

**B.T.S. MÉCANIQUE ET AUTOMATISMES INDUSTRIELS**

**CONCEPTION DETAILLEE DE LA PARTIE  
OPERATIVE**

**Sous-épreuve 41 : Dimensionnement et validation des parties opératives**

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

**Durée : 3 heures**

**Coefficient : 2**

SUJET DE L'ETUDE

**UNITE DE REMPLISSAGE DE BOUTEILLES DE GAZ**

**DOCUMENTS REMIS AUX CANDIDATS :**

- PRESENTATION GENERALE (feuilles blanches).
- ETUDE MECANIQUE (feuilles jaunes).
- DOSSIER RESSOURCE (feuilles vertes).
- DOCUMENT REPONSE (feuille blanche). (à remettre en fin d'épreuve même si inutilisé)

**AUCUN DOCUMENT N'EST AUTORISE**

**MOYEN DE CALCUL AUTORISE : Calculatrice.**

***Le sujet comporte trois parties indépendantes ; répondre sur feuilles de copie distinctes.***

# PRESENTATION GENERALE

L'étude porte sur un centre de remplissage de bouteilles de gaz GPL (Gaz de Pétrole Liquéfié), destiné à être implanté dans plusieurs pays.

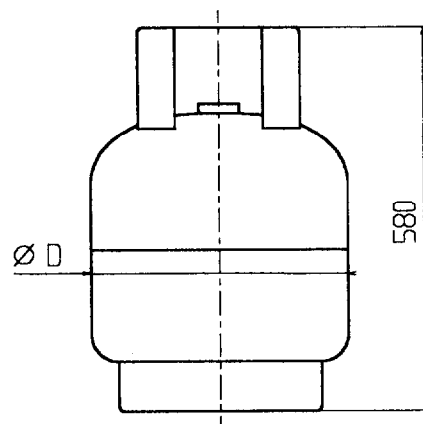
Ce centre de remplissage comporte différents types d'équipements regroupés en sous-ensembles appelés « postes » (voir synoptique page suivante) reliés par des convoyeurs à chaînes assurant la mise en mouvement des bouteilles.

## I. LE PRODUIT

La forme et les dimensions principales des bouteilles de gaz sont définies par le dessin ci-contre :

