



EAE SIM 3

SESSION 2016

## AGRÉGATION CONCOURS EXTERNE

Section : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR

Option : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR  
ET INGÉNIERIE MÉCANIQUE

CONCEPTION PRÉLIMINAIRE D'UN SYSTÈME,  
D'UN PROCÉDÉ OU D'UNE ORGANISATION

Durée : 6 heures

*Calculatrice électronique de poche - y compris calculatrice programmable, alphanumérique ou à écran graphique – à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999.*

*L'usage de tout ouvrage de référence, de tout dictionnaire et de tout autre matériel électronique est rigoureusement interdit.*

*Dans le cas où un(e) candidat(e) repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, il (elle) le signale très lisiblement sur sa copie, propose la correction et poursuit l'épreuve en conséquence.*

*De même, si cela vous conduit à formuler une ou plusieurs hypothèses, il vous est demandé de la (ou les) mentionner explicitement.*

**NB :** *La copie que vous rendrez ne devra, conformément au principe d'anonymat, comporter aucun signe distinctif, tel que nom, signature, origine, etc. Si le travail qui vous est demandé comporte notamment la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devrez impérativement vous abstenir de signer ou de l'identifier.*

Tournez la page S.V.P.

A

**Ce sujet comporte 3 parties :**

- présentation et travail demandé pages 2 à 26 ;
- documents techniques pages 27 à 40 ;
- documents réponses pages 41 à 44.

## UNITÉ AUTONOME DE PRODUCTION : PRODUITS COSMÉTIQUES

Le site de production de l'entreprise Dior (groupe LVMH), situé à Saint-Jean-de-Braye (France), dispose de nombreuses lignes de conditionnement pour les produits cosmétiques qu'elle commercialise.

La fonction principale de l'unité autonome de production (UAP) faisant l'objet de cette étude, est de remplir des tubes de crème vides et de les introduire dans un étui cartonné avec leur notice d'utilisation.

La figure 1 montre les différents produits entrant sur la ligne de conditionnement, ainsi que le produit final prêt à être livré.



Figure 1. Produits entrants et produit fini

Quatre machines en ligne sont nécessaires pour atteindre cet objectif, en total autonomie :

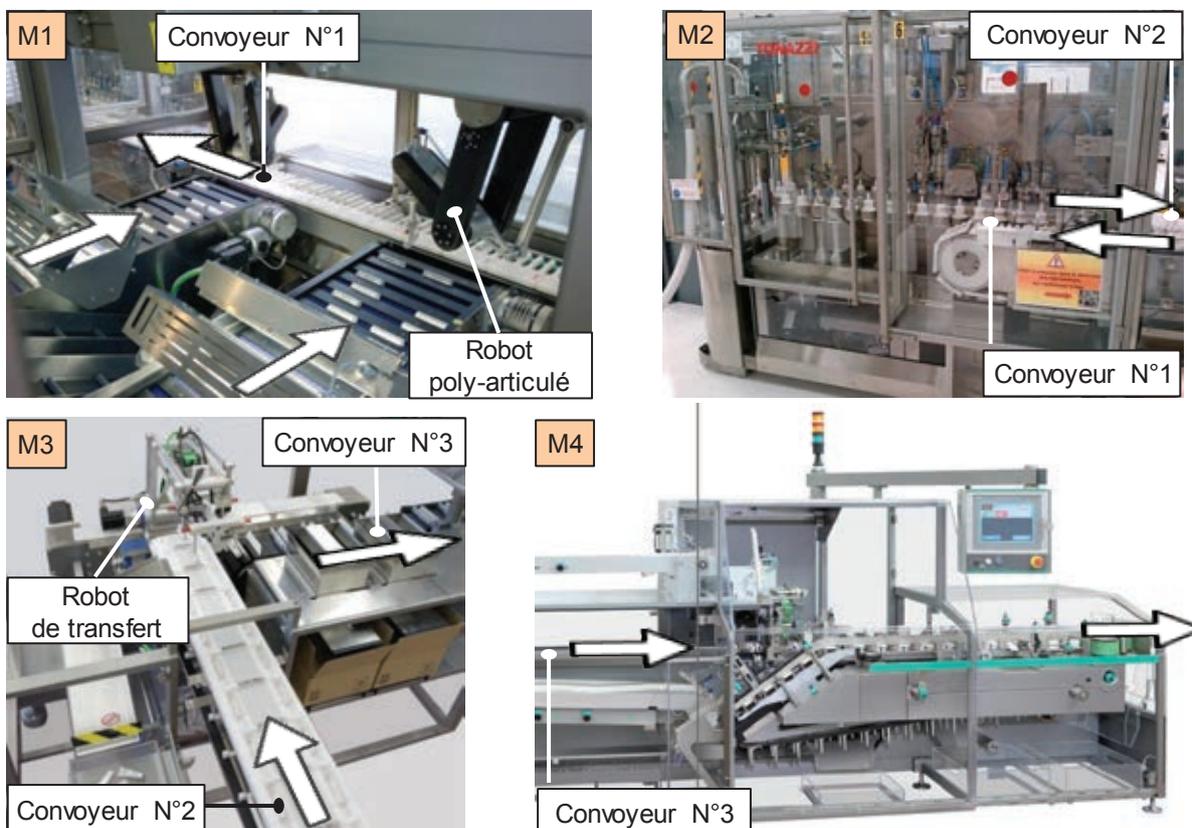


Figure 2. Moyens de production de l'UAP

- M1 ; cette machine de chargement est constituée de deux robots poly-articulés équipés de système de vision, qui prennent les tubes vides en vrac et les positionnent sur le convoyeur n°1 ;
- M2 ; la remplisseuse qui récupère les tubes sur le premier convoyeur, les remplit de crème et les évacue sur un second convoyeur ;
- M3 ; le robot de transfert qui transporte les tubes du convoyeur n°2 vers le convoyeur n°3 à la bonne cadence (alimentation de l'étuyeuse) ;
- M4 ; l'étuyeuse qui met en forme les étuis cartonnés, y insère les tubes et leur notice.

La figure 2 montre les flux entrants et les flux sortants sur ces différentes machines.

### Objectif de l'étude

Au vu de la quantité de tubes à conditionner et de la diversité des produits continuellement mis sur le marché par la maison Dior, l'objectif principal de l'étude consiste à vérifier que la ligne de production proposée permet de respecter les exigences de cadence (Id 1.6) et de flexibilité (Id 1.5.1) imposées par le cahier des charges, et traduit sur le diagramme des exigences (figure 3).

