

**BTS Mécanique Automatismes Industriels**

**EPREUVE E4**

**CONCEPTION DETAILLEE DE LA  
PARTIE OPERATIVE**

**Sous-épreuve 41**

Dimensionnement et validation des parties opératives

Durée : 3 heures

Coefficient : 2

SUJET DE L'ETUDE

**LIGNE DE CONDITIONNEMENT DE COLIS**

**AUCUN DOCUMENT N'EST AUTORISE**

**MOYENS DE CALCUL AUTORISES** : calculatrice électronique de poche, y compris calculatrice programmable et alphanumérique à fonctionnement autonome.

**DOCUMENTS REMIS AUX CANDIDATS :**

- **PRESENTATION GENERALE** (feuilles blanches) pages 1 à 4
- **TRAVAIL DEMANDE** (feuilles jaunes) pages 5 à 11

Compétence CP 33 - Dimensionner, évaluer les performances d'une solution opérative et choisir un constituant ou un composant opératif.

- **DOCUMENTS RESSOURCE** (feuilles vertes) pages 12 à 16

Chaque étude sera traitée sur une feuille de copie séparée.

# LIGNE DE CONDITIONNEMENT DE COLIS

## 1 – Présentation générale de la ligne

( Voir synoptique de la ligne de conditionnement en page 3 )

La ligne assure le conditionnement de colis qui contiennent des cartouches de cigarettes commandées par les commerçants détaillants de l'Ouest de la France.

Le conditionnement automatique s'opère sur les 80 références les plus vendues. Les cartouches sont chargées manuellement et stockées sur 80 tapis parallèles de dépotage. Chacun d'eux se termine par une tête de dépose qui alimente un convoyeur de collecte sur lequel toutes les cartouches relatives à une commande se retrouvent rangées en une suite continue dirigée vers une encaisseuse pour être stockées dans un ou plusieurs cartons.

Chaque contenu de carton est formé au poste 1 du carrousel de l'encaisseuse et il en ressort au poste 3 pour être introduit dans un carton vide. Le carton rempli est ensuite retourné, il passe devant une étiqueteuse puis il est convoyé vers une zone de contrôle du contenu par caméra.

Sont aussi contrôlés dans cette zone, des cartons provenant de deux autres lieux de conditionnement ( autre ligne automatisée et chaîne manuelle ). Les cartons reçoivent ensuite un couvercle puis ils sont cerclés et enfin palettisés en vue de leur acheminement par transporteurs chez les commerçants détaillants.

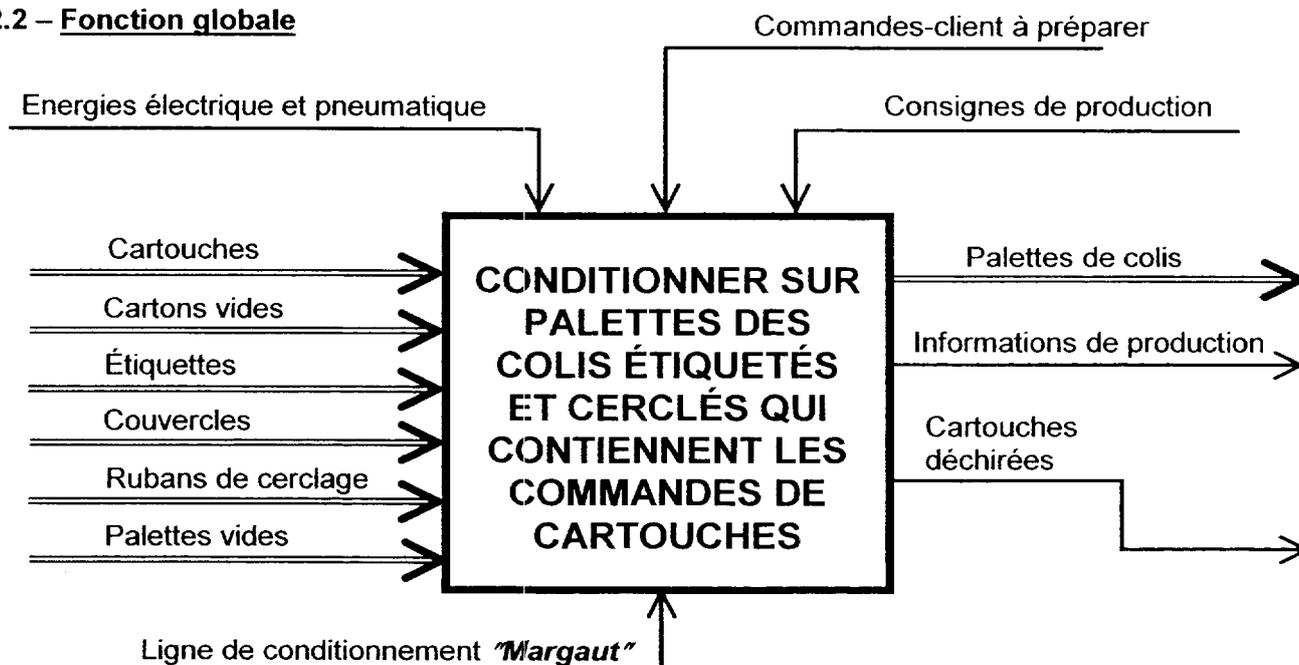
## 2 – Description fonctionnelle de la ligne

### 2.1 – Vocabulaire utilisé dans la gestion de production

La ligne de conditionnement est baptisée « **Margaut** ». Sur le convoyeur de collecte, la suite continue de cartouches relatives à une commande-client est scindée en tronçons appelés « **lits** » qui sont constitués de 1 à 12 cartouches.

L'encaisseuse appelée « **ELCC** » réalise une « **forme** » au poste 1 ( voir page 4 ) qui est constituée soit d'un seul lit, soit d'un empilage de 1 à 4 lits. Chaque carton peut ainsi contenir une forme de 1 à 48 cartouches.

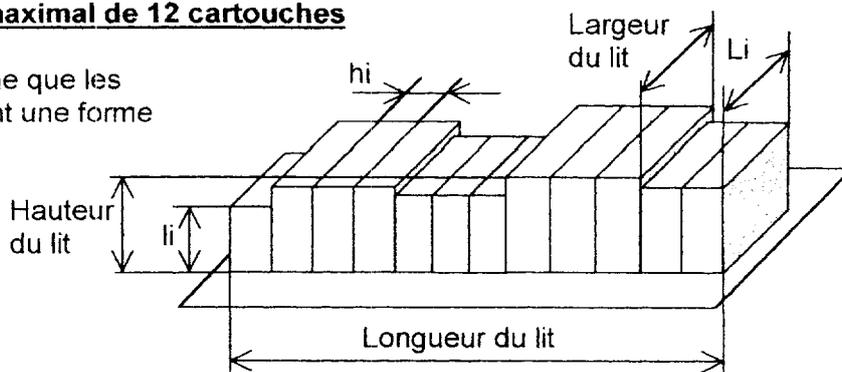
### 2.2 – Fonction globale



### 2.3 – Caractéristiques d'un lit maximal de 12 cartouches

La ligne Margaut ne conditionne que les références de cartouches ayant une forme parallélépipédique.

Longueur du lit =  $\sum_{i=1}^{i=12} h_i$   
 Largeur du lit =  $Li$  maxi.  
 Hauteur du lit =  $li$  maxi.



Le tableau ci-dessous présente, pour les références les plus représentatives de la production, la quantité moyenne journalière traitée et les dimensions des cartouches.

Référence de la cartouche	Quantité moyenne par jour	Longueur $Li$ en mm	Largeur $li$ en mm	Hauteur $hi$ en mm
03603	4350	236	87	44
01794	2640	250	88	48
02730	4665	240	80	43
00114	3654	235	72	45
43341	708	222	111	111
45581	1606	198	126	72
8374	150	153	128	70
4745	1930	155	130	70
1271	864	163	90	75
836	2565	241	89	43

### 2.4 – Eléments du cahier des charges fonctionnel : ( Norme NF X50-151 )

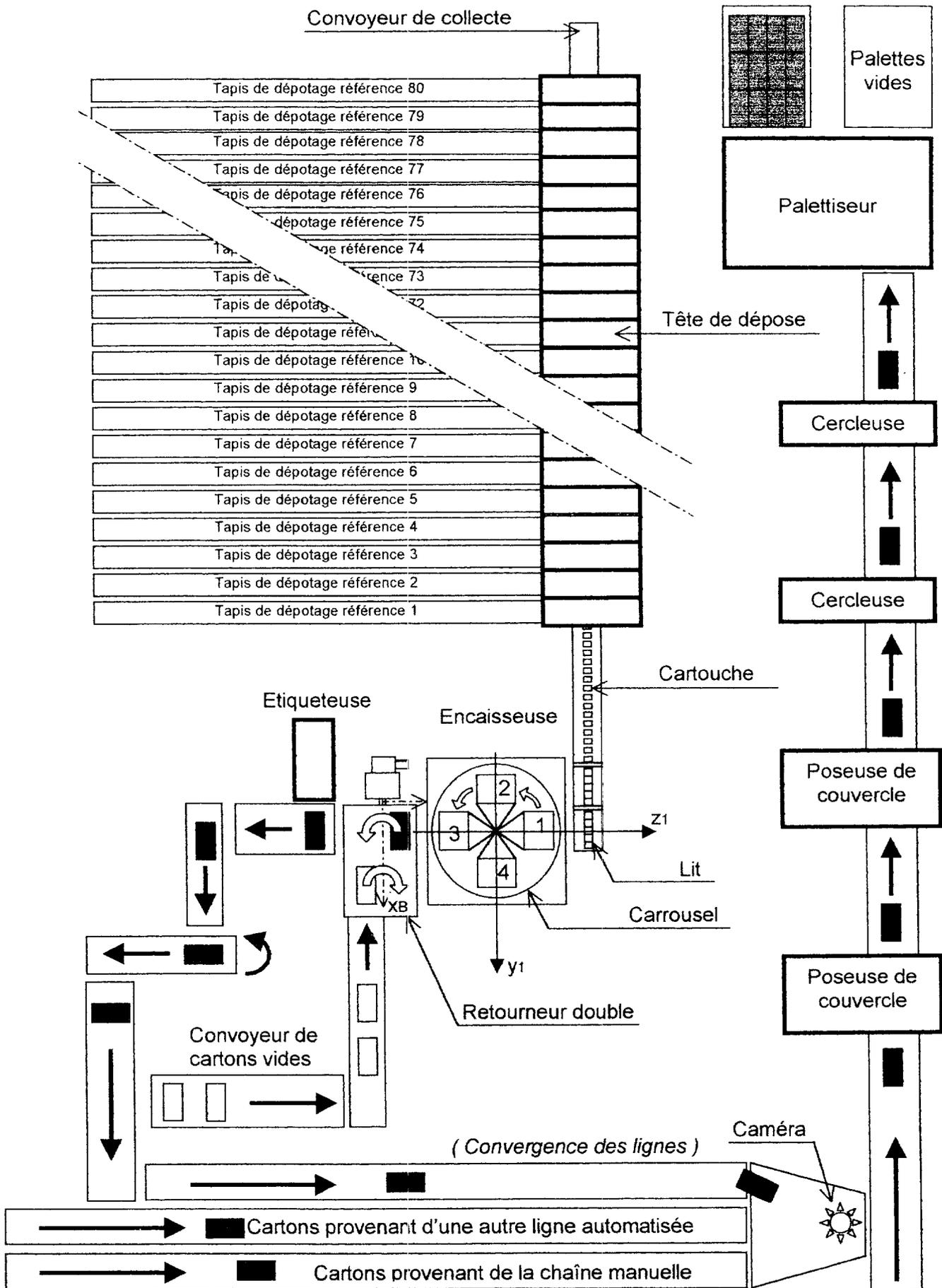
F0 : impératif      F1 : peu négociable      F2 : négociable      F3 : très négociable

