

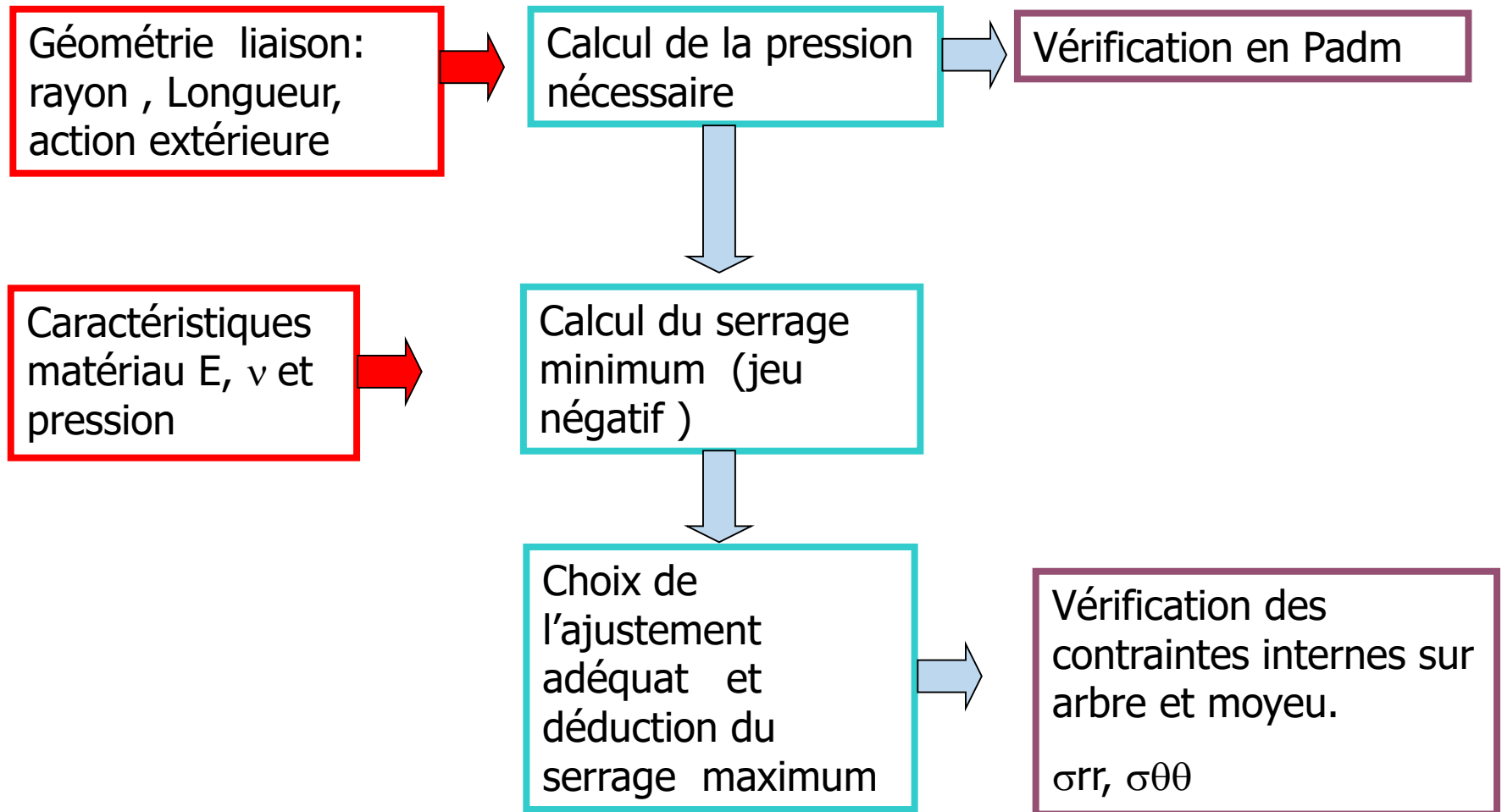
Liaison par adhérence

FRETTAGE

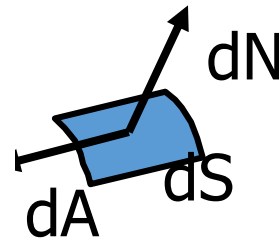
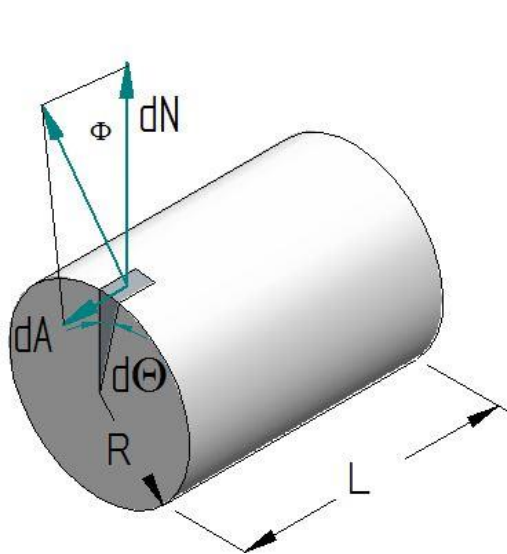
Généralités :

