

**INSA**

INSTITUT NATIONAL  
DES SCIENCES  
APPLIQUÉES  
LYON

# Fatigue : Application aux ressorts hélicoïdaux

**GM**

GÉNIE MÉCANIQUE

INSA Lyon - Université de Lyon

## Dimensionnement des ressorts hélicoïdaux

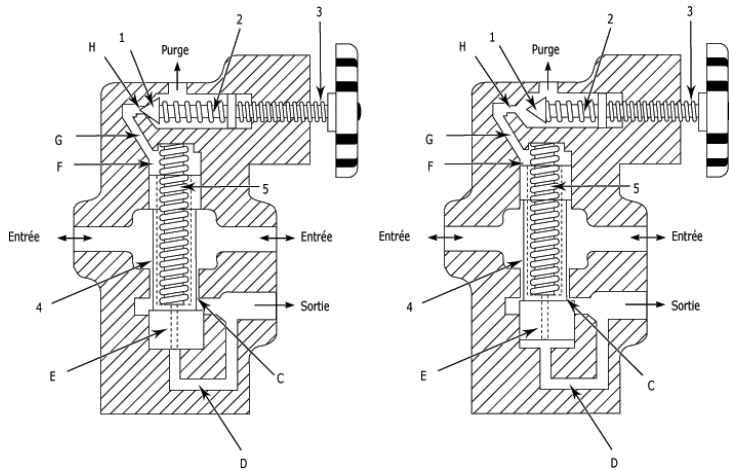
---

*Le calcul d'un ressort se base sur des relations issues de :*

- *la résistance des matériaux (en fatigue souvent)*
- *la dynamique*
- *la pratique*

*Toutefois ces relations sont insuffisantes : souvent plusieurs ressorts conviennent pour l'application désirée. Une itération de conception basée sur des considérations technologiques et fonctionnelles s'avère indispensable.*

# Fonctions types des ressorts

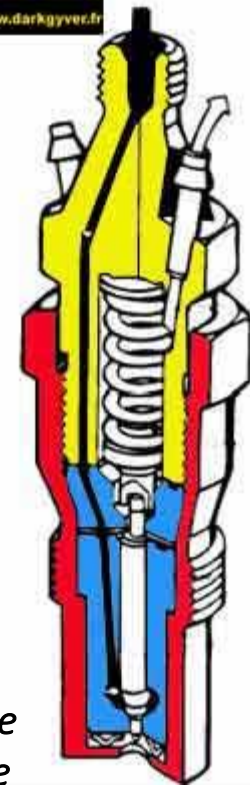


*Ressort de tarage : fournit un seuil d'action mécanique*



*Ressort de rattrapage de jeu : fournit un déplacement compensateur*

*Ressort de régulation : fournit une action mécanique linéaire*



*Ressort de rappel : stocke puis restitue une énergie mécanique*



**FICHE TECHNIQUE**

Ressort De Rappel Pour AC16TP2, AC16CP2, AC28CP3  
 Diamètre extérieur de la cage : 54,5 mm  
 Diamètre du trou intérieur : 14 mm  
 Epaisseur : 18 mm  
 Poids net : 83 g

# Matériaux

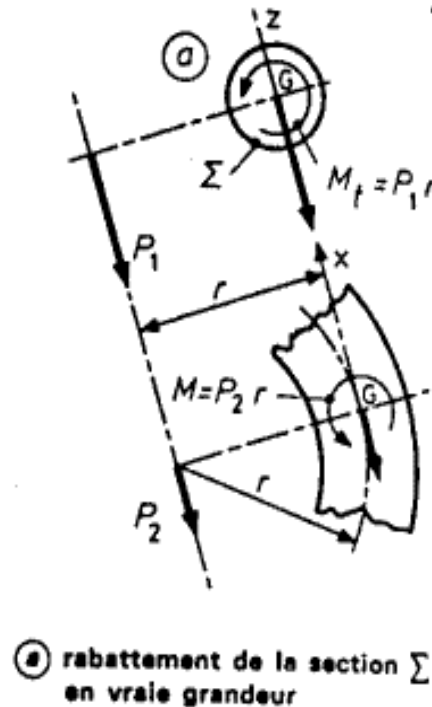
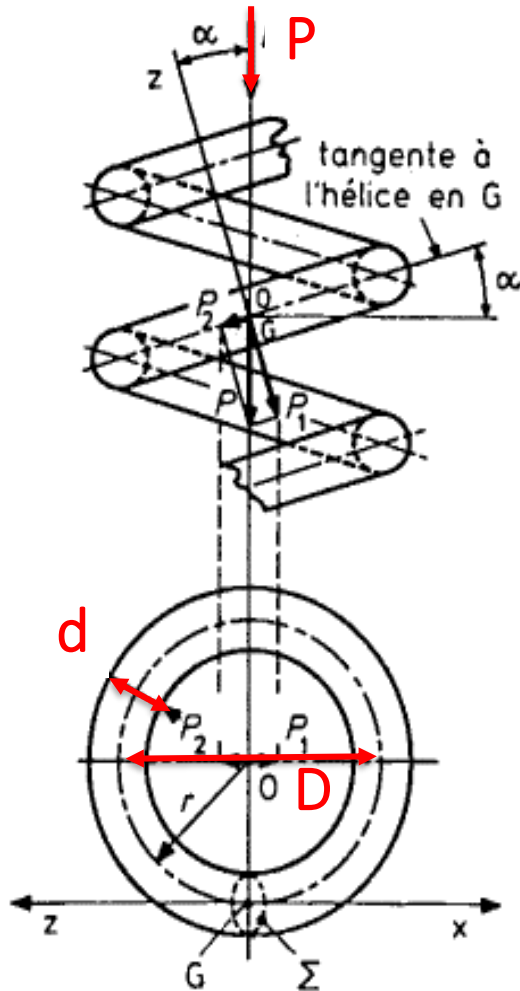
Matériau	Prix	Temp.	$\sigma_e$ (Mpa)	$\sigma_r$ (Mpa)	Observations
Corde à piano C65 C70 C80	2,5	120 °C	275 275 275	700 800 900	Petits ressorts résistants
Acier chrome vanadium	3	220 °C	700	850	Endurance, résistance aux chocs
Acier silicium 45Si7 55Si7	4	250°C	510-780 620-880	640-980 780-1080	Trempé, revenu
Acier chrome silicium 45SiCrMo6	4	250 °C	780-870	950-1050	Idem + durée de vie
Acier Inox	7 à 11	350 °C	Suivant nuances		Résiste à la corrosion
Alliages cuivre CuNi25 CuSn7P CuNi26Zn27	40		200	500 900 650	Résiste à la corrosion et aux hautes et basses températures

Pour tous les aciers, on peut adopter :  $\tau_e = 0,8. \sigma_e$  ;  $\sigma_{-1} = 0,5. \sigma_r$  ;  $\tau_{-1} = 0,8. \sigma_{-1}$

Le module de coulomb peut être corrigé en fonction de la température :

$$G = G_{ref} - (\theta - 20) * 2,2783$$

# Ressort de compression cylindrique



L'étude statique donne :

- Effort normal  
 $P_1 = P \cos \alpha$
- Effort tranchant  
 $P_2 = P \sin \alpha$
- Moment de flexion  
 $M_f = P_2 D / 2$
- Moment de torsion  
 $M_t = P_1 D / 2$

En ne considérant que la torsion (majoritaire pour  $\alpha$  petit\*) on obtient :

