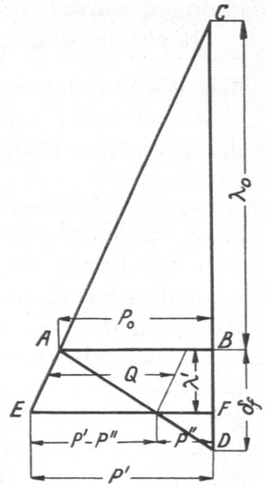

Abb. 381.

Die Darstellung läßt sich durch Aneinandersetzen der Dreiecke des Vorspannungszustandes nach Abb. 381 noch vereinfachen. Die Parallele FE zu P_0 im Abstande λ' gibt die in der Schraube wirkende Kraft P' und die äußere Kraft $P'-P''$. P' ist, wie oben behauptet, wesentlich kleiner als die Summe der äußeren Kraft $P' - P''$ und der Vorspannkraft P_0.

Ist die **äußere** Kraft $P' - P'' = Q$ gegeben, so trägt man Q von der Spitze A der Formänderungsdreiecke auf AB ab und zieht durch den Endpunkt eine Parallele zur Hypothenuse des Schraubendreieckes. Damit finden sich P', die Längskraft in der Schraube, und P'', die Druckkraft im Flansch, endlich $\lambda' = BF$, gleich dem senkrechten Abstand der Parallelen AB und EF.

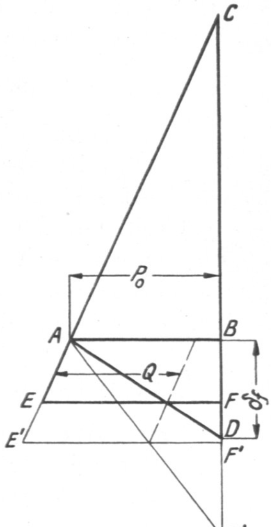

Abb. 382.

Zu beachten ist, daß die Längskraft in der Schraube und damit die Beanspruchung durch den Betriebsdruck um so größer wird, je größer die Formänderung δ_f der Flansche, je nachgiebiger und elastischer also die Flansche selbst oder die dazwischen eingebauten Packungen sind. Gilt z. B. statt des Dreieckes ABD der Abb. 382 das doppelt so hohe ABD', so wächst die Kraft in der Schraube bei der äußeren Belastung durch Q auf $E'F'$ statt EF an. Am vorteilhaftesten ist es demnach, die Flanschflächen auch unter den Schrauben, also auf ihrer ganzen Breite aufliegen zulassen; Flansche mit vorspringenden Dichtleisten zeigen größere elastische Formänderungen durch die Durchbiegungen, die sie erfahren.

Ähnlich, wie bei den Keilverbindungen nachgewiesen, nähert sich die Inanspruchnahme der Teile der ruhenden, weil die durch die Grenzwerte P_0 und P' gegebenen Kraft- und Spannungsschwankungen in den Schrauben geringer sind als die äußere Kraft Q erwarten läßt, da $P'-P_0$ stets kleiner als Q ist. Es erscheint deshalb auch hier zulässig, bei der Berechnung der Schraubenkräfte nur den Betriebsdruck statt des 1,25fachen, wie manchmal empfohlen wird, einzusetzen, wenn die gewählten Beanspruchungen schwellender Belastung entsprechen.

Rechnungsmäßig ergeben sich die im vorstehenden benutzten Formänderungen, nämlich die Verlängerung des Schraubenschaftes nach (6b) $\lambda_0 = \frac{P_0 \cdot l \cdot \alpha_1}{f'}$ und die Zusammendrückung der Flansche nach (14) $\delta_f = \frac{P_0 \cdot l \cdot \alpha_2}{f''}$, wenn