- Liaison par adhérence.
- En général: arbre dans alésage
- Avantages : Concentrations de contraintes limitées , pas de balourds , peu encombrant , peu de pièces
- Inconvénients : montage (démontage) délicat , usinage (très) précis.
- Permet de transmettre effort et /ou couple
 - ✓ Diamètre d'arbre suffisant
 - ✓ valeur de la tolérance/serrage
 - ✓ Appairage
- Vitesse tangentielle $< 20 \text{ m/s}$
- Le fluage n'est pas pris en compte
- Voir norme : NF E 22 621

Principe de dimensionnement

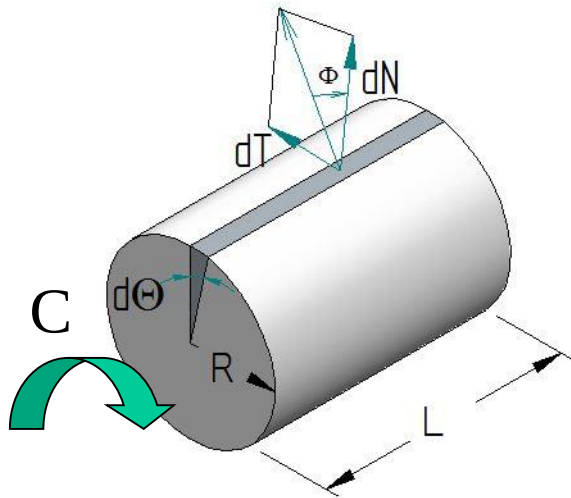


Effort axial



$$dA = \tan \phi \cdot dN = \tan \phi \cdot p \cdot ds$$

$$p_A \geq \frac{A}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot r \cdot l}$$



$$\begin{aligned} dC &= r \cdot dT = r \cdot f \cdot dN = r \cdot f \cdot p \cdot ds \\ &= r \cdot f \cdot p \cdot r \cdot l \cdot d\Theta \end{aligned}$$

$$p_c \geq \frac{C}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot r^2 \cdot l}$$

Calcul du serrage minimum

Le déplacement radial d'un point situé sur un rayon « ρ » sur une enveloppe tubulaire s'écrit :

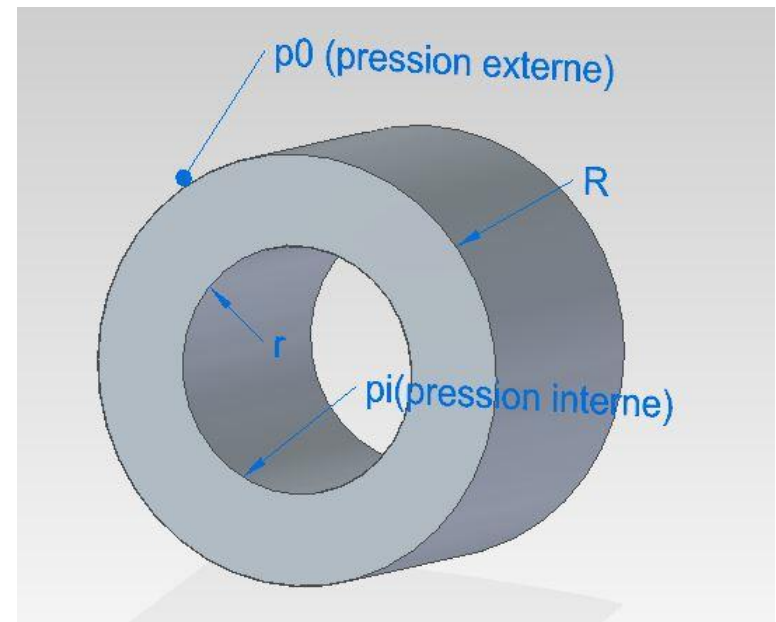
$$u = \frac{(1-\nu)}{E} \frac{r^2 p_i - R^2 p_0}{R^2 - r^2} \rho + \frac{(1+\nu)}{E} \frac{r^2 R^2 (p_i - p_0)}{(R^2 - r^2) \rho}$$

$$u_1 = \frac{p.r}{E_1} \left[\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \nu_1 \right]$$

