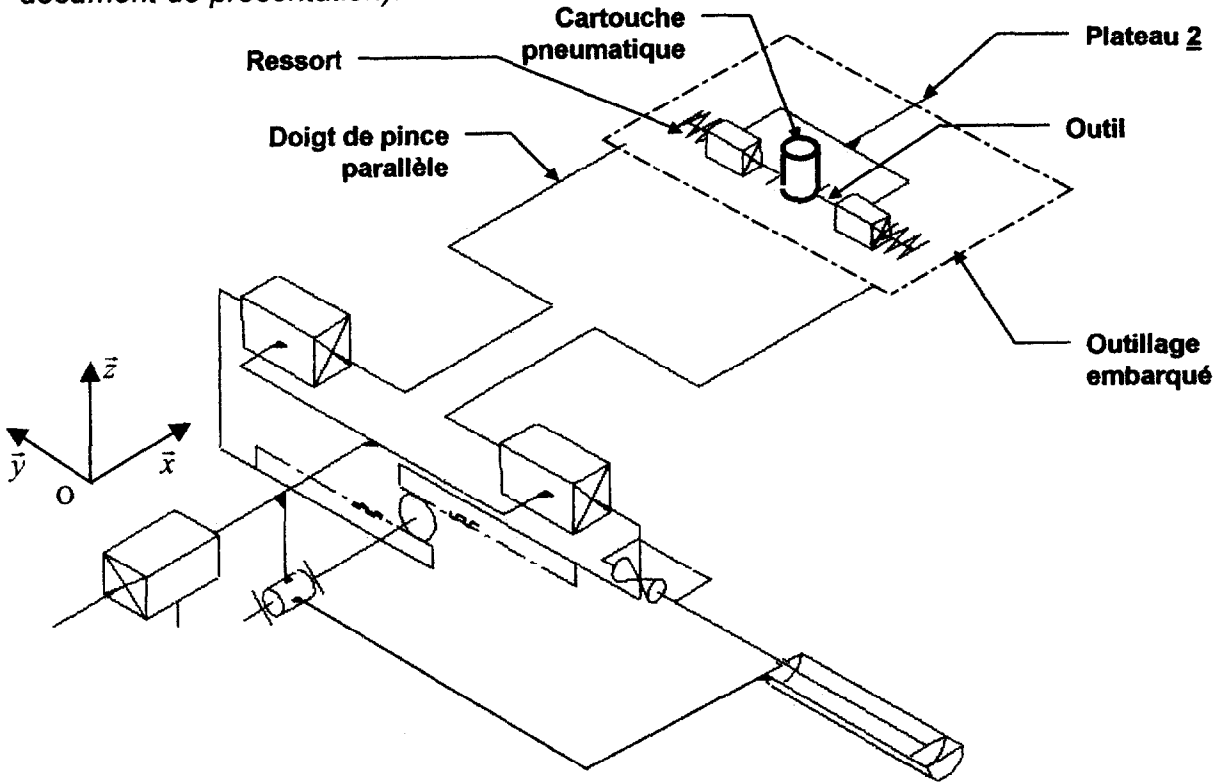


1 – Choix de la Pince de Serrage associée à la conformation de la fourchette

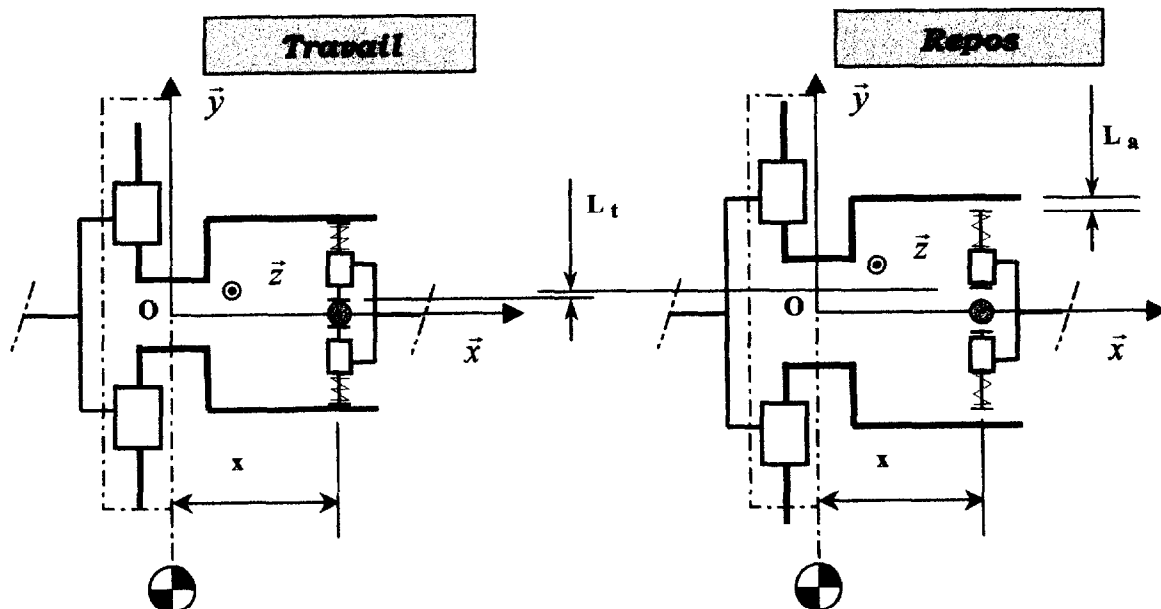
Au poste **8** de conformation, la fourchette du sous ensemble cartouche pneumatique, est maintenue à l'aide d'un outillage embarqué sur le plateau **2** comportant des outils mobiles rappelés par ressorts et manœuvrés par une pince pneumatique parallèle (Voir Fig. P4 et P5 document de présentation).



La pince parallèle assure le pincement de la fourchette par l'intermédiaire des outils.

Enoncé du problème technique : dimensionner et choisir la pince pneumatique.

Fig.1-1 : les deux positions de la pince et de l'outillage



Données (voir Figures 1-1, 1-2 et 1-3) :

Pincés parallèles compacts (Extraits du catalogue pages 12 et 13)

