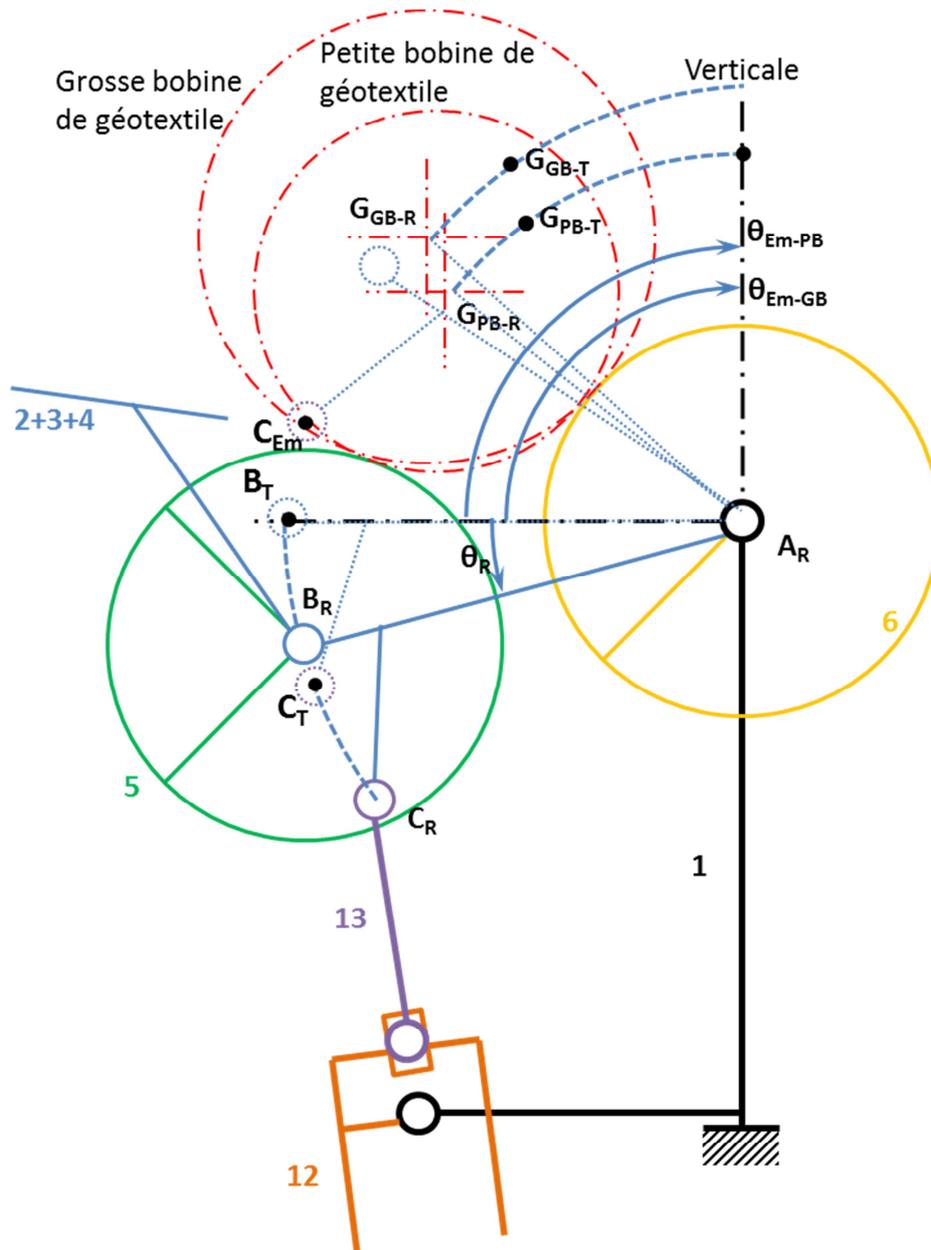


Banque PT 2013 Épreuve de Sciences Industrielles B

R1 –

Chacun des points ont une trajectoire circulaire de centre A_R . Le secteur angulaire parcouru est de 15° .



R2 – En position de travail les points G_{PB-T} et G_{GB-T} sont quasi-alignés. Ceci est conforme au critère 3 de la fonction FP1 (Distance du centre des bobines avec l'axe vertical de déplacement des têtes de rabattage chauffage : $\pm 5\text{mm}$).

R3 – La bobine est évacuée par gravité lorsque le point G_B dépasse l'axe (A_R, \vec{y}) , en notant \vec{y} l'axe vertical ascendant.

R4 – C'est le cas des bobines de petit diamètre qui sera prépondérant pour la détermination de l'angle d'inclinaison θ_{Em} minimum.

R6 - $C_{E_m} D_R - C_R D_R = 120 - 51 = 69mm$, donc en tenant compte de l'échelle du document réponse, cela donne 345mm.

R7 - $\theta_E = 50^\circ$. Le débattement angulaire est donnée par : $\theta_E + \theta_R = 65^\circ$.

R8 - On cherche à évacuer la bobine (rotation de l'ensemble **{2+3+4}** par rapport au bâti) à partir du mouvement de la tige du vérin **(13)**. Il y a donc une seule mobilité utile.

$$m_u = 1$$

R9 - En avant-projet de conception, il est préférable d'avoir un (modèle de) système isostatique pour les raisons suivantes :

- il ne sera pas nécessaire, dans ces conditions d'ajouter des contraintes dimensionnelles et géométriques au système afin de garantir son bon fonctionnement et son bon assemblage ;
- un tel modèle permettra de réaliser des calculs d'efforts sans avoir d'hypothèses supplémentaires à formuler.

R10 -

Méthode cinématique

On note :

- h le degré d'hyperstatisme ;
- n_p le nombre de pièces en mouvement ;
- I_c le nombre d'inconnues cinématiques ;
- m_u le nombre de mobilité utile ;
- m_i le nombre de mobilités internes.