- bouteille de grande capacité :  $D = 380$  mm

- bouteille de petite capacité :  $D = 230$  mm



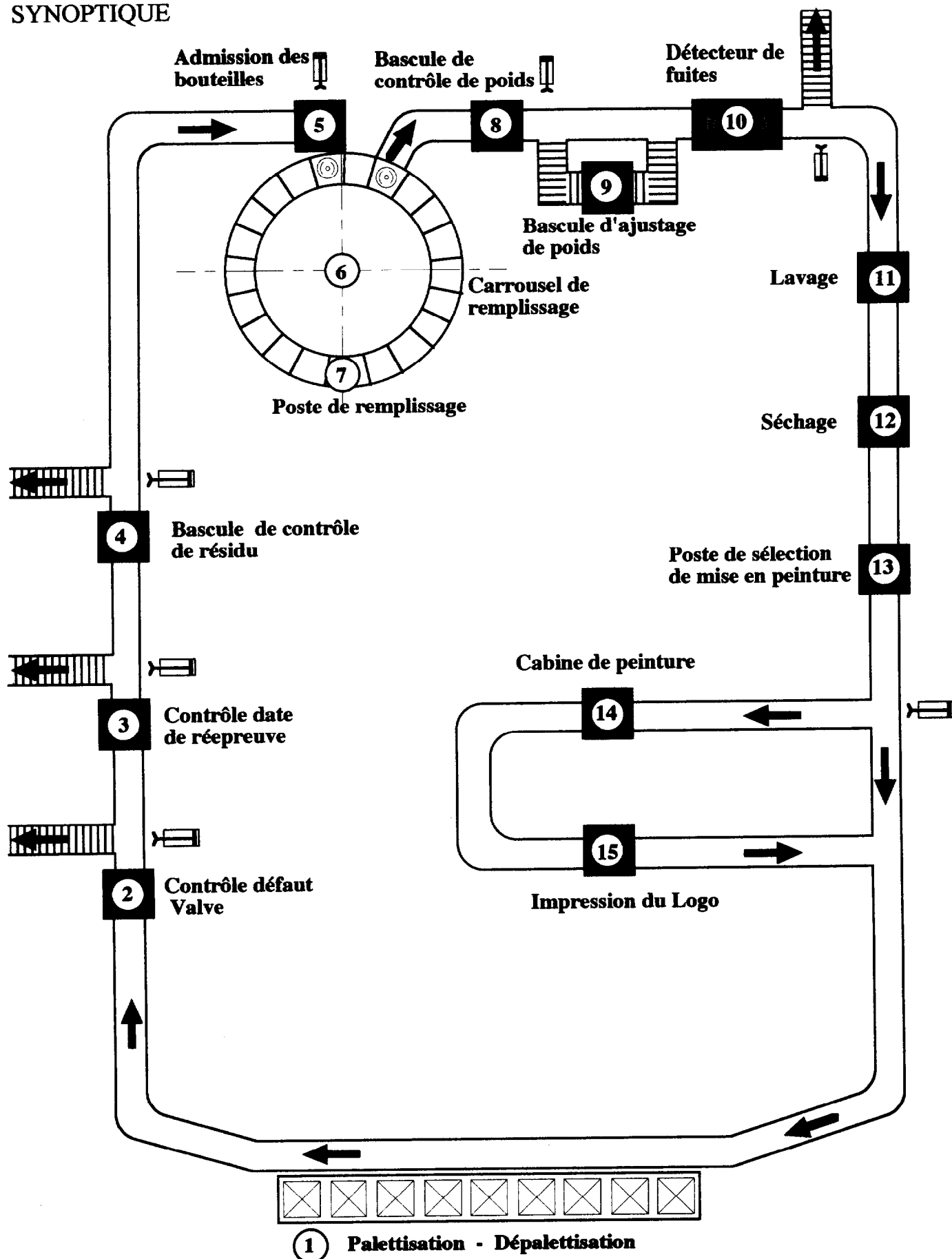
## II. ELEMENTS DU CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL

Norme NF X 50-151 : F0 = impératif ; F1 = peu négociable ; F2 = négociable ; FSi = Fonction de Service

Fonctions	Réalisé par le poste n°	Critères d'appréciation	Niveau	Flexibilité
FS1 : Alimenter en bouteilles vides	1	Stock	Stock mini : 400 bouteilles	F0
FS2 : Contrôler les bouteilles avant remplissage	2 3 4	Défauts valve Date de répreuve Masse de gaz résiduelle	Respect des règles Date non périmée 1,5 kg maxi	F0 F0 F0
FS3 : Remplir les bouteilles de gaz	6 et 7	Pression Cadence Masse de gaz Type de robinet	1 MPa 1 070 bouteilles / heure 15 et 30 kg Valve type « Jumbo »	F0 F1 F0 F0
FS4 : Contrôler les bouteilles après remplissage	8 10	Tolérance sur la masse de gaz Fuite de gaz	de 0 à + 0,5 kg suivant norme < 1 g / h	F0 F0

### III. UNITE DE REMPLISSAGE

#### SYNOPTIQUE



## ETUDE MECANIQUE

	Pages
• POSTE DE DETECTION DE FUITE	1/7 à 4/7
I. Dimensionnement du vérin de serrage $V_s$	2/7 et 3/7
II. Dimensionnement du bras de serrage 2	4/7
• POSTE ROTATIF DE REMPLISSAGE DE BOUTEILLES	5/7 à 7/7
III. Dimensionnement du moteur frein	6/7 et 7/7

**N.B.** : Toutes les études sont indépendantes ainsi que, au sein de chaque étude, les questions soulignées (exemple : Q2.3).