$$\tau = 8PD / \pi d^3$$

- $D$  : diamètre d'enroulement
- $d$  : diamètre de fil
- $P$  : charge axiale

\*Pour  $\alpha < 5^\circ$ ,  $M_f = 8,7\%$  de  $M_t$

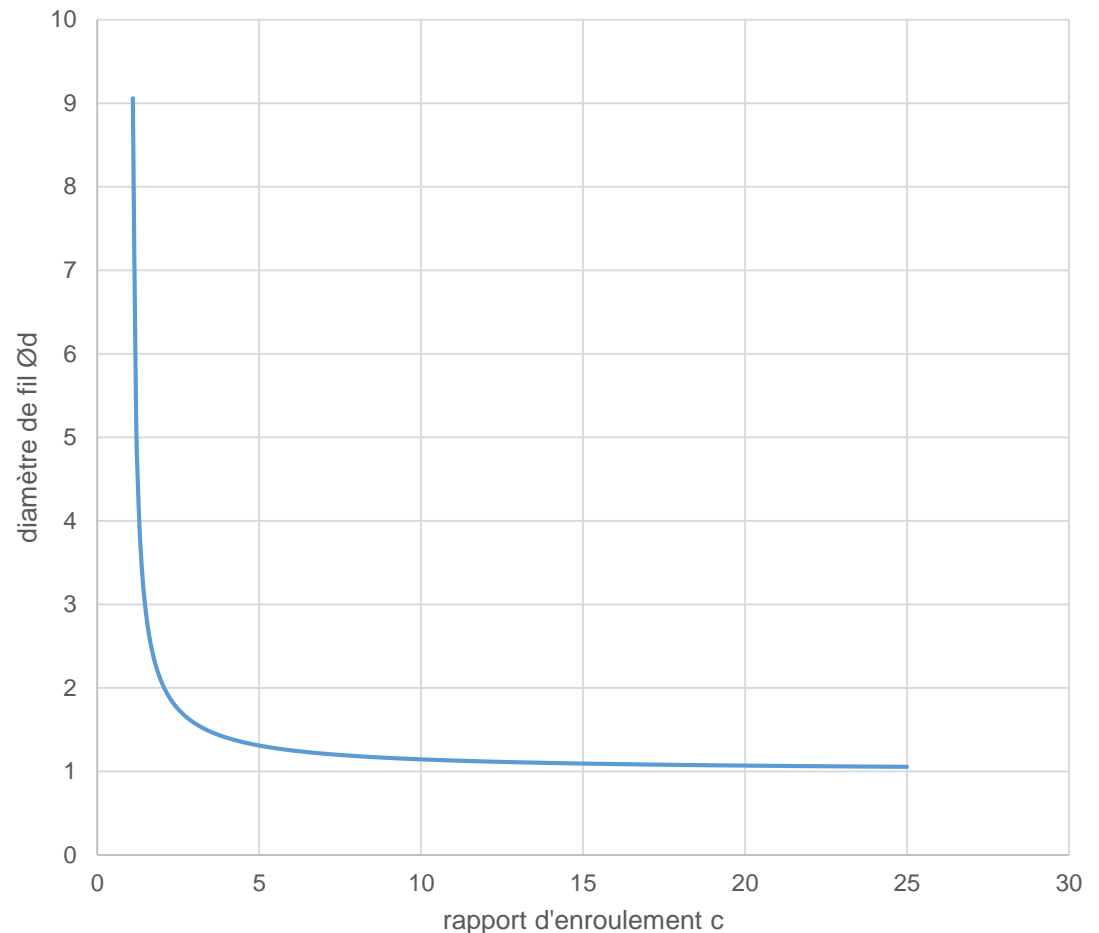
# Ressort de compression cylindrique

$$\text{Rapport d'enroulement : } c = \frac{D}{d}$$

On peut toutefois considérer un coefficient de correction  $k_D$  des contraintes qui permet de tenir compte de la répartition réelle des contraintes le long du fil. Plusieurs calculs expérimentaux de ce coefficient sont possibles. Celui choisi le plus couramment est le coefficient de Wahl

$$k_D = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c}$$

coefficient de Wahl  $k_D = 4c-1/(4c-4) + 0,615/c$



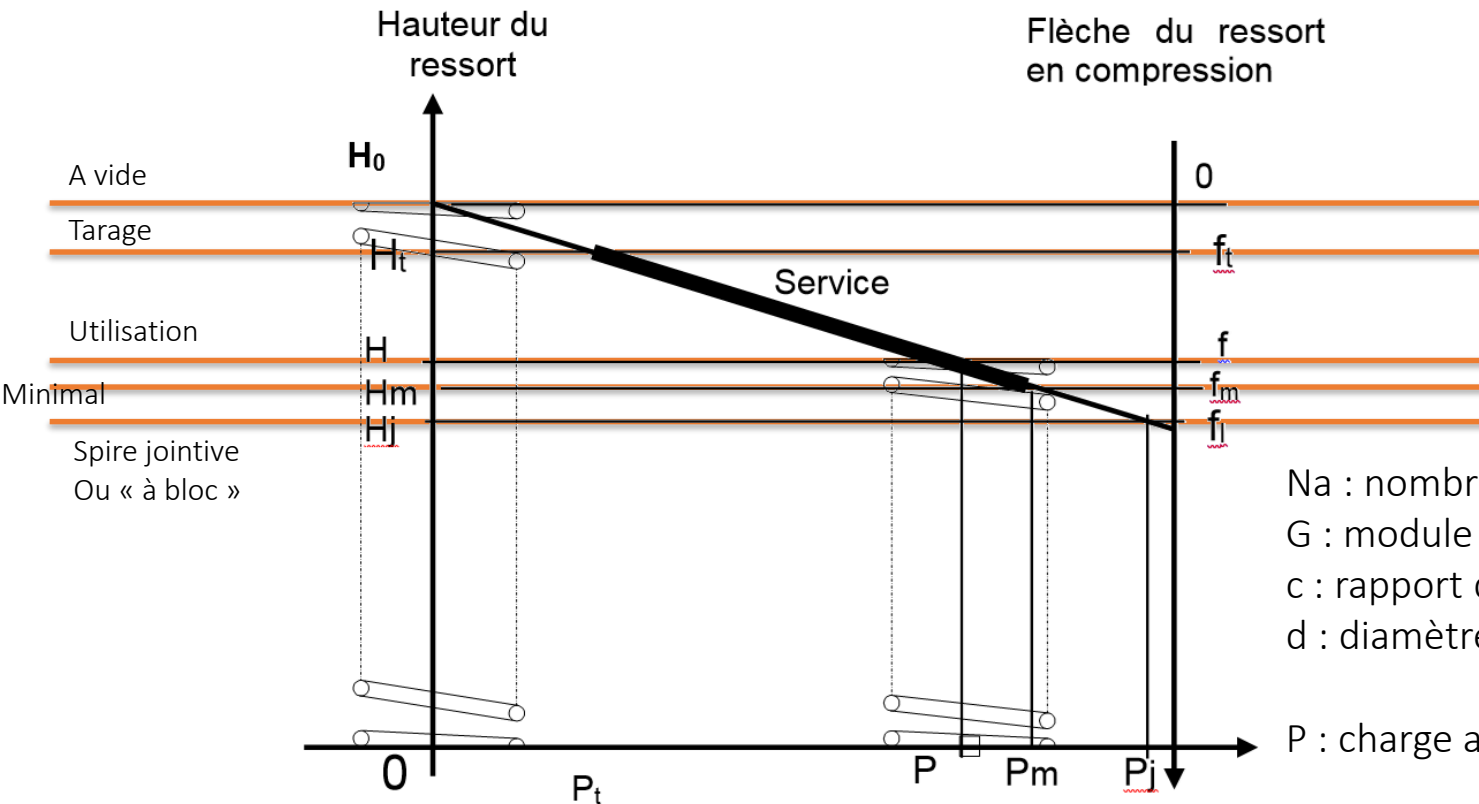
# Caractéristiques sous charge (avec le rapport d'enroulement $c = D/d$ )

