

DS 05 - DS05: Dérouleur bobines de tôles

Avec Correction

PTSI

Samedi 23 mars 2019

Table des matières

1	Mise en situation	2
2	Études et éléments de solutions proposés	4
3	Etude de conception en construction mécanique	5
4	Dessin d'étude de construction mécanique	11
5	Documents réponse	27

DS05: Dériveur bobines de tôles

1 Mise en situation

1.1 Le contexte

L'industrie manufacturière mobilise de nombreux procédés d'obtention de pièces qui composent la plupart des produits utilisés par le monde. L'un de ces procédés, la découpe mécanique sous presse, permet de découper des pièces métalliques avec un contour défini, figure 1, à partir d'une bobine de tôle, figure 2.

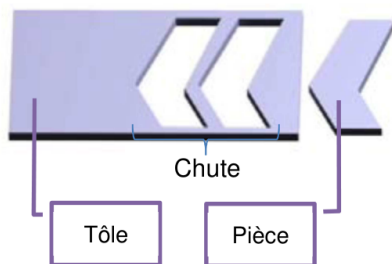


Figure 1 – Principe de découpe de pièces sous presse



Figure 2 – Bobines de tôles métalliques

L'opération de découpe est réalisée par une presse mécanique dont les principaux éléments de la partie opérative sont un poinçon et une matrice dont les formes correspondent au contour de la pièce à découper. La matrice est fixe, le poinçon a un mouvement de translation alternative vertical. A chaque aller-retour du poinçon, une pièce est découpée dans la tôle. Pendant que le poinçon est en position haute, la bande de tôle est déplacée horizontalement, figure 3.

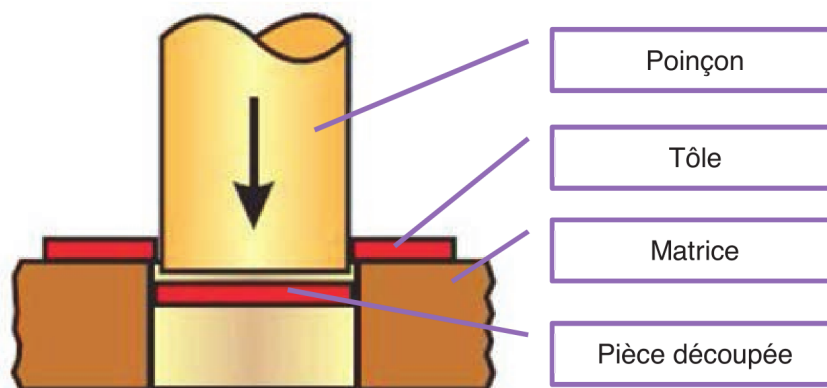
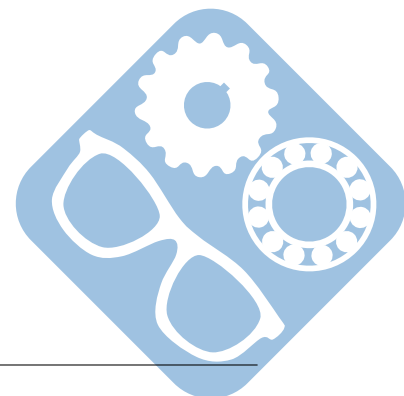


Figure 3 – Principe du poinçonnage



1.2 Architecture d'une ligne de découpage

Afin d'obtenir des cadences de production les plus élevées possible, la plupart des lignes de découpe ont un niveau d'automatisation élevé. Ces lignes sont constituées généralement des composants suivants, figure 4

- un dérouleur : il supporte la bobine de tôle et déroule la bande à une vitesse continue,
- un redresseur : il corrige le défaut de planéité de la bande due à son enroulement,
- un dispositif d'amenage : il génère un mouvement de translation discontinu de la bande. En effet, celle-ci qui doit être immobile pendant la phase de découpe, et se déplacer pendant le moment où le poinçon est dégagé de la matrice. Ce dispositif est synchronisé avec le mouvement du poinçon,
- la presse : elle poinçonne la bande,
- une cisaille coupe-déchet : elle coupe les chutes de tôle pour en créer des déchets à évacuer,
- un dispositif d'évacuation des pièces : il dirige les pièces réalisées vers la suite du processus (contrôle, finition, montage,...),
- des dispositifs de contrôle : ils permettent de gérer les différences de vitesses de la bande en agissant sur la taille des boucles de bande détendue et soumise à son poids propre.

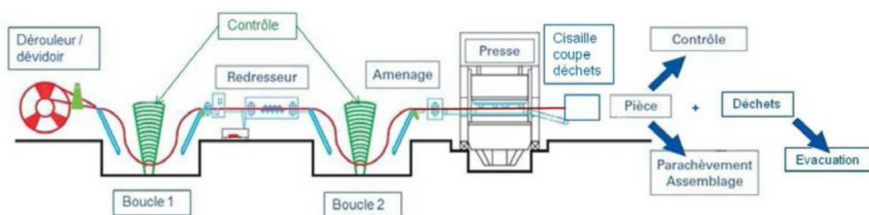


Figure 4 – Architecture standard d'une ligne de découpe automatisée

1.3 Le produit à concevoir

L'étude qui vous est confiée est limitée au dérouleur de la ligne de découpage.

Une première étude a été menée. Elle a débouché sur un prototype qui a été testé et sur lequel différents dysfonctionnements ont été constatés. Il vous appartient d'analyser le fonctionnement de certaines parties du dérouleur, et d'en proposer des modifications dans l'objectif d'une fabrication en moyenne série.

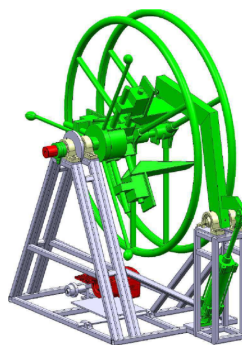
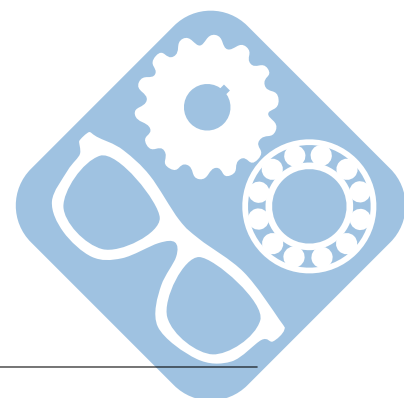


Figure 5 – Prototype de dérouleur



1.4 Diagramme des exigences

Les principales exigences du dérouleur en phase de fonctionnement sont modélisées ci-dessous, figure 6.

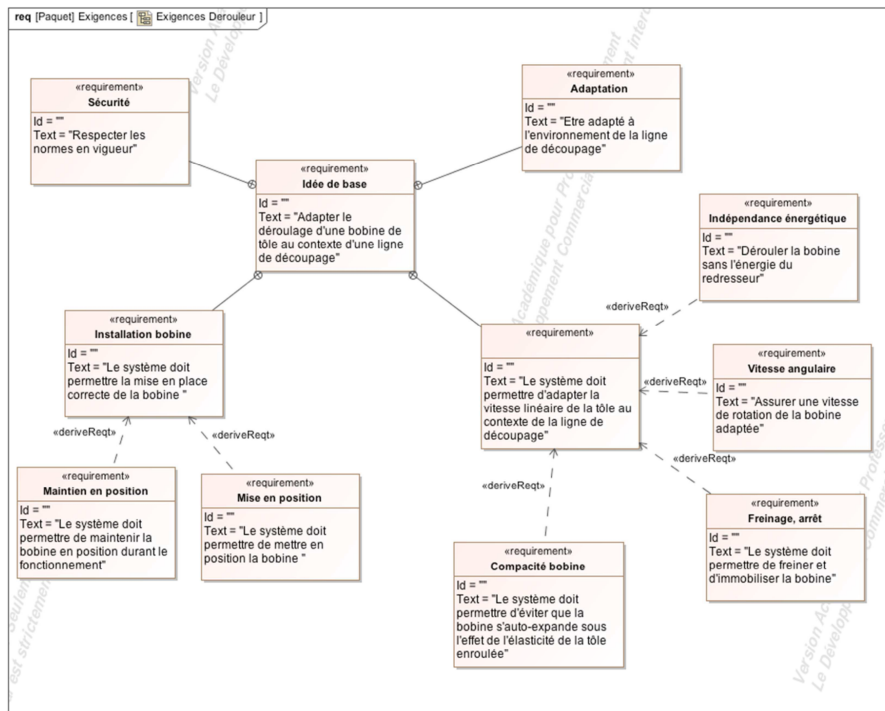


Figure 6 – Diagramme des exigences du dérouleur

2 Études et éléments de solutions proposés

2.1 Architecture du dérouleur

L'architecture interne du dérouleur et le lien avec la ligne de découpage est décrite figure 7.

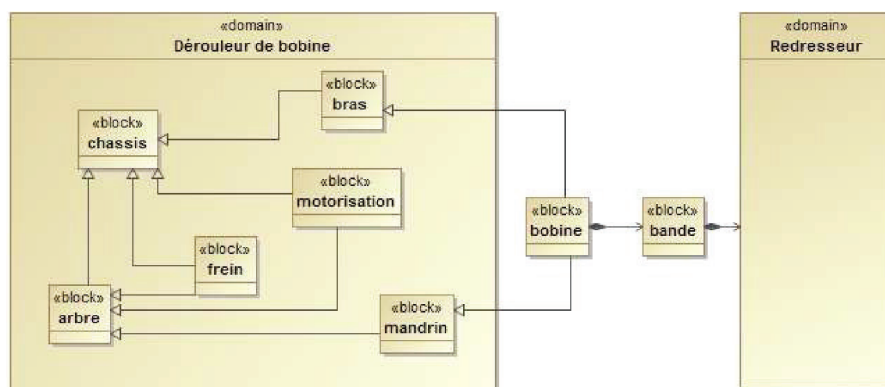
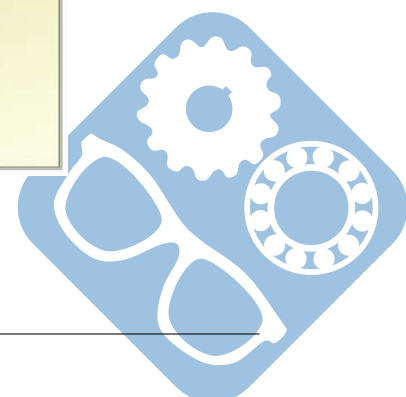


Figure 7 – Architecture interne du dérouleur



2.2 Problématique

Dans la phase de re-conception il va falloir mener des études permettant l'amélioration du fonctionnement du prototype du dérouleur. Il s'agit notamment de :

- identifier les différents types de ligne de découpage influençant le fonctionnement du dérouleur,
- re-concevoir le bras garantissant l'exigence « anti retour élastique »,
- étudier le mandrin assurant les exigences « mise en position » et « maintien en position » de la bobine de tôle par rapport au dérouleur,
- étudier et implanter un nouveau frein réalisant l'exigence « blocage » de la bobine. Ces différentes études constituent la trame du travail à fournir dans ce sujet.

3 Etude de conception en construction mécanique

3.1 Les différents types d'architecture de ligne de découpe

Il existe différents types d'architecture pour une ligne de découpe. Le principal problème est de gérer l'avancement discontinu de la tôle au niveau de la presse. En effet, lorsque la cadence de production augmente, les accélérations au niveau de la bobine de tôle engendrent des efforts importants.

Il existe donc différentes architectures de ligne de découpe, chacune adaptée à une cadence, une dimension de bobine, une tâche à réaliser...

Objectif :

L'inertie et l'énergie cinétique de la bobine de tôle peuvent poser des problèmes pour réaliser une alimentation discontinue du système, surtout si les cadences sont élevées. C'est pourquoi, il existe (ou non) des « boucles » de tôle dans la chaîne d'alimentation de la presse, afin d'avoir un déroulement à vitesse régulée de la bobine avec une variation progressive de la fréquence de rotation, alors que la presse est alimentée de manière discontinue.

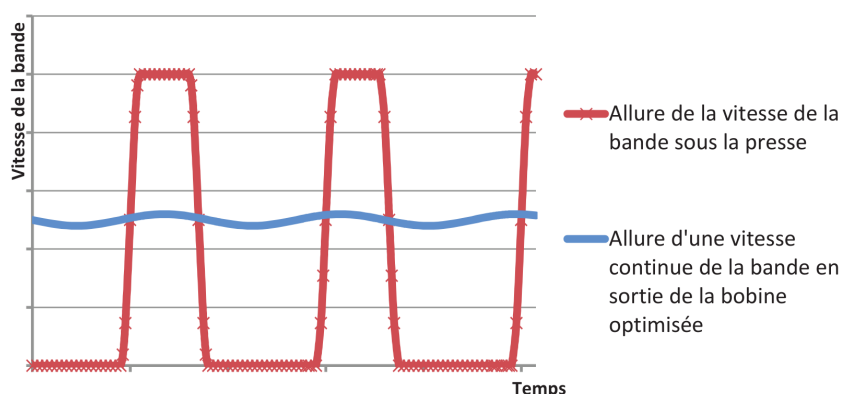
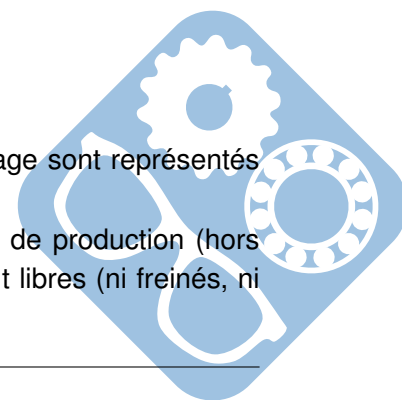


Figure 8 – Vitesse de la bande

Les quatre types d'architectures les plus utilisées pour les lignes de découpage sont représentés sur les documents annexes page A2/12 Fig. A-1, A-2, A-3 et A-4.