**Tournez la page S.V.P.**

# POSTE DE DETECTION DE FUITE

La détection de fuite des valves des bouteilles se décompose en 4 Fonctions Techniques :

- FT 1 : *immobiliser et centrer* la bouteille ;
- FT 2 : *soulever* la bouteille (pour s'affranchir des vibrations dues au convoyeur à chaînes) ;
- FT 3 : *descendre* la cloche de prélèvement ;
- FT 4 : *analyser* l'air contenu dans la cloche.

Le schéma cinématique du mécanisme réalisant la fonction technique 1 est représenté *Figure 1* en position « bouteille immobilisée et en appui sur le convoyeur ». La fonction FT 1 s'exécute en deux phases :

*Phase d'approche des galets :*

Le vérin de serrage **Vs** agit sur les deux bras **2** par l'intermédiaire du poussoir **5**. La translation circulaire (grâce aux bielles **3**) des deux étriers **4** permet l'approche simultanée des huit galets **6**.

*Phase d'immobilisation et de centrage :*

Lors du choc, seuls les galets **6<sub>1</sub>**, **6<sub>2</sub>**, **6<sub>5</sub>** et **6<sub>6</sub>** participent à l'immobilisation de la bouteille. Une fois celle-ci arrêtée, l'ensemble des galets **6** procède au centrage et au maintien de la bouteille.