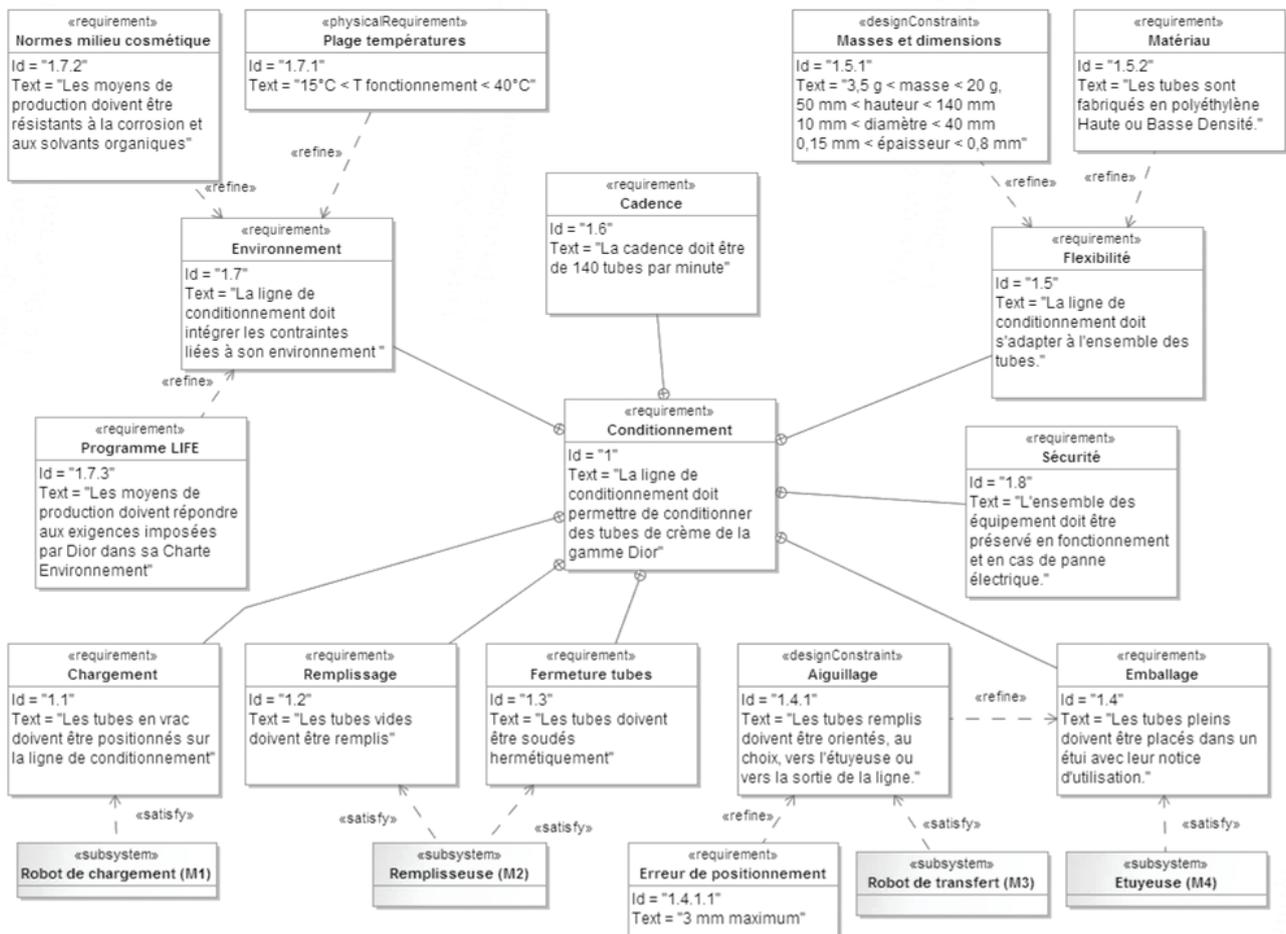


Figure 3. Diagramme des exigences de la ligne de conditionnement

Le sujet se focalise essentiellement sur la machine de remplissage (M2) et sur le robot de transfert (M3) de cette ligne de conditionnement. Le questionnement qui suit consiste à évaluer, au regard du cahier des charges, les solutions constructives et technologiques mises en place, puis à étudier l'industrialisation d'une partie des pièces de ce système dans une optique d'optimisation de performances (environnementales et budgétaires).

## PARTIE A – ÉTUDE DE LA REMPLISSEUSE (M2)

L'objectif de cette étude consiste à valider ou non les solutions constructives et technologiques retenues par le constructeur pour cette remplisseuse, au vu de sa capacité à répondre aux exigences de cadence et de flexibilité imposées par le cahier des charges.

La remplisseuse (M2) est constituée d'un carrousel comportant 8 postes de travail, comme l'illustrent les figures 4a et 4b.

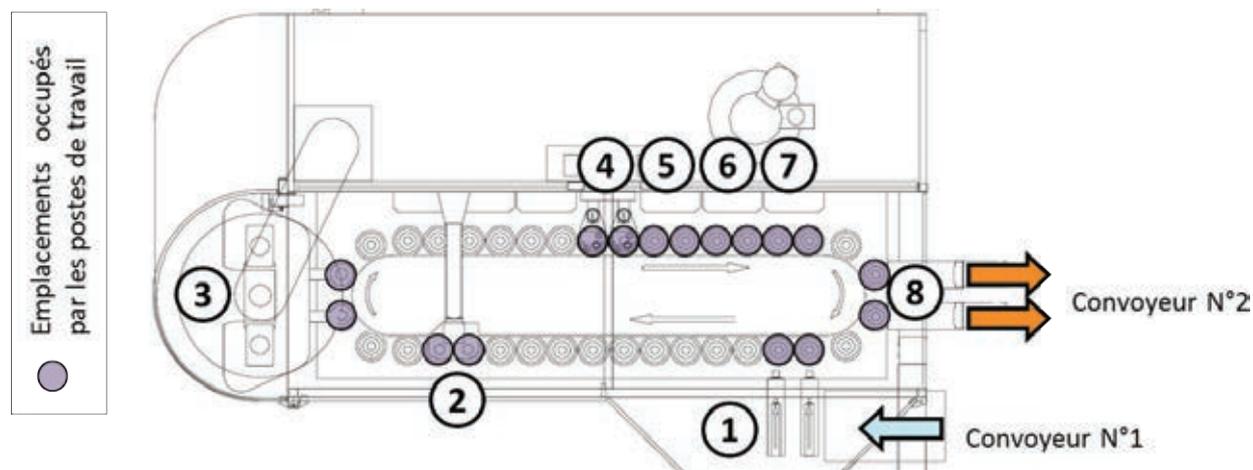


Figure 4a. Organisation des postes sur le carrousel de la remplisseuse – Vue de dessus

Ces huit postes effectuent les tâches suivantes :

- ①, chargement des tubes vides dans les supports du carrousel ;
- ②, indexation en rotation du système {tube vide + support} ;
- ③, remplissage des tubes de crème ;
- ④, chauffage de la partie supérieure du tube ;
- ⑤, soudure par effort presseur et codage de la zone supérieure du tube ;
- ⑥, éjection des rebus ;
- ⑦, découpe de la partie supérieure du tube (au-dessus de la soudure) ;
- ⑧, évacuation des tubes remplis.