Méthode statique

On note :

- h le degré d'hyperstatisme ;
- n_p le nombre de pièces en mouvement ;
- I_s le nombre d'inconnues statiques ;
- m

Dans le cas où il y a une seule chaîne fermée (comme dans notre cas) on a :

$$h = 6 - I_c + m_u + m_i$$

$$h = I_s - 6n_p + m$$

R11 - Le contact entre **12** et **13** est modélisé par une liaison pivot glissant. Ce type de liaison permet de transmettre des efforts suivants 2 directions et des moments autour de deux directions.

$$DL_{12/13} = 4$$

R12 -

$L \{2,3,4\}/1$	$DL \{2,3,4\}/1$	$L 12/13$	$DL 12/13$	$L 12/1$	$DL 12/1$	$L 13/\{2,3,4\}$	$DL 13/\{2,3,4\}$	h	m_u	m_l	Schéma cinématique minimal	Solution n°
Pivot d'axe \vec{x}	5	Pivot glissant d'axe \vec{u}	4	Encastrement	0	Sphère plan (Ponctuelle)	1	0	1	1		1

La mobilité interne est la rotation propre de la tige du vérin **13** par rapport au corps du vérin **12**. Ici $n_p = 2$ (seuls les ensembles **{2,3,4}** et **13** sont mobiles).

$$h = 10 - 12 + 2 = 0$$

Attention, $L 12/1$ est une liaison interne au bâti. On ne considère pas les 6 inconnues.

$L \{2,3,4\}/1$	$DL \{2,3,4\}/1$	$L 12/13$	$DL 12/13$	$L 12/1$	$DL 12/1$	$L 13/\{2,3,4\}$	$DL 13/\{2,3,4\}$	h	m_u	m_l	Schéma cinématique minimal	Solution n°
Pivot d'axe \vec{x}	5	Pivot glissant d'axe \vec{u}	4	Encastrement	0	Linéaire rectiligne d'axe \vec{x}	2	1	1	1		2

La mobilité interne est la rotation propre de la tige du vérin **13** par rapport au corps du vérin **12**. Ici $n_p = 2$ (seuls les ensembles **{2,3,4}** et **13** sont mobiles).

$$h = 11 - 12 + 2 = 1$$

$L \{2,3,4\}/1$	$DL \{2,3,4\}/1$	$L 12/13$	$DL 12/13$	$L 12/1$	$DL 12/1$	$L 13/\{2,3,4\}$	$DL 13/\{2,3,4\}$	h	m_u	m_l	Schéma cinématique Minimal	Solution n°
Pivot d'axe \vec{x}	5	Pivot glissant d'axe \vec{u}	4	Pivot d'axe \vec{x}	5	Pivot d'axe \vec{x}	5	2	1	0		3

Il n'y a pas de mobilités internes. Ici $n_p = 3$ (les ensembles **{2,3,4}**, **12** et **13** sont mobiles).

$$h = 19 - 18 + 1 = 2$$

$L \{2,3,4\}/1$	$DL \{2,3,4\}/1$	$L 12/13$	$DL 12/13$	$L 12/1$	$DL 12/1$	$L 13/\{2,3,4\}$	$DL 13/\{2,3,4\}$	h	m_u	m_l	Schéma cinématique minimal	Solution n°
Pivot d'axe \vec{x}	5	Pivot glissant d'axe \vec{u}	4	Pivot d'axe \vec{x}	5	Pivot glissant \vec{x}	4	1	1	0		4

$L 12/1$ peut a priori être une liaison glissière ou une liaison pivot glissant. Cependant l'utilisation d'une glissière est incompatible avec un fonctionnement normal du système. $L 13/\{2 + 3 + 4\}$ peut être une liaison sphérique à doigt ou une liaison pivot glissant. L'utilisation d'une liaison rotule à doigt autoriserait un degré de liberté interne (la rotation propre de la tige du vérin). On retient donc l'association d'une liaison pivot d'axe \vec{x} et d'une liaison pivot d'axe \vec{x} .

$$h = 18 - 18 + 1 = 1$$

$L \{2,3,4\}/1$	$DL \{2,3,4\}/1$	$L 12/13$	$DL 12/13$	$L 12/1$	$DL 12/1$	$L 13/\{2,3,4\}$	$DL 13/\{2,3,4\}$	h	m_u	m_i	Schéma cinématique minimal	Solution n°
Pivot d'axe \vec{x}	5	Pivot glissant d'axe \vec{u}	4	Pivot d'axe \vec{x}	5	Sphérique (rotule)	3	1	1	1		5

Le degré de mobilité interne provient de la rotation propre de la tige du vérin :

$$h = 17 - 18 + 2 = 1$$

$L \{2,3,4\}/1$	$DL \{2,3,4\}/1$	$L 12/13$	$DL 12/13$	$L 12/1$	$DL 12/1$	$L 13/\{2,3,4\}$	$DL 13/\{2,3,4\}$	h	m_u	m_i	Schéma cinématique minimal	Solution n°
Pivot d'axe \vec{x}	5	Pivot glissant d'axe \vec{u}	4	Pivot d'axe \vec{x}	5	Sphère cylindre d'axe \vec{x} (Linéaire annulaire)	2	0	1	1		6

On suppose la liaison sphère cylindre d'axe \vec{x} . Le degré de mobilité interne provient de la rotation propre de la tige du vérin :

$$h = 16 - 18 + 2 = 0$$

$L \{2,3,4\}/1$	$DL \{2,3,4\}/1$	$L 12/13$	$DL 12/13$	$L 12/1$	$DL 12/1$	$L 13/\{2,3,4\}$	$DL 13/\{2,3,4\}$	h	m_u	m_i	Schéma cinématique minimal	Solution n°
Pivot d'axe \vec{x}	5	Pivot glissant d'axe \vec{u}	4	Pivot glissant d'axe \vec{x}	4	Pivot glissant d'axe \vec{x}	4	1	1	1		7

