El empleo de los muelles de platillo sigue una progresión creciente, ya que, de año en año, se encuentran nuevos campos de aplicación. La preferencia que se ha encontrado en este tipo de muelles, es que fundamentalmente tienen una serie de ventajas que vamos a enumerar a continuación:

1- Posibilidad de escoger una curva de elasticidad recta ascendente o descendente.
2- Transmisión de esfuerzos axiales.
3- Alargamiento o acortamiento a voluntad de la altura, por adición o sustracción de arandelas y con modificación de la característica del resorte.
4- Amortiguamiento enérgico de los choques y, en consecuencia, absorción importante del trabajo con unas arandelas sobrepuestas con las otras.
5- Larga duración.
6- Ninguna deformación con los trabajos normales.
El campo de empleo de los muelles es muy extenso siendo su consumo, preferentemente, en lugares donde el espacio es reducido para colocar otro tipo de resorte como, por ejemplo, embragues mecánicos, frenos, etc.

The use of the disc springs follows an increasing rate, as from year to year they are applied to new fields. The preference given to this type of springs bases fundamentally on their showing a series of advantageous which we shall enumerate as follows:

1 - Possibility of the choice of a straight, ascendent or descendent elastogram.
2- Possibility of transmission of axial forces.
3- Possibility of lengthening or shortening at will the height of the spring by addition or removal of individual spring discs with simultaneous change of the spring diagram.
4- Energetical impact damping ability, and, in consequence, ability of absorption of mechanical work with sets of spring discs superposed one to each other.
5- Long life.
6- No deformation under normal working conditions.
The field of application on these springs is of great extension, being used with preference in those occasions where there is few space to install other types of springs as for instance it is the case of the mechanical clutches, brakes, etc.

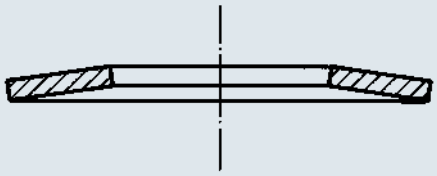
Las propiedades de los muelles de platillo, su forma y distribución de las fatigas

El muelle de platillo está comprendido dentro de la categoría de arandelas flexoras. La forma más corriente es con falda cónica recta, de sección rectangular (fig. 1).

The properties of the disc springs, their shape and stress distribution

The disc spring belongs to the group of bendable washers. Its most usual shape is that with straight bevel shirt, and rectangular section (fig. 1).

Fig. 1



Las fatigas se producen en dos sentidos: radial y tangencial. El máximo de fatiga se produce sobre el borde interior de la arandela y su valor disminuye fuertemente en dirección al borde exterior. Por tanto, en la fabricación se pone especial cuidado en el diámetro interior. Cuando no se pueden evitar fatigas elevadas, porque el espacio disponible es limitado, es ventajoso rectificar ligeramente la arista de apoyo interior y redondearla.

Stresses occur in two directions: radial and tangential. The maximum stress arises on the internal rim of the washer, its value diminishing quickly in direction towards the external rim. For this reason, special care is put during manufacture in the finish of the internal diameter. If high stresses cannot be avoided due to the scarcity of the space available, it is advantageous to slightly grind the internal supporting edge and round it out.

Las curvas características de los muelles de platillo

Cada muelle está caracterizado por el paso de la curva elástica. El cálculo de los muelles según Almen y Laszlo, da una característica al trazo decreciente. Su paso depende de la relación de la flecha en vacío **h** (flecha **f** máxima) con el espesor **s** del material. Cuando la relación **h/s** es débil, la característica se aproxima a una recta; en cambio, tiene una rama descendente cuando la relación excede **2**. Si se considera la fatiga admisible, una arandela relativamente débil presentará una curva más importante de la característica que una arandela relativamente fuerte. De ello resulta que es posible, según las dimensiones de las arandelas, que éstas tengan características rectas o decrecientes.

En el montaje de la columna de arandelas de un resorte, se puede obtener una característica en paso progresivo, ya sea haciendo variar el número de arandelas empiladas unas dentro de otras o eligiendo, espesores diferentes, no siendo modificados los diámetros exteriores ni los interiores.