- Pression d'air
- Longueur des doigts

$$p = 0,6 \text{ MPa}$$
$$x = 35 \text{ mm}$$

Ressorts :

- Raideur
- Longueur initiale
- Longueur après montage (position repos) dans l'outillage

$$K = 9 \text{ N / mm}$$
$$L_0 = 16 \text{ mm}$$
$$L_p = 8 \text{ mm}$$

Outils :

- Effort nécessaire au bridage de la fourchette
- Longueur d'approche des doigts
- Déplacement des outils

$$\|\vec{F}_D\| = 50 \text{ N}$$
$$L_a = 2 \text{ mm}$$
$$L_t = 1 \text{ mm}$$

Hypothèses :

- Le problème présente une symétrie plane (O, \vec{x}, \vec{y}).
- Les liaisons seront considérées comme parfaites.
- Les masses des différentes pièces seront négligées.

Fig. 1-2 : les trois états des ressorts

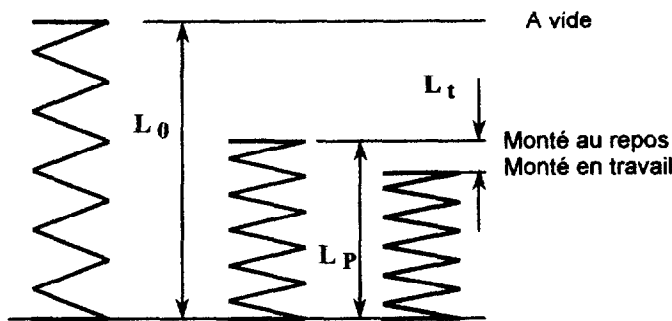
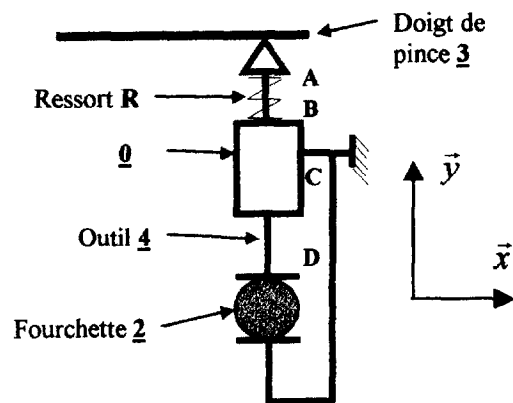


