

imprimé le 25 septembre 1999



CENTRE NATIONAL D'ÉTUDES SPATIALES



ASSOCIATION NATIONALE SCIENCES TECHNIQUES JEUNESSE

## *S e c t e u r   E S P A C E*

16 Place Jacques Brel - 91130 RIS ORANGIS

Téléphone : 01-69-02-76-10 / Télécopie : 01-69-43-21-43

E-Mail : [espace@anstj.mime.univ-paris8.fr](mailto:espace@anstj.mime.univ-paris8.fr)

Web: <http://anstj.mime.univ-paris8.fr>

**Edition Octobre 1999**

**Les ressorts**

---

**Note technique ANSTJ**

## 1 - PRINCIPE

Un ressort est une pièce qui subit une **déformation** élastique, en principe de faible amplitude et obtenue par une contrainte de traction et (ou) de compression: On utilise seulement la flexion ou la torsion;

### a) - Classification selon les contraintes :

#### - Flexion :

- Ressorts à lame simple
- Ressorts à lames multiples

#### - Torsion

- Barres de torsion
- Ressorts à boudin de compression
- Ressorts à boudin de traction

#### - Composés

- Ressorts **côniques** ou volutes
- Plaques minces élastiques

### b) - Matières utilisées :

- Acier XC55, XC65, **XC70**, trempé et revenu
- Acier au nickel non traité
- Laiton

### c) - Remarque

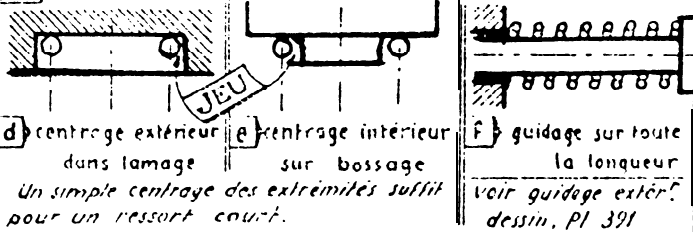
• Un ressort à boudin de traction ou de compression subit un effort qui **allonge** ou raccourcit le ressort, mais donne dans le fil une contrainte de torsion.

## 24-51 Ressort à boudin de compression

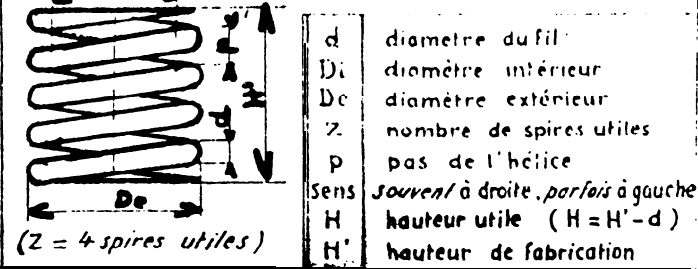
### 1° Forme des extrémités



### 2° Appuis du ressort (court) ou guidage du ressort (long)



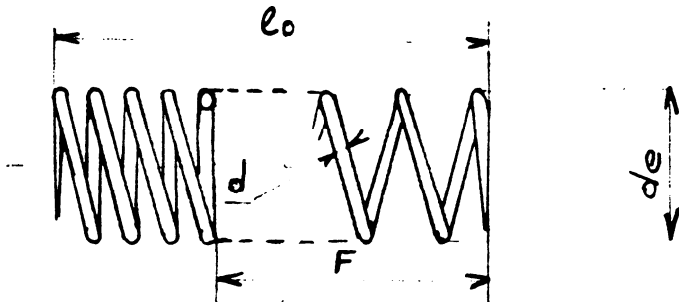
### 3° Dessin et cotation : il est bon de donner sous forme de tableau toutes les cotes nécessaires :



| Ressort  | P                                    | F  | C              |
|--|--------------------------------------|--|----------------|
| lame Simple<br>                                      | $\frac{1}{6} \cdot \frac{bh^2}{2} K$ | $4 \frac{l^3}{bh^3} \cdot \frac{P}{E} =$ $\frac{3}{2} \cdot \frac{l^2}{h} \cdot \frac{K}{E}$ | $\frac{1}{18}$ |
| Spirale<br>h: épaisseur de la lame<br>               | $\frac{bh^2 k}{6r}$                  | $aw = 12 \frac{Plr^2}{Ebh^3} =$ $2 \frac{r k}{hE}$   | $\frac{1}{6}$  |
| ressort hélicoïdal de traction ou de compression<br> | $\frac{\pi d^3 t}{16 r}$             | $\frac{64 n r^3 P}{d^4 G} =$ $\frac{4\pi n r^2 t}{d G}$                                      | $\frac{3}{8}$  |