$$\tau = k_D \cdot 8Pc / \pi d^2$$

$$\Delta\tau = k_D \cdot 8\Delta P \cdot c / \pi d^2$$

$$\text{Raideur} = dG / 8c^3 N_a$$

$$\text{flèche} = 8Pc^3 N_a / Gd$$

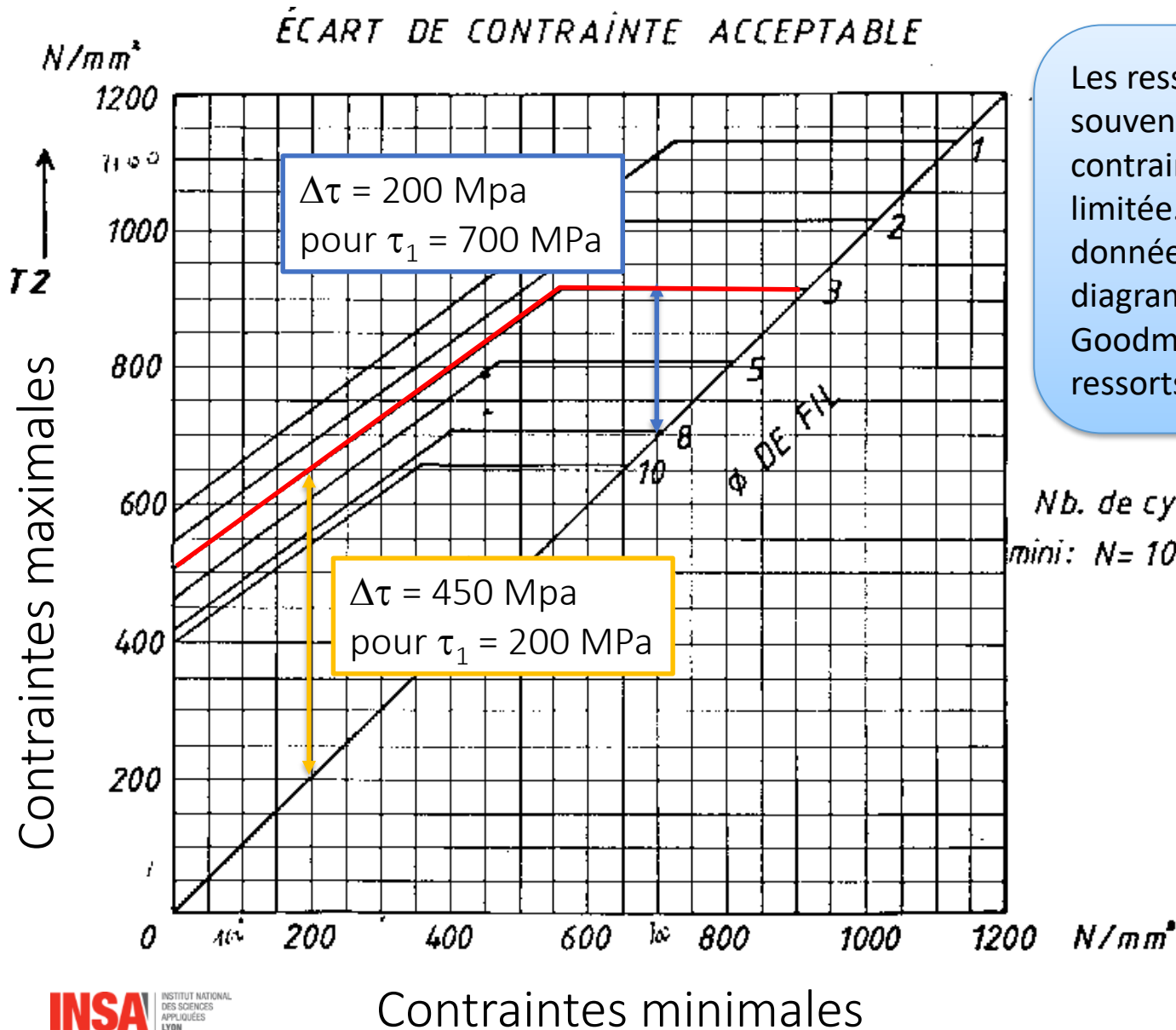


$N_a$  : nombre de spires actives  
 $G$  : module d'élasticité transversal  
 $c$  : rapport d'enroulement  
 $d$  : diamètre du fil

$P$  : charge axiale

$K_D$  : coefficient de Wahl

# Limitation de l'écart de contrainte : Diagramme de Goodman pour ressorts DIN 17 223-1 C



Les ressorts travaillant souvent en fatigue, la contrainte alternée est limitée. Celle-ci est donnée par des diagrammes de Goodman adaptés aux ressorts

Nb. de cycles  
mini:  $N = 10^7$



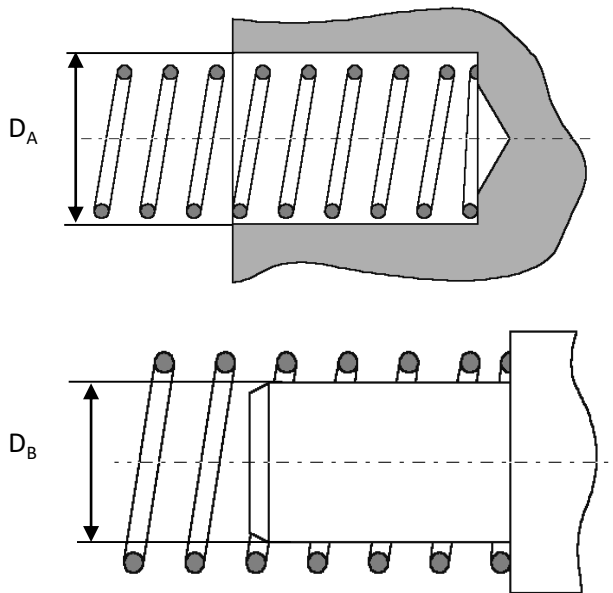
# Caractéristiques dimensionnelles

$$D + d < D_A$$

$$D - d > D_B$$

$H > H_{\text{mini}}$   
donné par l'écart de spire  
minimal admissible

$H < H_{\text{flambage}}$   
selon norme DIN 2076



## Contraintes de fabrication :

- $c$  est limité entre 4 (ressort difficile à fabriquer) et 10 (ressort trop souple).
- Le nombre de spire active  $N_a$  minimal est égal à 2 pour mieux répartir les charges.
- $\varnothing d > 1,2\text{mm}$  pour les fils grenillés

La plupart des critères dimensionnant permettent d'obtenir un ensemble de conditions entre  $\varnothing d$  et  $c$  représentable dans un graphe  $[c ; \varnothing d]$

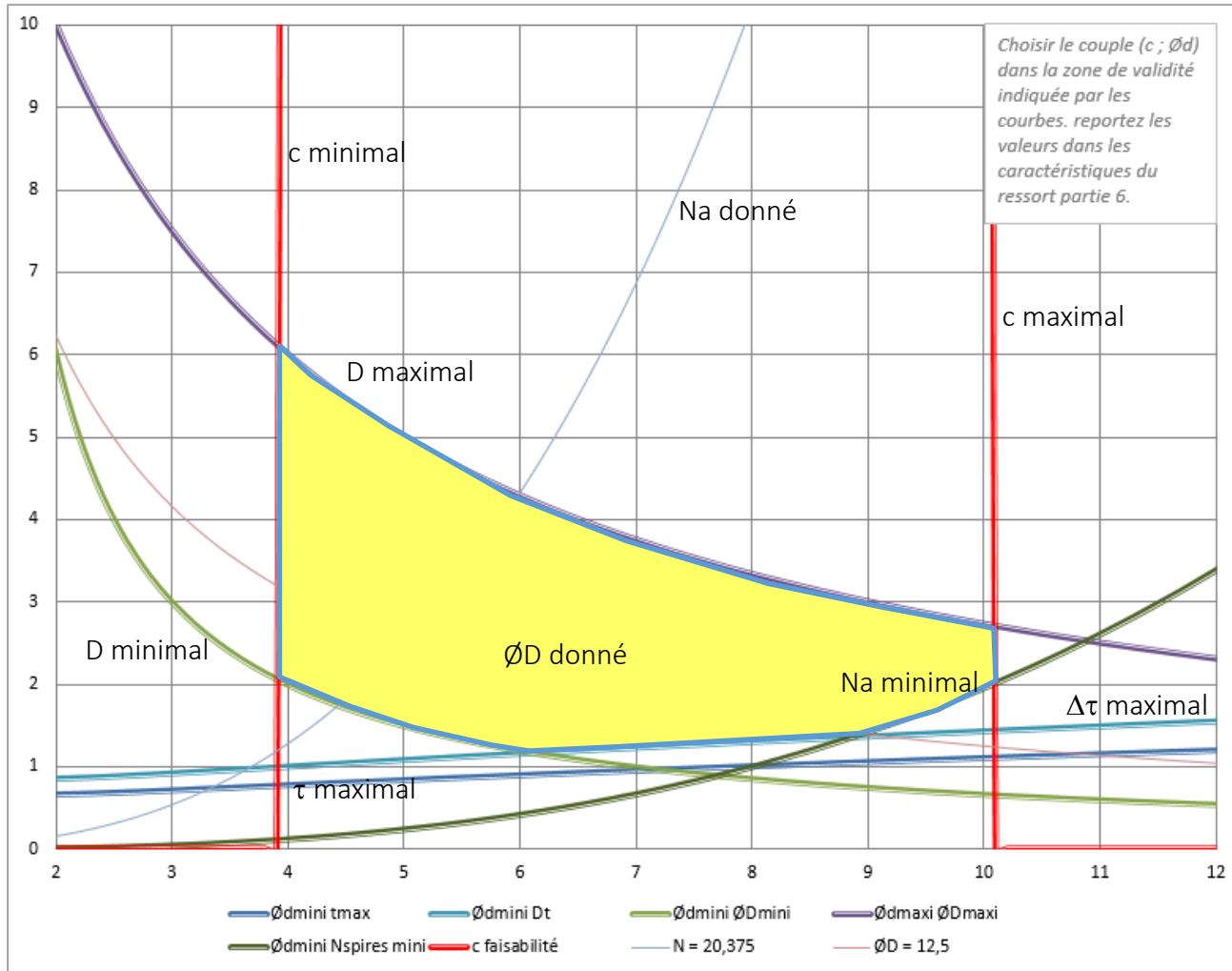
# Représentation graphique du dimensionnement

