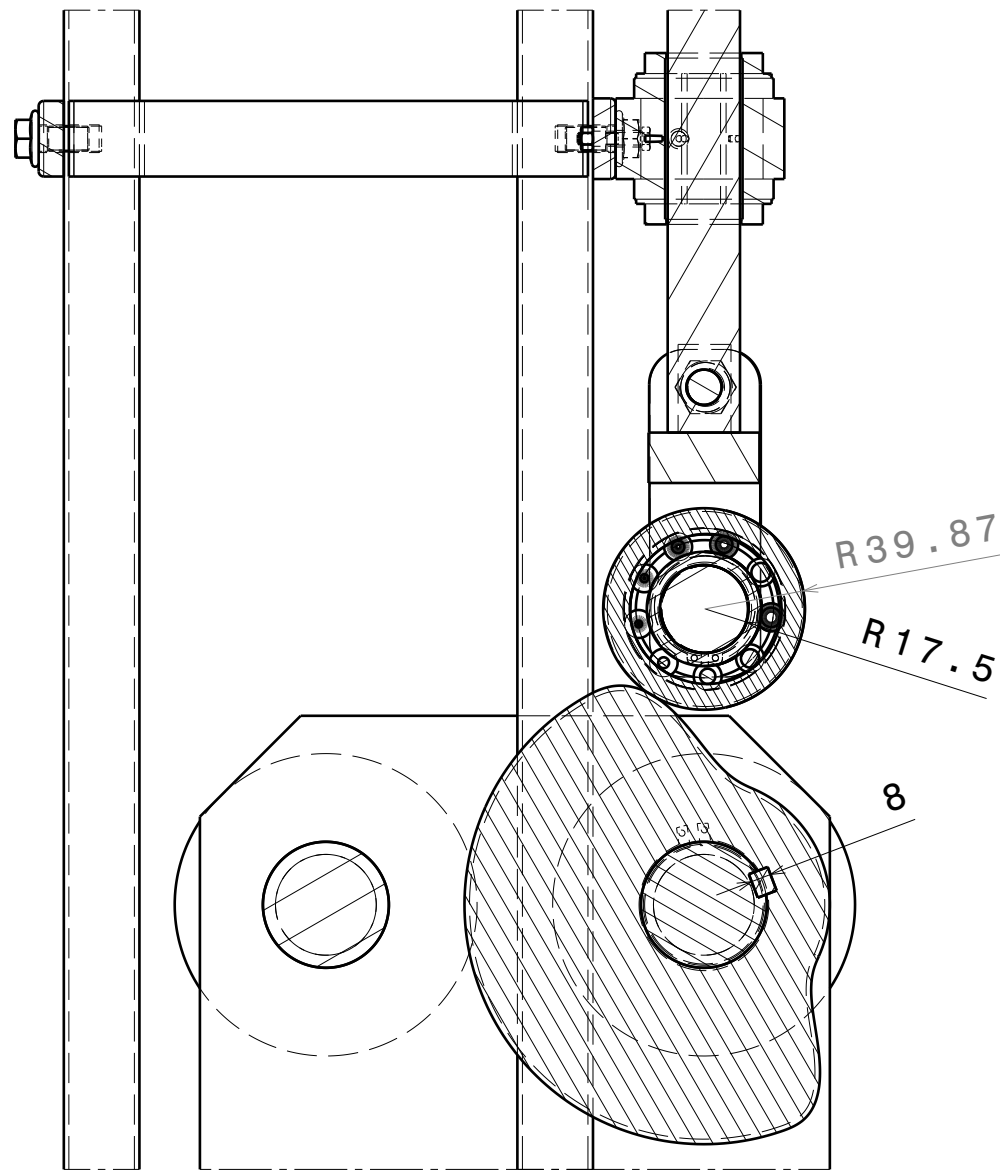
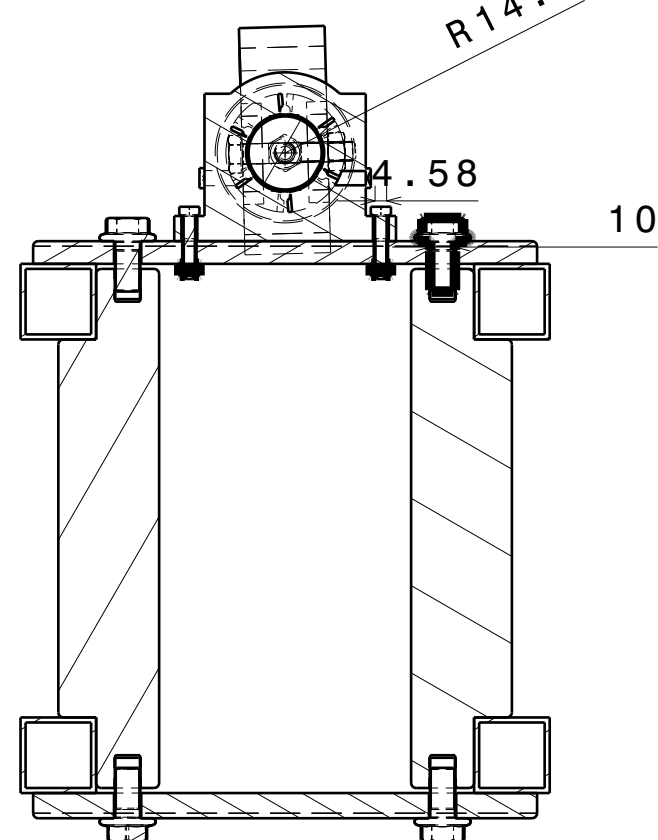
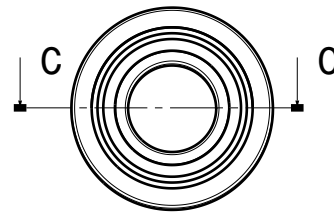