Fonction	Critères d'appréciation	Niveaux	Flexibilité
<b>FS1</b> Collecter les cartouches	Forme Cadence Temps de production	Parallélépipédique 5 000 / jour et par tête 14 heures / jour	F0 F0 F1
<b>FS2</b> Acheminer les cartouches vers l'encaisseuse	Longueur du convoyeur Cadence Disponibilité	52 m 80 000 cartouches / jour 75 %	F0 F0 F1
<b>FS3</b> Encaisser les lits	Dimension du carton Masse maxi du carton rempli Cadence Disponibilité	250 x 250 x 420 ( mm ) 7 kg 360 lits / heure 80 %	F0 F1 F1 F0
<b>FS4</b> Etiqueter les cartons	Capacité Cadence	Code à barres et textes 6 étiquettes / min	F0 F1
<b>FS5</b> Déposer les couvercles	Cadence	15 couvercles / min	F0
<b>FS6</b> Cercler les cartons fermés	Nb de cerclages Cadence	2 mini / carton 30 cerclages / min	F1 F1
<b>FS7</b> Palettiser les cartons cerclés	Cadence	48 palettes / heure	F0

### 2.5 – Synoptique de la mise en carton des commandes sur l'encaisseuse ELCC ( voir page 4 )

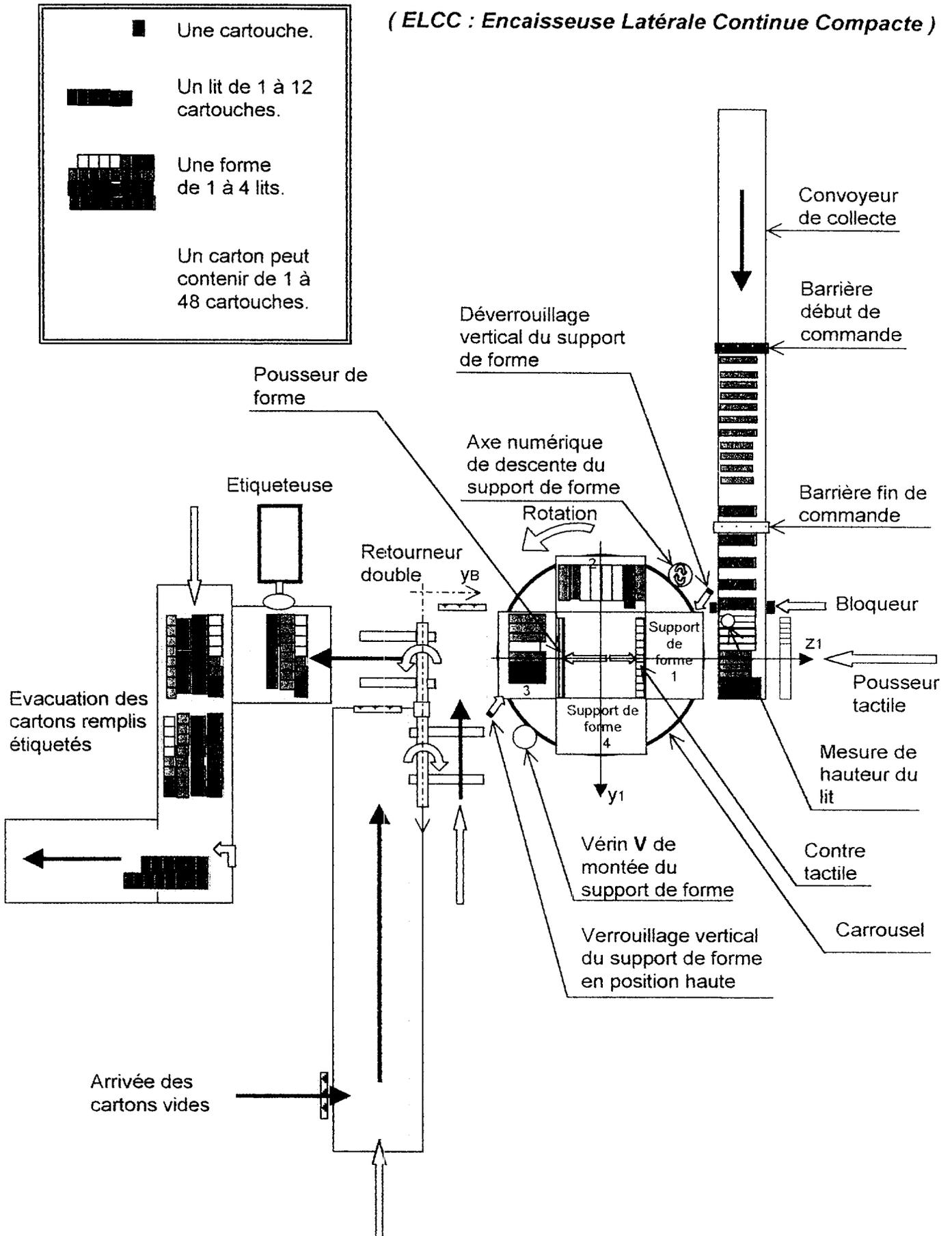
Le schéma précise l'engagement d'un lit au poste 1 de l'encaisseuse par un poussoir tactile et décrit le cheminement de la forme sur le carrousel à quatre postes. Est également décrit le double retournement du carton plein en évacuation et du carton vide en alimentation à l'aide du retourneur double. L'alimentation en cartons vides s'effectue à l'aide d'un convoyeur tangent au poste 3.

# Synoptique de la ligne de conditionnement



# Synoptique de la mise en carton des commandes sur l'encaisseuse ELCC

( ELCC : Encaisseuse Latérale Continue Compacte )

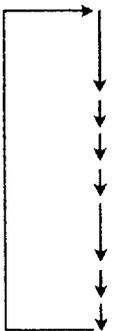


## Etude A : répondre sur feuille(s) de copie distincte(s).

**Problème technique à résoudre : choisir les paliers à douilles à billes participant au guidage en translation d'un support de forme.**

### Mise en situation du carrousel de l'encaisseuse "ELCC"

Le carrousel 1 schématisé ci-dessous, possède quatre supports de forme, identiques et indépendants repérés 2a, 2b, 2c et 2d. Ils sont distribués symétriquement autour de son axe de rotation  $(O_0, \vec{x}_1)$ .

Chronologie des étapes de fonctionnement du support de forme 2a pour un tour de carrousel 1. (voir pages 3 et 4 de la présentation générale)	
	<p>En position 1 : descentes successives de 2a par un axe numérique, selon la hauteur variable des quatre lits (maximum) à charger. Après chaque course, chargement par le poussoir tactile d'un lit dans 2a de façon à construire la forme.</p> <p>Rotation d'un quart de tour du carrousel 1 (position 2).</p> <p>Rotation d'un autre quart de tour du carrousel 1 (position 3).</p> <p>En position 3 : montée totale de 2a par un vérin V. (<b>localisation de l'étude A</b>)</p> <p>Déchargement de 2a par le poussoir de forme qui remplit un carton présenté par le retourneur double.</p> <p>Rotation d'un quart de tour du carrousel 1 (position 4).</p> <p>Rotation d'un autre quart de tour du carrousel 1 (position 1).</p>

0 = Bâti

1 = Carrousel

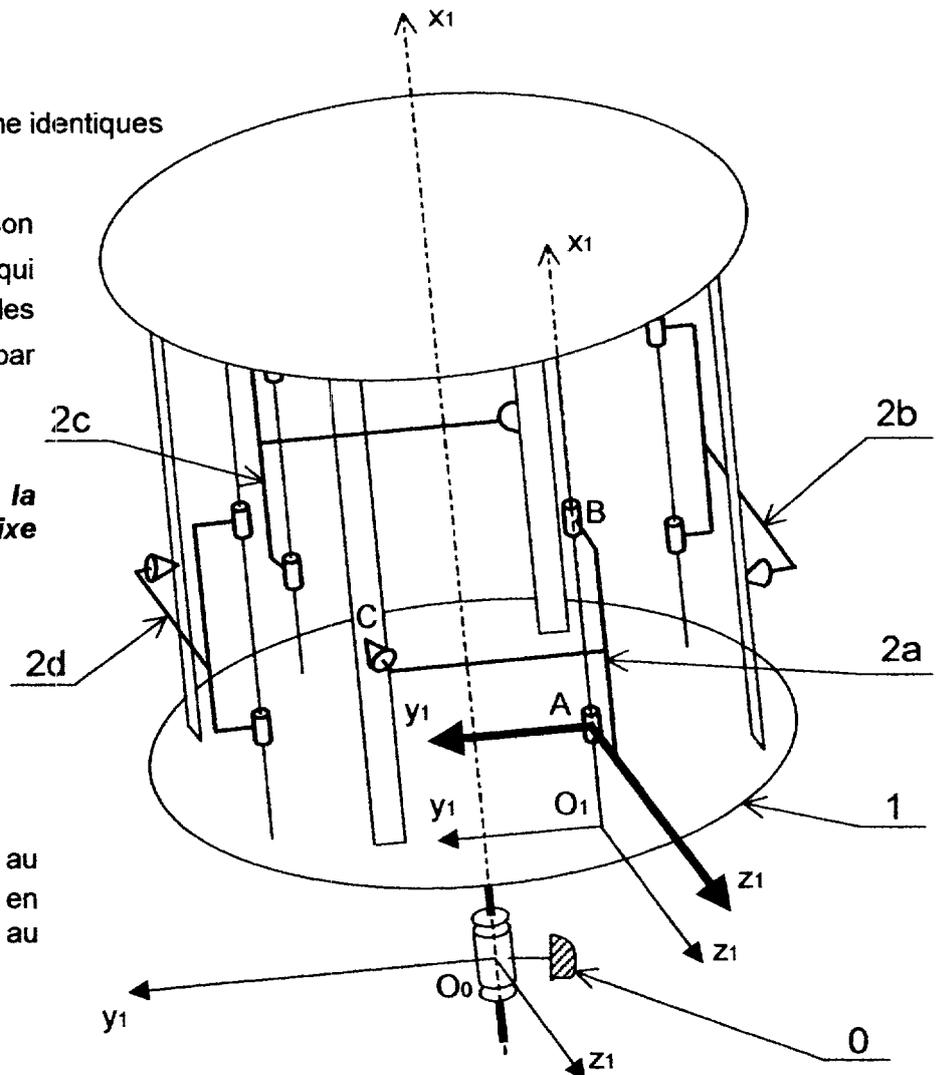
2a = 2b = 2c = 2d ⇒ Supports de forme identiques

