

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 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,

eingehobelt oder mit Walzen- oder Stirnfräsern nach Abb. 241 und 242 eingefräst. In den Naben werden sie dem Anzug entsprechend geneigt gestoßen oder gezogen.

Längskeile bestehen aus Stahl und haben normalerweise $\frac{1}{100}$ Anzug. Nach der Querschnittform unterscheidet man: Hohl-, Flach- und Nutenkeile, Abb. 303—305, ferner nach der Art ihres Einbaues: Einleg-, Treib- und Nasenkeile. Auf die in einer Nut gehaltenen Einlegkeile, Abb. 305, werden die zu befestigenden Stücke getrieben, während umgekehrt Treib- und Nasenkeile von der Seite her in die Nut eingeschlagen werden, die zu dem Zwecke im Falle der Abb. 306, in dem die linke Nabenfläche an einem Wellenabsatz anliegen soll, hinreichend lang sein oder im Falle der Abb. 307a in einer Ver-

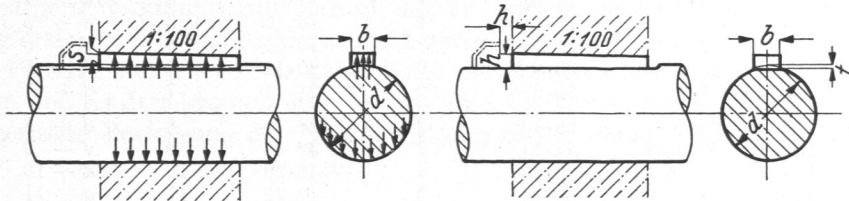


Abb. 303. Hohlkeil.

Abb. 304. Flachkeil.

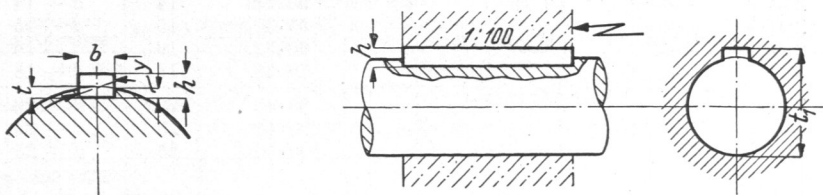


Abb. 305. Nutenkeile.

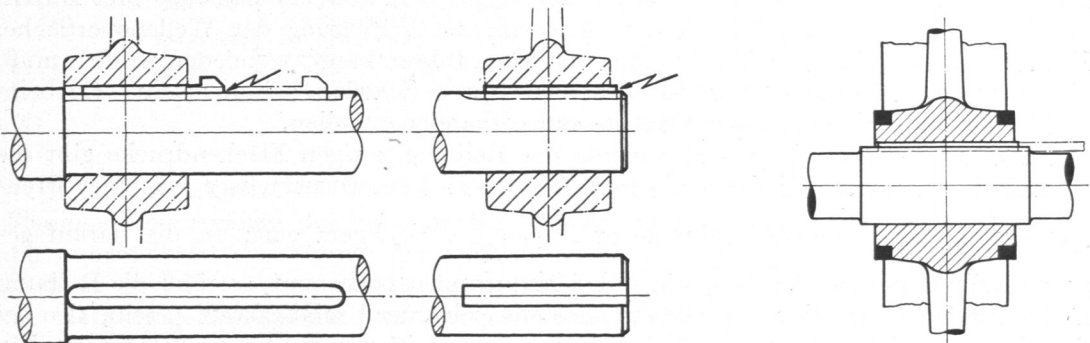


Abb. 306 und 307. Treibkeile.

Abb. 307a. In Rücksicht auf das Eintreiben des Keils abgesetzte Welle.

stärkung der Welle liegen muß. Nasenkeile, am besten aus einem Stück Stahl vom Querschnitt der Nase ausgeschmiedet, werden da verwendet, wo das schwächere Keilende zwecks Heraustreibens des Keils nicht zugänglich ist. Zur Verhütung von Unfällen sind die Enden und Nasen rasch laufender Keile durch Kappen, Schutzbleche oder in sonst geeigneter Weise einzuhüllen.

