

SESSION DE 2007

Concours externe de
recrutement de professeurs agrégés

**Sections : Génie mécanique
Mécanique**

Analyse et conception de systèmes

Durée : 8 heures

Aucun document n'est autorisé.

Moyens de calculs autorisés : calculatrice 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. La calculatrice ne devra pas posséder de données scientifiques et techniques propres au génie mécanique.

Dès la distribution du sujet, le candidat s'assurera que l'exemplaire du dossier remis est complet.

Les documents réponses seront insérés à plat dans les copies, l'entête détachable placé en haut.

Détection d'une erreur éventuelle par le candidat :

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

Nota Bene :

Hormis l'en-tête détachable, la copie que vous rendrez ne devra comporter aucun signe distinctif tel que nom, signature, origine, conformément au principe d'anonymat. Si le travail qui vous est demandé implique notamment la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devez impérativement vous abstenir de la signer ou de l'identifier.

Tournez la page S.V.P.

Le sujet comporte :

- une présentation de l'étude (pages 1 et 2)
- le texte de l'étude (pages numérotées de 3 à 14)
- le dossier technique, constitué des documents repérés document 1 à 12.
- le dossier réponse contenant trois documents.

Tournez la page S.V.P.

ENROULEUSE DE CÂBLE

La société **SETIC** est spécialisée dans la conception et la réalisation de machines destinées à la fabrication de *câbles hautes performances* utilisés dans le domaine des réseaux de transmission (télécommunication et informatique).

La forte demande sur le marché mondial et une concurrence sévère conduisent au développement de machines de câblerie toujours plus rapides, mais qui doivent rester capables de maîtriser les paramètres fonctionnels du câble.

Le processus de réalisation des câbles se décompose en trois grandes phases :

- ✓ La fabrication des **fils** : opérations de tréfilage et calibrage du fil de cuivre, dépôt par extrusion de diverses couches isolantes, marquage et conditionnement sur bobines (Figure 1).
- ✓ La réalisation des éléments fonctionnels internes des câbles : opérations de **pairage** (assemblage des fils en hélice, par paire), **d'assemblage** (assemblage en hélice des paires), et de conditionnement sur bobines (Figure 2).
- ✓ La réalisation des éléments fonctionnels externes : opérations de blindage, revêtement(s) externe(s), marquage,..., conditionnement sur bobines.

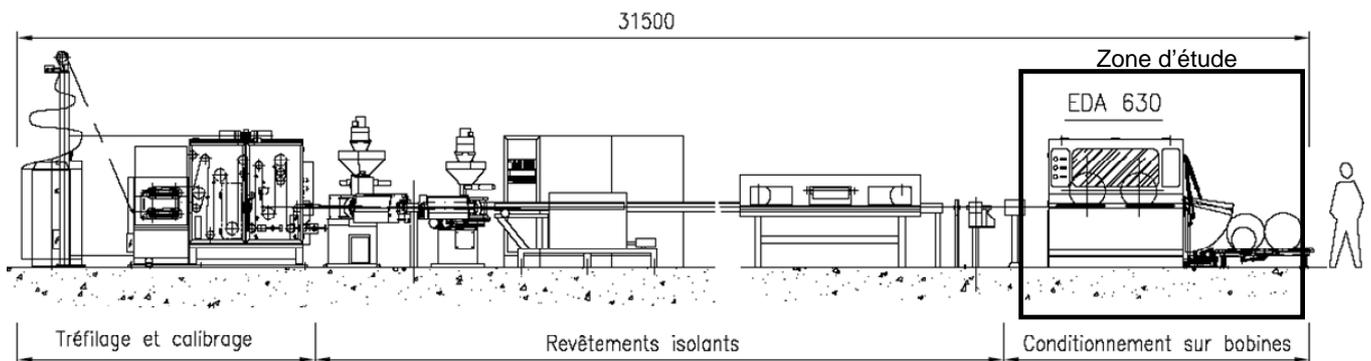


Figure 1 : Ligne de production du fil

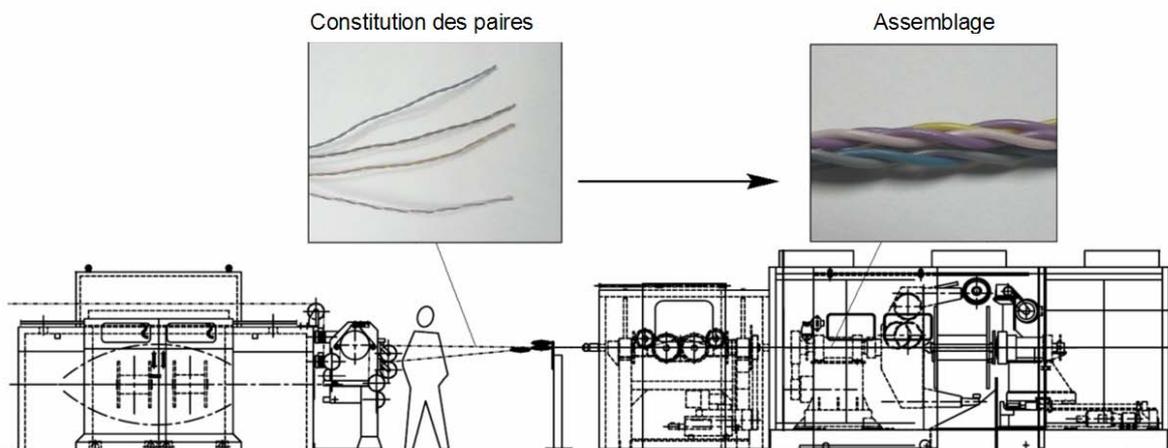


Figure 2 : Ligne de production du câble

L'étude proposée concerne l'enrouleuse **EDA 630** située en fin de ligne de fabrication du fil, destinée à le stocker sur des bobines.

RECOMMANDATIONS

L'étude est composée de 4 parties indépendantes.

Il est proposé au candidat de répartir son temps de travail sur les différentes parties de l'étude de la façon suivante :

✓ Lecture du sujet		1 heure
✓ Première partie :	Enroulement du fil	3 heures1/2
✓ Deuxième partie :	Mécanisme de trancannage	1 heure
✓ Troisième partie :	Système de régulation de tension du fil	1 heure
✓ Quatrième partie :	Chargement - déchargement de la bobine	1 heure 1/2

Le candidat devra rendre :

- 4 copies séparées correspondant aux 4 parties du sujet ;
- les documents réponses, qui seront insérés dans la copie afférente à la partie traitée.

PRINCIPALES CARACTERISTIQUES DE L'ENROULEUSE (figures 3 et 4)

Les informations ci-dessous sont extraites in extenso de la documentation du constructeur.



Figure 3

- ✓ **Utilisation** : dans les lignes d'extrusion à grande vitesse de fils isolés pour câbles LAN ou téléphoniques (lignes tandem), ainsi que dans toutes les applications d'isolation de conducteurs de petites sections. Elle permet d'assurer la continuité de production en assurant le basculement automatique du bobinage entre deux supports (bobines).
- ✓ **Avantages** :
 - Machine compacte :
 - armoire électrique intégrée
 - cabine de protection insonorisée monobloc
 - Système de chargement – déchargement :
 - du même côté, d'où gain de place
 - coté au choix pour faciliter l'insertion dans une ligne existante
 - Enrouleur de grande flexibilité :
 - prise de bobines diamètre extérieur de 400 à 630 mm
 - possibilité d'évolution vers d'autres tailles de bobines
 - Enfilage aisé :
 - pantin situé devant l'opérateur
 - Maintenance réduite :
 - moteurs à courant alternatif
 - commande par variateur de fréquence à contrôle vectoriel de flux
 - en option : moteur à courant continu
 - Protection du fil enroulé :
 - bobines équipées de capots de protection anti-fouettement

✓ **Caractéristiques techniques :**

- diamètre conducteur : de 0,4 à 1,5 mm
- diamètre de fil isolé : de 0,5 à 3 mm
- diamètre extérieur de bobine : de 400 à 630 mm
- diamètre intérieur de bobine : 200 mm mini
- largeur hors tout maxi de bobine : 475 mm
- alésage de bobine : 56 mm
- masse maxi de bobine : 200 kg
- vitesse linéaire maxi du fil : 2400 m/min
- fréquence de rotation maxi : 3200 tr/min
- vitesse de transfert mini : 600 m/min
- pas de trancannage : de 1 à 6 mm, réglable en continu
- butées de trancannage réglables électroniquement pendant la marche
- pantin de régulation :
 - diamètre des poulies : 200 mm
 - nombres de poulies : 5 + 4
 - gamme de tension : de 5 à 50 N
 - effort réglable par vérin pneumatique
- compteur métreur numérique :
 - résolution : 10 m
 - précision : 0,3%

✓ **Caractéristiques du mécanisme interne :**

- Encombrement HxLxP : 1960 mm x 1780 mm x 1391 mm
- masse : 1984 kg

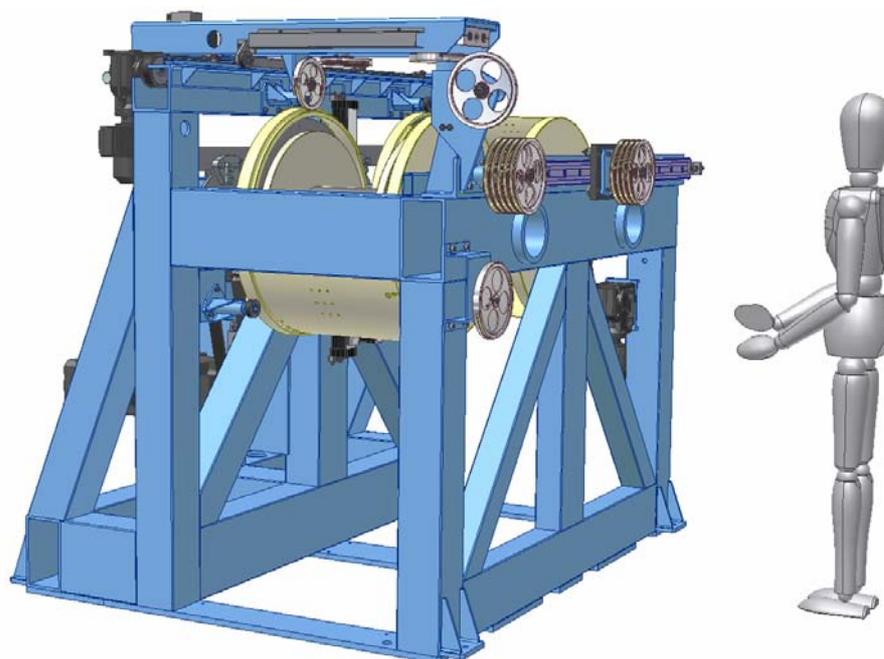


Figure 4 : Structure interne partielle de la machine

1 ENROULEMENT DU FIL

Le fil est constitué d'un conducteur en cuivre enrobé dans un isolant. Il est de section circulaire. Son diamètre est fonction de l'utilisation finale et peut varier entre 0,5 et 3 mm. Il est stocké par enroulement sur des bobines dont la contenance peut atteindre une longueur maxi $L_0 = 300 \times 10^3$ m.

1.1 STRUCTURE DE LA MACHINE

Les **document 1** et **document 2** définissent l'architecture d'ensemble de l'enrouleuse et les mécanismes assurant les différentes fonctions. Le **document 4** représente le diagramme FAST partiel du système d'enroulement. On peut distinguer essentiellement trois parties :

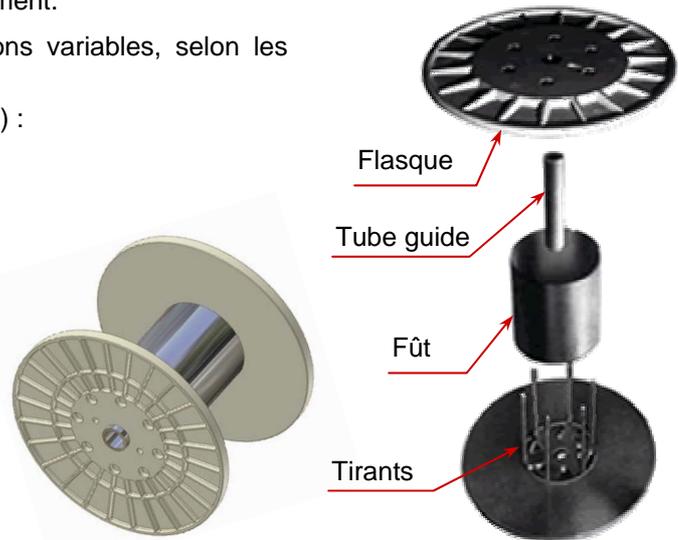
- La broche,
- Le mécanisme de trancannage,
- Le système de régulation de l'enroulement.

Le fil est enroulé sur des bobines de dimensions variables, selon les besoins de l'utilisateur.

Les bobines sont constituées (illustration ci-contre) :

- d'un fût en acier zingué ;
- de deux flasques obtenus par moulage à chaud de résine polyester renforcée de fibres de verre (Pré imprégné)
- d'un tube guide axe en PVC ou en acier ;
- de tirants en acier zingué.

Il existe un grand nombre de types de bobines standard. Le **document 3** présente les différents types de bobines utilisées parmi lesquelles les bobines de plus grande et de plus petite capacité prises en compte dans l'étude.



1.2 PHASE D'ENROULEMENT

L'enroulement est réalisé sous forme de nappes hélicoïdales à spires jointives, obtenues en combinant deux mouvements :

- la rotation de la bobine autour de son axe. Sa mise en position et son maintien sont réalisés par une broche constituée de deux sous ensembles coaxiaux, nommés poupée et contre poupée, par analogie avec les machines-outils. Un moteur électrique assure l'entraînement en rotation au niveau de la poupée, au moyen d'une transmission par poulies et courroie crantée ;
- le déplacement axial du fil, réalisé au moyen d'un mécanisme dit de « trancannage ». Il a pour fonction de réaliser un enroulement hélicoïdal régulier du fil sur la bobine, par un déplacement axial du point d'entrée du fil proportionnel à la rotation de la bobine ;

Le système de régulation de l'enroulement contrôle en continu la tension du fil (réglable entre 5 et 50 N), ainsi que la fréquence de rotation de la bobine, de façon à s'adapter à la vitesse d'entrée du fil sur l'enrouleuse, imposée par le poste de production qui la précède.

Ce mécanisme régulateur nommé « pantin » est constitué d'une réserve de fil passant sur un ensemble de poulies moulées, dont la mise en tension est assurée par un vérin (*pneumatique NORGREN RA/B050/700*).

La réserve de fil sur le pantin est suffisante pour effectuer le changement de bobine sans interrompre le fonctionnement de la ligne de production.

La vitesse de défilement du fil sur la ligne de production est théoriquement constante, réglable dans une plage de 800 à 2400 m/min.

1.3 OBJECTIF

On se propose de concevoir le sous-ensemble de la contre-poupée contribuant au maintien de la bobine et à son guidage en rotation par rapport au bâti de la machine.

La Figure 5 montre l'aspect de la bobine pendant la phase d'enroulement. **On admettra que chaque nappe de fil comporte le même nombre de spires.**

L'étude qui suit sera réalisée pour un fil de diamètre $d = 2$ mm et la bobine de plus grandes dimensions.

La Figure 5 définit les paramètres géométriques de la bobine :

- Diamètre extérieur : $D_{ext} = 630 \text{ mm}$
- Diamètre intérieur : $D_{int} = 250 \text{ mm}$
- Longueur de nappe : $h = 400 \text{ mm}$
- Masse de la bobine pleine : $M_b = 185 \text{ kg}$ ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$)
- Moment d'inertie de la bobine pleine : $I_b = 12,8 \text{ kg m}^2$
- Moment d'inertie du rotor moteur : $I_m = 0,046 \text{ kg m}^2$
- Moment d'inertie de l'ensemble (poupée - contre-poupée) : $I_p = 0,11 \text{ kg m}^2$

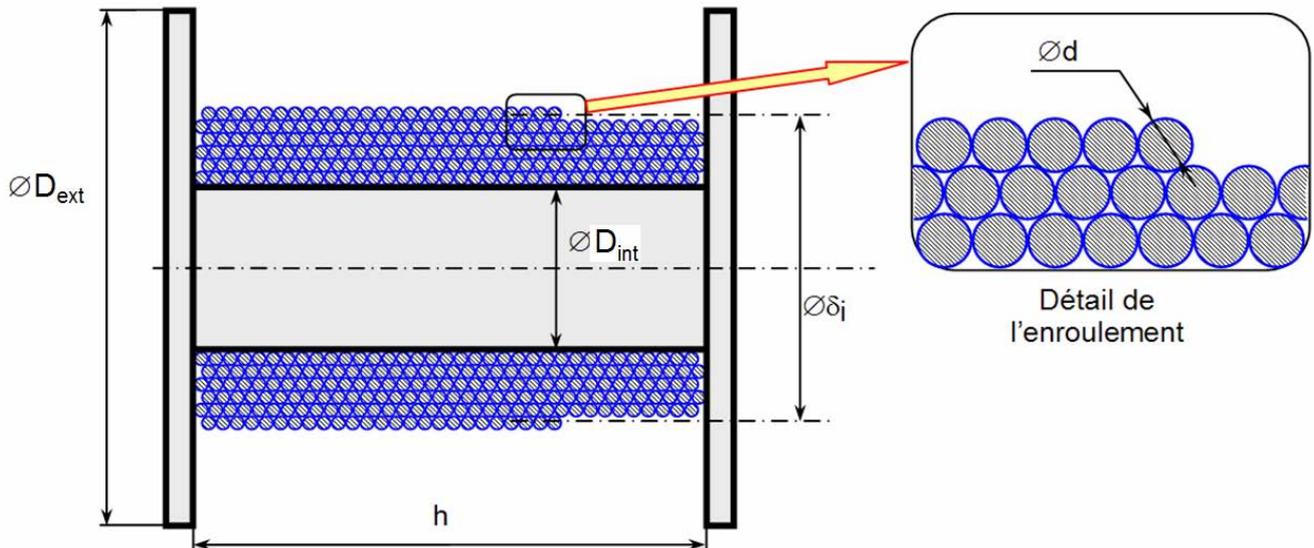


Figure 5

1.4 PHASE D'ENROULEMENT CONTINU

Dans cette partie, on suppose que la vitesse d'entrée du fil sur le poste d'enroulement est uniforme, égale à sa valeur nominale $V_0 = 2000 \text{ m/min}$.

Question 1

Donner les expressions littérales et les valeurs numériques :

- ✓ du nombre de tours n nécessaire à la réalisation d'une nappe de fil sur la bobine ;
- ✓ du diamètre moyen d'enroulement δ_i du fil sur la $i^{\text{ème}}$ nappe, les nappes successives étant numérotées de 1 à N (valeur numérique pour $N = 100$) ;
- ✓ de la longueur L_0 de fil stocké sur la bobine pour un nombre de nappes enroulées $N = 100$;
- ✓ de la durée nécessaire à la réalisation du bobinage de cette longueur L_0 de fil.

Question 2

- ✓ Préciser les valeurs mini et maxi de la fréquence de rotation de la bobine par rapport au bâti au cours du cycle d'enroulement, ainsi que les vitesses de translation correspondantes du mécanisme de trancannage ;
- ✓ représenter la courbe définissant la vitesse de rotation de la bobine en fonction du numéro i de nappe en cours d'enroulement, compris dans l'intervalle : $i \in [1..N = 100]$

La motorisation en rotation de la bobine est assurée par un moteur électrique VASCAT MAC QI 132-S dont les caractéristiques sont les suivantes.

Modèle	Puissance (kW)	Fr. de rotation (tr/min)	Courant (A)	Couple (Nm)	Inertie (kg.m ²)	Masse (kg)
MAC-QI 132 - S	4-44	360-4200	10-85	100	0.046	95

Le rapport de transmission $\frac{\omega_{bobine}}{\omega_{moteur}}$ pour un ensemble poulies et courroie crantée est noté $\rho = 1$.

Question 3

Définir, par des schémas cinématiques (**Document 5**), deux solutions de liaisons à installer entre la bobine et la poupée d'une part (L_1), entre la bobine et la contre-poupée d'autre part (L_2), de façon :

- ✓ à assurer le guidage en rotation de la bobine et son entraînement par le moteur ;
- ✓ à conférer à l'ensemble un comportement isostatique.

Question 4

- ✓ Quelle est la valeur de la puissance mécanique moyenne développée par le moteur électrique pendant la phase d'enroulement à régime stabilisé ?
- ✓ Quels sont les critères physiques à l'origine du choix d'un moteur d'une puissance très supérieure à celle déterminée ci-dessus ?

1.5 PHASE D'ARRÊT D'URGENCE

En cas d'incident de fonctionnement de la ligne de production, l'arrêt d'urgence doit provoquer l'immobilisation de la bobine en une durée inférieure à $T_f = 12$ s.

Cette fonction est assurée par l'action conjointe du moteur électrique exerçant un couple supposé constant $C_m = 100$ Nm, de sens opposé au sens de rotation, et par un frein à disque à commande pneumatique, de marque **ROUARD-STOCQ** agissant au niveau du mécanisme d'entraînement de la bobine (voir **Document 5**).

La Figure 6, extraite de la documentation du constructeur, définit les valeurs du couple de freinage en fonction de la pression d'alimentation et du diamètre "de friction" du disque, pour les modèles de freins RS25 et RS50.

Hypothèse : dans la suite de cette partie, on se place dans la situation la plus défavorable d'une bobine pleine animée initialement d'une vitesse de rotation de 1200 tr/min.

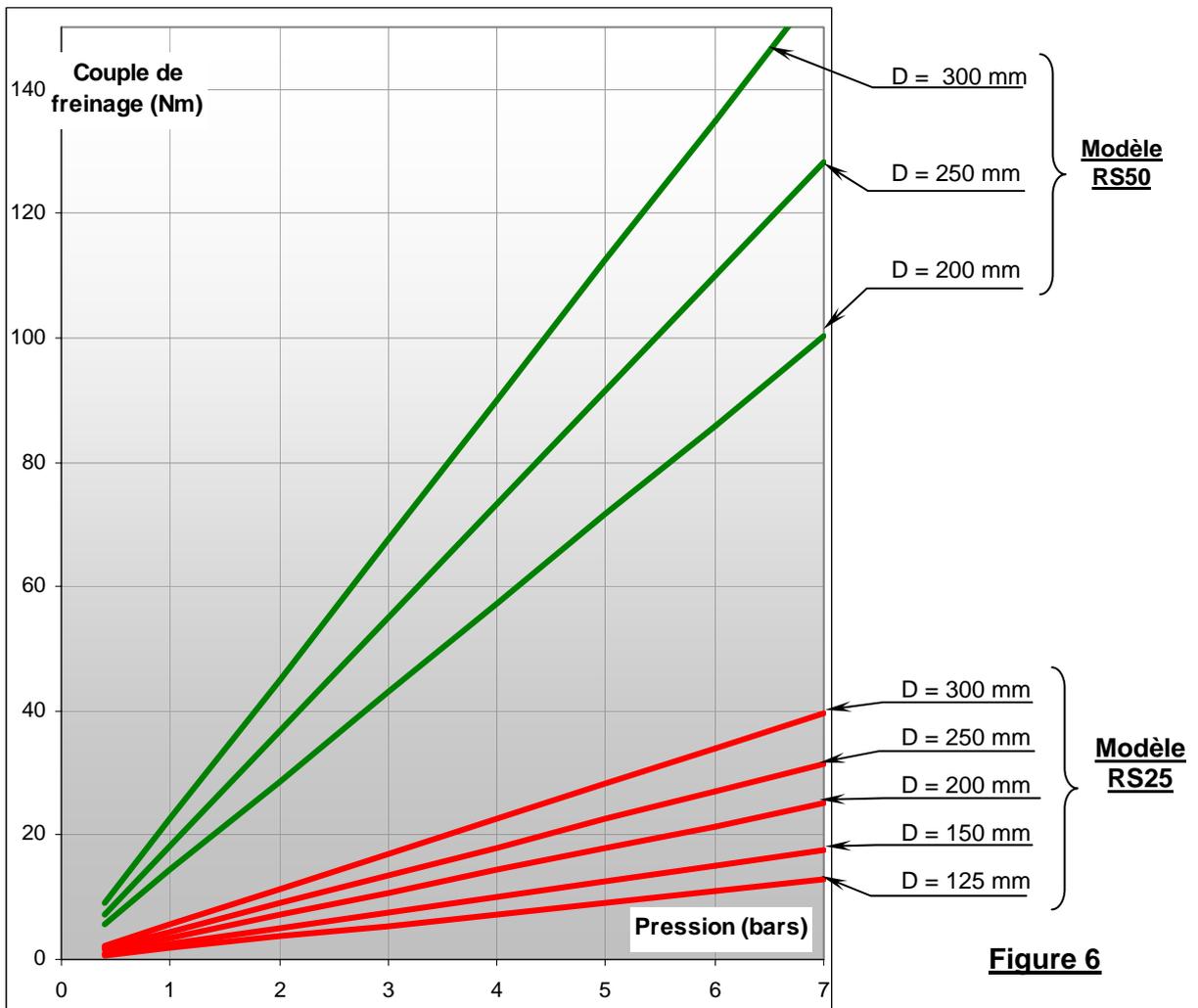


Figure 6

Question 5

- ✓ Après avoir précisé les hypothèses nécessaires, déterminer le moment du couple de freinage C_f nécessaire au respect de la durée de freinage imposée par le cahier des charges.
- ✓ Choisir, en les justifiant, la référence du frein et les valeurs du diamètre du disque et de la pression d'alimentation.