Le matériaux est défini (G)

## 5. Diagramme de Sélection $\phi d = f(c)$

Courbe d'enroulement  $\phi D$  12,5 mm  
 Courbe de Nb spires N 20,375 spires

Diamètre du fil



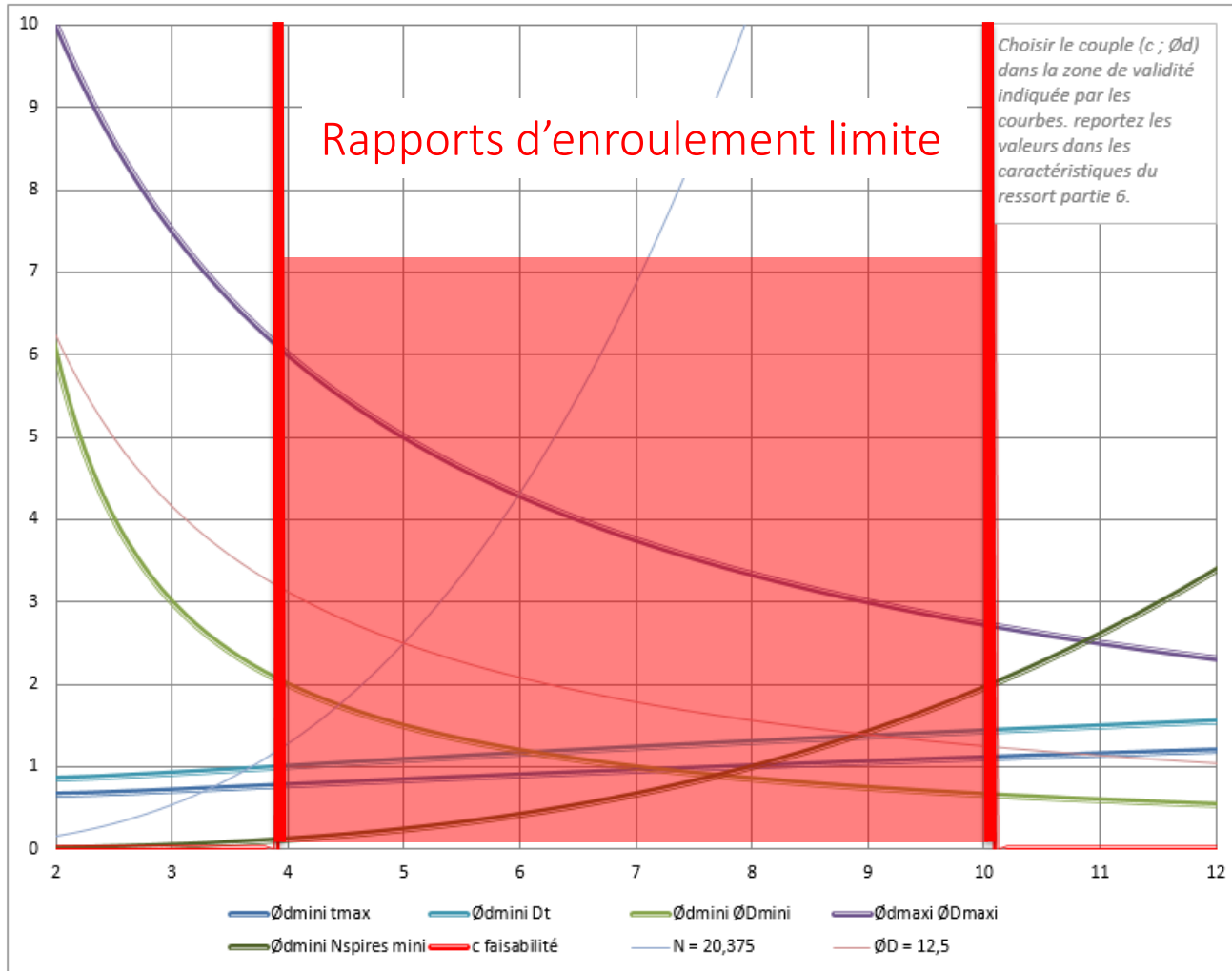
Rapport d'enroulement

# Représentation graphique du dimensionnement

## 5. Diagramme de Sélection $\phi d = f(c)$

Courbe d'enroulement  $\phi D$  12,5 mm  
 Courbe de Nb spires N 20,375 spires

Diamètre du fil



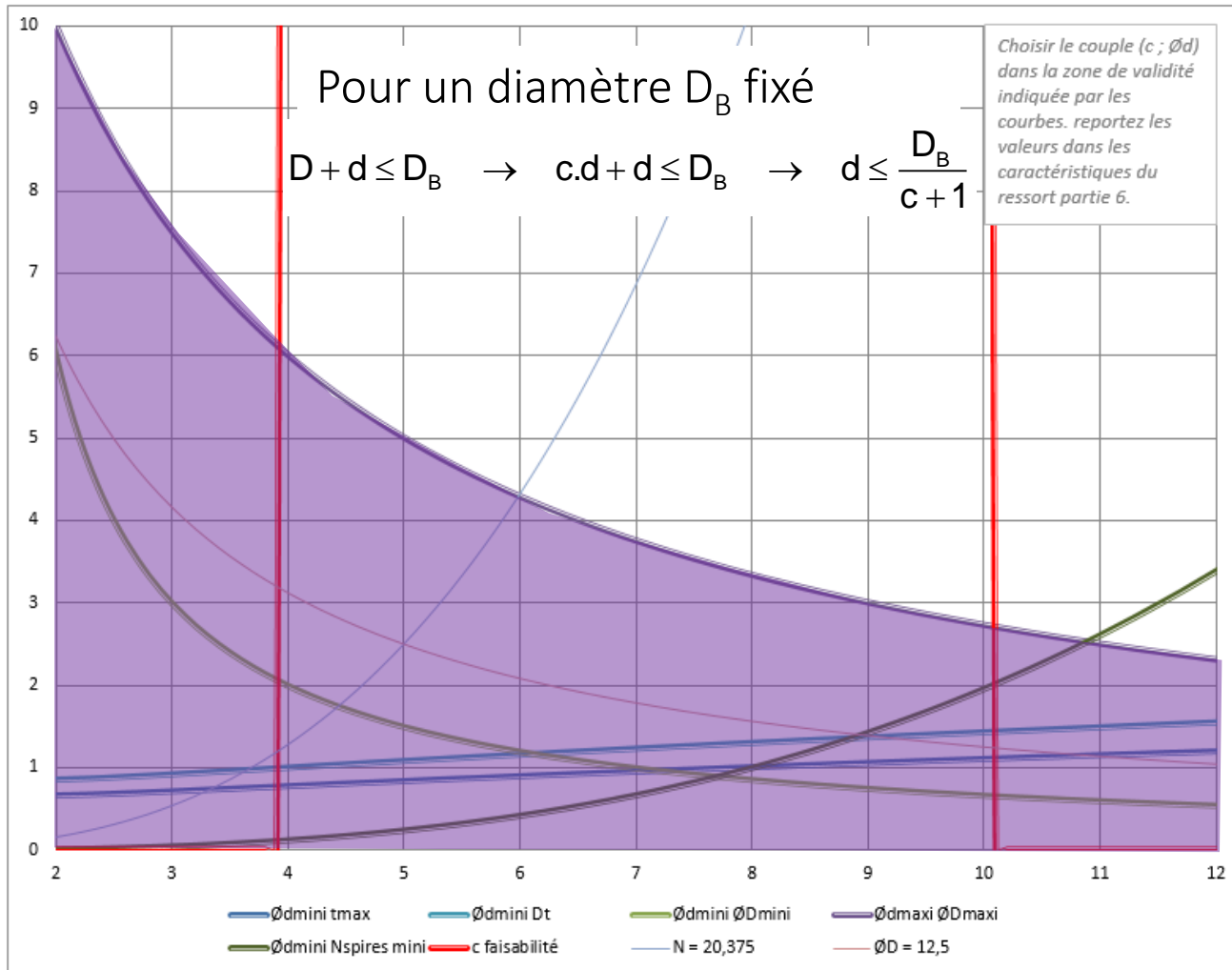
Rapport d'enroulement

# Représentation graphique du dimensionnement

## 5. Diagramme de Sélection $\emptyset d = f(c)$

Courbe d'enroulement  $\emptyset D$  12,5 mm  
 Courbe de Nb spires N 20,375 spires