Die üblichen Keilformen sind durch die DIN 141 bis 143 und 490 bis 500 einheitlich festgelegt worden, vgl. Zusammenstellung 56. Dabei bezieht sich die Höhe h bei den Treib- und Einlegkeilen auf das dickere Keilende und wird an den Nasenkeilen in der Entfernung h von der Naseninnenfläche gemessen. Die Kanten können nach dem Belieben der Hersteller abgeschragt, die Nuten ausgeschragt oder ausgerundet werden.

Hohlkeile, Abb. 303, sind entsprechend der Oberfläche der kleinsten Welle, für die sie verwendet werden sollen, ausgehöhlt, wirken lediglich durch die Reibung, die sie beim Eintreiben an der Anlagefläche des Keils und auf der Gegenseite in der Nabe er-

Zusammenstellung 56. Längskeile nach DIN 141, 142 und 143. Paß- und Gleitfedern nach DIN 269.

Wellendurchmesser <i>d</i>	Hohlkeile			Flachkeile		Nutenkeile und Federn		Nabennutttiefe für	
	Breite · Stärke <i>b</i> · <i>s</i>		Breite · Höhe <i>b</i> · <i>h</i>	Scheitel- höhe <i>t</i>	Breite · Höhe <i>b</i> · <i>h</i>	Wellen- nutttiefe <i>t</i> ¹⁾	Nutenkeile <i>t</i> ₁ ¹⁾	Federn <i>t</i> ₁	
über 10 bis 12	—	—	—	—	4 · 4	2,5	<i>d</i> + 1,5	<i>d</i> + 1,7	
12 „ 17	—	—	—	—	5 · 5	3	<i>d</i> + 2	<i>d</i> + 2,2	
„ 17 „ 22	—	—	—	—	6 · 6	3,5	<i>d</i> + 2,5	<i>d</i> + 2,7	
„ 22 „ 30	8 · 3	8 · 4	1	8 · 7	4	<i>d</i> + 3	<i>d</i> + 3,2	<i>d</i> + 3,2	
„ 30 „ 38	10 · 3,5	10 · 5	1,5	10 · 8	4,5	<i>d</i> + 3,5	<i>d</i> + 3,7	<i>d</i> + 3,7	
„ 38 „ 44	12 · 3,5	12 · 5	1,5	12 · 8	4,5	<i>d</i> + 3,5	<i>d</i> + 3,7	<i>d</i> + 3,7	
„ 44 „ 50	14 · 4	14 · 5	1	14 · 9	5	<i>d</i> + 4	<i>d</i> + 4,2	<i>d</i> + 4,2	
„ 50 „ 58	16 · 5	16 · 6	1	16 · 10	5	<i>d</i> + 5	<i>d</i> + 5,2	<i>d</i> + 5,2	
„ 58 „ 68	18 · 5	18 · 7	2	18 · 11	6	<i>d</i> + 5	<i>d</i> + 5,3	<i>d</i> + 5,3	
„ 68 „ 78	20 · 6	20 · 8	2	20 · 12	6	<i>d</i> + 6	<i>d</i> + 6,3	<i>d</i> + 6,3	
„ 78 „ 92	24 · 7	24 · 9	2	24 · 14	7	<i>d</i> + 7	<i>d</i> + 7,3	<i>d</i> + 7,3	
„ 92 „ 110	28 · 8	28 · 10	2	28 · 16	8	<i>d</i> + 8	<i>d</i> + 8,3	<i>d</i> + 8,3	
„ 110 „ 130	32 · 9	32 · 11	2	32 · 18	9	<i>d</i> + 9	<i>d</i> + 9,3	<i>d</i> + 9,3	
„ 130 „ 150	36 · 10	36 · 13	3	36 · 20	10	<i>d</i> + 10	<i>d</i> + 10,3	<i>d</i> + 10,3	
„ 150 „ 170	—	40 · 14	3	40 · 22	11	<i>d</i> + 11	<i>d</i> + 11,3	<i>d</i> + 11,3	
„ 170 „ 200	—	45 · 16	4	45 · 25	13	<i>d</i> + 12	<i>d</i> + 12,3	<i>d</i> + 12,3	
„ 200 „ 230	—	50 · 18	4	50 · 28	14	<i>d</i> + 14	<i>d</i> + 14,3	<i>d</i> + 14,3	
„ 230 „ 260	—	—	—	55 · 30	15	<i>d</i> + 15	<i>d</i> + 15,3	<i>d</i> + 15,3	
„ 260 „ 290	—	—	—	60 · 32	16	<i>d</i> + 16	<i>d</i> + 16,4	<i>d</i> + 16,4	
„ 290 „ 330	—	—	—	70 · 36	18	<i>d</i> + 18	<i>d</i> + 18,4	<i>d</i> + 18,4	
„ 330 „ 380	—	—	—	80 · 40	20	<i>d</i> + 20	<i>d</i> + 20,4	<i>d</i> + 20,4	
„ 380 „ 440	—	—	—	90 · 45	23	<i>d</i> + 22	<i>d</i> + 22,4	<i>d</i> + 22,4	
„ 440 „ 500	—	—	—	100 · 50	25	<i>d</i> + 25	<i>d</i> + 25,4	<i>d</i> + 25,4	