## Notations

|                  |   |                   |
|------------------|---|-------------------|
| a :              | Angle de torsion .oooooooooooooooooooooooooooo                                      | radian            |
| c :              | Coefficient de forme  |                   |
| d :              | Diamètre du fil métallique .....  | mètre             |
| de :             | " extérieur du fil métallique .....   | "                 |
| E :              | Module d'élasticité longitudinale (module de Young)*...                             | N/m <sup>2</sup>  |
| F :              | Flèche à <u>partir de la position au repos</u> .0... .....                          | mètre             |
| G :              | Module d'élasticité <u>transverse</u> (G=0,4 E) .....                               | N/m <sup>2</sup>  |
| k :              | Contrainte de flexion .....   | N/m <sup>2</sup>  |
| l :              | Longueur développée.....  | mètre             |
| l <sub>0</sub> : | Longueur à vide .....   | mètre             |
| n :              | Nombre de spires  |                   |
| P :              | Charge du ressort .....   | Newton            |
| p :              | Pas à vide .....  | mètre             |
| r :              | Rayon moyen du ressort .oooooooooooooooooooooooooooo                                | "                 |
| t :              | Contrainte de torsion .oooooooooooooooooooooooooooo                                 | NI m <sup>2</sup> |
| T :              | Energie emmagasinee $T = \frac{1}{2} P.F = \frac{1}{C} \cdot \frac{k^2}{E} \cdot V$ |                   |
| v :              | Volume du ressort.....  | m <sup>3</sup>    |



\* Définition du Module de Young:

$$E = \frac{\text{effort par unité de section initiale}}{\text{augmentation de la longueur par rapport à la longueur initiale}}$$

Il indique la déformation maximum acceptable, dans le domaine élastique, d'un matériau sous un effet unitaire donné.

Tous les aciers :  $E = 200 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2 = 200 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$

Alliages de cuivre :  $E = 95 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2 = 95 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$

" d'aluminium :  $E = 75 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2 = 75 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$

Le calcul des ressorts est délicat des conditions souvent contradictoires étant à concilier.

Les données précises sont en petit nombre et obtenues par l'étude du fonctionnement du mécanisme envisagé (charge du ressort  $P$  ; flèche  $F$ ). Il existe, par ailleurs, des valeurs limites imposées à certains paramètres pour des raisons physiques (fatigue du métal - contrainte maximale) ou mécanique (encombrement du ressort).

Les paramètres non-définis dans les données, sont à CHOISIR, ce qui entraîne:

- les mêmes données peuvent conduire à des résultats différents.
- la solution la meilleure ne peut être obtenue que par approximation, en faisant varier les paramètres choisis, d'où des calculs assez longs lors d'une étude soignée.

Nota : Pour l'ensemble des calculs, l'unité de longueur utilisée sera le mm.

### Exemple 1

On désire réaliser un ressort hélicoïdal de compression donnant une force  $P = 100 \text{ N}$  pour une flèche  $F = 20 \text{ mm}$ .

Il faut déterminer les caractéristiques mécaniques de ce ressort :

- rayon moyen :  $r$
- diamètre du fil :  $d$
- contrainte de torsion produite :  $t$
- nombre de spires :  $n$
- pas :  $p$
- longueur à vide :  $l_0$

Les aciers à ressorts courants acceptent une contrainte de torsion maximale de  $600 \text{ N/mm}^2$  et ont un module de Young  $E = 2.105 \text{ N/mm}^2$ .

#### 1) Choix des paramètres inconnus :

Il paraît à première vue raisonnable d'utiliser un fil du diamètre  $d = 1 \text{ mm}$  enroulé sur un rayon moyen  $r = 10 \text{ mm}$

#### 2) Calcul de la contrainte produite :

Le tableau (page 2) donne la relation  $P = \frac{\pi}{16} \frac{d^3 t}{r}$ .

$$\text{d'où } t = \frac{16 P r}{\pi d^3} = \frac{16 (10)^2 \cdot 10}{\pi (1)^3}$$

$$t = 5,1 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$$

Aucun métal ne peut supporter une telle contrainte en torsion; il faut donc prendre d'autres valeurs pour r et d.