Diamètre du fil

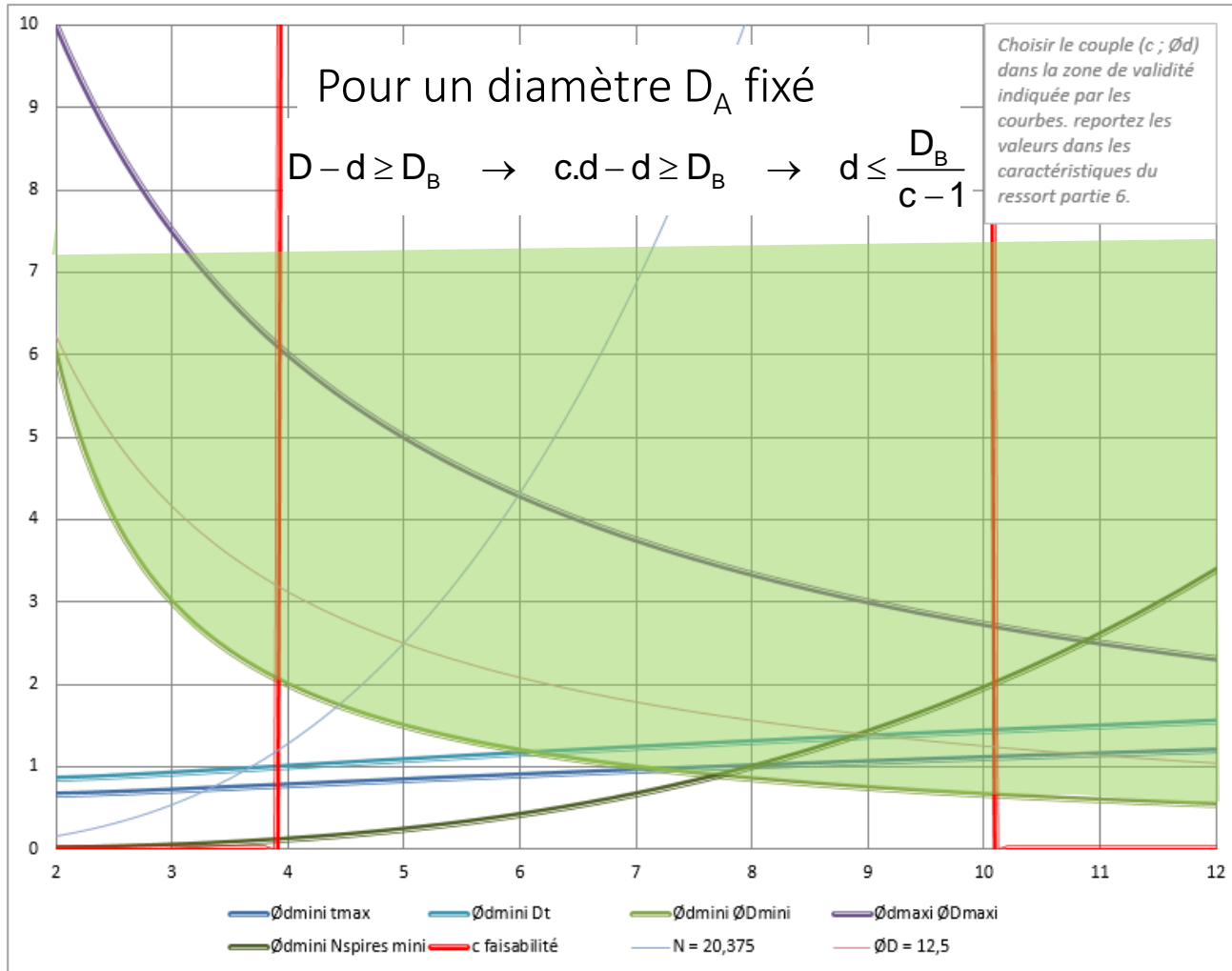


# Représentation graphique du dimensionnement

## 5. Diagramme de Sélection $\phi d = f(c)$

Courbe d'enroulement  $\phi D$  12,5 mm  
 Courbe de Nb spires N 20,375 spires

Diamètre du fil



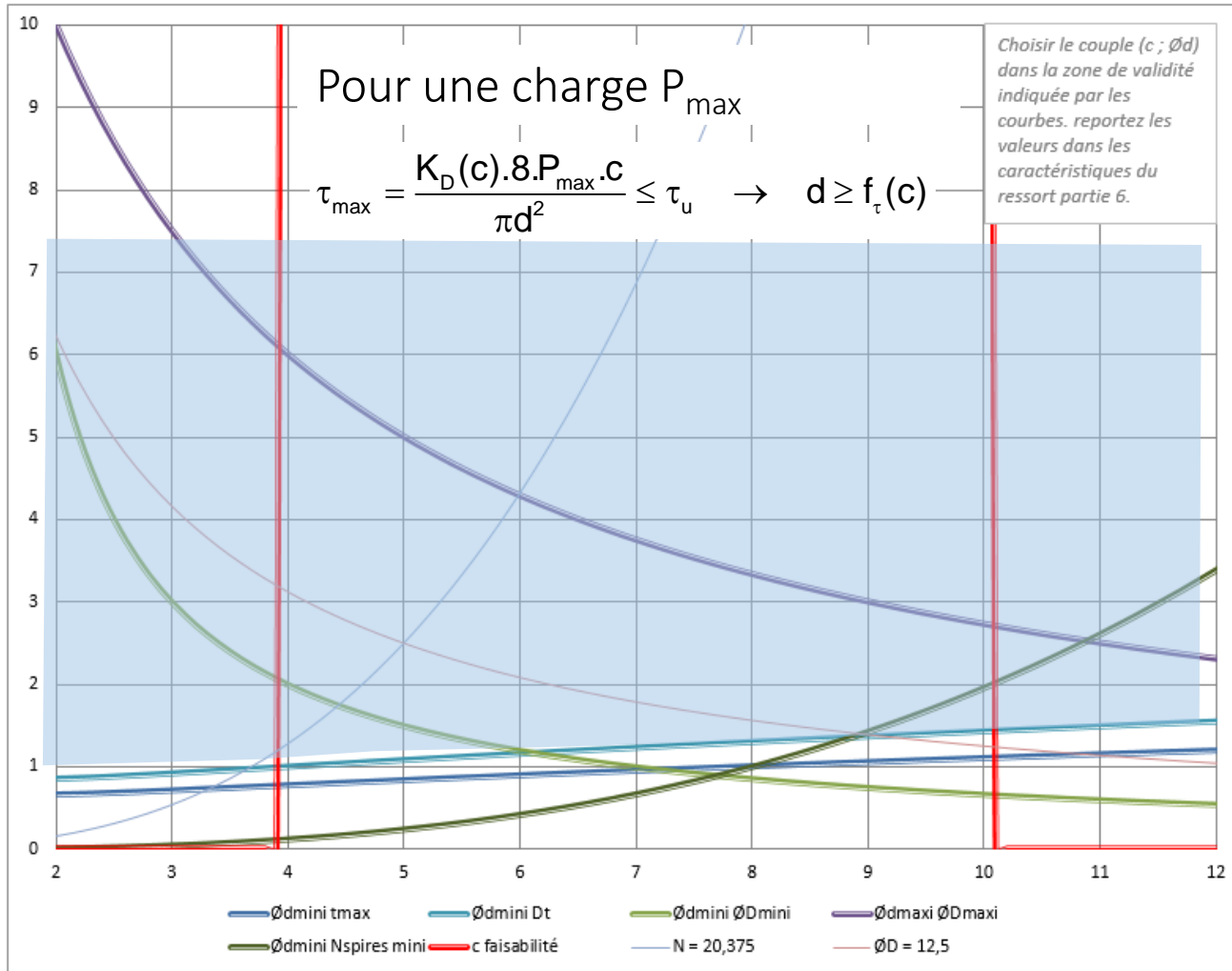
Rapport d'enroulement

# Représentation graphique du dimensionnement

## 5. Diagramme de Sélection $\varnothing d = f(c)$

Courbe d'enroulement  $\varnothing D$  12,5 mm  
 Courbe de Nb spires N 20,375 spires