α_1 die Dehnungszahl des Schraubenstahls,
α_2 diejenige des Baustoffes der Flansche in cm^2/kg,
l die Länge der Schraube zwischen Kopf und Mutter in cm,
f' den Schaftquerschnitt der Schrauben in cm^2, der bei kurzem Gewinde für die Berechnung der Verlängerung vorwiegend in Betracht kommt,
f'' den Querschnitt des Flanschteiles, der an der Formänderung teilnimmt, in cm^2

bedeuten. Der letztere läßt sich an Hand der Druckkegel, Abb. 379, beurteilen, die, ausgehend von den Anlageflächen der Mutter und des Kopfes, an denen die Kraft auf die Flansche übertragen wird, unter etwa 45° Neigung verlaufen. Die Zusammendrückung des durchbohrten Doppelkegels ist umständlich zu ermitteln; annähernd, aber genügend genau kann man diesen durch den gestrichelt gezeichneten Hohlzylinder mit einem Außendurchmesser d_m gleich dem mittleren der Kegel ersetzen, so daß $f'' = \frac{\pi}{4}(d_m^2 - d_2^2)$ bei einem Lochdurchmesser von d_2 cm ist. Ein Zahlenbeispiel ist in der Aufgabe 4 durchgerechnet.

Noch ungünstiger als die im vorstehenden behandelten Flanschschrauben können Druck-, Stell- und Abdrückschrauben beansprucht werden, wenn die Längskraft unbeschränkt ist. Bei ihnen fällt nämlich die Reibung unter dem Kopfe oder der Mutter weg, so daß das volle Drehmoment $M = P \cdot L = Q \cdot r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)$ auf den Schraubenkern kommt und die ebenfalls größere Längskraft $Q = \frac{P \cdot L}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}$ erzeugt. Dadurch werden sowohl die Dreh- wie die Zugspannungen erhöht; das Abwürgen derartiger Schrauben ist also in verstärktem Maße zu befürchten. Sie müssen kräftig gewählt oder mit sehr geringen Beanspruchungen berechnet werden.

Greifen die Kräfte an der Schraube exzentrisch oder schief an, so sind die entstehenden Biegespannungen sorgfältig zu berücksichtigen. So entstehen leicht hohe Nebenbeanspruchungen auf Biegung an unbearbeiteten Flanschen, die beim Guß häufig etwas kegelig ausfallen, dadurch, daß die Köpfe und Muttern der Schrauben einseitig aufliegen.

C. Schrauben, die Kräfte quer zur Längsachse aufnehmen müssen.

Ihrem Wesen nach sind die Schrauben nur geeignet, Längskräfte durch Zugspannungen im Schaft aufzunehmen. Verbindungen, bei denen Kräfte quer zur Schraubenachse zu übertragen sind, kommen aber häufig vor, finden sich z. B. in den lösbaren Verbindungen und Knotenpunkten von Kranen, Brücken, Dachbindern. Sitzen die Schrauben mit Spiel in den Löchern, so muß die Reibung, welche durch das Anziehen der Schrauben erzeugt wird, genügenden Widerstand gegen das Gleiten der Flächen aufeinander bieten. Ist die zu übertragende Kraft P, so muß

$$P \leqq \Sigma Q \cdot \mu \tag{108}$$

sein, wobei die Reibungszahl

$$\mu \leqq 0{,}1$$

bei glatten,

$$\mu \leqq 0{,}2$$

bei rauhen Flächen gewählt werden darf. Zur Erzeugung der Längskräfte Q können wegen des seltenen, oft nur einmaligen Anziehens, sorgfältige Herstellung und gute Auflageflächen vorausgesetzt, die zulässigen Beanspruchungen für ruhende Belastung der Zusammenstellung 2, Seite 12 genommen werden, bei weniger sorgfältiger Ausführung 0,8 jener Werte.

Treten Stöße oder wechselnde Kräfte auf, so ist die Übertragung durch die Reibung nicht genügend betriebsicher. Die Schrauben müssen dann eingepaßt werden, so daß die Schäfte satt an den Wandungen der Löcher anliegen. Das Einpassen kann zylindrisch oder kegelig erfolgen. Im ersten Falle wird das vorgebohrte Loch durch eine Reibahle auf den genauen Durchmesser gebracht und der um 1 bis 2% stärkere oder schwach kegelige Bolzen eingetrieben und festgezogen. Beim genaueren, aber wesentlich teureren kegeligen Einpassen erhält der Schaft denselben Kegel (1/50 oder 1/20), wie die verwandte Reibahle und wird durch die Mutter im Loche fest verspannt. Genauen Passens wegen schleift man ihn sogar manchmal ein.