3) On choisit R et d de façon à diminuer t : r = 8 mm, d = 2 mm

Le calcul précédent donne :  $t = 510 \text{ N/mm}^2$

Cette valeur élevée est supportable par un acier à ressort de bonne qualité.

4) Nombre de spirales :

La connaissance de la fleche F permet de calculer le nombre de spires n nécessaires.

Le tableau (page 2) donne la relation  $F = \frac{64 n r^3 P}{d^4 G}$

$$\text{d'où } n = \frac{F d^4 G}{64 r^3 P} = \frac{F d^4 \cdot 0,8 \cdot E}{64 r^3 \cdot P} \rightarrow n = 7,8$$

On prend n = 8 de façon à avoir un nombre de spires entier.

5) Cotes de fabrication du ressort :

On a déterminé r et d ; il faut connaître maintenant la longueur à vide  $l_0$ , le pas p, et le diamètre extérieur de :

$$l_0 = n \cdot d + F + \text{sécurité}$$

$$l_0 = 8(2) + 20 + 4 \rightarrow l_0 = 40 \text{ mm}$$

\* La marge de sécurité (en général 1 à 5 mm) est nécessaire dans un ressort de compression pour que la charge P donnée n'amène pas toutes les spires en contact, ce qui risquerait de diminuer la fleche réelle.

$$\text{Pas à vide : } p = \frac{l_0}{n} \quad p = 5 \text{ mm.}$$

$$\text{Diamètre extérieur : } d_e = 2r + d \quad d_e = 18 \text{ mm}$$

L'utilisation pratique d'un tel ressort demande la vérification de la compatibilité de l'encombrement du ressort avec la place disponible dans le mécanisme.

### Exemple 2

On veut réaliser un ressort donnant une poussée  $P = 100 \text{ N}$  pour une longueur totale du ressort comprimé  $l = 30 \text{ mm}$ . Pour cela, on dispose de 3 types de fils, d'un diamètre :  $d_1 = 1,5 \text{ mm}$  ;  $d_2 = 2 \text{ mm}$  ;  $d_3 = 3 \text{ mm}$  ; l'acier constituant ces fils admet une contrainte maximale de torsion  $t_{\text{max.}} = \underline{400 \text{ N/mm}}$  (fils du type corde à piano)

1) Le diamètre extérieur impose les rayons moyens maximaux :

$$r_1 = \frac{1}{2} (d_{e \max} - d_1)$$

d o c

$$\begin{aligned} r_1 &= 7,2 \text{ mm} \\ r_2 &= 7 \text{ mm} \\ r_3 &= 6,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

2) Les valeurs données de d, P et t max fixent des valeurs maximales pour les rayons moyens :

$$\begin{aligned} r_1 &= \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_1^3 \cdot t_{\max}}{P} & r_1 &= 2,65 \text{ mm} \\ r_2 &= \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_2^3 \cdot t_{\max}}{P} & r_2 &= 6,3 \text{ mm} \\ r_3 &= \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_3^3 \cdot t_{\max}}{P} & r_3 &= 21 \text{ mm. (exclu par la condition du} \\ & & & \text{diamètre extérieur maximum)} \end{aligned}$$

On choisit d'utiliser le 2ème fil ( $d_2 = 2 \text{ mm}$ ) enroulé sur un rayon moyen  $r = 6 \text{ mm}$ . Le 1er fil ( $d_1 = 1,5 \text{ mm}$ ) donne un rayon beaucoup trop faible (3 mm max.)

3) Contrainte produite :

$$t = \frac{46}{\pi} \cdot \frac{P \cdot r}{d_2^3} \quad t = 380 \text{ N/mm}^2 < t_{\max}$$

4) Nombre de spires n

On ne peut pas calculer n par la relation (tableau page 2) liant n à F, car F est encore inconnue.

Par contre, on a imposé  $\ell = 30 \text{ mm}$  quand  $P = 100 \text{ N}$   
 $\ell = n \cdot d + \text{sécurité}$

On prend la longueur de sécurité égale à 4 mm

$$\text{d'où } n = \frac{\ell - 4}{d} \quad n = 43 \text{ spires}$$

5) Flèche produite :

On peut maintenant utiliser la relation liant F à n :

$$F = \frac{4\pi \cdot n \cdot r^2 \cdot t}{d \cdot G} = \frac{4\pi n r^2 t}{d \cdot 0,4 \cdot E} \quad F = 14 \text{ mm}$$

6) Cotes de fabrication :

On connaît  $d_2 = 2 \text{ mm}$  et  $r = 6 \text{ mm}$ .