Chaque support de forme est en liaison glissière suivant un axe // à  $(O_0, \vec{x}_1)$  qui est matérialisé par deux douilles à billes de centres A et B d'axe  $(O_1, \vec{x}_1)$  et par un galet en C.

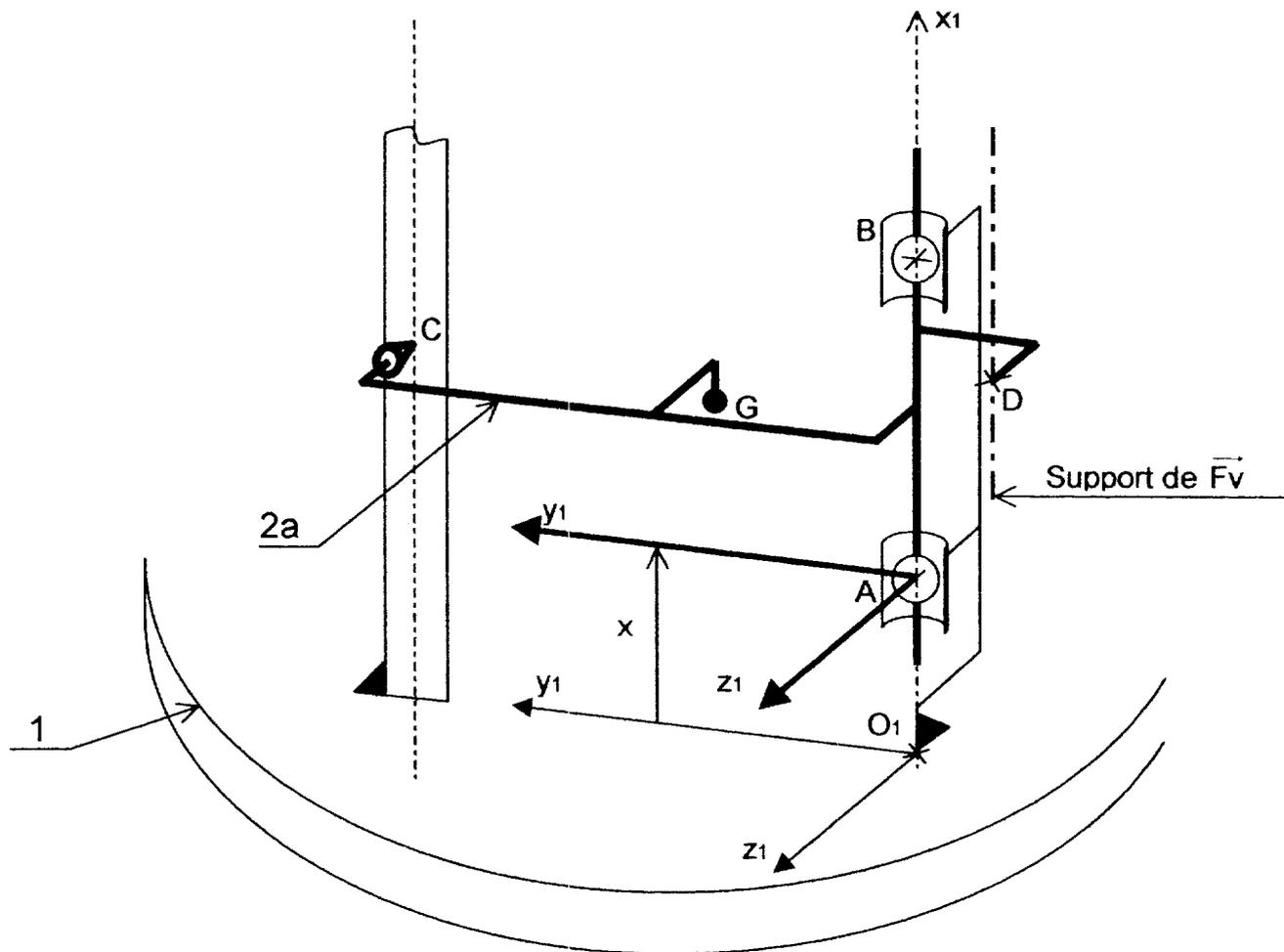
**L'étude A sera effectuée dans la position 3 où le carrousel 1 est fixe par rapport au bâti 0.**

Le repère  $R_1 = (O_0, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$  lié au carrousel fixe 1 peut être considéré comme galiléen.

$R_{2a} = (A, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$  est le repère lié au support de forme 2a qui est en translation rectiligne par rapport au repère  $R_1$ .



Paramétrage du support de forme 2a en position 3, dans l'étape de montée



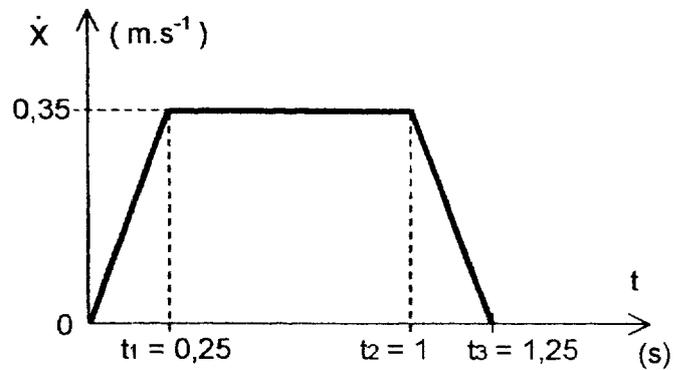
Géométrie et hypothèses

- On note par  $\Sigma = \{ 2a, 4 \text{ lits} \}$  le système matériel en translation suivant  $(O_1, \vec{x}_1)$ .
- G est le centre de gravité de  $\Sigma$ .
- La masse maximale de  $\Sigma$  est  $m = 17 \text{ kg}$ .
- La position de  $\Sigma$  est paramétrée par  $\vec{O_1A} = x \cdot \vec{x}_1$ .
- Les points A, B et C appartiennent au plan  $(O_1, \vec{x}_1, \vec{y}_1)$ .
- En D, l'action du vérin V assurant la montée de 2a est un glisseur de résultante  $\vec{F}_V = \|\vec{F}_V\| \cdot \vec{x}_1$ .
- $\vec{AB} = 310 \cdot \vec{x}_1$
- $\vec{AC} = 185 \cdot \vec{x}_1 + 602 \cdot \vec{y}_1$
- $\vec{AD} = 245 \cdot \vec{x}_1 - 44 \cdot \vec{y}_1 + 44 \cdot \vec{z}_1$
- $\vec{AG} = 173 \cdot \vec{x}_1 + 283 \cdot \vec{y}_1 - 29 \cdot \vec{z}_1$
- En A, liaison linéaire annulaire parfaite d'axe  $(A, \vec{x}_1)$ .
- En B, liaison linéaire annulaire parfaite d'axe  $(B, \vec{x}_1)$ .
- En C, liaison ponctuelle parfaite de normale  $(C, \vec{z}_1)$ .
- L'accélération de la pesanteur est  $\vec{g} = -9,81 \cdot \vec{x}_1 \text{ ( m.s}^{-2} \text{ )}$ .

## Travail demandé

**A.1** – Détermination des efforts sur les douilles à billes.

**A.11** – La loi des vitesses du mouvement de montée du système matériel  $\Sigma$  est une loi supposée en trapèze, définie ci-contre.  $\Sigma$  effectue une course en translation de 350 mm pendant cette montée. Déterminer la composante algébrique d'accélération  $\ddot{x}$  de  $\Sigma$ .



**A.12** – Isoler le système matériel  $\Sigma$  dans la phase d'accélération. Ecrire dans la base  $B_1 = (\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ , les torseurs des actions mécaniques extérieures au système matériel isolé.

**A.13** – Enoncer le Principe Fondamental de la Dynamique appliqué à  $\Sigma$ . En déduire  $\|\vec{F}_v\|$  en fonction de  $m$ ,  $\|\vec{g}\|$ , et  $\ddot{x}$ .

**A.14** – La résolution du système d'équations (à ne pas faire) montre que toutes les coordonnées des actions mécaniques de liaison sont proportionnelles à  $\|\vec{F}_v\|$ . En exploitant la loi du A.11 expliquer pourquoi les charges radiales sur les douilles à billes seront maximales en phase d'accélération.

**A.2** – Choix des paliers à douilles à billes.

Une étude dynamique complète montre que les charges maximales sur les douilles à billes de  $\Sigma$ , peuvent être modélisées par les torseurs d'actions mécaniques suivants : (N et N.m)

$$[\mathfrak{I}_{1 \rightarrow \Sigma}]_A = {}_A \begin{Bmatrix} \vec{A}_{1 \rightarrow \Sigma} \\ \vec{0} \end{Bmatrix} = {}_A \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 201 & 0 \\ -45 & 0 \end{Bmatrix}_{(x_1, y_1, z_1)}$$

$$[\mathfrak{I}_{1 \rightarrow \Sigma}]_B = {}_B \begin{Bmatrix} \vec{B}_{1 \rightarrow \Sigma} \\ \vec{0} \end{Bmatrix} = {}_B \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -201 & 0 \\ 45 & 0 \end{Bmatrix}_{(x_1, y_1, z_1)}$$

Idem obtenus par logiciel

	Force (N)	Moment (N.mm)
A 1/2	0.000000 201.020613 -44.876161	0.0000 0.0000 0.0000
B 1/2	0.000000 -201.020613 44.876161	0.0000 0.0000 0.0000

Les principaux éléments de la méthode de détermination des douilles à billes INA sont fournis dans la documentation ressource pages 12 et 13.

