

Bei den Querkeilverbindungen, etwa im Falle der Befestigung einer Kolbenstange im Kreuzkopfhalse, Abb. 283, haben die Keile zunächst die Aufgabe, beim Zusammenbau die zur sicheren Aufnahme wechselnder Kräfte erforderlichen Vorspannungen an den Anlageflächen zu schaffen. Das dazu nötige Eintreiben pflegt vor der Belastung durch die Betriebskräfte vorgenommen zu werden, die durch die Festigkeit des quer zu ihnen liegenden Keiles zu übertragen sind. Verwandt mit den Keilverbindungen sind solche durch Riegel, an denen die Vorspannungen durch Anziehen einer Schraube erzeugt werden.

Alle Keilverbindungen sind lösbar.

Für den Anzug ist maßgebend:

1. ob die Keile öfter gelöst werden sollen, wie z. B. Stellkeile an Lagerschalen,
2. ob Selbstsperrung verlangt wird.

Im ersten Falle kann der Anzug groß genommen werden, im zweiten muß dagegen der Spitzenwinkel, wie unten gezeigt wird, kleiner als der doppelte Reibungswinkel sein. Man findet den Anzug im Mittel

an Stellkeilen für Schubstangen usw. 1:10, . . . 1:5,

an selbstsperrenden Stellkeilen in Lagern usw. 1:50, . . . 1:100,

an Querkeilverbindungen 1:20, wenn sie sich nicht von selbst lösen sollen,

an Längskeilen nach DIN 141 bis 143 1:100.

## B. Querkeile.

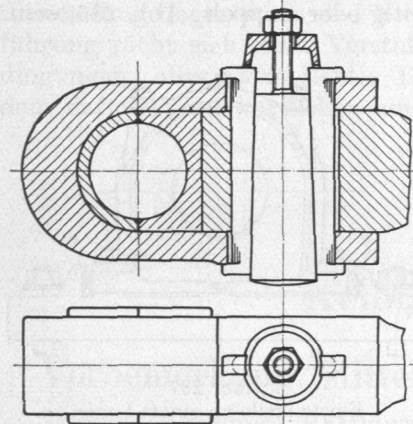
### 1. Kraftverhältnisse an Querkeilen.

Stellkeile, die unter der Last angezogen werden müssen, verlangen kräftige Nachstellmittel. Unter Berücksichtigung der Reibung an den beiden gleitenden Flächen ist z. B. die Schraube der Abb. 286 bei einer Belastung des Zapfens durch  $Q$  kg auf

$$K = Q [\operatorname{tg} \varrho_1 + \operatorname{tg} (\alpha + \varrho_2)]$$

zu berechnen, wie sich aus der Gleichgewichtsbedingung der Kräfte am Keil in wagrechter Richtung ergibt. In den meisten Fällen können die Reibungswinkel  $\varrho_1$  und  $\varrho_2$  einander gleichgesetzt und bei gut bearbeiteten, glatten Oberflächen mit etwa  $6^\circ$ , einer Reibungszahl  $\mu = \operatorname{tg} \varrho_1 = 0,1$  entsprechend, angenommen werden. Der Keil selbst wird günstig, nur auf Flächendruck, beansprucht. Immerhin empfiehlt es sich, ihm möglichst große Auflageflächen zu geben. Schmale Keile, wie sie Abb. 289 an einem Schubstangenkopf zeigt, bedingen ungleichmäßige Verteilung des Flächendruckes im Lager oder verlangen sehr dicke, teure Schalen.

Abb. 289. Veraltete dreiteilige Keilverbindung an einem Schubstangenkopfe.



An Stellkeilen, die nicht unter der Last, sondern während eines Stillstandes der Maschine nachgezogen werden und u. a. an Schubstangenköpfen, Abb. 288, vorkommen, pflegt man die Reibung an den Keilflächen zu vernachlässigen und die Schrauben nach

$$K = Q \operatorname{tg} \alpha = Q \cdot \frac{a}{l} \quad (86)$$

zu bemessen.