L'entraînement en rotation de la bobine est assuré par adhérence au niveau de sa liaison avec la broche. Une **Butée bobine 900-0014** élastique est interposée entre la broche et la face extérieure de la bobine. Sa géométrie est précisée sur le **document 3** et les **documents 5 à 7**. On note $f_0 = 0,6$ le coefficient d'adhérence entre butée et bobine.

La contre-poupée est équipée d'un vérin pneumatique chargé d'exercer un effort presseur F_p au niveau de ce contact.

Question 6

- ✓ Evaluer la poussée théorique du vérin nécessaire au ralentissement de la bobine lors d'un arrêt d'urgence, en excluant tout risque de glissement par rapport à la broche. Définir avec précision les hypothèses et dimensions nécessaires à cette étude.
- ✓ Proposer une valeur de la section utile du vérin exerçant l'effort presseur si la pression d'alimentation en air vaut $p_a = 0,5$ MPa.
Les dimensions utiles à l'application numérique seront relevées sur les documents 3 et 5.

Question 7

- ✓ Déterminer les actions dans la liaison pivot de la contre-poupée.
- ✓ Ces efforts sont-ils influencés par une éventuelle action de freinage ?

La **butée bobine 900-0014** est composée de deux pièces assemblées par collage (1 **disque centrage butée bobine** + 1 **couronne appui bobine**). Le matériau de la pièce interface de positionnement (**couronne appui bobine**) et d'entraînement de la bobine doit permettre de répondre aux contraintes suivantes du cahier des charges :

Fonction technique : Positionner la bobine axialement		
Critère	Niveau	Flexibilité
Répétabilité de positionnement	$\pm 0,2$ mm	F0 (non négociable)

Fonction technique : Entraîner la bobine en rotation		
Critère	Niveau	Flexibilité
Couple à transmettre	(cf. questions 5 à 7)	0 , +20%
Matière constituant les bobines	Acier (Tôles embouties) PMMA	F0
Caractéristiques dimensionnelles de la couronne interface	$\varnothing_{int} = 77$ mm, $\varnothing_{ext} = 200$ mm, $E_p = 24$ mm,	Tolerances générales ISO 2768 mK

Question 8

En prenant l'hypothèse d'un matériau isotrope, homogène, à température uniforme et constante :

- ✓ proposer les critères qui justifieront le choix du matériau constituant l'interface de la butée bobine avec la bobine, pour répondre au mieux aux contraintes du cahier des charges;
- ✓ déterminer alors les valeurs limites de ces critères (étayer la réponse par des justifications détaillées : hypothèses, phénomènes et lois physiques,...).

1.6 CONCEPTION DE LA CONTRE POUPEE

Document 2 : Schéma cinématique de l'enrouleuse.

Document 3 : Planche des différents types de bobine.

Document 5 : Schéma cinématique du guidage et maintien en position des bobines.

Le guidage en rotation de chaque bobine est assuré par une poupée et une contre poupée, qui garantissent une bonne rigidité du mécanisme pour limiter les vibrations.

Le centrage sur la poupée et la contre poupée est réalisé par des éléments d'adaptation spécifiques à chaque type de bobine. L'architecture de la machine doit garantir une bonne coaxialité de la poupée, de la contre poupée et de la bobine ($\varnothing 0,4$).

Le maintien en position ainsi que l'entraînement en rotation de chaque bobine, se fait par adhérence entre l'un des flancs et la **butée bobine 900-0014** de la poupée. Les guidages en rotation sont assurés par des roulements.

L'effort de maintien en position F_p de 6000 N, est créé par un vérin pneumatique fonctionnant sous une pression de service de 0.5 MPa.

Afin de répondre à la contrainte de montage de bobines de dimensions différentes, la contre poupée doit intégrer une fonction de réglage de gamme (**Document 5**).

Ce réglage définit deux positions axiales absolues verrouillées du mécanisme de guidage et d'application de l'effort (tolérance de mise en position de ± 1 mm).

Question 9

- ✓ A partir du schéma cinématique (**Document 5**), proposer deux solutions architecturales du mécanisme de contre poupée, sous la forme de croquis légendés et soignés.
- ✓ Critiquer les solutions au regard des contraintes du cahier des charges.

Question 10

- ✓ Sur **Document réponse 1** représenter la solution retenue (aux instruments). Les composants standard seront représentés proportionnés, et de dimensions réalistes.

2 MECANISME DE TRANCANNAGE

On se propose de dimensionner l'actionneur du mécanisme de trancannage.

Le mécanisme de trancannage est destiné à assurer un enroulement régulier du fil sur la bobine en générant un mouvement hélicoïdal du point d'entrée du fil sur la bobine. Ce mouvement est obtenu en combinant la rotation de la bobine et la translation du guide-fil par rapport au bâti.

Le mécanisme est constitué d'un moteur à courant continu de la gamme **Parvex (Document 8)**

Un ensemble vis écrou à billes INA LTE 3020 transforme la rotation du moteur en translation d'un chariot sur lequel est fixé le guide-fil (Figure 7).



Aperçu du mécanisme de trancannage



INA : Tables linéaires LTE30-2005-A
avec entraîn. par vis à billes

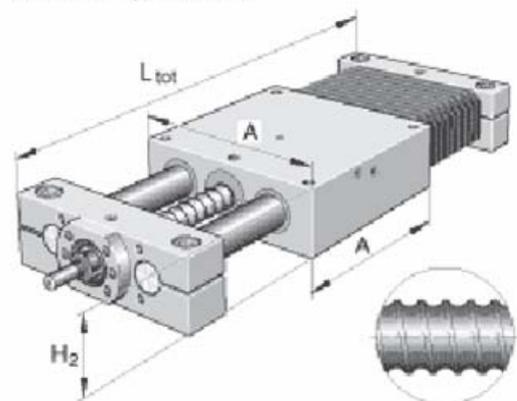


Figure 7

Lorsque l'enroulement arrive à proximité de la paroi latérale de la bobine, il est nécessaire de changer le sens du mouvement de translation du guide-fil.

Données spécifiques au mécanisme de trancannage :

- | | | | | |
|---|---|-------|---|--------------------------|
| ▪ Masse mobile en translation | : | M_t | = | 11,9 kg. |
| ▪ Moment d'inertie de la vis + accouplement / axe | : | J_t | = | 116 kg mm ² . |
| ▪ Pas de la vis | : | p_t | = | 5 mm |

Question 11

- ✓ Proposer une valeur de durée du changement de sens de la translation du guide- fil, ainsi qu'une loi de vitesse en fonction du temps au cours de cette phase.
- ✓ Evaluer l'action du moteur et les efforts dans le système vis écrou pendant la durée du changement de sens de translation du guide-fil.

Question 12

A partir de la documentation proposée par le constructeur **Parvex (Document 8)**, procéder au choix du moteur électrique le plus apte à assurer le mouvement de trancannage.

Vous paraît-il pertinent d'effectuer une analyse approfondie de la tenue du moteur vis-à-vis des effets thermiques ?

3 REGULATION DE TENSION

On se propose de définir la structure et les constituants du système de régulation de tension et de vitesse.

La bonne qualité de l'enroulement du fil sur la bobine nécessite une tension sensiblement constante et égale à $T_0 = 35$ N. En fonctionnement établi, le poste qui précède celui d'enroulement sur la ligne de production, assure une vitesse de défilement constante V_0 . Dans ces conditions, la tension T_0 est assurée en agissant sur le couple développé par le moteur de bobine, piloté à partir de l'information délivrée par un capteur d'effort installé sur une poulie de renvoi précédant l'entrée sur la bobine.

Le système de commande du moteur de broche permet de piloter sa vitesse de rotation. Mais du fait de l'inertie importante des éléments en rotation avec la bobine, seules les variations lentes de la vitesse de défilement du fil peuvent être corrigées en temps réel en agissant sur le couple moteur. Pour maintenir la tension du fil constante lors de variations plus rapides de la vitesse de défilement, un système de régulation - stockage de fil est installé en amont de la bobine d'enroulement (Cf. **Document 2**).

Ce système est constitué de 9 poulies folles, montées pour cinq d'entre elles (P_1, P_3, P_5, P_7 et P_9) sur un arbre fixe par rapport au bâti (moufle fixe), les quatre autres (P_2, P_4, P_6, P_8) étant montées sur un arbre lié à un coulisseau (1) mobile en translation par rapport au bâti (0) de la machine (moufle mobile). Le fil entre sur l'ensemble de régulation par la poulie (P_0), puis passe en boucle sur l'ensemble des poulies (P_1) à (P_9). Un vérin pneumatique gère la position du moufle mobile au moyen de la poulie (R_1) et d'un câble, de façon à maintenir la tension constante.

Question 13

- ✓ Sous la forme d'un schéma blocs, proposer un modèle du système réalisant la régulation de l'enroulement. Indiquer avec précision sur ce schéma les paramètres physiques intervenant dans la régulation.
- ✓ Proposer une liste des composants (capteurs, pré actionneurs et actionneurs), nécessaires au bon fonctionnement du système de régulation.

Question 14

- ✓ On se place dans la situation d'une variation brusque et de courte durée de la vitesse de défilement du fil à la sortie du poste amont. Décrire, sans calcul, le fonctionnement du système de régulation de tension du fil, en appuyant l'analyse sur des schémas, graphiques....
- ✓ Reprendre l'analyse précédente dans le cas d'une variation brusque de la vitesse, mais de durée prolongée.

4 PHASE DE CHARGEMENT - DECHARGEMENT DE LA BOBINE

On se propose d'analyser les conditions d'engagement de la bobine sur la poupée et la contre poupée lors du chargement.

La mise en place de la bobine sur le poste d'enroulement se déroule en 3 phases successives :

- la bobine vide est amenée à proximité du poste par gravité, grâce à la pente de la rampe de chargement, et transférée sur l'élévateur par un mécanisme à vérins hydrauliques ;
- L'élévateur déplace verticalement la bobine jusqu'à ce que son axe soit sensiblement aligné avec celui de la poupée et de la contre-poupée ;
- La bobine est fixée de façon automatique sur la poupée et la contre-poupée, puis l'élévateur revient à sa position inférieure.

L'élévateur est constitué (Cf. **Document 9**) :

- d'un **chariot 900-2400** constitué d'une platine et de deux tubes de guidage en acier ;
- d'une fourche mécano-soudée **interface bobine 900-2403**, essentiellement constituée de deux tubes de diamètres extérieur d_{ext} et intérieur d_{int} ,

Le groupe **chariot + fourche** est guidé en translation sur deux **colonnes 900-2401** en acier, fixées au bâti à leurs deux extrémités, par un ensemble de 4 douilles à billes **Star R0670-230-40** (Cf. **Document 10**). Dimensions des colonnes : longueur $L = 1280$ mm, diamètre $d = 30$ mm, (repères (1) et (1')).

La motorisation est assurée par un **moto-réducteur SEW** (0,25 kW ; $N = 16$ tr/min) agissant par l'intermédiaire d'une **roue à chaîne** et d'une **chaîne à rouleaux**.

Objectif :

L'attachement de la bobine sur la poupée et la contre-poupée nécessite sa mise en position précise par l'élévateur suivant la direction verticale. La possibilité d'utiliser des bobines de dimensions et masses différentes introduit une "écart" de mise en position dû aux déformations des éléments constituant l'élévateur.

On se propose, dans cette partie d'évaluer les déformations de l'élévateur.

Question 15

Proposer un modèle d'étude de l'ensemble de l'élévateur destiné à l'analyse de ses déformations : schéma(s), liaisons entre les éléments, paramétrage, hypothèses...

Préciser les propriétés de mobilité et d'hyperstaticité de ce modèle.

Mettre en place les efforts appliqués à l'élévateur lors du chargement d'une bobine.

La figure 8 propose un modèle paramétré de l'ensemble **chariot + fourche** (2) et de la **bobine** (3).

Donnée spécifique à l'élévateur :

- Module d'Young du matériau des colonnes et de la fourche : $E = 2 \times 10^5$ MPa
- Paramètres relatifs à la fourche : $\lambda = 110$ mm $2a = 150$ mm
- Diamètres des tubes : $d_{ext} = 50$ mm $d_{int} = 36$ mm
- Paramètres relatifs à la bobine : $L = 460$ mm $D = 630$ mm Masse $M = 32$ kg

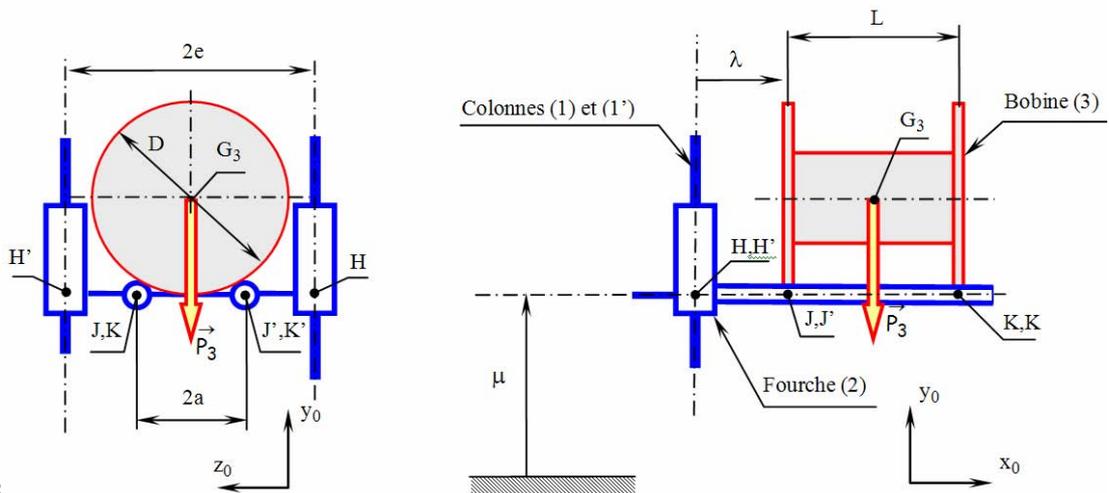


Figure 8

Question 16

Pour un déplacement donné μ du chariot, la position de référence de la bobine est définie en l'absence de déformations de l'élévateur. Caractériser, par rapport à cette référence, l'écart de position de la bobine dû aux seules déformations de la fourche.

AN : Calculer la valeur numérique de l'écart précédemment défini.

Quelle que soit la réponse établie à la question précédente, on suppose que l'écart de position de la bobine, dû à la déformation de la fourche seule, peut être représenté par le torseur des petits déplacements suivant :

$$\{D_{\text{Bobine}}\}_{G_3} = \begin{Bmatrix} \vec{R}_b = -2,3 \times 10^{-3} \vec{z}_0 \\ \vec{d}_b(G_3) = -0,93 \vec{y}_0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Composantes en radians et mm})$$

Une étude analogue permet de caractériser le déplacement du chariot (2) par rapport au bâti, dû aux déformations des colonnes seules, soit le torseur :

$$\{D_{\text{Chariot}}\}_H = \begin{Bmatrix} \vec{R}_c = -3,1 \times 10^{-3} \vec{z}_0 \\ \vec{d}_c(H) = -0,14 \vec{x}_0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Composantes en radians et mm})$$

Question 17

Evaluer, par rapport à sa référence, l'écart de position de la bobine résultant de la prise en compte des déformations de la fourche et des colonnes.

Vous paraît-il de nature à compromettre la mise en place de la bobine sur la poutree et la contre poutree ?

Objectif :

L'élévateur de la bobine est un mécanisme que l'on retrouve sur de nombreux types de machines qui interviennent dans la fabrication de fils et de câbles. La remise en cause du procédé d'obtention du **chariot 900-2400**, nécessite la rédaction d'un cahier des charges qui inclut le schéma de cotation associé à la spécification géométrique des surfaces fonctionnelles de guidage et de liaison.

On se propose, dans cette dernière partie, de construire ce document du cahier des charges.

Question 18

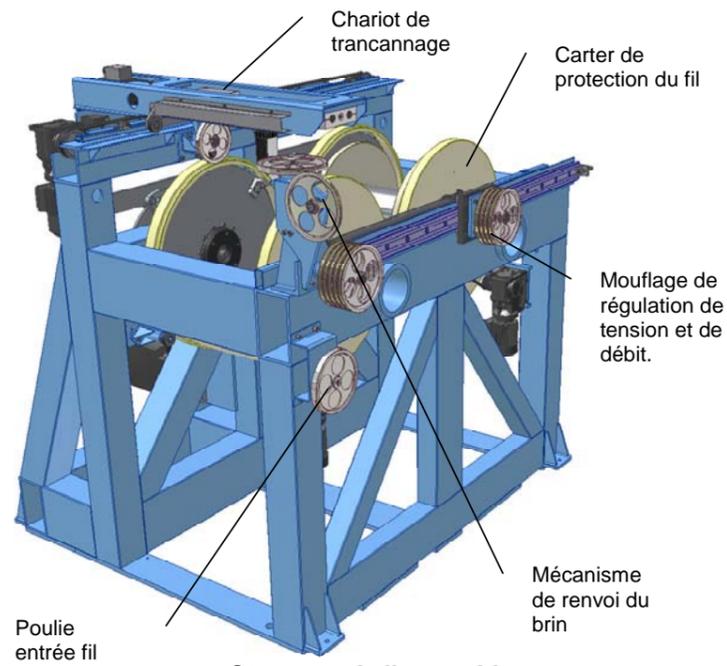
Le comportement satisfaisant du guidage de la fourche sur deux colonnes liées au bâti induit des contraintes géométriques sur les différentes pièces de l'assemblage.

Les **documents 9 à 11** définissent la géométrie des pièces constituant le mécanisme d'élévation.

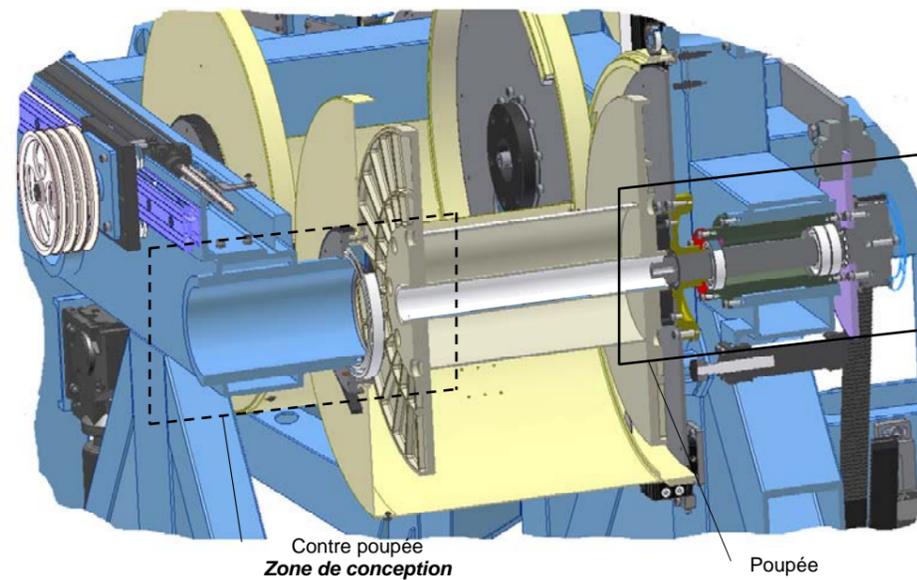
Le travail d'analyse et de spécification se centre sur le **chariot 900-2400**.

- ✓ Sur le **document réponse 2** tracer sur chacune des vues relativement aux silhouettes, les surfaces fonctionnelles de guidage et de liaison avec les composants voisins.
- ✓ Repérer ces surfaces conformément à la terminologie proposée au bas du **document réponse 3**.
- ✓ Compléter le **document réponse 3**, préparatoire à l'écriture du schéma de cotation et nécessaire à la mise en place d'une traçabilité de l'analyse conduite.
- ✓ Reporter sur le **document réponse 2** les spécifications géométriques et dimensionnelles qui découlent de l'analyse conduite sur le **document réponse 3**.