zeugen und sind deshalb nur zur Übertragung mäßiger Umfangskräfte geeignet, wie sie denn auch in der Zusammenstellung nur für Wellen von äußerstenfalls 150 mm Durchmesser angeführt sind. Man benutzt sie, wenn die Verletzung der Wellenoberfläche, die z. B. an komprimierten Wellen zum Verziehen führen kann, vermieden werden muß, oder wenn das Anarbeiten von Flächen oder Nuten Schwierigkeiten macht, wie beim nachträglichen Aufsetzen von Scheiben auf vorhandene Wellen.

Einen Begriff über die zur Erzeugung der Reibung nötigen Flächendrucke gibt die folgende Rechnung. Soll das von einer Welle von d cm Durchmesser bei einer Drehspannung k_a übertragbare Drehmoment $M_a = \frac{\pi}{16} d^3 \cdot k_a$ kgcm ganz an die darauf gesetzte Nabe abgegeben werden, wie es bei Kupplungen vorkommt, so muß die Reibung an den zwei oben erwähnten Stellen mindestens gleich der Umfangskraft U sein, also bei einer Breite b , einer Länge l des Keils, einer Reibungsziffer μ und einem Flächendruck p die Reibung

$$2p \cdot b \cdot l \cdot \mu = U = \frac{2M_a}{d} = \frac{\pi}{8} d^2 \cdot k_a,$$

oder

$$p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d^2 \cdot k_a}{\mu \cdot b \cdot l}$$

sein. Setzt man für k_a den bei der Berechnung von Triebwerkwellen üblichen Wert von 200 kg/cm² und $\mu = 0,15$ ein, so erhält man

$$p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{200}{0,15} \cdot \frac{d^2}{b \cdot l} \approx 260 \cdot \frac{d^2}{b \cdot l}$$

und schließlich mit einem Durchschnittswert von $l = 1,3 d$

$$p \approx 200 \frac{d}{b}.$$

1) Vgl. Abb. 305.

Die normalen Abmessungen nach der Zusammenstellung 56

$$\begin{aligned}
 d &= 30 \quad 50 \quad 100 \text{ mm} \\
 b &= 10 \quad 14 \quad 28 \text{ mm,} \\
 p &= 600 \quad 715 \quad 715 \text{ kg/cm}^2,
 \end{aligned}$$

Zahlen, die als Mindestwerte angesehen, ziemlich hoch erscheinen und an einem längeren Hohlkeil nur bei sehr genauem Passen zu erreichen sein werden. Sie kennzeichnen andererseits die großen Kräfte, die die Naben aushalten müssen.

Der Flachkeil, Abb. 304, liegt längs einer ebenen, an der Welle angebrachten Fläche an. Seine günstigere Wirkung beruht darauf, daß er fester eingeklemmt wird, wenn die durch den Anzug erzeugte Reibung nicht ausreicht und eine Verschiebung zwischen der Welle und dem Keil eintritt, welch letzterer dabei längs der ebenen Fläche nach außen rückt. Ein Wechsel in der Kraftrichtung würde freilich zum Lockerwerden der Verbindung führen. Die rechnerische Verfolgung der Klemmwirkung bietet wenig Aussicht, da sie von sehr unsicheren Annahmen ausgehen muß.