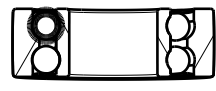
Coupe A-A  
Echelle : 1:3



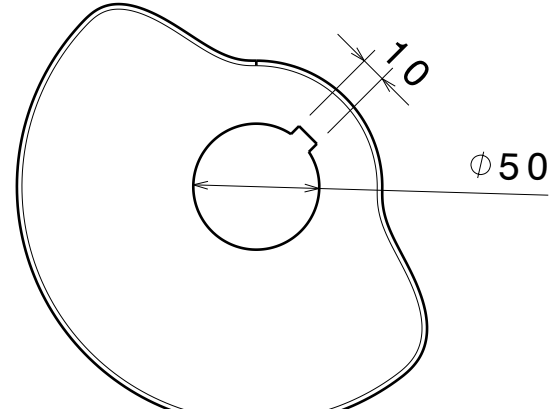
Coupe B-B  
Echelle : 1:3



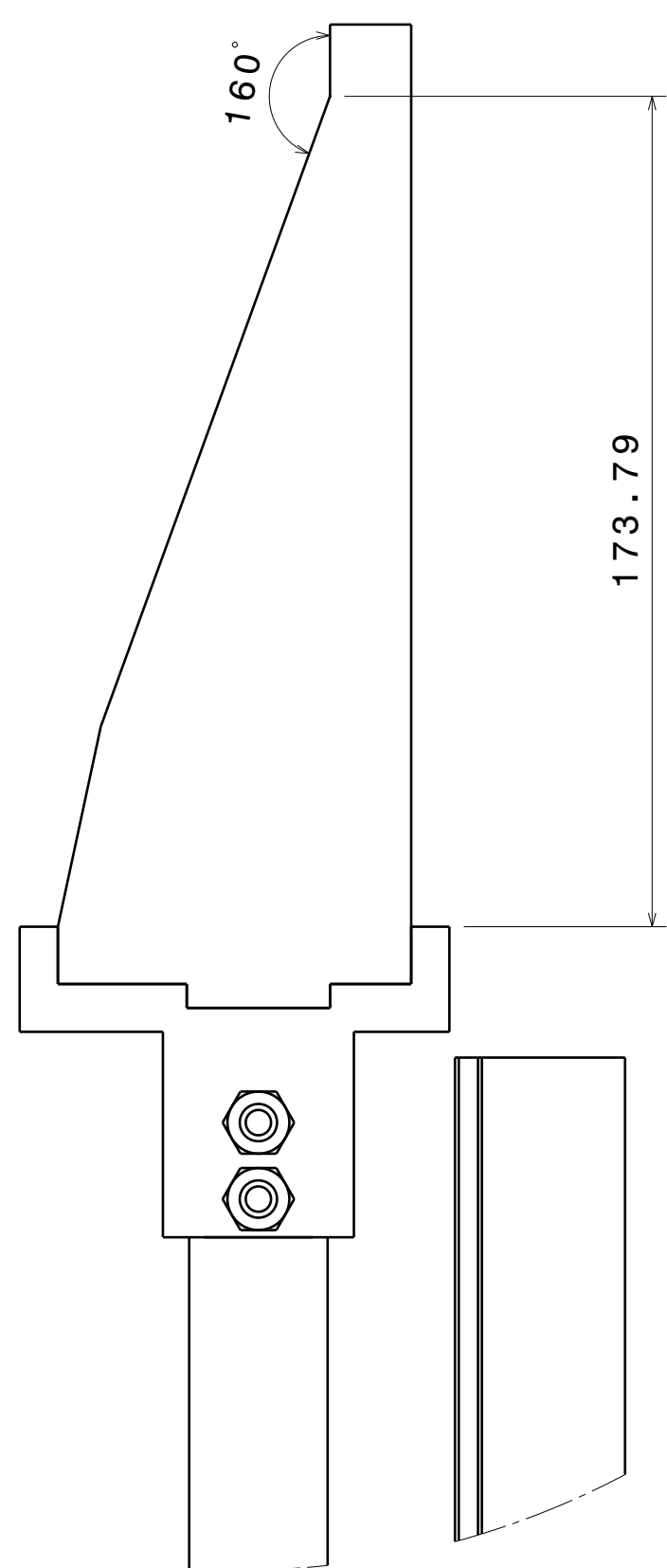
Vue de face  
Echelle : 1:3



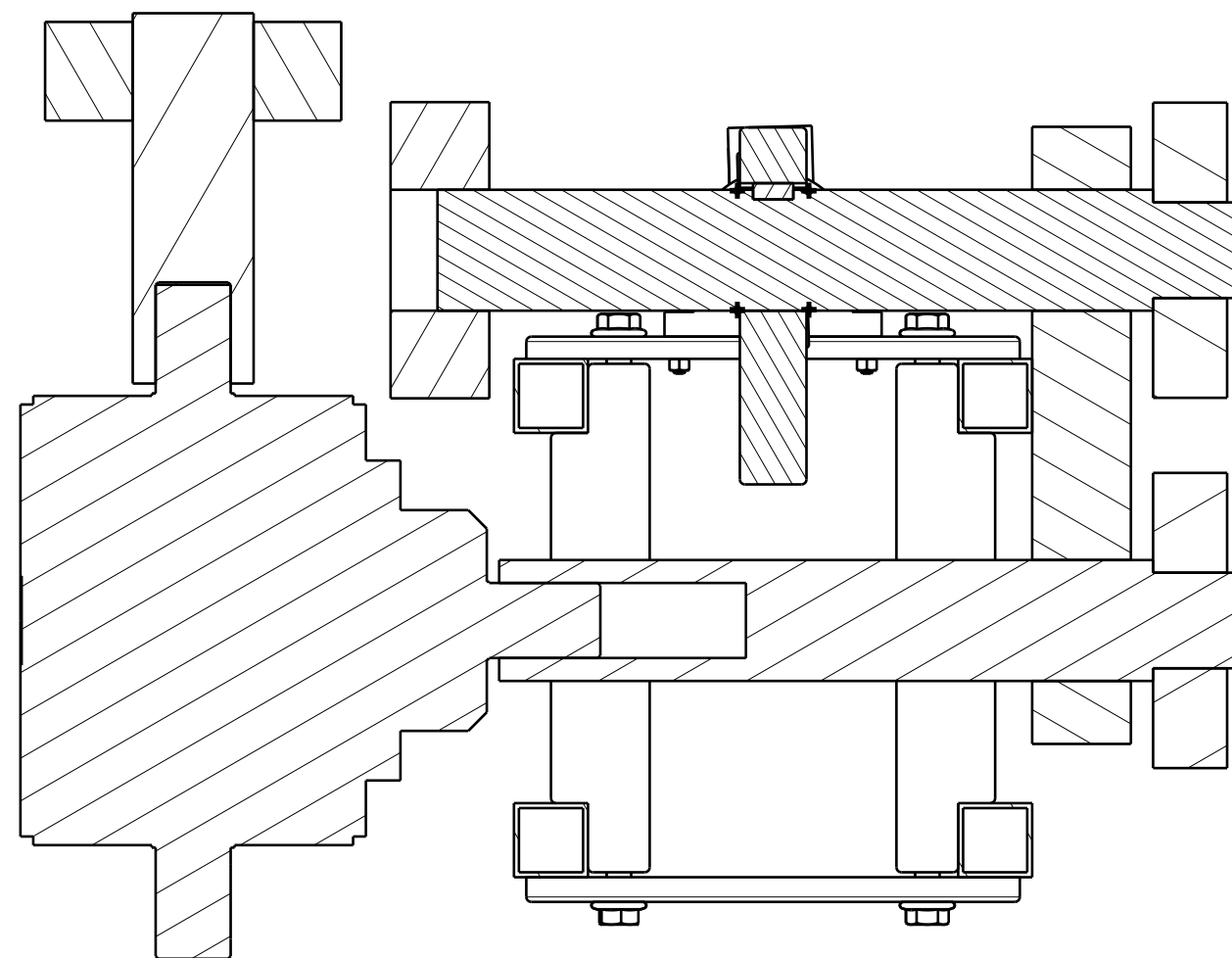
Coupe C-C  
Echelle : 1:3



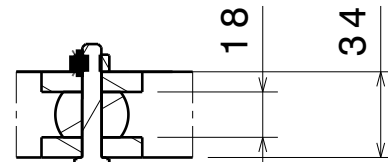
Vue de face  
Echelle : 1:3



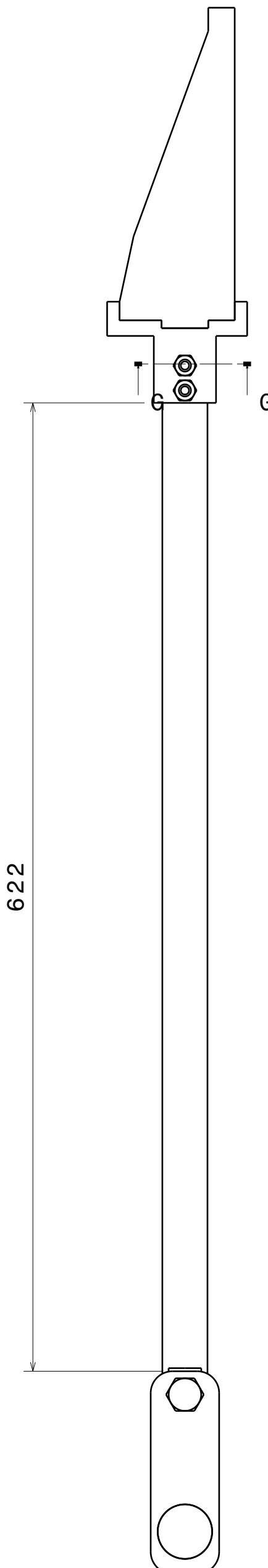
Détail F  
Echelle : 2:3



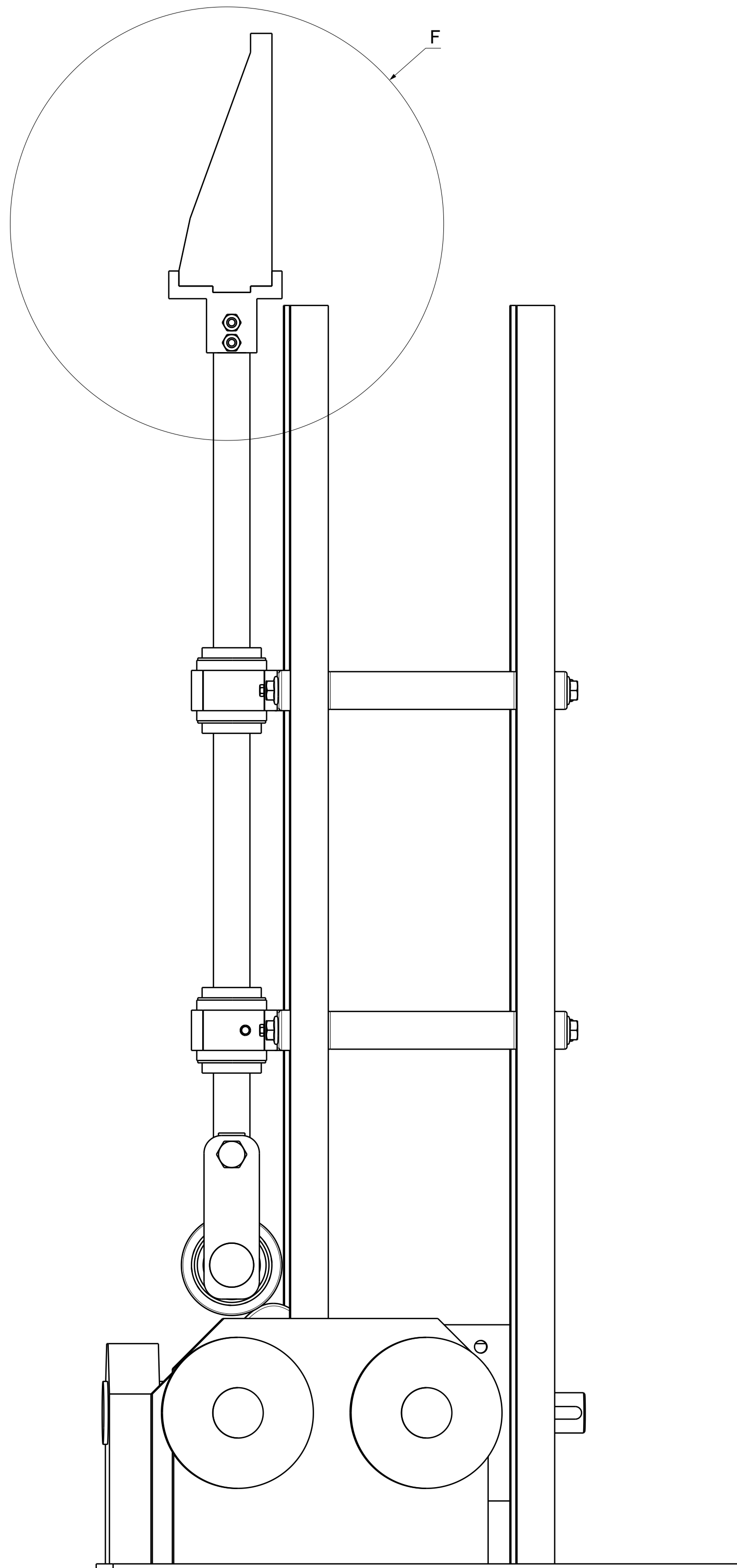
Coupe D-D  
Echelle : 1:3