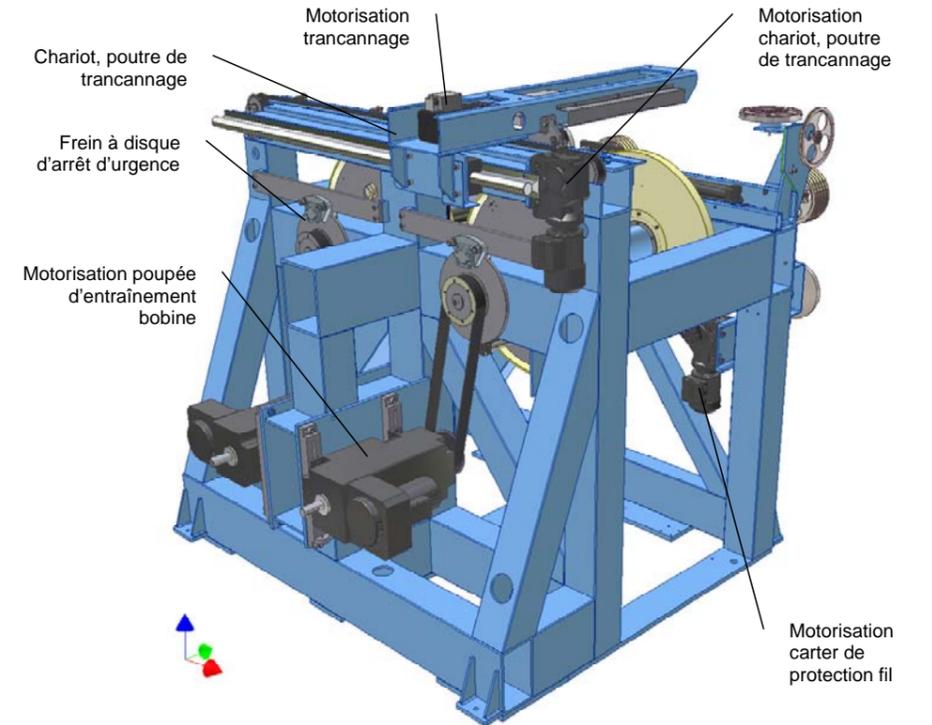
Dossier technique



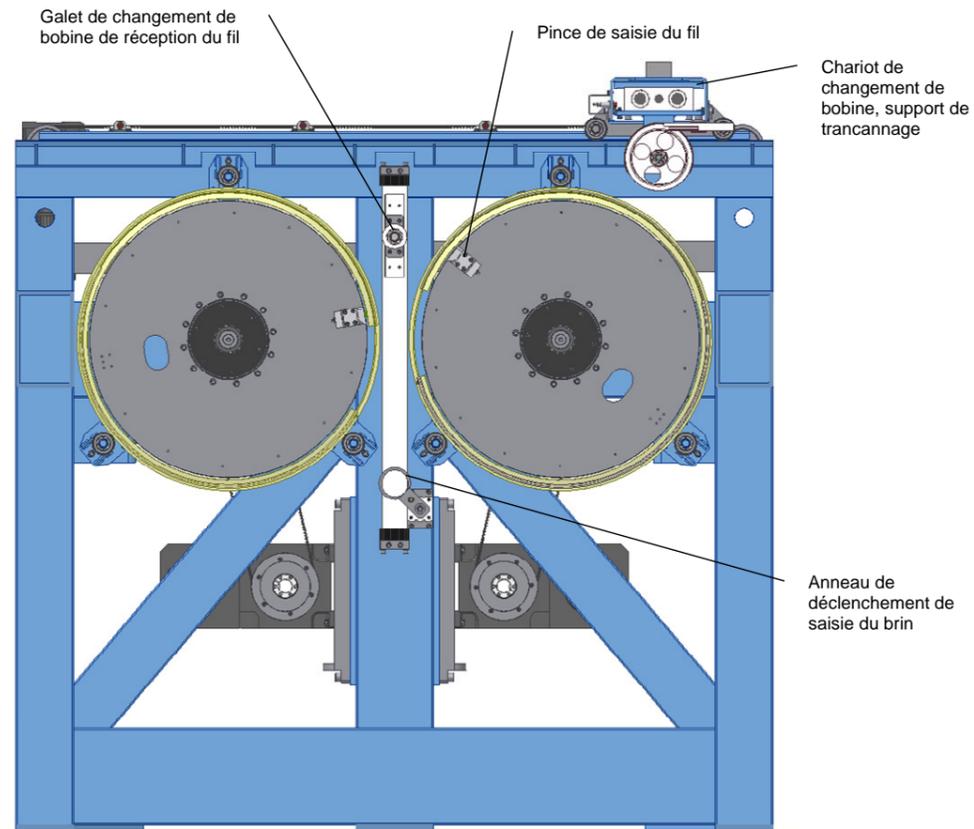
Structure de l'ensemble



Broche droite de l'enrouleuse (contre poupée, poupée)

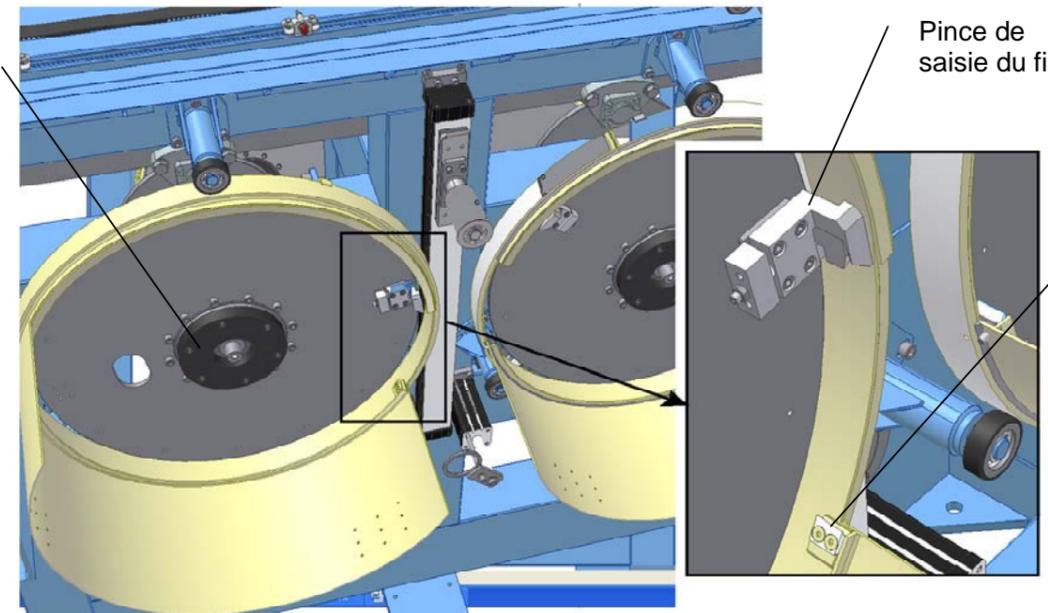


Implantation des motorisations

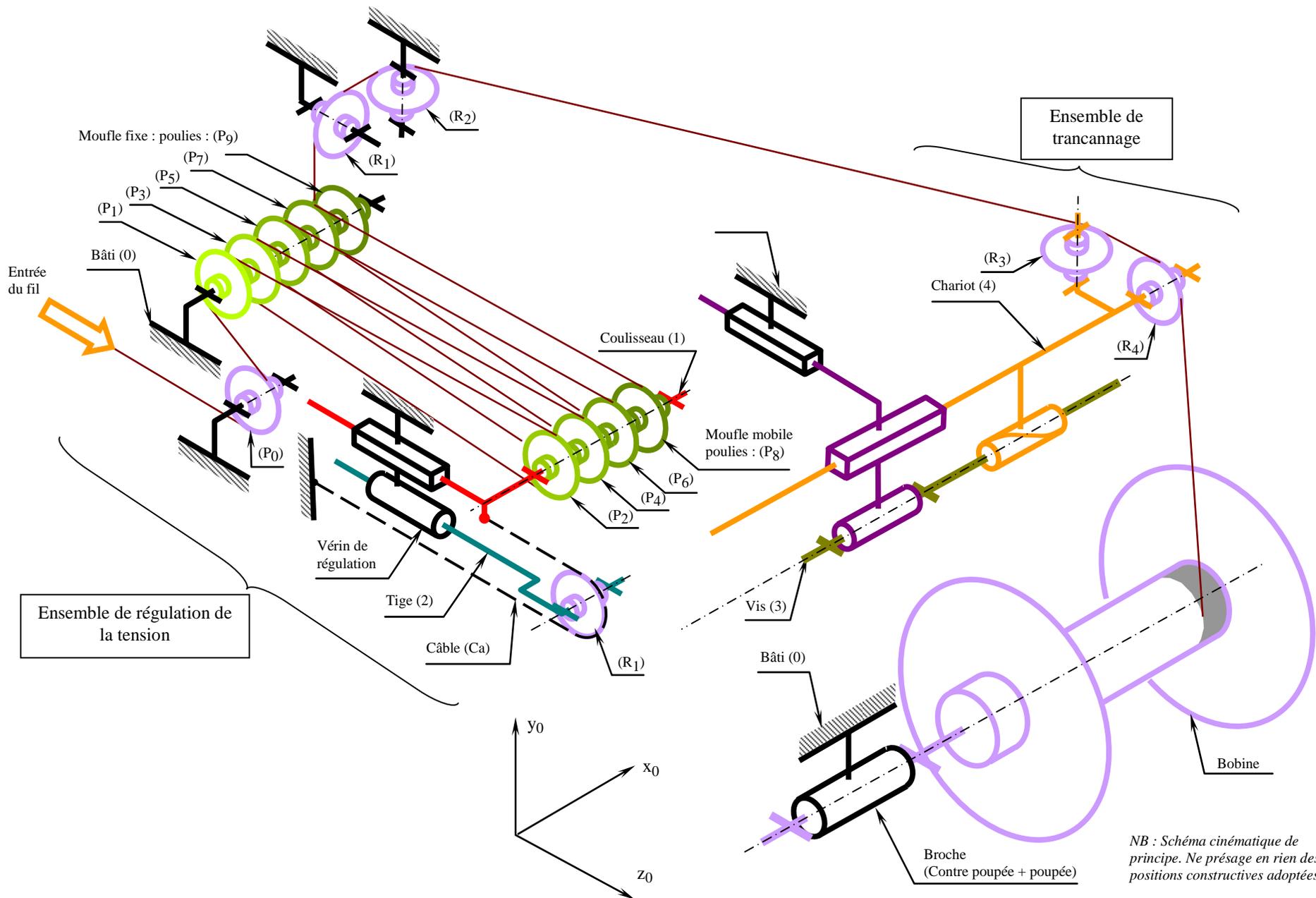


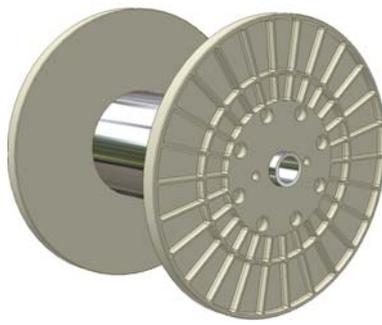
Mécanisme de changement automatique de bobine de réception

Butée bobine 900-0014

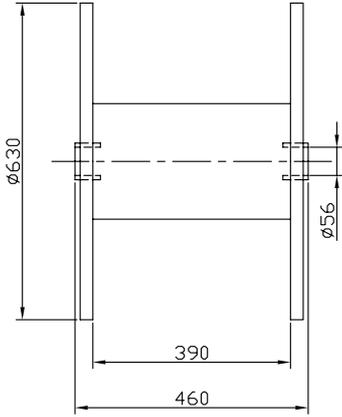


Saisie et coupe du fil

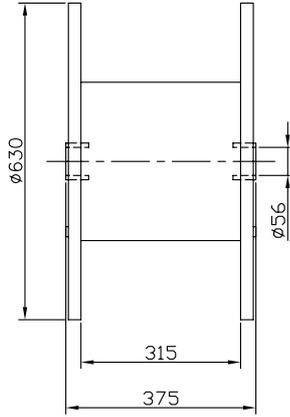




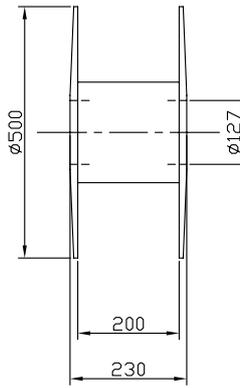
ø630x390x460xø56



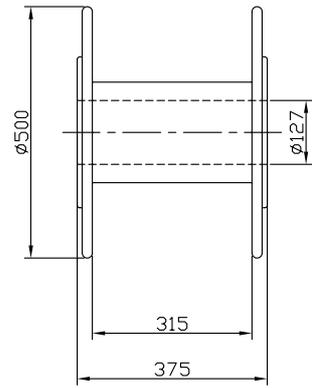
ø630x315x375xø56



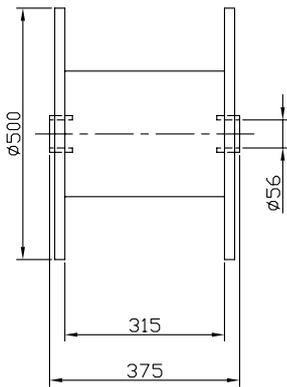
ø500x200x230xø127



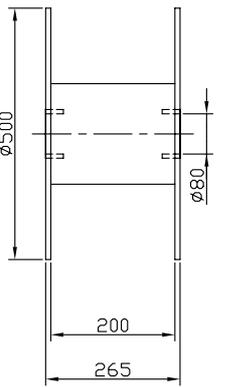
ø500x315x375xø127



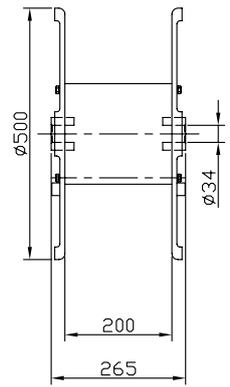
ø500x315x375xø56



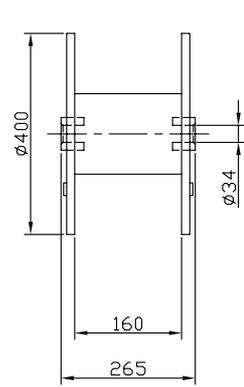
ø500x200x265xø80



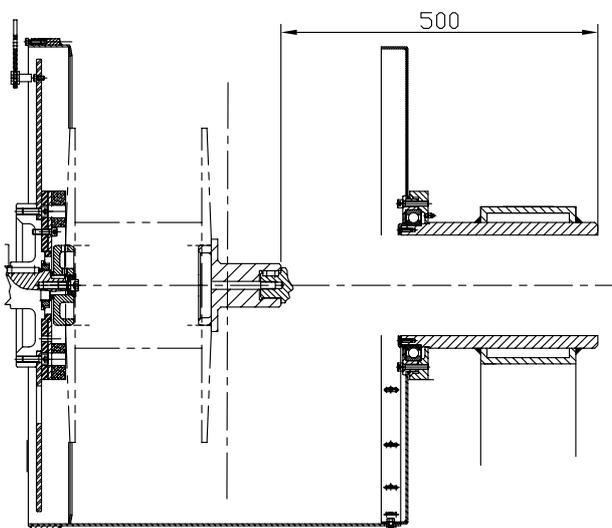
ø500x200x265xø34



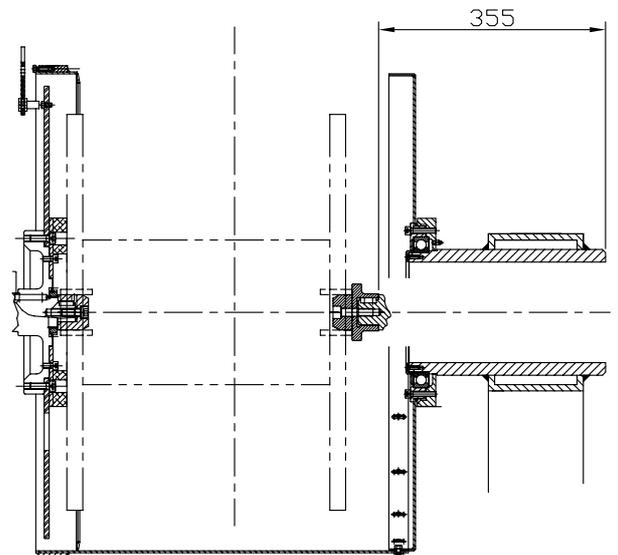
ø400x160x265xø34

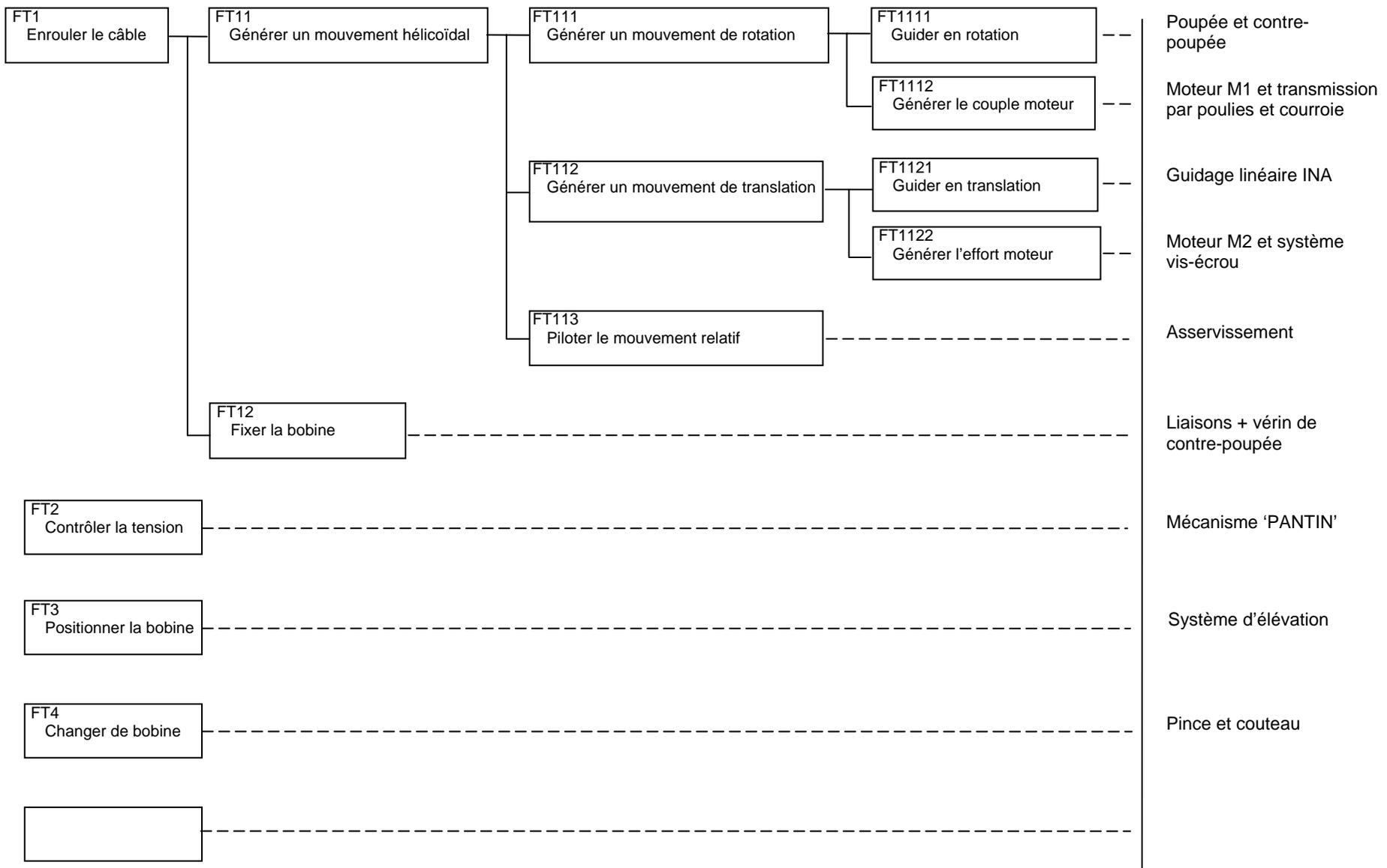


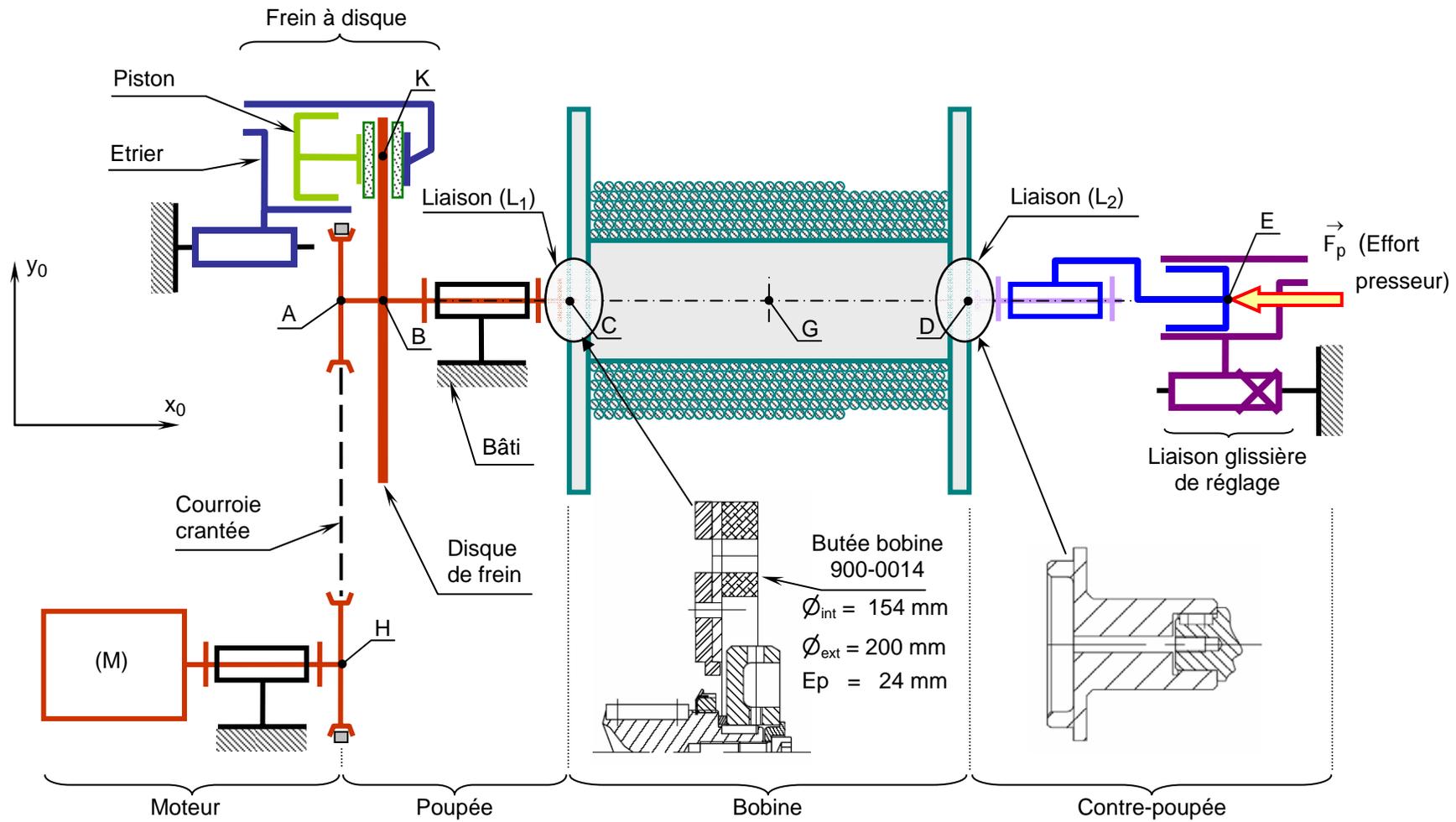
Position de verrouillage extrême
bobines de largeur 230 à 315



Position de verrouillage 2
bobines de largeur 375 à 460



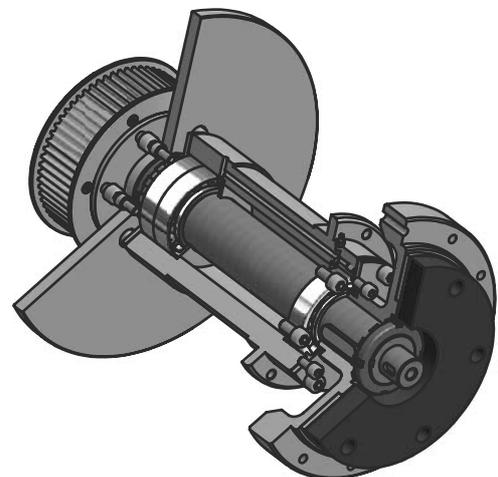
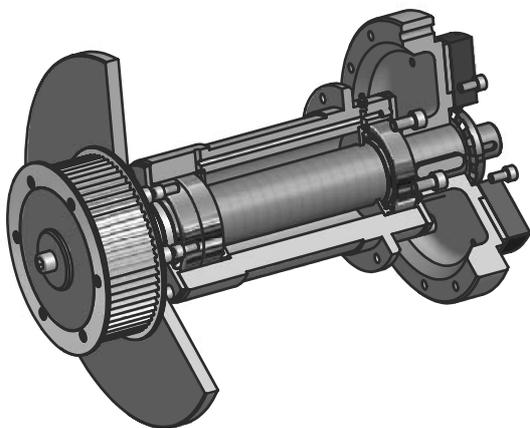




