

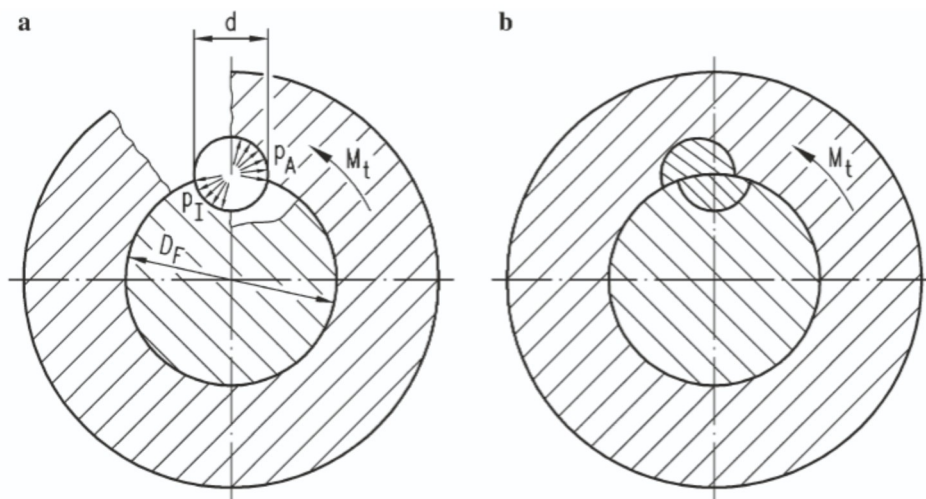
**Tab. 9.2** Abmessungen von Passfedern Teil1, alle Angaben in mm

<b>b × h</b>	<b>Für Wellen-</b> <b>durchmesser</b>		<b>Hohe Form</b>			<b>Hohe Form für</b> <b>Werkzeugmaschinen</b>	
	<i>d</i>		<i>t</i> <sub>1</sub>	<i>t</i> <sub>2</sub>		<i>t</i> <sub>1</sub>	<i>t</i> <sub>2</sub>
	über	bis		mit Rücke- nspiel	mit Übermaß		
2 × 2	6	8	1,2 + 0,1	1,0 + 0,1	0,5 + 0,1		
3 × 3	8	10	1,8 + 0,1	1,4 + 0,1	0,9 + 0,1		
4 × 4	10	12	2,5 + 0,1	1,8 + 0,1	1,2 + 0,1	3 + 0,1	1,1 + 0,1
5 × 5	12	17	3,0 + 0,1	2,3 + 0,1	1,7 + 0,1	3,8 + 0,1	1,3 + 0,1
6 × 6	17	22	3,5 + 0,1	2,8 + 0,1	2,2 + 0,1	4,4 + 0,1	1,7 + 0,1
8 × 7	22	30	4,0 + 0,2	3,3 + 0,2	2,4 + 0,2	5,4 + 0,2	1,7 + 0,2
10 × 8	30	38	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	2,4 + 0,2	6 + 0,2	2,1 + 0,2
12 × 8	38	44	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	2,4 + 0,2	6 + 0,2	2,1 + 0,2
14 × 9	44	50	5,5 + 0,2	3,8 + 0,2	2,9 + 0,2	6,5 + 0,2	2,6 + 0,2
16 × 10	50	58	6,0 + 0,2	4,3 + 0,2	3,4 + 0,2	7,5 + 0,2	2,6 + 0,2
18 × 11	58	65	7,0 + 0,2	4,4 + 0,2	3,4 + 0,2	8 + 0,2	3,1 + 0,2
20 × 12	65	75	7,5 + 0,2	4,9 + 0,2	3,9 + 0,2	8 + 0,2	4,1 + 0,2
22 × 14	75	85	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	4,4 + 0,2	10 + 0,2	4,1 + 0,2
25 × 14	85	95	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	4,4 + 0,2	10 + 0,2	4,1 + 0,2
28 × 16	95	110	10,0 + 0,2	6,4 + 0,2	5,4 + 0,2	11 + 0,2	5,1 + 0,2
32 × 18	110	130	11,0 + 0,2	7,4 + 0,2	6,4 + 0,2	13 + 0,2	5,2 + 0,2
36 × 20	130	150	12,0 + 0,3	8,4 + 0,3	7,1 + 0,3	13,7 + 0,3	6,5 + 0,3
40 × 22	150	170	13,0 + 0,3	9,4 + 0,3	8,1 + 0,3	14 + 0,3	8,2 + 0,3
45 × 25	170	200	15,0 + 0,3	10,4 + 0,3	9,1 + 0,3		
50 × 28	200	230	17,0 + 0,3	11,4 + 0,3	10,1 + 0,3		
56 × 32	230	260	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	11,1 + 0,3		
63 × 32	260	290	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	11,1 + 0,3		
70 × 36	290	330	22,0 + 0,3	14,4 + 0,3	13,1 + 0,3		
80 × 40	330	380	25,0 + 0,3	15,4 + 0,3	14,1 + 0,3		
90 × 45	380	440	28,0 + 0,3	17,4 + 0,3	16,1 + 0,3		
100 × 50	440	500	31,0 + 0,3	19,4 + 0,3	18,1 + 0,3		