La mobilité interne provient de la translation de l'ensemble {12,13} suivant la direction \vec{x} :

$$h = 17 - 18 + 2 = 1$$

$L \{2,3,4\}/1$	$DL \{2,3,4\}/1$	$L 12/13$	$DL 12/13$	$L 12/1$	$DL 12/1$	$L 13/\{2,3,4\}$	$DL 13/\{2,3,4\}$	h	m_u	m_i	Schéma cinématique minimal	Solution n°
Pivot d'axe \vec{x}	5	Pivot glissant d'axe \vec{u}	4	Pivot glissant d'axe \vec{x}	4	Sphérique (rotule)	3	0	1	1		8

Cherchons le nombre d'inconnues statique de la liaison manquante :

$$h = (13 + i) - 18 + 2 = 0 \Leftrightarrow i = 3$$

La seule liaison « simple » ayant 3 degrés de liberté est la liaison sphérique. Elle permet, par ailleurs, d'avoir un degré de liberté (rotation) autour de l'axe du vérin.

D'après la question 9, on peut penser que le concepteur préférerait avoir un système isostatique. Dans ce cas les solutions 1, 6 et 8 répondent à cette exigence.

La solution 8(ou 6) semble préférable : dans ce cas l'évacuateur {2,3,4} reste lié au système. Ainsi si la position verticale est dépassée, le vérin permet de remettre le système en position initiale. Dans la solution 1, il faudra une action extérieure pour venir plaquer l'évacuateur contre la tige du vérin {13}. La loi entrée-sortie avec la solution 1 n'est pas la même qu'avec les solutions 6 et 8, et ne correspond plus à notre étude.

R13 – La pression d’alimentation est de 2 MPa soit 20 bars. En général, les systèmes ayant besoin d’énergie pneumatique utilisent une pression de 5 à 6 bars. En conséquence, l’énergie hydraulique semble mieux adaptée. Par ailleurs, d’après le texte, la position de travail est obtenue par blocage du fluide dans le vérin. Afin d’assurer une stabilité de cette position, il semble préférable d’utiliser un vérin hydraulique. En effet, la compressibilité de l’huile étant très inférieure à celle de l’air, la bobine aura une meilleure mise en position.

R14 – La bobine étant supportée par 3 chariots, on fait l’hypothèse d’une répartition uniforme de la masse. Ainsi :

$$m_{globale} = 280 + \frac{1}{3} \cdot 210 = 350 \text{ kg}$$

On a directement:

$$\vec{G}_{\text{évac R } G_{global}} = \frac{210}{3} \cdot \vec{G}_{\text{évac R } G_{GB-R}} = \frac{1}{5} \cdot \vec{G}_{\text{évac R } G_{GB-R}}$$

350 kg correspondent à 3500 N soient 70mm.

R15 – On isole l’ensemble **{12,13}**. Cet ensemble est soumis à deux efforts : l’effort transmis par **1** via la liaison pivot et l’effort transmis par **{2,3,4}**. En conséquence, d’après le PFS appliqué à **{12,13}**, $\vec{D}_{1 \rightarrow 12}$ et $\vec{C}_{2 \rightarrow 13}$ sont de même norme, de même direction, (la droite (CD)) et de sens opposés.

$$\vec{C}_{13 \rightarrow 2} \text{ est suivant la droite } (CD)$$

R16 & 17 – En isolant l’évacuateur et la bobine, l’ensemble est soumis :

- \vec{P}_{global} : effort entièrement connu ;
- $\vec{C}_{13 \rightarrow 2}$: direction connue (pivot (C, \vec{x}));
- $\vec{A}_{1 \rightarrow 6}$: entièrement inconnu (pivot (A, \vec{x})).