Scheiben- durchmesser	Geteilte Riemscheiben zum Klemmen geböhrt. Scheibenbreite mm						Ungeteilte Riemscheiben Scheibenbreite mm			
	bis 100	über 100 bis 200	über 200 bis 300	über 300 bis 400	über 400 bis 500	über 500 bis 600	bis 100	über 100 bis 200	über 200 bis 300	über 300
bis 500					Flachkeil					
über 500 bis 630	Ohne Keil						Hohlkeil			
" 630 " 800										
" 800 " 1000							Flachkeil			
" 1000 " 1250		Flachkeil							Treibkeil	
" 1250 " 1600				Treibkeil						
" 1600 " 2000										
" 2000 mm										

Abb. 308. Verwendungsgebiete der Keilarten.

Beim Nutenkeil, Abb. 305, wird die Wirkung der Reibung und Klemmung durch den Flankendruck ergänzt, der bei seitlichem Schluß oder nach eingetretener Verschiebung die unmittelbare Überleitung der Umfangskräfte ermöglicht. Vernachlässigt man die Reibung und Klemmung vollständig und nimmt an, daß die Umfangskraft an den in die Welle eingelassenen Flanken von der Höhe y übertragen wird, so entsteht ein Flächendruck

$$p = \frac{U}{l \cdot y} = \frac{\pi d^2 \cdot k_a}{8 \cdot l \cdot y} = 78,5 \frac{d^2}{l \cdot y}$$

oder mit $l = 1,3 d$

$$p \approx 60 \cdot \frac{d}{y}$$

Bei $d = 30 \quad 50 \quad 100 \quad 150 \text{ mm}$
 und $y = 3,5 \quad 4 \quad 6 \quad 7,75 \text{ mm}$
 ergeben sich Drucke von $p = 515 \quad 750 \quad 1000 \quad 1160 \text{ kg/cm}^2$.

Die Werte sind zahlenmäßig höher als bei den Hohlkeilen, sind aber keine Mindestwerte und zulässig, weil sie noch genügende Sicherheit gegen bleibende Formänderungen und Zerstörungen bieten.

Die Verwendungsgebiete der behandelten drei Keilarten gibt Abb. 308 wieder.

Roemmele, Freiburg i. Br., versieht die Keile mit Rillen längs der Druckflächen, Abb. 308a, bekommt dadurch eine bessere Anlage der Kanten und kann zum Lösen angerosteter Keile Petroleum einflößen.

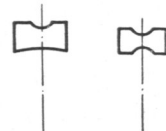


Abb. 308a. Rinnenkeile von Roemmele, Freiburg i. Br.

Bei stoßweisem Betrieb und wechselnder Drehrichtung werden an ungeteilten Naben zweckmäßigerweise zwei um 120° versetzte Nutenkeile verwendet, um Dreipunktauflage zu erreichen.

Was die Anordnung der Keile an geteilten Naben betrifft, so hat diejenige nach Abb. 309a, senkrecht zur Fuge, den Vorzug, ein kräftiges Verspannen der Teile durch das Eintreiben zu ermöglichen, freilich unter Belastung der Verbindungsschrauben, die deshalb reichlich stark gehalten werden müssen. Der in der Fuge liegende Keil, Abb. 309b, findet ein wesentlich ungünstigeres Widerlager in der Nabe, die er auf Biegung beansprucht. Auf das seitliche Fassen des Keils beim Anziehen der Schrauben, das manche durch diese Stellung des Keils erreichen wollen, ist keinesfalls mit Sicherheit zu rechnen, da man von dem Schluß zwischen der Welle und der Nabenbohrung abhängig ist. Verwendet man an Stelle eines Nutenkeils nur einen Hohlkeil, so besteht bei der Anordnung desselben senkrecht zur Fuge, Abb. 309a, die Gefahr, daß sich die Schrauben beim Laufen verlängern, weil sie durch die Fliehkraft der Radhälften belastet werden, daß sie dann den Keil nicht mehr kräftig genug gegen die Welle pressen und die Nabe zu rutschen beginnt! Bei schweren Trieben findet man oft einen Nuten- und einen Hohlkeil gleichzeitig verwendet, die unter 90° zueinander liegen.