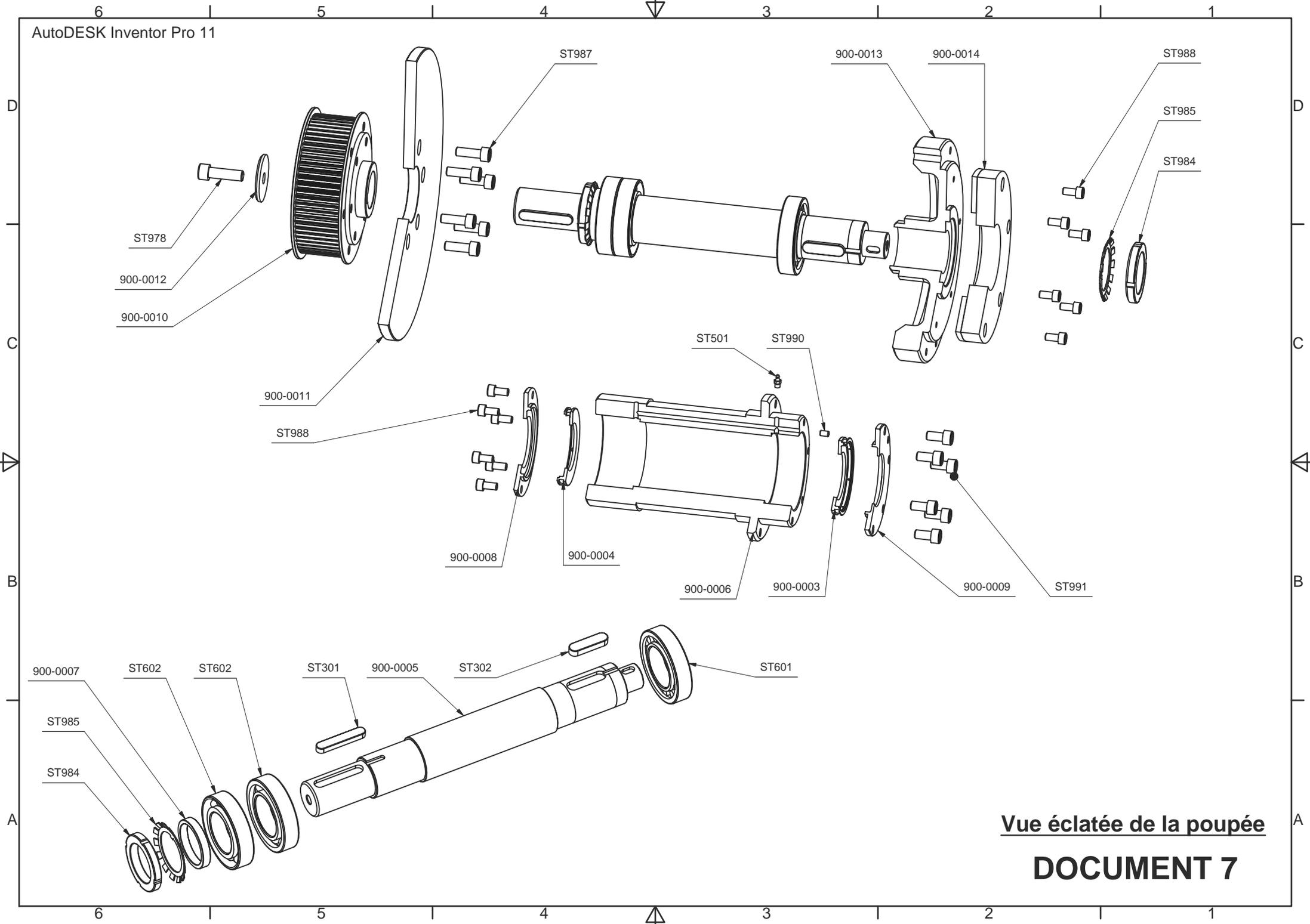
ST991	6	Vis CHC - NF E 25-125 M10 x 20	-	
ST990	2	Vis HC - NF E 27-180 M6 x 10	-	
ST989	1	Boulon à tête hexagonale - ISO 4017 - M6 x 12	-	
ST988	12	Vis CHC - NF E 25-125 - M8 x 16	-	
ST987	18	Vis CHC - NF E 25-125 - M10 x 30	-	
ST985	2	Rondelle frein NF E 22-310 - MB 10	-	
ST984	2	Ecrou à encoches KM10 - M50 x 1.5	-	
ST978	1	Vis CHC NF E 25-125 - M12 x 40	-	
ST935	1	Vis sans tête à six pans creux, DIN 913 - M6 x 30	-	
ST934	1	Ecrou hexagonal M6, DIN 934 - M6	-	
ST933	4	Vis à tête cylindrique, NF E 25-125 - M6 x 20	-	
ST602	2	Roulement xxxx 50 x 90 x 20	-	
ST601	1	Roulement yyyy 50 x 90 x 20	-	
ST501	1	Graisseur standard droit - M6 x 100	--	
ST302	1	Clavette parallèle NF E 22-177 - A, 14 x 9 x 50	-	
ST301	1	Clavette parallèle - NF E 22-177 - A, 12 x 8 x 60	-	
900-0014	1	Butée Bobine		
900-0013	1	Support plateau accrochage fil	C 35	
900-0012	1	Rondelle de blocage de la poulie	E335	
900-0011	1	Disque de frein	C 40	
900-0010	1	Poulie support disque de frein		
900-0009	1	Flasque avant pointe motrice	C 35	
900-0008	1	Flasque arrière pointe motrice	C 35	
900-0007	1	Rondelle de blocage	C 35	
900-0006	1	Fourreau pointe motrice	C 35	
900-0005	1	Axe pointe motrice	36 Ni Cr Mo 16	
900-0004	1	Entretoise roulement contact oblique	C 35	
900-0003	1	Entretoise roulement à rouleaux cylindriques	C 35	
Réf.	Nbre	Désignation	Matière	Observations

Nomenclature

Détail et nomenclature de la poupée



DOCUMENT 6



Vue éclatée de la pompe
DOCUMENT 7

SERVOMOTEURS AC

BRUSHLESS

NX

0.45 à 64N.m



Description

La série NX est la nouvelle gamme de servomoteurs SSD Drives Parvex. De construction robuste et compacte, les servomoteurs brushless NX se caractérisent par une conception innovante 10 pôles pour une qualité de mouvement élevée et une densité de couple importante.

Avec un large choix de couple et de vitesse et une approche économique, la série NX est une solution idéale pour les applications servosystème.

RÉSEAU 230V ET 400V

CONSTRUCTION ROBUSTE ET COMPACTE

CONCEPTION 10 PÔLES

OPTION FREIN

PROTECTION IP64 (EN OPTION IP65)

QUALITÉ DE MOUVEMENT ET HAUTE DYNAMIQUE

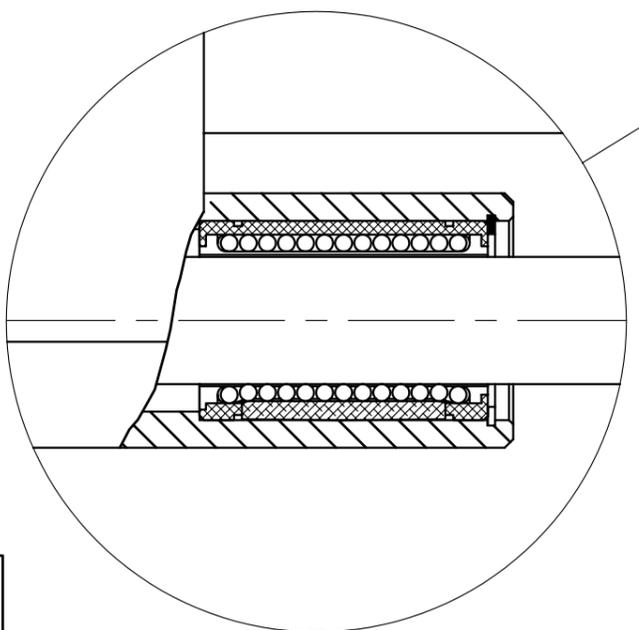
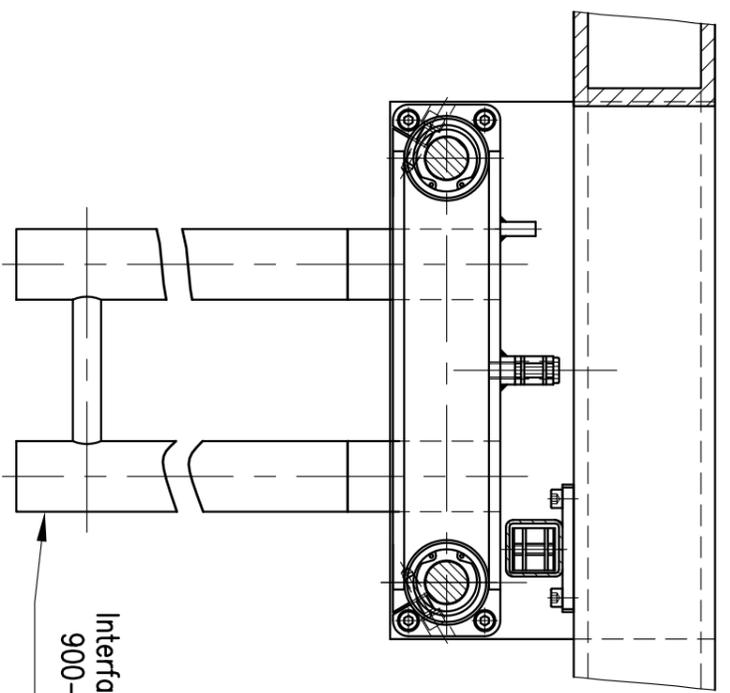
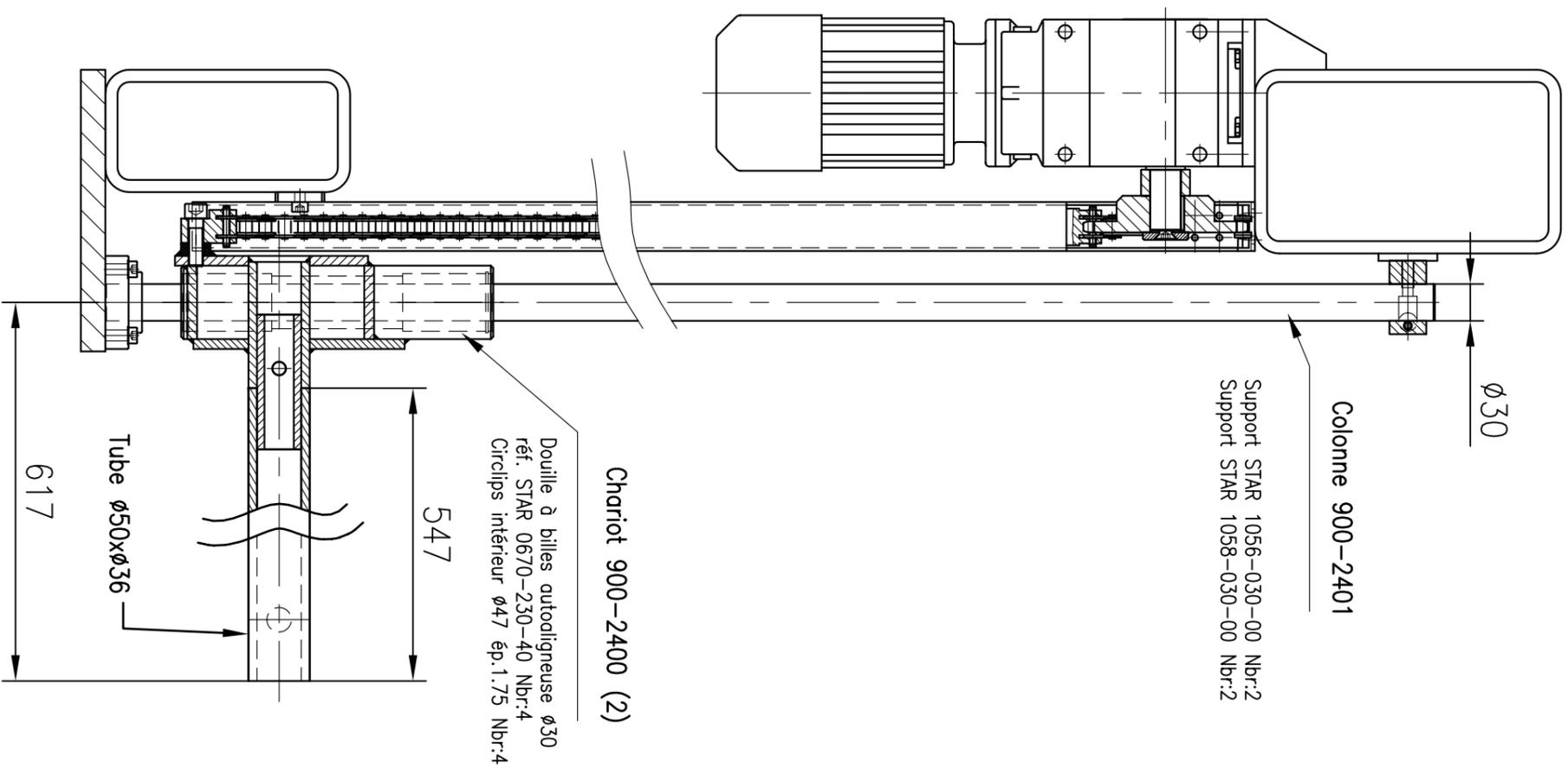
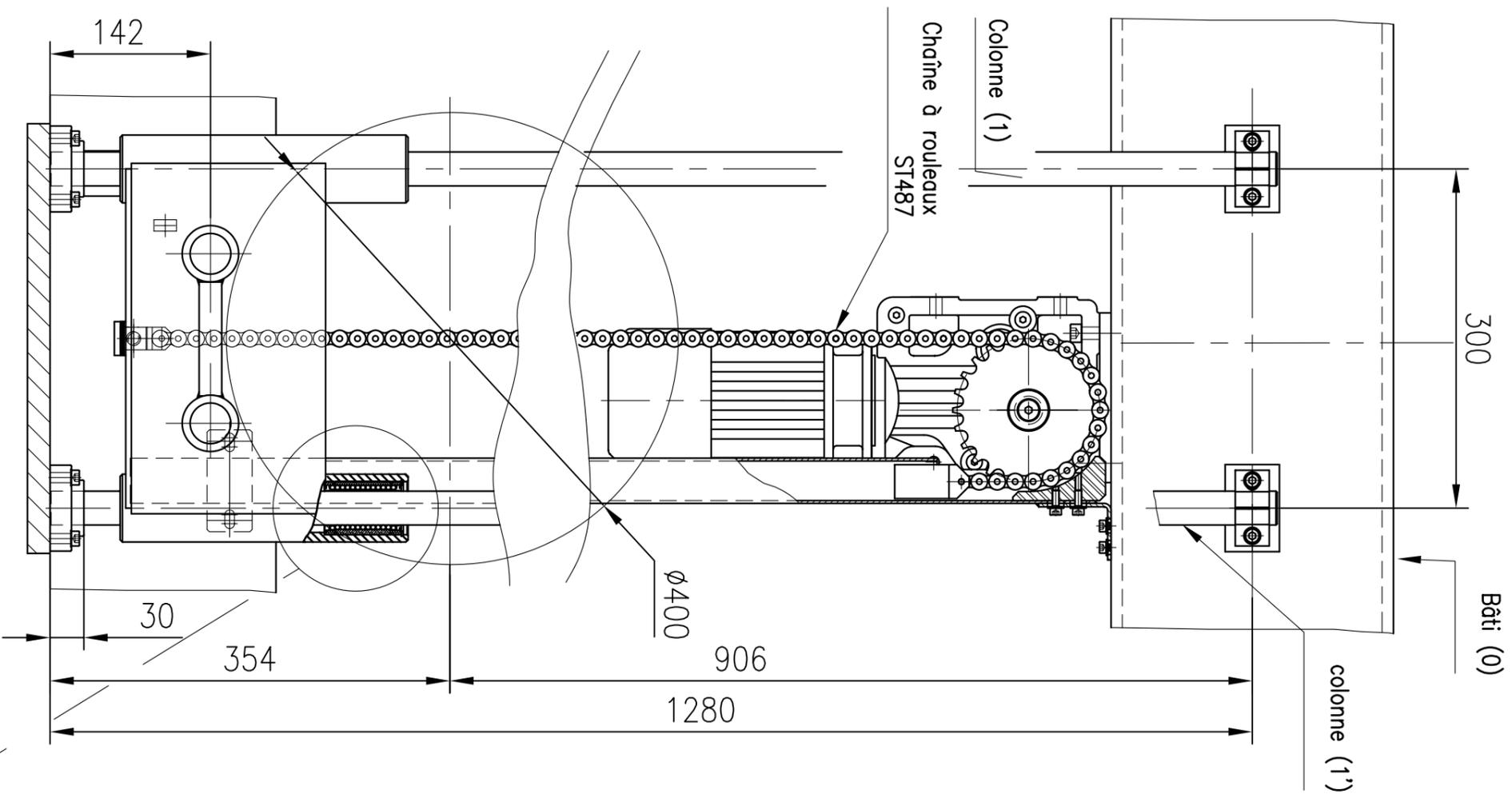
ROTOR AIMANTS TERRE RARE À CONCENTRATION DE FLUX

RESOLVER EN STANDARD, EN OPTION CODEUR ABSOLU

ÉCONOMIQUE POSIVEX®, CODEUR HIPERFACE®...

CONNECTEURS ORIENTABLES (NON-ORIENTABLES SUR NX1)

Référence	Couple M_0 en rotation lente (N.m)	Vitesse nominale (tr/min)	Inertie ($\text{kg.m}^2.10^{-5}$)	Masse (kg)
NX110EAP	0,45	6000	1,3	0,8
NX205EAV	0,45	5000	2,1	0,8
NX205EAS	0,45	7500	2,1	0,8
NX210EAT	1	4000	3,8	1,3
NX210EAP	1	6000	3,8	1,3
NX310EAP	2	2300	7,9	2,0
NX310EAK	2	4000	7,9	2,0
NX420EAP	4	2300	29	3,7
NX420EAJ	4	4000	29	3,7
NX430EAJ	5,5	3200	42,6	3,7
NX430EAF	5,5	4000	42,6	4,6
NX620EAR	8	2200	98	6,9
NX620EAJ	8	4000	98	6,9
NX630EAR	12	1450	147	8,8
NX630EAK	12	2800	147	8,8
NX630EAG	12	4000	147	8,8
NX820EAL	16	3600	320	13
NX840EAJ	28	2200	620	20
NX860EAD	41	2600	920	27
NX860VAG	64	2000	920	27



Echelle 1:5

Douille à billes Super avec compensation des défauts d'alignement

Douilles à billes Super, R0670 fermées

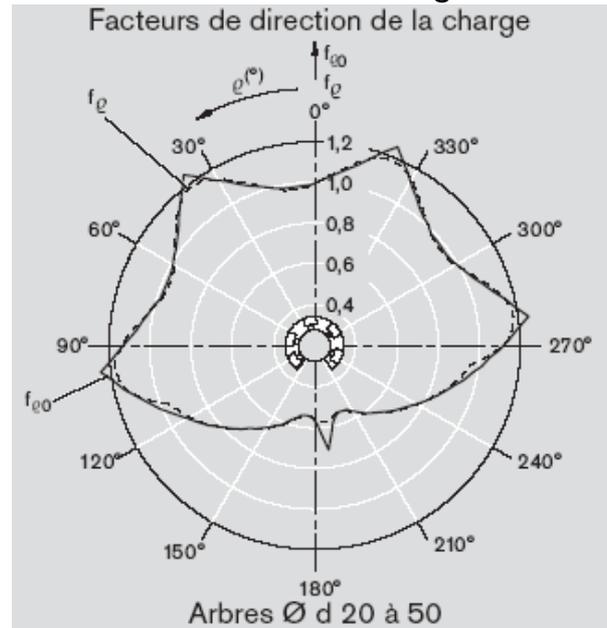
Douilles à billes Super, R0671 ouvertes

Avec un racleur intégré : R0671 1.. 40

Avec un racleur intégré : R0670 1.. 40

Conception :

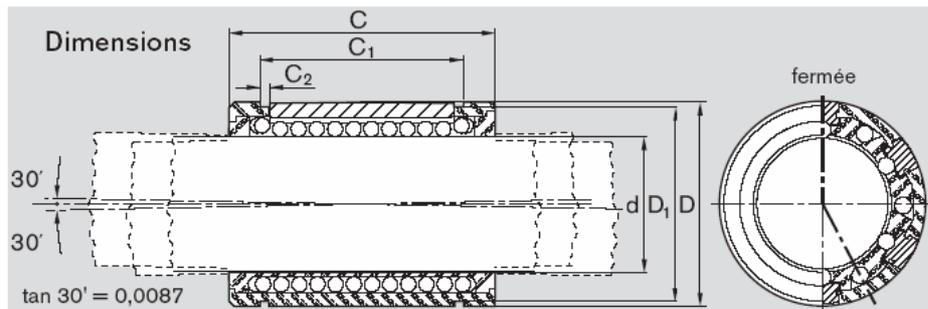
- cage de guidage et manchon en polyamide
- pistes segmentaires en acier traité à gorges de roulement rectifiées
- billes en acier à roulements
- compensation des défauts d'alignement jusqu'à 30'
- sans racleur
- avec racleurs intégrés / séparés



fermée

Arbre Ø d [mm]	Références		Poids [kg]
	sans racleur	avec deux racleurs intégrés	
10	R0670 010 00	R0670 210 40	0,017
12	R0670 012 00	R0670 212 40	0,023
16	R0670 016 00	R0670 216 40	0,028
20	R0670 020 00	R0670 220 40	0,061
25	R0670 025 00	R0670 225 40	0,122
30	R0670 030 00	R0670 230 40	0,185
40	R0670 040 00	R0670 240 40	0,360
50	R0670 050 00	R0670 250 40	0,580

Avec un racleur intégré : R0670 1.. 40



Ød	Dimensions [mm]					Nombre de rangées de billes	Jeu radial [µm]						Capacités de charge [N]				
	D	C	C ₁	C ₂	D ₁		Arbre / Alésage						dyn. C		stat. C ₀		
	h13	H13					h7/H7	h7/JS7	h6/JS6	h6/K6	h7/K7	h7/M7	h6/M6	min	max	min	max
20	32	45	31,2	1,6	30,5	6	+49	+37	+28	+23	+29	+24	+16	2020	2470	1050	1340
25	40	58	43,7	1,85	38,5	6	+49	+37	+28	+23	+29	+24	+16	3950	4820	2180	2790
30	47	68	51,7	1,85	44,5	6	+49	+37	+28	+23	+29	+24	+16	4800	5860	2790	3570
40	62	80	60,3	2,15	58,5	6	+57	+42	+31	+25	+30	+27	+16	8240	10070	4350	5570
							+13	0	+1	-4	-6	-12	-11				
							+14	-1	+1	-4	-8	-16	-13				

Brides d'arbres R1058

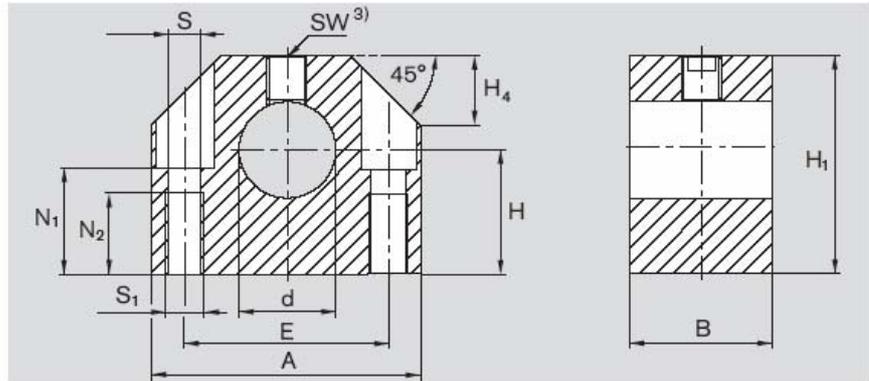
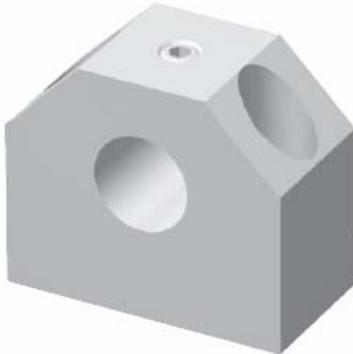
Matériau :

- aluminium

Conception :

- hauteur de construction particulièrement réduite adaptée pour les Linear Sets avec douilles à billes eLINE
- serrage par le haut permettant une meilleure accessibilité
- sécurité supérieure grâce à des vis de blocage à diamètre de filet supérieur
- taradage pour fixation par le bas
- trous traversants pour fixation par le haut

Arbre Ø d [mm]	Références	Poids [kg]
25	R1056 025 00	0,41
30	R1056 030 00	0,75
40	R1056 040 00	1,65
50	R1056 050 00	2,60



Dimensions (mm)													Couple de serrage (Nm)
Ø d	d H8	H ¹⁾ ±0,01	H ₁	A	B	E ±0,15	S ²⁾	S ₁	N ₁	N ₂	H ₄	A/F ³⁾	
25	25	31	54	62	28	44	8,4	M10	26	22	17	4,0	16
30	30	34	60	67	30	49	8,4	M10	29	22	19	4,0	16
40	40	42	76	87	40	66	10,5	M12	38	26	24	5,0	30