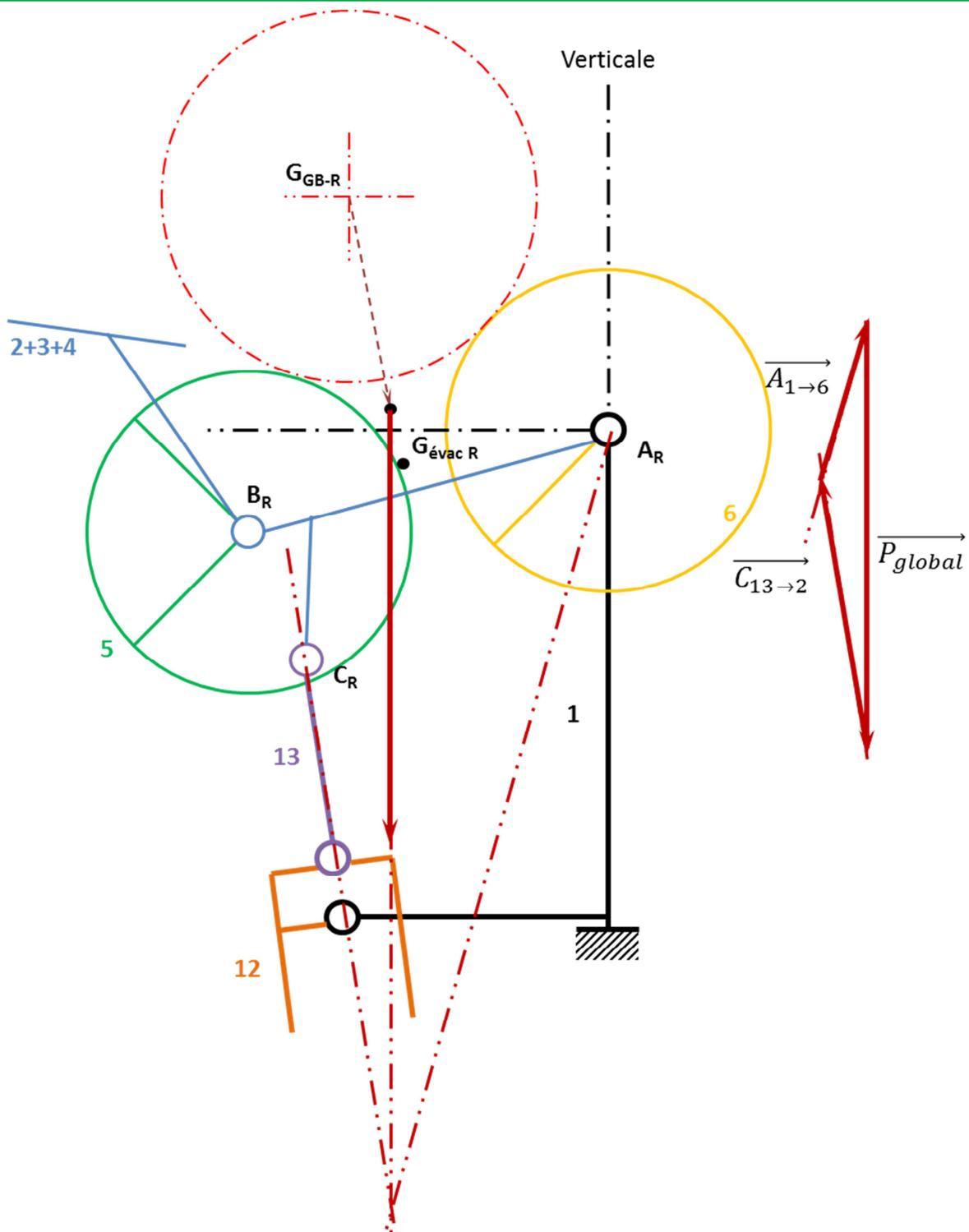
L’ensemble est soumis à 3 forces.

D’après le PFS, les 3 forces sont coplanaires, concourantes, et leur somme est nulle.

Après construction graphique, on mesure :

- la norme de $\vec{C}_{13 \rightarrow 2}$. On obtient un effort de 2235 N.
- la norme de $\vec{A}_{1 \rightarrow 6}$. On obtient un effort de 1365 N environ.

Action	Direction	Sens	Intensité (N)
$\vec{C}_{13 \rightarrow 2}$	(C, \vec{x})	? « Vers le haut »	? 2235
$\vec{A}_{1 \rightarrow 6}$? (A, \vec{x})	? « Vers le haut »	? 1365



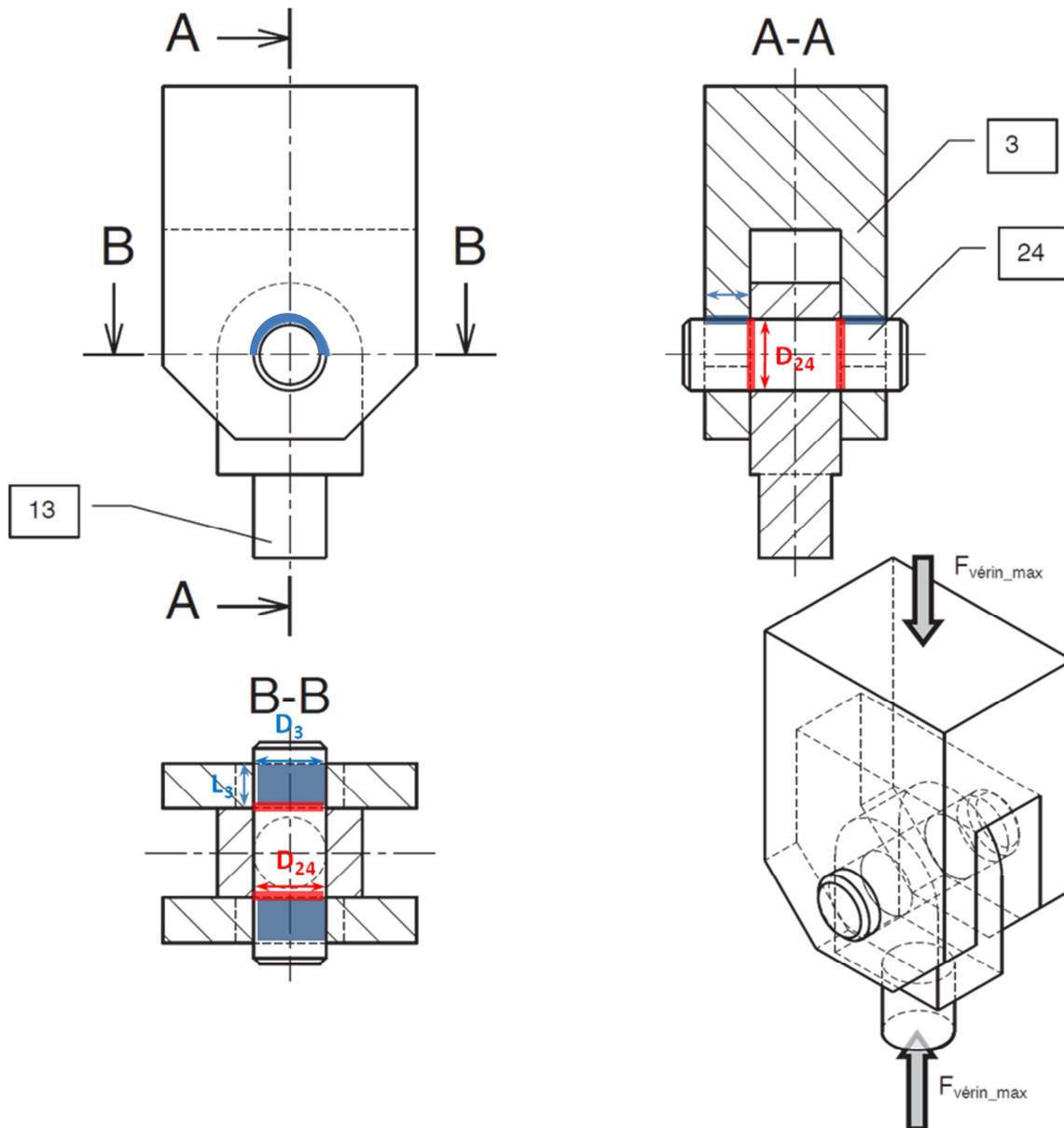
R18& 19 - La pression d'alimentation P_{alim} est de 2 MPa. Compte tenu des coefficients de sécurité (et de la valeur préconisée par le sujet), l'effort F à transmettre est de 3000N :