Diamètre du fil

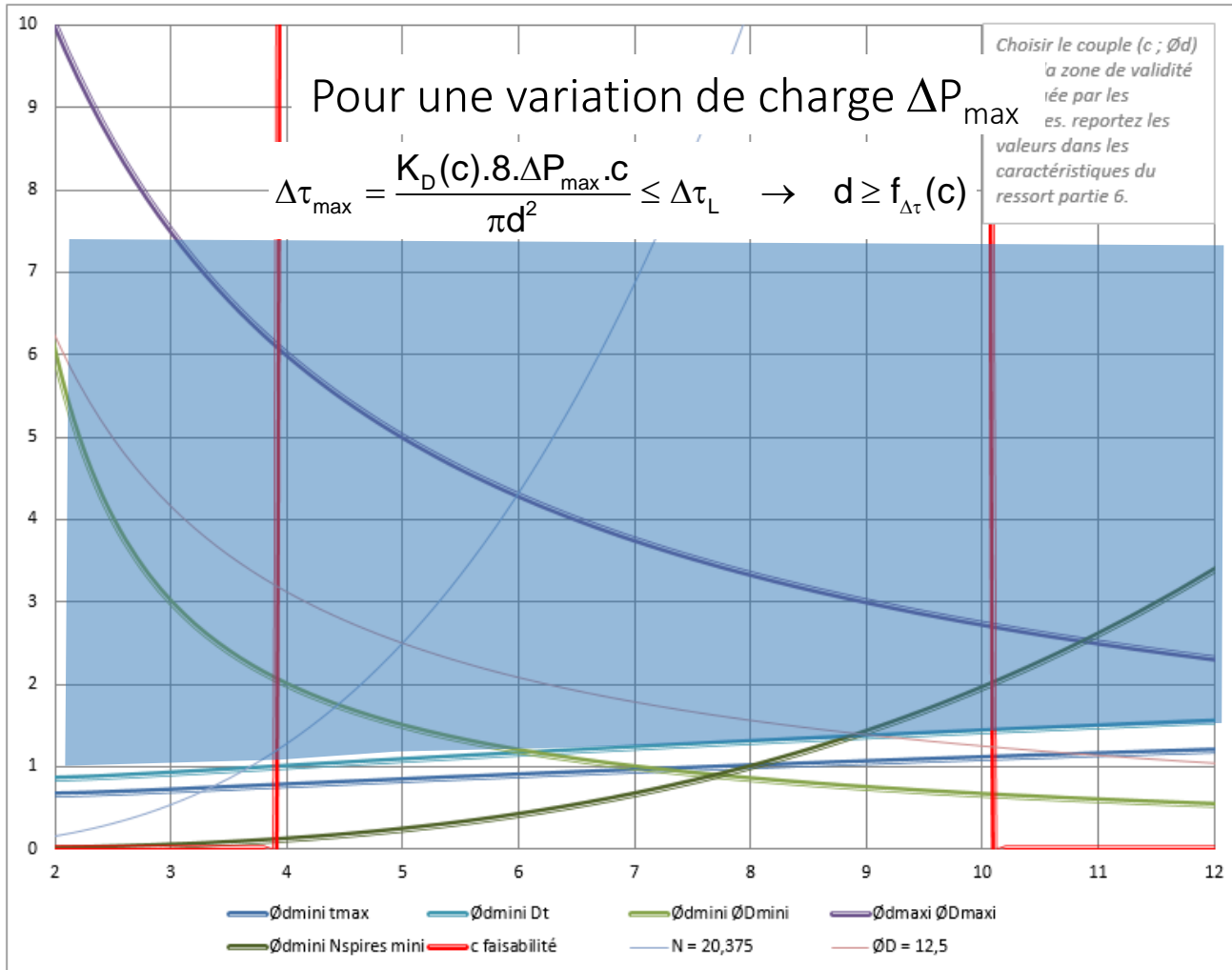


# Représentation graphique du dimensionnement

## 5. Diagramme de Sélection $\phi d = f(c)$

Courbe d'enroulement  $\phi D$  12,5 mm  
 Courbe de Nb spires N 20,375 spires

Diamètre du fil



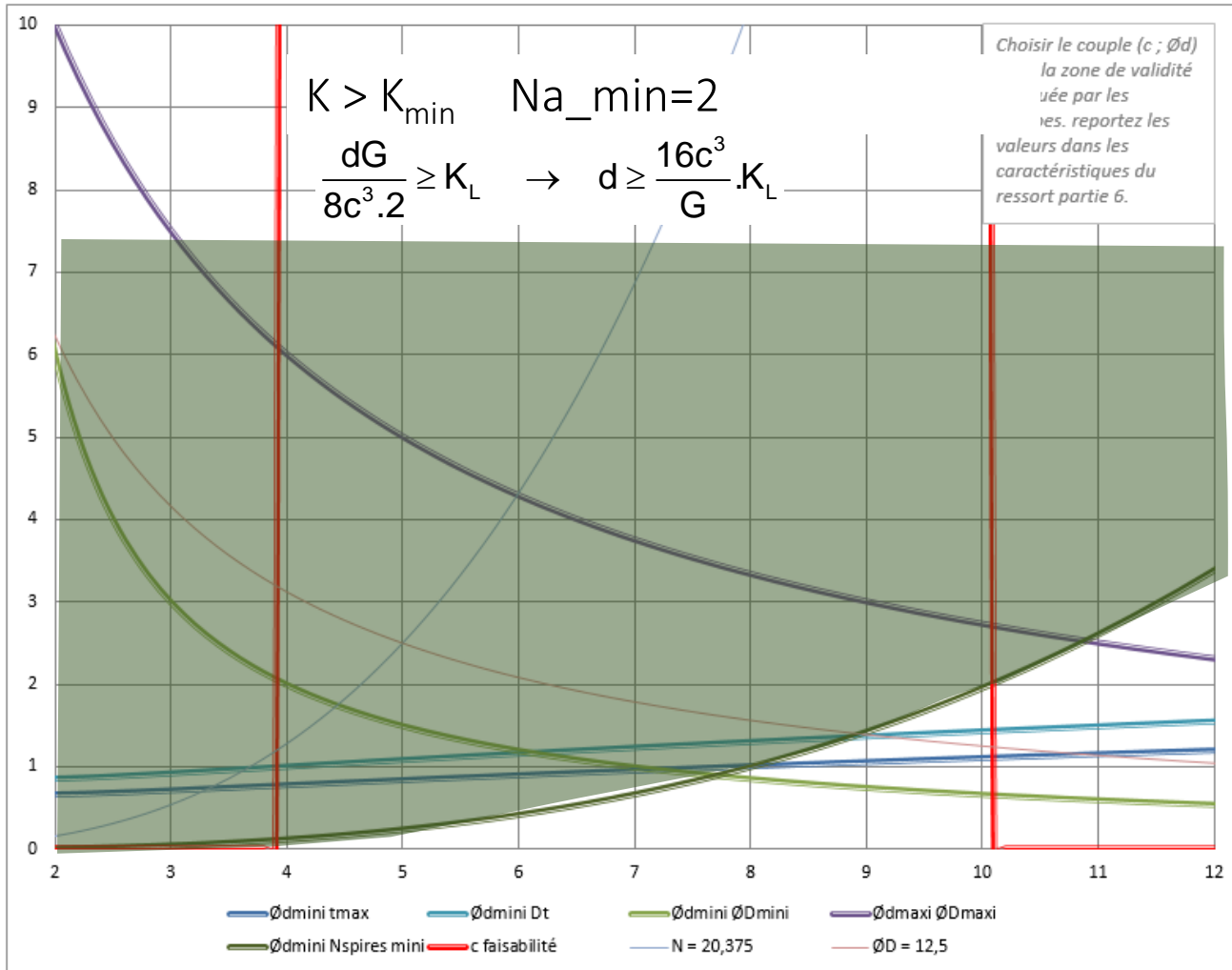
Rapport d'enroulement

# Représentation graphique du dimensionnement

## 5. Diagramme de Sélection $\phi d = f(c)$

Courbe d'enroulement  $\phi D$  12,5 mm  