Expansion radiale de l'enveloppe

$$u_2 = -\frac{p.r}{E_2} [1 - \nu_2]$$

Contraction radiale de l'arbre (plein) x



Serrage minimum : Cas général d'un arbre creux

$$\Delta m = 2.p.r.\left[\frac{1}{E_1}\cdot\left(\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \nu_1\right) + \frac{1}{E_2}\cdot\left(\frac{r_i^2 + r^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_2\right)\right]$$

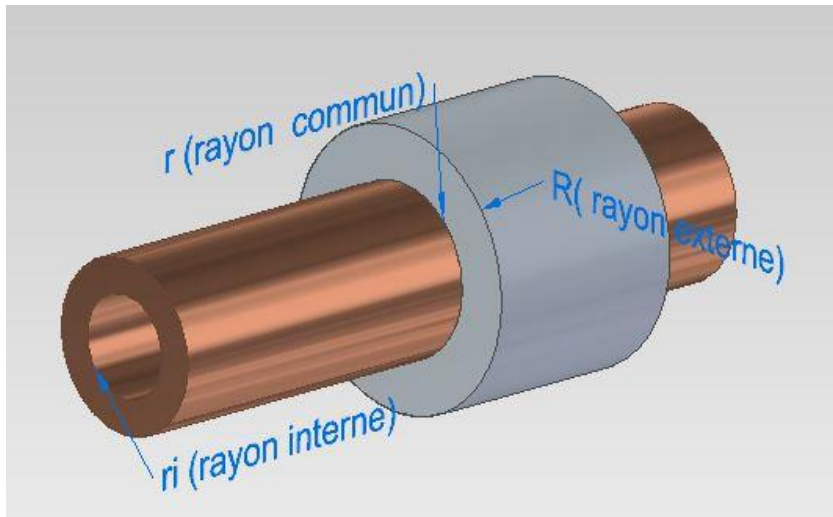
E : module de Young
ν : coefficient de poisson

arbre plein (Ri = 0)

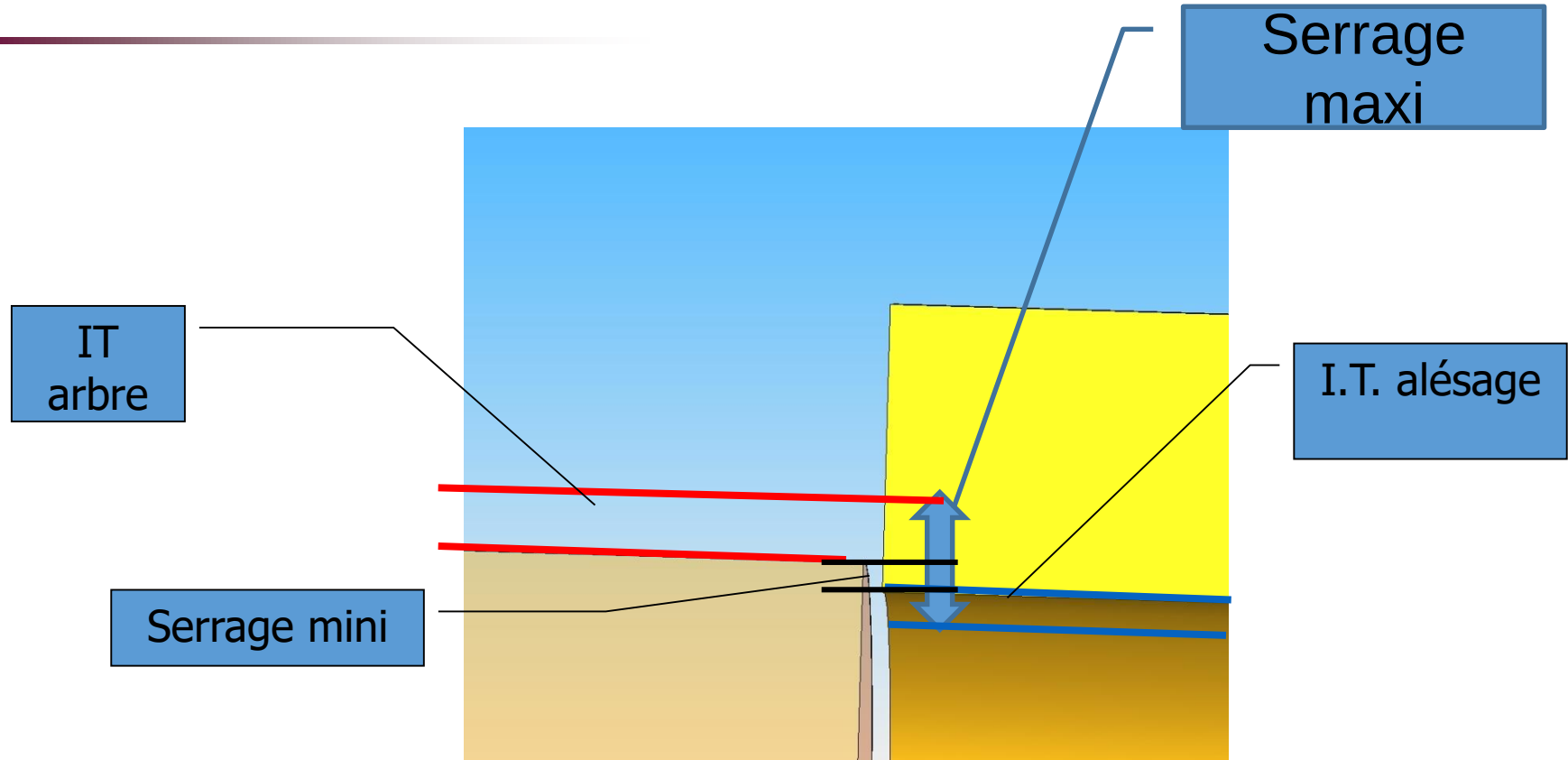
$$\Delta m \geq 2.p.r.\left[\frac{1}{E_1}\cdot\left(\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \nu_1\right) + \frac{1}{E_2}(1 - \nu_2)\right]$$