En fonction du type d'architecture, les différents éléments devront en phase de production (hors arrêt et mise en place d'une nouvelle bobine) être soit motorisés, soit freinés, soit libres (ni freinés, ni motorisés).



Le concepteur a besoin de savoir si un élément est motorisé ou freiné.

Question 1 Pour chaque type d'architecture utilisée, compléter le tableau réponse en indiquant pour chacun des éléments si la vitesse de la bande est dans cet élément continue ou discontinue et s'il est motorisé et/ou freiné (mettre des croix dans les cases comme pour l'exemple). Quelle architecture choisir dans le cas de fortes cadences de production ? Justifier.

3.2 Architecture du bras porte-galet 3

«requirement» Compacité bobine
Id = "" Text = "Le système doit permettre d'éviter que la bobine s'auto-expande sous l'effet de l'élasticité de la tôle enroulée"

Figure 9 – Exigence du système « Compacité bobine »

Afin de réaliser l'exigence « Compacité bobine », un bras porte-galet 3 est installé sur le dérouleur (voir annexes page A3/12 Fig.A-5). Sa fonction principale est d'empêcher la bobine de tôle de se dérouler seule à cause du retour élastique, comme une feuille de papier enroulée qui se déroule quand on la relâche. Lors de la mise en place d'une nouvelle bobine de tôle, le bras porte-galet 3 ne doit pas gêner l'opération. Le galet 4 situé à l'extrémité du bras devra toujours être en contact avec la bobine en appliquant un effort minimum de 400N sur celle-ci.

L'effort du galet 4 sur la bobine est obtenu par un vérin pneumatique 1 et 2 et un bras porte- galet 3. Le vérin pneumatique 1 et 2 est choisi parmi les références habituelles de la société. Caractéristiques du vérin choisi :

- Course notée C_{verin} : 200mm,
- \varnothing du piston noté D_{piston} : 80mm,
- \varnothing de la tige noté D_{tige} : 25mm,
- Pression d'alimentation notée P_a : 0,5MPa,
- Rendement du vérin noté η_{verin} : 0,9.

Dans un premier temps nous allons vérifier si la course du vérin choisi est suffisante.

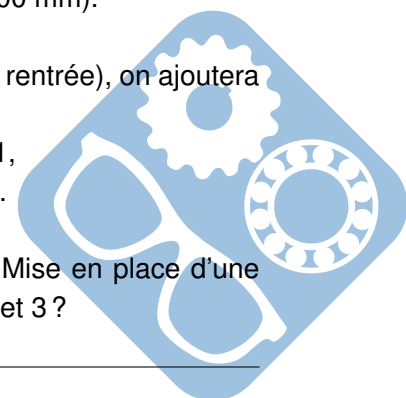
Étude des différentes positions du bras.

Sur le document réponse, le système est représenté avec la tige du vérin totalement sortie c'est-à-dire, lorsque le galet 4 est en contact avec une bobine de tôle au diamètre minimum (400 mm).

Les points A, B, C, D, E, F sont les points caractéristiques du système étudié.

- Dans la position P_0 « Mise en place d'une bobine »(tige de vérin totalement rentrée), on ajoutera l'indice 0,
- Dans la position P_1 « Bobine de diamètre maximum », on ajoutera l'indice 1,
- Dans la position P_2 « Bobine de diamètre minimum », on a ajouté l'indice 2.

Question 2 Tracer les points C_0 et D_0 du bras porte-galet 3 en position P_0 « Mise en place d'une bobine ». Quel est le débattement angulaire total du bras porte-galet 3 ?



- Question 3** La course du vérin permet-elle de mettre en place une bobine ? Justifier.
- Question 4** Tracer les points C_1 et D_1 du bras porte-galet 3 en position P_1 « Bobine de diamètre maximum ». Quel est le débattement angulaire du bras porte-galet 3 pour passer de la position P_1 « Bobine de diamètre maximum » à la position P_2 « Bobine de diamètre minimum » ?
- Question 5** L'observation de la figure de la question 4 implique une forme particulière à la silhouette du bras porte-galet 3. Laquelle ? Justifier.

Dans un second temps nous allons vérifier si l'effort délivré par le vérin choisi est suffisant.

Données sur le bras porte-galet 3 et sur le galet 4 :

- Distance (BC) notée $d_{(BC)}$: 240mm,
- Distance (BD) notée $d_{(BD)}$: 780mm,
- Diamètre du galet noté D_{galet} : 75mm.

Les repères sont définis sur la Fig. A-8 page A4/12 de l'annexe.

Etude de l'effort presseur du galet 4

L'étude est réalisée dans la position « Bobine de diamètre minimum » (voir annexes page A3/12 Fig. A-5)

Les liaisons sont toutes considérées comme parfaites et le poids des pièces est négligé.

L'action mécanique en A du solide 1 sur le solide 0 sera notée : $\vec{A}_{1 \rightarrow 0}$.

Le moment en B de l'action mécanique $\vec{A}_{1 \rightarrow 0}$ sera noté : $\vec{M}_{B, A1 \rightarrow 0}$.

- Question 6** Déterminer la direction de l'effort $\vec{C}_{2 \rightarrow 3}$. Justifier.
- Question 7** Calculer la norme de l'effort $\vec{C}_{2 \rightarrow 3}$ (expression littérale et résultat numérique).
- Question 8** Déterminer les directions des efforts $\vec{F}_{5 \rightarrow 4}$ et $\vec{D}_{4 \rightarrow 3}$. Justifier.
- Question 9** Isoler le bras porte-galet 3 et faire le bilan des actions mécaniques extérieures. Pour chaque action mécanique, vous indiquerez le point d'application, la direction, le sens et la norme. Si des données sont inconnues, mettre un point d'interrogation.
- Question 10** Ecrire l'équation vectorielle d'équilibre des moments du bras porte-galet 3 au point B.
- Question 11** Donner l'expression littérale de $\vec{M}_{B, C2 \rightarrow 3} \cdot \vec{z}$ la projection orthogonale sur l'axe \vec{z} du moment au point B de $\vec{C}_{2 \rightarrow 3}$ en fonction des caractéristiques du bras porte-galet 3 et de $\vec{C}_{2 \rightarrow 3} \cdot \vec{y}_{C0}$ la projection orthogonale de $\vec{C}_{2 \rightarrow 3}$ sur l'axe \vec{y}_{C0} .
- Question 12** Donner l'expression littérale de $\vec{M}_{B, D4 \rightarrow 3} \cdot \vec{z}$ la projection orthogonale sur l'axe \vec{z} du moment au point B de $\vec{D}_{4 \rightarrow 3}$ en fonction des caractéristiques du bras porte-galet 3 et de $\vec{D}_{4 \rightarrow 3} \cdot \vec{y}_{D0}$ la projection orthogonale de $\vec{D}_{4 \rightarrow 3}$ sur l'axe \vec{y}_{D0} .
- Question 13** Quelle relation existe-t-il entre $\vec{M}_{B, C2 \rightarrow 3} \cdot \vec{z}$ et $\vec{M}_{B, D4 \rightarrow 3} \cdot \vec{z}$? Compléter la relation du donnée en utilisant uniquement les signes (+ - × ÷ = ≠ < >).

Les figures Fig. A-11 à A-13 en annexe pages A6/12 et A7/12 décrivent l'évolution des efforts sur le bras porte-galet 3 pendant son déplacement. La position de la figure de la question 14 est celle qui est la plus contraignante pour le dimensionnement du galet 4.

Afin de tenir compte d'éventuelles fluctuations de pression dans la chambre du vérin, quel que soit les résultats précédents, on prendra $\|\vec{C}_{2 \rightarrow 3}\| = 2000N$.

- Question 14** Tracer l'effort $\vec{C}_{2 \rightarrow 3}$ (échelle : 10mm \rightarrow 400N).
 Tracer $\vec{C}_{2 \rightarrow 3} \cdot \vec{y}_{c0}$ la projection orthogonale de $\vec{C}_{2 \rightarrow 3}$ sur l'axe \vec{y}_{c0} . Donner la valeur $\vec{C}_{2 \rightarrow 3} \cdot \vec{y}_{c0}$.
 A l'aide des relations précédentes (Q9 à Q13) calculer la valeur des expressions suivantes (inscrire uniquement les résultats) :
- $\vec{M}_{B,C2 \rightarrow 3} \cdot \vec{z}$,
 - $\vec{M}_{B,D4 \rightarrow 3} \cdot \vec{z}$,
 - $\vec{D}_{4 \rightarrow 3} \cdot \vec{y}_{D0}$.
- Tracer $\vec{D}_{4 \rightarrow 3} \cdot \vec{y}_{D0}$ la projection orthogonale de $\vec{D}_{4 \rightarrow 3}$ sur l'axe \vec{y}_{D0} .
 En déduire le tracé de $\vec{D}_{4 \rightarrow 3}$ et donner sa norme $\|\vec{D}_{4 \rightarrow 3}\|$.
 En vous aidant de la courbe donnée en annexe page A6/12 Fig. A-11, peut-on dire que l'on respecte le cahier des charges (cocher la case correspondante). Justifier.

3.3 Etude du mandrin

Se référer aux annexes, page A10/12 Fig.A-18. En phase utilisation, le mandrin peut se modéliser de la façon suivante :

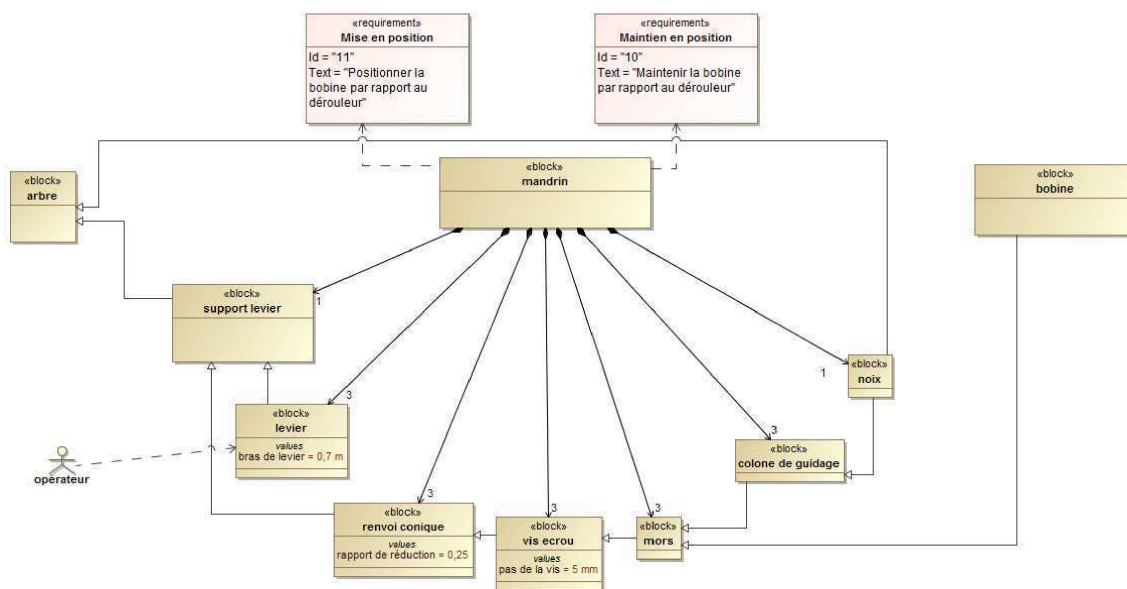
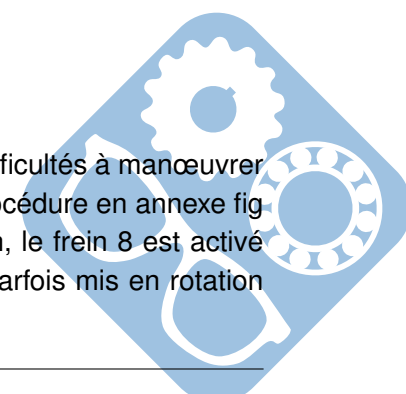


Figure 10 – Diagramme de block du mandrin

Constat :

Lors de l'utilisation du prototype de dérouleur, les opérateurs ont rencontré des difficultés à manœuvrer le mandrin qui met et maintient la bobine en position par rapport à l'arbre (voir procédure en annexe fig. A-19 page A 10/12). Pendant la phase de serrage ou de desserrage du mandrin, le frein 8 est activé afin d'immobiliser l'arbre 9. Or les efforts des opérateurs sur les leviers 10 ont parfois mis en rotation l'arbre 9, même avec le frein 8 activé.



Objectif :

Il s'agit dans un premier temps d'analyser le fonctionnement du mandrin, de faire une étude statique permettant d'évaluer les efforts et moments mis en jeu pendant les phases de serrage du mandrin, et de conclure sur l'effort théorique à fournir par l'opérateur.

3.4 Analyse du fonctionnement du mandrin

Question 15 Compléter le schéma cinématique minimal en représentant lisiblement (traits épais, couleurs,...) les différents symboles des liaisons cinématiques sur les éléments technologiques qui les constituent.

3.5 Etude statique du mandrin en phase « mise en position »

Il s'agit d'estimer le couple de manœuvre, C_{ma} , généré par l'effort de l'opérateur sur le levier afin de mettre les trois mors en contact avec le diamètre intérieur de la bobine.

Données :

- Masse maxi de la bobine notée $mb_{max} = 500kg$,
- Accélération de la pesanteur $g \approx 10m.s^{-2}$,
- Pas de la vis 15 : $p_{vis} = 5mm$,
- Diamètre de la vis 15 : $\varnothing_{15} = 26mm$,
- Rapport de réduction du renvoi conique 12,13 : $r_{12,13} = 0,25$.