El trazado de la característica se modifica para las arandelas de igual dimensión cuando éstas son moldeadas en alturas diferentes. Si por ejemplo, en un primer cálculo aproximado no se obtiene un resultado satisfactorio, se puede en muchos casos conseguir modificando la flecha total **h**, teniendo en cuenta, sin embargo la fatiga tolerada y el máximo de altura de moldeamiento admisible.

El valor del coeficiente de elasticidad de una arandela es modificado a voluntad, formando un empilaje de arandelas comprendiendo cualquier número de unidades. En las figuras 2 a la 5 se representa esquemáticamente las curvas correspondientes a diferentes formas de empilaje. Por razones de simplificación, se ha tomado una recta como curva característica.

The shape of the disc spring diagrams

Any spring behaviour is shown by the shape of its elastogram or spring diagram. Calculation of the disc springs in accordance with the formula given by Almen and Laszlo shows a spring diagram with a descendent curve branch. Its shape depends upon the relationship between the no load deflection **h** (maximum deflection **f**) and the thickness **s** of the material. If the rate **h/s** is low, the spring diagram approaches a straight line; but if said rate exceeds of **2**, the spring diagram shows a descendent curve branch. If the admissible stress is considered, a relatively weak spring will show a greater curvature of its diagram than a relatively strong disc spring. Due to this reason, disc springs may have straight or descendent spring diagrams in accordance with the dimensions of their discs.

By assembly a disc column to make up a spring, a progressively shaped diagram can be obtained by variating the number of discs piled up setting one into each other or selecting discs of different thicknesses, without the external or internal diameter having to be modified.

The shape of the springs diagram changes if discs spring of the same dimensions are stamped to different heights. If for instance in a first approach calculation a satisfactory result cannot be obtained, in many cases the envisaged results can be obtained by changing the total deflection **h**, taking into account, nevertheless, the admissible stresses and the maximum admissible moulding height.

The value of the elasticity coefficient of a disc spring can be modified at will by piling up the number of spring discs desired. In figure 2 to 5 diagrammatic views of the spring diagrams referring to different manners of stacking the spring discs are shown. For reasons of greater simplicity, a straight line has been chosen for the spring diagram.

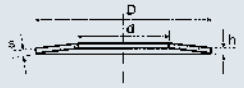


Fig. 2 Muelle de platillo Dxdxsxh
Simple disc spring of Dxdxsxh

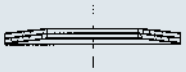


Fig. 3 Dos muelles iguales sobrepuestos dan con igual carrera elástica doble esfuerzo
Identical spring discs superposed to each other, admite double spring load with the same deflection.

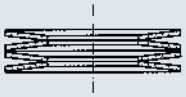


Fig.4 Cuatro muelles iguales interpuestos dan el esfuerzo de uno con flecha cuádruple.
Identical spring pins stacked alternatively accept the load of one under the fourfold deflection.

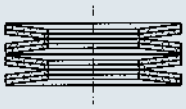
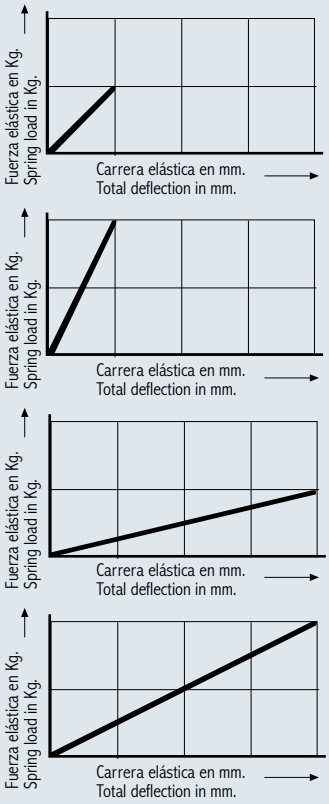


Fig. 5 Cuatro paquetes de muelles interpuestos dan un doble esfuerzo con flecha cuádruple.
Four packages of spring discs arranged alternatively accept the double load with a fourfold deflection of one single disc.