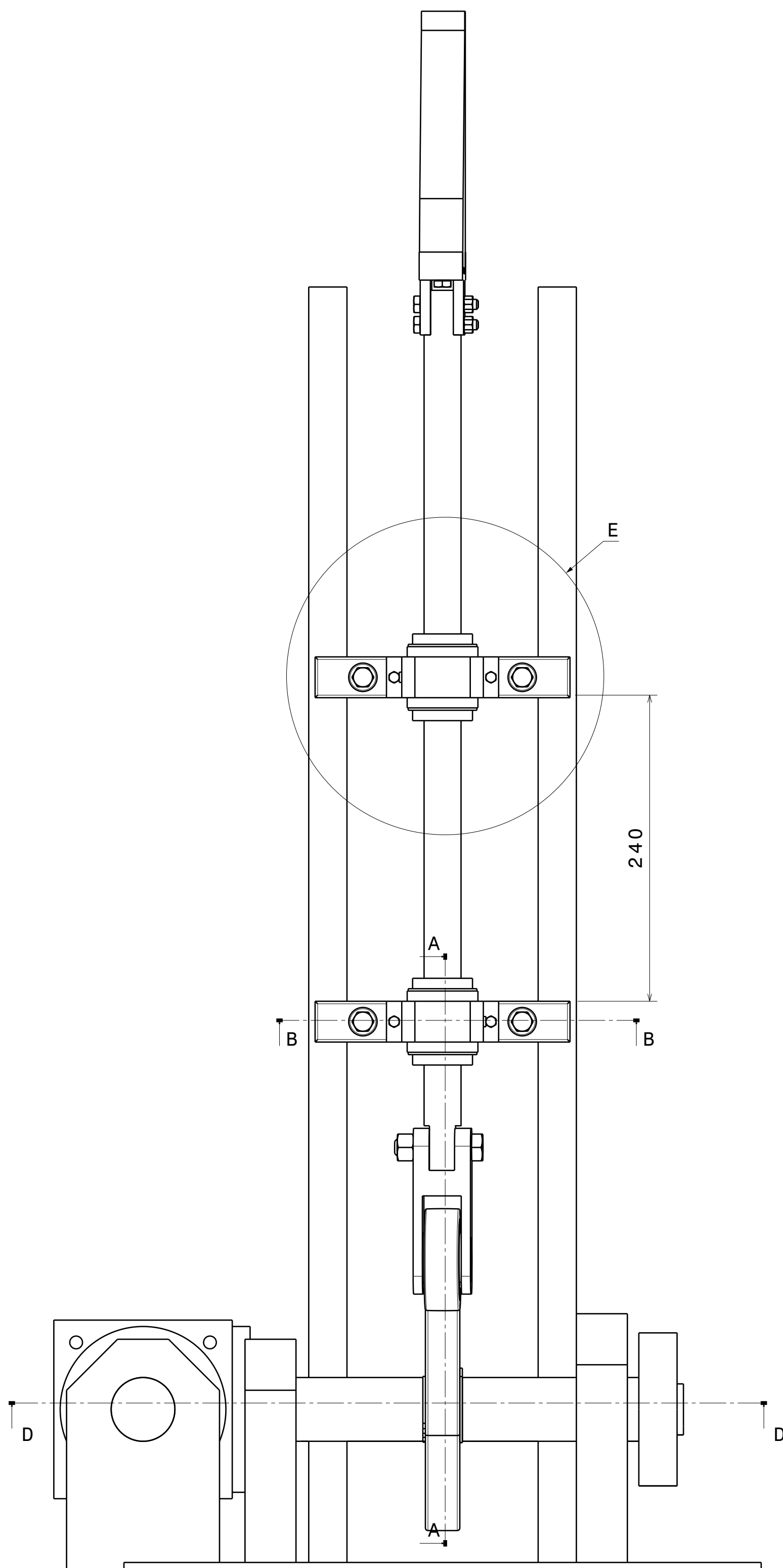
Coupe G-G  
Echelle : 1:3



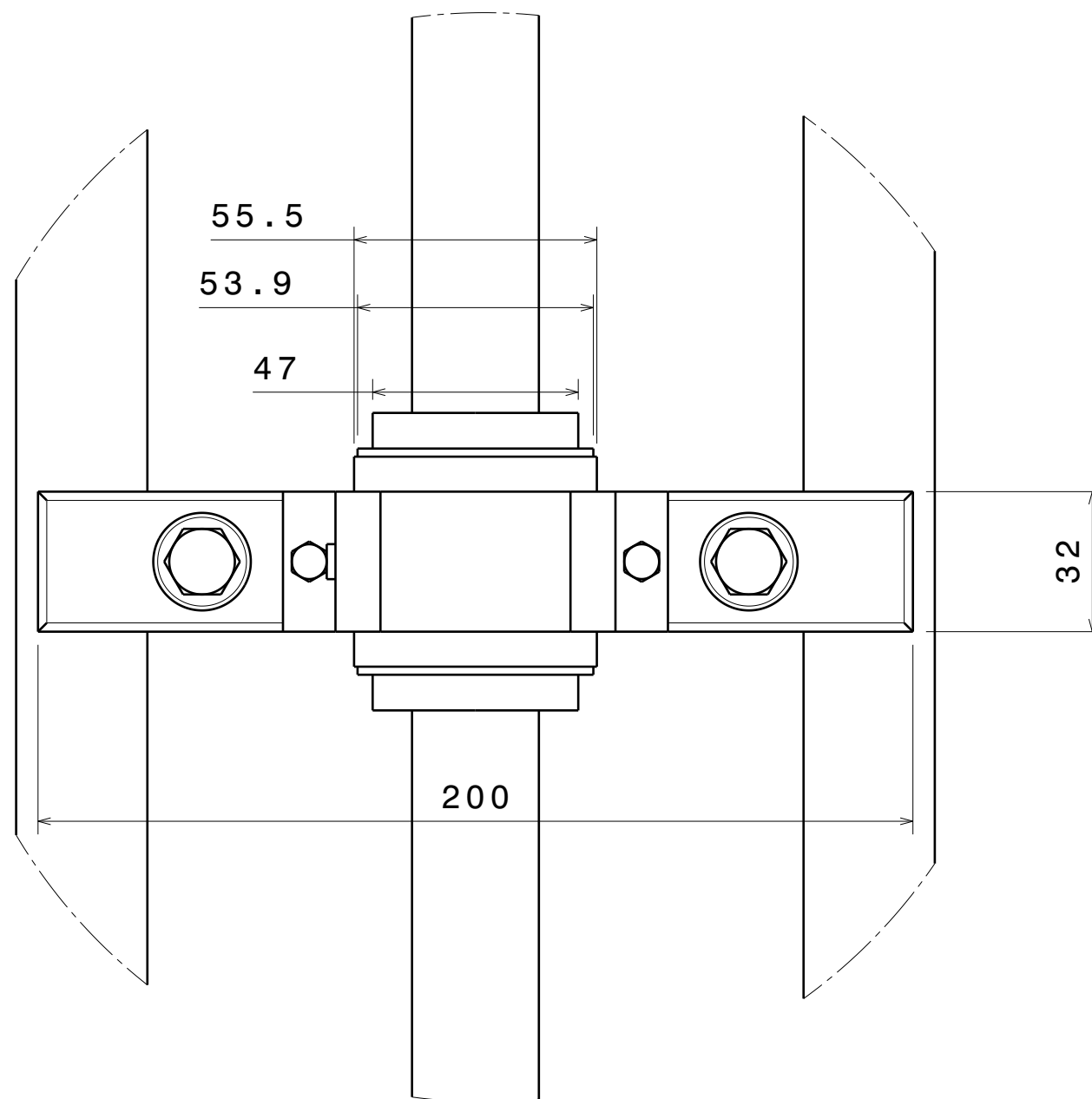
Vue de face  
Echelle : 1:3



Vue de face  
Echelle : 1:3



Vue de face  
Echelle : 1:3



Détail E  
Echelle : 2:3

---

# **COPA : Conception Modification de machine et validation d'un dispositif à came**

---

-  
Louis Labesse  
Margaux Furlanetto

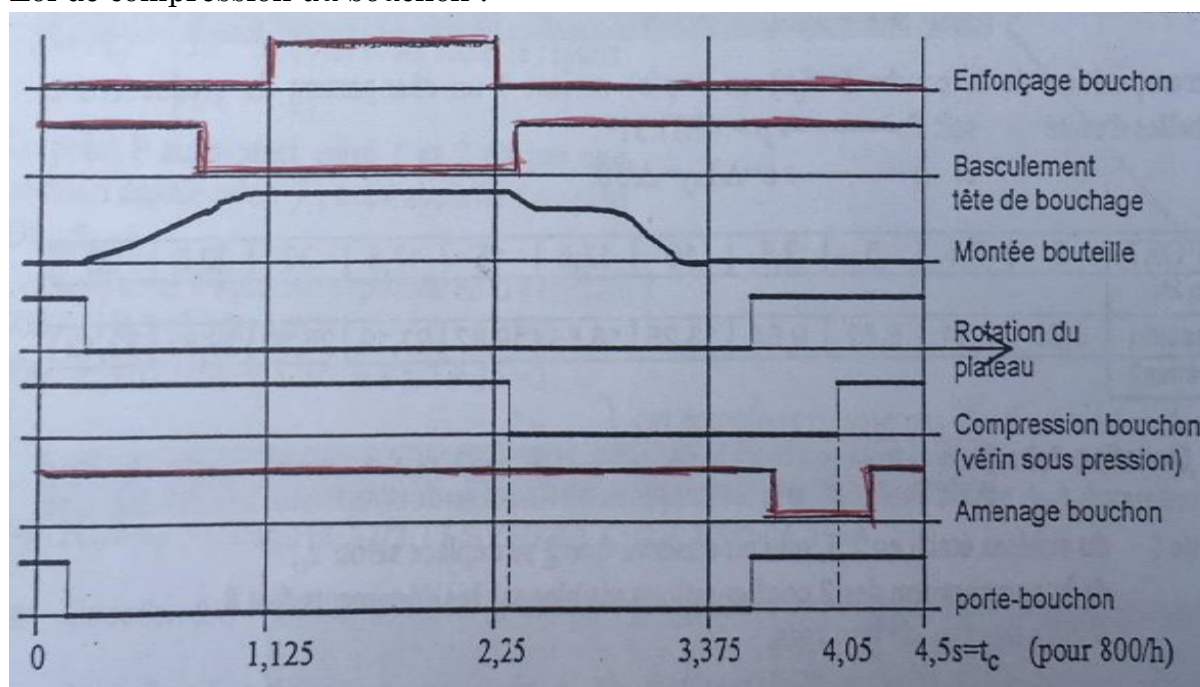
# I) Courbe géométrique de la came

## 1) Analyse de données

|                                                                 |                        |
|-----------------------------------------------------------------|------------------------|
| Variation de diamètre $\Delta\phi$                              | 15mm, de 31mm à 16mm   |
| Amplitude de la montée : S                                      | Entre 40 et 50 mm      |
| Cadence précédente                                              | 800 bouteilles/heures  |
| Cadence souhaitée                                               | 1800 bouteilles/heures |
| Angle de pression                                               | $<30^\circ$            |
| Ratio Rayon Galet / Rayon de base<br>(rayon minimal de la came) | Entre 0.5 et 0.7       |
| Vitesse de déformation max $\dot{\varepsilon}$                  | 25m/s                  |
| Matériau                                                        | Acier                  |
| Longueur du coulisseau                                          | 1m                     |