$$P = \frac{F}{S} \Leftrightarrow S = \frac{F}{P} = \frac{3000}{2} \approx 1500 \text{ mm}^2 = 15 \text{ cm}^2 \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} \approx 44 \text{ mm}$$

Le vérin suivant pourrait convenir :

- D = 50 mm

R20 –



R21 – Contrainte de cisaillement maximal compte tenu du fait qu'il y a deux sections cisillées, on fait l'hypothèse que la contrainte est répartie équitablement sur chacune des sections : $\tau_{max} = \frac{F_{vérin_max}}{2} \cdot \frac{1}{S} =$

$$\frac{F_{vérin_max}}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{F_{vérin_max}}{2 \cdot \frac{\pi d_{24}^2}{4}} \simeq \frac{4000}{2 \cdot 3 \cdot 10^2} \simeq 6,5 \text{ MPa}$$

R22 – Le coefficient de sécurité étant de 3, la résistance au glissement doit être supérieure à 19,5MPa. Le S235 ayant une résistance au glissement de 120 MPa, il pourrait être utilisé pour cette application.

Dans la mesure où :

- il n'existe pas de contrainte de masse sur les pièces du système ;
- le matériau n'est pas utilisé dans un milieu fortement corrosif ou oxydant ;
- les formes de la pièce sont telles que le produit pourrait être issu d'une fabrication par laminage et usinage, un acier non allié ou faiblement allié pourrait convenir.

R23 – En faisant l’hypothèse que la charge est répartie sur les deux parties de la chape 3 et que sa largeur est notée L_3 , $P_{mat\ max} = \frac{F_{vérin\ max}}{2 \cdot L_3 \cdot d_{24}}$. En effet, si on fait l’hypothèse que la charge est uniforme et répartie sur un demi-cylindre, le calcul de la pression se fait sur la surface projetée.

R24 – La résistance au matage permet de déterminer L :

$$L_3 = \frac{F_{vérin\ max}}{2 \cdot d_{24} \cdot P_{mat\ max}} \simeq \frac{2000}{20 \cdot 100} \simeq 1\ mm$$

Si on utilise le coefficient de sécurité de 3, la largeur de la chape doit être de 3 mm :

$$L = 3\ mm$$

L’épaisseur de matière est alors peu importante. Elle sera peut-être incompatible avec le procédé de fabrication choisi. Si, par exemple, la chape venait à être usinée. Travailler avec de faibles épaisseurs peut mener à la mise en vibration de la pièce ou de l’outil.

R 25 – Les pertes mécaniques du système sont négligées (rendement égal à 1, et roulement sans glissement) dans le système de pignons 19, 20 et 21, dans la chaîne 23 et dans le système pignon 16 et crémaillère. De plus, chacun des 3 pignons étant identiques, ils ont donc le même rayon. (Enfin, les inerties étant négligées). En conséquence, on peut donc justifier que $C_{17/19} = C_{20/25}$.

R26 – On isole les pignons **16** et l’arbre **25**. Ils sont soumis à l’action du couple moteur et des 2 crémaillères. On se place en phase d’accélération et on applique le théorème du moment dynamique en projection sur l’axe de rotation. Les inerties des pièces en rotations étant négligées, on a donc :

$$C_D + D_{P16} F_{T16} = 0$$

$$F_{T16} = \frac{C_N}{D_{P16}} \cdot \left(\frac{C_D}{C_N} \right)$$

R27 – D’après le théorème de la résultante dynamique, appliqué au chariot, en projection sur l’axe de déplacement :

$$m_{chariot} \|\vec{a}_1\| = 2 \cdot \frac{C_D}{D_{P16}} = 2 \cdot \frac{C_N}{D_{P16}} \cdot \left(\frac{C_D}{C_N} \right)$$

R28 –

$$m_{chariot} \|\vec{a}_3\| = -2 \cdot \frac{C_f}{D_{P16}}$$

R29 – Pendant la phase 1, l’accélération est constante. L’accélération est égale à la pente de la loi de vitesse :

$$\|\vec{a}_1\| = \frac{V_N}{T_1} \Leftrightarrow T_1 = \frac{V_N}{\|\vec{a}_1\|}$$

R30 – Pendant la phase 1, le déplacement correspond à l’aire sous la courbe de vitesse :

$$D_1 = \frac{V_N \cdot T_1}{2}$$

R31 – Pendant la phase 3, l’accélération est constante. L’accélération est égale à la pente de la loi de vitesse :

$$\|\vec{a}_3\| = \frac{V_N}{T_3} \Leftrightarrow T_3 = \frac{V_N}{\|\vec{a}_3\|}$$