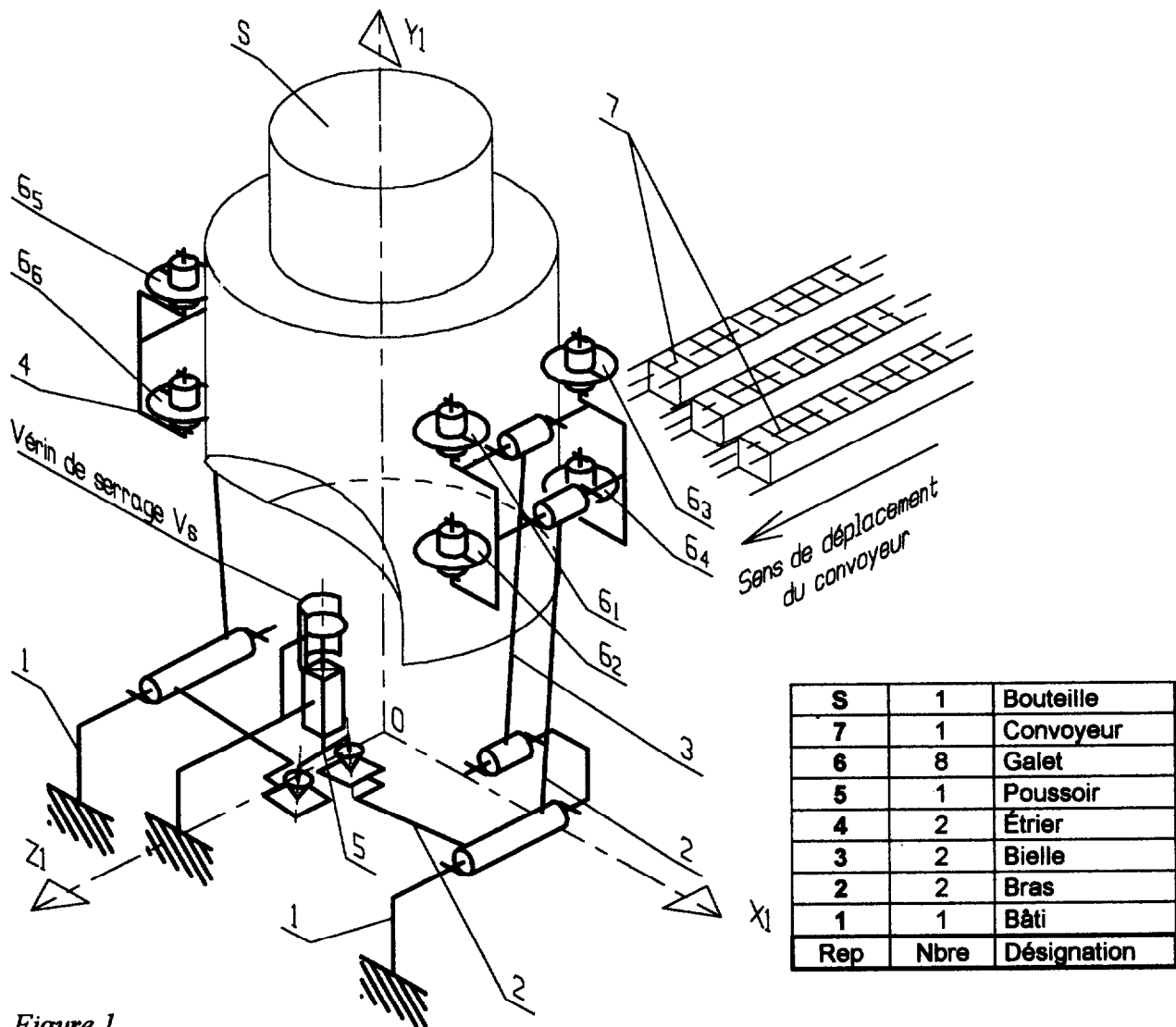


Figure 1

# I. DIMENSIONNEMENT DU VERIN DE SERRAGE $V_S$

**Problème technique 1 : déterminer le diamètre minimal du vérin de serrage.**

## 1.1.1. HYPOTHESES

Le repère  $\mathcal{R}_1 = (O, \bar{X}_1, \bar{Y}_1, \bar{Z}_1)$  lié au bâti 1, de base de projection  $\mathcal{B} = (\bar{X}_1, \bar{Y}_1, \bar{Z}_1)$ , est supposé galiléen. L'étude des efforts est réalisée bouteille S à l'arrêt en position haute. Les liaisons sont parfaites et les masses négligées. Les efforts résultant de la présence de la biellette 3 sont considérés nuls à l'équilibre en raison de la position géométrique retenue.

**1.1.2. DONNEES :** Torseurs des actions mécaniques extérieures à  $\Sigma = \{2 + 4, 6_1, 6_2, 6_3, 6_4\}$ .

Unités : Forces en newtons et longueurs en millimètres.

$$\begin{aligned} \bullet \{T(S/6_1)\} &= \begin{Bmatrix} 60 & 0 \\ 0 & 0 \\ 25 & 0 \end{Bmatrix}_A \mathcal{B} & \bullet \{T(S/6_4)\} &= \begin{Bmatrix} 60 & -9175 \\ 0 & -9180 \\ -25 & -22020 \end{Bmatrix}_E \mathcal{B} \\ \bullet \{T(S/6_2)\} &= \begin{Bmatrix} 60 & 9175 \\ 0 & 3780 \\ 25 & -22020 \end{Bmatrix}_E \mathcal{B} & \bullet \{T(5/2)\} &= \begin{Bmatrix} X_H & 0 \\ Y_H & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_H \mathcal{B} \\ \bullet \{T(S/6_3)\} &= \begin{Bmatrix} 60 & -11825 \\ 0 & -9180 \\ -25 & -28380 \end{Bmatrix}_E \mathcal{B} \end{aligned}$$

Coordonnées des points dans  $\mathcal{R}_1$

- A (173 ; 473 ; 78)
- B (173 ; 367 ; 78)
- C (173 ; 473 ; -78)
- D (173 ; 367 ; -78)
- E (245 ; 0 ; 45)
- H (0 ; -21 ; 45)