 Courbe de Nb spires N 20,375 spires

Diamètre du fil



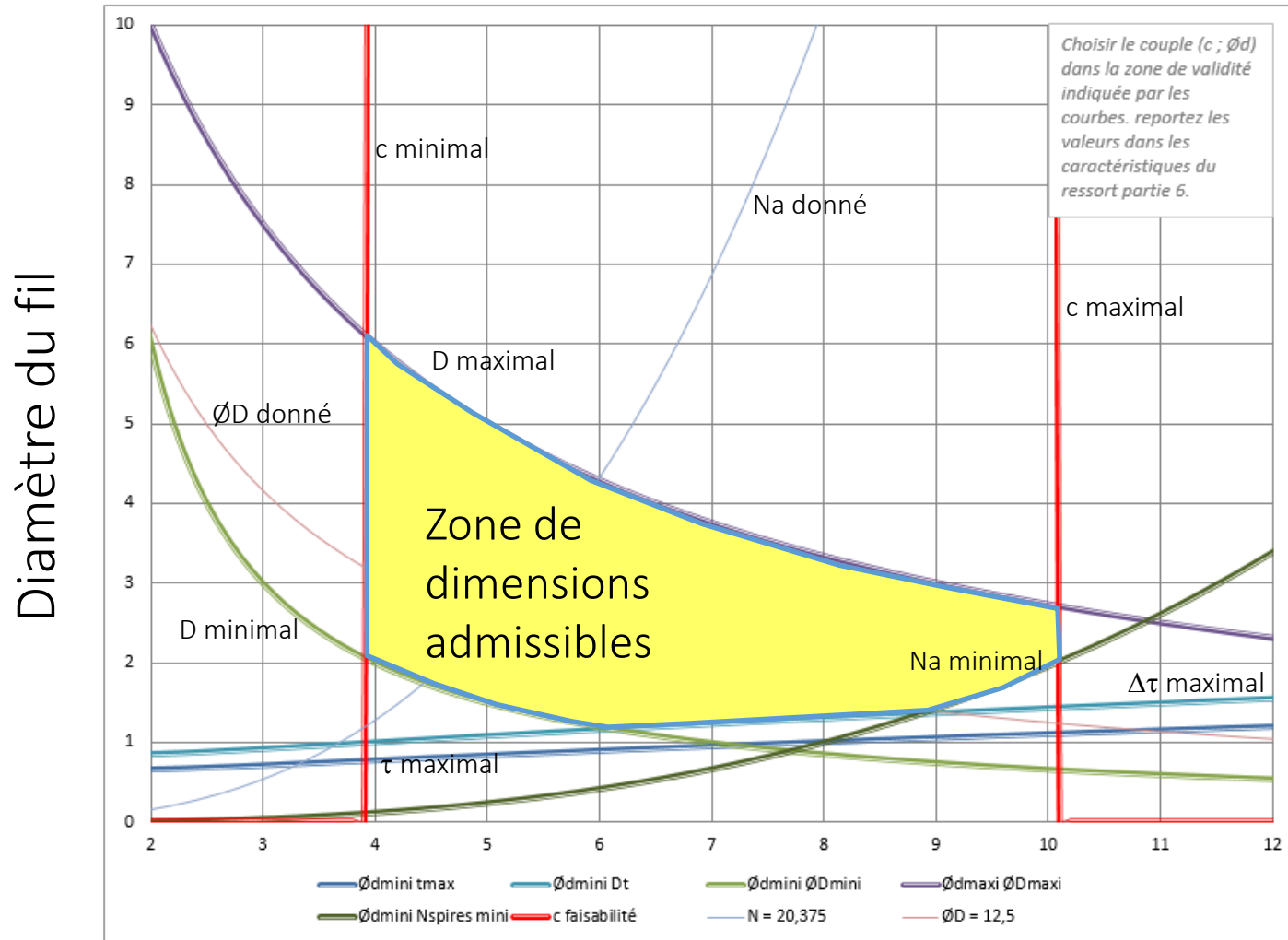
Rapport d'enroulement



# Représentation graphique du dimensionnement

## 5. Diagramme de Sélection $\phi d = f(c)$

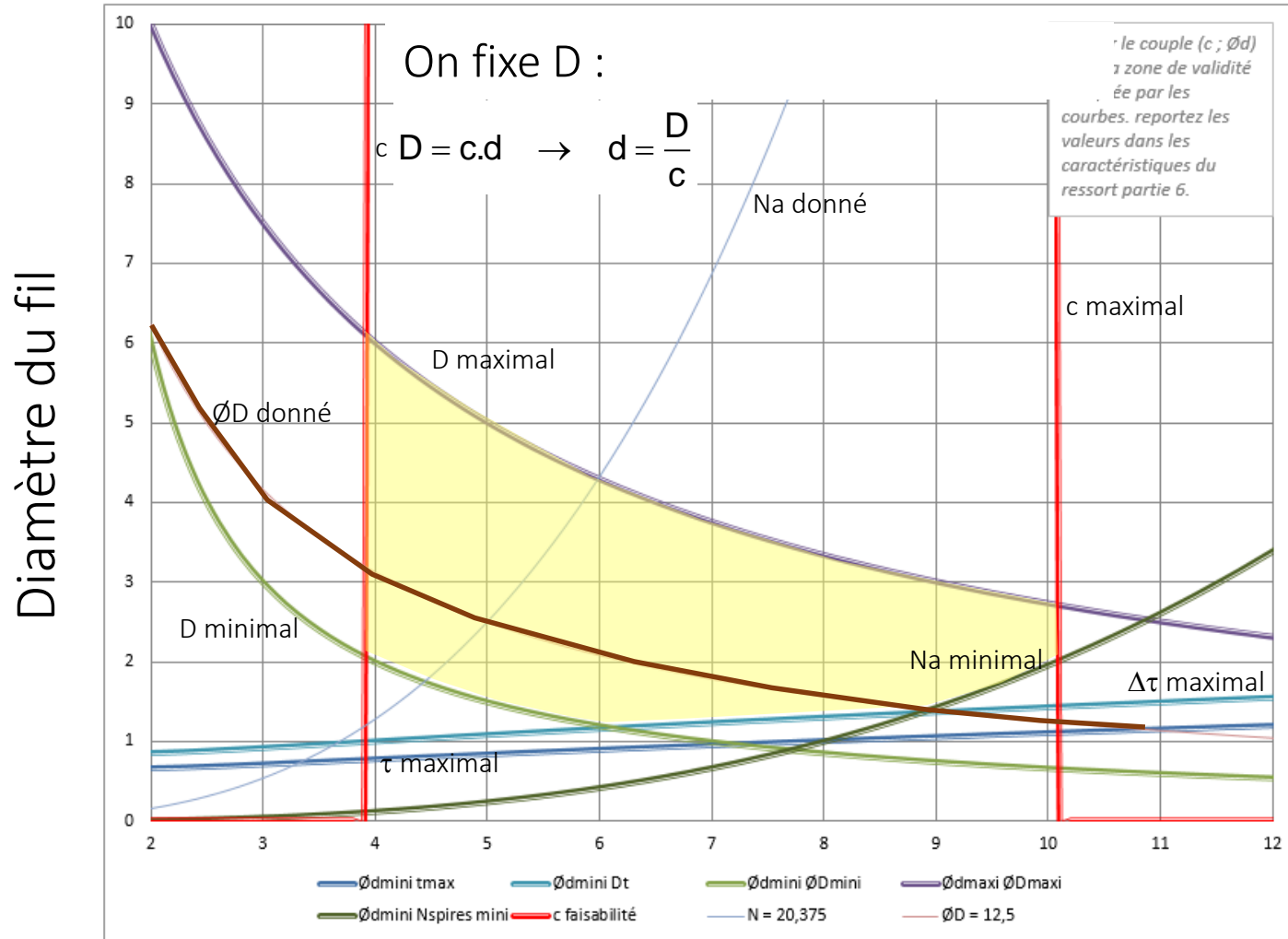
Courbe d'enroulement  $\phi D$  12,5 mm  
 Courbe de Nb spires N 20,375 spires