arbre plein et matériau commun

$$\Delta m \geq \frac{2.p.r}{E}\cdot\left[\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + 1\right] = \frac{4p.r.R^2}{E\cdot[R^2 - r^2]}$$



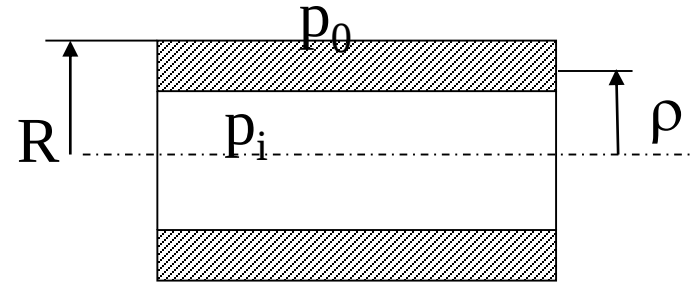
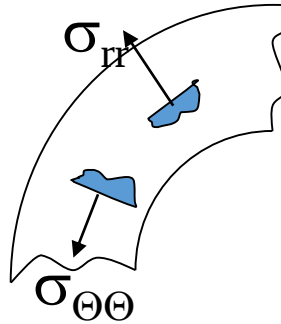
Choix d'un ajustement et serrage maximum



L'ajustement retenu doit assurer le serrage minimum mais impose aussi un serrage maximum

Serrage maximum et contraintes

Les contraintes générées dans le matériau sont données par les formules de Lamé.



Formules de Lamé:

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{p_i \cdot r^2 - p_0 \cdot R^2}{R^2 - r^2} + \frac{p_i - p_0}{\rho^2} \cdot \frac{r^2 \cdot R^2}{R^2 - r^2}$$

$$\sigma_{rr} = \frac{p_i \cdot r^2 - p_0 \cdot R^2}{R^2 - r^2} - \frac{p_i - p_0}{\rho^2} \cdot \frac{r^2 \cdot R^2}{R^2 - r^2}$$