Sorgfältig eingepaßte Bolzen sind auf Abscheren zu berechnen; ist P_1 die Kraft, die auf eine Schraube kommt, so ist aus $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{P_1}{k_s}$ der Schaftdurchmesser d zu ermitteln und dabei k_s je nach der Art der Kraftwirkung der Zusammenstellung 2, Seite 12 zu entnehmen.

Die in der Schraube entstehenden Längskräfte werden bei derartigen Verbindungen unwesentlich; das Gewinde dient nur zum Verspannen des Bolzens im Loche und zur Sicherung gegen Herausfallen. Das Gewinde ist unbedingt so kurz zu halten, daß am Schaft genügend Fläche zur Übertragung der Kraft P_1 durch den Leibungsdruck übrigbleibt und der Schaft etwas größer zu wählen als der äußere Gewindedurchmesser, um Beschädigungen des Gewindes beim Eintreiben zu vermeiden.

Bei ungenauem Herstellen oder beim Lockerwerden eingepaßter Bolzen entstehen Spielräume und dadurch hohe Beanspruchungen auf Biegung. Die Nachrechnung daraufhin oder die Wahl niedriger Werte für k_s ist deshalb zu empfehlen (vgl. Beispiel 7).

Voraussetzung für das Einpassen ist, daß der Bolzen durch die zu verbindenden Teile hindurchgesteckt werden kann; Kopf- und Stiftschrauben lassen sich nicht einpassen, weil das Gewinde nicht genügend schließend herzustellen ist und der Bolzen nicht genau senkrecht zur Fläche stehen wird. An Stellen, wo sich Kopf- und Stiftschrauben nicht vermeiden lassen, müssen Paßstifte zur Aufnahme der Querkräfte verwendet werden.

Wirken in einer Verbindung Längs- und Querkräfte gleichzeitig, so ist eine getrennte Aufnahme beider Kräftearten durch verschiedene Mittel zu empfehlen. Den Schrauben überträgt man zweckmäßig die in ihrer Längsachse wirkenden Kräfte; durch besondere Paßringe, Federn u. dgl. entlastet man sie von den Querkräften. Es entstehen so die „entlasteten Schraubenverbindungen“.

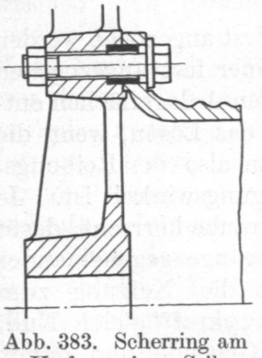

Abb. 383. Scherring am Umfang einer Seiltrommel.

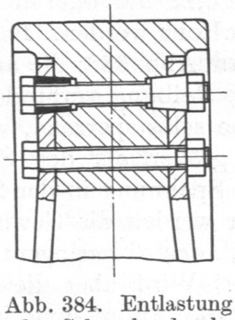

Abb. 384. Entlastung der Schraube durch keglige Buchsen.

In Abb. 383 übertragen zylindrische Ringe die Umfangskraft einer Seiltrommel auf die Arme des antreibenden Zahnrades, in Abb. 384 entlasten kegelige Büchsen die Schrauben von den Kräften zwischen einem Schwungradkranz und den Speichen. Umständlicher ist das Einpassen eines Ringes im Innern, Abb. 385, das

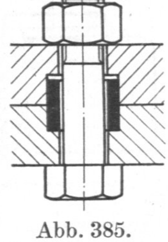

Abb. 385. Entlastungsring.

zweckmäßigerweise so erfolgt, daß zunächst ein Loch durch die in der richtigen Lage miteinander verspannten Teile hindurchgebohrt wird, das nach dem Auseinandernehmen zur Führung des Fräsers dient, der die Sitzflächen für den Ring bearbeitet. Teuer sind auch die Paßfedern, wie sie z. B. bei Flanschkupplungen, Abschnitt 20, verwendet werden.