Bei Querkeilverbindungen werden die Keile durch die Betriebskräfte gewöhnlich hoch auf Biegung und Flächendruck in Anspruch genommen. Sie erfordern daher guten Werkstoff (Keilstahl), müssen sorgfältig hergestellt und eingepaßt sein und werden dadurch kostspielig. Das Anziehen geschieht meist durch Eintreiben mit kräftigen Hammerschlägen, wobei Überanstrengungen einzelner Teile nicht ausgeschlossen sind. Ein weiterer Mangel ist, daß die Längseinstellbarkeit fehlt oder nur in be-

schränktem Maße, etwa durch Unterlegen dünner Blechscheiben, möglich ist. Alle diese Umstände geben Anlaß, Querkeilverbindungen tunlichst zu vermeiden. Die hohen Beanspruchungen bieten aber immerhin den Vorteil, daß bei Überlastungen, wie sie etwa bei Wasserschlägen an Dampfmaschinen vorkommen, die leicht ersetzbaren Keile nachgeben, Beschädigungen anderer wichtiger Teile aber vermieden werden.

Stets ist darauf zu achten, daß das Eintreiben und Lösen des Keils leicht und bequem möglich ist. Beispielweise pflegt man Kreuzkopfkeile senkrecht oder schräg zur Mittelebene der Gleitbahn so anzuordnen, daß sie durch die seitlichen Öffnungen in den Gleitbahnen oder durch ein besonderes Loch im Bajonnetrahmen zugänglich sind und herausgetrieben werden können.

Die Kraftverhältnisse, die sich beim Eintreiben eines Querkeils unter Berücksichtigung der Reibung einstellen, gehen aus Abb. 290 hervor. Vernachlässigt werde bei der Entwicklung die Reibung, die durch die Seitenkraft  $R_2 \sin(\alpha_2 + \varrho_2)$  an der Stelle  $a$  erzeugt wird; auf das Ergebnis ist sie von geringem Einfluß.

Bedeutung:

- $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  die Anzugswinkel,
- $K$  die den Keil eintreibende Kraft in kg,
- $Q$  die in der Stange erzeugte Kraft in kg,
- $\varrho_1$  und  $\varrho_2$  die Reibungswinkel an den Anlageflächen des Keiles,
- $R_1$  und  $R_2$  die dort entstehenden Drücke in kg,

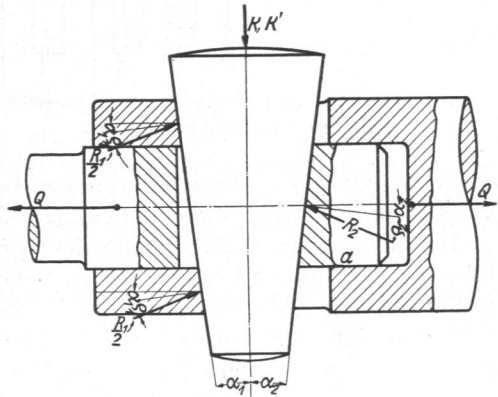


Abb. 290. Kraftverhältnisse an einem Querkeil.

so sind die Gleichgewichtsbedingungen

1. am Keil in Richtung von  $K$ :

$$K = R_1 \sin(\alpha_1 + \varrho_1) + R_2 \sin(\alpha_2 + \varrho_2),$$

2. senkrecht dazu:

$$R_1 \cos(\alpha_1 + \varrho_1) = R_2 \cos(\alpha_2 + \varrho_2),$$

3. an der Stange in Richtung von  $Q$ :

$$Q = R_2 \cos(\alpha_2 + \varrho_2).$$

Aus 2. und 3. folgen

$$R_2 = \frac{Q}{\cos(\alpha_2 + \varrho_2)}, \quad R_1 = \frac{Q}{\cos(\alpha_1 + \varrho_1)}$$

und damit

$$K = Q [\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varrho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varrho_2)]. \quad (87a)$$

Zum Lösen des Keiles ist die Kraft

$$K' = Q [\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varrho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \varrho_2)] \quad (87b)$$

erforderlich.