<b>b × h</b>	<b>Für Wellendurchmesser</b>		<b>Niedrige Form</b>		
	<i>d</i>		<i>t</i> <sub>1</sub>	<i>t</i> <sub>2</sub>	
	über	bis		mit Rückenspiel	mit Übermaß
5 × 3	12	17	1,9 + 0,1	1,2 + 0,1	0,8 + 0,1
6 × 4	17	22	2,5 + 0,1	1,6 + 0,1	1,1 + 0,1
8 × 5	22	30	3,1 + 0,2	2 + 0,1	1,4 + 0,1

(Fortsetzung)



**Abb. 9.4** Längsstiftverbindung unter Drehmoment. **a** Flächenpressung in Welle und Nabe, **b** Abscheren des Stifts

bei Extruderschnecken. Zu Passfederverbindungen vergleichbare Forschungsarbeiten existieren nicht. Allerdings hat Birkholz [Bir04] nachgewiesen, dass aufgrund der runden Form die Kerbspannungen deutlich kleiner als bei Passfederverbindungen sind. Trotzdem ist eine stärkere Marktdurchdringung derzeit nicht erkennbar.

Die Berechnung der Flächenpressung und der Schubspannung basiert auf dem in Abb. 9.4 dargestellten Rechenmodell.

Durch das Drehmoment werden die Lochwandungen auf Flächenpressung beansprucht. Diese berechnet sich aus der in der Fuge wirkenden Umfangskraft und der Projektionsfläche der Lochwand ( $0,5 \cdot d \cdot l$ ) wie folgt

$$p_I = p_A = p = \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot l \cdot D_F} \quad (9.4)$$

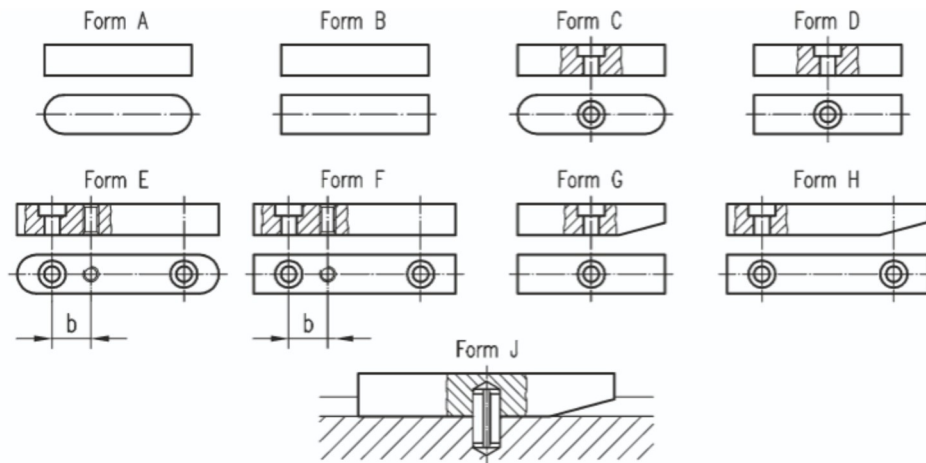
$l$  = tragende Stiftlänge

Für die Schubspannung im gefährdeten Querschnitt gilt

$$\tau = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot l \cdot D_F} = \frac{p}{2} \quad (9.5)$$

Tab. 9.1 enthält die in [Dec07] empfohlenen Erfahrungswerte für die zulässigen Spannungen. Darüber hinaus gehende Empfehlungen sind in [NiWi01] enthalten.

Die Welle ist zusätzlich auf Gestaltfestigkeit nachzurechnen. Kerbwirkungszahlen für quergebohrte Wellen sind in [DIN743b] enthalten. Für Längsstiftverbindungen sind keine Kerbwirkungszahlen bekannt.



**Abb. 9.6** Unterschiedliche Passfederformen nach [DIN6885]. *Form A* rundstirnig ohne Halteschraube, *Form B* geradstirnig ohne Halteschraube, *Form C* rundstirnig für Halteschraube, *Form D* geradstirnig für Halteschraube, *Form E* rundstirnig für zwei Halteschrauben und eine oder zwei Abdrückschrauben ab  $12 \times 8$ , *Form F* geradstirnig für zwei Halteschrauben und eine oder zwei Abdrückschrauben, *Form G* geradstirnig mit Schrägung und für Halteschraube, *Form H* geradstirnig mit Schrägung und für zwei Halteschrauben, *Form J* geradstirnig mit Schrägung und für Spannhülse

#### Methode B:

Die Auslegung erfolgt aufgrund einer genaueren Berücksichtigung der auftretenden Flächenpressung. Außerdem wird ein Festigkeitsnachweis für die Welle nach dem Nennspannungskonzept geführt.

#### Methode C:

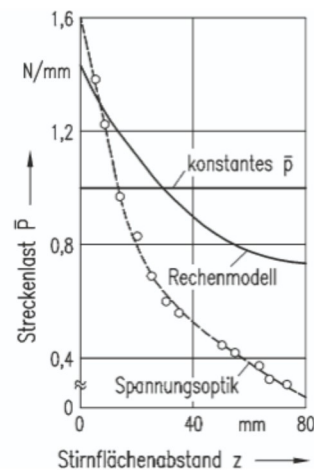
Überschlägige Berechnung der Flächenpressung und daraus resultierender Abschätzung für die Wellenbeanspruchung.

Methode C setzt eine konstante Flächenpressung entlang der Passfederlänge voraus. Für  $i$  möglichst gleichmäßig am Umfang angeordnete Passfedern folgt für das übertragbare Drehmoment.

$$M_t = \frac{D_F}{2} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot i \cdot \varphi \cdot p_{zul} \quad (9.6)$$

$l_{tr}$  tragende Passfederlänge (ohne Rundungen),  $l_{tr} \leq 1,3 \cdot D_F$

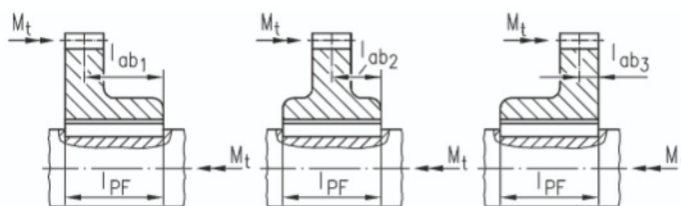
$h, t_1$ : gemäß Abb. 9.5



**Abb. 9.7** Berechnete und spannungsoptisch gemessene Streckenlast an einer Passfeder-Verbindung A  $14 \times 9 \times 80$  [DIN6885]. (Nach [Mil75])

Mit Hilfe theoretischer und spannungsoptischer Untersuchungen hat Militzer [Mil75] ein verbessertes Berechnungsverfahren entwickelt. Er vernachlässigt zwar ebenfalls die Reibung zwischen Welle und Nabenbohrung und setzt elastische Verformungen aller Elemente voraus. Wie Abb. 9.7 zeigt, entspricht die Lösung seines Rechenmodells deutlich besser den gemessenen Werten als Gl. (9.6). Die Streckenlast an der Passfederflanke weist infolge der gegenüber der Welle größeren Steifigkeit der Nabe am Welleneingang in die Nabe ein Maximum auf und nimmt mit zunehmender Entfernung von der Nabenkante ab. Militzer ermittelte bei den von ihm untersuchten Verbindungen eine um ca. 50 % höhere max. Flächenpressung als mit dem elementaren Berechnungsmodell.

In [DIN6892] (Methode B) wird die inhomogene Lastverteilung entlang der Passfederflanke durch einen Lastverteilungsfaktor berücksichtigt. Das Berechnungsverfahren nach dieser Methode kann hier aus Platzgründen nicht wiedergegeben werden. Als Gestaltungshinweis zeigt Abb. 9.8 drei Beispiele für Lastein- bzw. -ableitung bei Passfederverbindungen mit von rechts nach links gleichmäßiger Flankenpressung über der tragenden Passfederlänge. Anzustreben ist demnach die so genannte Momentendurchleitung gemäß Abb. 9.8 links.



**Abb. 9.8** Ein- bzw. Ableitung des Drehmomentes. (Nach [Mil75])

**Tab. 9.2** (Fortsetzung)

b x h	Für Wellendurchmesser		Niedrige Form		
	d		t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	
	über	bis		mit Rückenspiel	mit Übermaß
10 × 6	30	38	3,7 + 0,2	2,4 + 0,1	1,8 + 0,1
12 × 6	38	44	3,9 + 0,2	2,2 + 0,1	1,6 + 0,1
14 × 6	44	50	4 + 0,2	2,1 + 0,1	1,4 + 0,1
16 × 7	50	58	4,7 + 0,2	2,4 + 0,1	1,7 + 0,1
18 × 7	58	65	4,8 + 0,2	2,3 + 0,1	1,6 + 0,1
20 × 8	65	75	5,4 + 0,2	2,7 + 0,1	2 + 0,1
22 × 9	75	85	6 + 0,2	3,1 + 0,2	2,4 + 0,1
25 × 9	85	95	6,2 + 0,2	2,9 + 0,2	2,2 + 0,1
28 × 10	95	110	6,9 + 0,2	3,2 + 0,2	2,4 + 0,1
32 × 11	110	130	7,6 + 0,2	3,5 + 0,2	2,7 + 0,1
36 × 12	130	150	8,3 + 0,2	3,8 + 0,2	3 + 0,1

bei festem Sitz: Wellennut b P9, Nabennut b P9

bei leichtem Sitz: Wellennut b J9, Nabennut b N9

Da bei  $i > 1$  ein auf Fertigungsabweichungen beruhendes ungleichmäßiges Tragen im Allgemeinen nicht zu vermeiden ist, wird dafür der Faktor  $\varphi$  eingeführt.

$$\varphi = 0,75 \quad \text{für } i > 1$$

$$\varphi = 1 \quad \text{für } i = 1$$

Es empfiehlt sich bei  $i > 1$  stets einen weniger festen Werkstoff für die Federn zu verwenden, da dann schon durch geringes Fließen des Federwerkstoffes eine Vergleichmäßigung des Tragens eintritt. Die Anzahl der Passfedern sollte nicht größer als  $i = 2$  sein, weil sonst die Beanspruchung der einzelnen Federn zu unterschiedlich ist. Lässt sich das Drehmoment nicht mit  $i = 2$  Passfedern übertragen, dann muss eine andere formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung (z. B. eine Profilwellenverbindung, Abschn. 9.2.3) vorgesehen werden. Die zulässige Flächenpressung beträgt:

$$p_{\text{zul}} = 0,9 \cdot R_{e \text{ min}} \quad (9.7)$$

$R_{e \text{ min}}$  ist das Minimum der Streckgrenzen von Wellen-, Naben- und Passfederwerkstoff. Für Grauguss-Naben ist  $R_m$  anstelle von  $R_e$  zu verwenden.

Das Gl. (9.6) zugrunde liegende Berechnungsmodell ist nur eine grobe Approximation der Beanspruchungen von Passfeder-Verbindungen. Durch die unterschiedlichen Steifigkeiten von Welle, Passfeder und Nabe liegt in Wirklichkeit ein sehr komplexes dreidimensionales Kontaktproblem vor, für das bis heute trotz Einsatz numerischer Berechnungsverfahren noch keine allgemeingültige Lösung ermittelt werden konnte.