La vitesse moyenne d'un aller-retour de  $\Sigma$  (700 mm réalisé en 2,5 s) est de 0,28 m.s<sup>-1</sup>.  
Chaque support de forme effectue 8 aller-retours par minute.

La machine doit avoir une durée de vie de 8 ans ; elle fonctionne 14 h/j et 300 j/an.

Les arbres de guidage ont une dureté de 60 HRC.

L'orientation de la charge n'est pas définie sur les douilles à billes.

Une étude de flexion de l'arbre a permis d'arrêter un arbre  $\varnothing$  mini = 16 mm dont le défaut géométrique maximal vaut  $\varphi = 1,35'$ .

On adoptera un rapport  $F/C = 0,1$  entre la charge radiale maximale et la charge de base dynamique.

**A.21** – Déterminer la durée de vie nominale  $L_h$  souhaitée en heures de fonctionnement pour les douilles à billes.

**A.22** – Déterminer la charge radiale maximale  $F$ .

**A.23** – Déterminer les références des paliers à douilles à billes INA en série massive qu'il faut utiliser en tenant compte des facteurs correcteurs  $f_H$ ,  $f_s$  et  $K_f$ . Expliquer votre démarche.

## Etude B : répondre sur feuille(s) de copie distincte(s).

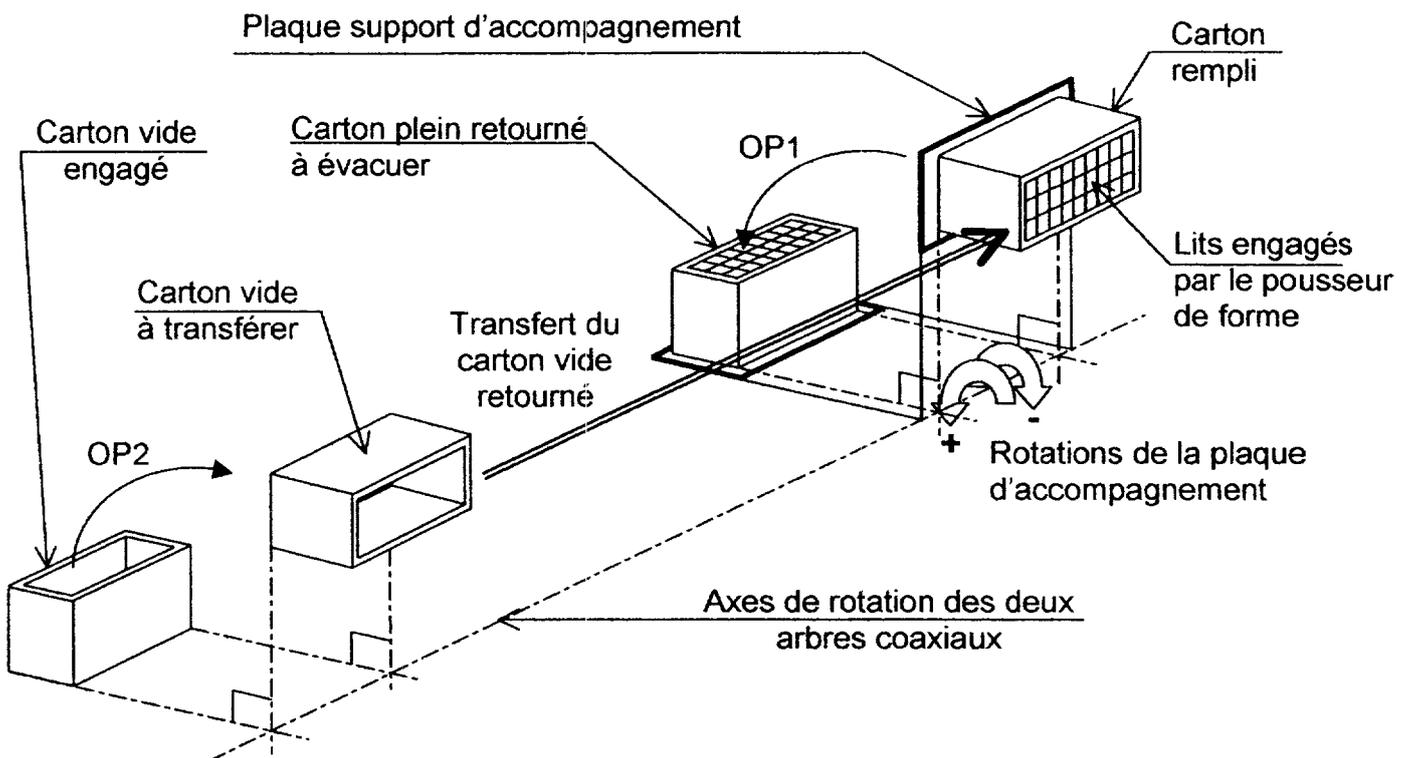
**Problème technique à résoudre** : choisir le mécanisme d'indexage à 4 positions du retourneur double. On suivra la méthode du constructeur pages 14 et 15.

### Mise en situation du retourneur double de l'encaisseuse "ELCC"

A proximité de la position 3 de l'encaisseuse (voir pages 3 et 4 de la présentation générale), un retourneur permet de réaliser **une double opération** à partir d'un seul indexeur à quatre positions.

La représentation schématique ci-dessous définit succinctement cette double opération :

- ⇒ OP1 : Retournement d'un carton rempli par le pousseur de forme de l'encaisseuse.
- ⇒ OP2 : Retournement d'orientation d'un carton vide avant remplissage.



### Architecture et fonctionnement du retourneur double

L'architecture globale du retourneur ainsi que la chronologie de toutes les mobilités de principe du double retournement sont illustrées avec plus de détails sur la page 9 en quatre phases distinctes de fonctionnement.

### Chaîne cinématique et schématisation du retourneur double

Le retourneur est principalement constitué (voir page 9) de deux arbres primaires 1 et 2 coaxiaux à un arbre secondaire creux S2. Il possède également un arbre intermédiaire AI de renvoi de mouvement qui est parallèle aux trois premiers.

Comme le montre la page 9, l'arbre primaire 1 et l'arbre secondaire S2 sont équipés chacun de quatre effecteurs à pales recevant les cartons. L'arbre primaire 1 est en plus équipé d'une plaque d'accompagnement PA qui stabilise le carton rempli durant OP1.

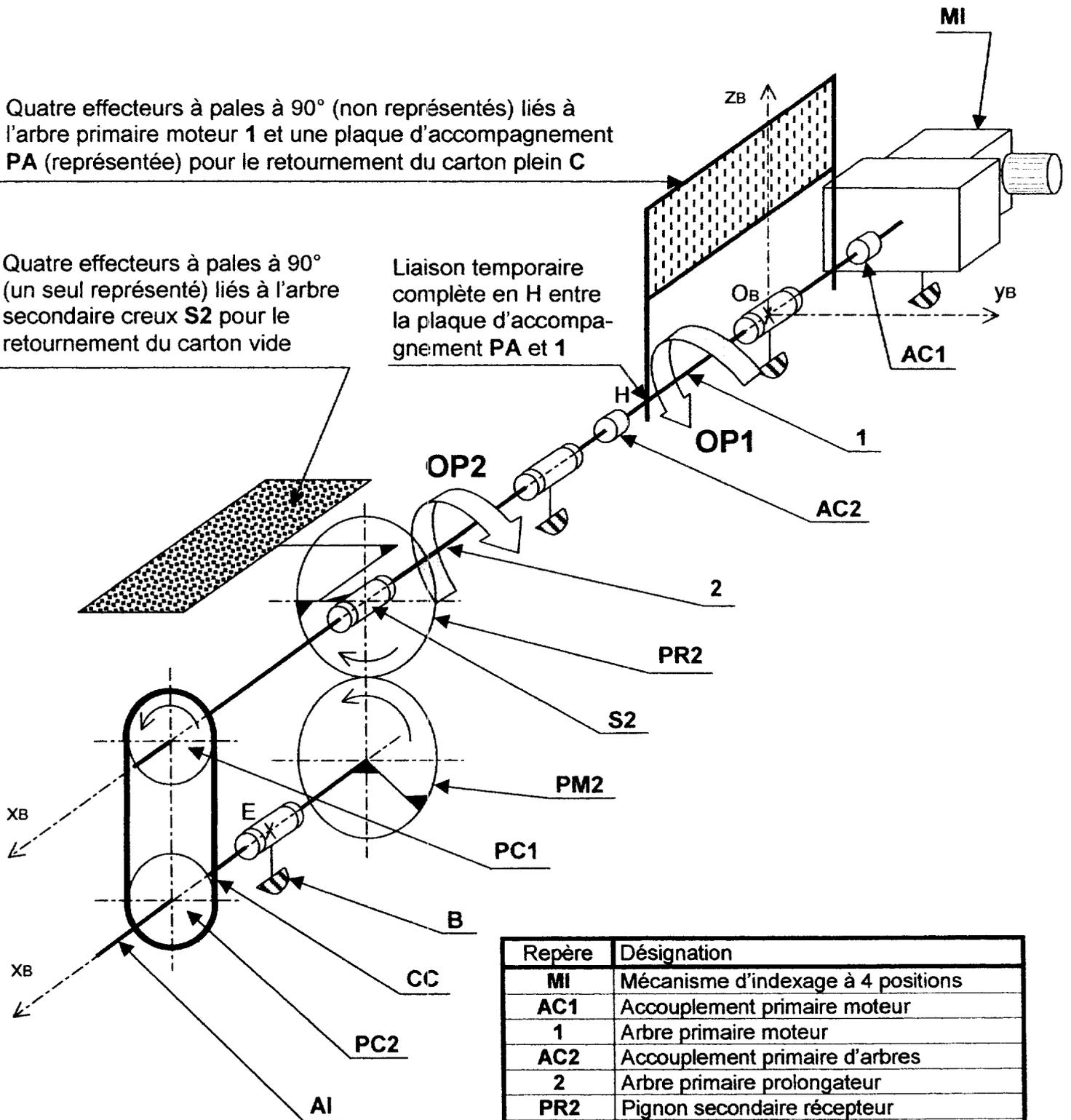
Le mécanisme d'indexage MI à quatre positions qui assure les opérations simultanées OP1 et OP2, est accouplé par AC1 à l'arbre primaire 1. Il entraîne S2 en rotation grâce à une transmission par poulies crantées PC1 et PC2 et par engrenage PM2 - PR2.