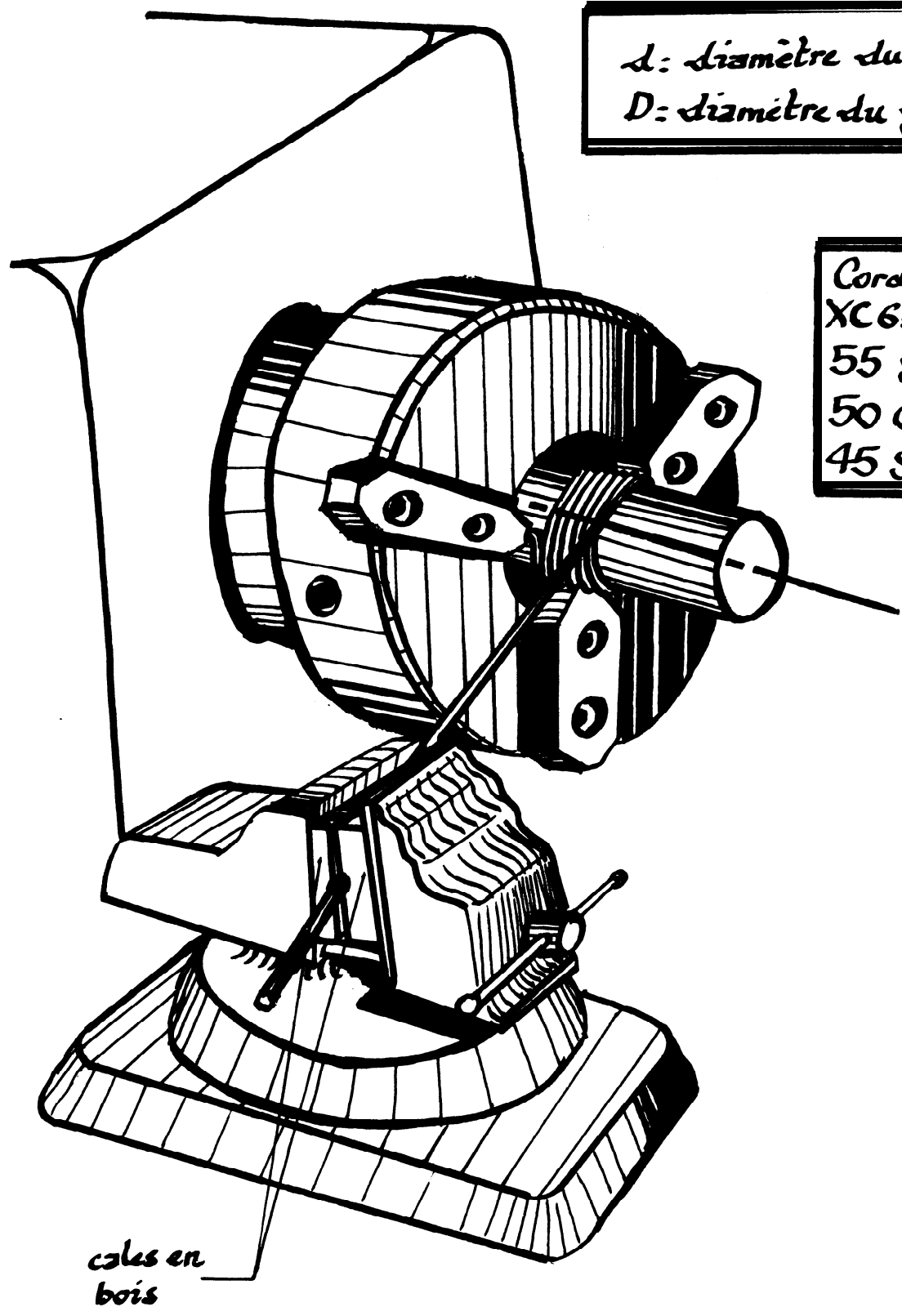
Longueur a vide :  $l_0 = \ell + F \quad l_0 = 44 \text{ mm}$ .

Diamètre extérieur :  $d_e = 2r + d_2 \quad d_e = 14 \text{ mm}$ .

# Réalisation de ressort

$d$ : diamètre du fil  $\leq 5$   
 $D$ : diamètre du gabarit  $\geq 5d$

Corde à piano en  
XC65 . XC80  
55 S7  
50 CV4  
45 SC0.6



cales en  
bois