Hypothèses :

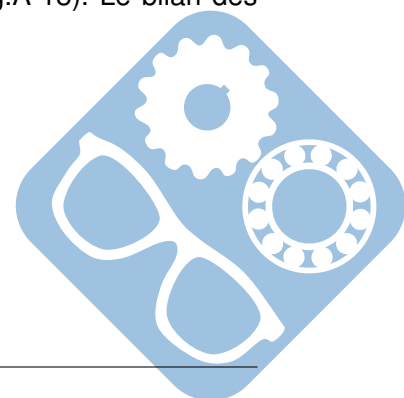
- Les frottements sont négligés, sauf dans le système vis écrou,
- Les liaisons sont parfaites,
- Toutes les masses sont négligées, sauf celle de la bobine,
- Les pièces mobiles du mandrin se déplaçant à vitesse très faible, les effets dynamiques sont négligés (étude quasi-statique),
- La position du mandrin la plus défavorable est représentée sur le document réponse à la question 16. Dans cette position, la bobine repose uniquement sur les deux mors 5 supérieurs. Le troisième mors 5, en position verticale inférieure, n'est pas encore en contact avec la bobine. La position est symétrique.

Question 16 Afin de déterminer les efforts dans chaque mors 5 en fonction du poids de la bobine, quel(s) solide(s) doit-on isoler ? Tracer les actions mécaniques agissant sur le système isolé, et donner la relation liant l'intensité des forces de la bobine sur chaque mors, $\|\vec{F}_{bob \rightarrow mors5-1}\|$ et $\|\vec{F}_{bob \rightarrow mors5-2}\|$, en fonction du poids de la bobine $\|\vec{P}_{bob}\|$.

L'ensemble {mors5-1 ; écrou14-1} a été isolé (voir annexes page A10/12 Fig.A-18). Le bilan des efforts extérieurs ne fait apparaître que trois torseurs :

$$\{\tau_{bob \rightarrow mors5-1}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -F_{mors5-1 \rightarrow bob} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{K,R_5(0,x_5,y_5,z_5)}$$

$$\{\tau_{col \rightarrow mors5-1}\} = \begin{Bmatrix} X_{CM} & L_{CM} \\ 0 & M_{CM} \\ Z_{CM} & N_{CM} \end{Bmatrix}_{J,R_5(0,x_5,y_5,z_5)}$$



$$\{\tau_{vis \rightarrow ecrou}\} = \left\{ \begin{array}{cc} X_{VE} & L_{VE} \\ Y_{VE} & M_{VE} \\ Z_{VE} & N_{VE} \end{array} \right\}_{I,R_5(0,x_5,y_5,z_5)}, \text{ avec } M_{VE} = k_1 \cdot Y_{VE} \text{ (} k_1 \text{ sera déterminé plus loin).}$$

On donne (en mm) : $\vec{IJ} = 95 \cdot \vec{x}_5$, $\vec{IK} = 220 \cdot \vec{x}_5 - 45 \cdot \vec{y}_5$.

Question 17 Quelle composante de ces torseurs représente la valeur de l'effort axial dans la vis $\|\vec{F}_{a-vis}\|$?

Question 18 Compléter le document réponse après avoir analysé les torseurs donnés ci-dessus. Identifier quelle(s) projection(s) de quel(s) théorème(s) permet d'exprimer rapidement l'effort axial dans la vis, $\|\vec{F}_{a-vis}\|$, en fonction de l'effort du mors5-1 sur la bobine, $F_{mors5-1 \rightarrow bob}$.

Question 19 Dédire des questions précédentes la relation liant l'effort axial dans la vis $\|\vec{F}_{a-vis}\|$ au poids de la bobine P_{bob} .

Le document annexe page A12/12 Fig. 21 précise les différentes caractéristiques des systèmes vis-écrous utilisés.

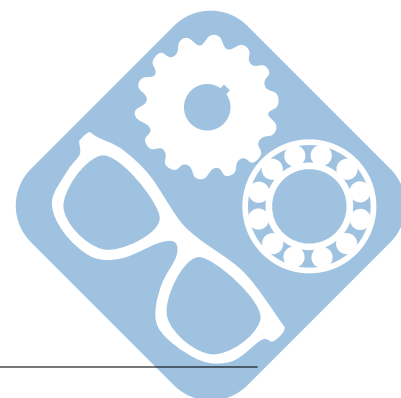
Question 20 Exprimer le couple d'entraînement axial dans la vis, C_{a-vis} (N.m), en fonction de F_{a-vis} (N), du pas de la vis p_{vis} (mm) et de son rendement η_{vis} .

Calculer la valeur de la constante k_1 telle que $C_{a-vis} = k_1 \cdot F_{a-vis}$ et préciser son unité.

Question 21 Quelle relation lie le moment axial C_{a-vis} dans une vis et le couple unitaire sur la roue conique, $C_{roue-unit}$. Justifier votre réponse.

Question 22 Dédire des questions précédentes la valeur du couple manœuvre, C_{ma} , généré par l'effort de l'opérateur sur le levier pour soulever la bobine.

Question 23 Après un relevé de dimension(s) sur le plan donné en annexe page A9/12 Fig. 17, évaluer l'effort que doit exercer l'opérateur F_{op} sur un seul levier pour soulever la bobine. Que pensez-vous de cette valeur ?



4 Dessin d'étude de construction mécanique

Il est demandé aux candidats des dessins qui doivent traduire sans ambiguïté leurs intentions de conception. Pour cela, ils sont invités à faire preuve de rigueur dans leur tracé (en particulier, l'utilisation d'une règle ne pourra être que conseillée) et à donner toutes les précisions qu'ils jugeront pertinentes afin de permettre aux correcteurs d'évaluer la pertinence de leurs solutions. La lisibilité des solutions est prise en compte dans l'évaluation.

4.1 Présentation du support de travail

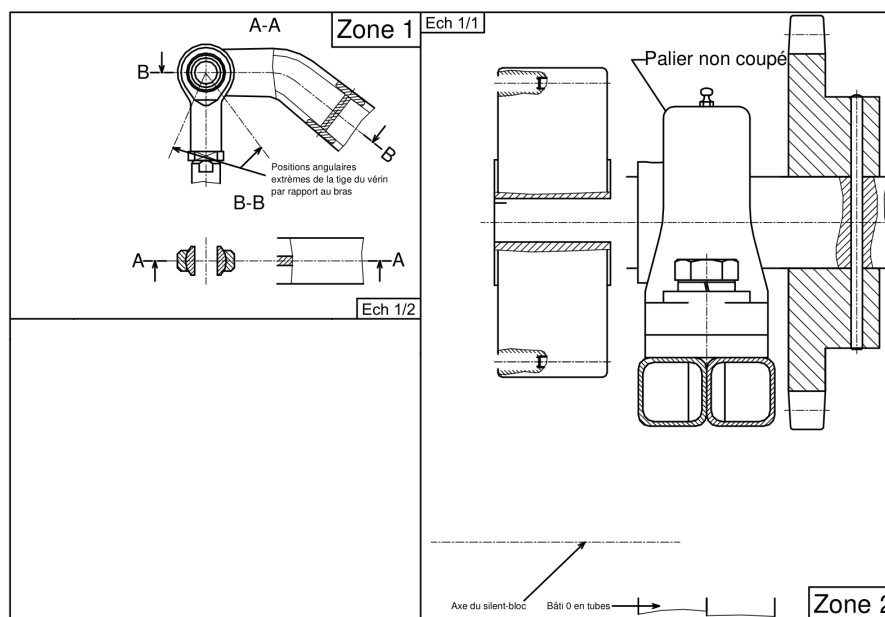


Figure 11 – Calque

4.2 Conception du bras porte-galet 3

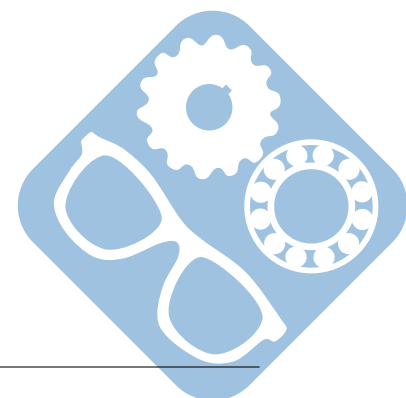
Présentation du travail Dans cette partie, nous allons terminer la conception du bras porte-galet 3.

Cette partie concerne deux zones du calque :

- Zone 1 : Liaison rotule démontable entre la tige de vérin 2 et le bras porte-galet 3,
- Zone 2 : Liaison pivot démontable entre le bâti 0 et le bras porte-galet 3.

La section retenue pour le bras porte-galet 3 est la section 2 Fig. 12 ci-après. Seule la cote h évolue toute au long du bras afin d'avoir une poutre iso contrainte.

Le bras porte-galet 3 sera réalisé en une seule pièce, moulée en sable en acier GS335. La forme du bras porte-galet 3 retenue est représentée ci-après. Le profil en I du bras porte-galet reste invariable tout au long de celui-ci mis à part la hauteur h .



Au niveau des zones à définir, des bossages, nervures ou toutes autres formes compatibles avec le processus de moulage et avec le plan de joint défini ci-après, sont réalisables.

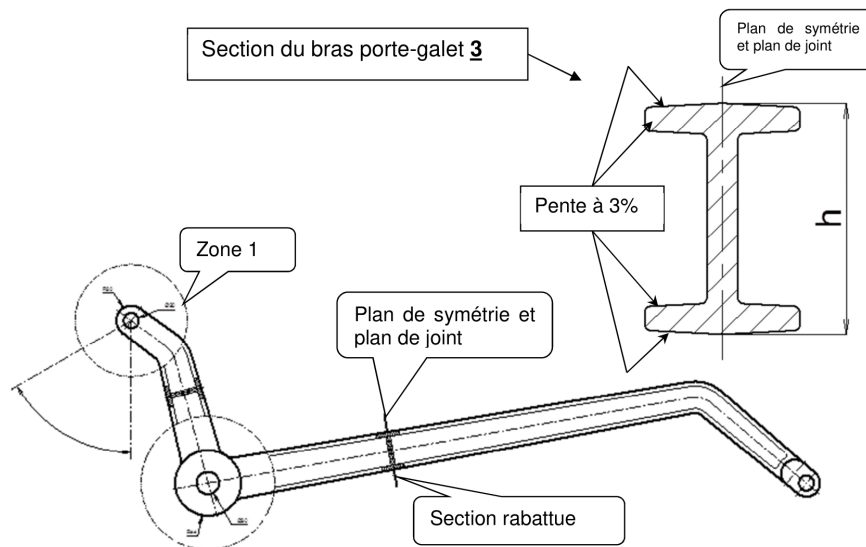


Figure 12 – Forme générale du bras porte-galet 3

Travail à réaliser : Liaison rotule Tige de vérin 2-Bras porte-galet 3

Question 24 Représenter une solution technique permettant la liaison pivot glissant démontable entre la tige de vérin 2 et le bras porte-galet 3. L'embout de la tige de vérin est un élément standard (voir annexe page A7/12 fig A 14). Définir les formes locales du bras porte-galet 3 et les pièces permettant de réaliser la liaison entre celui-ci et l'embout à rotule. Mettre en place les ajustements normalisés nécessaires à la liaison.

4.3 Conception de la mise en place du frein à poudre.

Présentation du travail Dans cette partie, nous allons concevoir l'installation du frein à poudre sur le dérouleur.

Cette modification engendre différents changements sur le prototype précédemment réalisé (voir annexes page A10/12 Fig A 18).

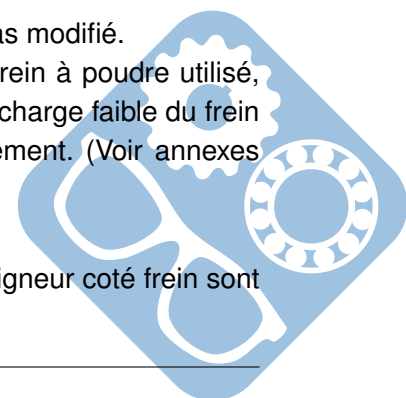
Cette conception est à réaliser dans la zone 2 du calque.

Sur le prototype, la liaison pivot entre l'arbre principal 9 et le bâti 0 mécano-soudé, était réalisée par deux paliers auto aligneurs. Cette solution est conservée.

Dans la nouvelle conception, le frein permanent est retiré. Le bâti 0 ne sera pas modifié.

Le nouveau système sera composé pour l'essentiel d'un frein à poudre. Le frein à poudre utilisé, est de référence Mérobel FAT 350. La faible vitesse de rotation ainsi le facteur de charge faible du frein pendant le fonctionnement, permet son installation sans système de refroidissement. (Voir annexes page A8/12 Fig 16).

Travail à réaliser Dans la zone 2 du calque, le frein à poudre et le palier auto aligneur coté frein sont déjà représentés.



Le frein à poudre est installé à l'extrémité de l'arbre 9.

L'arrêt en rotation du frein à poudre par rapport au bâti 0 sera réalisé par l'intermédiaire d'un élément élastique « Silent bloc » comme le préconise le constructeur.

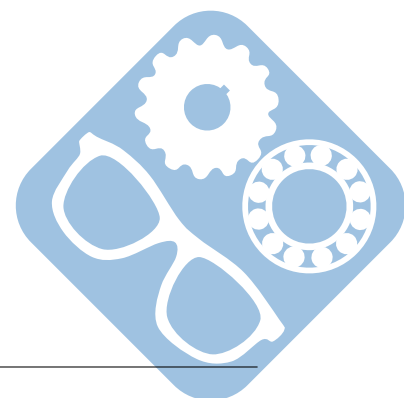
Le « Silent bloc » choisi a pour référence SR 5040 chez AURA INDUSTRIE. Il sera installé à 140 mm de l'axe de l'arbre 9 sur l'axe pré dessiné.