Vérification : arbre plein

Vérification arbre

Avec $r_i = p_i = 0$,
on vérifie :

$$\sigma_{rr} = \sigma_{\ominus\ominus} = -p \quad p \leq \sigma_{ec}$$

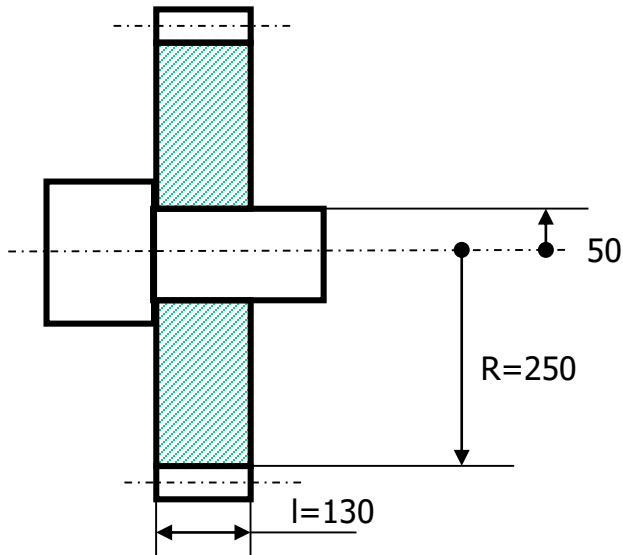
attention : on compare à la limite élastique en compression
On peut prendre en compte un coefficient de sécurité

Vérification moyeu

$$\sigma_{rr} = -p \text{ donc } p \leq \sigma_e(c)$$

$$\sigma_{\ominus\ominus} = \frac{p \cdot (R^2 + r^2)}{R^2 - r^2} \text{ donc } \leq \sigma_e(t)$$

Exemple :



couple transmis 2450 N.m
 pièces en C38 TR ; $R_e=435$ Mpa
 Coefficient de sécurité : 2
 $0.12 < f < 0.18$

$$p_c \geq \frac{C}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot r^2 \cdot l} = 10 \text{ Mpa} \text{ soit } 20 \text{ Mpa pondérés}$$

$$\Delta m \geq p \cdot \frac{4 \cdot r \cdot R^2}{E \cdot [R^2 - r^2]} = 20 \mu$$

Statique : 1,5

Continu : 1

À sec : 2

Uniforme : 2

P adm ≈ 72.5 Mpa : OK

Validation en pression (extrait CONAN)

Nous connaissons p_M , il faut la comparer à la pression admissible p_{adm} des matériaux.

Rappel : la pression admissible est une notion pratique et expérimentale, utiliser les données avec prudence...



$$p_{adm} = \frac{\text{limite élastique } Re}{\left[\begin{array}{c} \text{Fonctionnement} \\ \text{mobile} = 3 \\ \text{statique} = 1,5 \end{array} \right] \times \left[\begin{array}{c} \text{Charge} \\ \text{vibrations} = 2 \\ \text{chocs} = 4 \\ \text{continu} = 1 \end{array} \right] \times \left[\begin{array}{c} \text{Contact} \\ \text{lubrifié} = 1,5 \\ \text{à sec} = 2 \end{array} \right] \times \left[\begin{array}{c} \text{Répartition} \\ \text{uniforme} = 2 \\ \text{Sinusoïdale} = 3 \end{array} \right]}$$

Exemple : pour un acier avec $Re = 500 \text{ Mpa}$, mobile, continu, à sec, sinusoïdal (coef 18)

on obtient $p_{adm} = 27,8 \text{ Mpa}$ (37 Mpa en lubrifié).

En fonctionnement axial on aurait $p_{adm} = 41 \text{ MPa}$

Exemple : choix de l'ajustement

AJUST	Alésage	AXE	Δm	
K7p6	+10 -25	+59 +37	27	84
K7n6	+10 -25	+45 +23	13	70
M7n6	0 -35	+45 +23	23	80
M7p6	0 -35	+59 +37	37	94

Écart inférieur arbre

m	n	p	
13	23	37	

Écart supérieur alésage

K	M	N	
- 3+ Δ	- 13+ Δ	- 23+ Δ	Qualité 7 : $\Delta = 13$

Tolérances fondamentales

Qualités 7: 35 μ

Qualité 6: 22 μ

Serrage maximum : Ajustement M7 n6

$$p_{\max} = \Delta m \frac{E \cdot [R^2 - r^2]}{4 \cdot r \cdot R^2} = 80 \cdot 10^{-3} \cdot 210000 \frac{250^2 - 50^2}{4 \cdot 50 \cdot 250^2}$$

Soit $\approx 81 \text{ Mpa}$

$$81 \text{ MPa} \leq \frac{435}{1,25} = 348 \text{ MPa}$$

Vérification 2:

Vérification 3: idem vérification 2: matériaux identiques

vérification 4 : 87 Mpa < 348 Mpa

Conception : détails constructifs

Les concentrations de contraintes apparaissent à la limite des zones frettées : On cherche donc à établir une variation progressive de ces contraintes par une modification du profil de l'arbre ou du moyeu

Augmentation du diamètre de l'arbre
(10%, 1% mini)

r : congé le plus grand possible