R32 – Pendant la phase 3, le déplacement correspond à l'aire sous la courbe de vitesse :

$$D_3 = \frac{V_N \cdot T_3}{2}$$

R33 – Lors d'une évolution triangulaire, la distance parcourue est égale à l'aire sous la courbe de vitesse :

$$L_{moy} = \frac{V_{Nmax} \cdot (t_1 + t_3)}{2} = \frac{V_{Nmax} \left(\frac{V_{Nmax}}{\|\vec{a}_1\|} + \frac{V_{Nmax}}{\|\vec{a}_3\|} \right)}{2} = \frac{V_{Nmax}^2}{2} \left(\frac{1}{\|\vec{a}_1\|} + \frac{1}{\|\vec{a}_3\|} \right)$$

R34 – On peut écrire directement que (N_N exprimé en rad/s) :

$$V_N = N_N \cdot \frac{D_{p16}}{2}$$

R35 – On peut écrire directement que (les notations du texte ne sont pas les mêmes dans la question et dans le document A8):

$$X_2 = L_{moy} - (X_1 + X_3),$$

Ou :

$$D_2 = L_{moy} - (D_1 + D_3)$$

R36 – On peut écrire directement que :

$$T_2 = \frac{X_2}{V_N}$$

R37 – Le matériau utilisé pour le pignon 20 est un alliage de Cuivre avec 39% de zinc et 2% de plomb. C'est un laiton. Il est utilisé pour son faible coefficient d'adhérence, et donc pour améliorer le rendement de la liaison pignon crémaillère. Si la crémaillère est en acier, il pourra servir de pièce d'usure. L'usure sera principalement dirigée vers le pignon qui sera plus aisément remplacé lors des phases de maintenance.

R38 – On peut écrire directement que :

$$D_{p16} = m_{16} \cdot Z_{16}$$

R39 – En linéarisant la courbe pour $\alpha_{16} = 20^\circ$ et pour Z_{16} variant de 18 (18 évite les interférences, mais pour la lecture de la courbe on prendra 17) à 30, c_1 et c_2 sont solutions de :

$$\begin{cases} 0,3 = c_1 + 17c_2 \\ 0,37 = c_1 + 30c_2 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} c_1 = 0,3 - 17c_2 \\ 0,37 = 0,3 - 17c_2 + 30c_2 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} c_1 = 0,3 - 17 \cdot \frac{0,07}{13} \approx 0,215 \\ c_2 = \frac{0,07}{13} \approx \frac{1}{200} \approx 0,005 \end{cases}$$

Au final :

$$Y \approx 0,215 + 0,005 \cdot Z_{16}$$

R40 – On a directement :

$$K_V = \frac{6}{6 + V_N}$$

R41 – On a directement :

$$F_{T16 \max adm} = R_{pe} \cdot b \cdot m_{16} \cdot Y \cdot K_V$$

Ou, sans tenir compte de V_N :

$$F_{T16 \max adm} = R_{pe} \cdot b \cdot m_{16} \cdot Y$$

R42 – Dans les tableaux, il suffit de regarder les solutions qui respectent la condition $F_{t16} < F_{t \max}$.

Z ₁₆ - m ₁₆									Rr
18-3	19-3	20-3	18-4	19-4	20-4	18-5	19-5	20-5	
18-3-15.6	19-3-15.6	20-3-15.6	18-4-15.6	19-4-15.6	20-4-15.6	18-5-15.6	19-5-15.6	20-5-15.6	15.6
18-3-9.83	19-3-9.83	20-3-9.83	18-4-9.83	19-4-9.83	20-4-9.83	18-5-9.83	19-5-9.83	20-5-9.83	9.83
18-3-6.9	19-3-6.9	20-3-6.9	18-4-6.9	19-4-6.9	20-4-6.9	18-5-6.9	19-5-6.9	20-5-6.9	6.9
18-3-5.12	19-3-5.12	20-3-5.12	18-4-5.12	19-4-5.12	20-4-5.12	18-5-5.12	19-5-5.12	20-5-5.12	5.12
18-3-3.96	19-3-3.96	20-3-3.96	18-4-3.96	19-4-3.96	20-4-3.96	18-5-3.96	19-5-3.96	20-5-3.96	3.96
18-3-2.94	19-3-2.94	20-3-2.94	18-4-2.94	19-4-2.94	20-4-2.94	18-5-2.94	19-5-2.94	20-5-2.94	2.94
18-3-2.55	19-3-2.55	20-3-2.55	18-4-2.55	19-4-2.55	20-4-2.55	18-5-2.55	19-5-2.55	20-5-2.55	2.55
18-3-1.92	19-3-1.92	20-3-1.92	18-4-1.92	19-4-1.92	20-4-1.92	18-5-1.92	19-5-1.92	20-5-1.92	1.92

R43 – Il faut chercher parmi les solutions retenues, celle pour lequel T(s) est le plus petit, on trouve :

$$18 - 4 - 2.94 - T = 1,5s$$

R44 -R45

A la lecture du sujet, il semble que plusieurs de réponses peuvent se justifier. La réponse attendue est donc laissée au choix du correcteur.

Pièce (liaison)	Type de roulement	Critères prépondérants pour le choix du type de roulement	Type de calcul prépondérant pour ce roulement	Justification
Galets 14 (guidage chariot 1 / conditionneuse)	THK CFH20 A	A, (E), F, G, I K	Statique ou dynamique	Déplacement faible
Paliers de bras 9 (articulation bras 2 et / axe 11)	SNR ESFLE212	A, F, G, JK	Statique ou dynamique	Déplacement faible
Paliers de rouleur évacuateur 7 (pivot rouleur 5 / bras 2 et 3)	SNR ESFLE212	A-J- K	Statique ou dynamique	Très faible vitesse de rotation. Quelques tours effectués toutes les 2 minutes.
Paliers de rouleur récepteur 8 (pivot rouleur 6 / châssis 1)	SNR ESFTE210	A-J-K	Statique ou dynamique	Très faible vitesse de rotation. Quelques tours effectués toutes les 2 minutes.