Die bisher besprochenen Keile verspannen wohl die Teile in radialer, nicht aber in tangentialer Richtung, wie es für die Übertragung von Umfangskräften erwünscht wäre.

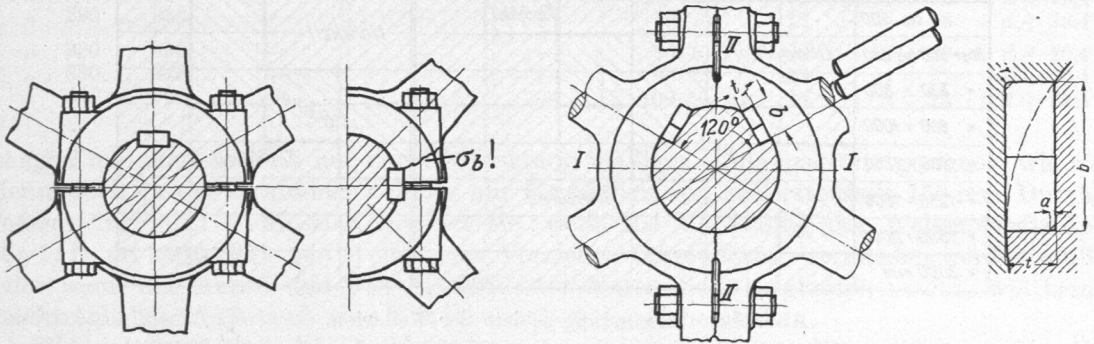


Abb. 309a und 309b. Anordnung der Keile an geteilten Naben.

Abb. 309c. Tangentkeile.

Das gestatten Tangentkeile, Abb. 309c, die deshalb für große und namentlich für wechselnde Kräfte zu empfehlen sind. Die Anlageflächen in der Welle und in der Nabe laufen parallel zueinander; zwischen sie werden auf jeder Seite zwei Keile eingetrieben, durch die die Nabe gewissermaßen um die Welle herumgezogen und auf einem großen Teil des Umfanges zum Anliegen gebracht wird. An der Welle gemessen pflegt man die Keile unter 120° gegeneinander zu versetzen. Die Nabenteilfuge findet man sowohl in Ebene I wie in Ebene II angeordnet. Im ersten Falle wird die Schrauben- oder Keilverbindung der Nabe gleichmäßig und symmetrisch in Anspruch genommen; bei der Anordnung II, die übrigens in den Abbildungen auf den DIN 268 und 271 benutzt ist, wird nur eine der Verbindungsstellen, aber bei der Richtung der durch die Keile erzeugten Kräfte doch nur in mäßigen Grenzen belastet, die andere dagegen entlastet.

In den Dinormen sind zwei Reihen von Tangentkeilen festgelegt worden:

a) für gewöhnliche Betriebsverhältnisse in DIN 271. Die Keilstärken und damit die Nutentiefen t sind nach Millimetern abgestuft, während sich die zugehörigen Nutenbreiten und Keilhöhen b aus der Formel

$$b = \sqrt{t(d-t)} \quad (91a)$$

ergeben;

b) für stoßartigen Wechseldruck in DIN 268. Die Keile haben größere Abmessungen; die Nutentiefen $t = 0,1 D$ und -breiten $b = 0,3 D$ sind Maße in ganzen Millimetern, vgl. Zusammenstellung 57.

Bei Wellendurchmessern, die von den aufgeführten abweichen, sind im Fall *a* die Nuttiefen des nächstgrößern aufgeführten Wellendurchmessers zu wählen und die Nutbreiten nach Formel (91a) zu berechnen; in Gruppe *b* gelten ebenfalls $t = 0,1 D$ und $b = 0,3 D$. In der Kehle sind die Nuten gemäß Abb. 309c rechts nach dem Halbmesser *r* ausgerundet, die Keile an den entsprechenden Kanten um *a* mm abgeschragt.

Als normaler Anzug der Keile der Gruppe *a* ist 1:100 festgelegt; im Falle *b* ist 1:60 bis 1:100 zugelassen.

Zusammenstellung 57. Tangentkeilnuten nach DIN 271 und 268.