El cálculo de las arandelas

Hay actualmente tres métodos de cálculo de las arandelas.

a- Teoría de los discos platos agujereados: Se considera a los muelles como discos circulares planos, apoyados por su borde exterior y cargados de manera uniforme sobre su borde interior. No se tiene en cuenta la forma de las arandelas que tiene una influencia sobre la forma de las curvas características y sobre la distribución de las tensiones. La curva fuerza-desplazamiento calculada, es en este caso una recta. La fuerza máxima de puesta en plato de las arandelas es igual a los valores determinados por los otros métodos descritos a continuación. Los valores de las tensiones calculadas son, sin embargo, más débiles que aquellos que son calculados por la teoría de las "copas cónicas".

b- Teoría de las copas cónicas: Se considera la arandela como una copa cónica que está igualmente apoyada siguiendo su borde exterior y cargada uniformemente sobre su borde interior. La curva característica es una curva de 3er grado. El cálculo es tan largo que no se puede efectuar prácticamente.

c- Cálculo según J.O. Almen y A. Laszlo: Almen y Laszlo han puesto a punto un procedimiento de cálculo que parte también de una arandela en forma de copa cónica, que descuida no obstante, las débiles tensiones radiales. La característica es también una curva de 3e r grado y la distribución de las tensiones está lograda de la manera más fiel.

The calculation of the spring discs

At present, there are three methods for the calculation of the spring discs.

a- Theory of the punched flat discs: In this theory, the springs are considered to be flat circular discs, resting on their external rim and uniformly loaded along its internal rim. The shape of the discs is not taken into account, nevertheless it has an influence on the shape of the suiting spring diagrams and on stress distribution. The load-deflection curve obtained by calculation is a straight line in this case. The maximum disc flattening load is identical to that obtained by the other calculation methods described hereinafter. The values of the stresses obtained by calculation are however lower than those obtained by calculation according the theory of the "conical cups".

b- Theory of the conical cups: The spring disc is considered to be a conical cup supported on its external rim and uniformly loaded along its internal rim. The spring diagram is a curve of 3rd degree. The calculation is so burdensome that in practice it is not carried out following this method.

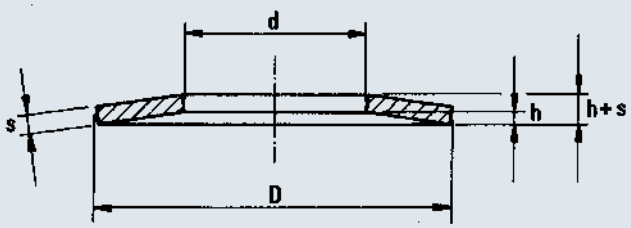
c- Calculation according J.O. Almen and A. Laszlo: Almen and Laszlo have established a calculation process that also starts from considering the spring disc to be a conical shaped cup, but neglecting the low radial stresses. The spring diagram so obtained is also a curve of the 3rd degree, but the stress distribution has been achieved in a more true manner.

Cálculo de las arandelas a partir de las fórmulas de Almen y Laszlo

Sigfried Gross ha simplificado el cálculo de Almen y Laszlo. Se dan a continuación las fórmulas en función elástica **P** y de la flecha **f**.

Calculus of the spring discs by use of the formulae of Almen and Laszlo

Sigfried Gross has simplified the calculus of Almen and Laszlo, and these formulaes living the elastic load **P** in function of the deflection **f** are given as follows:



$$(1)\quad P = \frac{f \cdot s}{\alpha R^2}\left[(h-f)\left(h-\frac{f}{2}\right)+s^2\right] \text{ en kg}$$