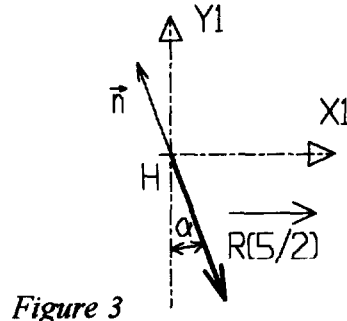


Figure 3

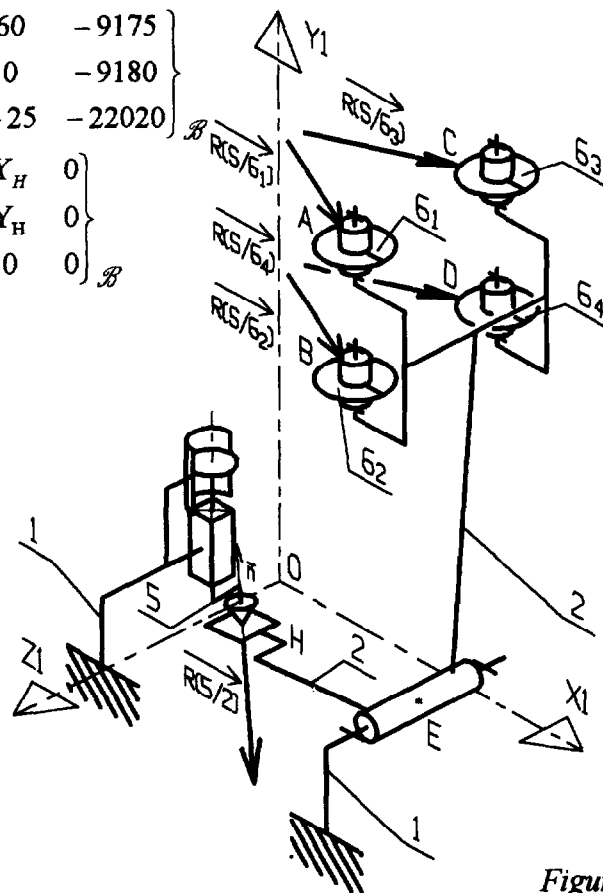


Figure 2 :  
Modèle retenu pour  
l'étude statique

## 1.1.3. QUESTIONS :

**Q1.1** Établir l'expression du torseur  $\{T(1/2)\}$  des actions mécaniques transmissibles par la liaison pivot de centre E et d'axe  $(E, \bar{Z}_1)$  entre les solides 1 et 2. Expliciter la forme du torseur  $\{T(5/2)\}$  des actions mécaniques transmissibles par la liaison ponctuelle de centre H et de normale  $\vec{n}$  entre les solides 5 et 2, en fonction des données de la Figure 3,  $\alpha = 5^\circ$  et  $\|\vec{R}(5/2)\|$ .

**Q1.2** En utilisant le Principe Fondamental de la Statique appliqué au système matériel  $\Sigma$  au point E, établir l'ensemble des équations d'équilibre.

**Q1.3** Calculer  $Y_H$  (avec :  $|Y_H|$  moitié de l'effort développé par le vérin de serrage  $V_S$ ).

**Q1.4** Sachant que le vérin est alimenté en 0,5 MPa, en déduire son diamètre minimum.

## Problème technique 2 : déterminer la course du vérin

### 1.2.1. MODELISATION CINEMATIQUE

Le mécanisme d'immobilisation de bouteilles a fait l'objet d'une simulation cinématique dans le plan. En effet, l'ensemble des trajectoires des points du mécanisme est compris dans des plans parallèles au plan de référence  $(O, \bar{X}_1, \bar{Y}_1)$ . L'étude cinématique du système peut donc être traitée dans le plan de référence  $(O, \bar{X}_1, \bar{Y}_1)$ .

La Figure 4 représente le schéma cinématique servant de modèle à la simulation informatique.