Brides d'arbres, R1056

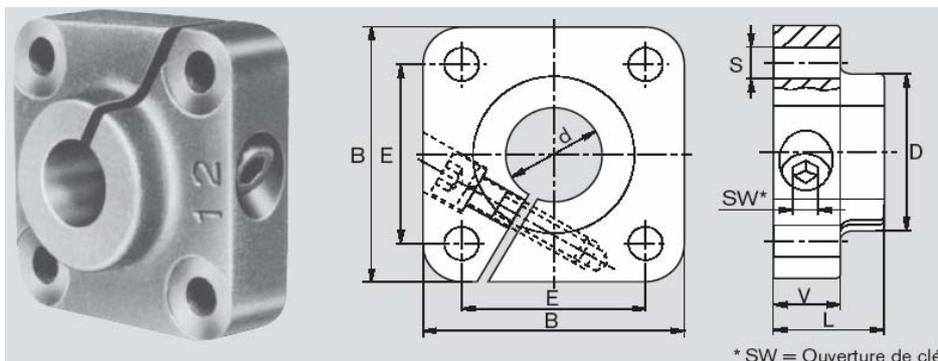
Matériau :

- fonte grise

Conception :

- comparativement au montage des arbres dans les alésages client, les brides d'arbres à bride permettent d'aligner les arbres et empêchent la surcharge des douilles à billes due à un écart de parallélisme
- vis de serrage latérale

Arbre Ø d [mm]	Références	Poids [kg]
25	R1056 025 00	0,41
30	R1056 030 00	0,75
40	R1056 040 00	1,65
50	R1056 050 00	2,60



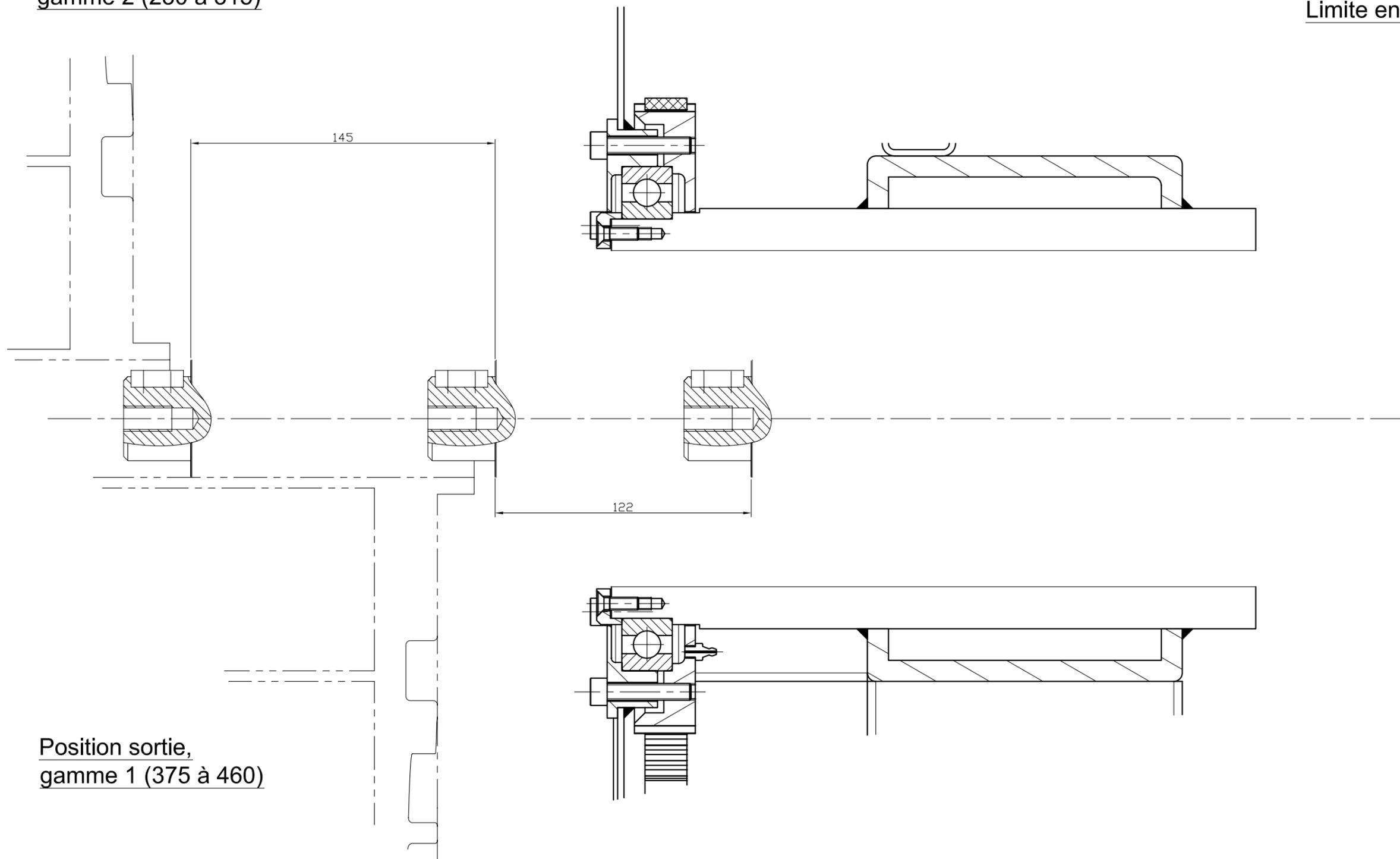
Dimensions [mm]									
Ø d	d (H7)	B ¹⁾	L ¹⁾	D ¹⁾	E	S (H13)	V ¹⁾	SW*	
25	25	60	25	42,0	42±0,15	6,6	16	5	
30	30	76	30	49,5	54±0,25	9,0	19	6	
40	40	96	40	65,0	68±0,25	11,0	26	8	
50	50	106	50	75,0	75±0,25	11,0	36	8	

Dossier réponse

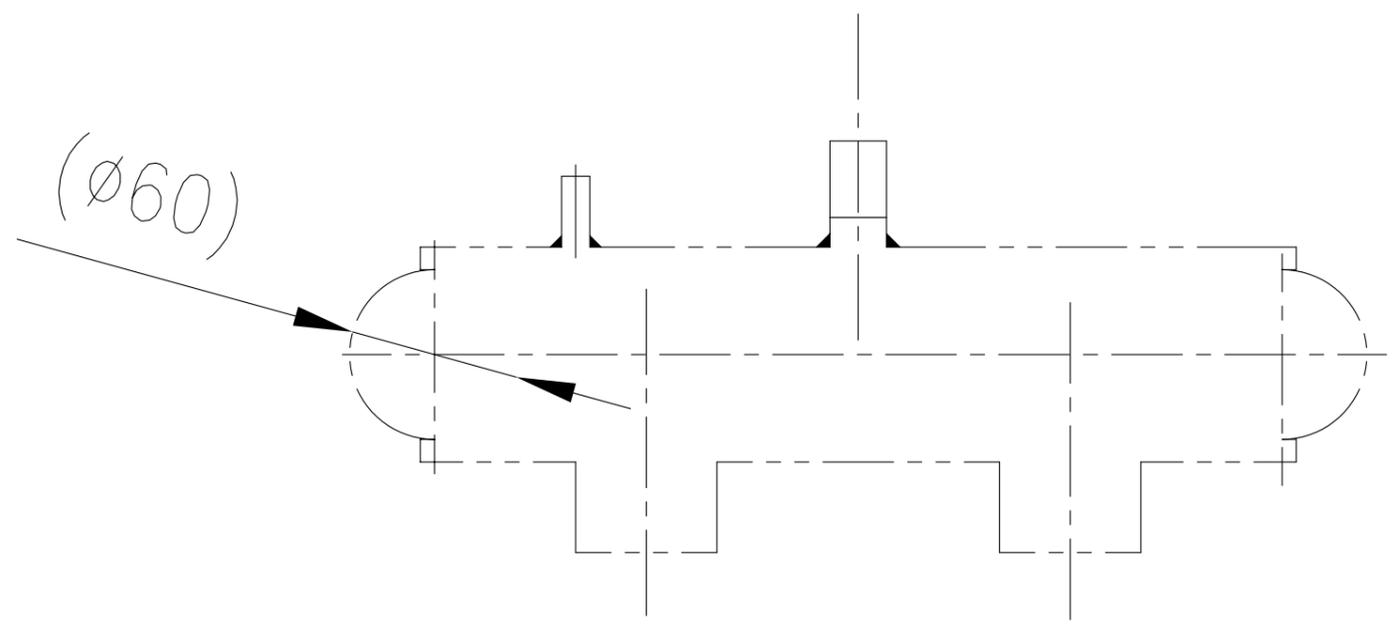
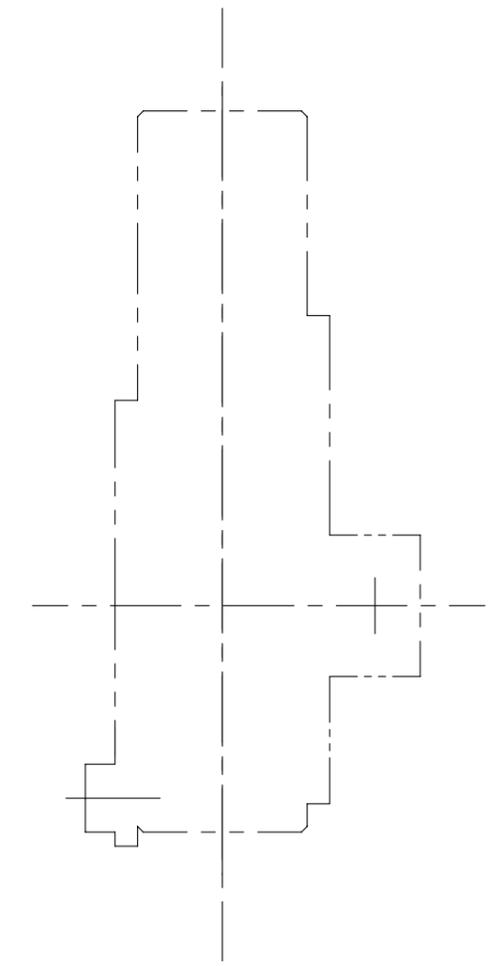
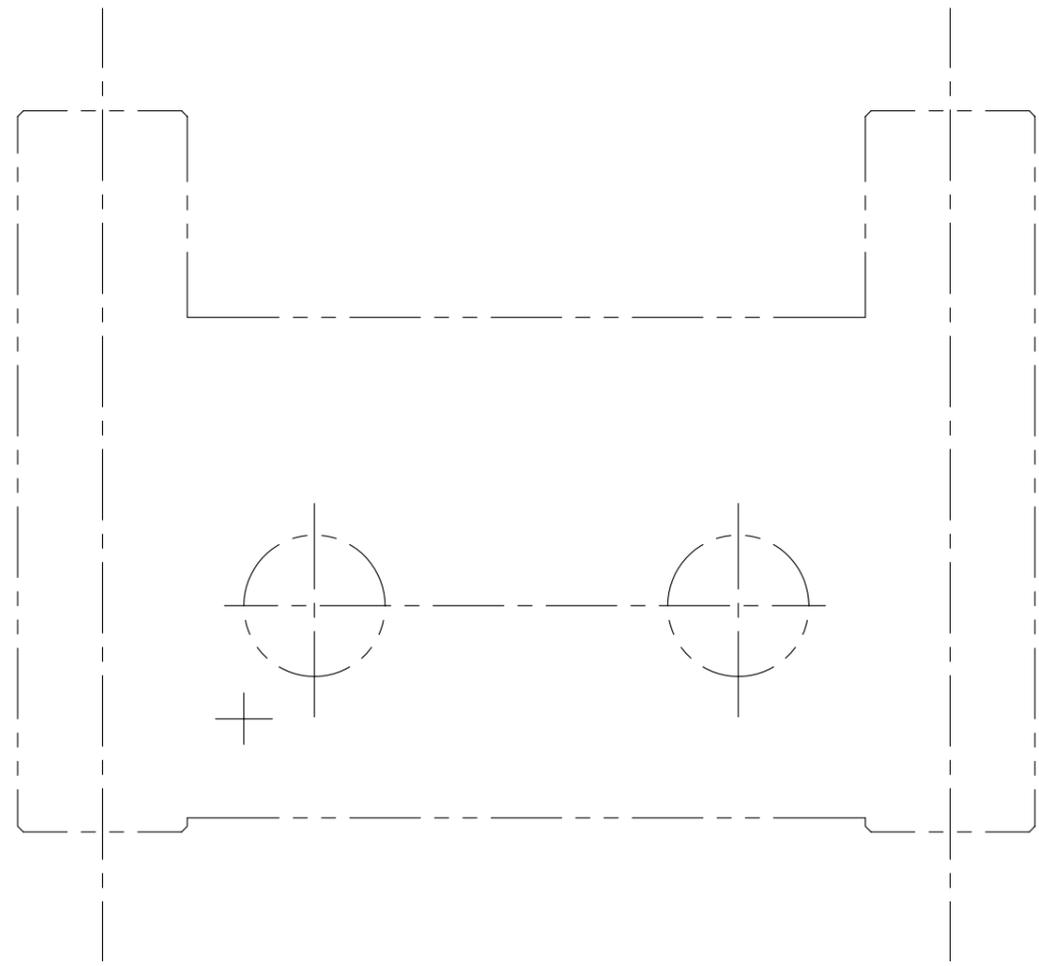
Architecture poupée mobile

Position sortie,
gamme 2 (230 à 315)

Limite encombrement frontal



Position sortie,
gamme 1 (375 à 460)

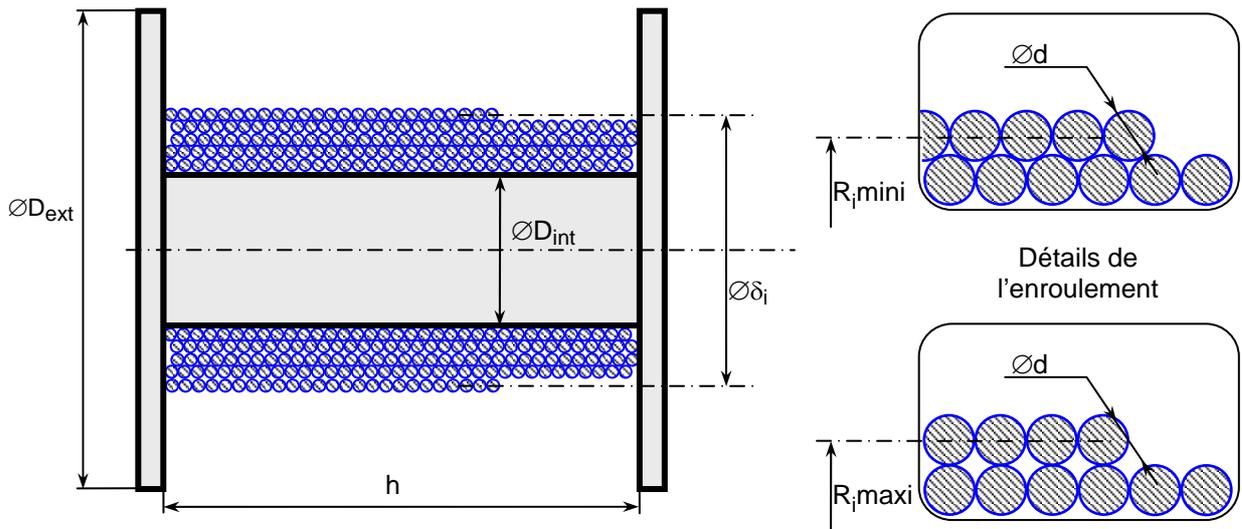


Epreuve d'Analyse et Conception de Systèmes

Enrouleuse de fil Éléments de corrigé



ELEMENTS DE CORRIGE - ENROULEUSE DE FIL



Question 1

Donner les expressions littérales et les valeurs numériques :

- ✓ du nombre de tours n nécessaire à la réalisation d'une nappe de fil sur la bobine ;
- ✓ du diamètre moyen d'enroulement δ_i du fil sur la $i^{\text{ème}}$ nappe, les nappes successives étant numérotées de 1 à N (valeur numérique pour $N = 100$) ;
- ✓ de la longueur L_0 de fil stocké sur la bobine pour un nombre de nappes enroulées $N = 100$;
- ✓ de la durée nécessaire à la réalisation du bobinage de cette longueur L_0 de fil.

En supposant les spires jointives, le nombre de tours n pour réaliser une nappe est égal à : $n = \text{ent} \left(\frac{h}{d} - 1 \right)$.

Les nappes successives sont enroulées avec des sens d'hélice opposés, alternativement à gauche et à droite.

A la $i^{\text{ème}}$ nappe, selon l'endroit considéré sur un tour de fil, le rayon moyen théorique R_i au centre de la section aura pour valeurs mini et maxi :

$$R_{i\ mini} = R_{i-1} + d \cos \frac{\pi}{6} = R_{i-1} + d \frac{\sqrt{3}}{2} \quad \text{et} \quad R_{i\ maxi} = R_{i-1} + d \quad \text{Soit une valeur moyenne arithmétique :}$$

$$R_i = R_{i-1} + d \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right)$$

Les valeurs successives du rayon constituent une suite :

$$R_1 = \frac{D_{int}}{2} + \frac{d}{2}, \quad R_2 = R_1 + \frac{d}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \quad \dots$$

$$R_i = R_{i-1} + \frac{d}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) = \frac{D_{int}}{2} + \frac{d}{2} + (i-1) \frac{d}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) = \frac{D_{int}}{2} + \frac{d}{2} \left[1 + (i-1) \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right]$$

Soit un diamètre : $\delta_i = D_{int} + d \left[1 + (i-1) \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right]$

Pour $i = 100$: $\delta_{100} = 621 \text{ mm}$

En négligeant l'influence de l'angle d'hélice, la longueur enroulée L_i pour la nappe n° i vaut :

$$L_i = n\pi\delta_i = n\pi \left(D_{int} + d \left[1 + (i-1) \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right] \right), \quad \text{Soit une longueur enroulée totale } L_0 :$$

$$L_0 = \sum_{i=1}^N L_i = \sum_{i=1}^N n\pi \left(D_{int} + d \left[1 + (i-1) \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right] \right) = n\pi \left(ND_{int} + d \left(N + \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \sum_{i=0}^{N-1} i \right) \right)$$

Finalement:
$$L_0 = nN\pi \left[D_{int} + d \left(1 + \frac{(N-1)}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right) \right]$$

Application numérique : $L_0 = 26600 \text{ m}$

Si la vitesse de défilement est constante, égale à V_0 , la durée T de réalisation de la bobine vaut :

$$T = \frac{L_0}{V_0} = \frac{nN\pi}{V_0} \left[D_{int} + d \left(1 + \frac{(N-1)}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right) \right]$$

Application numérique : $T = 798 \text{ s} = 13 \text{ min } 18 \text{ s}$

Remarques :

En réalité, pour éviter l'accumulation du fil à l'extrémité de chaque nappe, l'enroulement n'est pas réalisé strictement à spires jointives. Il s'ensuit une valeur du rayon moyen d'enroulement δ_i et une longueur enroulée légèrement inférieures aux valeurs théoriques ci-dessus.

La longueur effectivement stockée sur la bobine est connue par l'intermédiaire d'un capteur qui compte le nombre de tours effectués par une poulie sur laquelle passe le fil lors de son enroulement, en supposant qu'il n'y a pas de glissement entre fil et poulie...

Question 2

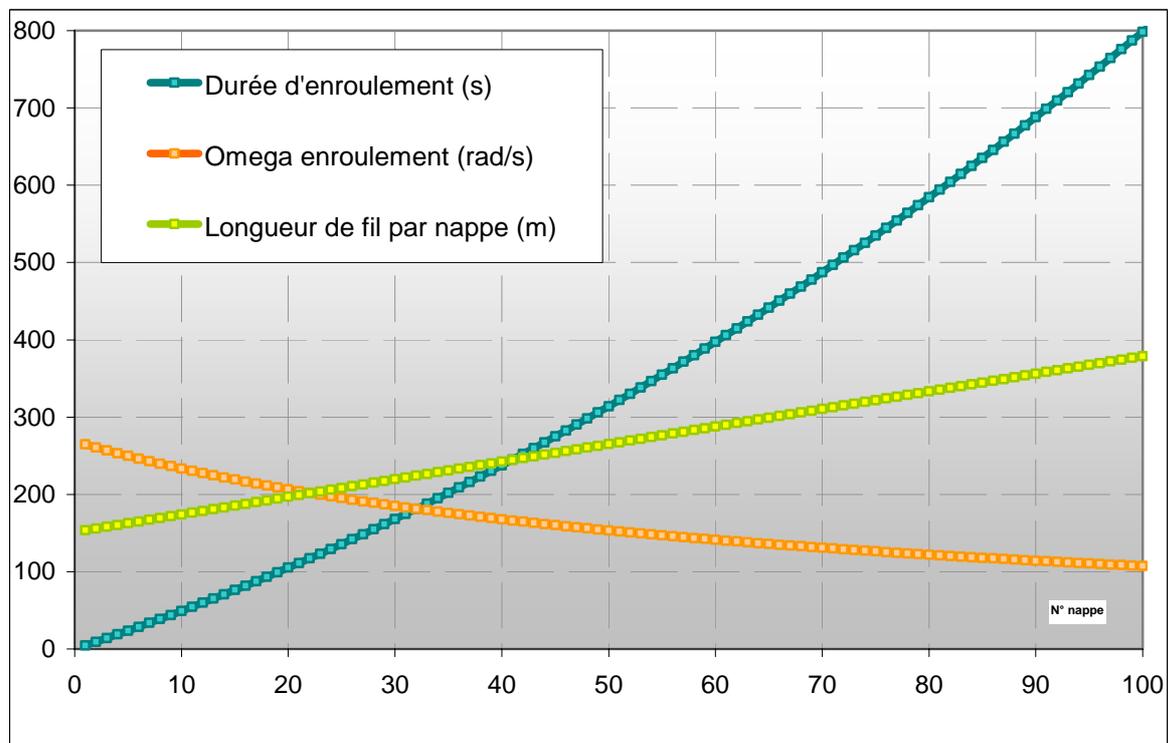
- ✓ Préciser les valeurs mini et maxi de la fréquence de rotation de la bobine par rapport au bâti au cours du cycle d'enroulement, ainsi que la vitesse de translation du mécanisme de trancannage ;
- ✓ représenter la courbe définissant la vitesse de rotation de la bobine en fonction du n° de nappe en cours d'enroulement, compris dans l'intervalle [1..30]

Fréquence de rotation ω_i mini et maxi de la bobine lors de l'enroulement du fil, dans l'hypothèse d'une vitesse de défilement constante V_0 :

$$\omega_i = \frac{2V_0}{\delta_i}$$

Valeur maxi pour $i = 1$: 2525 tr/min (265 rad/s), soit une vitesse de trancannage de 84 mm/s

Valeur mini pour $i = 100$: 1025 tr/min (107 rad/s), soit une vitesse de trancannage de 34 mm/s



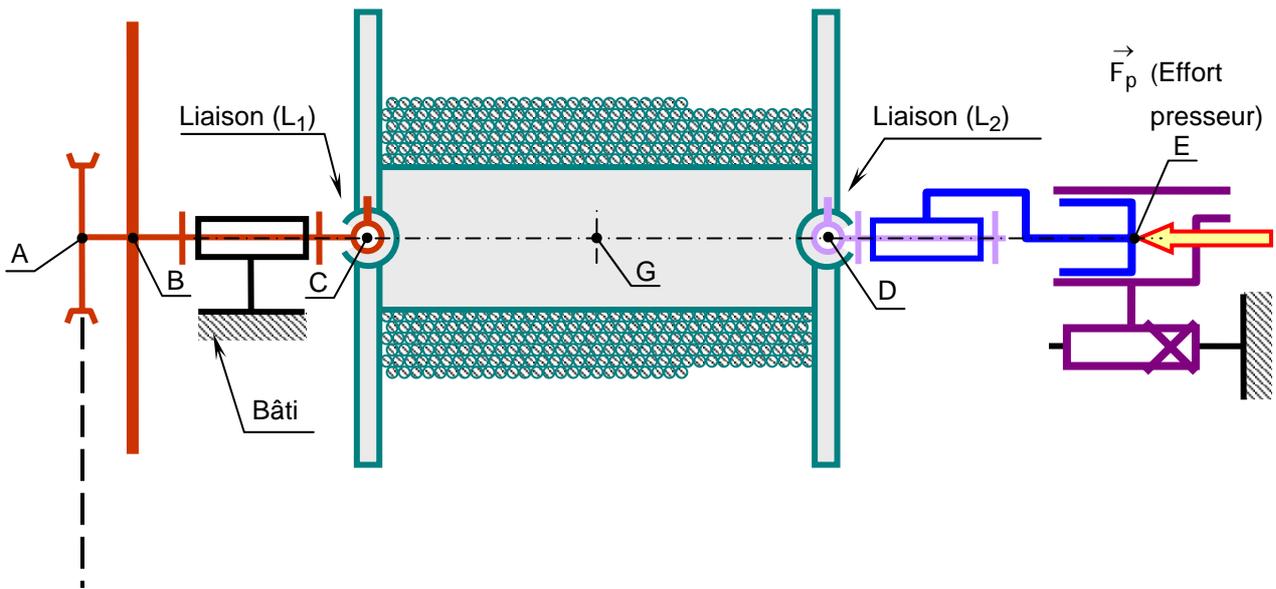
Question 3

Définir les liaisons à installer entre la bobine et la poupée d'une part, entre la bobine et la contre-poupée d'autre part, de façon :

- ✓ à assurer le guidage en rotation de la bobine et son entraînement par le moteur ;
- ✓ à conférer à l'ensemble un comportement isostatique.