Les éléments de visserie d'assemblage peuvent être soit représentés selon les normes soit spécifiés uniquement par un trait d'axe avec une indication (exemple : 3Vis CHC M10 à 120°).

Question 25 Réaliser une liaison glissière entre le frein à poudre (moyeu) et l'arbre principal.

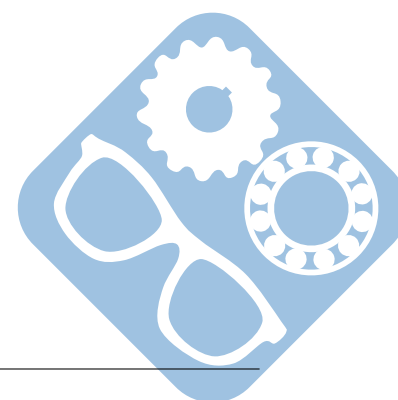
Question 26 Réaliser l'arrêt en rotation du frein à poudre par rapport au bâti 0. Pour cela il sera nécessaire de :

- Définir le flasque permettant de relier le frein à poudre au « Silent bloc SR 5040 »,
- Implanter le « Silent bloc SR 5040 »,
- Définir l'équerre de fixation du « Silent bloc SR 5040 » au bâti 0. Cette équerre sera fixée sur le bâti 0 avec les boulons du palier auto aligneur coté frein,
- Fixer le « Silent bloc SR 5040 » au flasque et à l'équerre,
- Mettre en place les ajustements normalisés nécessaires.



C_{verin}	Course du vérin du bras porte galet	3	200mm
D_{piston}	Diamètre du piston du vérin du bras porte galet 3	80	mm
D_{tige}	Diamètre de la tige du vérin du bras porte galet 3	25	mm
P_a	Pression d'alimentation du vérin du bras porte galet 3	0,5	MPa
η_{verin}	Rendement du vérin du bras porte galet 3	0,9	
D_{galet}	Diamètre extérieur du galet 4	75	mm
$\vec{C}_{2 \rightarrow 3}$	Effort de la tige du vérin 2 sur le bras porte galet 3 en C		
$\vec{F}_{5 \rightarrow 4}$	Effort de la bobine de tôle 5 sur le galet 4 en F		
$\vec{D}_{4 \rightarrow 3}$	Effort du galet 4 sur le bras porte galet 3 en D		
$B_{R-palier}$	Charge radiale sur un des deux paliers auto aligneur de la liaison 3/0		
C_{ma}	Couple de manœuvre généré par l'opérateur		
g	Accélération de la pesanteur	10	$m.s^{-2}$
$\vec{F}_{bob/mors1}$	Effort de la bobine 5 sur le mors i (1 ?i ?3)		
P_{bob}	Poids de la bobine		
\vec{F}_{a-vis}	Effort axial dans la vis de manœuvre des mors		
C_{a-vis}	Couple axial dans la vis de manœuvre des mors		
p_{vis}	Pas de la vis de manœuvre des mors	5	mm
η_{vis}	Rendement de la vis de manœuvre des mors		
F_{op}	Effort de l'opérateur		
mb_{max}	Masse maximale de la bobine 5	500	kg
$Db_{int min}$	Diamètre intérieur minimum de la bobine de tôle 5	400	mm
$Db_{ext max}$	Diamètre extérieur maximum de la bobine de tôle 5	1000	mm
Lb_{max}	Largeur maximum de la bobine de tôle 5	200	mm
$V_{tôle max}$	Vitesse linéaire maximum de déroulement de la tôle	0,2	$m.s^{-1}$
$D_{stop max}$	Distance d'arrêt maximum de la tôle	0,25	m
$C_f max$	Couple de freinage maximum		

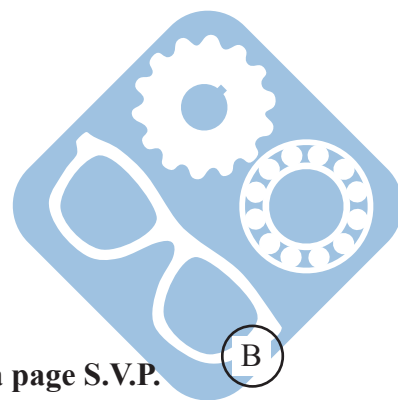
Tableau 1 – Tableau récapitulatif des données et des notations principales du sujet



Documents Annexes

Table des figures

Fig. A- 1 Système à deux boucles	2
Fig. A- 2 Système à une boucle type A	2
Fig. A- 3 Système à une boucle type B.....	2
Fig. A- 4 Système sans boucle	2
Fig. A- 5 Architecture de base du dérouleur en position « Bobine de diamètre minimum ».....	3
Fig. A- 6 Architecture de liaison entre le bâti 0 et le bras porte galet 3	3
Fig. A- 7 Extrait d'un catalogue constructeur de palier « auto aligneur »	4
Fig. A- 8 Système de repères utilisés pour la modélisation des efforts sur le bras porte galet 3	4
Fig. A- 9 Calcul de roulement sous charge statique	5
Fig. A- 10 Squelette du bras porte-galet 3	5
Fig. A- 11 Norme de l'effort C2 → 3 et ses composantes projetées sur les axes xZ1 et yZ1	6
Fig. A- 12 Effort B0 → 3 et ses composantes projetées sur les axes xZ3 et yZ3	6
Fig. A- 13 Effort D4 → 3 et ses composantes projetées sur les axes xZ4 et yZ4	7
Fig. A- 14 Extrait du catalogue constructeur de vérins « Embout à rotule».....	7
Fig. A- 15 Extrait du catalogue constructeur de galet.....	8
Fig. A- 16 Extrait du catalogue constructeur de freins à poudre.....	8
Fig. A- 17 Extrait du catalogue constructeur de « silent bloc ».....	9
Fig. A- 18 Coupe partielle du dérouleur.....	10
Fig. A- 19 Schéma du mandrin	11
Fig. A- 20 Suite des opérations à réaliser pour installer une bobine	11
Fig. A- 21 Extraits documentation vis écrous ECMU	12



Les principales architectures d'une ligne de découpage :

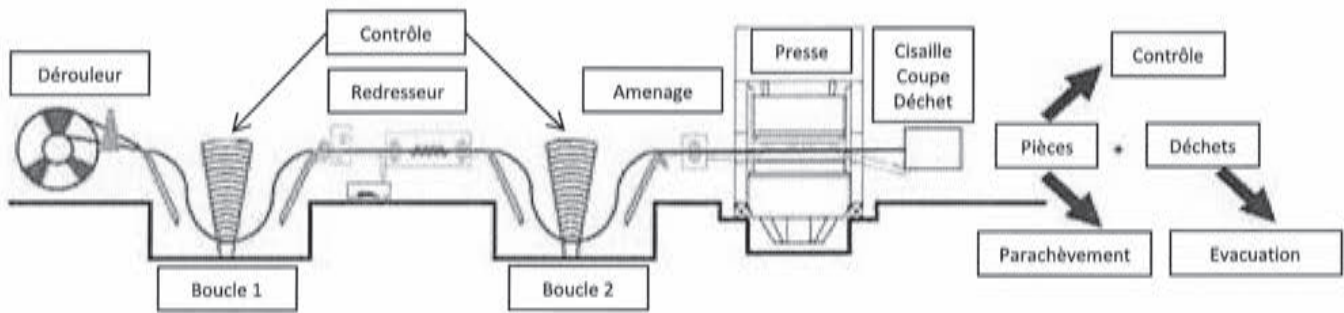


Fig. A- 1 Système à deux boucles

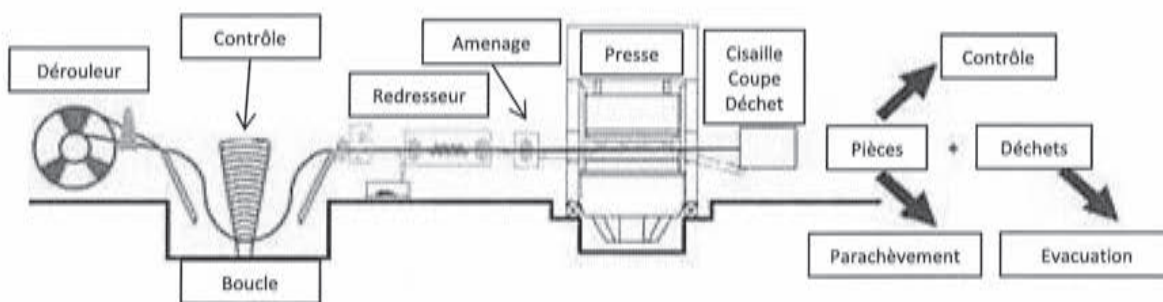


Fig. A- 2 Système à une boucle type A

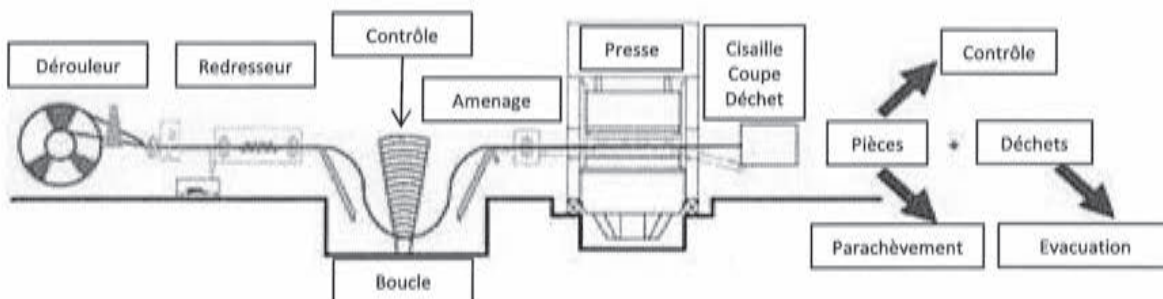


Fig. A- 3 Système à une boucle type B

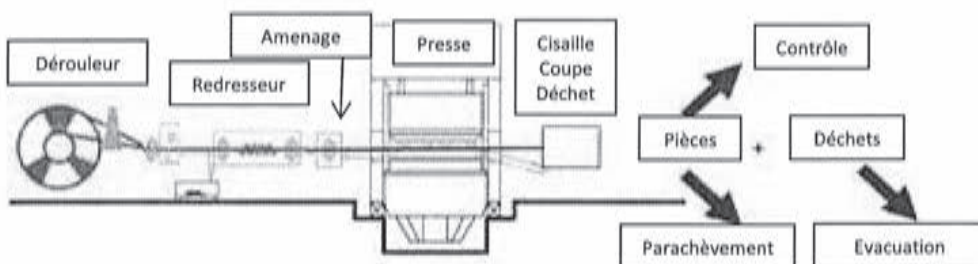


Fig. A- 4 Système sans boucle



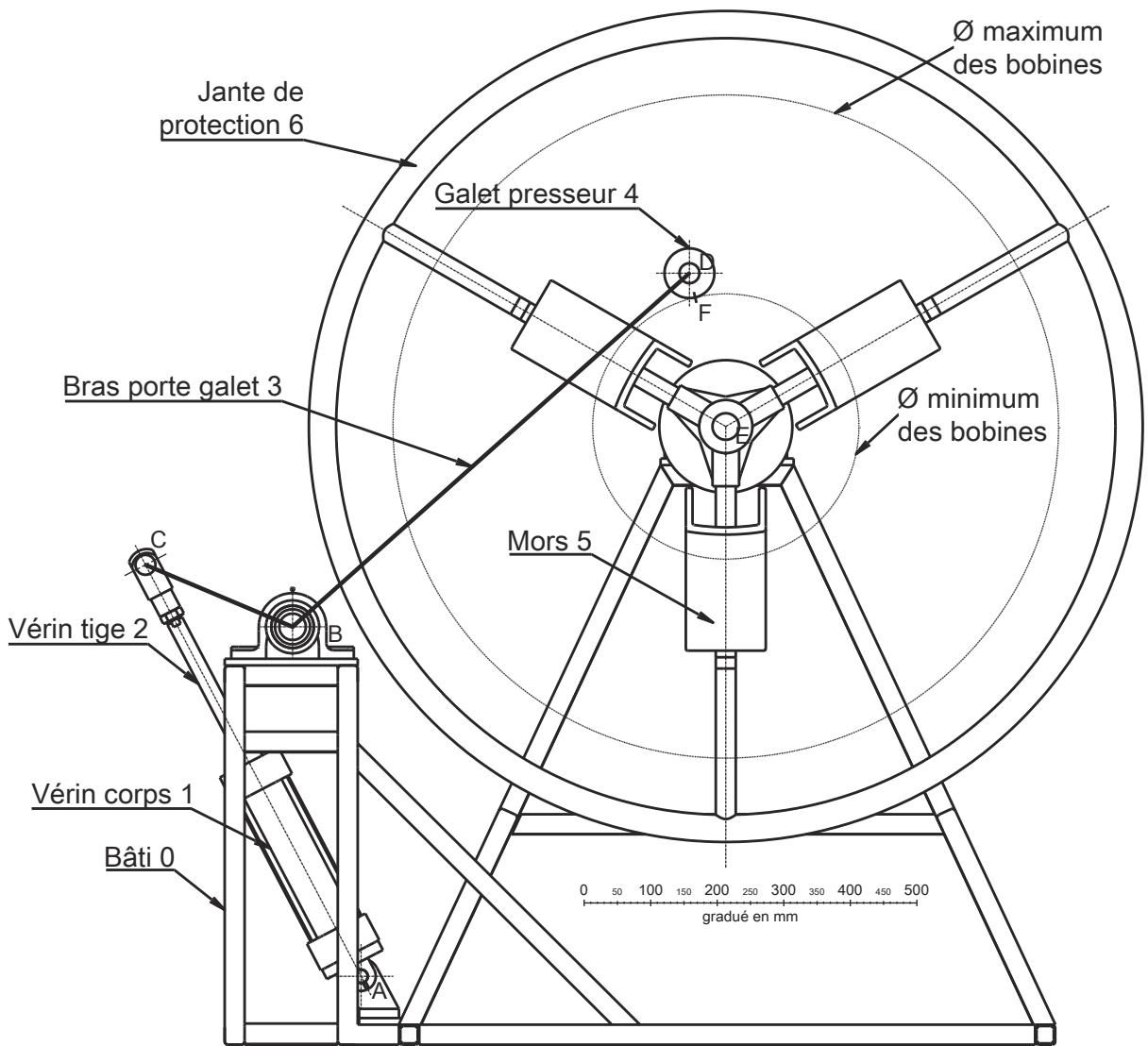


Fig. A- 5 Architecture de base du dérouleur en position « Bobine de diamètre minimum »