Die folgende Zusammenstellung gibt eine Übersicht über die Berechnung der Schraubenarten.

Zusammenstellung 72.

Art der Beanspruchung	Sorgfältig hergestellte Schrauben, gute Auflageflächen	Weniger sorgfältige Ausführung	
A. Ohne Last angezogen, nur durch Längskräfte beansprucht	k_z der Zusammenstellung 2, Seite 12	$0{,}8\ k_z$	
B. Mit Last angezogen, Beanspruchung durch Längskraft und auf Drehung. 1. Längskraft beschränkt, Bewegungsschrauben	Flußeisen: $0{,}75\ k_z$ Schweißeisen: $0{,}6\ k_z$	$0{,}8 \cdot 0{,}75\ k_z = 0{,}6\ k_z$ $0{,}8 \cdot 0{,}6\ k_z = 0{,}48\ k_z$	Bei Druckkräften kann die Widerstandsfähigkeit gegen Knickung maßgebend werden
	Die Auflagepressung im Gewinde ist nachzurechnen. Gußeisen . . . . $p \leqq 50$ kg/cm² Fluß- und Schweißeisen $p \leqq 100$ kg/cm² Bronze . . . . $p \leqq 130$ kg/cm² Stahl . . . . $p \leqq 130$ kg/cm²		
2. Längskraft unbeschränkt	k_z niedrig bei kleinen, höher bei großen Durchmessern		
Befestigungs- und Dichtungsschrauben	a) Werkstoff von Nieteisengüte: k_z nach Kurve I, Abb. 378, $d_1 = 0{,}04\ \sqrt{Q} + 0{,}5$ cm; b) gutes Schraubeneisen: k_z nach Kurve II, Abb. 378, $d_1 = 0{,}045\ \sqrt{Q} + 0{,}5$ cm.	k_z nach Kurve III, Abb. 378, $d_1 = 0{,}055\ \sqrt{Q} + 0{,}5$ cm	
C. Kräfte wirken quer zur Achse der Schraube a) Schraube nicht eingepaßt, Kräfte werden durch Reibung übertragen	k_z der Zusammenstellung 2, S. 12 $\mu \leqq 0{,}1$ bei glatten Flächen $\mu \leqq 0{,}2$ bei rauhen Flächen	$0{,}8\ k_z$	
b) Schraube sorgfältig eingepaßt	k_s der Zusammenstellung 2, S. 12 Nachrechnung auf Biegung!		

VI. Sicherung der Schrauben.

Schrauben, die wechselnden Kräften ausgesetzt sind, oder nicht fest angezogen werden dürfen, können sich lösen und müssen gesichert werden. Bei einer fest angezogenen Schraube liegen die Gewindegänge einseitig an, Abb. 386; die an den Anlageflächen entstehende Reibung verhindert das Lösen, wenn die Schraube selbstsperrend, wenn also der Reibungswinkel größer als der Steigungswinkel ist. Je stärkere Spannung in der Schraube herrscht, desto kräftiger werden die Gewindegänge gegeneinander gepreßt, desto geringer ist die Neigung zum Lockern. Wird aber die Längskraft gleich Null, so hört die Anpressung im Gewinde und damit auch die Reibung auf; die Schraube kann sich lösen.

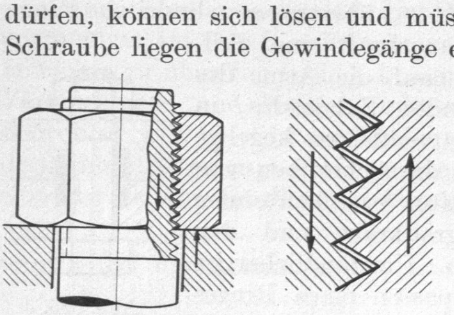

Abb. 386. Anlageflächen von Schrauben.