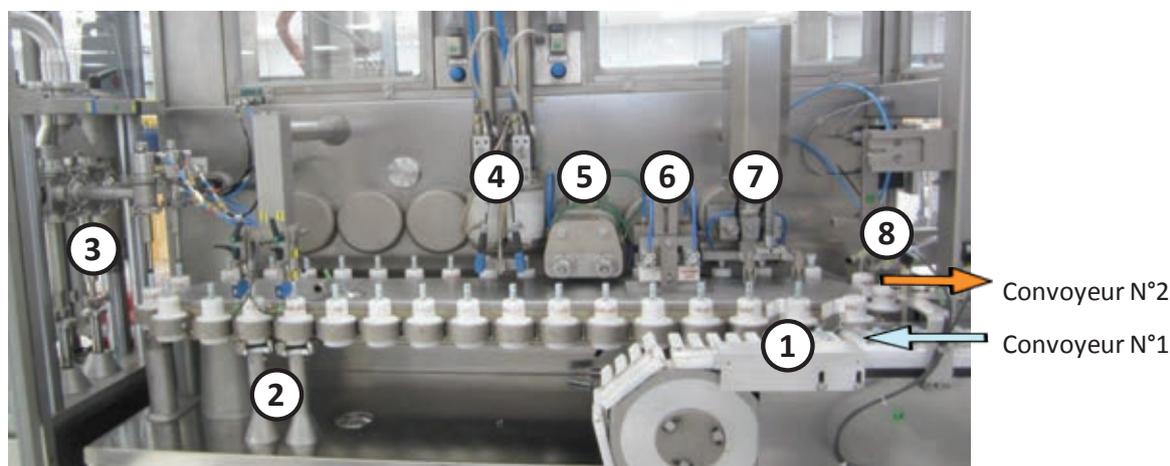


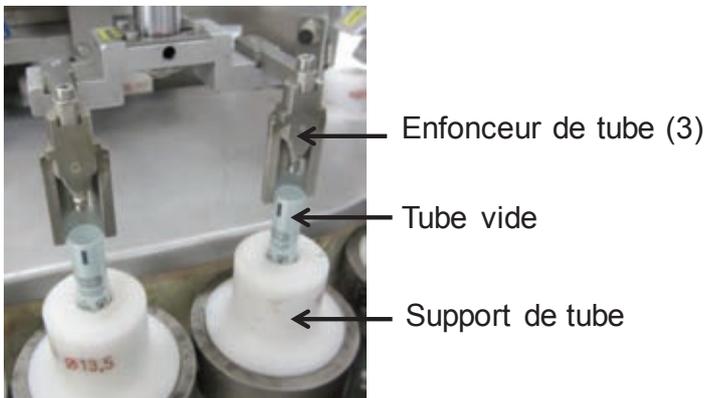
Figure 4b. Organisation des postes sur le carrousel de la remplisseuse – Vue de face

La ligne comporte au total trente-six emplacements. Seize sont occupés par les huit postes de travail, les autres étant simplement des postes de transfert. En effet, chaque poste de travail est dédoublé et permet donc de traiter simultanément deux tubes (figure 4a). À chaque pas de temps, la chaîne est donc translatée de deux emplacements. Le temps de déplacement est évalué à 0,3 s.

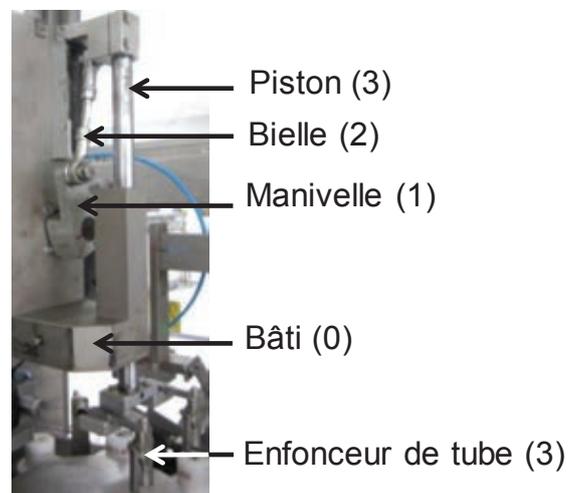
### **PARTIE A1. Dimensionnement du poste de chargement des tubes vides (Poste n°1)**

Ce poste de travail permet de positionner les tubes vides dans les supports du carrousel, bouchon orienté vers le bas, comme l'illustre la figure 5. Les enfonceurs de tube sont donc animés d'un mouvement de translation de direction  $\vec{z}_0$ , définie par l'axe des tubes.

Ce mouvement de translation verticale est obtenu par le biais d'un dispositif bielle-manivelle, présent sur la partie frontale de la remplisseuse (figure 6). La translation du piston (3) lié à l'enfonceur de tube est provoquée par la rotation de la manivelle (1) et par l'intermédiaire de la bielle (2).

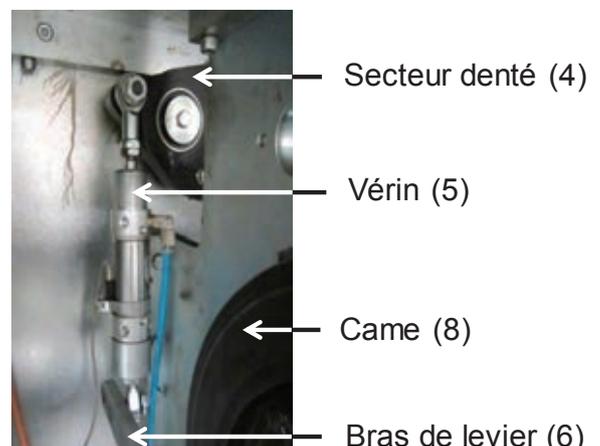
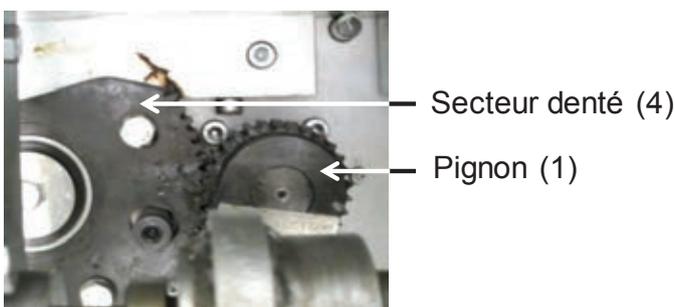


*Figure 5. Positionnement des tubes dans leur support*



*Figure 6. Face avant du poste n°1  
Dispositif bielle-manivelle*

La manivelle (1) est solidaire d'un pignon (1) se trouvant sur la face arrière de la remplisseuse. Comme l'indique la figure 7, ce dernier est entraîné en rotation par l'intermédiaire d'un secteur denté (4), d'un vérin taré en pression (5) et d'un bras de levier (6).