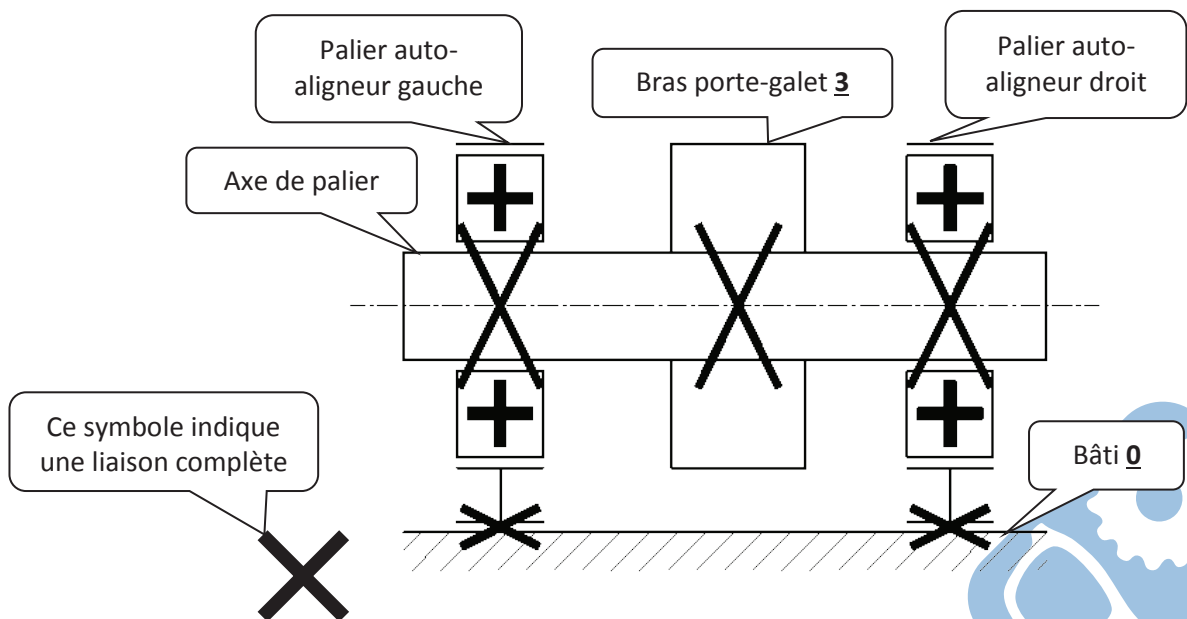


Fig. A- 6 Architecture de liaison entre le bâti 0 et le bras porte galet 3

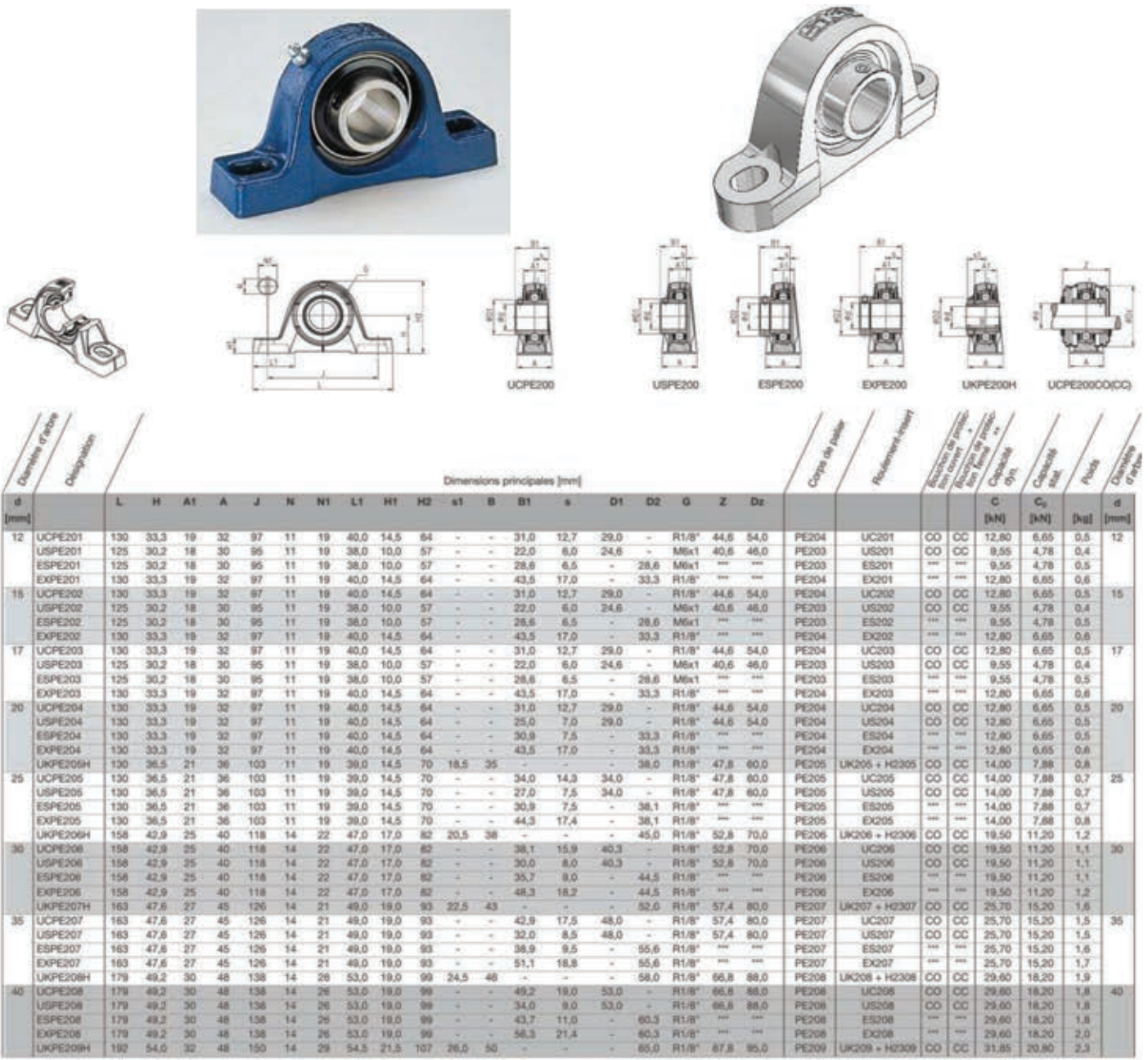


Fig. A- 7 Extrait d'un catalogue constructeur de palier « auto aligneur »

Les repères sont orthonormés directs.
L'axe \vec{z} est commun à tous les repères,
il est parallèle à l'axe de la bobine de tôle.

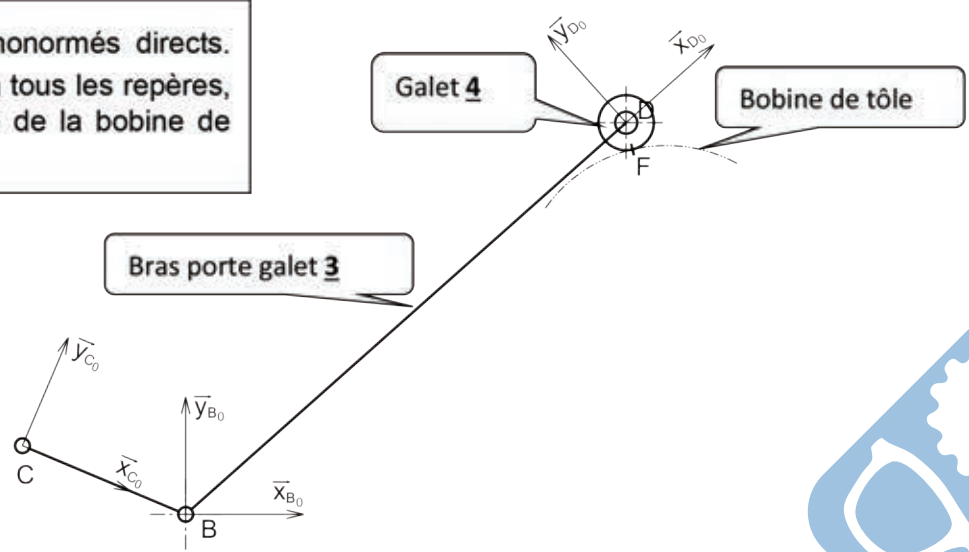
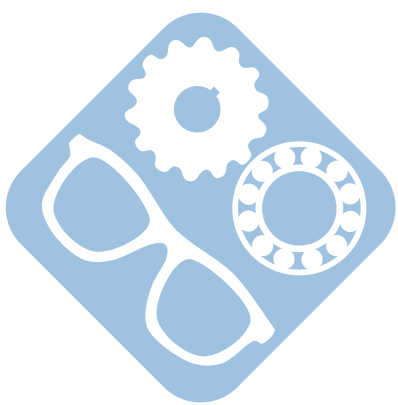


Fig. A- 8 Système de repères utilisés pour la modélisation des efforts sur le bras porte galet 3



Capacité de charge statique C_0 et charge statique équivalente P_0

Pour un roulement chargé à l'arrêt, ou dans le cas de mouvements de faible amplitude et de petites oscillations, C_0 représente la charge statique limite à ne pas dépasser. Au-delà de cette charge, les déformations des éléments roulants deviennent inadmissibles.

La plupart des fabricants admettent une déformation maximale admissible égale à 0,0001 du diamètre moyen de l'élément roulant (conformément à l'ISO 76).

C_0 est une grandeur caractéristique du roulement indiquée dans les catalogues de fabricants en même temps que d, D, B, C...

Comme C, C_0 est une charge radiale pure. Si le roulement est soumis à une charge combinée F_a plus F_r , il est nécessaire de calculer au préalable la charge statique équivalente P_0 (analogie avec P).

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

avec $P_0 \cdot s_0 \leq C_0$

Remarque : si le roulement est soumis à une charge radiale pure F_r , alors $P_0 = F_r$ avec $P_0 \cdot s_0 \leq C_0$

Valeurs normalisées des coefficients X_0 et Y_0 (NF ISO 76)				
type de roulements		roulement à 1 rangée		
		X_0	Y_0	
roulements à billes	à contact radial	0,6	0,5	
	à rotules	0,5	$0,22 \cdot \cotan \alpha$	
	à contact oblique	$\alpha = 15^\circ$	0,5	0,46
		$\alpha = 20^\circ$	0,5	0,42
		$\alpha = 25^\circ$	0,5	0,38
		$\alpha = 30^\circ$	0,5	0,33
		$\alpha = 35^\circ$	0,5	0,29
		$\alpha = 40^\circ$	0,5	0,26
		$\alpha = 45^\circ$	0,5	0,22

Fig. A- 9 Calcul de roulement sous charge statique

« Extrait du guide des sciences et technologie industrielles » de Jean Louis FANCHON édition NATHAN

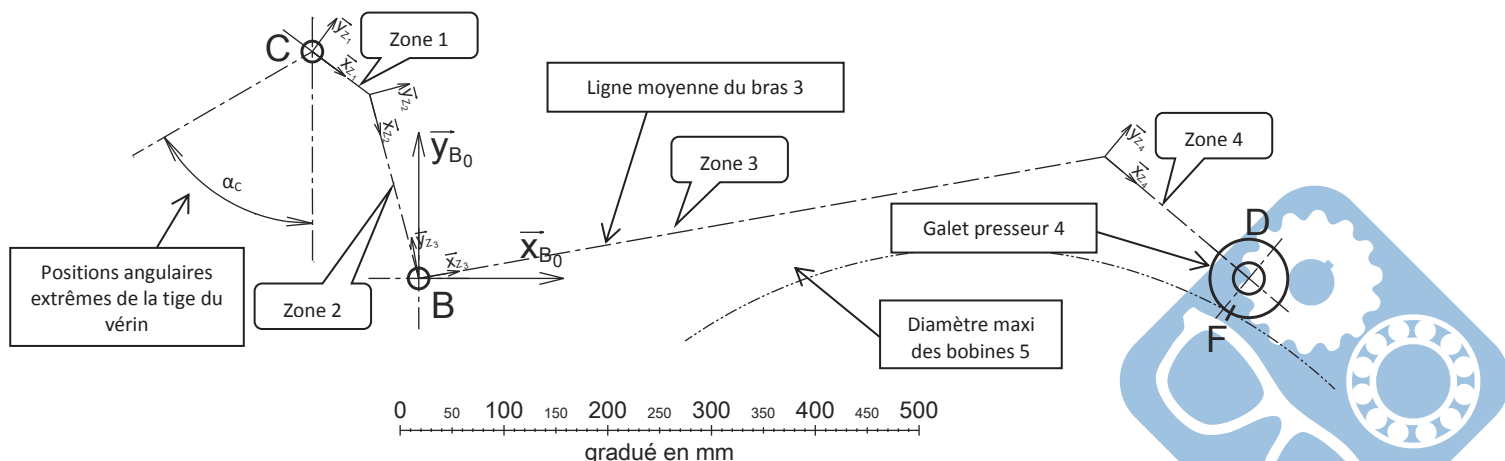


Fig. A- 10 Squelette du bras porte-galet 3.