# Architecture globale du retourneur - Quatre phases distinctes de fonctionnement

Quatre effecteurs à pales à 90° (non représentés) liés à l'arbre primaire moteur 1 et une plaque d'accompagnement PA (représentée) pour le retournement du carton plein C

Quatre effecteurs à pales à 90° (un seul représenté) liés à l'arbre secondaire creux S2 pour le retournement du carton vide

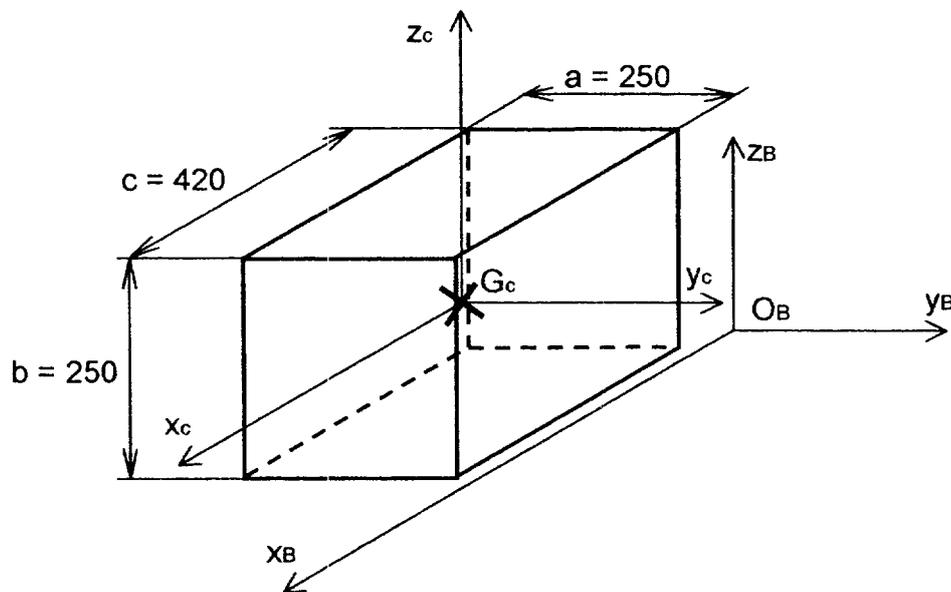
Liaison temporaire complète en H entre la plaque d'accompagnement PA et 1



Repère	Désignation
MI	Mécanisme d'indexage à 4 positions
AC1	Accouplement primaire moteur
1	Arbre primaire moteur
AC2	Accouplement primaire d'arbres
2	Arbre primaire prolongateur
PR2	Pignon secondaire récepteur
S2	Arbre secondaire creux
PM2	Pignon secondaire moteur
PC1	Poulie crantée motrice primaire
B	Bâti
CC	Courroie crantée
PC2	Poulie crantée réceptrice secondaire
AI	Arbre intermédiaire

## Géométrie et hypothèses

- $R_B = (O_B, \vec{x}_B, \vec{y}_B, \vec{z}_B)$  est le repère supposé galiléen lié au bâti **B**.
- On note par  $\Sigma 1 = \{ AC1, 1, PA, AC2, 2, PC1 \}$  le système matériel primaire en rotation autour de  $(O_B, \vec{x}_B)$ .
- On note par  $\Sigma 2 = \{ PC2, AI, PM2 \}$  le système matériel intermédiaire en rotation autour de  $(E, \vec{x}_B)$ .
- On note par  $\Sigma 3 = \{ PR2, S2 \}$  le système matériel secondaire en rotation autour de  $(O_B, \vec{x}_B)$ .
- On suppose que le centre de gravité du système matériel  $\Sigma 1 \oplus \Sigma 3 \in (O_B, \vec{x}_B)$  ; celui de  $\Sigma 2 \in (E, \vec{x}_B)$ .
- $G_c$  est le centre de gravité du carton plein **C** de masse uniformément répartie  $m_c = 7$  kg.
- En début de retournement  $OP1$ , la position du carton plein **C** est définie par le vecteur  $\vec{O_B G_c} = 250 \cdot \vec{x}_B + 90 \cdot \vec{y}_B + 225 \cdot \vec{z}_B$  et ses dimensions (  $a$  ,  $b$  ,  $c$  ) sont les suivantes :



- $R_c = (G_c, \vec{x}_c, \vec{y}_c, \vec{z}_c)$  est le repère lié au carton plein **C** tel que  $(G_c, \vec{x}_c) // (O_B, \vec{x}_B)$ .
- L'accélération de la pesanteur est  $\vec{g} = -9,81 \cdot \vec{z}_B$  (  $m \cdot s^{-2}$  ).
- On note respectivement  $\theta_{\Sigma 1}(t)$ ,  $\theta_{\Sigma 2}(t)$  et  $\theta_{\Sigma 3}(t)$ , les paramètres de position angulaire de  $\Sigma 1$ ,  $\Sigma 2$  et  $\Sigma 3$ .
- Les poulies crantées **PC1** et **PC2** sont identiques, de même pour les pignons **PM2** et **PR2**.
- Le moment d'inertie de  $\Sigma 1$  par rapport à l'axe  $(O_B, \vec{x}_B)$  est  $J_{\Sigma 1} = 0,49$  kg.m<sup>2</sup>.
- Le moment d'inertie de  $\Sigma 2$  par rapport à l'axe  $(E, \vec{x}_B)$  est  $J_{\Sigma 2} = 3,2 \cdot 10^{-3}$  kg.m<sup>2</sup>.
- Le moment d'inertie de  $\Sigma 3$  par rapport à l'axe  $(O_B, \vec{x}_B)$  est  $J_{\Sigma 3} = 0,41$  kg.m<sup>2</sup>.
- L'inertie du carton vide est négligée devant celle du carton plein **C**.
- La masse de la courroie est négligée
- Il y a non-glissement du carton plein **C** sur les pales et sur la plaque **PA** lors du retournement.

## Travail demandé

**B.1** – Exprimer les relations entre les deux vitesses de rotation  $\dot{\theta}_{\Sigma 1}$  et  $\dot{\theta}_{\Sigma 2}$  puis entre  $\dot{\theta}_{\Sigma 2}$  et  $\dot{\theta}_{\Sigma 3}$ .

**B.2** – Déterminer le moment d'inertie  $J_c$  du carton plein **C** par rapport à l'axe de rotation  $(O_B, \vec{x}_B)$ .

Pour cela compléter la zone de saisie du logiciel dont un extrait de l'interface est donné ci-dessous (les valeurs de  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ,  $e$  et de la densité seront portées SUR LA COPIE).

### Cadre de saisie

x Longueur  
y Largeur  
z Hauteur

	▲	mm
	▲	mm
	▲	mm

Densité [ kg / dm<sup>3</sup> ]

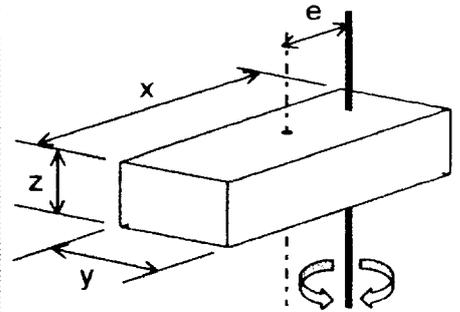
7,8 (Acier)

2,7 (Aluminium)

autre

e Distance centre de gravité à l'axe de rotation

<input type="text"/>	▲	mm
----------------------	---	----



Le logiciel fournit le résultat :

$$J = 4828,64 \cdot 10E - 4 \text{ kg.m}^2$$

**B.3** – Exprimer littéralement l'énergie cinétique  $E(\Sigma/R_B)$  du système matériel  $\Sigma = \Sigma 1 \oplus \Sigma 2 \oplus \Sigma 3 \oplus C$  en mouvement /  $R_B$ , en ne faisant apparaître que la vitesse de rotation  $\dot{\theta}_{\Sigma 1}$ .

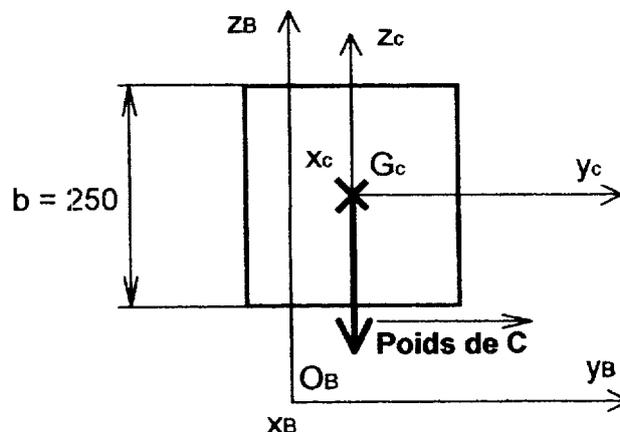
En déduire la valeur numérique du moment d'inertie équivalent  $J_{\Sigma \text{équiv}}$  par rapport à l'axe  $(O_B, \vec{x}_B)$ .

**B.4** – En utilisant les documents ressource pages 14, 15 et 16, déterminer la référence du mécanisme d'indexage CF3 à arbres parallèles SOPAP.

Rédiger votre réponse de manière structurée en suivant la notice de calcul proposée.

Pour traiter cette question, on adoptera les données suivantes :

- $J_{\Sigma \text{équiv}} = 1,4 \text{ kg.m}^2$ .
- Le mécanisme effectue 4 arrêts par tour de l'arbre de sortie.
- Afin d'avoir une bonne sécurité dans le choix du mécanisme d'indexage, on envisagera un cycle de fonctionnement composé d'un temps de mouvement d'indexage de 0,4 s et d'un temps d'arrêt de 0,8 s.
- Indépendamment de la série ( ou bien de l'entraxe ) du mécanisme d'indexage, le coefficient d'accélération  $C_a$  reste le même pour un nombre d'indexages donné et un angle d'indexage donné.
- Toutes les actions mécaniques de frottement génèrent un couple résistant sur  $(O_B, \vec{x}_B)$  qui est évalué à 0,05 daN.m.
- La charge extérieure correspond au poids du carton plein C. Le couple nécessaire pour vaincre les forces extérieures sera donc le couple autour de  $(O_B, \vec{x}_B)$  engendré par le poids du carton plein C positionné en début de retournement OP1.