Notre critère d'évaluation de vitesse porte sur :  $\dot{\varepsilon} = \ln \left( \frac{R(t)}{R_0} \right) < 25 \text{ s}^{-1}$

Loi de compression du bouchon :

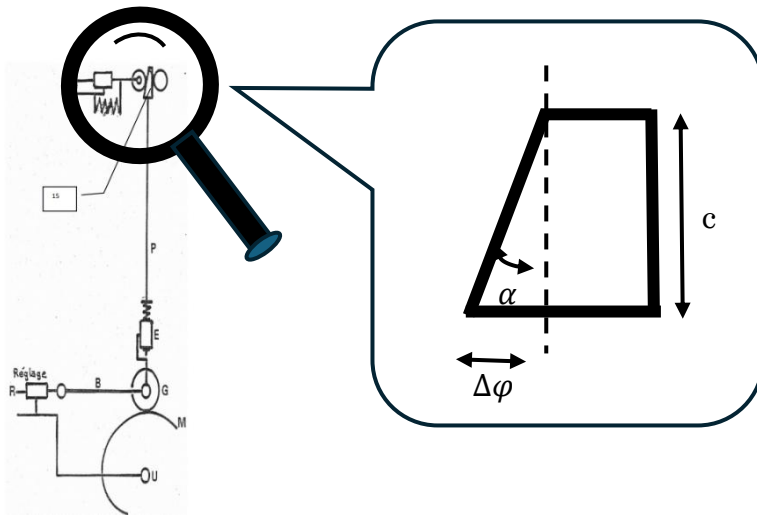


## b) Calcul du temps de cycle

$$T_{cycle} = \frac{3600 \text{ secondes}}{1800 \text{ tours}} = 2s$$

Vitesse de rotation pour la cadence :  $\omega = \frac{1800 \text{ tours}}{60 \text{ secondes}} = 30 \text{ rad/s}$

## c) Dimensionnement de la came linéaire



D'après la partie précédente, on choisit comme amplitude de montée  $S = 45mm$  et  $\Delta\varphi = 15mm$ .

Déterminons  $\alpha$  :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\Delta\varphi}{S}\right) = \arctan\left(\frac{15}{45}\right) = 0.32^\circ$$



## Critères de validation du dispositif à came :

### Critère de non-interférence

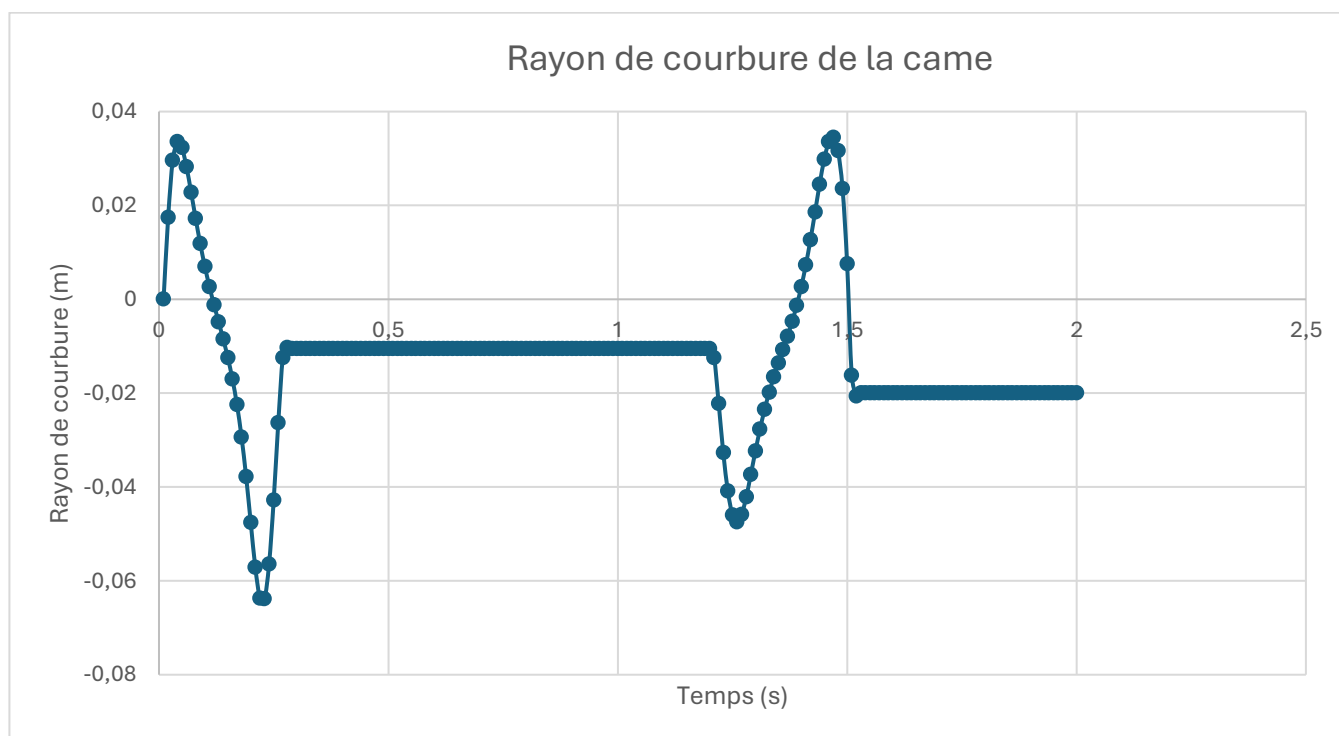
On souhaite que  $R_g < |\rho_{courbure}|$  avec  $\rho_{courbure}$  le rayon de courbure de la came.