Plusieurs solutions théoriques sont possibles pour respecter les contraintes de guidage et d'entraînement de la bobine, tout en conférant un caractère isostatique au modèle :

Liaison poupée – bobine	Liaison contre-poupée - bobine	Commentaire
Encastrement en C	Ponctuelle en D de normale \vec{x}	Bobine montée en porte à faux, charge inégalement répartie sur poupée et contre poupée.
Appui plan en C de normale $\vec{x} +$ ponctuelle d'entraînement en rotation	Rotule à doigt de centre D	Idem
Rotule à doigt de centre C, direction du doigt \vec{y} , de normale \vec{z}	Rotule à doigt de centre D	Répartition quasi identique des actions de pesanteur sur les deux liaisons. Cette solution est représentée schématiquement ci-dessous
...



Question 4

Quelle est la valeur de la puissance mécanique moyenne développée par le moteur électrique pendant la phase d'enroulement à régime constant ?

Quels sont les critères mécaniques à l'origine du choix d'un moteur d'une puissance très supérieure à celle déterminée ci-dessus ?

En fonctionnement normal, l'effort développé par le moteur est seulement destiné à assurer la tension du fil de valeur maxi $T_0 = 50 \text{ N}$.

La puissance mécanique associée vaut $P_m = T_0 V_0 = 50 \cdot 2000/60 = 1667 \text{ W}$.

L'ensemble de la machine est conçu en recherchant une dissipation par frottement minimale : usage de liaisons par roulements en particulier...

Le choix d'un moteur d'une puissance nominale très supérieure se justifie par la nécessité de réguler la tension du fil lors des changements de diamètre d'enroulement ou des fluctuations de la vitesse d'entrée sur le poste. Ce contrôle de la tension est obtenu par action sur la fréquence de rotation du moteur. L'inertie importante de l'ensemble moteur – bobine et des éléments tournants qui lui sont liés impose des couples élevés pour obtenir des accélérations importantes et des temps de réponse acceptables lors de la régulation.

Question 5

- ✓ Déterminer le moment du couple de freinage nécessaire au respect de la durée de freinage imposée par le cahier des charges.
- ✓ Définir, en les justifiant, la référence du frein et les valeurs du diamètre du disque et de la pression d'alimentation.

Hypothèses :

- le moment des actions de freinage est constant, de façon à provoquer une décélération constante ;
- les centres d'inertie des parties tournantes sont situés sur leurs axes de rotation respectifs ;
- la faible valeur de la tension du câble permet de la négliger dans cette phase d'arrêt d'urgence. Les frottements autres que dans le frein sont également négligés ;

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique à l'ensemble {Moteur - Bobine – poupée – contre poupée} :

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} I_m \dot{\theta}_m^2 + \frac{1}{2} (I_p + I_b) \dot{\theta}_b^2 \right] = C_m \dot{\theta}_m + C_f \dot{\theta}_b \qquad \frac{1}{2} \left[\frac{I_m}{\rho^2} + (I_p + I_b) \right] \frac{d\dot{\theta}_b^2}{dt} = (C_m + C_f) \dot{\theta}_b$$

Soit : $\left[\frac{I_m}{\rho^2} + (I_p + I_b) \right] \ddot{\theta}_b = \frac{C_m}{\rho} + C_f$

Si on suppose C_m et C_f constants, on obtient en intégrant :

$$\dot{\theta}_b = \frac{(C_m + C_f)t}{\frac{I_m}{\rho^2} + (I_p + I_b)} + \omega_0 \quad \text{avec } \omega_0 \text{ vitesse de rotation initiale de la bobine.}$$

La durée d'arrêt t_a est définie par $\dot{\theta}_b = 0$, soit :

$$t_a = -\omega_0 \frac{\frac{I_m}{\rho^2} + (I_p + I_b)}{C_m + C_f}$$

Si on suppose ω_0 positif, les moments des couples C_m et C_f sont négatifs, et le temps d'arrêt est effectivement positif.

Pour respecter la durée proposée de 10 s, le couple fourni par le frein doit valoir $C_f = -35,4$ Nm.

L'action dans la liaison pivot de la bobine avec le bâti résulte des efforts exercés par la courroie, le frein, et la bobine.

L'effort tangentiel exercé par les plaquettes sur le disque, donc l'effort presseur et la pression d'alimentation de l'étrier seront d'autant plus faibles que le rayon de friction sera plus élevé.

Choisir un disque de grand diamètre permet de réduire les efforts dans les guidages de la poupée et de la contre poupée, ainsi que la pression d'alimentation du frein.

Le modèle RS25, même avec un disque de 300 mm, suppose une pression d'alimentation supérieure à 5 bars.

Le modèle RS50 sera choisi. Avec un diamètre de disque de 200 mm, il permet un fonctionnement sous une pression d'alimentation théorique d'environ 2,5 bars, inférieure à la valeur usuelle d'un réseau pneumatique classique (5 à 6 bars). Le choix d'un diamètre de disque de 300 mm procure un coefficient de sécurité élevé, garantissant l'arrêt en un temps court même en l'absence d'action de freinage du moteur, sous une pression de 5 bars (moins de 15 s).

Question 6

Evaluer la poussée théorique du vérin nécessaire au ralentissement de la bobine lors d'un arrêt d'urgence, en excluant tout risque de glissement par rapport à la broche. Définir avec précision les hypothèses et dimensions nécessaires à cette étude.

Proposer une valeur de la section utile du vérin exerçant l'effort presseur, si la pression d'alimentation en air vaut $p_a = 0,5$ MPa.

Les dimensions utiles à l'application numérique seront relevées sur les documents 3 et 4.

L'entraînement en rotation de la bobine est assuré par adhérence avec la butée de bobine en caoutchouc, lié à la poupée. On note C_a le moment de cette action en projection sur l'axe de rotation de la bobine.

De la question précédente a été déduite la décélération constante $\ddot{\theta}_b$.

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique à la bobine seule (inertie de la contre poupée négligeable devant celle de la bobine) :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I_b \dot{\theta}_b^2 \right) = I_b \ddot{\theta}_b \dot{\theta}_b = C_a \dot{\theta}_b \quad \text{Soit} \quad C_a = I_b \ddot{\theta}_b = 134 \text{ Nm}$$

L'effort presseur F_p est lié au couple C_a par la relation :

$$C_a = f_0 F_p R_m = f_0 F_p \frac{2}{3} \frac{(R_e^3 - R_i^3)}{(R_e^2 - R_i^2)} \quad R_e \text{ et } R_i \text{ sont les rayons intérieur et extérieur du disque de contact. Cette relation}$$

est établie en supposant une répartition de pression et un coefficient de frottement uniformes dans la zone de contact, hypothèses réalistes du fait de l'utilisation d'une interface dans un matériau approprié, élastique et déformable :

On en déduit :

$$F_p = \frac{I_b \ddot{\theta}_b}{f_0} \frac{3}{2} \frac{(R_e^2 - R_i^2)}{(R_e^3 - R_i^3)}$$

Application numérique :

$$F_p = 2510 \text{ N}$$

En supposant négligeable le frottement dans le guidage du vérin, sa section S_v , la pression d'alimentation p_a et l'effort

presseur F_p sont liés par la relation :

$$F_p = \frac{I_b \ddot{\theta}_b}{f_0} \frac{3}{2} \frac{(R_e^2 - R_i^2)}{(R_e^3 - R_i^3)} = p_a S_v$$

On en déduit $S_v = 5020 \text{ mm}^2$

Question 7

Déterminer les actions dans la liaison pivot de la contre-poupée.

Ces efforts sont-ils influencés par une éventuelle action de freinage.

La liaison entre bobine et contre-poupée est supposée de type rotule ou rotule à doigt (Cf. modèle de la question 3).

Si on suppose la bobine équilibrée dynamiquement, les composantes des actions dans la liaison pivot sont identiques en fonctionnement statique et en fonctionnement dynamique, le freinage n'ayant d'effet que sur l'action entre la bobine et sa butée coté poupée.

L'isolement de l'ensemble de la contre poupée, résultante en projection sur \vec{x} , montre que la composante axiale dans la liaison dans la pivot est égale à F_p .

Du fait du montage isostatique de la bobine, la contribution du fil à l'effort dans la liaison pivot est au plus égale à sa tension, lorsque le fil est à proximité immédiate du flasque de bobine, du coté de la contre-poupée. Compte tenu de la faible valeur de cette tension, son effet dans la liaison pivot est supposé négligeable devant celui des autres efforts.

L'isolement de la bobine, moment en C situé en son milieu, montre que l'action {bobine → contre poupée} est égale à la moitié de l'action de pesanteur sur la bobine.

Soit finalement :

$$\{Pivot\}_D = \begin{Bmatrix} -\frac{1}{2} M_{bg} \vec{y} + F_p \vec{x} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}$$

Application numérique :

$$\{Pivot\}_D = \begin{Bmatrix} -910 \vec{y} + 3025 \vec{x} \\ \vec{0} \end{Bmatrix} \quad \text{composantes en N}$$

La charge est principalement axiale, due à l'effort presseur du vérin de contre-poupée. Ces valeurs seront à prendre en considération lors de la conception de la liaison pivot...

Question 8

En prenant l'hypothèse d'un matériau isotrope, homogène, à température uniforme et constante : donner les critères qui justifieront le choix du matériau constituant l'interface de la butée bobine avec la bobine ; déterminer alors les valeurs limites hautes et basses de ces critères (étayer la réponse par des justifications détaillées : hypothèses, phénomènes et lois physiques,...) ;

Le choix du matériau est basé sur la notion d'indices de performance issus des besoins fonctionnels. Dans le cadre du cahier des charges, les informations importantes sont :

- La répétabilité du positionnement de la bobine ($\bar{0}.2\text{mm}$),
- La surface de contact entre la bobine et la butée,
- Le type de matériau en contact dans l'interface bobine-butée (définition des éléments participant à la valeur du coefficient de frottement).

Les caractéristiques physiques du matériau à sélectionner vont donc dépendre :

- De ses caractéristiques élastiques – on considérera que les déformations occasionnées par l'effort de maintien et d'entraînement de la bobine restent dans le domaine élastique de façon à garantir la répétabilité du positionnement.
- Du coefficient de frottement entre les deux matériaux proche de la valeur hypothèse de calcul $f_0 = 0,6$.

Caractéristiques élastiques : en première approche le matériau peut être considéré en compression pure pour un régime de fonctionnement dit normal. Dans ce cas la contrainte de compression maxi est définie par l'effort de maintien permettant l'entraînement de la bobine $F_p = 3025 \text{ N}$. Dans l'hypothèse d'une répartition uniforme de la pression de contact :

$$\sigma = \frac{F_p}{S} = \frac{F_p}{\pi(r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)} \text{ et } \varepsilon = \frac{\delta_x}{e_p} \text{ avec } \delta_x \text{ intervalle de répétabilité (0.4 mm) et } e_p \text{ épaisseur de l'interface butée-}$$

bobine.

La caractéristique E du matériau devra donc répondre à :

$$E > \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{F_p e_p}{\pi \delta_x (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)} \text{ A.N. } E > 11,5 \text{ MPa}$$

En situation de freinage d'urgence, le matériau devra résister à la fois à la compression et à la torsion :

$$\tau_{\text{max}} = \frac{C_a}{I_0} r_{\text{ext}} \text{ avec } I_0 = \frac{\pi(d_{\text{ext}}^4 - d_{\text{int}}^4)}{32} \text{ moment quadratique polaire de la couronne.}$$

Condition à respecter :

$$\sqrt{\sigma^2 + \tau_{\text{max}}^2} \leq \frac{R_e}{k} \text{ avec k coefficient de sécurité}$$

Question 9

- ✓ A partir du schéma cinématique (**Document 3**), proposer deux solutions architecturales du mécanisme sous la forme de croquis légendés et soignés.
- ✓ Critiquer les solutions au regard des contraintes du cahier des charges.

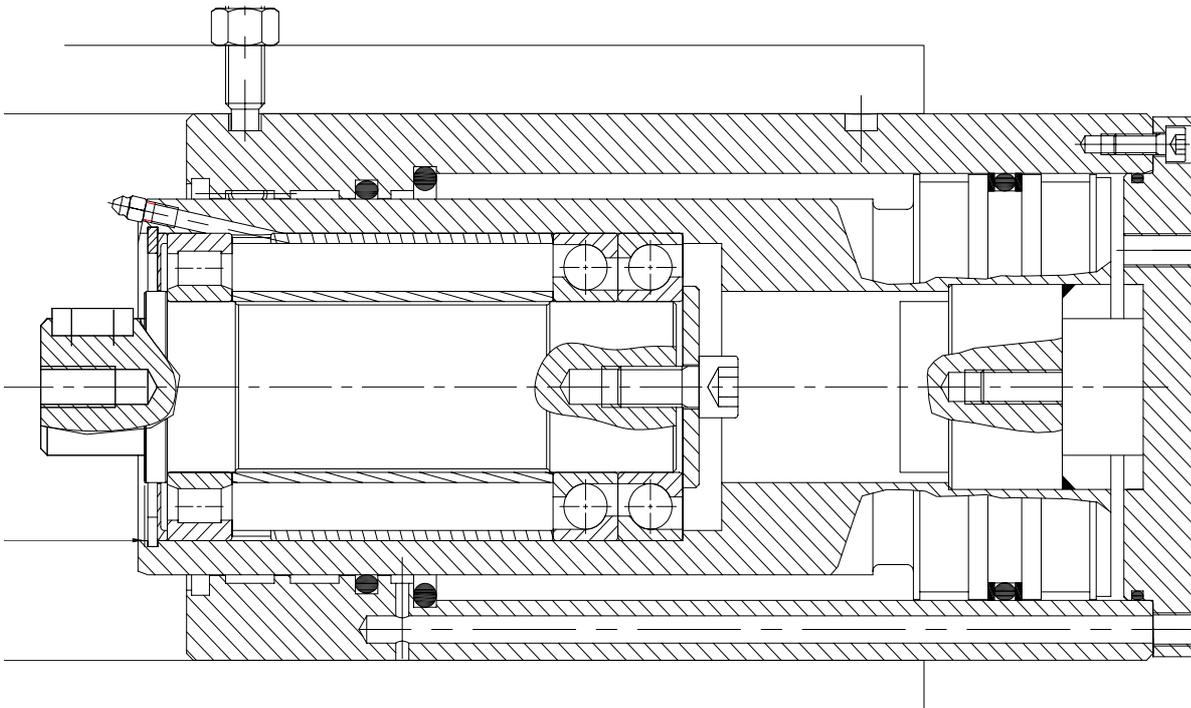
Deux solutions architecturales peuvent être déclinées en utilisant un positionnement différent du vérin :

Cas 1 : vérin inclus dans le mécanisme (solution retenue pour le corrigé) avantage de compacité, effort dans l'axe de la contre poupée, encombrement réduit, ...)

Cas 2 : utilisation d'un vérin du commerce – Inconvénients : cette solution nécessite la mise en parallèle du vérin et de l'ensemble glissière + pivot de la contre poupée engendrant ainsi des efforts « parasites ». Avantage : composant du commerce....

Question 10

- ✓ Sur **Document réponse 1** représenter la solution retenue (aux instruments). Les composants standard seront représentés proportionnés de dimensions réalistes.



Points importants :

- Définition des deux configurations de position de la contre poupée : assurée ici par une vis à téton – justification : peu de manipulations, et surtout des changements de gamme peu fréquents.

- Rigidité de la liaison pivot : obtenue par la combinaison d'utilisation d'un roulement à rouleaux cylindrique (encaissement des efforts radiaux, et de deux roulements à billes à contact oblique pour encaisser les efforts axiaux et définir la position par rapport à la broche cylindre de vérin.
- Vérin : étanchéité et garantie d'une surface de mise sous pression de la chambre de poussée assurée par une butée de fin de course rentrée de faible diamètre. Course.
- Définition des jeux et ajustements préconisés.
- Graissage des éléments tournants.
- Montabilité du mécanisme.
- Respect de l'encombrement fixé.
- Pertinence des formes vis-à-vis de la réalisation...

Question 11

- ✓ Proposer une valeur de durée du changement de sens de la translation du guide- fil, ainsi qu'une loi de vitesse en fonction du temps au cours de cette phase.
- ✓ Evaluer l'action du moteur et les efforts dans le système vis écrou pendant la durée du changement de sens de translation du guide-fil.
- ✓ Comparer les durées de fonctionnement en fonctionnement continu (trancannage) et en inversion de sens de trancannage.

En fin de nappe, à l'approche du flanc de bobine, il faut éviter l'accumulation du fil lors du changement de sens de la translation. On peut estimer que l'inversion du sens de la vitesse se produit en deux tours de bobine au plus, l'un pour assurer le ralentissement et l'arrêt, l'autre pour ré-accélérer en sens inverse le chariot de trancannage. Le début de la phase de changement de sens doit se situer à une distance du flanc de bobine de l'ordre du diamètre du fil, de façon à laisser celui-ci s'enrouler sans guidage sur son dernier tour, pendant le ralentissement du chariot. Des détecteurs de position permettent de commander cette phase. Un réglage fin de leur position est un préalable à la mise en fonctionnement de la ligne lors d'un changement de production de fil.

La fréquence de rotation maxi de la bobine indiquée par le constructeur est égale à $\omega_b = 3200$ tr/min. La durée T du changement de sens de translation est donc égale à :

$$T = 2 \frac{60}{3200} \approx 0,0375 \text{ s.}$$

Si on admet le fil de plus forte section (diamètre $d = 3$ mm), la vitesse de translation en phase uniforme $v(t)$ du chariot vaut :

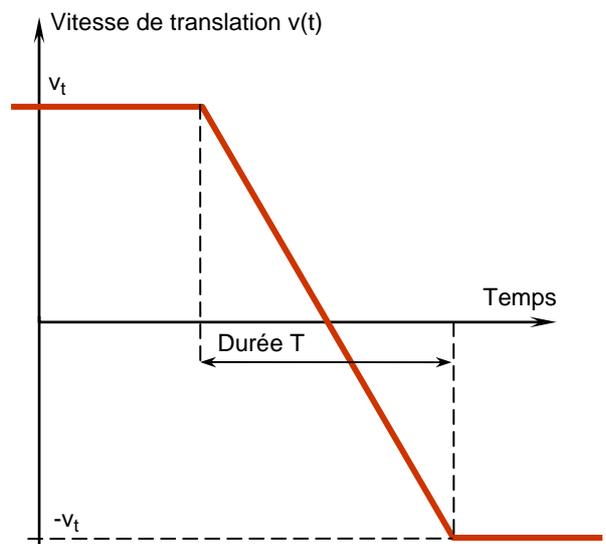
$v(t) = v_t = \omega_b \frac{d}{2\pi} = 160 \text{ mm/s}$ ce qui correspond à une vitesse de rotation du moteur égale à :

$$\omega_t(t) = v_t \frac{p_t}{2\pi} = 200 \text{ rad/s} = 1920 \text{ tr/min}$$

L'hypothèse d'une évolution linéaire de la vitesse pendant la durée T conduit à une accélération constante

$$a_t = \frac{2v_t}{T} = 4,26 \text{ m/s}^2$$

Le PFD appliqué à l'ensemble du chariot de trancannage de masse M_t , permet de déterminer l'effort à lui appliquer au moyen de l'ensemble vis écrou : $F_t = M_t a_t \approx 50 \text{ N}$



Dans l'hypothèse d'un fonctionnement sans frottement, le théorème de l'énergie cinétique appliqué à l'ensemble du mécanisme de trancannage donne :

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} I_t \omega_t^2 + \frac{1}{2} M_t v_t^2 \right] = C_m \omega_t$$

I_t est le moment d'inertie de l'ensemble {moteur – vis de trancannage}, M_t est sa masse ;

ω_t est la fréquence de rotation du moteur du mécanisme de trancannage. Elle est liée à v_t par la relation cinématique du mécanisme à vis et écrou de pas p_t : $\omega_t = \frac{2\pi}{p_t} v_t$

En substituant dans la relation précédente :

$$\left(\frac{4\pi^2}{p_t^2} I_t + M_t \right) \frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} v_t^2 \right] = \left(\frac{4\pi^2}{p_t^2} I_t + M_t \right) v_t \frac{dv_t}{dt} = C_m \frac{2\pi}{p_t} v_t, \text{ soit } \left(\frac{4\pi^2}{p_t^2} I_t + M_t \right) a_t = C_m \frac{2\pi}{p_t}$$

Et finalement :

$$C_m = \left(\frac{2\pi}{p_t} I_t + \frac{p_t}{2\pi} M_t \right) a_t$$

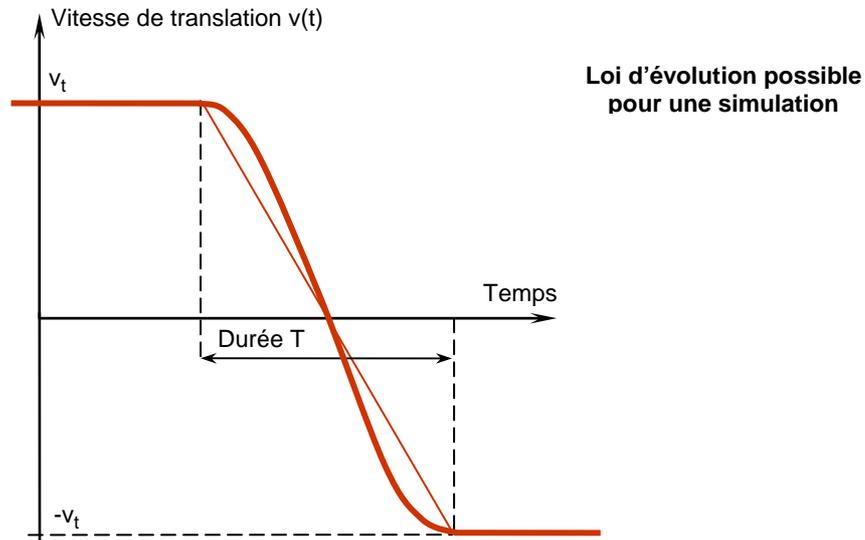
Question 12

A partir de la documentation proposée par le constructeur Parvex procéder au choix du moteur électrique le plus apte à réaliser le mouvement de trancannage.

Il apparaît que le moteur doit être capable de développer un couple supérieur à C_m . Pour effectuer son choix, **il convient de calculer le second membre de l'expression pour chaque référence de moteur en prenant en compte son moment d'inertie**, puis de vérifier que le couple développé est bien supérieur à C_m .

L'analyse qui précède suppose que l'accélération est constante durant toute la phase de changement de sens, donc que le couple C_m exercé par le moteur est également constant. Or la valeur indiquée dans le tableau du constructeur correspond au couple à faible vitesse, qui n'est pas nécessairement disponible sur toute la plage de fonctionnement. Il y a donc tout intérêt à choisir un moteur disposant d'un couple nominal sensiblement supérieur à la valeur théorique C_m pour tenir compte de cette évolution du couple.

Après cette prédétermination du moteur, une vérification par une simulation dynamique, avec une courbe de couple fonction de sa vitesse de rotation permettrait de confirmer la validité du choix, en s'assurant qu'il est possible de respecter un temps de changement de sens conforme à la valeur fixée.



Il apparaît que c'est en milieu de gamme (séries 310, 420 et 430) que le compromis est le plus favorable entre un couple suffisant et une inertie modérée, avec un rapport entre le couple nominal M_0 et le couple C_m nécessaire proche de 2.