- Le rendement global du mécanisme d'indexage et du motoréducteur est de 0,8.

**Capacité de charge et durée de vie des douilles à billes INA**

La charge, la durée de vie et la sécurité déterminent les dimensions de la douille à billes.

**Durée de vie nominale**

90% des douilles identiques en nombre important, atteignent voire dépassent la durée de vie nominale Lh, avant l'apparition des premiers signes de fatigue.

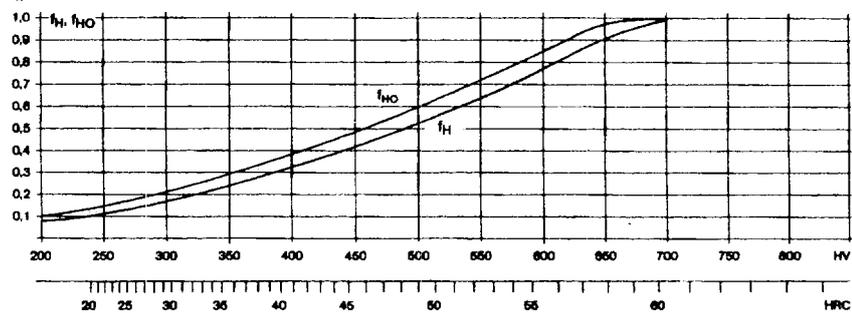
$$L_h = \frac{1666}{V} \cdot \left( \frac{f_H \cdot f_S \cdot C}{K_F \cdot F} \right)^3$$

Lh en ( h ) : durée de vie nominale en heures de fonctionnement.  
 C en ( N ) : charge de base dynamique.  
 F en ( N ) : charge radiale maximale.  
 V en ( m.min<sup>-1</sup> ) : vitesse moyenne.  
 f<sub>H</sub>, f<sub>S</sub> et K<sub>F</sub> : facteurs définis ci-après

**Durété du chemin de roulement : facteur f<sub>H</sub>**

L'emploi d'arbres ayant une dureté superficielle inférieure à 59 HRC implique la prise en compte du facteur de dureté f<sub>H</sub>.

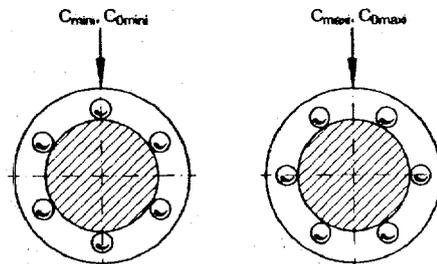
f<sub>H</sub> est le facteur de dureté donné en fonction de la dureté de l'arbre.



**Orientation de la charge : facteur f<sub>S</sub>**

Les charges de bases effectives des douilles dépendent de l'orientation de la charge par rapport aux rangées de billes, ainsi elles seront :

- minimales lorsque les rangées de billes sont placées suivant la direction de la charge ou bien si l'orientation de la charge n'est pas définie,
- maximales lorsque les rangées de billes sont positionnées symétriquement par rapport à la direction de la charge.



Selon le cas, les fig. ci-dessous donnent le facteur f<sub>S</sub> d'orientation de la charge dynamique.

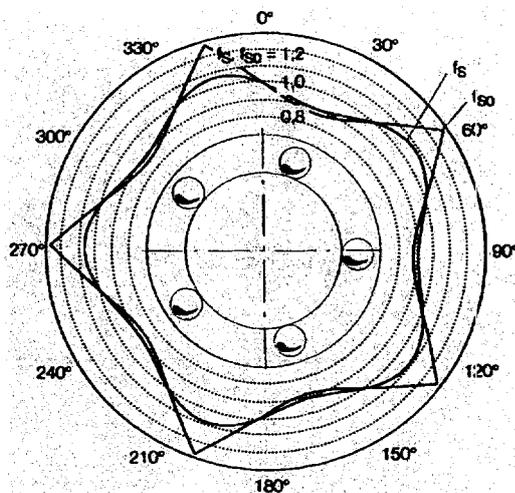


Fig. 49 · Facteur d'orientation de charge : série à auto-alignement pour des diamètres d'arbres de 12 et 16 mm

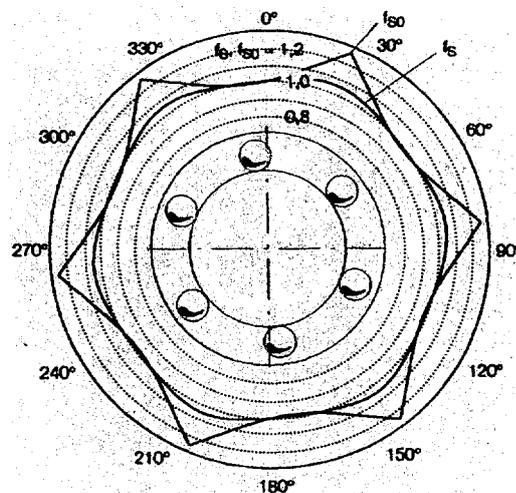


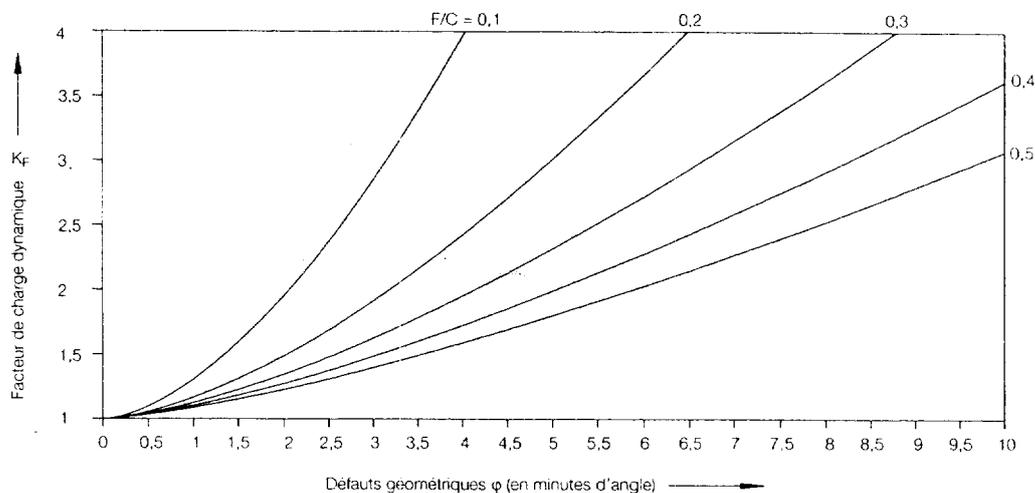
Fig. 50 · Facteur d'orientation de charge : série à auto-alignement pour des diamètres d'arbres de 20, 25, 30, 40 et 50 mm

# PRINCIPAUX ELEMENTS DE LA METHODE DE DETERMINATION DES DOUILLES A BILLES

Extrait du catalogue LIF de la société INA – Guidages linéaires – Arbres et douilles à billes

## Défauts géométriques des arbres : facteur K<sub>F</sub>

En raison de la flexion des arbres, l'apparition de défauts au niveau de la rectitude et du parallélisme des arbres est possible et difficile à éviter. Aussi, dans ce cas, il faut prendre en considération le facteur de défauts géométriques K<sub>F</sub>.



Facteur de charge dynamique (pour défauts géométriques)

## Tableau des paliers INA – Série massive avec étanchéité, lubrifiés, regraissables

Ø de l'arbre	Désignation	Masse Kg	Dimensions			Graiss <sup>r</sup> INA	Nb de rangées billes	Charge de base dyn C	Charge de base stat Co	
			d	A	C h12					H
12	KGB 1232 PP AS	0,1	12 <sup>+0,008</sup> <sub>-0</sub>	52	32	35,8	NIPA1	5	540 N	385 N
16	KGB 1636 PP AS	0,14	16 <sup>+0,009</sup> <sub>-0,001</sub>	56	36	37,5	NIPA1	5	710 N	530 N
20	KGB 2045 PP AS	0,3	20 <sup>+0,009</sup> <sub>-0,001</sub>	70	45	48	NIPA1	6	1570 N	1230 N
25	KGB 2558 PP AS	0,58	25 <sup>+0,011</sup> <sub>-0,001</sub>	80	58	58	NIPA1	6	2800 N	2220 N
30	KGB 3068 PP AS	0,9	30 <sup>+0,011</sup> <sub>-0,001</sub>	88	68	67	NIPA2	6	3600 N	2850 N
40	KGB 4080 PP AS	1,43	40 <sup>+0,013</sup> <sub>-0,002</sub>	108	80	83,5	NIPA2	6	6000 N	4400 N
50	KGB 50100 PP AS	2,78	50 <sup>+0,013</sup> <sub>-0,002</sub>	135	100	98	NIPA2	6	8700 N	6300 N

## Désignation et représentation des paliers INA

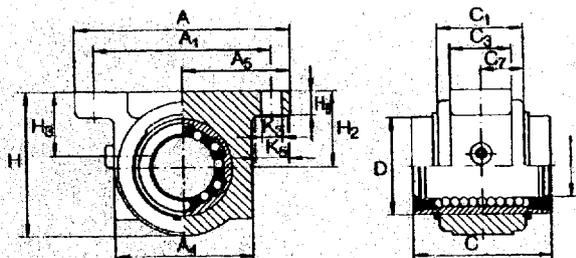
**KGB .... PP AS**

Série KGB avec corps en aluminium moulé par injection.

Quatre chiffres . . . . qui sont le Ø et la longueur de la douille à billes en mm.

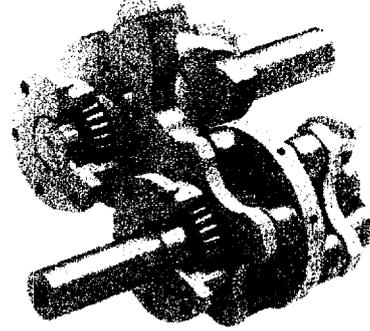
Suffixe PP : étanchéité par joints racleurs aux deux extrémités.

Suffixe AS : regraissable.