Wellendurchmesser <i>D</i> mm	Für gewöhnliche Betriebsverhältnisse, DIN 271		Für stoßartigen Wechseldruck, DIN 268		Wellendurchmesser <i>D</i> mm	Für gewöhnliche Betriebsverhältnisse, DIN 271		Für stoßartigen Wechseldruck, DIN 268	
	Tiefe <i>t</i> mm	errechnete Breite <i>b</i> mm	Tiefe <i>t</i> mm	Breite <i>b</i> mm		Tiefe <i>t</i> mm	errechnete Breite <i>b</i> mm	Tiefe <i>t</i> mm	Breite <i>b</i> mm
60	7	19,3	—	—	420	30	108,2	42	126
70	7	21,0	—	—	440	30	110,9	44	132
80	8	24,0	—	—	460	30	113,6	46	138
90	8	25,6	—	—	480	34	123,1	48	144
100	9	28,6	10	30	500	34	125,9	50	150
110	9	30,1	11	33	520	34	128,5	52	156
120	10	33,2	12	36	540	38	138,1	54	162
130	10	34,6	13	39	560	38	140,8	56	168
140	11	37,7	14	42	580	38	143,5	58	174
150	11	39,1	15	45	600	42	153,1	60	180
160	12	42,1	16	48	620	42	155,8	62	186
170	12	43,5	17	51	640	42	158,5	64	192
180	12	44,9	18	54	660	46	168,1	66	198
190	14	49,6	19	57	680	46	170,8	68	204
200	14	51,0	20	60	700	46	173,4	70	210
210	14	52,4	21	63	720	50	183,0	72	216
220	16	57,1	22	66	740	50	185,7	74	222
230	16	58,5	23	69	760	50	188,4	76	228
240	16	59,9	24	72	780	54	198,0	78	234
250	18	64,6	25	75	800	54	200,7	80	240
260	18	66,0	26	78	820	54	203,4	82	246
270	18	67,4	27	81	840	58	213,0	84	252
280	20	72,1	28	84	860	58	215,7	86	258
290	20	73,5	29	87	880	58	218,4	88	264
300	20	74,8	30	90	900	62	227,9	90	270
320	22	81,0	32	96	920	62	230,6	92	276
340	22	83,6	34	102	940	62	233,2	94	282
360	26	93,2	36	108	960	66	242,9	96	288
380	26	95,9	38	114	980	66	245,6	98	294
400	26	98,6	40	120	1000	66	248,3	100	300

Für gewöhnliche Betriebsverhältnisse, DIN 271	{ Wellendurchmesser	60 ... 150	160 ... 240	250 ... 340	360 ... 460	480 ... 680	700 ... 1000
	{ Ausrundung der Nut <i>r</i>	1	1,5	2	2,5	3	4
	{ Abschrägung am Keil <i>a</i>	1,5	2	2,5	3	4	5
Für stoßartigen Wechseldruck, DIN 268	{ Wellendurchmesser	100 ... 220	230 ... 360	380 ... 460	480 ... 580	600 ... 860	880 ... 1000
	{ Ausrundung der Nut <i>r</i>	2	3	4	5	6	8
	{ Abschrägung am Keil <i>a</i>	3	4	5	6	7	9

Auch durch den Spießkantkeil, Abb. 310, einen Keil von quadratischem Querschnitt, der auf eine Längskante gestellt ist, läßt sich, gute Einpassung vorausgesetzt, eine Verspannung nach beiden Richtungen erzielen.

Das gleiche sucht v. Bechtolsheim durch den Alfakeil, Abb. 311, zu erreichen. Aus Rundstahl von $b = \frac{d}{4}$ mm Stärke hergestellt, besitzt derselbe zwei schräge, unter 60° gegeneinander geneigte Flanken mit $\frac{1}{100}$ Anzug gegenüber der Achse und ist oben und unten abgeflacht. Die Verspannung wird beim Ein-

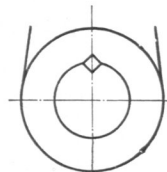


Abb. 310. Spießkantkeil.

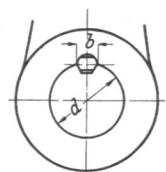


Abb. 311. Alfakeil.

treiben dadurch erreicht, daß die halbrunde Nut in der Nabe dem Anzug entsprechend geneigt ist, während diejenige in der Welle parallel zur Wellenmittellinie läuft.