Wenn  $\alpha_1 = \alpha_2$ ,  $\varrho_1 = \varrho_2$  ist, so wird

$$K' = 2Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 - \varrho_1).$$

Der Keil mit doppeltem Anzug löst sich nicht von selbst, er wird selbstsperrend, falls

$$K' = 0$$

ist, oder

$$\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varrho_1) \geq 0, \\ \alpha_1 \geq \varrho_1 \text{ ist.}$$

Bei einseitigem Anzug, wenn z. B.  $\alpha_2 = 0$  ist, lautet die gleiche Bedingung:

$$K' = Q [\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varrho_1) - \operatorname{tg} \varrho_1] \geq 0, \\ \operatorname{tg}(\alpha_1 - \varrho_1) \geq \operatorname{tg} \varrho_1 \text{ oder } \alpha_1 - \varrho_1 \geq \varrho_1 \\ \alpha_1 \geq 2 \varrho_1.$$

In beiden Fällen darf mithin bei Selbstsperrung der Winkel an der Spitze des Keiles nicht größer als der doppelte Reibungswinkel sein. Gleichzeitig ist dadurch nachgewiesen, daß Keile mit einseitigem und doppeltem Anzug gleichwertig sind; der leichtern Ausführung wegen zieht man die ersteren vor und verwendet sie fast ausschließlich.

## 2. Keilformen und Herstellung der Keilverbindungen.

Abb. 291 zeigt die üblichen Keilformen. Der rechteckige Querschnitt *b* ist zwar einfach herzustellen; nachteilig ist aber die sehr starke Kerbwirkung an den scharfen Kanten des Loches, die oft Anlaß zu Rissen und Brüchen gibt, wie sie an der Stange, Abb. 291 rechts, angedeutet sind. Querschnitt *a* mit halbzyklindrischen Anlageflächen ist für Querkeile unbedingt vorzuziehen. Um Gratbildungen durch die Hammerschläge beim Eintreiben zu vermeiden, sieht man zweckmäßigerweise Schlagflächen *c* durch Brechen der scharfen Kanten an den Enden vor.

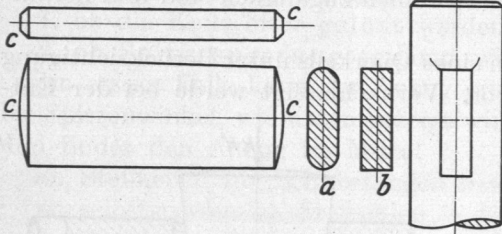


Abb. 291. Übliche Keilformen.

Die Herstellung des Schlitzes für den Keil geschieht entweder durch Bohren von Löchern an den Schlitzenden und darauf folgendes Ausstoßen des zwischenliegenden Werkstoffes, Abb. 292, oder durch Fräsen, Abb. 293.

Da die schräge Anlagefläche des Keiles meist von Hand angepaßt werden muß, ist dazu die kürzere und bequemer zu bearbeitende Fläche zu wählen, bei der Kreuzkopfverbindung in Abb. 283 z. B. die in der Kolbenstange.

Treten Erschütterungen oder Richtungswechsel der Kraft auf, durch welche die Pressung in den Anlageflächen und damit die Reibung aufgehoben werden kann, so sind die Keile zu sichern; vgl. Abb. 283 Sicherung durch Splint; Abb. 288 Sicherung durch Gegenmutter.

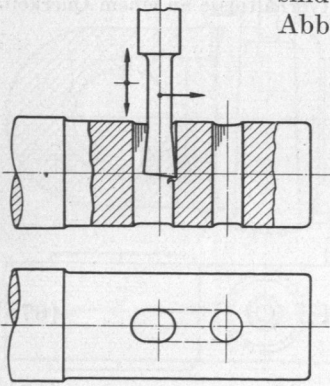


Abb. 292 und 293. Herstellung der Keilschlitz.