La relación entre fatiga y flecha es:
The stress in function of the deflection is given by the following expression:

$$(2)\quad \sigma = \frac{f}{\alpha \cdot R^2}\left[\beta\left(h-\frac{f}{2}\right)+\gamma \cdot s\right] \text{ en kg/mm}^2$$

en las cuales:
D = diámetro exterior ó R=radio exterior en mm.
d = diámetro interior ó r=radio interior en mm.
s = espesor en mm.
h = flecha máxima de una arandela en mm.
f = flecha en mm. para una carga dada.
b, g, a = valores dependientes de la relación D/d (fig. 7)
s = fatiga producida sobre el borde interior de la arandela en Kg./mm.2

En el caso límite de la presión máxima de puesta en plato de la arandela (f max.=h) el producto de los factores de la fórmula (1), colocada entre paréntesis, es igual a **0**. Se obtiene así la fórmula simplificada:

in which letters have the following significance:
D = external diameter or R=external radius in mm.
d = internal diameter or r=internal radius in mm.
s = thickness in mm.
h = maximum deflection of one spring disc in mm.
f = deflection in mm. under a given load.
b, g, a = factors which depend on the rate D/d (fig. 7).
s = stress that arises at the internal rim of the disc, in Kg/mm.2

In the limit case, the maximum spring disc flattening pressure (f max.=h), the product of the factors of formula (1) situated between brackets becomes null. The formula becomes therefore reduced to:

$$(3)\quad P_{max.} = \frac{h \cdot s^4}{\alpha \cdot R^2} \text{ en kg}$$

Según esta formula se determina rápidamente, en un proyecto de muelle, la dimensión óptima. Por combinación de las fórmulas (1) y (2) se encuentra que, teniendo en cuenta las cualidades de resistencia, las mejores condiciones elásticas se obtienen en la relación de los diámetros d/D = 0,475. Por el contrario, las mejores condiciones de trabajo se consiguen cuando la relación de los diámetros es igual a 0,575.

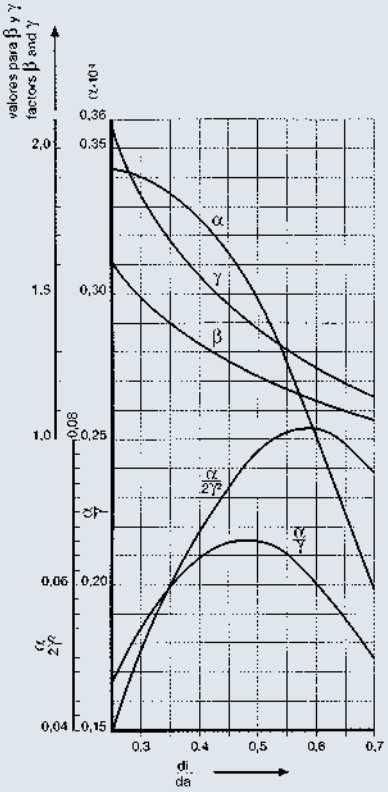
With this formula, the optimal dimension can be quickly determined when projecting a spring. By combination of the formulae (1) and (2) it is found that, taking into account the strength properties, the best elastic behaviour is obtained with the diameter rate d/D = 0,475. On the contrary, the best working conditions are achieved with the diameter rate equalling 0,575.

Si se ha determinado el valor máximo Pmax. por el valor fmax.=h los valores intermedios deben ser calculados con la fórmula (1) para establecer de forma precisa la característica. Como este proceder es largo, hemos simplificado como sigue las fórmulas por algunos puntos intermedios a fin de disminuir el tiempo de cálculo.

If the maximum Pmax. value has been obtained through the fmax=h value, the intermediate values must be calculated by use of the formula (1) to establish the exact spring diagram line. As this calculation is rather laborious, we have simplified the formulae suiting several intermediate points as follows in order to reduce the time required for the said calculations.