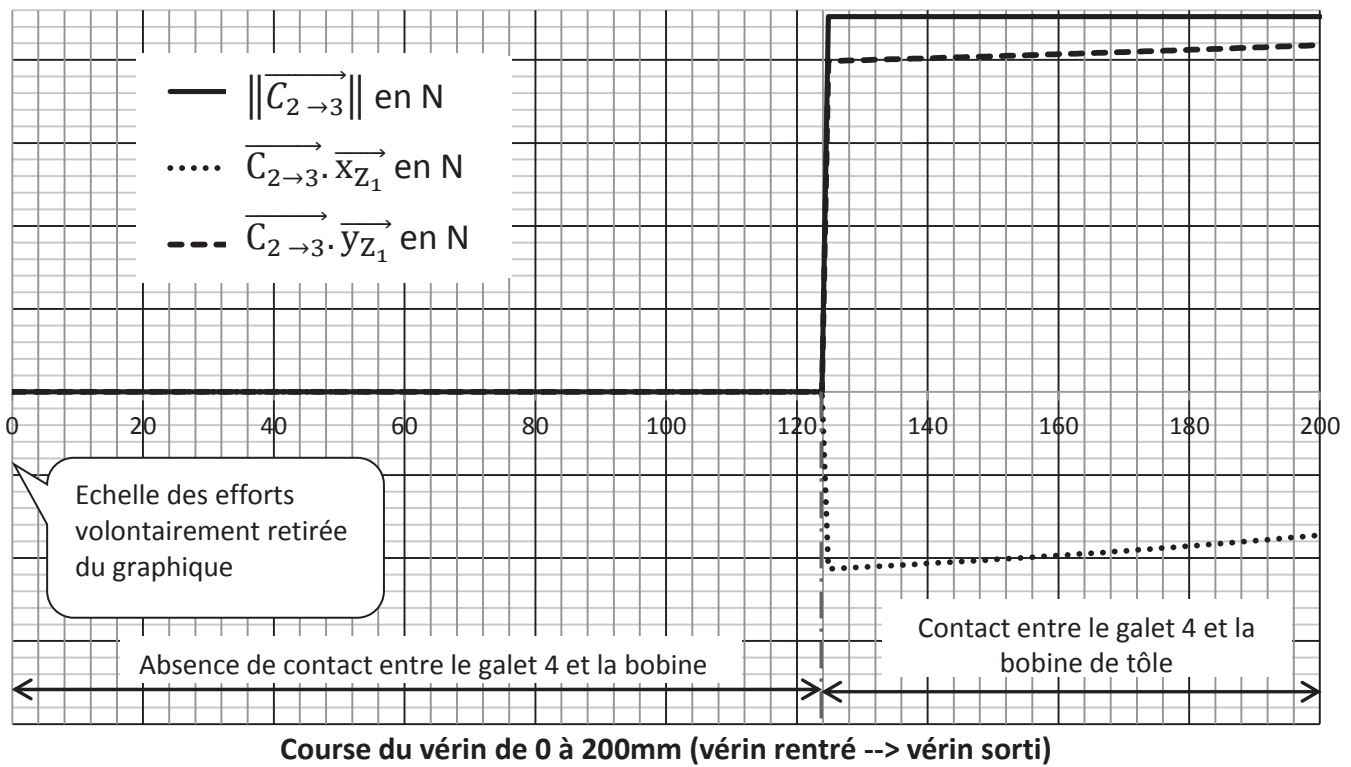


Fig. A- 11 Norme de l'effort $\vec{C}_{2 \rightarrow 3}$ et ses composantes projetées sur les axes \vec{x}_{Z_1} et \vec{y}_{Z_1} .

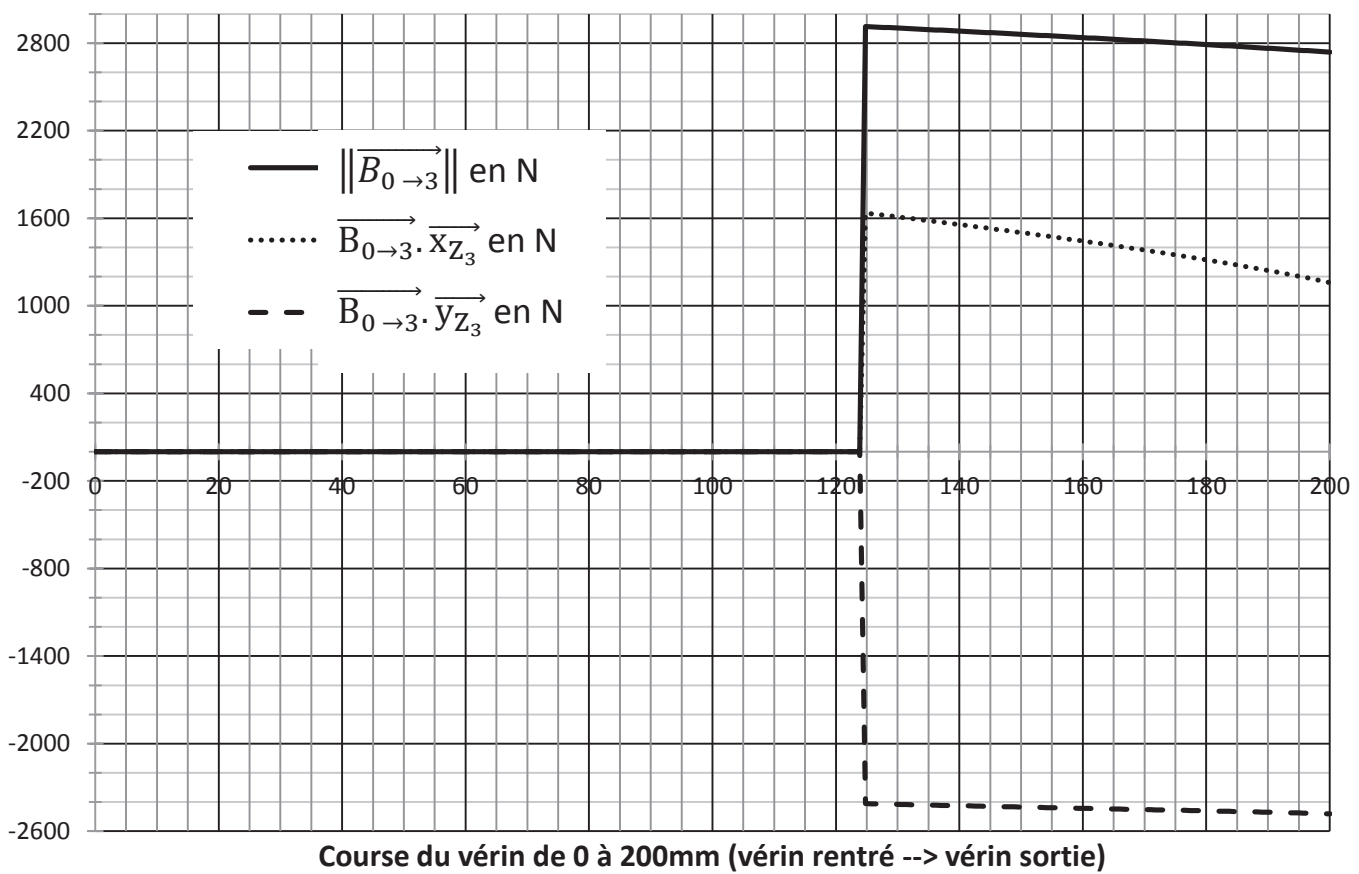
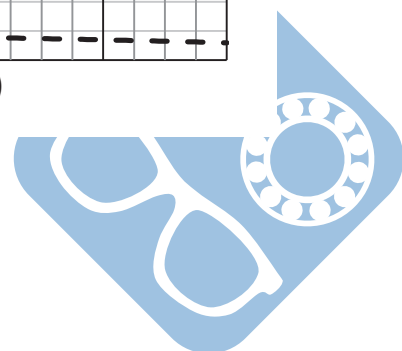


Fig. A- 12 Effort $\vec{B}_{0 \rightarrow 3}$ et ses composantes projetées sur les axes \vec{x}_{Z_3} et \vec{y}_{Z_3} .



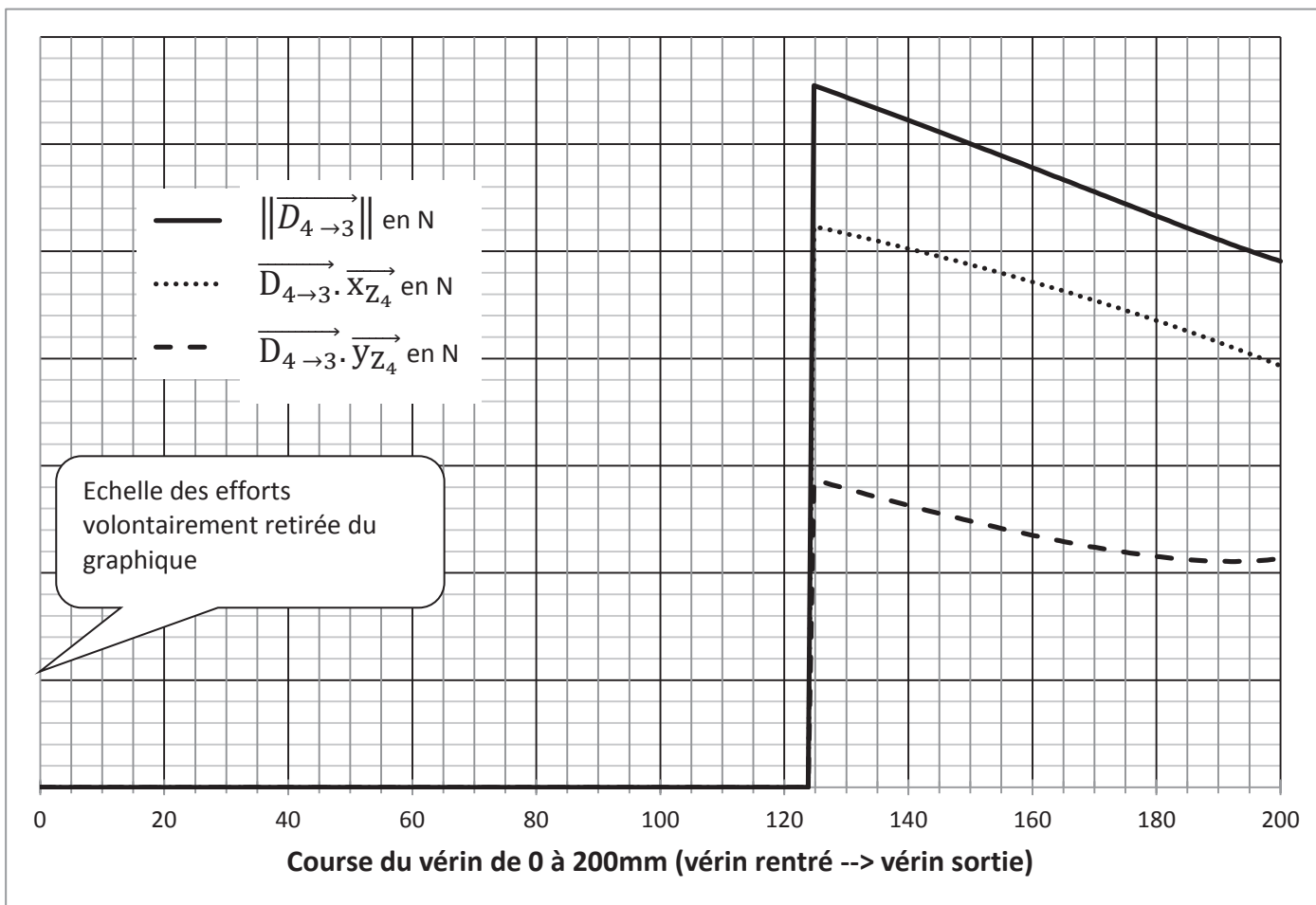


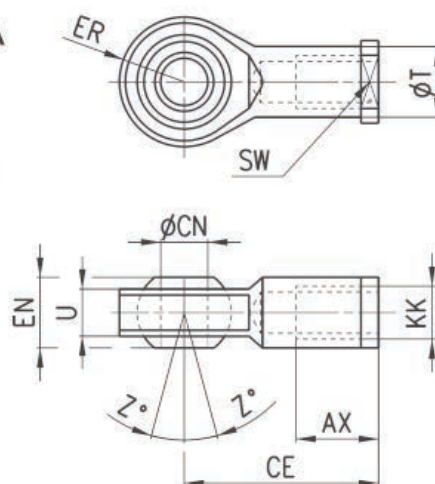
Fig. A- 13 Effort $\overrightarrow{D_{4 \rightarrow 3}}$ et ses composantes projetées sur les axes $\overrightarrow{X_{Z_4}}$ et $\overrightarrow{Y_{Z_4}}$

Embout à rotule CAMOZZI

Snodo sferico Mod. GA

ISO 8139.