R46 – La masse à déplacer est de 900 kg, elle repose sur 4 galets. La charge radiale est donc de 2250 N par galet. Les caractéristiques des galets THK – CFH20 A, donne les valeurs suivantes :

$$S_{0-14} = \frac{C_{0-14}}{P_{0-14}} = \frac{34,8}{2,25} = 15$$

Les galets sont largement surdimensionnés.

R47 – L'excentricité du galet permet de régler la position des roues du chariot par rapport aux rails. Et de faire en sorte que les 4 galets portent sur les rails (et donc résoudre les problèmes d'hyperstatisme)

R48 – Le support permet de transmettre les efforts du châssis au galet. Ces formes suggèrent que la pièce sera réalisée par tournage à partir d'un brut laminé. On peut donc suggérer un acier faiblement allié. Par ailleurs l'assemblage du support sur le bâti sera réalisé par soudage. Un S235 permet d'avoir un matériau déjà utilisé dans le système.

R49 –

Ce résultat n'était vraisemblablement pas celui qui était attendu. Cependant, on propose une démarche permettant de spécifier le produit. La fonction de cette pièce est de positionner le galet par rapport au bâti.

L'assemblage entre le bâti et la pièce est assuré par un appui plan prépondérant (A) et un centrage court (B) :

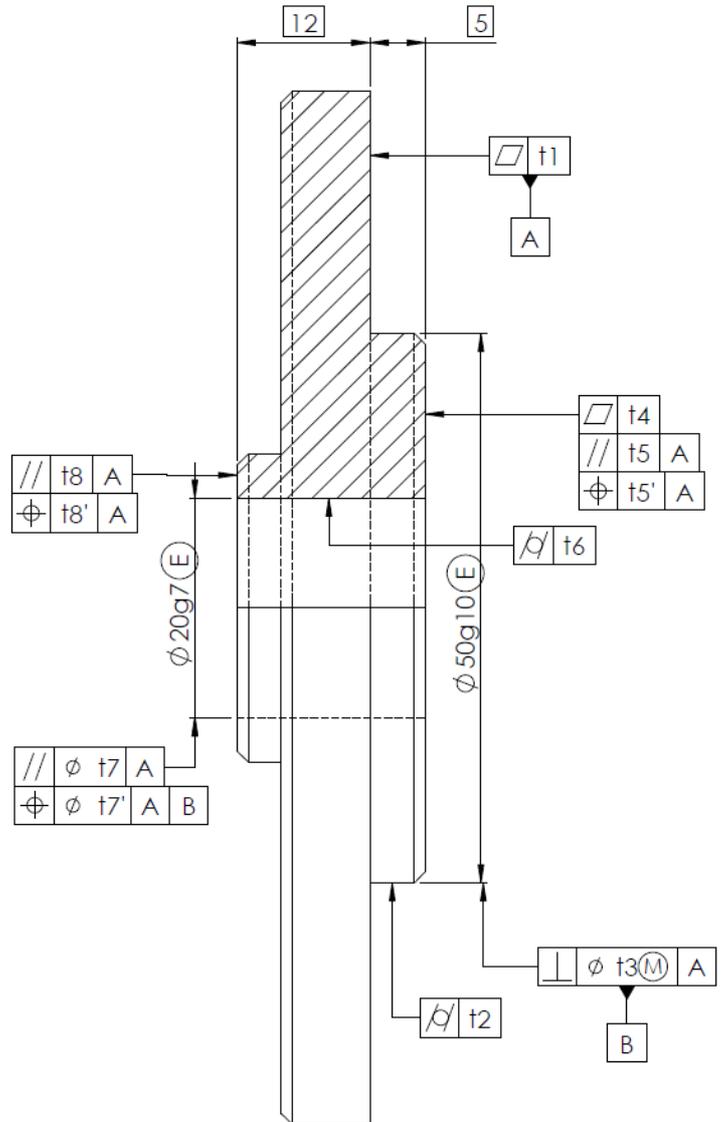
- on ajoute donc une planéité sur la surface A ;
- on ajoute une cylindricité sur la surface B ;
- la surface B est positionnée par rapport à A en utilisant une localisation.

L'assemblage du galet se fait par centrage long prépondérant et par contact ponctuel :

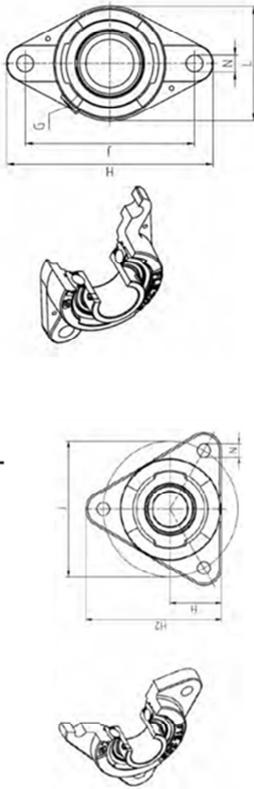
- on ajoute donc une cylindricité sur le cylindre prépondérant et on le positionne par rapport à A et B ;
- la face d'appui est positionnée par rapport à A.