*Figure 7. Face arrière du poste de travail n°1*

Le bras de levier (6) est quant à lui actionné par la came (8) par l'intermédiaire d'un galet (7) (voir figure 10). Afin que le poste n°1 soit synchronisé avec les autres postes de travail, la came (8) est solidaire d'un arbre à cames (figure 8). Un système {moteur brushless + courroie crantée} entraîne cet arbre en rotation. La vitesse de rotation maximale du moteur est de 150 tr/min et le rapport de la transmission par la courroie est de 8/11.

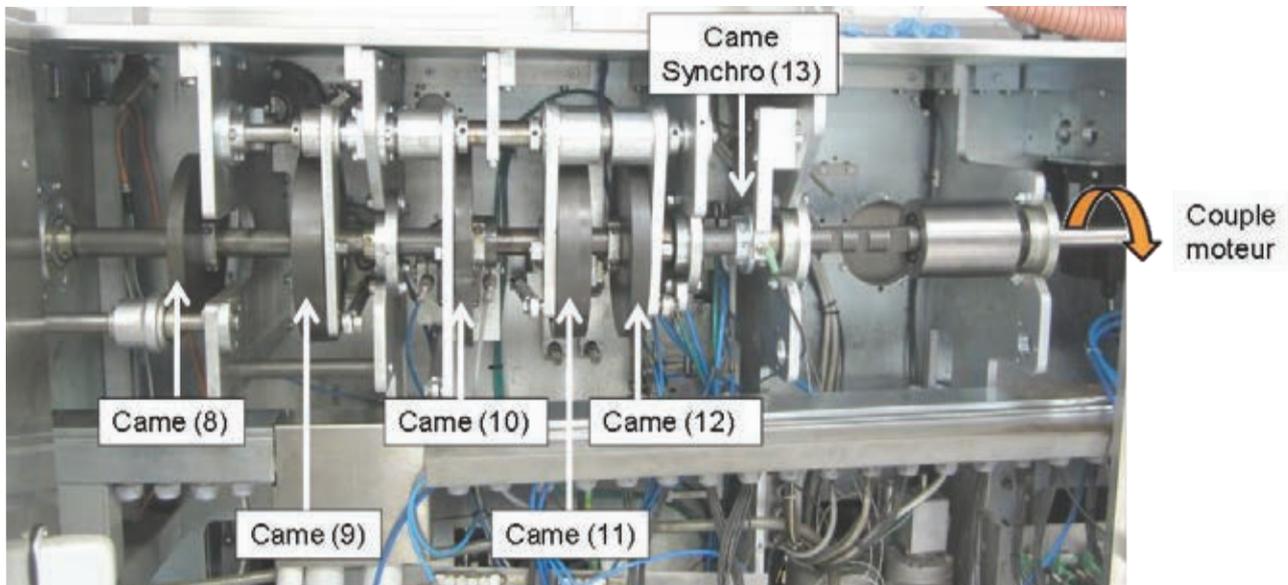


Figure 8. Arbre à cames – Face arrière de la remplisseuse

#### A1.1. Validation de la solution constructive au vu de la cinématique souhaitée

L'objectif de cette partie consiste à valider ou invalider le système mécanique proposé au vu des exigences :

- de flexibilité, au regard des variations dimensionnelles des tubes devant être conditionnés sur cette ligne (Id 1.5.1) ;
- de cadence (Id 1.6), en étudiant notamment la géométrie de la came utilisée.

Le paramétrage du dispositif bielle-manivelle présent sur la face avant de la remplisseuse (figure 6) est fourni sur la figure 9. Le problème est ramené dans le plan  $(O, \underline{y}_0, \underline{z}_0)$ .

Le repère  $R_0 = (O, \underline{x}_0, \underline{y}_0, \underline{z}_0)$  est associé au bâti (0).

La manivelle (1) est en liaison pivot d'axe  $(O, \underline{x}_0)$  avec le bâti. On lui associe le repère  $R_1 = (O, \underline{x}_0, \underline{y}_1, \underline{z}_1)$ . Sa position angulaire est repérée par l'angle  $\theta = (\underline{y}_0, \underline{y}_1) = (\underline{z}_0, \underline{z}_1)$ .

La bielle (2) est en liaison pivot d'axe  $(A, \underline{x}_0)$  avec la manivelle (1) et en liaison pivot d'axe  $(B, \underline{x}_0)$  avec le piston (3). On lui associe le repère  $R_2 = (O, \underline{x}_0, \underline{y}_2, \underline{z}_2)$ . Sa position angulaire est repérée par l'angle  $\alpha = (\underline{y}_0, \underline{y}_2) = (\underline{z}_0, \underline{z}_2)$ .

Le piston (3) est en liaison glissière de direction  $\underline{z}_0$  avec le bâti. On lui associe le repère  $R_3 = (B, \underline{x}_0, \underline{y}_0, \underline{z}_0)$ . Sa position est donnée par  $\overline{OB} = z \cdot \underline{z}_0$ .

Le point mort haut du piston (3) est considéré comme la position de référence du dispositif bielle-manivelle ( $\theta = 0^\circ$ ).

Sur la face arrière de la remplisseuse (figure 7) :

- le pignon (1) de rayon primitif  $r_1 = 30$  mm est en contact avec le secteur angulaire de  $80^\circ$  et de rayon primitif  $r_4 = 75$  mm ;
- le secteur denté (4) est en liaison pivot d'axe  $(O_4, \underline{x}_0)$  avec le bâti. On lui associe le repère  $R_4 = (O_4, \underline{x}_0, \underline{y}_4, \underline{z}_4)$ . Sa position angulaire est repérée par l'angle  $\beta = (\underline{y}_0, \underline{y}_4) = (\underline{z}_0, \underline{z}_4)$ . Les positions extrêmes de 4 seront définies par  $\pm\beta_{\max}$ . Sur la figure 9, le système est représenté en position  $\beta = 0^\circ$ .