II. Federn.

Federn haben durchweg gleichen rechteckigen Querschnitt, also keinen Anzug. Dadurch wird das mittliche Aufsetzen der Scheiben erleichtert unter Vermeidung des beim Eintreiben von Keilen leicht auftretenden Schiefziehens oder des aus der Mitteleinschraubung und Unrundlaufens und, wenn notwendig, eine Verschiebung der Teile auf der Welle ermöglicht (Gleitfedern). Andererseits ist man bei der Übertragung der Umfangskräfte lediglich auf den Flankendruck angewiesen und muß deshalb die Federn seitlich besonders gut einpassen.

Nach DIN 269 erhalten Paß- und Gleitfedern die gleichen Querschnitte wie die Nutenkeile der Zusammenstellung 56, Seite 198. Nur für Werkzeuge und Werkzeugmaschinen sind Sondermaße für die Federn und Nuten in den DIN 138 und 144 festgelegt. Auch die Federn können nach Belieben des Herstellers abgeschrägt, die Nuten abgeschrägt oder ausgerundet werden, falls dies erforderlich ist.

Zu verschiebende Teile führt man entweder längs einer mit der Welle verstemmten oder nach DIN 145 verschraubten Feder, Abb. 312, oder unter Vermeidung von vor-

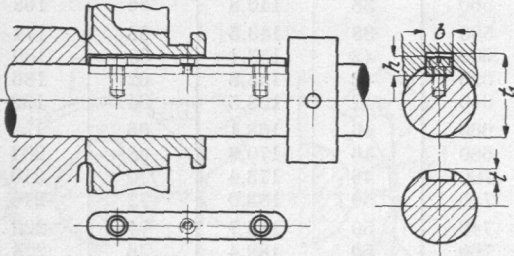


Abb. 312. Gleitfeder.

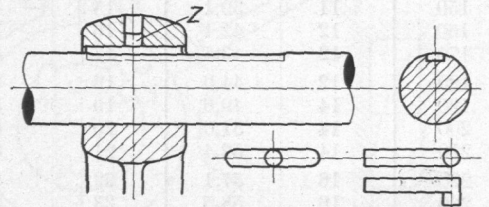


Abb. 313. In einer Nut gleitende Feder.

springenden Teilen durch eine in der Nabe sitzende Feder auf der genuteten Welle, wobei die Feder durch einen Zapfen Z in der (geteilten) Nabe gehalten sein kann, Abb. 313, — Konstruktionen, die beim Schalten von Zahnrädern oder Kupplungen ausgedehnte Verwendung finden. Je nach der Genauigkeit, mit der die Teile auf der Welle geführt sein sollen, werden sie mit Gleit- oder Schiebesitz zusammengepaßt. An den häufig und hoch beanspruchten Schaltgetrieben von Kraftwagen haben sich Federn nicht bewährt; an ihrer Stelle werden Vierkantwellen und aus dem Vollen

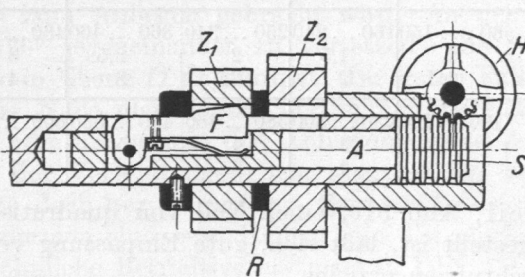


Abb. 314. Ziehkeil.

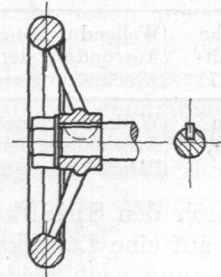


Abb. 315. Scheibefeder.

gefräste mehrfach genutete Naben und Wellen benutzt. Eine konstruktiv andere Lösung der Umschaltung von Zahnrädern bietet der an Werkzeugmaschinen häufig verwandte Ziehkeil, Abb. 314. Die Zahnräder Z_1 und Z_2 können durch die Feder F abwechselnd mit der Welle gekuppelt werden. Diese liegt zu dem Zwecke in einem besonderen Stück A im Innern der Welle und wird bei der Verschiebung mittels der Zahnstange S