Enfin, la face de droite permet le serrage de l'écrou :

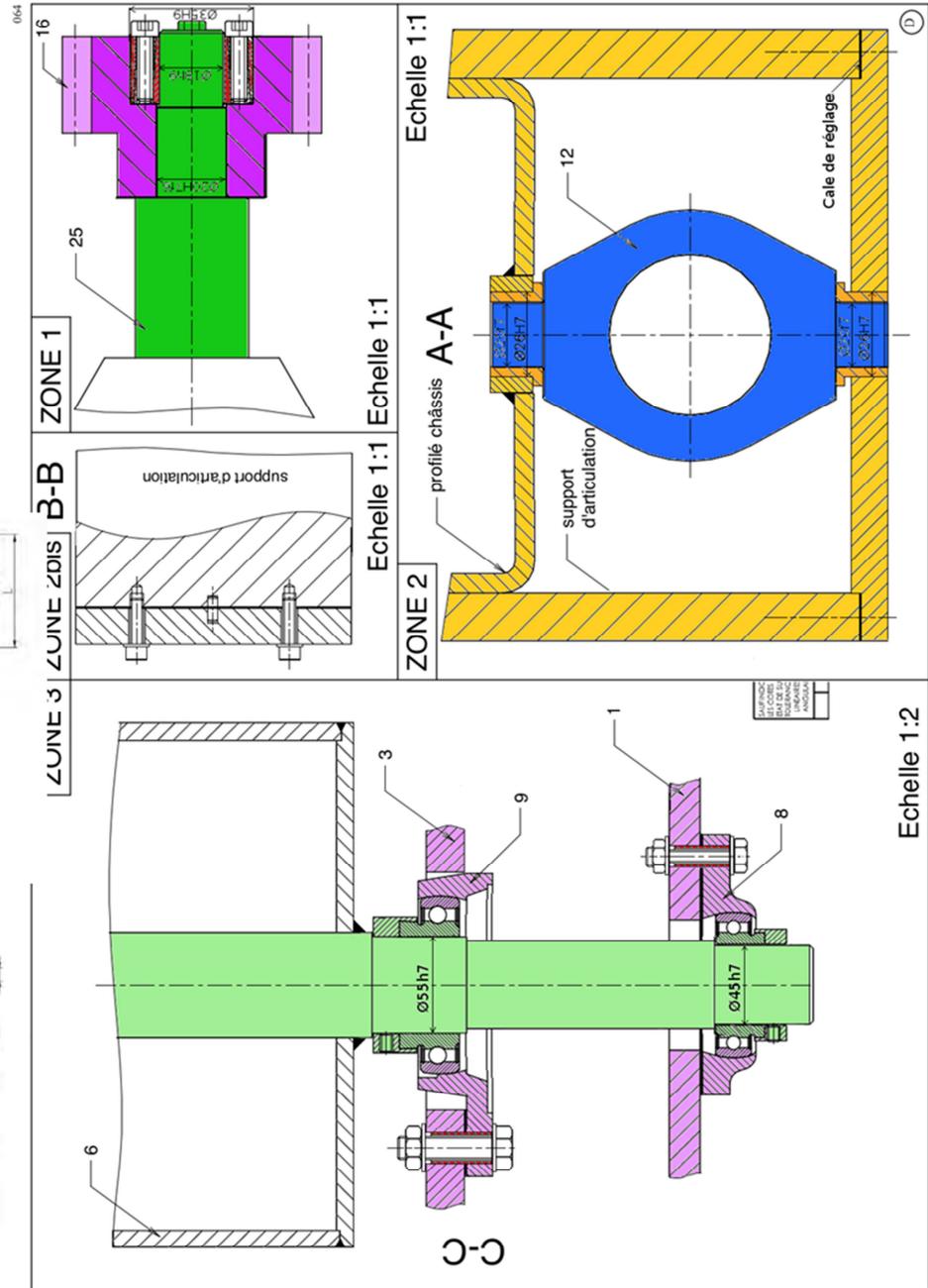
- Cette surface est positionnée et orientée par rapport à A.



Les paliers « applique » sont chacun mis en position par l'intermédiaire de 2 manchons jouant le rôle de centreur + locating. Les assemblages boulonnés permettent alors d'assurer le maintien en position.



Le pignon est mis en position par un centrage long (Ajustement $\text{Ø}20 \text{ H7 f6}$) et arrêté en translation.
 Le maintien en position est assuré par le moyeu expansible.
 Les ajustements entre le pignon et le moyeu et entre l'arbre et le moyeu sont donnés par la documentation



Modèle A5-58
 - Tolérances : arbre h9, alésage H9.
 - Etat de surface de l'arbre $R_t \leq 12 \mu\text{m}$.

Montage de la pièce 12 sur coussinets. Le jeu axial permet d'éviter l'hyperstatisme et donc d'avoir un montage du système plus aisé.

LOGEMENT EN ACIER (non déformable)
 © Tolérances H7
ARBRE A UTILISER
 POUR un coussinet BP25
 ACIER dureté mini 80kg/mm²
 Rc1 à 16
 © Tolérances F7

R50 –

Mise en position du pignon 16 par rapport à l'arbre de transmission 25 : centrage long et arrêt en translation.	
Transmission du couple moteur par adhérence à l'aide d'un moyeu expansible.	
Réglage de la position angulaire du pignon grâce à un moyeu expansible.	
Cotation de la mise en position du pignon sur l'arbre de transmission Cotation du moyeu expansible.	

R51 –

Choisir le coussinet à collerette	
Définir les formes de la plaque d'articulation	
Spécifier les ajustements au niveau des coussinets	
Liaison complète entre la plaque et les supports	
Les supports sont soudés	
Le remplacement du vérin ou des coussinets s'effectue avec démontage sans réglage	

R52 –

Liaison pivot entre rouleau 6 et châssis 1 : <ul style="list-style-type: none"> • utilisation de 2 paliers 	
Liaison complète entre palier 8 et châssis 1	
Liaison pivot entre rouleau 6 et bras 3	
Liaison complète entre le palier 9 et le bras gauche 3	
Formes du rouleau récepteur 6 : <ul style="list-style-type: none"> • 2 tôles, tube et axe • Épaisseur des tôles 6 mm • Axe de diamètre 60mm 	