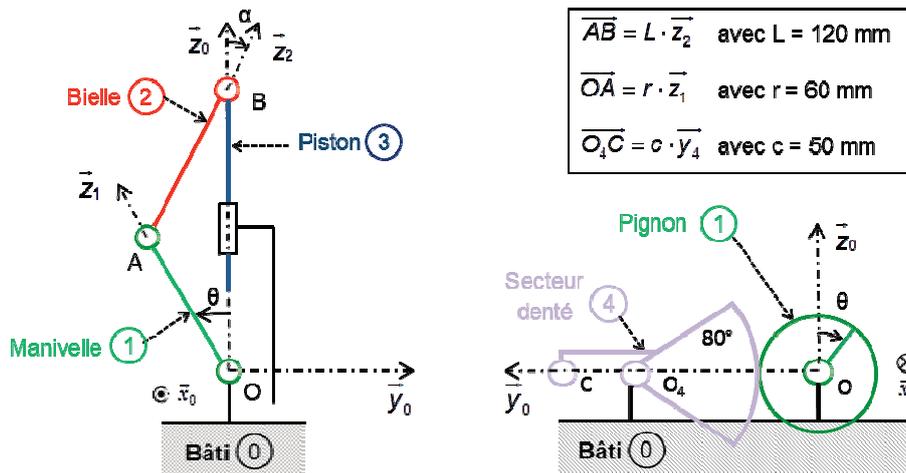


Figure 9. Paramétrage des mécanismes de la face avant (à gauche) et de la face arrière (à droite)

Le paramétrage du mécanisme permettant d'actionner la rotation du secteur denté (4) est fourni sur la figure 10 :

- le secteur denté (4) et le vérin (5) sont en liaison rotule de centre C ;
- le vérin (5) est taré en pression servant ainsi de limiteur d'effort en cas de blocage de tube. En fonctionnement normal, nous supposons qu'il se comporte comme un solide indéformable et qu'il reste vertical (direction  $\overline{z_0}$ ) ;
- à son autre extrémité, le vérin (5) est lié au bras de levier (6) par l'intermédiaire d'une rotule de centre D ;
- le bras de levier (6) est en liaison pivot d'axe  $(O_6, \overline{y_0})$  avec le bâti (0). On lui associe le repère  $R_6 = (O_6, \overline{x_6}, \overline{y_0}, \overline{z_6})$ . Sa position angulaire est repérée par l'angle  $\varphi = (\overline{x_0}, \overline{x_6}) = (\overline{z_0}, \overline{z_6})$  ;
- le galet (7), de rayon  $r_7 = 8 \text{ mm}$ , est en liaison pivot d'axe  $(E, \overline{y_0})$  avec le bras de levier (6) ;
- le galet (7) est également en contact avec la came (8). Cette came disque à rainure comporte une rainure en creux sur un de ses flancs (document technique DT1) dans laquelle est guidé le galet. Il est alternativement en contact avec la piste intérieure de la came, puis avec la piste extérieure au point F.
- le repère  $R_8 = (O_8, \overline{x_8}, \overline{y_0}, \overline{z_8})$  est associé à la came (8). Sa position angulaire est repérée par l'angle  $\psi = (\overline{x_0}, \overline{x_8}) = (\overline{z_0}, \overline{z_8})$ .

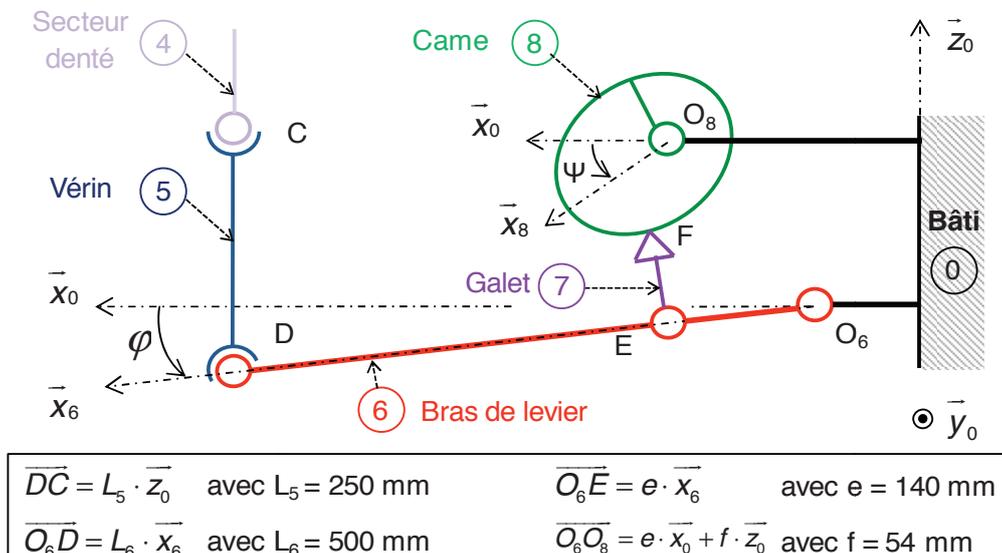


Figure 10. Paramétrage du système au niveau de la came

Les tubes sont apportés sous le système d'enfoncement (3) par un système annexe, non étudié dans ce sujet. Afin d'éviter les collisions lors de cette phase de chargement, une distance de 20 mm au-dessus des tubes doit être conservée lorsque le piston (3) est à son point mort haut.

**Question 1 :** au regard de la diversité dimensionnelle des tubes à conditionner (Id 1.5.1), vérifier que le dispositif bielle-manivelle utilisé permet un dégagement suffisant du système d'enfoncement lors de cette phase de chargement.

**Question 2 :** déterminer la loi reliant la position angulaire  $\beta$  du secteur denté (4) à la position  $z$  du point B appartenant au piston (3). Conclure sur la pertinence du dimensionnement géométrique du secteur angulaire (4).

**Question 3 :** au vu notamment du profil de came fourni dans le document technique DT1, la solution constructive proposée permet-elle de satisfaire la cadence imposée par le cahier des charges ?

## A1.2. Choix de matériau pour la came

*L'objectif de cette partie consiste à déterminer la nuance d'acier à utiliser pour la fabrication de la came disque à rainure (document technique DT1), et à définir les éventuels traitements à réaliser. La première étape consiste donc à estimer les efforts mis en jeu au niveau des différents contacts du mécanisme.*

Dans la suite de l'étude, les masses suivantes seront considérées :

- piston (3) de masse  $m_3 = 2475$  g ;
- vérin (5) de masse  $m_5 = 500$  g, répartie équitablement entre la tige et le corps ;
- masses de la bielle (2), du secteur denté (4) et du galet (7) négligées.

Le bras de levier (6) sera considéré comme étant une barre homogène en acier de :

- longueur  $L_6 = 500$  mm ;
- hauteur  $h_6 = 50$  mm ;
- épaisseur  $e_6 = 10$  mm.

Le champ de pesanteur est défini par  $\vec{g} = -g \cdot \vec{z}_0$  avec  $g = 9,81$  m.s<sup>-2</sup>. Soit  $J_1 = 630$  kg·mm<sup>2</sup>, l'inertie de la manivelle (1) autour de l'axe  $(O, \vec{x}_0)$ . Toutes les liaisons sont supposées parfaites.