Materiale: Acciaio zincato

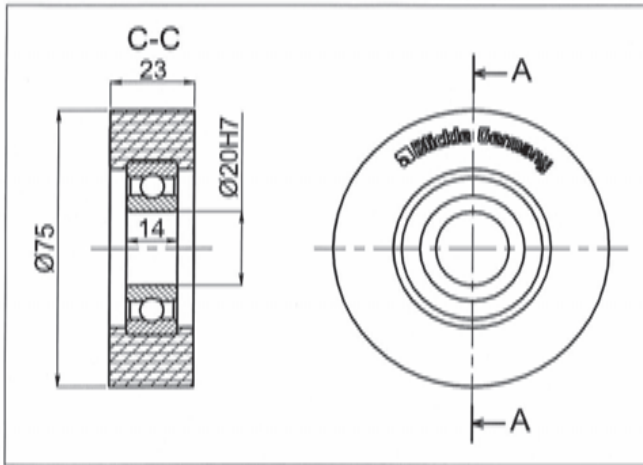


INGOMBRI

Mod.	Ø	ØCN ^(H7)	U	EN	ER	AX	CE	KK	T	Z	SW
GA-32	32	10	10,5	14	14	20	43	M10X1,25	15	6,5	17
GA-40	40	12	12	16	16	22	50	M12X1,25	17,5	6,5	19
GA-50-63	50-63	16	15	21	21	28	64	M16X1,5	22	7,5	22
GA-80-100	80-100	20	18	25	25	33	77	M20x1,5	27,5	7	30
GA-41-125	125	30	25	37	35	51	110	M27x2	40	7,5	41

Fig. A- 14 Extrait du catalogue constructeur de vérins « Embout à rotule».

Galet Bickle



Capacité de charge	1100N
Roulement	6204 2RS
Masse unitaire	0.176kg
Température mini	-25°C
Température maxi	70°C

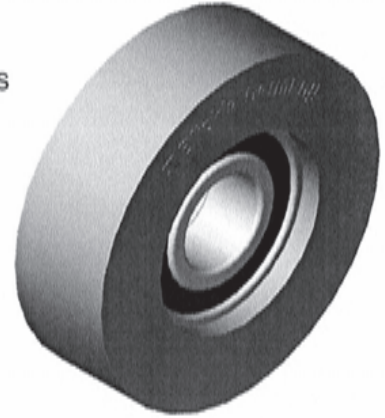


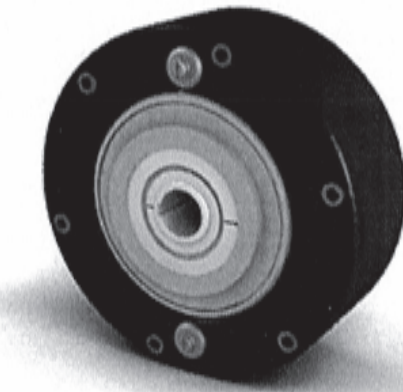
Fig. A- 15 Extrait du catalogue constructeur de galet

FREIN à Poudre MEROBEL

Freins EMP TS

La plus large et la plus diffusée des gammes de freins MEROBEL, qui permet d'offrir une réponse technique à tous les besoins à partir des 10 tailles et des 5 versions (capacité de dissipation de puissance) disponibles en standard pour chacune de ces tailles. Cette gamme offre une conception tout spécialement adaptée aux machines d'impression, de transformation (converting), de déroulement de fil et câbles, et aux équipements d'emballage.

Ces appareils constituent aussi une réponse économique et performante pour la construction de bancs de tests et de simulation (automobile et aéronautique).



Références	FAT 20	FAT 50	FAT 120	FAT 350	FAT 650	FAT 1200	FAT 120	FAT 2002	FAT 3500	FAT 5001
Couple en N.m	2	5	12	35	65	120	200	350	500	1000
Puissance en W	40	70	65	100	125	275	400	500	1100	4000

Conseils de montage des freins à poudre

Exemple de dimensions pour le frein FAT350

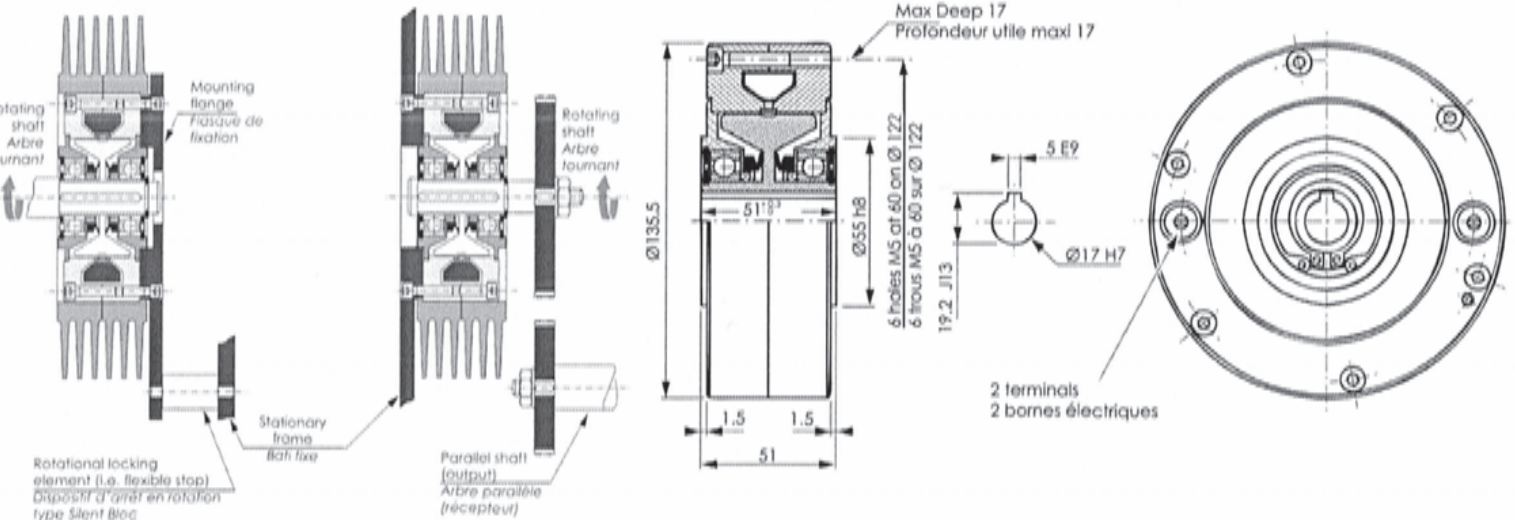
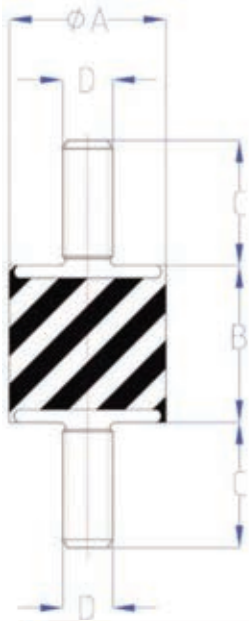
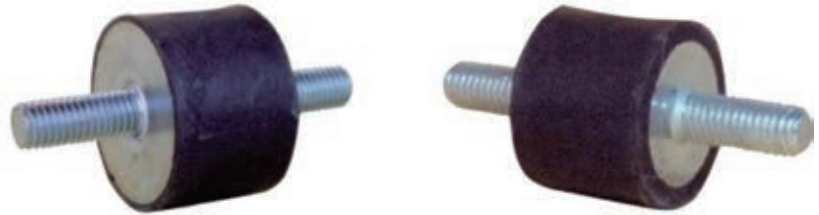
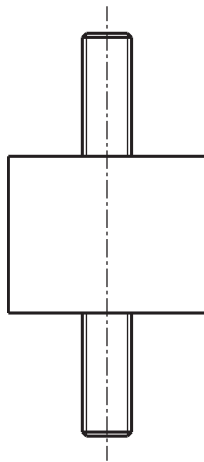


Fig. A- 16 Extrait du catalogue constructeur de freins à poudre

SILENT BLOC AURA INDUSTRIE



Dessin simplifié

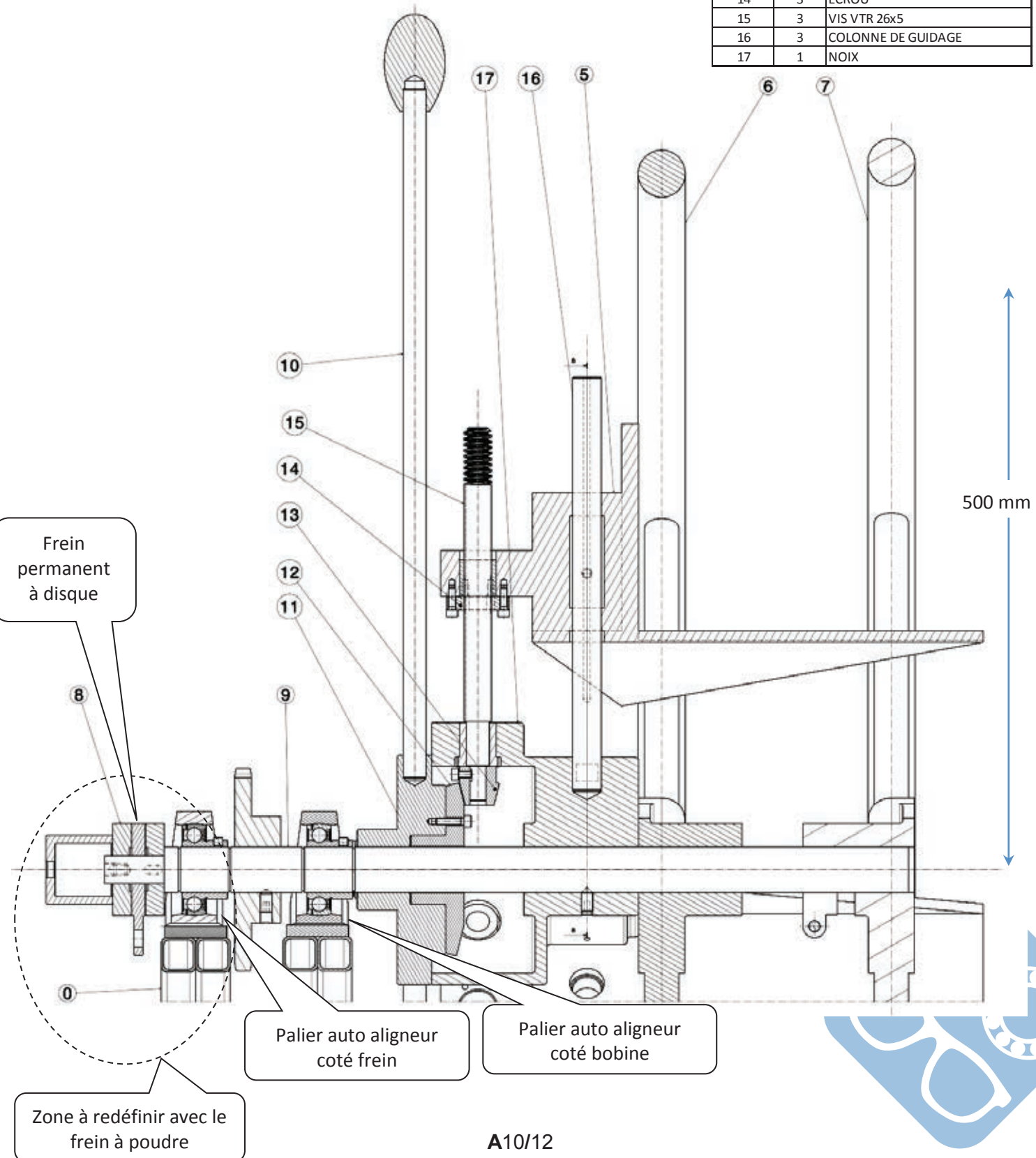


REF / ART.NR	DIMENSIONES / DIMENSIONS ABMESSUNGEN					COMPRESION / COMPRESSION DRUCKBELASTUNG		CIZALLA / SHEAR CISAILLEMENT / SCHERKRAFT	
	Sh	ØA	B	D	C	CARGA / LOAD CHARGE / LAST	FLECHA / DEFLECTION FLECHE / FEDERWEG	CARGA / LOAD CHARGE / LAST	FLECHA / DEFLECTION FLECHE / FEDERWEG
		mm.				kg.	mm.	kg.	mm.
SR 4020M8X20	50	40	20	M-08	20	160	4,0±0,5	20	4,0±0,5
SR 4020	50	40	20	M-10	25	160	4,0±0,5	20	4,0±0,5
SR 4028M8X30	50	40	28	M-08	30	100	5,5±1,0	16	5,5±1,0
SR 4028M8X20	50	40	28	M-08	20	100	5,5±1,0	16	5,5±1,0
SR 4028	50	40	28	M-10	25	100	5,5±1,0	16	5,5±1,0
SR 4035	50	40	35	M-10	25	100	7,0±1,0	16	7,0±1,0
SR 4040M8X20	50	40	40	M-08	20	100	8,0±1,0	16	8,0±1,0
SR 4040	50	40	40	M-10	25	100	8,0±1,0	16	8,0±1,0
SR 4045	50	40	45	M-10	25	100	9,0±1,0	16	9,0±1,0
SR 5020	50	50	20	M-10	25	300	4,0±0,5	25	4,0±0,5
SR 5025	50	50	25	M-10	25	175	5,0±1,0	25	5,0±1,0
SR 5030	50	50	30	M-10	25	160	6,0±1,0	25	6,0±1,0
SR 5035	50	50	35	M-10	25	160	7,0±1,0	25	7,0±1,0
SR 5040	50	50	40	M-10	25	155	8,0±1,0	25	8,0±1,0
SR 5045	50	50	45	M-10	25	150	9,0±1,0	25	9,0±1,0
SR 5060	50	50	60	M-10	25	130	12,0±1,5	25	12,0±1,5
SR 6025	50	60	25	M-10	25	400	5,0±1,0	35	5,0±1,0
SR 6035	50	60	35	M-10	25	300	7,0±1,0	35	7,0±1,0
SR 6045	50	60	45	M-10	25	250	9,0±1,0	35	9,0±1,0
SR 6060	50	60	60	M-10	25	225	12,0±1,5	35	12,0±1,5
SR 7035M10X25	50	70	35	M-10	25	450	7,0±1,0	55	7,0±1,0
SR 7040M10X25	50	70	40	M-10	25	400	8,0±1,0	70	8,0±1,0
SR 7050M10X25	50	70	50	M-10	25	300	10,0±1,0	35	10,0±1,0
SR 7070M10X25	50	70	70	M-10	25	300	14,0±1,5	35	14,0±1,5
SR 7035	50	70	35	M-12	33	450	7,0±1,0	55	7,0±1,0
SR 7040	50	70	40	M-12	33	400	8,0±1,0	70	8,0±1,0
SR 7050	50	70	50	M-12	33	300	10,0±1,0	35	10,0±1,0
SR 7070	50	70	70	M-12	33	300	14,0±1,5	35	14,0±1,5
SR 8030	50	80	30	M-14	35	950	6,0±1,0	100	6,0±1,0
SR 8040	50	80	40	M-14	35	600	8,0±1,0	80	8,0±1,0
SR 8055	50	80	55	M-14	35	500	11,0±1,5	70	11,0±1,5
SR 9525	60	95	25	M-16	42	1800	5,0±1,0	80	5,0±1,0
SR 9540	50	95	40	M-16	42	1000	8,0±1,0	140	8,0±1,0
SR 15075	50	150	75	M-20	50	1800	15,0±2,0	275	15,0±2,0