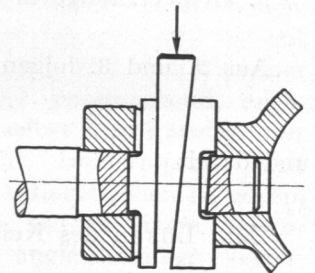
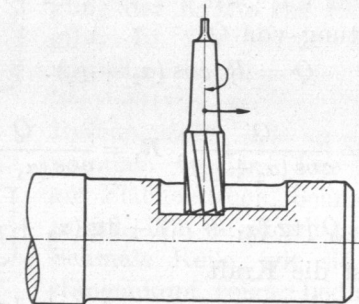


Abb. 294. Lösekeile.

Zum Lösen von Verbindungen, die durch Querkeile verspannt sind, dienen Lösekeile, Abb. 294.

Zwei- und dreiteilige Keilverbindungen, wie sie Abb. 289 an einem früher viel benutzten Schubstangenkopf zeigt, sind veraltet. Zwar können die Anlageflächen an den zu verbindenden Stücken parallel sein — zudem sind die beim Eintreiben aufeinander gleitenden Keilflächen größer und mithin geringer auf Flächendruck belastet —; aber die Konstruktion ist vierteilig und deshalb kostspielig, abgesehen davon, daß der Bügel des Kopfes durch senkrecht zur Stangenachse wirkende Kräfte, etwa die Massenkräfte einer rasch laufenden Schubstange, ungünstig auf Biegung beansprucht wird.

## 3. Berechnung der Querkeilverbindungen.

Die Berechnung der Querkeile erfolgt auf Flächendruck und Biegung. Abb. 283 zeigt schematisch die Wirkung der Betriebskräfte  $+P$  und  $-P$ , wenn man bei gutem

Einpassen des Keiles voraussetzt, daß sich der Flächendruck an den Anlageflächen gleichmäßig verteilt. Er ergibt sich zwischen Stange und Keil genügend genau aus:

$$p = \frac{+P}{b \cdot d},$$

zwischen Muffe und Keil aus:

$$p' = \frac{+P}{b(D-d)}.$$

Ist der Stangendurchmesser an der Auflagestelle gegeben, so gestattet die erste Formel unter Annahme des Flächendruckes  $p$  die Berechnung der Keilstärke

$$b = \frac{P}{p \cdot d}, \tag{88}$$

die zweite die Ermittlung des Bunddurchmessers

$$D = \frac{P}{p' \cdot b} + d. \tag{89}$$

Als Anhalt diene, daß  $b$  zwischen  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{3} d$  genommen wird, um den auf Zug beanspruchten Restquerschnitt der Stange nicht zu hoch zu belasten, wobei die durch das Keilloch bedingte Kerbwirkung durch Wahl mäßiger Zugspannungen zu berücksichtigen ist. Für  $p$  gelten die in der Zusammenstellung 2 Seite 12 für die verschiedenen Belastungsarten gegebenen Zahlen. An gutem Stahl findet man bei schwelender Belastung Werte bis zu  $1500 \text{ kg/cm}^2$ . Hervorgehoben sei, daß selbst bei wechselnder Kraftwirkung in der Stange, wie bei der vorliegenden Befestigung der Kolbenstange einer doppeltwirkenden Maschine in einem Kreuzkopfe, sowohl die Beanspruchung auf Flächendruck, wie auch die auf Biegung nur schwelend ist, weil die Zugkraft  $+P$  in der Stange durch den Keil, die Druckkraft  $-P$  jedoch durch den Flächendruck am Grunde des Kreuzkopfhalses, also durch ein anderes Mittel, übertragen wird.

Die Keilhöhe  $h$  folgt bei der Berechnung des Querschnittes  $I$ , Abb. 283, auf Biegung nach lfd. Nr. (16) der Zusammenstellung 5, Seite 28, aus

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{P \cdot D}{8 \cdot k_b},$$

wobei der an den Enden abgerundete Keilquerschnitt durch ein Rechteck von der mittleren Höhe  $h$  angenähert wird.  $k_b$  ist der Zusammenstellung 2, Seite 12 zu entnehmen. Als Widerlagerhöhen  $h_1$ , Abb. 283, am Ende der Kolbenstange und  $h_2$  im Kreuzkopfhals pflegt man  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{2}{3} h$  zu wählen.