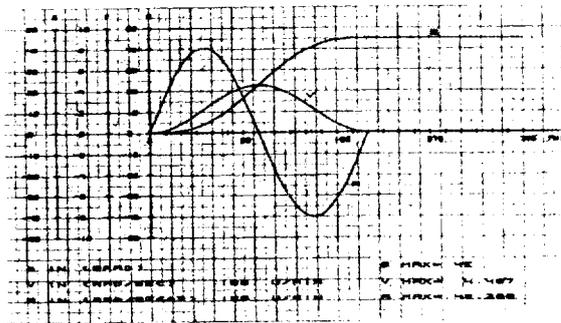
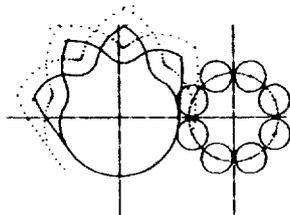


Ce mécanisme à mouvement intermittent comprend deux cames conjuguées et une tourelle à galets radiaux pour la commande intermittente de plateaux diviseurs, convoyeurs, etc.

- mouvement positif sans à-coups,
- came en acier trempé - lubrification à bain d'huile,
- carter usiné sur toutes les faces, permettant toutes positions de montage,
- montage direct du réducteur ou motoréducteur, possible,
- fourniture possible des éléments seuls (cames et tourelle),
- exécution spéciale sur demande, même avec mouvement oscillant de l'arbre de sortie,
- livrable avec réducteur ou motoréducteur flasqué.

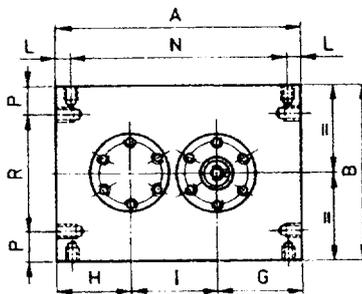


Exemple de courbes du mécanisme CF3  
Déplacement/vitesse/accélération

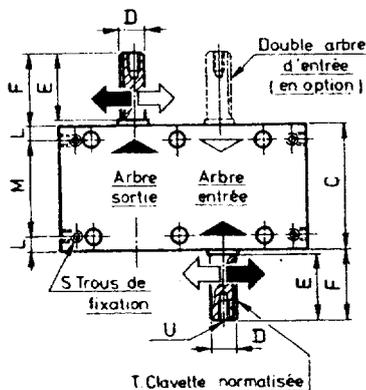


Voir  
ZOOM  
Page 15

### ENCOMBREMENT



La rainure de clavette de l'arbre d'entrée est en position horizontale au milieu de la période d'arrêt. La rainure de la clavette de l'arbre de sortie est en position horizontale pendant l'arrêt.



Série	65 P	80 P	105 P	130 P
A	190	240	300	370
B	140	180	210	260
C	95	120	150	180
D <sup>14</sup>	19	28	30	42
E	40	60	80	110
F	43	65	85	115
G	70	90	105	130
H	55	70	90	110
I	65	80	105	130
L	7,5	12,5	17,5	18
M	80	95	115	144
N	175	215	265	334
P	22,5	30	35	40
R	95	120	140	180
S	M 6 x 12	M 8 x 15	M 10 x 20	M 12 x 25
T	6 x 6 x 35	8 x 7 x 55	8 x 7 x 75	12 x 8 x 100
U	M 6 x 16	M 10 x 22	M 10 x 22	M 16 x 36
Masse kg	12,5	25	45	80

L'inversion du sens de rotation de l'arbre d'entrée entraîne aussi l'inversion du sens de rotation de l'arbre de sortie, sans changement des caractéristiques cinématiques.

### CALCUL DU MÉCANISME

#### I - Couple nécessaire pour vaincre les inerties :

$$M_i = \frac{J \cdot Ca \cdot 72 \pi \cdot n_c^2}{n \cdot \beta^2 \cdot 10} \quad (\text{daN.m})$$

Ca : coefficient d'accélération (voir tableau page C2).  
n<sub>c</sub> : nombre d'indexages par minute.

n : nombre d'arrêts - β : angle d'indexage (degrés).  
J : moment d'inertie de masse (kg.m<sup>2</sup>).

#### 1 - Nombre d'indexages/minute :

$$n_c = \frac{60}{t_1 + t_2} \quad (\text{indexages/minute})$$

t<sub>1</sub> : temps nécessaire pour le mouvement (seconde).

t<sub>2</sub> : temps d'arrêt (seconde).

#### 2 - Angle d'indexage : $\beta = \frac{11 \cdot 360}{t_1 + t_2}$ (degrés)

#### 3 - Moment d'inertie des masses (J) :

— cylindre plein :  $J = m \cdot \frac{d^2}{8}$  (kg.m<sup>2</sup>)

— cylindre creux :  $J = m \cdot \left( \frac{d_e^2 + d_i^2}{8} \right)$  (kg.m<sup>2</sup>)

— pour le rayon d'application donné :  
 $J = m \cdot r^2$  (kg.m<sup>2</sup>)

m : masse (kg) - d : diam. (m) - r : rayon de travail (m).

#### II - Couple nécessaire pour vaincre les frottements :

$$M_f = G \cdot r_m \cdot \mu \quad (\text{daN.m})$$

G : force de frottement (daN).

r<sub>m</sub> : rayon d'application (m).

μ : coefficient de frottement.

#### III - Couple nécessaire pour vaincre les forces extérieures Mw (pendant la séquence d'avance) :

$$M_w = F \cdot r_w \quad (\text{daN.m})$$

F : grandeur de la force (daN).

r<sub>w</sub> : rayon d'application (m).

#### IV - Couple total M en sortie :

$$M = M_i + M_f + M_w \quad (\text{daN.m})$$

#### V - Couple d'entrée : $M_e = M \cdot K$ (daN.m)

K : coefficient couple à l'entrée (voir tableau page C2).

#### VI - Puissance d'entraînement P :

$$P = \frac{M_e \cdot n_c}{974 \cdot \eta_r} \quad (\text{kW})$$

η<sub>r</sub> : coefficient de rendement du mécanisme d'indexage et motoréducteur.

# CALCUL DU MÉCANISME

## I - Couple nécessaire pour vaincre les inerties :

$$M_i = \frac{J \cdot C_a \cdot 72 \pi \cdot n_c^2}{n \cdot \beta^2 \cdot 10} \text{ (daN.m)}$$

$C_a$  : coefficient d'accélération (voir tableau page C2).

$n_c$  : nombre d'indexages par minute.

$n$  : nombre d'arrêts -  $\beta$  : angle d'indexage (degrés).

$J$  : moment d'inertie de masse ( $\text{kg.m}^2$ ).

### 1 - Nombre d'indexages/minute :

$$n_c = \frac{60}{t_1 + t_2} \text{ (indexages/minute)}$$

$t_1$  : temps nécessaire pour le mouvement (seconde).

$t_2$  : temps d'arrêt (seconde).

### 2 - Angle d'indexage : $\beta = \frac{t_1 \cdot 360}{t_1 + t_2}$ (degrés)

### 3 - Moment d'inertie des masses ( $J$ ) :

— cylindre plein :  $J = m \frac{d^2}{8}$  ( $\text{kg.m}^2$ )

— cylindre creux :  $J = m \left( \frac{d_e^2 + d_i^2}{8} \right)$  ( $\text{kg.m}^2$ )

— pour le rayon d'application donné :

$$J = m \cdot r^2 \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

$m$  : masse (kg) -  $d$  : diam. (m) -  $r$  : rayon de travail (m).

## II - Couple nécessaire pour vaincre les frottements :

$$M_\mu = G \cdot r_m \cdot \mu \text{ (daN.m)}$$

$G$  : force de frottement (daN).

$r_m$  : rayon d'application (m).

$\mu$  : coefficient de frottement.

## III - Couple nécessaire pour vaincre les forces extérieures $M_w$ (pendant la séquence d'avance) :

$$M_w = F \cdot r_w \text{ (daN.m)}$$

$F$  : grandeur de la force (daN).

$r_w$  : rayon d'application (m).

## IV - Couple total $M$ en sortie :

$$M = M_i + M_\mu + M_w \text{ (daN.m)}$$

## V - Couple d'entrée : $M_e = M \cdot K$ (daN.m)

$K$  : coefficient couple à l'entrée (voir tableau page C2).

## VI - Puissance d'entraînement $P$ :

$$P = \frac{M_e \cdot n_c}{974 \cdot \eta_r} \text{ (kW)}$$

$\eta_r$  : coefficient de rendement du mécanisme d'indexage et motoréducteur.