Fig. 1-3 : modèle pour la résolution statique



Questions : (les questions soulignées sont indépendantes)

1 - 1 Déterminer l'effort de serrage de la pince pneumatique pour maintenir la fourchette dans la position travail.

1-1-1 Isoler l'outil 4 (voir modèle Fig.1-3) et faire le bilan des actions mécaniques.

1-1-2 En déduire l'action du doigt de pince 3 sur l'outil 4.

1 - 2 A l'aide des résultats précédents, des données numériques et des graphes du catalogue constructeur - documents ressource p 12 et 13 - choisir la taille de la pince pneumatique répondant au problème technique.

2 – Origine du problème

Au poste **6** le taux de rebut dû au sertissage des bouchons est bien supérieur aux spécifications définies par le cahier des charges. De nouveaux essais conduisent à définir un effort de sertissage de **100 N** et donc d'utiliser un vérin de plus gros diamètre ($\varnothing 16$ mm), équipé d'un limiteur de pression.

Enoncé du problème technique : valider le mécanisme existant pour les nouvelles contraintes imposées.

Structure existante : (poste **6** de la présentation générale).

Le mécanisme oscillant à deux positions permet la prise, le transfert, la dépose et le sertissage des bouchons à l'aide d'un vérin pneumatique vertical **VPS** équipé d'une ventouse **V** contenant une butée mécanique.

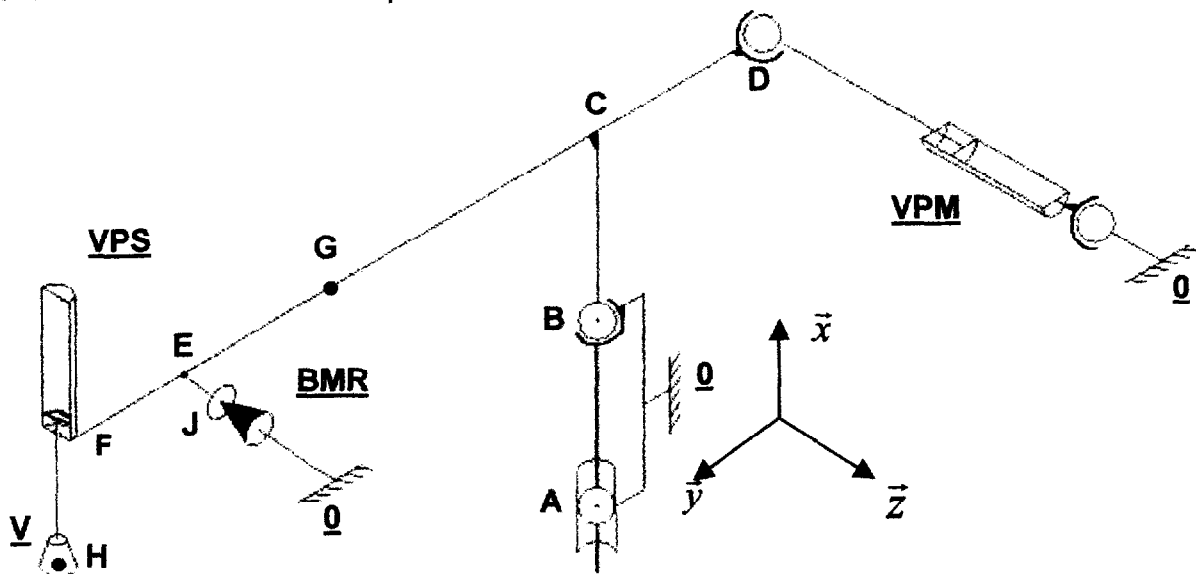


Fig. 2-1 : schéma du mécanisme de pose du bouchon

L'ensemble formé par le vérin **VPS**, la ventouse **V** et les différents raccords, le bras oscillant, l'arbre de guidage et les bagues intérieures des roulements en **A** et **B** avec leurs fixations, sera appelé *équipage mobile (S)*.