Daß für den Keil die Beanspruchung auf Biegung und nicht, wie im Schrifttum noch immer zu finden ist, die auf Abscherung maßgebend ist, zeigen anschaulich die Abb. 295 und 296, die durch Wasserschläge, d. h. infolge Eindringens von Wasser in die Dampfzylinder, überlastete Kreuzkopfkeile wiedergeben. An dem oberen hat der Schervorgang eingesetzt; vorher aber war der Keil schon so stark durchgebogen worden, daß er nicht mehr brauchbar ist. Erst seine völlige Zerstörung und die Trennung der Kolbenstange vom Kreuzkopf hätte durch Abscheren, wie der untere Keil zeigt, erfolgen müssen. Um unzulässige Durchbiegungen zu vermeiden, sind derartige Querkeile stets auf Biegung zu berechnen.

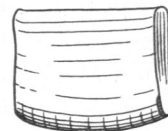
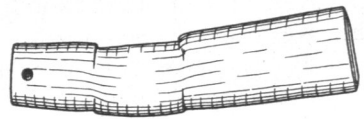


Abb. 295 und 296. Durch Wasserschläge überlastete und zerstörte Keile.

Beim Zusammenbau werden die Keile durch das Einreiben an ihren Anlageflächen stark angepreßt; in der gesamten Verbindung entstehen Vorspannungen, deren von der Stärke des Eintreibens abhängige Größe sich freilich schwer bestimmen läßt. Die später hinzutretenden äußeren Betriebskräfte rufen Belastungsspannungen hervor, die die Vorspannungen erhöhen, sich aber zu denselben infolge der Elastizität der Teile

nicht etwa einfach addieren, wie im folgenden des näheren nachgewiesen ist. Abb. 297 zeigt den Vorspannungszustand; infolge der Wirkung der Vorspannkraft  $P_0$  steht das Gebiet  $ab$  der Kolbenstange unter Druckspannungen und wird um das Maß  $\delta_0$  zusammengedrückt. Gleichzeitig herrschen im Keil Biege- und im Kreuzkopfhals Zugspannungen, die Formänderungen  $\lambda_0$  erzeugen mögen. Trägt man nun in Abb. 298 und 299  $\delta_0$  und  $\lambda_0$  senkrecht zu  $P_0$  auf und verbindet die Endpunkte, so ergeben sich zwei Dreiecke, die die Formänderungen der Strecke  $ab$  und des Keiles, sowie des Kreuzkopfhalses zwischen  $c$  und  $d$  unter der Wirkung beliebiger Kräfte zu verfolgen gestatten, wenn man Verhältnisgleichheit zwischen den Spannungen und Formänderungen voraussetzt. Wird nämlich durch eine äußere Kraft, die in der Kolbenstange wirkt, die Belastung der Strecke  $ab$  auf  $P'$  erhöht, so wird die Zusammendrückung auf  $\delta'$  anwachsen. Dadurch werden aber der Keil und die Strecke  $cd$  entlastet, und zwar der Differenz  $\delta' - \delta_0$  entsprechend, um welche sie sich ausdehnen können. Zieht man diesen Betrag vom zweiten Dreieck ab, so folgt, daß der Keil und  $cd$  nur noch der Kraft  $P''$  ausgesetzt sein können.  $P' - P'' = P$  ist die zum Hervorbringen der besprochenen Formänderungen nötige äußere Kraft.

Sehr einfach wird die Darstellung, wenn die beiden Formänderungsdreiecke des Vorspannungszustandes mit ihren Grundlinien aneinandergelegt werden, wie in Abb. 300

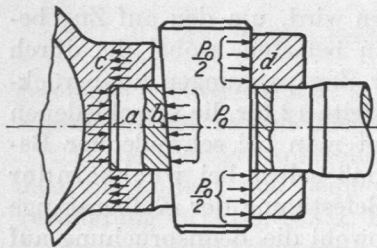


Abb. 297. Vorspannungszustand einer Querkeilverbindung.