Référence moteur	Couple M_0 en rotation lente (N.m)	Vitesse nominale (tr/min)	Inertie ($\text{kg.m}^2 \cdot 10^{-5}$)	C_m (Nm)
NX110EAP	0,45	6000	1,3	0,73
NX205EAV	0,45	5000	2,1	0,77
NX205EAS	0,45	7500	2,1	0,77
NX210EAT	1,0	4000	3,8	0,87
NX210EAP	1,0	6000	3,8	0,87
NX310EAP	2,0	2300	7,9	1,09
NX310EAK	2,0	4000	7,9	1,09
NX420EAP	4,0	2300	29	2,22
NX420EAJ	4,0	4000	29	2,22
NX430EAJ	5,5	3200	42,6	2,95
NX430EAF	5,5	4000	42,6	2,95
NX620EAR	8,0	2200	98	5,92
NX620EAJ	8,0	4000	98	5,92
NX630EAR	12,0	1450	147	8,54
NX630EAK	12,0	2800	147	8,54
NX630EAG	12,0	4000	147	8,54
NX820EAL	16,0	3600	320	17,82
NX840EAJ	28,0	2200	620	33,90
NX860EAD	41,0	2600	920	49,99
NX860VAG	64,0	2000	920	49,99

Dans les conditions définies ci-dessus, le moteur exerce un couple élevé pendant deux tours de la bobine, puis son action devient très faible : vitesse uniforme, tension du fil orthogonale au déplacement, frottement minimisé (liaisons à roulements, tension faible). Cette phase dure environ 130 tours pour un fil de diamètre 3 mm et une bobine de largeur 390 mm.

Le moteur n'est sollicité que $2/130 = 1,5\%$ du temps...Un tel fonctionnement garanti a priori sa tenue vis-à-vis des effets thermiques...

Question 13

- ✓ Sous la forme d'un schéma bloc, proposer un modèle du système réalisant la régulation de l'enroulement. Indiquer avec précision les paramètres physiques intervenant dans cette régulation.
- ✓ Proposer une liste des composants (capteurs, pré actionneurs et actionneurs), nécessaires au bon fonctionnement du système de régulation.

Fondamentalement, la régulation de l'enroulement est basée sur l'asservissement de la vitesse de rotation de la bobine, qui doit s'ajuster en permanence à la vitesse d'entrée du fil sur la machine.

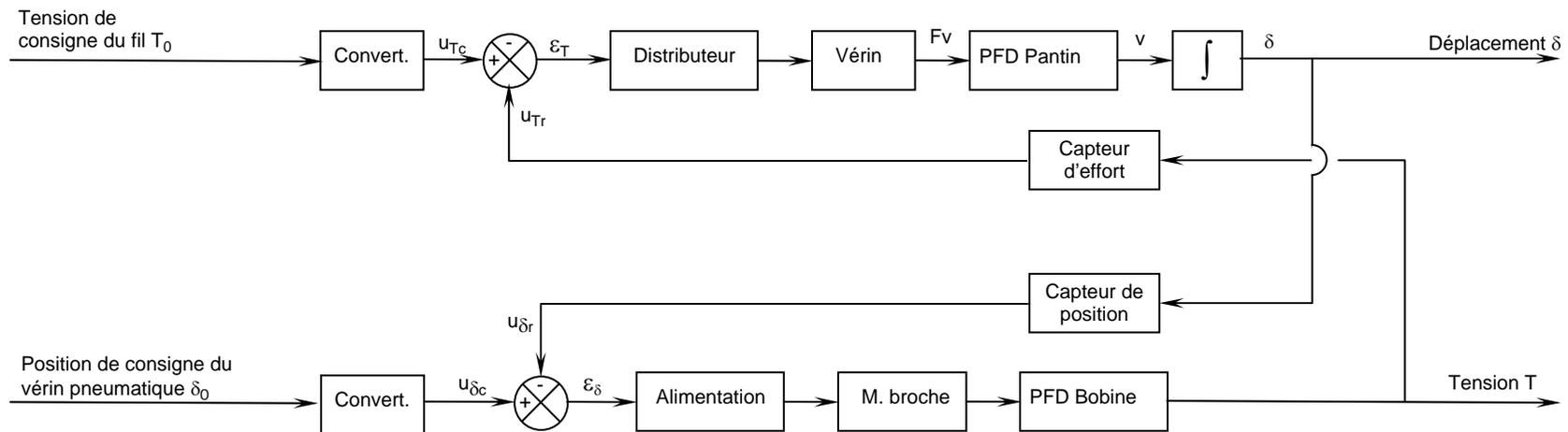
Un écart entre la vitesse d'entrée du fil et la vitesse d'enroulement se traduira par une variation de la tension du fil, qu'il suffirait de détecter au moyen de la déformation d'un élément élastique par exemple. Il suffirait alors d'agir sur la vitesse de rotation de la bobine pour corriger l'écart.

Si une solution de ce type est suffisante dans le cas de variations lentes de la vitesse d'entrée du fil, elle est inadaptée lors de variations brusques, du fait de la forte inertie de l'ensemble tournant (moteur, bobine, poupées) et du couple moteur limité. D'où un risque de voir le fil se détendre totalement, ou se rompre.

Le constructeur a choisi de superposer à l'asservissement de vitesse de la broche un asservissement de la tension du fil : le capteur est installé sur l'une des poulies de renvoi du fil vers la bobine. Un écart avec la tension de consigne fixée par l'opérateur provoque une variation de la pression d'alimentation du vérin, donc une variation de l'effort de tension et un déplacement du vérin. La faible valeur des masses et inerties des constituants de cet ensemble garantit un temps de réponse faible.

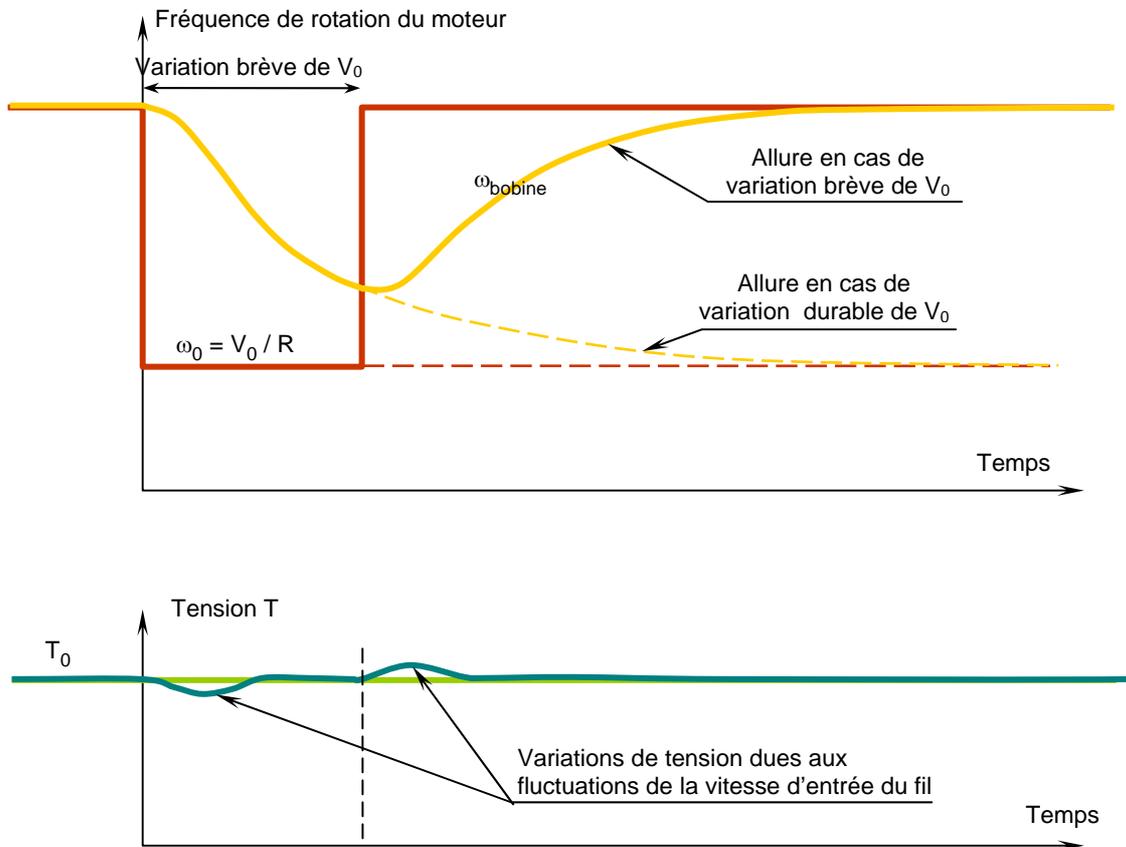
La correction de la tension s'accompagne d'un déplacement du vérin, qui est mesuré par un capteur (potentiomètre linéaire), et qui sert de témoin de variation de la vitesse d'entrée du fil. L'asservissement de la vitesse de rotation de la bobine est en fait un asservissement de position du vérin du système de contrôle de la tension du fil.

Le schéma bloc de la figure ci-dessous précise la structure de la commande.



Question 14

- ✓ On se place dans la situation d'une variation brusque et de courte durée de la vitesse de défilement du fil à la sortie du poste amont. Décrire, sans calcul, le fonctionnement du système de régulation de tension du fil, en appuyant l'analyse sur des schémas, graphiques....
- ✓ Reprendre l'analyse précédente dans le cas d'une variation brusque de la vitesse, mais de durée prolongée.



La variation brusque de la vitesse d'entrée V_0 du fil sur le poste d'enroulement est assimilée à un échelon. Le moteur électrique agit alors de façon à modifier la vitesse de rotation de la bobine. L'inertie de l'ensemble étant élevée, cette correction demande un temps relativement important, incompatible avec le maintien d'une tension constante du fil. Celui-ci risque de se détendre totalement en cas d'augmentation de V_0 , d'où un enroulement anarchique, ou de se rompre en cas de réduction de V_0 .

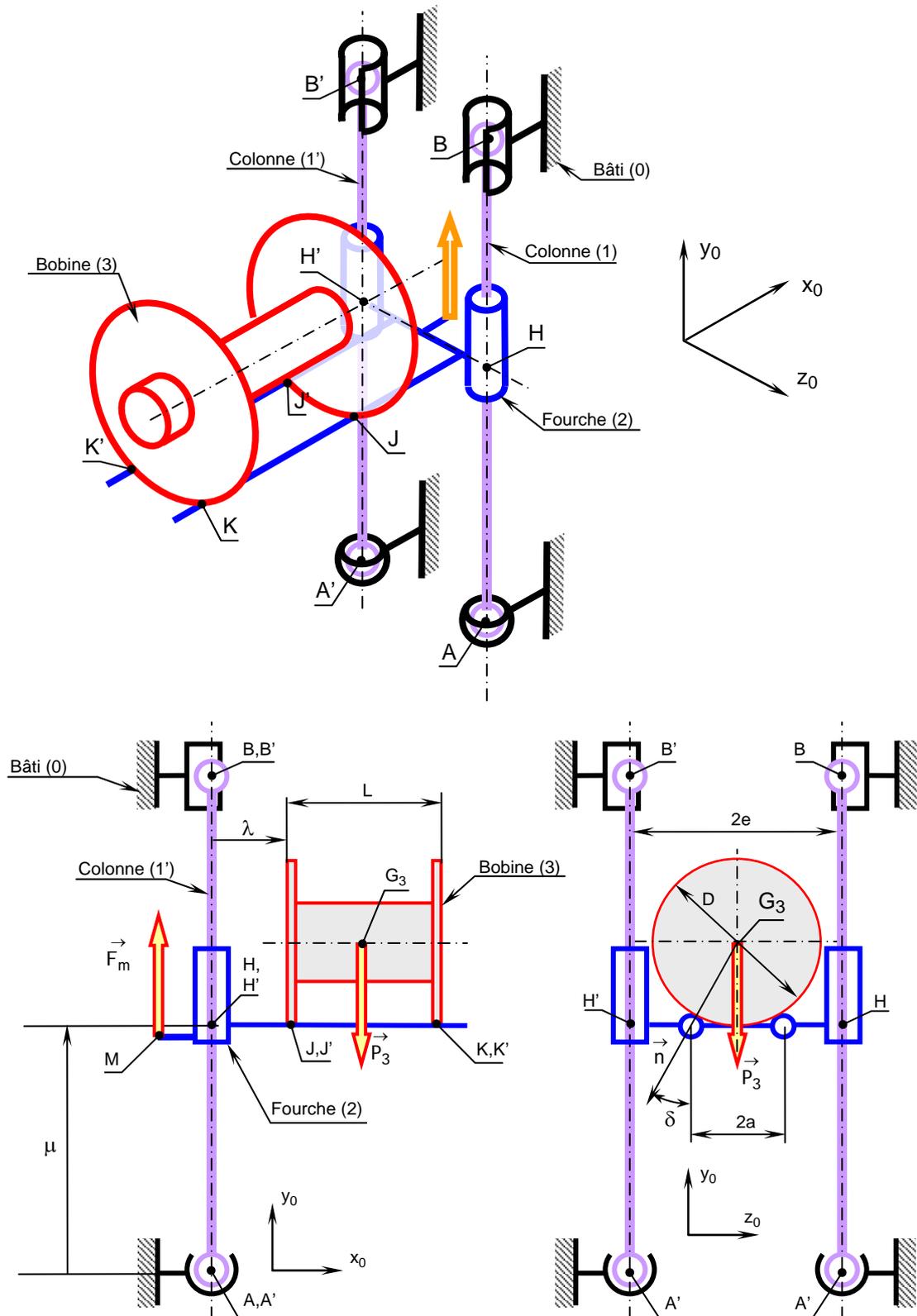
Le système de régulation à vérin pneumatique permet de maintenir la tension à une valeur voisine de la tension de consigne T_0 , le temps pour le moteur d'adapter sa vitesse de rotation. Chaque variation de vitesse se traduit par une légère variation de la tension, d'autant plus faible que la « raideur » du régulateur de tension est faible.

Question 15

Proposer un modèle d'étude de l'élévateur destiné à l'analyse de ses déformations : schéma(s), liaisons entre les éléments, paramétrage, hypothèses...

Préciser les propriétés de mobilité et d'hyperstaticité de ce modèle.

Mettre en place les efforts appliqués à l'élévateur lors du chargement d'une bobine



MODELISATION

Chaque colonne est liée au bâti par deux paliers assimilables soit à une rotule (palier inférieur), soit à une linéaire annulaire (palier supérieur).

Le guidage de la fourche est assuré par 4 douilles à billes montées par paires. La liaison avec chaque colonne est modélisée par une liaison pivot glissant.

La bobine fait l'objet de 4 contacts localisés avec la fourche, assimilables à des ponctuelles de normale \vec{n} .

Système constitué de 5 solides : (0), (1), (1'), (2) et (3)

Analyse cinématique :

$$N_{eq} = 6N_{cycles} = 6(N_{liaisons} - N_{pièces} + 1) = 6(10 - 5 + 1) = 36$$

$$N_{inconnues} = \sum_{i=1}^{N_{liaisons}} (N_{deg.liberté})_i = 2 \times 3 + 2 \times 4 + 2 \times 2 + 4 \times 5 = 38$$

Degré de mobilité : $m = 5$

Soit un rang du système cinématique : $Rang = N_{inconnues} - m = 33$

Et un degré d'hyperstaticité égal à $H = N_{équations} - Rang = 3$

Analyse statique :

$$N_{eq} = 6(N_{pièces} - 1) = 24$$

$$N_{inconnues} = \sum_{i=1}^{N_{liaisons}} (N_{deg.liaisons})_i = 2 \times 3 + 2 \times 2 + 2 \times 4 + 4 \times 1 = 22$$

Degré de mobilité : $m = 5$

Soit un rang du système statique : $Rang = N_{équations} - m = 19$

Et un degré d'hyperstaticité égal à $H = N_{inconnues} - Rang = 3$

Les seules actions extérieures prises en compte sont le poids de la bobine et l'action de la chaîne, modélisées par deux glisseurs verticaux appliqués respectivement en G_3 , centre de gravité de la bobine et en M point d'accrochage de la chaîne.

Question 16

Pour un déplacement donné μ du chariot, la position de référence de la bobine est définie en l'absence de déformations de l'élévateur. Caractériser, par rapport à cette référence, l'écart de position de la bobine dû aux seules déformations de la fourche.

AN : Calculer la valeur numérique de l'écart précédemment défini.

ÉTUDE STATIQUE DE LA BOBINE

Les contacts en K, K', J et J' sont supposés ponctuels, sans frottement.

$$\{J_{23}\}_J = \begin{Bmatrix} -J_{23} \vec{n} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_J = \begin{Bmatrix} J_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0+} + \sin \delta \vec{z}_0) \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_J = \begin{Bmatrix} J_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0+} + \sin \delta \vec{z}_0) \\ J_{23} \frac{L}{2} (\sin \delta \vec{y}_{0-} - \cos \delta \vec{z}_0) \end{Bmatrix}_{G_3}$$

$$\{J'_{23}\}_{J'} = \begin{Bmatrix} -J'_{23} \vec{n}' \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{J'} = \begin{Bmatrix} J'_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0-} - \sin \delta \vec{z}_0) \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{J'} = \begin{Bmatrix} J'_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0-} - \sin \delta \vec{z}_0) \\ J'_{23} \frac{L}{2} (-\sin \delta \vec{y}_{0-} - \cos \delta \vec{z}_0) \end{Bmatrix}_{G_3}$$

$$\{K_{23}\}_K = \begin{Bmatrix} -K_{23} \vec{n} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_K = \begin{Bmatrix} K_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0+} + \sin \delta \vec{z}_0) \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_K = \begin{Bmatrix} K_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0+} + \sin \delta \vec{z}_0) \\ K_{23} \frac{L}{2} (-\sin \delta \vec{y}_{0+} + \cos \delta \vec{z}_0) \end{Bmatrix}_{G_3}$$

$$\left\{ \begin{matrix} K'_{23} \\ 0 \end{matrix} \right\}_{K'} = \left\{ \begin{matrix} -K'_{23} \vec{n}' \\ 0 \end{matrix} \right\}_{K'} = \left\{ \begin{matrix} K'_{23}(\cos \delta \vec{y}_0 - \sin \delta \vec{z}_0) \\ 0 \end{matrix} \right\}_{K'} = \left\{ \begin{matrix} K'_{23}(\cos \delta \vec{y}_0 - \sin \delta \vec{z}_0) \\ K'_{23} \frac{L}{2} (\sin \delta \vec{y}_0 + \cos \delta \vec{z}_0) \end{matrix} \right\}_{G_3}$$

$$\left\{ P_3 \right\}_{G_3} = \left\{ \begin{matrix} -P_3 \vec{y}_0 \\ 0 \end{matrix} \right\}_{G_3}$$

Soit le système :

$$\begin{cases} 0 = 0 \\ (J_{23} + J'_{23} + K_{23} + K'_{23}) \cos \delta - P_3 = 0 \\ (J_{23} - J'_{23} + K_{23} - K'_{23}) \sin \delta = 0 \\ 0 = 0 \\ (J_{23} - J'_{23} - K_{23} + K'_{23}) \frac{L}{2} \sin \delta = 0 \\ (J_{23} + J'_{23} - K_{23} - K'_{23}) \frac{L}{2} \cos \delta = 0 \end{cases}$$

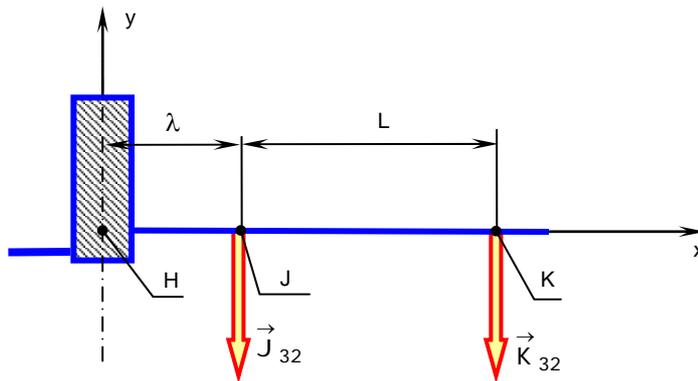
Les 4 ponctuelles sont statiquement équivalentes à une liaison pivot glissant isostatique d'axe (G_3, \vec{x}_0) .

On obtient :

$$J_{23} = J'_{23} = K_{23} = K'_{23} = \frac{P_3}{4 \cos \delta}$$

DEFORMATION D'UN BRAS DE LA FOURCHE

La déformation se situe dans le plan défini par un bras de la fourche et les actions en J et K de la bobine.



Tronçon n°1 : $x \in [0, \lambda]$:

Moment fléchissant dans la section d'abscisse x :

$$M_f = -J_{32}(\lambda - x) - K_{32}(L + \lambda - x) = (J_{32} + K_{32})(x - \lambda) - K_{32}L$$

Soit $y = y_1(x)$ l'équation de la déformée de ce tronçon.

$$y''_1(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} M_f = \frac{1}{EI_{Gz}} [(J_{32} + K_{32})(x - \lambda) - K_{32}L]$$

$$y'_1(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} \left[(J_{32} + K_{32}) \left(\frac{x^2}{2} - \lambda x \right) - K_{32}Lx + c_1 \right]$$

$$y_1(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} \left[(J_{32} + K_{32}) \left(\frac{x^3}{6} - \lambda \frac{x^2}{2} \right) - K_{32}L \frac{x^2}{2} + c_1 x + d_1 \right]$$

Encastrement en H : $\begin{cases} y_1(0) = 0 \\ y'_1(0) = 0 \end{cases}$ d'où on déduit : $\begin{cases} c_1 = 0 \\ d_1 = 0 \end{cases}$

Et finalement, au point J :

$$\begin{cases} y'_1(\lambda) = -\frac{\lambda^2}{2EI_{Gz}} \left[J_{32} + K_{32} \left(1 + \frac{2L}{\lambda} \right) \right] \\ y_1(\lambda) = -\frac{\lambda^3}{3EI_{Gz}} \left[J_{32} + K_{32} \left(1 + \frac{3L}{2\lambda} \right) \right] \end{cases}$$

Tronçon n°2 : $x \in [\lambda, L]$:

Moment fléchissant dans la section d'abscisse x :

$$M_f = -K_{32}(L + \lambda - x)$$

Soit $y = y_2(x)$ l'équation de la déformée de ce tronçon :

$$y''_2(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} M_f = \frac{1}{EI_{Gz}} K_{32}(x - \lambda - L)$$

$$y'_2(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} \left[K_{32} \frac{(x - \lambda)^2}{2} - LK_{32}(x - \lambda) + c_2 \right]$$

$$y_2(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} \left[K_{32} \frac{(x - \lambda)^3}{6} - K_{32}L \frac{(x - \lambda)^2}{2} + c_2(x - \lambda) + d_2 \right]$$

Par continuité en J :

$$\begin{cases} y_1(\lambda) = y_2(\lambda) \\ y'_1(\lambda) = y'_2(\lambda) \end{cases} \quad \text{d'où on déduit : } \begin{cases} c_2 = -\frac{\lambda^2}{2} \left[J_{32} + K_{32} \left(1 + \frac{2L}{\lambda} \right) \right] \\ d_2 = -\frac{\lambda^3}{3} \left[J_{32} + K_{32} \left(1 + \frac{3L}{2\lambda} \right) \right] \end{cases}$$

Et finalement, au point K :

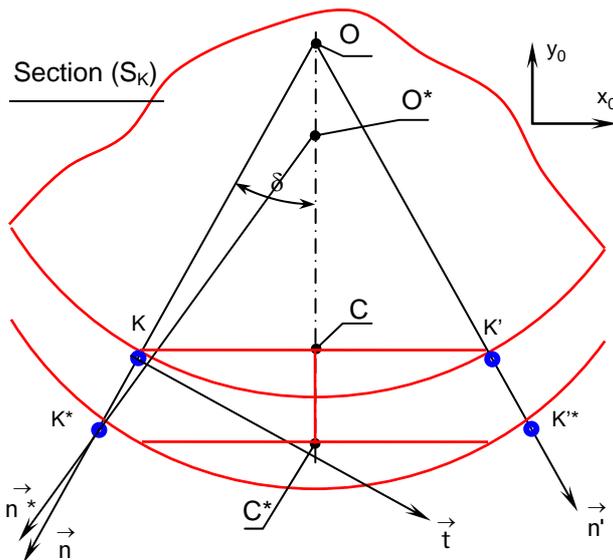
$$y_2(\lambda + L) = \frac{1}{EI_{Gz}} \left[K_{32} \left(-\frac{L^3}{3} - L\lambda^2 \left(\frac{1}{2} + \frac{L}{\lambda} \right) - \lambda^3 \left(\frac{1}{3} + \frac{L}{2\lambda} \right) \right) - J_{32} \left(\frac{L\lambda^2}{2} + \frac{\lambda^3}{3} \right) \right]$$

$$y_2(\lambda + L) = -\frac{\lambda^3}{3EI_{Gz}} \left[\frac{K_{32}}{3} \left(1 + \frac{L}{\lambda} \right)^3 + J_{32} \left(1 + \frac{3L}{2\lambda} \right) \right]$$

En utilisant le fait que $J_{23} = K_{23} = \frac{P_3}{4 \cos \delta}$:

$$\begin{cases} y_1(\lambda) = \Delta_J = -\frac{P_3}{4 \cos \delta} \frac{\lambda^3}{3EI_{Gz}} \left[2 + \frac{3L}{2\lambda} \right] \\ y_2(\lambda + L) = \Delta_K = -\frac{P_3}{4 \cos \delta} \frac{\lambda^3}{3EI_{Gz}} \left[\left(1 + \frac{L}{\lambda} \right)^3 + \left(1 + \frac{3L}{2\lambda} \right) \right] \end{cases}$$

Δ_J et Δ_K représentent les déplacements de J et K dans le plan défini par le bras de la fourche et les actions \vec{J}_{32} et \vec{K}_{32} .