Le vérin **VPM** assure la rotation de l'équipage mobile (**S**) et le maintien du contact sur la butée fixe **BMR**.

Données :

Couple de points	Distance en mm	Couple de points	Distance en mm
AB	30	CE	60
BC	70	CF	80
CD	40	EJ	10
CG	35	FH	30

Le point **G** est le centre de gravité de l'équipage mobile (**S**), de masse **0,3 kg**.

On prendra $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$.

Efforts extérieurs à (**S**) (en **N**) :

L'action de sertissage est modélisée par un glisseur dont la résultante est : $\vec{F}_H = 100 \vec{x}$

L'action de **VPM** sur (**S**) est modélisée par un glisseur dont la résultante est : $\vec{F}_D = -60 \vec{z}$

Le guidage en rotation de l'équipage mobile (**S**) / au bâti **0** est réalisé à l'aide de deux roulements à billes en **A** et **B** montés sur un arbre en acier nuance **E 360** de caractéristiques :

R mini = 670 MPa, Re mini = 360 MPa, module de Young E = 220 000 MPa.

Un dessin partiel de l'arbre est donné Fig. 2-3.

Questions : (les questions soulignées sont indépendantes)

2-1 Validation des roulements à billes

2-1-1 Etablir le bilan des actions mécaniques s'exerçant sur l'équipage mobile (**S**) dans la position « sertissage » représentée sur le schéma Fig. 2-1.

2-1-2 Écrire, au point **B**, les équations scalaires d'équilibre de l'équipage mobile (**S**) dans cette position. (Ne pas résoudre le système)

2-1-3 La résolution à l'aide d'un logiciel d'analyse mécanique nous donne les résultats suivants :

Torseur en **A** de l'action mécanique de **0** → **S** dans la base de la Fig. 2-1
Nota : **S** est noté **1**.

	Force [N]	Moment [N.mm]
A 0/1	0.000000 -263.233167 -233.333333	0.0000 0.0000 0.0000
B 0/1	-97.057000 263.233167 333.333333	0.0000 0.0000 0.0000

Déterminer pour chaque roulement la charge statique équivalente (Voir document ressource p. 15). En déduire le roulement le plus chargé.

2-1-4 Les roulements sont des **SKF 61801** (voir document ressource p. 14). En utilisant le document ressource p. 15, calculer, pour le roulement le plus chargé, le coefficient de sécurité statique s_0 . Sa valeur est-elle compatible avec la mise en œuvre de ce roulement ? Justifier la réponse.

2-2 Validation des dimensions et formes de l'arbre du guidage en rotation

Hypothèse :

- On néglige la déformation due à l'action du vérin VPM.