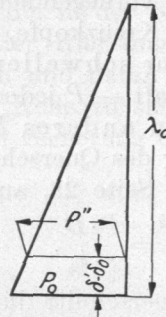
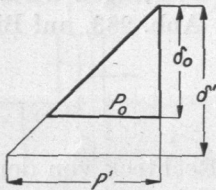


Abb. 298 und 299.

Formänderungsdreiecke zur Querkeilverbindung.

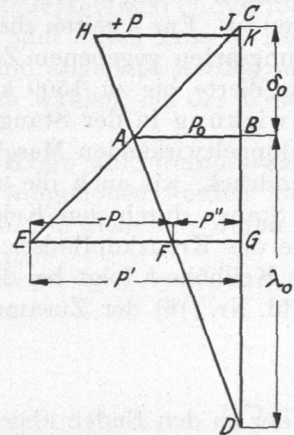


Abb. 300. Ermittlung der Betriebskräfte an Hand der Formänderungsdreiecke.

mit  $ABC$  und  $ABD$  geschehen ist. Trägt man nun zwischen  $AD$  und der Verlängerung von  $CA$ , gleichlaufend zu  $AB$ , die äußere Druckkraft  $EF = -P$  ein, so liefert  $FG$  die im Keil und im Kreuzkopfhals wirksame Restkraft  $P''$  und  $EG = P'$  die Druckkraft im Kolbenstangenende  $ab$ . Die Wirkung einer Zugkraft  $+P$  in der Kolbenstange, die durch den Keil hindurchgeleitet, vom Kreuzkopfhals aufgenommen wird, läßt sich in ganz entsprechender Weise durch Eintragen von  $HJ = +P$  jenseits von  $A$  beurteilen.  $JK$  kennzeichnet die Kraft, durch welche  $ab$  noch zusammengedrückt wird,  $HK$  diejenige, die den Keil auf Biegung und den Hals auf Zug beansprucht. Während des Betriebes wird demgemäß die Verbindung einerseits zwischen  $EG$  und  $AB$ , andererseits zwischen  $AB$  und  $HK$  belastet. Zu beachten ist, daß die Spannungsschwankungen geringer sind als die Kraftschwankungen erwarten lassen, die bei den Keilverbindungen, wie oben gezeigt, in der Regel schwellend sind, also zwischen Null und einem Höchstwert liegen. Dagegen verändern sich die Beanspruchungen nur zwischen der Vorspannung und einem Höchstwert, entsprechend den Abszissen der Fläche  $GEAHKG$ , so daß sich die Art der Belastung der ruhenden nähert, und zwar um so mehr, je höher die Vorspannung war. Da somit die Inanspruchnahme günstiger und deshalb höhere Beanspruchung zulässig ist, dürfte auch die Vorspannung genügend berücksichtigt sein, wenn man der Berechnung nur die Betriebskräfte zugrunde legt, die Beanspruchungen aber schwellen-

der Belastung entsprechend wählt. Manche Konstrukteure berechnen Spannungsverbindungen mit  $\frac{5}{4}$  der Betriebsbelastung; die damit angenommene Erhöhung der Spannung um 25% ist lediglich eine willkürliche Schätzung.

Die Verspannung der Kolbenstange in der Kreuzkopfhülse erreicht man konstruktiv entweder durch das Aufliegenlassen am Kreuzkopfhalse, Abb. 266, oder auf dem Grunde des Loches, Abb. 297, unter Anwendung von Gleit- oder Schiebesitzen längs der zylindrischen Teile, oder durch kegeliges Einpassen, Abb. 301. Während die erste Art die Stange nicht unbeträchtlich schwächt, wohl aber den Vorteil bietet, daß der Restquerschnitt neben dem Keilloch nur schwelend durch die Zugkraft belastet ist, ist die Stange bei der zweiten Art wechselnd beansprucht. Im dritten Fall sucht das kegelige Ende die Hülse auseinanderzusprennen; es entstehen Spannungen, die Bonte [IV, 1] unter der Annahme gleichmäßiger Verteilung in dem gestrichelten Querschnitte, Abb. 301, annähernd wie folgt berechnet. Dringt der Kegel um die Strecke  $dx$  ein, so vergrößern sich sämtliche Hüsendurchmesser um  $2 dx \cdot \operatorname{tg} \alpha$ , somit die Umfänge aller zugehörigen Kreise um  $2 \pi \cdot dx \cdot \operatorname{tg} \alpha$ . Ist  $P$  die äußere Kraft, die auf den Kegel wirkt und  $S$  die Sprengkraft in der Hülse, so führt die Arbeitsgleichung zu