On utilise cette formule :

$$\frac{x'y'' - y'x''}{(x'^2 + y'^2)^{3/2}}$$

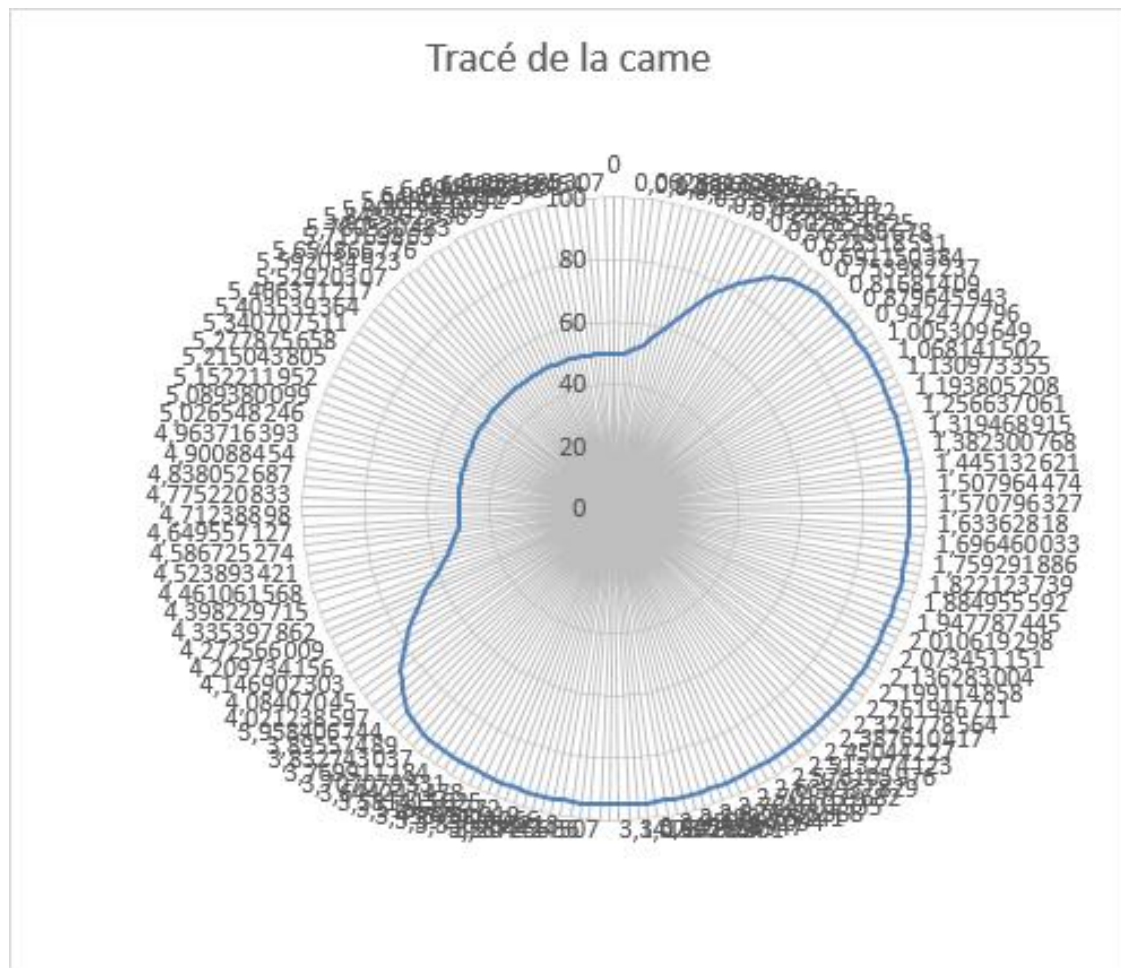
Avec x et y les coordonnées de OI selon les vecteurs unitaires.

On dérive par rapport à  $\theta$ .



Le rayon de courbure de la came est associé au pic maximal sur cette courbe. Ainsi, on obtient un rayon de courbure  $\rho_{came} = 63.9\text{mm}$ . En prenant  $R_g = 30\text{mm}$ , on respecte bien le critère de non-interférence.

**Voici l'allure de la came utilisée par la suite pour la CAO :**



Notre profil de came final est réalisé avec les valeurs  $R_{came} = 50\text{mm}$  et  $R_{galet} = 30\text{mm}$ .

Notre came sera montée par frettage avec un ajustement H7/s6, nous n'avons donc pas besoin d'utiliser de clavette.

## Condition de non-décollement

Le critère de non décollement vise à s'assurer du contact permanent entre le galet et la came. On appelle  $F_c$  la force exercée par la came sur le galet. Le but est de vérifier que cette force est négative à tout instant.

On isole le système  $\Sigma = \{\text{came} + \text{galet} + \text{tige}\}$

Bilan des forces :

- Poids :  $P = -mg$
- Roulement sans glissement de la came sur le galet :  $F_c = F_c \cos(\delta)$

$$\text{avec } \delta = \text{Arctan}\left(\frac{\dot{S}}{\omega(R_g + R_b + S)}\right)$$

- Force de rappel du ressort :  $F_R$

$$F_C = \frac{m(g + \ddot{S}) + F_{\text{compression}} + F_R}{\cos(\delta)}$$

### Hypothèses :

On prend  $F_R = 0$ .

Grâce à l'excel « TD1\_Pression bouchon.xlsx », on prend pour  $F_{\text{compression}}$  la valeur extrême :  $-16723,5969 \text{ N}$ .