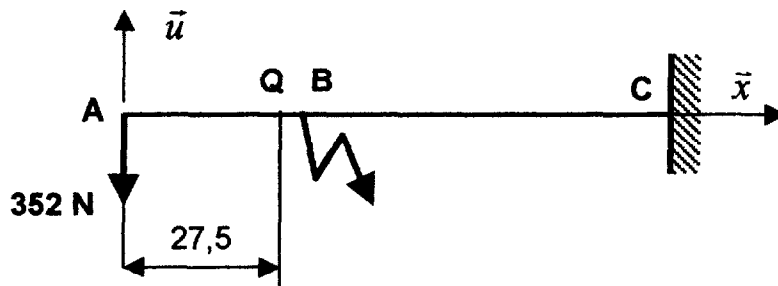


Fig. 2-2 : modèle d'étude

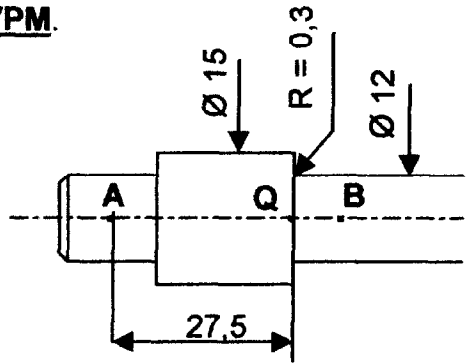


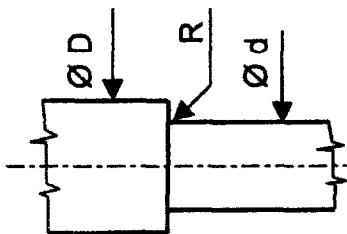
Fig. 2-3 : dessin partiel de l'arbre

Questions :

2-2-1 Déterminer le torseur de cohésion de la matière dans le tronçon]A,B[.

2-2-2 Calculer $\sigma_{Q \text{ maxi}}$ la contrainte normale maxi dans la section Q d'abscisse $x = 27,5$ mm sachant que le module de flexion $\frac{I_{Gv}}{v} = 169 \text{ mm}^3$.

2-2-3 En vous aidant des données ci-dessous, déterminer la valeur du coefficient de concentration de contrainte k dans la section Q.



D/d \ R/d	1,05	1,1	1,25	1,5
0,025	2	2,2	2,6	2,8
0,05	1,75	1,9	2,2	2,4
0,1	1,5	1,6	1,8	1,92
0,15	1,3	1,45	1,6	1,7

Fig. 2-4 : coefficient k de concentration de contrainte

2-2-4 Déterminer $\sigma_{cc \text{ Q maxi}}$ la contrainte normale maxi due à la concentration de contrainte dans la section Q.

2-2-5 Déterminer le facteur de sécurité. Est-il acceptable pour ce type de construction ?

Usage	Facteur
Fonctionnement sans à coups	1 à 2
Surcharges modérées	2 à 3
Surcharges brutales	3 à 4

Fig. 2-5 : facteur de sécurité s

2-2-6 Lors du montage du bouchon, les sollicitations sur l'équipage mobile (S) entraînent un déplacement angulaire du point F dans le plan (F, \bar{x}, \bar{y}) .

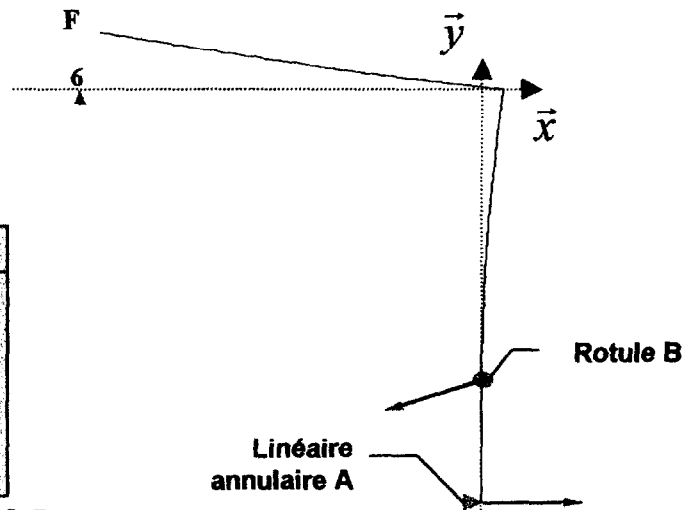
Le cahier des charges (Voir document de présentation : FP1.5 page 3) définit une précision angulaire pour le montage du bouchon.

Une étude réalisée à l'aide d'un logiciel de calcul de structures fournit les résultats suivants :

Déformation de la poutre sous charge
 $F = 100 \text{ N}$ appliquée au nœud 6

Nœud 6
 Déplacement nodal :
 $dx = 0.10901 \quad dy = 0.35170 \text{ [mm]}$
 $rotz = 0.00516 \text{ [rad]}$
 [Nœud libre]

Fig. 2-5



A partir de ces résultats, peut-on valider la fonction au regard du cahier des charges? Justifier votre réponse.