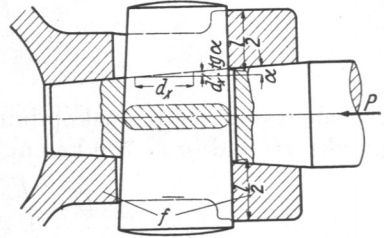


Abb. 301. Zur Berechnung der Sprengspannungen im Kreuzkopfhalse.

$$P \cdot dx = S \cdot 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \text{oder} \quad S = \frac{P}{2 \pi \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$

Daß  $P$  auch die Reibung längs der Hülsenwandung überwinden muß, kann man durch den Reibungswinkel  $\rho$  berücksichtigen, indem man annimmt, daß der Dorn unter dem Winkel  $\alpha + \rho$  eindringen muß. Dadurch wird die Sprengkraft auf

$$S' = \frac{P}{2 \pi \operatorname{tg} (\alpha + \rho)} \quad (90)$$

vermindert, entsprechend einer mittleren Zugspannung in der Hülsenwandung:

$$\sigma_z' = \frac{S'}{F} = \frac{P}{2 \pi \operatorname{tg} (\alpha + \rho) \cdot F}. \quad (91)$$

$\rho$  fand Bonte bei Versuchen mit Stahldornen in gußeisernen Hülsen zu etwa  $9^\circ$ .

Die gleiche Formel kann zur Ermittlung der Spannungen dienen, die beim Einziehen kegelig eingepaßter Zapfen in den Kurbelnaben entstehen.

**4. Berechnungsbeispiel.** Befestigung der Kolbenstange im Kreuzkopf der Wasserpumpmaschine, Tafel I und Seite 137. Größter Druck in der Totlage der Kurbel: Summe des Dampf- und Pumpendruckes auf der Hochdruckseite:  $P_0 = P_h + P_p = 20600 \text{ kg}$ . Stange und Keil: Stahl; Kreuzkopfkörper: Stahlguß. In der Kolbenstange ist die Kraftwirkung wechselnd; mithin ist eine Spannungsverbindung notwendig; Keil und Anlagefläche der Stange im Kreuzkopfhalse sind nur schwelend belastet, da die Druckkräfte auf einem anderen Wege als die Zugkräfte übertragen werden. Kolbenstangendurchmesser 100 mm, vgl. Zahlenbeispiel 1 des Abschnittes 12. In den Kreuzkopfhals werde die Stange schlank kegelig eingepaßt, Abb. 302.

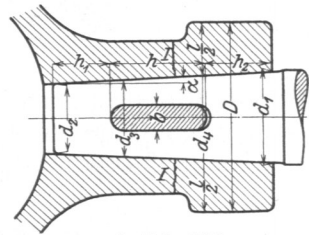


Abb. 302. Zum Berechnungsbeispiel.

Projektion der Auflagenfläche der Kolbenstange in der Hülse aus  $p = 700 \text{ kg/cm}^2$  (Stahlguß)

$$f = \frac{P_0}{p} = \frac{20600}{700} = 29,4 \text{ cm}^2.$$

Wird die Stange wegen eines etwaigen späteren Abschleifens an der Eintrittsstelle in die

Hülse auf  $d_1 = 98$  mm abgesetzt, so folgt der Enddurchmesser des Kegels aus

$$\frac{\pi}{4} d_2^2 = \frac{\pi}{4} d_1^2 - f = 75,4 - 29,4 = 46 \text{ cm}^2; \quad d_2 = 77 \text{ mm.}$$