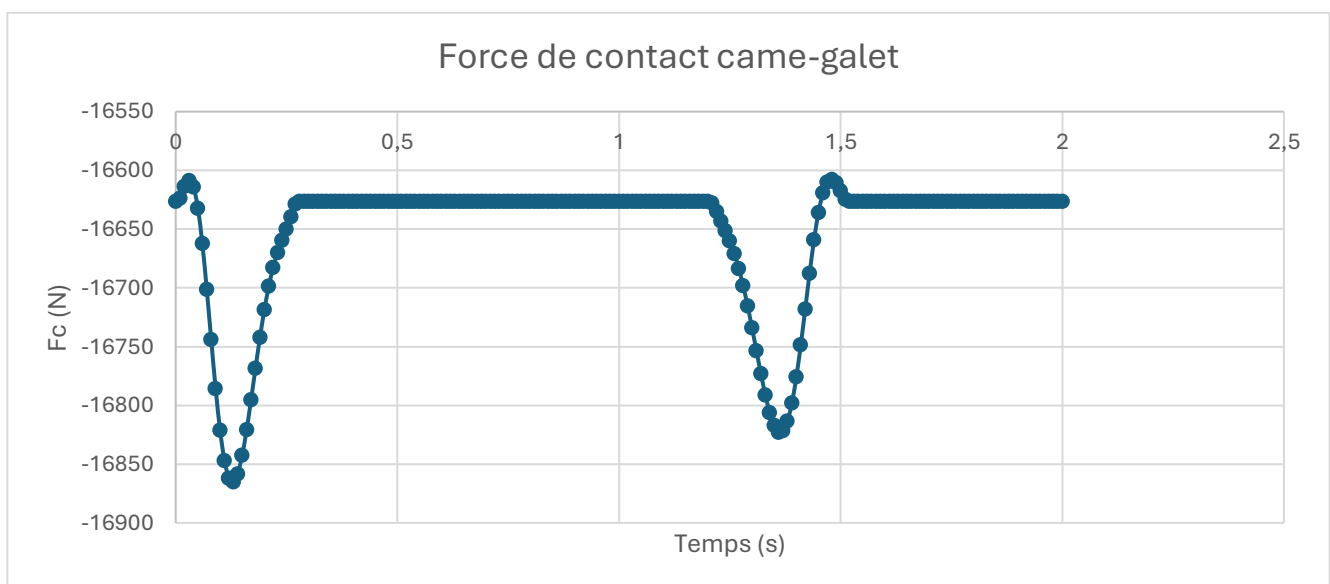
### Données CAO :

Tige : 1m et 30mm de diamètre

Came : 0.017m<sup>2</sup> et 27mm d'épaisseur

Galet : Rayons : 39,8mm (ext) et 17,5mm (int), 27mm d'épaisseur

Soit  $m=9.94\text{kg}$  (en prenant  $\rho_{\text{acier}} = 7800 \text{ kg / m}^3$ )



*Force de contact came/galet en fonction du temps :  
on respecte bien la condition de non-décollement puisque  $F_c < 0$ .*

## Pression de Hertz

On souhaite vérifier que ni la came ni le galet ne se casse pendant le cycle, c'est-à-dire que la pression exercée par la came sur le galet ne doit pas excéder la pression de Hertz.

On néglige ici les forces de frottements, et on a donc cette formule :

$$P_{Hertz} = 0.59 \cdot \sqrt{\frac{F_C}{L} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \frac{R_g + \rho_{came}}{R_g \rho_{came}}}$$

Avec  $F_C = 16865,1294 \text{ N}$  (on prend le maximum).

$$E_{galet} = 210 \text{ GPa}$$

$$E_{came} = 210 \text{ GPa}$$

$L = 27 \text{ mm}$  (épaisseur de contact).

On obtient donc  $P_{Hertz} = 1\,103,2 \text{ MPa}$ .

Afin de valider mécaniquement le modèle, on souhaite comparer cette pression à la pression admissible du matériau dimensionnant. Le galet, réalisé en acier à roulement, admet une pression supérieure à celle de la came ; la came en acier trempé est donc l'élément dimensionnant. Le critère de Hertz est validé si :

$$P_{Hertz} \leq \frac{P_{adm,came}}{S}$$

Avec  $S$  le coefficient de sécurité, qu'on prend égal à 1,2 ;

Et  $P_{adm,came} = 1400 \text{ MPa}$  d'après les règles de l'art pour une came en acier trempé.

Dans notre cas, on le respecte bien.

## Vitesse de déformation

Afin que notre bouchon n'explose pas, il doit avoir une vitesse de déformation inférieure à 25 s<sup>-1</sup>.

Nous avons l'angle  $\alpha$ , la loi de levée de la came, ainsi que le rayon initial du bouchon  $R_0$ .

Nous faisons l'hypothèse que la déformation s'écrit de la manière suivante :

$$\varepsilon = \ln\left(\frac{R(t)}{R_0}\right)$$

Et que la fonction  $R(t)$  est de la forme  $R(t) = R_0 - s(t) \cdot \tan \alpha$

La vitesse de déformation s'écrit donc :  $\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{ds/dt \cdot \tan \alpha}{R_0 - \tan \alpha}$

D'après nos calculs sur Excel, la valeur maximale de vitesse de déformation est de 0,10186877 s<sup>-1</sup>, ce qui vérifie le critère, mais semble très faible (sûrement une erreur de calcul, mais on ne sait pas où).

Nos paramètres actuels nous permettent donc de vérifier ce critère

## Flambement

La force exercée sur la tige ne doit pas induire de flambement :  $F_C \leq F_{flambement}$

Paramètres de la tige :  $L = 1m$ , diamètre  $D = 30mm$ ,  $E = 210GPa$  et  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$

La charge de flambement correspond à la charge critique d'Euler.

Elle s'exprime sous la forme :  $F_{flambement} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$  avec  $I = \frac{\pi D^4}{64}$

Application numérique :  $F_{flambement} = 82\,408 \text{ N}$ .

Or la force maximale exercée par la came est de 16 865,1 N. Il n'y a donc pas de flambement et le critère associé est vérifié.

## Modélisation sous CATIA :

### Dimensionnement de la clavette

La came sera encastrée à l'arbre à came à l'aide d'une clavette et de 2 anneaux élastiques.

Le moment maximal appliqué après calcul à l'arbre à came est de  $M_{max} = 58,6Nm$ .

Pour dimensionner la clavette on utilise :

$$L > \frac{4M_{max}}{bDP_{adm}}$$

Où L la longueur de la clavette,  $D = 30\text{ mm}$ ,  $b = 8\text{ mm}$ ,  $P_{adm} = 60Mpa$ .

On obtient  $L = 16.3mm$ .

Sur CATIA on a la clavette suivante :