PROBLÈME TECHNIQUE 3

Temps conseillé : 1h

3 – Objectif : augmenter la cadence de production

Compte tenu de l'évolution du marché on prévoit une augmentation de 7% des ventes de distributeurs pneumatiques au cours des prochains mois.

Enoncé du problème technique :

Valider les possibilités d'augmentation de cadence de production en fonction des composants de la partie opérative déjà installés sur la machine.
 Déterminer le temps de cycle minimal possible et le gain de production qui en découle.

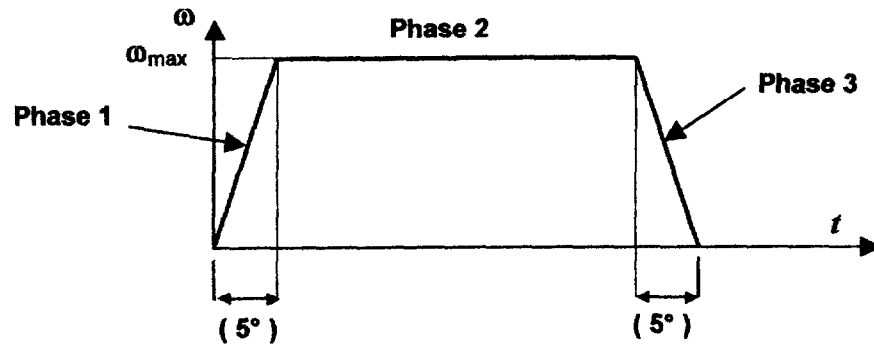
Données :

- Le temps de cycle actuel est de **8,5 s** ; il est déterminé par la durée des opérations les plus longues :
 - conformation de l'échappement : **6 s** incompressibles (contrainte procédé)
 - rotation du plateau 1 ou du plateau 2.
- On ne peut donc agir que sur le temps de rotation des plateaux pour gagner en production.
- Chacun des plateaux est entraîné par un mécanisme d'entraînement de marque **SIEBE** référence **PR270** muni de l'option **régulation**, dont un extrait de documentation est donné *document ressource p. 16*.
- Caractéristiques principales des plateaux :

	Matière	Diamètre	Densité	Épaisseur	Masse d'un outillage	Excentricité des outillages	Nombre d'outillages
		mm		mm	g	mm	
Plateau 1	EN 2017	600	2,7	30	90	280	8
Plateau 2	EN 2017	500	2,7	30	310	214	4

Hypothèses :

- On considérera la masse de chaque outillage concentrée en son centre de gravité.
- L'axe de rotation et l'axe de symétrie naturel de chaque plateau sont supposés confondus.
- Les liaisons sont supposées parfaites.
- La loi des vitesses de rotation des plateaux est supposée conforme à la courbe ci-dessous :



Questions : (les questions soulignées sont indépendantes)

Etude des possibilités de gain sur le plateau 2 (voir caractéristiques *doc. ressource p. 16*) :

- 3-1** Déterminer J_2 le moment d'inertie, en $kg.m^2$, du système d'entraînement 2, comprenant les éléments internes de l'actionneur et le plateau 2 équipé de ses outillages, par rapport à son axe de rotation.
- 3-2** En se plaçant à la limite des performances du mécanisme, déterminer, à partir de l'énergie cinétique absorbable en phase freinage, la vitesse maximale ω_{max} .
- 3-3** En adoptant $\omega_{max} = 2,5$ rd/s, déterminer le temps t_2 d'une course du plateau 2.

Conclusion :

Des calculs identiques sur le plateau 1 donnent le résultat suivant : $t_1 = 0,52$ s

- 3-4** En déduire t_{mini} , le temps de cycle minimum possible et le gain de temps obtenu.
- 3-5** Peut on valider les mécanismes installés sur la machine ? Justifiez votre réponse.