Fig. 7 Gráfico de valores, ***b*** y ***g***
Graphic of factors: ***b*** and ***g***

d/D	a 10⁴ mm² kg.	b	g
0,25	0,342	1,620	2,100
0,26	0,342	1,595	2,044
0,27	0,3415	1,571	1,992
0,28	0,341	1,548	1,944
0,29	0,3405	1,525	1,900
0,30	0,3395	1,503	1,860
0,31	0,339	1,481	1,823
0,32	0,338	1,460	1,788
0,33	0,3365	1,441	1,755
0,34	0,3355	1,423	1,723
0,35	0,334	1,406	1,693
0,36	0,333	1,390	1,665
0,37	0,331	1,375	1,639
0,38	0,3295	1,361	1,615
0,39	0,3275	1,347	1,592
0,40	0,326	1,333	1,570
0,41	0,324	1,320	1,549
0,42	0,322	1,307	1,528
0,43	0,320	1,294	1,508
0,44	0,3175	1,282	1,488
0,45	0,315	1,271	1,469
0,46	0,312	1,260	1,450
0,47	0,3085	1,249	1,432
0,48	0,305	1,238	1,414
0,49	0,3015	1,227	1,397
0,50	0,298	1,217	1,381
0,51	0,294	1,207	1,365
0,52	0,2895	1,198	1,350
0,53	0,285	1,189	1,335
0,54	0,2805	1,180	1,320
0,55	0,276	1,172	1,306
0,56	0,2715	1,164	1,292
0,57	0,267	1,156	1,279
0,58	0,262	1,148	1,266
0,59	0,2565	1,141	1,254
0,60	0,251	1,134	1,242
0,61	0,246	1,127	1,230
0,62	0,241	1,120	1,219
0,63	0,236	1,113	1,208
0,64	0,2305	1,106	1,198
0,65	0,225	1,100	1,188
0,66	0,220	1,094	1,178
0,67	0,215	1,088	1,169
0,68	0,210	1,082	1,160
0,69	0,205	1,076	1,152
0,70	0,200	1,070	1,144



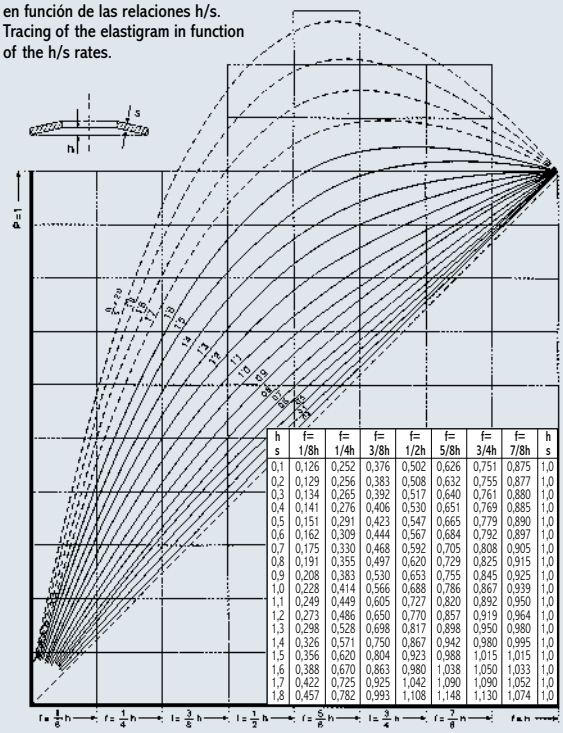
a- Determinación de la fuerza P.:
a- Calculation of the load P.:

fmax= h	$P = P_{max.} \frac{h\, s^2}{\alpha R^2}$
f= 1/8h	$P = \frac{P_{max.}}{8} [0,821 (\frac{h}{s})^2 + 1]$
f= 1/4h	$P = \frac{P_{max.}}{8} [1,312 (\frac{h}{s})^2 + 2]$
f= 3/8h	$P = \frac{P_{max.}}{8} [1,524 (\frac{h}{s})^2 + 3]$
f= 1/2h	$P = \frac{P_{max.}}{8} [1,500 (\frac{h}{s})^2 + 4]$
f= 3/8h	$P = \frac{P_{max.}}{8} [1,290 (\frac{h}{s})^2 + 5]$
f= 8/4h	$P = \frac{P_{max.}}{8} [0,939 (\frac{h}{s})^2 + 6]$
f= 7/8h	$P = \frac{P_{max.}}{8} [0,492 (\frac{h}{s})^2 + 7]$

En la figura 8, los valores determinados, ya sea gráficamente o bajo forma de cuadro, se refieren a Pmax.=1, considerando las diversas relaciones h/s de suerte que es posible después de haber determinado Pmax. en función de fmax.=h con la fórmula, determinar los valores intermedios por multiplicación de los factores por Pmax.