# Représentation graphique du dimensionnement

## 5. Diagramme de Sélection $\phi d = f(c)$

Courbe d'enroulement  $\phi D$  12,5 mm  
 Courbe de Nb spires N 20,375 spires



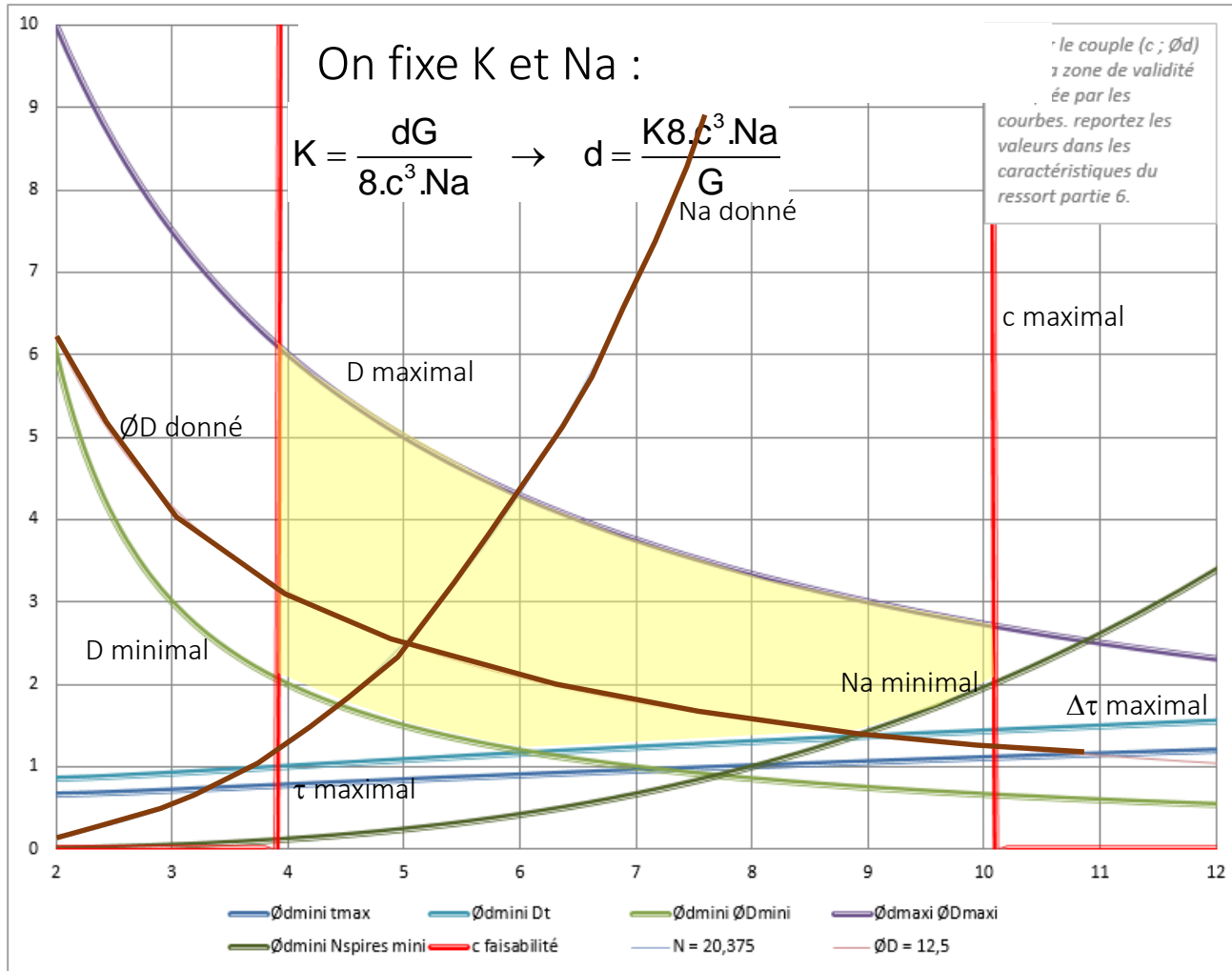
# Rapport d'enroulement

# Représentation graphique du dimensionnement

## 5. Diagramme de Sélection $\phi d = f(c)$

Courbe d'enroulement  $\phi D$  12,5 mm  
 Courbe de Nb spires N 20,375 spires

Diamètre du fil

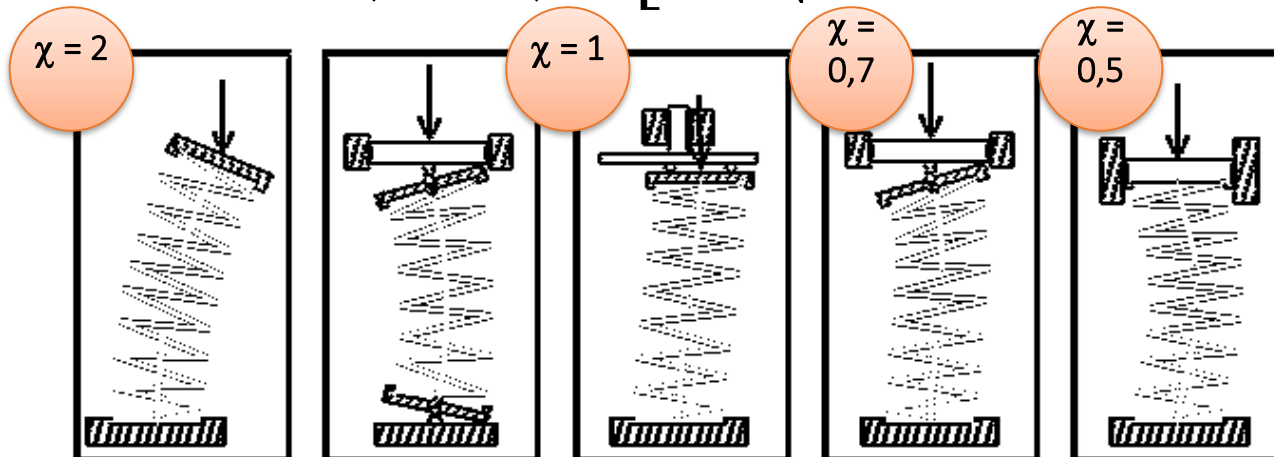


Rapport d'enroulement

## Hauteur de flambage selon DIN 2076

Les équations de flambement d'Euler sont appliquées au cas du ressort, équations dépendant du matériau ( les modules d'Young E et de Coulomb G interviennent), d'un coefficient de portée  $\chi$  tenant compte de la façon dont sont appliqués les charges, et permettant de calculer la hauteur critique de flambage  $H_f$

$$H_f = H_0 - \frac{H_0}{2 \times \left(1 - \frac{G}{E}\right)} \times \left[ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \times \left(\frac{\pi D}{\chi H_0}\right)^2} \right]$$



## Forme des extrémités et hauteur totale

Les hauteurs fonctionnelles dépendent de la façon dont sont préparées les extrémités du ressort. On définit  $H_j$  la hauteur à spires jointives, puis la hauteur mini  $H_{\text{mini}} = H_j + e$  qui dépend de l'écart de spire minimal  $e = 1,5N_a(0,0015\frac{D^2}{d} + 0,1d)$

- *Non-rapprochées non-meulées :*

$$H_j = (Na + 2,5)d$$

$$N_{\text{total}} = Na + 1,5$$

- *Non-rapprochées, meulées :*

$$H_j = (Na + 1)d$$

$$N_{\text{total}} = Na + 1,5$$

- *Rapprochées, non-meulées :*

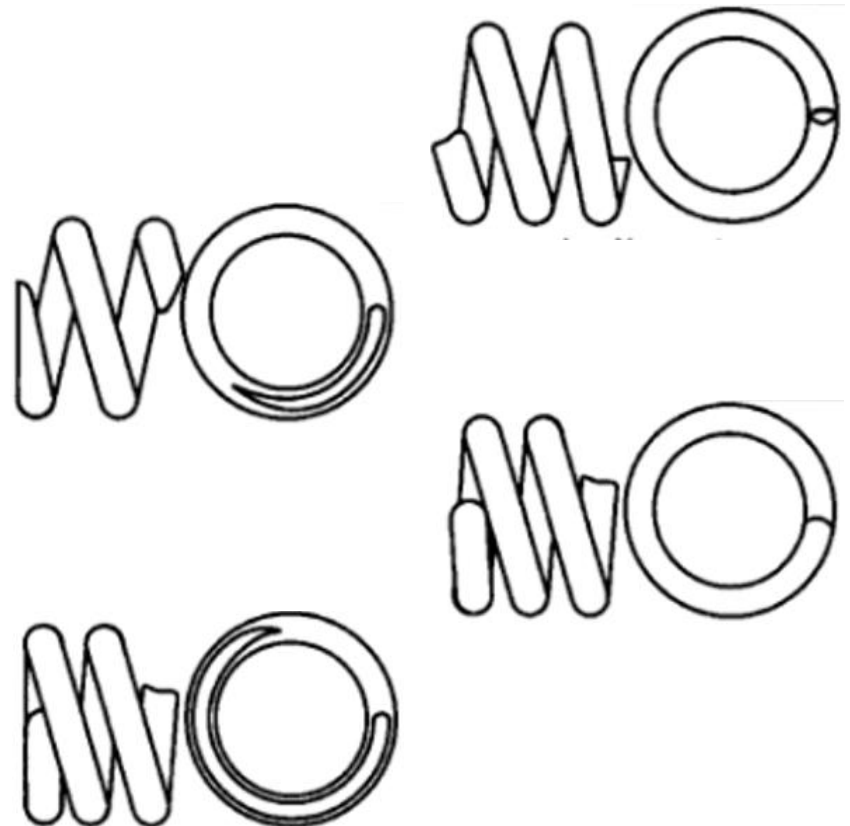
$$H_j = (Na + 2,5)d$$

$$N_{\text{total}} = Na + 1,5$$

- *Rapprochées, meulées  
( $N_t$ , nb de spires terminales) :*

$$H_j = (Na + N_t - 0,5)d$$

$$N_{\text{total}} = Na + 2N_t - 0,5$$



# Norme de calcul Techniques de l'Ingénieur - B5435 : organigramme