Keilstärke  $b$ . Schwellende Belastung, Stahl auf Stahl,  $p = 900 \text{ kg/cm}^2$  angenommen. Durchmesser der Kolbenstange an der Anlagestelle  $d_3 = 82$  mm geschätzt.

$$b = \frac{P_0}{d_3 \cdot p} = \frac{20600}{8,2 \cdot 900} = 2,8 \text{ cm.}$$

Beanspruchung der Stange im Restquerschnitt:

$$\sigma_z = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2 - b \cdot d_3} = \frac{20600}{\frac{\pi}{4} \cdot 8,2^2 - 2,8 \cdot 8,2} = 692 \text{ kg/cm}^2. \quad \text{Zulässig.}$$

Durchmesser des Kreuzkopfbundes  $D$ , wenn Stangendurchmesser  $d_4$  zu 91 mm, Abb. 302, geschätzt und  $p = 700 \text{ kg/cm}^2$  gewählt wird (Formel 89)

$$D = \frac{P_0}{b \cdot p} + d_4 = \frac{20600}{2,8 \cdot 700} + 9,1 = 19,7 \text{ cm.}$$

Gewählt  $D = 200$  mm.

Keilhöhe  $h$  bei  $k_b = 1200 \text{ kg/cm}^2$ , (Stahl von  $7000 \text{ kg/cm}^2$  Festigkeit).

$$W = \frac{b h^2}{6} = \frac{P_0 \cdot D}{8 \cdot k_b}; \quad h^2 = \frac{6 \cdot 20600 \cdot 20}{8 \cdot 2,8 \cdot 1200} = 92 \text{ cm}^2; \quad h = 9,6 \text{ cm.}$$

Mit Rücksicht auf die Abrundung ausgeführt:  $h = 100$  mm.

Bei einer Länge des überstehenden Kolbenstangenendes  $h_1 = 60$  und einer Bundhöhe  $h_2 = 70$  mm wird die Gesamtlänge des Kegels im Kreuzkopf

$$h_1 + h + h_2 = 60 + 100 + 70 = 230 \text{ mm.}$$

Daraus Kegelneigung

$$\text{tg } \alpha = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot (h_1 + h + h_2)} = \frac{98 - 77}{2 \cdot 230} = \frac{1}{21,9}.$$

Gewählt  $\text{tg } \alpha = \frac{1}{20}$ ;  $\alpha = 2^\circ 50'$ .

Damit erhält  $d_2$  endgültig das Maß von

$$d_2 = d_1 - 2 \text{ tg } \alpha (h_1 + h + h_2) = 98 - \frac{2}{20} \cdot 230 = 75 \text{ mm.}$$

Beanspruchung des Kreuzkopfhalses im Querschnitt  $I$  von 160 mm Außendurchmesser

$$\sigma_z = \frac{P_0}{F_1} = \frac{20600}{\frac{\pi}{4} (16^2 - 8,7^2) - 2,8 \cdot (16 - 8,7)} = 170 \text{ kg/cm}^2.$$

Mittlere Ringspannung infolge der Sprengwirkung des Stangenkegels in den beiden gestrichelten Querschnitten, Abb. 301, von je  $f = 70 \text{ cm}^2$  Inhalt bei einem Reibungswinkel  $\varrho = 9^\circ$  (Formel 91)

$$\sigma'_z = \frac{P}{2\pi \text{ tg } (\alpha + \varrho) \cdot f} = \frac{20600}{2 \cdot \pi \text{ tg } (2^\circ 50' + 9^\circ) \cdot 70} = 224 \text{ kg/cm}^2.$$

### C. Längskeile.

Längskeile dienen zur Befestigung von Zahnrädern, Riemenscheiben, Schwungrädern, Hebeln, Kurbeln usw. auf Wellen und Achsen, sitzen in Nuten in den Wellen oder Naben und wirken beim Eintreiben durch ihren Anzug auf eine Verspannung der Teile hin. Die Nuten werden in den Wellen gleichlaufend zur Achse, also gleich tief,