Fig. A- 17 Extrait du catalogue constructeur de « silent bloc »

Fig. A- 18 Coupe partielle du dérouleur

NOMENCLATURE PARTIELLE		
REP	Nb	NOM
0	1	BATI
1	1	CORPS DE VERIN
2	1	TIGE DE VERIN
3	1	BRAS PORTE-GALET
4	1	GALET PRESSEUR
5	3	MORS
6	1	JANTE FIXE
7	1	JANTE REGLABLE
8	1	FREIN A DISQUE
9	1	ARBRE
10	3	LEVIERS
11	1	SUPPORT LEVIERS
12	1	ROUE CONIQUE
13	3	PIGNON CONIQUE
14	3	ECROU
15	3	VIS VTR 26x5
16	3	COLONNE DE GUIDAGE
17	1	NOIX



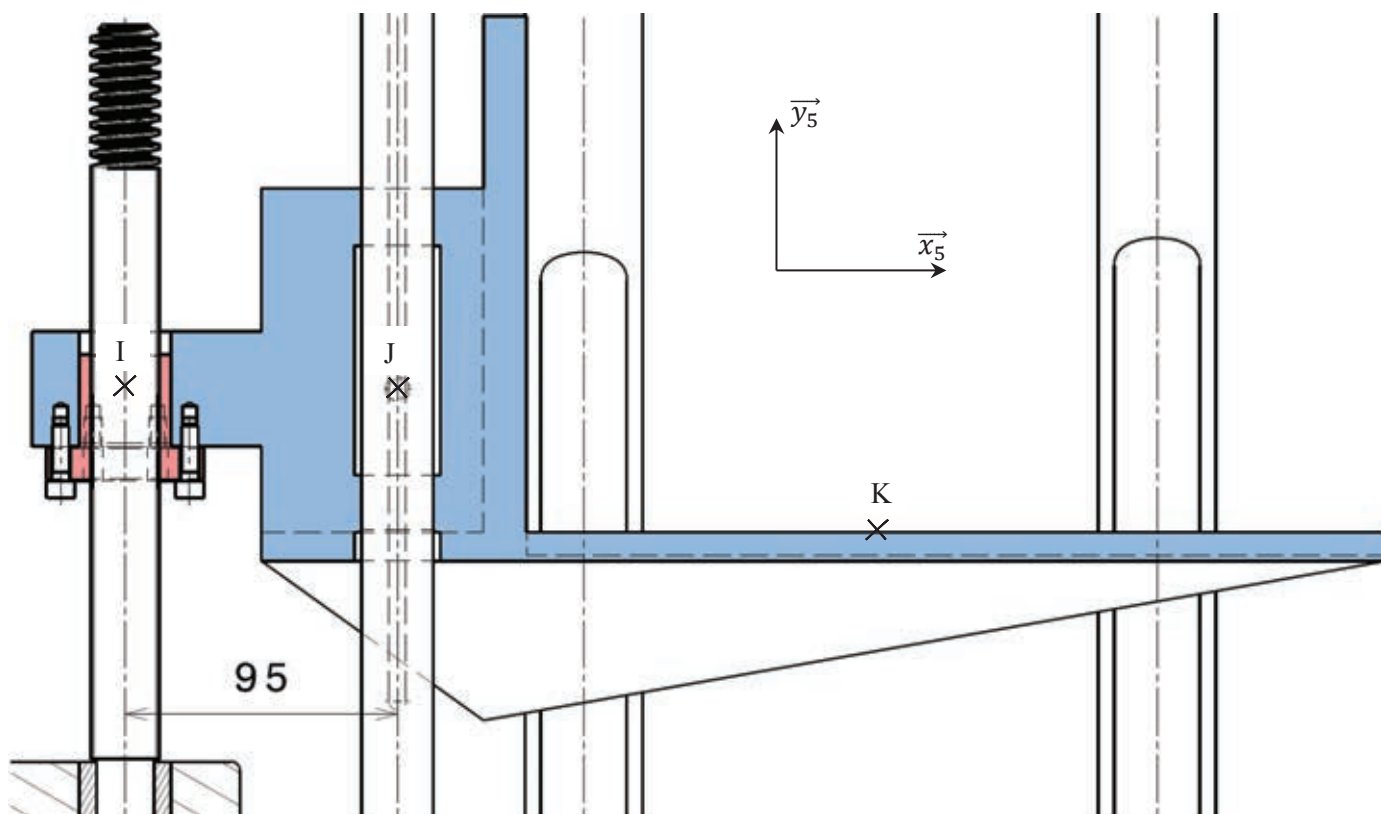
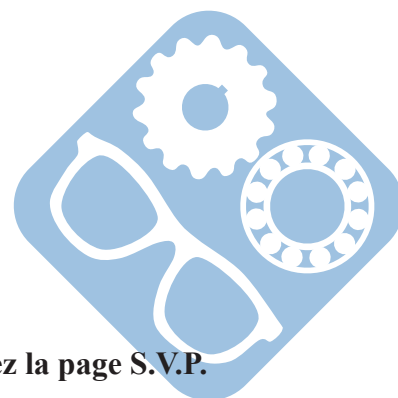


Fig. A- 19 Schéma du mandrin

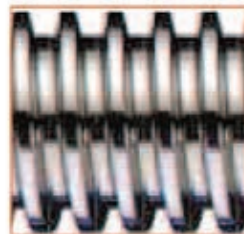
- 1
 - Actionner le frein 8 pour immobiliser l'arbre 9 et le mandrin en rotation
 - Desserer le mandrin en actionnant les leviers 10 afin de pouvoir y inserer une bobine
- 2
 - Rentrer de vérin 1+2 afin de dégager le bras 3
- 3
 - Sortir la jante réglable 7 de l'arbre 9
- 4
 - Insérer une bobine sur le mandrin grâce à un engin de levage
- 5
 - Serrer le mandrin en actionnant les leviers 10
- 6
 - Sortir le vérin 1+2 afin de plaquer le galet 4 sur la bobine
- 7
 - Remonter la jante réglable 7 et la plaquer contre la bobine
- 8
 - Décercler la bobine (libérer le dispositif qui la maintient enroulée pour le stockage)
- 9
 - Relâcher le frein 8 afin de pouvoir dérouler lentement la bobine pour l'engager dans le redresseur

Fig. A- 20 Suite des opérations à réaliser pour installer une bobine



Vis à filet trapézoïdale en Inox

Série VTR-I



Matière : AISI 304

Fig. A- 21 Extraits documentation vis écrous ECMU

Référence	Dimensions						
	Ø d (mm)	Pas (mm)	Rectitude mm/mm	Angle d'hélice	rendement	Poids (Kgs/m)	version à gauche
VTR 12x3	12	3	0.7/1000	5°12'	0.31	0.65	*
VTR 12x6	12	6	0.7/1000	10°19'	0.46	0.65	
VTR 14x4	14	4	0.7/1000	6°03'	0.34	0.86	*
VTR 16x4	16	4	0.7/1000	5°12'	0.31	1.17	*
VTR 16x8	16	8	0.7/1000	10°19'	0.31	1.17	
VTR 18x4	18	4	0.7/1000	4°33'	0.28	1.53	*
VTR 20x4	20	4	0.6/2000	4°03'	0.26	1.94	*
VTR 20x8	20	8	0.6/2000	8°03'	0.40	1.94	
VTR 24x5	24	5	0.4/2000	4°14'	0.27	2.78	*
VTR 26x5	26	5	0.4/2000	3°52'	0.25	3.33	*
VTR 28x5	28	5	0.4/2000	3°34'	0.23	3.92	
VTR 30x6	30	6	0.4/3000	4°03'	0.26	4.38	*
VTR 30x12	30	12	0.4/3000	8°03'	0.40	4.38	
VTR 36x6	36	6	0.3/3000	3°19'	0.22	6.56	*
VTR 40x7	40	7	0.3/3000	3°30'	0.23	8.03	*
VTR 40x14	40	14	0.3/3000	6°58'	0.37	8.03	
VTR 44x7	44	7	0.3/3000	3°09'	0.21	9.90	*
VTR 50x8	50	8	0.3/3000	3°10'	0.21	12.90	*

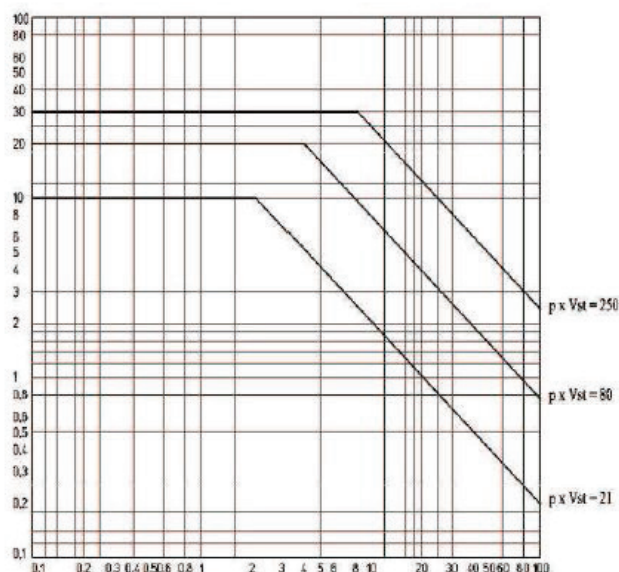
Dimensionnement des vis trapézoïdale avec écrous en Bronze

F : force axiale (N)
S : surface de contact en fonction du type d'écrou (mm²)
n : vitesse de rotation de la vis (tr/mn)
sin α : angle d'hélice du filetage , voir tableau des vis.

Calcul de la pression de contact p (N/mm²)..... $p = F / S$
Calcul de la vitesse de glissement Vst (m/mn)..... $Vst = (n \times pas) / (1000 \times \sin \alpha)$
Calcul du produit p.Vst

Condition de glissement pour les écrous en Bronze

Il est nécessaire de lubrifier , si possible avec de l'huile



Dans la limite de $p.Vst = 21$ (N/mm² . m/mn) : le fonctionnement est dans les meilleures conditions. Une utilisation en continue est possible , la durée de vie de l'écrou est très bonne.

Dans la limite de $p.Vst = 80$ (N/mm² . m/mn) : le fonctionnement est dans des conditions sévères. Une lubrification constante est impérative en cas de fonctionnement continu. La durée de vie de l'écrou est limitée.

Dans la limite de $p.Vst = 250$ (N/mm² . m/mn) : le fonctionnement est dans des conditions extrêmes. Une utilisation en continue n'est pas possible.

Dimensionnement des vis trapézoïdale avec écrous en Bronze

Coefficient de sécurité pour les forces d'inerties : Fs

- charges constantes , acc/dec contrôlées : 1 à 0.5
- charges constantes , démarrages et arrêts fréquent : 0.5 à 0.33
- charges et vitesses très variables : 0.33 à 0.25
- charges avec chocs , vibrations... : 0.25 à 0.17

Le coefficient Fs , sert à corriger le produit p.Vst max du graphique.

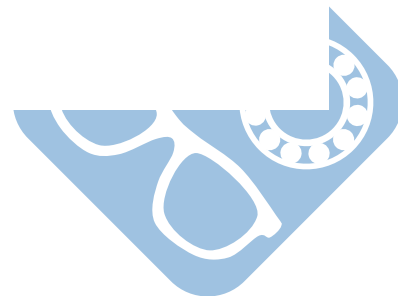
$$P.Vst \text{ admissible} = p.Vst \text{ max} \times Fs$$

Calcul du couple d'entraînement :

- C= couple en N.m
- F = charge en N
- pas de la vis en mm
- η = rendement
- Pt = puissance en Kw

$$C = (F \times pas \times 1.5) / (2 \times \pi \times \eta \times 1000)$$

$$Pt = (C \times n) / 9550$$

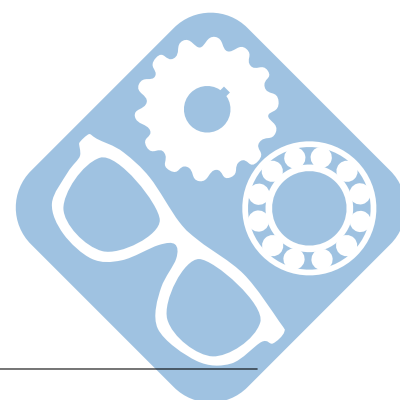


Nom: Prénom:

5 Documents réponse

Question 1:

Question 2:



Dérouleur bobines de tôles

Question 3:

Question 4:

Question 5:

Question 6:

Question 7:

Question 8:

Question 9:

Question 10:

