

Abb. 69 Elliptischer Hebelstein



Abb. 70 Halbrunder Hebelstein

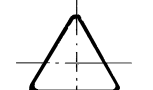


Abb. 71 Dreieckiger Hebelstein

feinsten Uhren dreieckige Hebelsteinquerschnitte.

In ganz einfachen Uhren wird an Stelle des Hebelsteines oft ein Hebelstift aus Stahl verwendet. Handelt es sich um eine Kolbenzahnhemmung in der üblichen Ausführung, so besitzt der Hebelstift meist eine halbrunde Form (s. Abb. 70). Doch findet man auch zwei nebeneinander stehende Hebelstifte, die ähnlich wie die beiden unteren Abrundungen eines dreieckigen Hebelsteines (s. Abb. 71) wirken. Bei den Stifthemmungen von Weckern (s. Abb. 68) ist der Hebelstift kreisrund. Der Vorteil der Hebelstifte gegenüber den Hebelsteinen liegt in erster Linie darin, dass sie nicht wie die Hebelsteine eingelackt werden müssen, sondern einfach in das Hebelsteinplateau oder in den Unruhschenkel eingeschlagen werden.

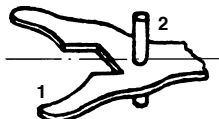


Abb. 72 Sicherungsstift
1 = Gabel
2 = Sicherungsstift

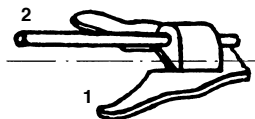


Abb. 75 Sicherungsspitze parallel eingerieben
2 = Sicherungsspitze

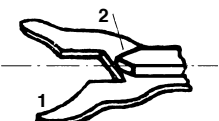


Abb. 73 Sicherungsspitze für große Rolle
2 = Sicherungsspitze



Abb. 76 Sicherungsfinger eingenetet
2 = Sicherungsfinger

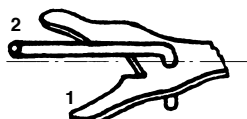


Abb. 74 Sicherungsspitze senkrecht eingeschlagen
2 = Sicherungsspitze

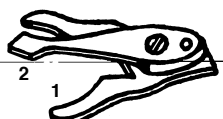


Abb. 77 Sicherungsfinger angeschraubt
2 = Sicherungsfinger

Bei großer Rolle ist die Sicherungsspitze entweder ein Stift, der senkrecht aus der Gabelebene heraussteht (englische Ausführung, Abb. 72) oder eine dreieckige Verlängerung des Gabelkopfes (Schweizer Ausführung, Abb. 73). Bei kleiner Rolle kann die Sicherungsspitze senkrecht in den Gabelkopf eingeschlagen und dann rechtwinklig umgebogen (Abb. 74) oder parallel zur Gabelebene in eine Verdickung des Gabelkopfes eingerieben sein (Abb. 75); sie kann aber auch als Sicherungsfinger ausgebildet und dann in den Gabelkopf eingenetet (Abb. 76) oder mit Schraube und Stellstift befestigt sein (Abb. 77).

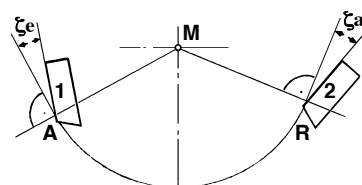


Abb. 78 Auftragen der Zugwinkel am Anker

M = Ankermittelpunkt
A = Eingangs-Ruhepunkt
R = Ausgangs-Ruhepunkt
 ζ_a = Ausgangs-Zugwinkel
 ζ_e = Eingangs-Zugwinkel
1 = Eingangspalette
2 = Ausgangspalette

Befinden sich die Zugflächen an den Paletten, so wäre die Zugwirkung null, wenn die Zugflächen senkrecht auf den Verbindungslinien zwischen den Ruhe-

Wirkung der Feder nicht in Frage kommt, nimmt man den wirksamen Federkerndurchmesser D_K um rund zwei Federklingenstärken größer als den gemessenen Federkerndurchmesser D'_K an; also ist:

$$D_K = D'_K + 2s$$

Ebenso kann man den Raumverlust durch das äußere, ebenfalls ausgeglühte Federende und den Federhaken angenähert dadurch berücksichtigen, dass man den wirksamen inneren Federhausdurchmesser D_T um rund zwei Federklingenstärken kleiner als den gemessenen inneren Federhausdurchmesser D'_T annimmt; also ist:

$$D_T = D'_T - 2s$$

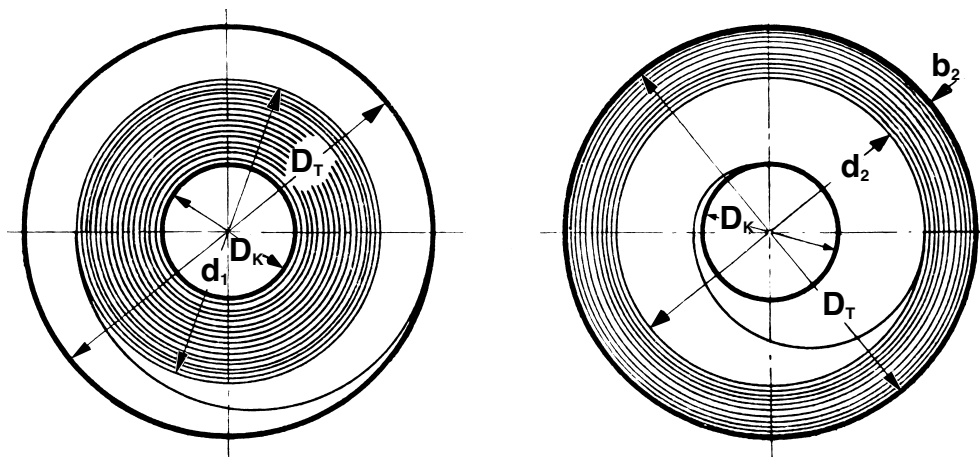


Abb. 142 Geometrische Verhältnisse im Federhaus

Sind die oben angegebenen Bedingungen erfüllt, so ist nach Abb. 142 der äußere Durchmesser d_1 des Federpaketes im aufgezogenen Zustand gleich dem inneren Durchmesser d_2 des Federpaketes im abgelaufenen Zustand und es ergibt sich:

$$d_1 = d_2 = 0,745 \cdot D_T$$

Die Breite b_2 des Federpaketes im abgelaufenen Zustand errechnet sich aus:

$$b_2 = \frac{D_T - d_2}{2}$$

zu:

$$b_2 = 0,127 \cdot D_T \approx \frac{1}{8} D_T$$

Ferner ergibt sich, wenn s die Stärke der Federklinge bedeutet, die Windungszahl W_2 im abgelaufenen Zustand aus:

$$W_2 = b_2 : *2,349 \cdot \sqrt{2} +$$

zu:

$$W_2 = 0,127 \cdot D_T : s$$

bzw. die Windungszahl im aufgezogenen Zustand aus:

$$W_1 = \frac{d_1 - D_K}{2s}$$

zu:

$$W_1 = 0,206 \cdot D_T : s$$

Neue Federn sind in einem Drahring so eingespannt, dass ihr Außendurchmesser gerade gleich dem zugehörigen inneren Federhausdurchmesser ist.



Abb. 144
Abgeschrägtes
Federprofil



Abb. 145
Gewölbtes
Federprofil

Der **Querschnitt der Federklinge** ist fast durchweg rechteckig mit abgerundeten Kanten. Man findet jedoch auch abgeschrägte Profile (Abb. 144), wodurch die Adhäsion der einzelnen Windungen verringert wird oder gewölbte Profile (Abb. 145), die steifer als die ebenen Profile sind.

Die **Stärke der Federklinge** wählt man mit $s = D_T/70$ bis $D_T/120$. Je kleiner die Uhr und damit ihr Federhaus ist, desto stärker muss die Feder im Verhältnis zum Federhausdurchmesser sein. Schwache Federn ergeben eine größere Umdrehungszahl und damit eine gleichmäßigere Zugkraft; ferner ist die Biegebeanspruchung und damit die Bruchgefahr geringer. Starke Federn ergeben eine viel größere Zugkraft und besitzen eine kleinere Oberfläche, daher eine geringere Adhäsion.

Für ein richtig bemessenes Federhaus mit einem Federkerndurchmesser $D_K = D_T/3$ ergeben sich folgende Verhältnisse:

Tabelle 12 Federstärken

Anwendung	Feder	s	U_F	W_2
Kleinuhr	stark	$D_T/70$	5·5	8·9
„	mittel	$D_T/80$	6·3	10·2
„	schwach	$D_T/90$	7·1	11·5
Großuhr	stark			
„	mittel	$D_T/100$	7·9	12·7
„	schwach	$D_T/120$	9·5	15·2

U_F = mögliche Umdrehungszahl des Federhauses, W_2 = Windungszahl der Feder im abgelaufenen Zustand, s = Klingenstärke

IV. Die Zugkraft der Feder

Das theoretische Drehmoment einer Feder, deren Windungen vollkommen frei sind, hat den Wert:

$$M = \frac{E \cdot b \cdot s^3 \cdot \alpha_0}{12 \cdot l \cdot 57,3} = \frac{E \cdot b \cdot s^3 \cdot \alpha_0 \cdot 2\pi \cdot U_0}{12 \cdot l}$$

hierbei bedeutet:

b = die Breite der Federklinge

s = die Stärke der Federklinge

l = die Länge der Feder

α_0 = den Verdrehungswinkel der Feder, vom spannungslosen Zustand aus gerechnet

U_0 = die Umdrehungszahl des Federkernes, vom spannungslosen Zustand aus gerechnet