Soit (S_K) la section droite de la bobine contenant K et K', O le centre de cette section, et C le milieu de KK'. Après déplacement, K, K', O et C viennent respectivement en K*, K', O* et C*. Pour des raisons de symétrie de la géométrie et des efforts, les déplacements des points O et C sont verticaux.

On peut écrire la propriété :

$$\vec{OO}^* + \vec{OK}^* + \vec{KK}^* + \vec{KO} = \vec{0}$$

$$\Delta_O \vec{y}_0 - R \vec{n}^* + (-\Delta_K + R) \vec{n} = \vec{0}$$

En projection sur (\vec{n} , \vec{t}) :

$$\begin{cases} \Delta_O \cos \delta + R \cos \varphi - \Delta_K - R = 0 \\ \Delta_O \sin \delta - R \sin \varphi = 0 \end{cases}$$

On en déduit : $\sin \varphi = \frac{\Delta_O \sin \delta}{R} \ll 1$, soit :

$$\Delta_O \cos \delta - \Delta_K \approx 0 \quad \text{et} \quad \Delta_C = \Delta_O \approx \frac{\Delta_K}{\cos \delta}$$

On obtient un résultat similaire pour le point D milieu de JJ', dans la section (S_J) : $\Delta_D \approx \frac{\Delta_J}{\cos \delta}$

Le déplacement de la bobine est caractérisé par le torseur des petits déplacements suivant, défini en G_3 :

$$\{D_{\text{bobine}}\}_{G_3} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_b = \alpha \vec{Z}_0 \\ \vec{d}_b(G_3) = \delta_3 \vec{x}_0 + \mu_3 \vec{y}_0 \end{array} \right\}. \text{ Or :}$$

Relation entre les déplacements de G_3 et D :

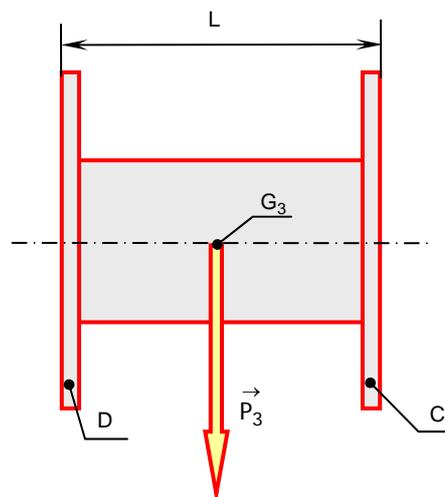
$$\vec{d}_b(G_3) = \delta_3 \vec{x}_0 + \mu_3 \vec{y}_0 = \vec{d}_b(D) + \alpha \vec{Z}_0 \wedge D \vec{G}_3 = \Delta_D \vec{y}_0 - \alpha \left(\frac{D}{2} \cos \delta \vec{x}_0 - \frac{L}{2} \vec{y}_0 \right)$$

Relation entre les déplacements de G_3 et C :

$$\vec{d}_b(G_3) = \delta_3 \vec{x}_0 + \mu_3 \vec{y}_0 = \vec{d}_b(C) + \alpha \vec{Z}_0 \wedge C \vec{G}_3 = \Delta_C \vec{y}_0 - \alpha \left(\frac{D}{2} \cos \delta \vec{x}_0 + \frac{L}{2} \vec{y}_0 \right)$$

En identifiant les projections :

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_3 = -\alpha \frac{D}{2} \cos \delta \\ \mu_3 = \Delta_D + \alpha \frac{L}{2} \\ \delta_3 = -\alpha \frac{D}{2} \cos \delta \\ \mu_3 = \Delta_C - \alpha \frac{L}{2} \end{array} \right. \quad \boxed{\left\{ \begin{array}{l} \alpha = \frac{\Delta_K - \Delta_J}{L \cos \delta} \\ \delta_3 = -D \frac{\Delta_K - \Delta_J}{2L \cos \delta} \\ \mu_3 = \frac{\Delta_K + \Delta_J}{2} \end{array} \right.}$$



Ces trois termes ($\delta\alpha$, δ_3 et μ_3) représentent l'écart de position de la bobine par rapport à sa position de référence.

AN :

$$\Delta_J = -6,7 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\Delta_K = -119 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\alpha = -0,014^\circ$$

$$\delta_3 = -79 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\mu_3 = -63 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Valeurs très modestes...

Question 17

Evaluer, par rapport à sa référence, l'écart de position de la bobine résultant de la prise en compte des déformations de la fourche et des colonnes.

Vous paraît-il de nature à compromettre la mise en place de la bobine sur la poupée et la contre poupée ?

$$\{D_{\text{bobine}}\}_{G_3} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_b = \alpha \vec{Z}_0 \\ \vec{d}_b(G_3) = \mu_3 \vec{y}_0 \end{array} \right\} \quad \text{avec } \alpha = -2,3 \times 10^{-3} \text{ rad et } \mu_3 = -0,93 \text{ mm}$$

$$\{D_{\text{chariot}}\}_H = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_c = \beta \vec{Z}_0 \\ \vec{d}_c(H) = v \vec{x}_0 \end{array} \right\} \quad \text{avec } \beta = -3,1 \times 10^{-3} \text{ rad et } v = -0,14 \text{ mm}$$

Par composition des mouvements, au point O centre de la section (S_K) :

$$\{D_{\text{total}}\}_O = \{D_{\text{chariot}}\}_H + \{D_{\text{bobine}}\}_{G_3} = \left\{ \begin{array}{l} \beta \vec{Z}_0 \\ v \vec{x}_0 \end{array} \right\}_H + \left\{ \begin{array}{l} \alpha \vec{Z}_0 \\ \mu_3 \vec{y}_0 \end{array} \right\}_{G_3} = \left\{ \begin{array}{l} (\alpha + \beta) \vec{Z}_0 \\ v \vec{x}_0 + \beta \vec{Z}_0 \wedge \left[(\lambda + L) \vec{x}_0 + \frac{D}{2} \cos \delta \vec{y}_0 \right] + \mu_3 \vec{y}_0 + \alpha \vec{Z}_0 \wedge \left[\frac{L}{2} \vec{x}_0 \right] \end{array} \right\}_O$$

$$\{D_{\text{total}}\}_O = \left\{ \begin{array}{l} (\alpha + \beta) \vec{Z}_0 \\ v \vec{x}_0 + \beta \left[(\lambda + L) \vec{y}_0 - \frac{D}{2} \cos \delta \vec{x}_0 \right] + \mu_3 \vec{y}_0 + \alpha \frac{L}{2} \vec{y}_0 \end{array} \right\}_O$$

$$\boxed{\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{O_x} = v - \beta \cos \delta \frac{D}{2} \\ \Delta_{O_y} = \beta(\lambda + L) + \mu_3 + \alpha \frac{L}{2} \end{array} \right.}$$

AN :

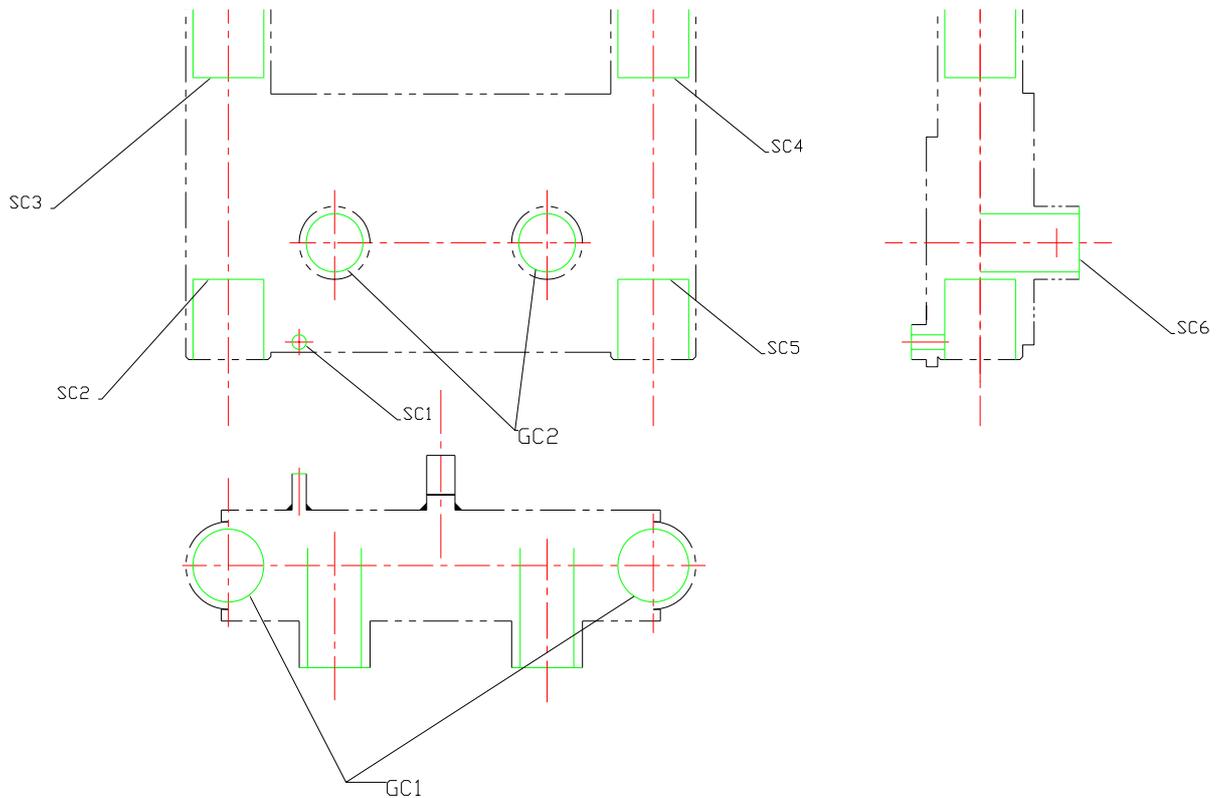
$$\Delta_{O_x} = 0,86 \text{ mm}$$

$$\Delta_{O_y} = -3,2 \text{ mm}$$

Question 18

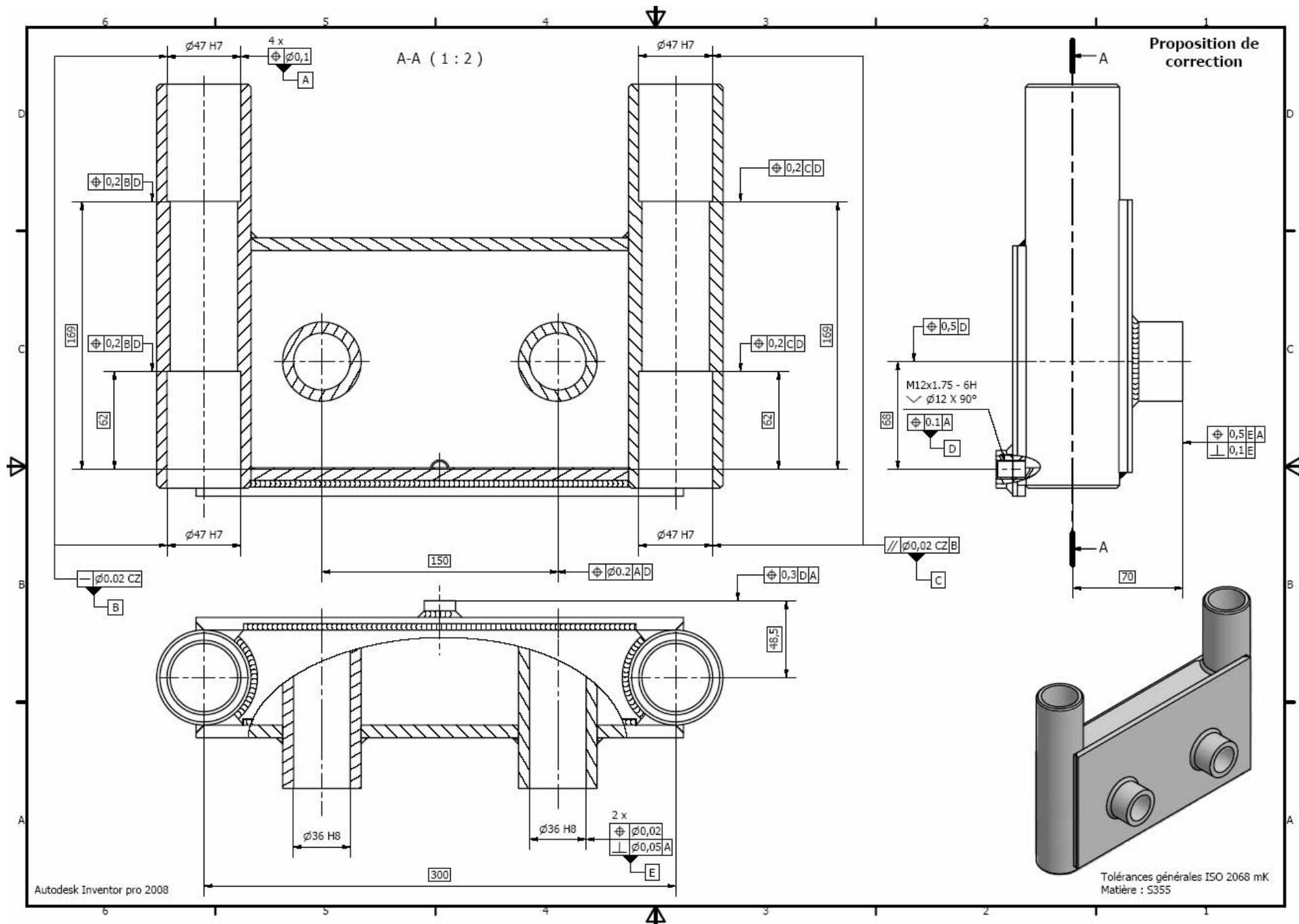
Le comportement satisfaisant du guidage de la fourche sur deux colonnes liées au bâti induit des contraintes géométriques sur les différentes pièces de l'assemblage. Les **documents 10 à 12** définissent la géométrie des pièces constituant le mécanisme d'élévation. Le travail d'analyse et de spécification se centre sur le **chariot 900-2400**.

- Sur le **document réponse 2** tracer sur chacune des vues relativement aux silhouettes, les surfaces fonctionnelles de guidage et de liaison avec les composants voisins.



Les surfaces de liaison aux composants voisins sont matérialisées en vert. Les surfaces sont repérées en tenant compte des fonctions techniques assurées.

- Repérer ces surfaces conformément à la terminologie proposée au bas du **document réponse 3**.
- Compléter le **document réponse 3**, préparatoire à l'écriture du schéma de cotation et nécessaire à la mise en place d'une traçabilité de l'analyse conduite. **Voir document pdf**
- Reporter sur le **document réponse 2** les spécifications géométriques et dimensionnelles qui découlent de l'analyse conduite sur le **document réponse 3**. **voir document pdf**



COMMENTAIRES sur l'ÉPREUVE ANALYSE et CONCEPTION des SYSTEMES AGREGATION EXTERNE 2007

Le sujet de cette épreuve portait sur une enrouleuse de câble de la société **SETIC**. Cette société est spécialisée dans la conception et la réalisation de machines destinées à la fabrication de câbles hautes performances utilisés dans le domaine des réseaux de transmission.

L'enrouleuse EDA 630 intervient en fin de chaîne de fabrication de fil pour le stockage de celui-ci sur des bobines. Le sujet comportait 4 parties indépendantes. Certaines questions, à l'intérieur de ces parties, pouvaient être traitées de manière indépendantes.

La première partie concernait l'enroulement du fil sur la bobine, la proposition de solution pour le guidage de la bobine et des choix d'éléments du commerce pour la conception de l'enrouleuse.

La question 1 a été traitée « rapidement » par tous les candidats, trop sans doute, car le calcul du nombre de spires est inexact très souvent. Les résultats qui en découlent sont donc numériquement erronés. L'organisation des nappes les unes par rapport aux autres, a également été très souvent négligée, bien que l'énoncé fournissait absolument toutes les informations. Il semble que le sujet ait été lu par les candidats beaucoup trop rapidement sans chercher à comprendre.

La question 2, également traitée par la plupart des candidats, ne présentait aucune difficulté. La courbe de variation de la vitesse angulaire était néanmoins bien souvent fantaisiste.

La question 3 a été assez décevante. Les candidats ont omis la présence de l'effort presseur au niveau de la contre poupée, ainsi, toutes les liaisons autorisant une translation selon l'axe de la bobine devait être interdites. Par ailleurs, il est très rare que les candidats aient justifié par un calcul d'hyperstatisme, le choix des liaisons. Quant au centrage pour une bonne mise en position de la bobine, il est trop souvent totalement ignoré. Enfin, on demandait 2 solutions possibles, généralement, une seule était fournie.

La question 4 présentait un calcul de puissance finalement très simple, (vitesse linéaire du câble et tension dans ce même câble, constantes). Les candidats se sont lancés dans des calculs de puissance moyenne bien compliqués inutilement. En échange, les arguments qui permettaient de justifier le choix du moteur, ont été satisfaisants lorsque la question était traitée.

La question 5, traitée par l'ensemble des candidats, n'a pas posé de problème particulier. Par contre, il est dommage que peu de candidats justifient le calcul de l'inertie équivalente. Certains candidats ont proposé plusieurs freins possibles alors qu'il fallait trancher pour **un** frein en justifiant les critères de choix.

La question 6, abordée par pratiquement l'ensemble des candidats, n'est jamais correctement traitée. Très peu de candidats ont expliqué correctement comment déterminer le couple à transmettre par la liaison par adhérence. Les applications numériques sont parfois étonnantes dans cette question.

Pour la question 7, abordée par 70% des candidats, la difficulté était de poser le problème à résoudre. Très peu de candidats ont tracé un schéma clair montrant les efforts extérieurs. On trouve trop souvent la détermination de torseurs d'effort sans isoler aucune pièce !

Pour les questions précédentes 5, 6 et 7, il apparaît que beaucoup de candidats **utilisent les théorèmes de la mécanique de manière très approximative**. Les équations (souvent justes) sont écrites sans justifications, **sans préciser le système isolé ni le théorème utilisé**.

50% des candidats ont abordé la question 8. Le but de cette question était de déterminer un matériau compatible avec des critères énoncés à partir d'un tableau. Dans les réponses, beaucoup de candidats ont parlé de précision de positionnement sans parler de la rigidité du matériau et sans aucun calcul à l'appui. Très peu de candidats ont défini des critères de résistance (torsion, compression). La plupart des réponses étaient la mise en avant du coefficient d'adhérence à obtenir entre les matériaux. Très peu de candidats parlent de coût.

Les questions 9 et 10 concernaient la recherche de solutions et la conception de la poupée mobile. 45% de candidats ont abordé ces questions.

Concernant la question 9, beaucoup de candidats sont incapables de réaliser un croquis clair à main levée. Certains confondent croquis de solutions et schéma cinématique. La plupart des réponses ne tenaient compte que d'une ou deux exigences du cahier des charges. Les erreurs classiques : utilisation de roulements rigides à billes sans tenir compte d'un effort axial important, pas d'arrêts axiaux, montage en porte-à-faux de la liaison pivot, conception d'un vérin tournant, utilisation d'un système vis écrou pour le réglage de deux positions, pas d'étanchéité et aucune lubrification.

Pour la question 10, les candidats devaient représenter une des solutions de la question 9 aux instruments. Le constat est alarmant. **La majorité des candidats ne sait pas concevoir un montage de roulement** (Problèmes sur le choix des roulements, arrêts axiaux, montage). L'étanchéité et la lubrification sont rarement présentes. La conception du vérin pneumatique ne pose pas de problème particulier. Par contre, peu de candidats pensent à un réglage par cales (solution classique) pour obtenir les deux positions demandées.

La partie 2 concernait l'étude du trancannage.

A la question 11, les candidats devaient fournir et justifier une loi de vitesse de déplacement du chariot de trancannage. Beaucoup de candidats ont tenté de justifier cela via des calculs énergétiques sans y parvenir. Il fallait tout simplement raisonner de façon géométrique, le câble ne devant pas s'enrouler plusieurs fois sur lui-même en extrémité de bobine. A partir de cet intervalle de temps obtenu dans les conditions extrêmes, on en déduisait effort et couple. Cette question n'a été traitée que par 50% des candidats.

La question 12 faisait suite à la précédente. **Le choix du moteur relève très souvent de la « loterie »** sans aucune tentative d'explication. Quelques candidats ont par contre mené à bien la réflexion sur la tenue du moteur vis à vis des effets thermiques.

La partie 3 demandait l'analyse de la régulation de tension.

65% des candidats ont traité la question 13. Il a eu peu de réponses correctes sur le schéma bloc. L'inventaire des composants a été généralement bien mené.

La question 14 a été abordée par 45% des candidats. On pouvait répondre à cette question sans répondre à la question 13. Elle a été bien traitée dans l'ensemble.

La quatrième partie de l'épreuve concernait l'étude du système de chargement et de déchargement de la bobine sur l'enrouleuse. Elle se terminait par un dessin de définition d'une des pièces du système.

La question 15 devait mettre en évidence l'architecture de l'élévateur, du point de vue des liaisons, mobilités et efforts. 10% des candidats semblent avoir compris la question. A peine 5% ont su y répondre convenablement. On ne demandait rien de plus qu'un schéma cinématique de l'élévateur, complété des efforts appliqués.

La question 16 était une question longue et délicate qui demandait de la rigueur. A quelques rares exceptions, **les candidats ont simplifié fortement le problème** en ne considérant que la déformation verticale des poutres, bien que les efforts appliqués par la bobine sur ces deux poutres soient obliques. Aussi, en faisant cette simplification, le déplacement du centre de la bobine coté contre poupée ne semblait être dû qu'à l'affaissement des poutres, alors que leur

écartement provoquait aussi un déplacement de ce point ! Deux candidats ont traité cette question convenablement.

La question 17, très rapide, devait permettre d'évaluer l'écart de position de la bobine par rapport à sa position de référence. Autant, les torseurs de petits déplacements ont été bien manipulés, autant le point de réduction était très mal choisi par les candidats. L'écart maximum était obtenu sur la face coté KK' et non en G3.

La question 18 a été abordée par 35% des candidats. Elle concernait la préparation à un schéma de cotation du chariot faisant partie du mécanisme d'élévation. La première partie de la question était de détecter sur le dessin d'ensemble de l'élévateur les surfaces fonctionnelles du chariot. Cette partie montre immédiatement **les lacunes des candidats dans la lecture de dessin technique**. Ensuite, après analyse de ces surfaces, il fallait proposer un schéma de cotation. Ce dernier abordé (par moins de 20% des candidats), les candidats n'hésitent pas à utiliser une surabondance de tolérances géométriques sans se soucier des redondances et du coût de production d'une telle pièce.