In figure 8, the values calculated through graphs, or by tables refer to Pmax=1, and taking into account the several h/s rates. Therefore, after having obtained Pmax. in function of fmax.=h with said formulae, intermediate values can be obtained by multiplication of the factors with Pmax.

Fig. 8 Trazado de la curva característica en función de las relaciones h/s.
Tracing of the elastigram in function of the h/s rates.



h/s	f= 1/8h	f= 1/4h	f= 3/8h	f= 1/2h	f= 5/8h	f= 3/4h	f= 7/8h	h/s
0,1	0,126	0,252	0,376	0,502	0,626	0,751	0,875	1,0
0,2	0,129	0,256	0,383	0,508	0,632	0,755	0,877	1,0
0,3	0,134	0,265	0,392	0,517	0,640	0,761	0,880	1,0
0,4	0,141	0,276	0,406	0,530	0,651	0,769	0,885	1,0
0,5	0,151	0,291	0,423	0,547	0,665	0,779	0,890	1,0
0,6	0,162	0,309	0,444	0,567	0,684	0,792	0,897	1,0
0,7	0,175	0,330	0,468	0,592	0,705	0,808	0,905	1,0
0,8	0,191	0,355	0,497	0,620	0,729	0,825	0,915	1,0
0,9	0,208	0,383	0,530	0,653	0,755	0,845	0,925	1,0
1,0	0,228	0,414	0,566	0,688	0,786	0,867	0,939	1,0
1,1	0,249	0,449	0,605	0,727	0,820	0,892	0,950	1,0
1,2	0,273	0,486	0,650	0,770	0,857	0,919	0,964	1,0
1,3	0,298	0,528	0,698	0,817	0,898	0,950	0,980	1,0
1,4	0,326	0,571	0,750	0,867	0,942	0,980	0,995	1,0
1,5	0,356	0,620	0,804	0,923	0,988	1,015	1,015	1,0
1,6	0,388	0,670	0,863	0,980	1,038	1,050	1,033	1,0
1,7	0,422	0,725	0,925	1,042	1,090	1,090	1,052	1,0
1,8	0,457	0,782	0,993	1,108	1,148	1,130	1,074	1,0

Factores calculados para ciertos puntos de la característica tomando Ph=1; se multiplicará la fuerza f=h por estos factores.

Factors have been calculated for certain points of the diagram, tacking Ph=1; the force f=h shall be multiplied by these factors.

b- Cálculo de la fatiga. Considerando las fórmulas (2) y (3) se obtiene:

b- Calculation of the stress.
Under consideration of the formulae (2) and (3), the following expressions are obtained:

$$\sigma_{max.} = \frac{s^2}{\alpha R^2} \frac{f}{s} [\beta(\frac{h}{s} - \frac{1}{2}\frac{f}{s}) + \gamma]$$

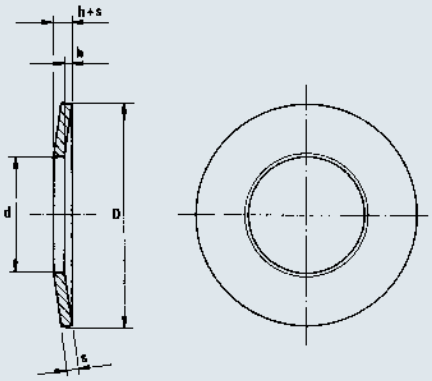
$$= P_{max} \frac{f}{s^2 h} [\beta(\frac{h}{s} - \frac{1}{2}\frac{f}{s}) + \gamma]$$

De donde se sacan las fórmulas simplificadas para los valores intermedios:

From where the simplified formulae for the intermediate values are obtained:

f= 1/4h	$\sigma = \frac{1}{4} \frac{P_{max.}}{s^2} [\frac{7}{8}\frac{h}{s}\beta + \gamma]$
f= 1/2h	$\sigma = \frac{2}{4} \frac{P_{max.}}{s^2} [\frac{6}{8}\frac{h}{s}\beta + \gamma]$
f= 3/4h	$\sigma = \frac{3}{4} \frac{P_{max.}}{s^2} [\frac{5}{8}\frac{h}{s}\beta + \gamma]$
f= h	$\sigma = \frac{P_{max.}}{s^2} [\frac{4}{8}\frac{h}{s}\beta + \gamma]$

MUELLE DE PLATILLO DIN 2093 (EN-16983)
DISC SPRING DIN 2093 (EN-16983)



D	d	SERIE A / SERIES A									
		Código Code	s	h	h+s	P en Kg., f en mm. / P in Kg., F in mm.					
						f= 0,25 h.		f= 0,50 h.		f= 0,75 h.	
						P	f	P	f	P	f
8	4,2	9001	0,4	0,20	0,60	8	0,050	15	0,100	21	0,150
10	5,2	9002	0,5	0,25	0,75	12	0,062	23	0,125	34	0,187
12,5	6,2	9003	0,7	0,30	1,00	24	0,075	47	0,150	67	0,225
14	7,2	9004	0,8	0,30	1,10	29	0,075	56	0,150	82	0,225
16	8,2	9005	0,9	0,35	1,25	37	0,087	72	0,175	105	0,262
18	9,2	9006	1,0	0,40	1,40	46	0,100	90	0,200	130	0,300
20	10,2	9007	1,1	0,45	1,55	56	0,112	108	0,225	156	0,337
22,5	11,5	9008	1,25	0,50	1,75	71	0,125	137	0,250	198	0,375
25	12,2	9009	1,5	0,55	2,05	107	0,137	207	0,275	300	0,412
28	14,2	9010	1,5	0,65	2,15	107	0,162	204	0,325	293	0,487
31,5	16,3	9011	1,75	0,70	2,45	144	0,175	276	0,350	400	0,525
35,5	18,3	9012	2,0	0,80	2,80	192	0,200	370	0,400	536	0,600
40	20,4	9013	2,25	0,90	3,15	240	0,225	461	0,450	668	0,675
45	22,4	9014	2,5	1,0	3,50	285	0,250	548	0,500	795	0,750
50	25,4	9015	3,0	1,1	4,10	438	0,275	847	0,550	1234	0,850
56	28,4	9016	3,0	1,3	4,30	427	0,325	815	0,650	1175	0,975
63	31	9017	3,5	1,4	4,90	555	0,350	1067	0,700	1550	1,050
71	36	9018	4,0	1,6	5,60	760	0,400	1460	0,800	2120	1,200
80	41	9019	5,0	1,7	6,70	1220	0,425	2370	0,850	3470	1,275
90	46	9020	5,0	2,0	7,00	1163	0,500	2235	1,000	3240	1,500
100	51	9021	6,0	2,2	8,20	1760	0,550	3400	1,100	4950	1,650
112	57	9022	6,0	2,5	8,50	1630	0,625	3120	1,250	4500	1,875
125	64	9023	8,0	2,6	10,6	3120	0,650	6050	1,300	8880	1,950
140	72	9024	8,0	3,2	11,2	3160	0,800	6070	1,600	8800	2,400
160	82	9025	10	3,5	13,5	5050	0,875	9760	1,750	14300	2,625
180	92	9026	10	4,0	14,0	4650	1,000	8940	2,000	12960	3,000
200	102	9027	12	4,2	16,2	6675	1,050	12920	2,100	18900	3,150
225	112	9028	12	5,0	17,0	6360	1,250	12200	2,500	17640	3,750
250	127	9029	14	5,6	19,6	9220	1,440	17700	2,800	25660	4,200

Bajo demanda se fabrica cualquier muelle hasta un diámetro máximo de 250 mm. y un espesor de 14 mm.

On demand, any kind of spring up to diameter of 250 mm. and a thickness of 14 mm. is manufactured.