**Question 4 :** déterminer l'inertie équivalente notée  $J_\Sigma(\theta)$  du système  $\Sigma\{1, 2, 3\}$  ramenée à l'axe  $(O, \vec{x}_0)$  en fonction de la rotation  $\theta$  et des dimensions, masses et inerties des différentes pièces du système. Calculer la valeur maximale de  $J_\Sigma(\theta)$ , notée  $J_{\Sigma\max}$ .

Pour la suite de l'étude, le cas le plus préjudiciable est retenu :  $J_\Sigma(\theta) = J_{\Sigma\max} = cte$ .

**Question 5 :** Sans mener l'ensemble des calculs, donner la démarche de résolution (systèmes isolés, théorèmes utilisés, résultats escomptés) afin de déterminer l'expression littérale de la projection sur  $\vec{z}_6$  de l'effort de la came (8) sur le galet (7) au point d'application F :  $\vec{F}_{F(8 \rightarrow 7)} \cdot \vec{z}_6$ .

Pour la suite de l'étude, le cas le plus défavorable est considéré. Quelle que soit la position angulaire de la came, un effort maximal appliqué par le galet (7) sur la came (8) de 2 100 N est retenu en phase d'accélération du galet, et de 1 500 N lorsque ce dernier est en phase de décélération. Les vitesses et les accélérations du galet en fonction de la position angulaire de la came sont fournies dans le document technique DT1.

Afin de déterminer la pression appliquée par le galet suiveur (en acier) sur la came (en acier), la théorie de Hertz est utilisée. La longueur du contact considéré est de 10 mm.

**Question 6 :** préciser les hypothèses effectuées pour appliquer cette théorie au niveau des contacts entre le galet suiveur et la came.

**Question 7 :** à l'aide du document technique DT1, préciser les phases durant lesquelles le galet est en contact avec la came sur la piste intérieure et les phases durant lesquelles le contact s'effectue sur la piste extérieure (en fonction de la position angulaire de la came). En s'appuyant sur le document technique DT2, calculer ensuite la pression appliquée par le galet suiveur sur la came dans le cas le plus critique.

**Question 8 :** à l'aide du document technique DT2, déterminer la résistance élastique minimale de la came en utilisant le critère de plasticité de Von Mises.

La came est réalisée dans un acier faiblement allié AISI 4125 (18CrMo4) ayant subi un recuit de normalisation.

**Question 9 :** à l'aide du document technique DT3, expliquer la raison pour laquelle les caractéristiques mécaniques souhaitées de cet alliage sont atteintes à cœur, mais insuffisantes en surface.

Afin de répondre au cahier des charges quant à la pression admissible au contact entre le galet (7) et la came (8), une gamme de traitement est mise en place :

- traitement de cémentation à 900°C, suivi d'un refroidissement lent jusqu'à la température ambiante ;
- austénitisation à 900°C suivie d'une trempe à l'eau ;
- revenu de détentionnement à 250°C.

Le point de Hertz et son voisinage ne doivent jamais se trouver à une profondeur correspondant à une discontinuité de propriétés des matériaux. C'est pourquoi nous chercherons par la suite à obtenir une dureté minimale de 400 HV à une profondeur de 1 mm afin de s'assurer que ce point critique soit inclus dans la zone traitée, et ce même après les opérations de finition.

**Question 10 :** à l'aide des diagrammes TRC fournis dans le document technique DT4, justifier les raisons pour lesquelles cette gamme est adaptée à la problématique. Pourquoi la trempe à l'eau n'est-elle pas directe, c'est-à-dire effectuée juste après la cémentation ?

Durant la phase de cémentation, la diffusion du carbone est régie par la seconde loi de Fick dont une solution est :

$$\frac{C_x - C_0}{C_s - C_0} = 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2 \cdot \sqrt{D \cdot t}}\right) \quad \text{avec} \quad \operatorname{erf}(a) \approx \sqrt{1 - \exp\left(\frac{-4 \cdot a^2}{\pi}\right)}$$

Avec :

- $C_x$ , la concentration à une distance  $x$  sous la surface ;
- $C_0$ , la concentration initiale de la pièce ;
- $C_s$ , la concentration superficielle maintenue constante au cours du traitement ;
- $D$ , le coefficient de diffusion ;
- $t$ , la durée du traitement.

Le coefficient de diffusion s'exprime par une loi d'Arrhenius :

$$D = D_0 \cdot \exp\left(\frac{-Q}{R \cdot T}\right)$$

Avec :

- $D_0 = 2,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  , coefficient de diffusion de référence ;
- $Q = 148 \text{ kJ/mol}$ , énergie d'activation ;
- $R = 8,314 \text{ J/mol/K}$ , constante des gaz parfaits.

**Question 11** : à l'aide du document technique DT4, déterminer le pourcentage minimal de carbone requis pour répondre à cette contrainte de dureté superficielle. Pour une cémentation à  $900^\circ\text{C}$  dans un environnement chargé à 1% massique de carbone, déterminer le temps de cémentation nécessaire pour répondre au cahier des charges.

### A1.3. Choix de matériau pour le bras de levier (6)

*L'objectif de cette partie consiste à choisir le matériau le mieux adapté pour la conception du bras de levier (6), permettant de relier le système {galet + came} au vérin (5). Afin de résoudre cette problématique, la démarche proposée par Ashby est mise en place pour définir un indice de performance pertinent au vu de la fonctionnalité de la pièce.*

Afin de maximiser la performance du bras (6), la minimisation de sa masse est recherchée pour limiter les effets d'inertie.

L'optimisation s'effectue sous contraintes. La première contrainte (C1) concerne ainsi la tenue mécanique du bras, sollicité essentiellement en flexion, et dont le comportement doit impérativement rester élastique lors du fonctionnement. D'autres critères limitants interviennent également :

- ténacité minimale de  $4 \text{ Mpa} \cdot \text{m}^{0,5}$  (C2) ;
- plage de température conforme au cahier des charges (C3) ;
- respect des normes imposées dans le domaine de la cosmétique (résistance à la corrosion : C4).

Le bras de levier (6) est modélisé, en première approche, par une poutre de longueur  $L_6$ . L'effort appliqué par le galet (7) sur la came (8) sera considéré comme constant et maximal, soit :  $\|\vec{F}_{7 \rightarrow 8}\| = 2 \text{ 100 N}$  comme le stipulent les calculs effectués dans les parties précédentes.

La section rectangulaire  $S$  de la poutre est considérée comme une variable libre. Cela signifie qu'il est possible de minimiser la masse du bras en modifiant sa section initiale  $S_0$  par une homothétie de facteur  $\alpha$ , appelée variable de conception, tel que :

$$S = \alpha^2 \cdot S_0$$

L'aire de la section doit cependant rester suffisante pour répondre à l'ensemble des contraintes définies précédemment.