SÉRIES 65 P et 80 P

Nombre d'arrêts	Angle d'index. $\alpha$	SÉRIE 65 P										SÉRIE 80 P									
		Code	Couple statique daN.m	Couple dynamique à la sortie (daN.m)						Coeff. d'accélération	Coeff. couple entrée	Code	Couple statique daN.m	Couple dynamique à la sortie (daN.m)						Coeff. d'accélération	Coeff. couple entrée
				Nbre d'indexages/minute										Nbre d'indexages/minute							
				50	100	200	300	400	500					Ca	K	50	100	200	300		
1	300	65 P - 1 - 300	4,0	2,99	2,98	2,71	2,23	1,85	1,55	8,0	0,86	80 P - 1 - 300	11,9	9,3	9,3	7,8	6,4	5,4	4,4	8,0	0,86
2	180	65 P - 2 - 180	2,8	2,46	2,45	2,41	2,34	2,10	1,76	6,6	0,79	80 P - 2 - 180	9,6	8,4	8,3	8,2	7,2	6,0	5,0	6,6	0,78
	210	65 P - 2 - 210	2,8	2,40	2,39	2,36	2,30	2,00	1,67	6,6	0,67	80 P - 2 - 210	9,6	8,4	8,3	8,2	7,3	6,0	5,0	6,6	0,67
	240	65 P - 2 - 240	2,8	2,32	2,31	2,28	2,24	1,92	1,61	6,6	0,59	80 P - 2 - 240	9,6	8,3	8,2	8,1	7,0	5,8	4,8	6,6	0,59
	270	65 P - 2 - 270	2,8	2,13	2,13	2,11	1,89	1,57	1,31	5,5	0,66	80 P - 2 - 270	9,6	8,3	8,3	7,9	6,5	5,4	4,5	6,3	0,86
3	120	65 P - 3 - 120	4,0	3,06	3,04	2,99	2,90	2,78	2,16	6,6	0,79	80 P - 3 - 120	11,9	10,2	10,1	9,9	9,7	8,8	7,2	6,6	0,78
	150	65 P - 3 - 150	4,0	2,98	2,97	2,93	2,86	2,63	2,21	6,6	0,63	80 P - 3 - 150	11,9	9,9	9,9	9,7	9,5	8,0	6,7	6,6	0,63
	180	65 P - 3 - 180	4,0	2,73	2,72	2,70	2,56	2,13	1,78	5,5	0,66	80 P - 3 - 180	11,9	9,4	9,3	9,0	7,8	6,5	5,4	5,5	0,65
	210	65 P - 3 - 210	4,0	2,65	2,64	2,62	2,45	2,04	1,70	5,5	0,56	80 P - 3 - 210	11,9	9,4	9,3	8,7	7,4	6,2	5,2	5,5	0,56
4	90	65 P - 4 - 90	2,8	2,52	2,51	2,44	2,33	2,18	1,98	6,6	0,79	80 P - 4 - 90	9,6	8,3	8,2	8,0	7,6	7,1	6,4	6,4	0,73
	120	65 P - 4 - 120	2,8	2,44	2,43	2,40	2,34	2,25	1,80	5,5	0,74	80 P - 4 - 120	9,6	8,6	8,6	8,5	8,3	7,4	6,3	5,5	0,74
	150	65 P - 4 - 150	2,8	2,35	2,35	2,32	2,27	2,11	1,80	5,5	0,59	80 P - 4 - 150	9,6	8,6	8,6	8,5	8,3	6,7	5,6	5,5	0,59
	180	65 P - 4 - 180	2,8	2,26	2,25	2,23	2,19	2,08	1,74	5,5	0,49	80 P - 4 - 180	9,6	8,5	8,5	8,4	7,8	6,5	5,4	5,5	0,49
6*	150	65 P - 6 - 150	4,0	3,01	2,99	2,93	2,82	2,67	2,09	6,6	0,63	80 P - 6 - 150	11,9	10,0	10,0	9,9	9,9	9,7	9,6	6,6	0,63
	180	65 P - 6 - 180	4,0	3,00	2,98	2,94	2,87	2,60	2,19	5,5	0,66	80 P - 6 - 180	11,9	10,0	10,0	9,9	9,9	9,8	9,7	5,5	0,65
	210	65 P - 6 - 210	4,0	2,95	2,94	2,91	2,85	2,59	2,20	5,5	0,56	80 P - 6 - 210	11,9	9,8	9,8	9,8	9,7	9,7	9,6	5,5	0,56
	240	65 P - 6 - 240	4,0	2,92	2,91	2,88	2,83	2,57	2,20	5,5	0,49	80 P - 6 - 240	11,9	9,7	9,7	9,7	9,6	9,6	9,5	5,5	0,49
8*	120	65 P - 8 - 120	2,8	2,47	2,45	2,38	2,26	2,10	1,88	6,6	0,59	80 P - 8 - 120	9,6	9,0	8,9	8,7	8,3	7,6	6,9	6,6	0,59
	150	65 P - 8 - 150	2,8	2,40	2,38	2,34	2,26	2,14	1,69	6,6	0,47	80 P - 8 - 150	9,6	8,8	8,7	8,5	8,2	7,8	6,1	6,6	0,47
	180	65 P - 8 - 180	2,8	2,38	2,37	2,34	2,28	2,07	1,75	5,5	0,49	80 P - 8 - 180	9,6	8,4	8,4	8,3	8,1	7,3	6,2	5,5	0,49
	210	65 P - 8 - 210	2,8	2,35	2,34	2,31	2,26	2,07	1,76	5,5	0,42	80 P - 8 - 210	9,6	8,3	8,3	8,2	8,0	7,3	6,2	5,5	0,49
8*	240	65 P - 8 - 240	2,8	2,32	2,31	2,29	2,25	2,06	1,76	5,5	0,37	80 P - 8 - 240	9,6	8,0	8,0	7,9	7,8	7,1	6,1	5,5	0,37
	270	65 P - 8 - 270	2,8	2,30	2,29	2,27	2,23	2,12	1,83	5,5	0,33	80 P - 8 - 270	9,6	7,9	7,9	7,8	7,7	7,3	6,3	5,5	0,32

\* Pour les mécanismes à 6 et 8 positions, l'arbre de sortie accomplit deux cycles de commande pour un tour de l'arbre d'entrée, c'est-à-dire que le nombre de tours de l'arbre d'entrée doit être divisé par deux pour obtenir le nombre d'arrêts par minute demandé.

Eviter le montage d'éléments élastiques sur les arbres d'entrée et de sortie. Prévoir une protection contre les blocages éventuels à l'arbre de sortie.

SÉRIES 105 P et 130 P

Nombre d'arrêts	Angle d'index. $\alpha$	SÉRIE 105 P										SÉRIE 130 P									
		Code	Couple statique daN.m	Couple dynamique à la sortie (daN.m)						Coeff. d'accélération	Coeff. couple entrée	Code	Couple statique daN.m	Couple dynamique à la sortie (daN.m)						Coeff. d'accélération	Coeff. couple entrée
				Nbre d'indexages/minute										Nbre d'indexages/minute							
				50	100	200	300	400	500					Ca	K	50	100	200	300		
1	300	105 P - 1 - 300	26,6	19,9	19,8	16,2	13,3	11,0	9,2	8,0	0,86	130 P - 1 - 300	50,5	40,3	38,2	29,5	24,2	20,2	16,8	8,0	0,86
2	180	105 P - 2 - 180	21,3	18,8	18,7	17,7	14,9	12,4	10,4	6,6	0,78	130 P - 2 - 180	40,5	35,8	35,3	33,1	27,2	22,7	18,9	6,6	0,78
	210	105 P - 2 - 210	21,3	18,7	18,6	17,3	14,9	12,4	10,4	6,6	0,67	130 P - 2 - 210	40,5	35,6	35,3	32,6	27,2	22,6	18,9	6,6	0,67
	240	105 P - 2 - 240	21,3	18,4	18,3	17,0	14,3	11,9	9,9	6,6	0,59	130 P - 2 - 240	40,5	35,2	34,9	31,6	26,1	21,7	18,1	6,6	0,59
	270	105 P - 2 - 270	21,3	18,2	18,1	16,6	13,6	11,3	9,5	6,3	0,86	130 P - 2 - 270	40,5	34,9	31,6	26,0	21,4	17,8	14,8	6,3	0,86
3	120	105 P - 3 - 120	26,6	22,6	22,5	21,9	21,0	18,3	15,3	6,6	0,78	130 P - 3 - 120	50,5	43,0	42,6	40,9	38,0	33,2	27,8	6,6	0,78
	150	105 P - 3 - 150	26,6	22,0	21,9	21,5	19,8	16,5	13,8	6,6	0,63	130 P - 3 - 150	50,5	41,9	41,6	40,4	36,1	30,0	25,1	6,6	0,63
	180	105 P - 3 - 180	26,6	21,2	21,2	19,6	16,1	13,4	11,2	5,5	0,65	130 P - 3 - 180	50,5	40,2	40,0	35,3	29,0	24,1	20,1	5,5	0,65
	210	105 P - 3 - 210	26,6	20,7	20,7	18,7	15,3	12,7	10,6	5,5	0,56	130 P - 3 - 210	50,5	39,3	39,2	33,7	27,6	23,0	19,2	5,5	0,56
4	90	105 P - 4 - 90	21,3	18,5	18,3	17,6	16,4	14,7	12,2	6,4	0,73	130 P - 4 - 90	40,5	35,0	34,5	32,2	28,4	23,2	16,4	6,4	0,73
	120	105 P - 4 - 120	21,3	19,3	19,2	18,7	16,9	14,9	12,2	5,5	0,74	130 P - 4 - 120	40,5	36,7	36,4	35,2	33,1	26,5	22,1	5,5	0,74
	150	105 P - 4 - 150	21,3	19,2	19,1	18,8	16,6	13,9	11,6	5,5	0,59	130 P - 4 - 150	40,5	36,6	36,4	35,5	30,2	25,1	20,9	5,5	0,59
	180	105 P - 4 - 180	21,3	19,0	18,9	18,7	16,2	13,4	11,2	5,5	0,49	130 P - 4 - 180	40,5	36,2	35,0	35,3	29,3	24,4	20,4	5,5	0,49
6*	150	105 P - 6 - 150	26,6	22,3	22,3	22,1	21,8	21,5	20,9	6,6	0,63	130 P - 6 - 150	50,5	42,3	42,2	41,7	40,8	39,6	38,0	6,6	0,63
	180	105 P - 6 - 180	26,6	22,2	22,2	22,1	21,9	21,6	21,3	5,5	0,65	130 P - 6 - 180	50,5	42,2	42,1	41,8	41,2	40,5	39,5	5,5	0,65
	210	105 P - 6 - 210	26,6	21,9	21,9	21,8	21,6	21,4	21,1	5,5	0,56	130 P - 6 - 210	50,5	41,6	41,5	41,3	40,8	40,2	39,5	5,5	0,56
	240	105 P - 6 - 240	26,6	21,7	21,6	21,6	21,4	21,3	21,0	5,5	0,49	130 P - 6 - 240	50,5	41,1	41,0	40,9	40,5	40,0	39,4	5,5	0,49
8*	120	105 P - 8 - 120	21,3	20,1	19,9	19,0	17,6	15,6	13,0	6,6	0,59	130 P - 8 - 120	40,5	38,3	38,2	37,5	36,3	34,7	32,7	6,6	0,59
	150	105 P - 8 - 150	21,3	19,5	19,4	18,8	17,8	16,4	14,6	6,6	0,47	130 P - 8 - 150	40,5	37,2	37,1	36,6	35,8	34,8	33,4	6,6	0,47
	180	105 P - 8 - 180	21,3	18,8	18,7	18,3	17,7	16,8	13,9	5,5	0,49	130 P - 8 - 180	40,5	35,7	35,7	35,4	34,9	34,3	33,4	5,5	0,49
	210	105 P - 8 - 210	21,3	18,5	18,4	18,1	17,6	16,9	13,2	5,5	0,42	130 P - 8 - 210	40,5	35,2	35,1	35,0	34,6	34,0	33,4	5,5	0,42
8*	240	105 P - 8 - 240	21,3	17,9	17,8	17,6	17,1	15,5	13,1	5,5	0,37	130 P - 8 - 240	40,5	34,0	34,0	33,8	33,5	33,1	32,6	5,5	0,37
	270	105 P - 8 - 270	21,3	17,6	17,6	17,3	17,0	16,4	13,6	5,5	0,32	130 P - 8 - 270	40,5	33,5	33,5	33,3	33,0	32,7	32,3	5,5	0,32

\* Pour les mécanismes à 6 et 8 positions, l'arbre de sortie accomplit deux cycles de commande pour un tour de l'arbre d'entrée, c'est-à-dire que le nombre de tours de l'arbre d'entrée doit être divisé par deux pour obtenir le nombre d'arrêts par minute demandé.

Eviter le montage d'éléments élastiques sur les arbres d'entrée et de sortie. Prévoir une protection contre les blocages éventuels à l'arbre de sortie.