**Question 12 :** après avoir effectué des hypothèses sur la nature des appuis et des sollicitations mécaniques appliquées aux points  $O_6$ , E et D, déterminer l'expression de la contrainte normale maximale dans le bras en fonction de l'effort maximal  $\left\| \overrightarrow{F_{7 \rightarrow 8}} \right\|$  appliqué par le galet (7), du moment quadratique de la poutre  $I_{Gy}$  et de la hauteur de la poutre  $h$ .

**Question 13 :** établir la relation permettant de relier le moment quadratique  $I_{Gy}$  de la section ayant subi une homothétie et le moment quadratique de la section initiale  $I_{Gy0}$ . En déduire l'expression de la contrainte normale maximale dans le bras en fonction de l'effort maximal appliqué par le galet (7), du moment quadratique de la section initiale  $I_{Gy0}$ , de la hauteur de la poutre  $h_0$  et de la variable de conception  $\alpha$ .

Afin de répondre à la contrainte C1 du cahier des charges tout en intégrant une marge de sécurité, la contrainte maximale admissible dans le bras (6) est définie comme étant égale à 80 % de la résistance élastique du matériau  $\sigma_e$ .

**Question 14 :** à partir de la réponse obtenue à la question précédente, établir l'expression littérale de la fonction suivante :  $\alpha = \text{fct} \left( \left\| \overrightarrow{F_{7 \rightarrow 8}} \right\|, I_{Gy0}, h_0, \sigma_e \right)$ .

Comme stipulé précédemment, le choix de matériau est conditionné par la minimisation de la masse  $m$  du bras. Ainsi, la masse  $m$  doit être exprimée de la façon suivante :

$$m = k \cdot f_1 (\text{géométrie}) \cdot f_2 (\text{matériau}) \cdot f_3 (\text{effort})$$

Les fonctions  $f_i$  sont indépendantes et font intervenir respectivement des paramètres associés à la géométrie du bras, au matériau qui le compose et aux sollicitations mécaniques auxquelles il est soumis.  $k$  est une constante.

**Question 15 :** en s'appuyant d'une part sur l'expression de la masse du bras en fonction de  $L_6$ ,  $S_0$ ,  $\alpha$  et  $\rho$ , et d'autre part sur le résultat obtenu à la question précédente, identifier les expressions littérales des fonctions  $f_1$ ,  $f_2$  et  $f_3$ , indépendamment de  $\alpha$ .

Dans la démarche d'Ashby, la fonction  $f_2$  est appelée « indice de performance du matériau ». Les paramètres de cet indice servent de repère pour le tracé d'un graphique permettant de hiérarchiser la performance de différents matériaux (figure 11). Tous les matériaux ne respectant pas les critères C2 à C4 ont été masqués.

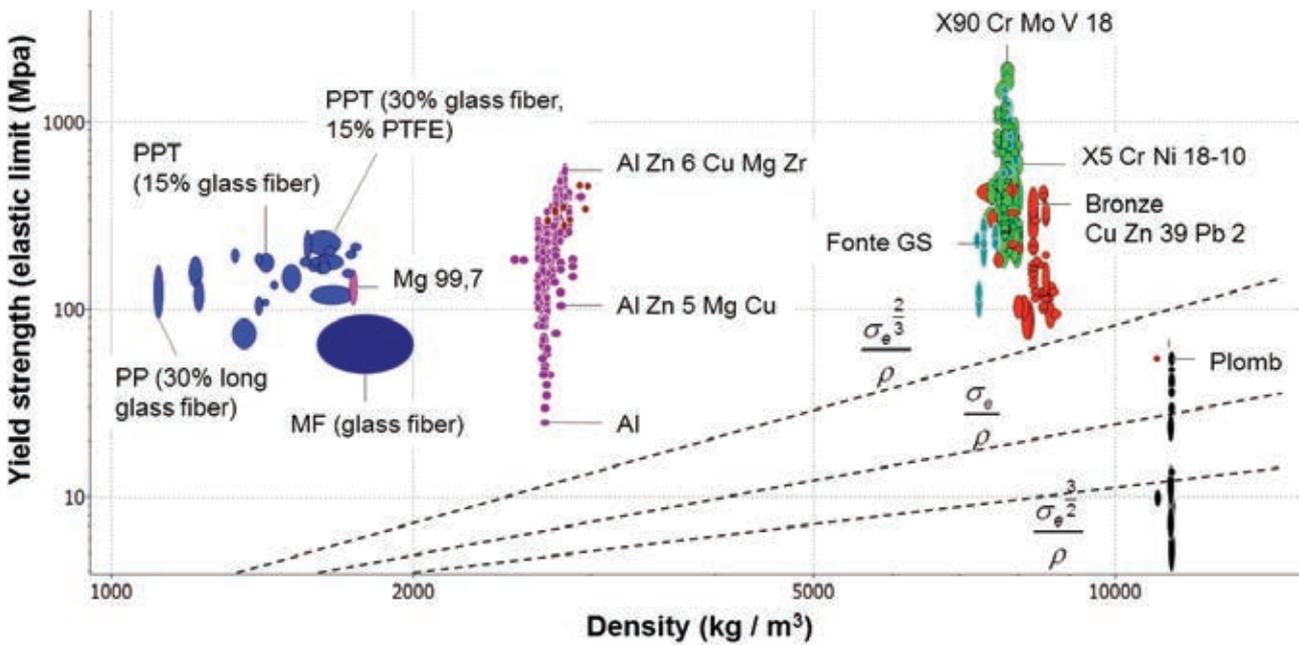


Figure 11. Évolution de la résistance élastique  $\sigma_e$  en fonction de la masse volumique  $\rho$

**Question 16 :** conclure sur le matériau le plus adapté à la fabrication du bras (6).

## PARTIE A2. Étude du poste d'indexation en rotation des tubes (Poste n°2)

Une fois les tubes enfoncés dans leur support, l'ensemble {tube + support} doit être positionné angulairement afin que la soudure du tube soit parfaitement orientée par rapport aux impressions. C'est pourquoi un repère, détecté par un capteur optique lors de la mise en rotation de l'ensemble, est présent sur la partie supérieure de chaque tube (figure 12). Une fois que le capteur a détecté la marque noire, le tube effectue un tour complet pour obtenir un arrêt du repère face au capteur optique. Un codeur incrémental couplé au moteur permet de déterminer en continu la position angulaire du tube dans son support.



Figure 12. Position du repère

Lorsque l'ensemble {tube + support} arrive face au poste d'indexation, il est soulevé de sorte à être libéré de l'anneau de transfert (figure 13). Le tube entre ainsi en contact avec une butée référencée (5), libre en rotation par rapport au bâti de la machine (0). La rotation de l'ensemble {tube + support} peut avoir lieu. Une fois le tube orienté, le support est redescendu sur l'anneau de transfert et le cycle se poursuit. Le temps alloué à l'indexation (hors montée / descente) est de 0,3 s.



Figure 13. Poste d'indexation en rotation des tubes - début de phase de montée

L'objectif de cette partie consiste à vérifier que le moteur utilisé sur ce poste de travail permet d'assurer la cadence définie par le cahier des charges. De plus, différentes solutions constructives assurant l'entraînement en rotation de l'ensemble {tube + support} seront évaluées.

Afin d'atteindre ces objectifs, le schéma cinématique (figure 14) et le paramétrage du mécanisme sont fournis.

Le repère  $R_0 = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$  est associé au bâti (0). La mise en rotation de l'ensemble {2+3+4+5} est obtenue grâce à un moteur (1), accouplé à un d'engrenage à denture droite de rapport de transmission  $k=30/44$ .

Les caractéristiques techniques du moteur sont précisées dans le tableau 1.

Couple maximal $C_{\text{mot}}$ (N·m)	1
Inertie de l'arbre moteur $J_{\text{mot}}$ (kg·m <sup>2</sup> )	$4,4 \cdot 10^{-4}$
Vitesse de rotation maximale (tr/min)	1 500

Tableau 1. Caractéristiques techniques du moteur du poste d'indexation en rotation

L'ensemble {tige + plateau} référencé 2, est en liaison pivot glissant d'axe  $(O, \vec{z}_0)$  avec le bâti. On lui associe le repère  $R_2 = (O, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_0)$ . Sa position angulaire est repérée par l'angle  $\theta = (\vec{x}_0, \vec{x}_2) = (y_0, y_2)$ . Son moment d'inertie autour de l'axe  $(O, \vec{z}_0)$  est égal à  $J_2 = 700 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ . La masse du tube (3) sera négligée puisque ce dernier est vide à ce moment du cycle.

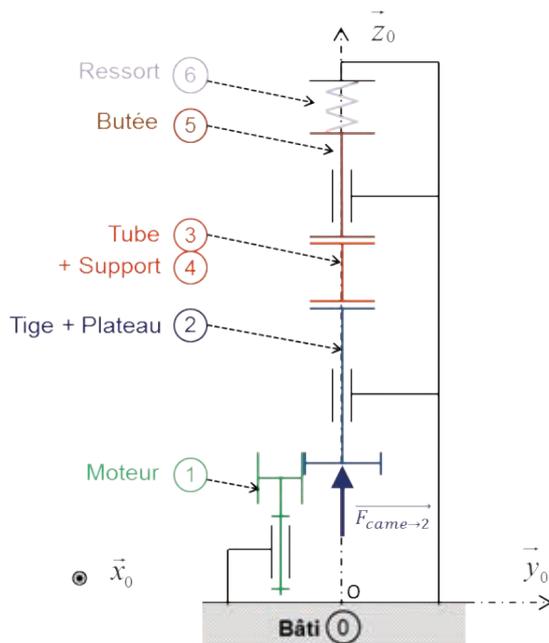


Figure 14. Schéma cinématique du mécanisme de montée et de mise en rotation (position haute)

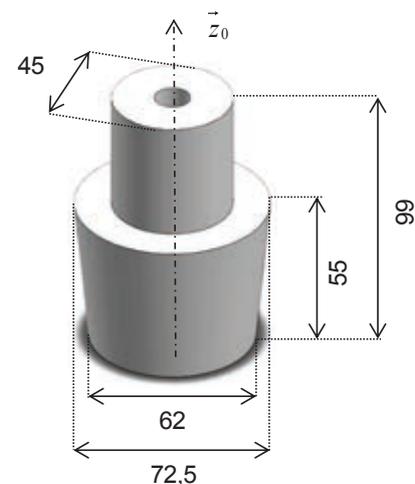


Figure 15. Dimensions (en mm) du support de tube (4)

Le tube est positionné dans un support (4) de masse volumique  $\rho_4 = 1575 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , et dont les dimensions sont définies sur la figure 15. Le moment d'inertie de cet ensemble autour de l'axe  $(O, \vec{z}_0)$  est de  $J_{34} = 233 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ .

La partie supérieure du tube est en appui plan de normale  $\vec{z}_0$  sur la butée (5) dont le moment d'inertie autour de l'axe  $(O, \vec{z}_0)$  est de  $J_5 = 17 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ .

Afin d'éviter le flambement du tube, un ressort (6) est disposé entre le bâti (0) et la butée (5), limitant ainsi l'effort de compression à 5 N.

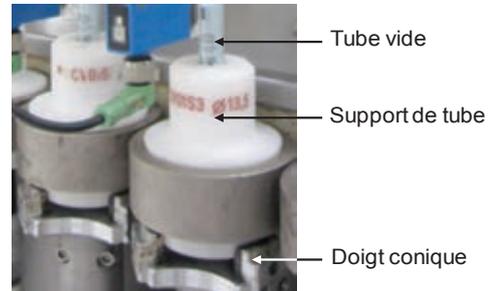
Le mouvement de translation de l'ensemble {2+3+4} selon la direction  $\vec{z}_0$  est obtenu par l'intermédiaire d'une came. Cette partie du mécanisme est exclue de la présente étude.

**Question 17 :** afin de respecter la cadence souhaitée, déterminer l'accélération angulaire minimale  $\ddot{\theta}_{\text{min}}$  à appliquer à la tige (2). Déterminer ensuite l'inertie équivalente ramenée à l'arbre moteur (1) de l'ensemble des pièces entraînées en rotation. Conclure sur la capacité du moteur à respecter la cadence imposée par le cahier des charges.

Durant cette phase d'accélération, aucun glissement n'est autorisé entre le plateau de la tige élévatrice (2) et le support de tube (4), ceci afin de garantir la précision du positionnement angulaire de l'ensemble. Dans un premier temps, le contact entre (2) et (4) est modélisé par un appui plan de normale  $\vec{z}_0$ .

**Question 18 :** quel doit être le coefficient d'adhérence entre ces deux corps pour que le plateau de la tige (2) réussisse à accélérer l'ensemble {3+4+5} ? Discuter de la pertinence de ce contact.

Une autre solution consiste à utiliser trois doigts coniques disposés à  $120^\circ$  pour réaliser la liaison entre le plateau (2) et le support de tube (4), comme le montre la figure 16. Ces doigts épousent la forme du support au niveau bas du cône sur un secteur angulaire respectif de  $20^\circ$  et une hauteur de 6 mm, réalisant ainsi un emmanchement conique.



*Figure 16. Liaison plateau / support de tube*

**Question 19 :** quel doit être le coefficient d'adhérence entre les deux corps pour que le plateau de la tige (2) réussisse à accélérer l'ensemble {3+4+5} ? Conclure quant à la solution la plus pertinente pour entraîner l'ensemble en rotation.