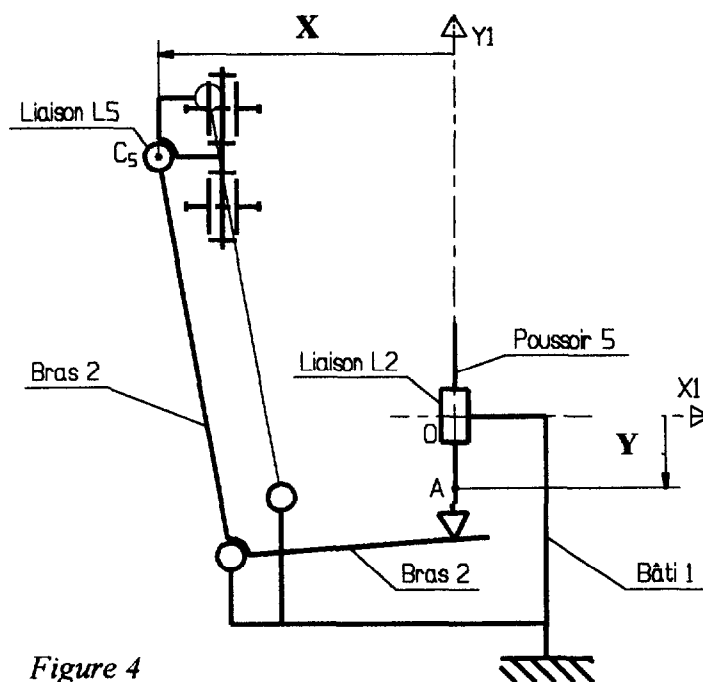


Figure 4

Les courbes du document réponse issues de cette simulation, représentent :

- ♦ le graphe  $G_1$  de l'abscisse  $x$  du centre  $C_5$  de la liaison  $L5$  dans le repère  $(O, \bar{X}_1, \bar{Y}_1, \bar{Z}_1)$  lié au bâti 1 en fonction du temps ;
- ♦ le graphe  $G_2$  de l'ordonnée  $y$  du point  $A$  du poussoir 5 par rapport au bâti 1 en fonction du temps.

### 1.2.2. QUESTIONS :

**Q1.5** Sur le document réponse, déterminer graphiquement l'abscisse  $x$  du centre  $C_5$  de la liaison  $L5$  suivant l'axe  $X_1$ , permettant d'immobiliser les deux types de produits (voir "Le Produit" p 1 / 2). Le déplacement est mesuré entre la position : repos (représentée sur le document) et la position : galets en contact avec une bouteille.

**Q1.6** Grâce à l'exploitation successive des deux graphes du document réponse, déterminer la course maximum du vérin de serrage  $V_s$ .

*Nota : Le document réponse est à rendre à la fin de l'épreuve*

## Problème technique 3 : choisir et référencer le matériel satisfaisant aux contraintes techniques.

### 1.3.1. DONNEES

L'actionneur est un vérin pneumatique double effet à piston magnétique fonctionnant sous 0,5 MPa de pression et devant développer 1 200 N sur une course de 75 mm.

### 1.3.2. QUESTION

**Q1.7** A l'aide du document ressource DR1, effectuer le choix du vérin et préciser sa référence.

## II. DIMENSIONNEMENT DU BRAS DE SERRAGE 2

La pièce 2 représentée *Figure 5* se décompose en trois tronçons : 2-1, 2-2 et 2-3.

**Problème technique :** vérifier la résistance de la pièce 2. On se limitera pour des questions de temps à la vérification du tronçon 2-1.

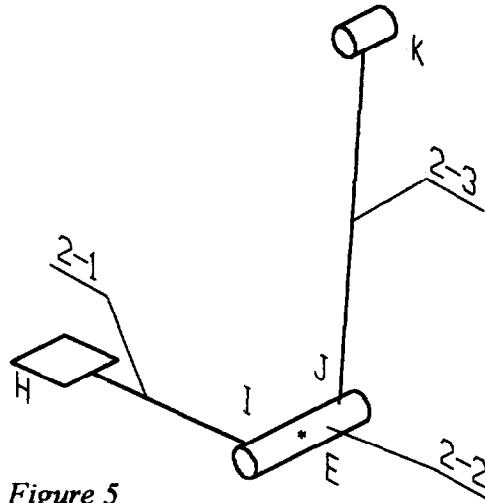


Figure 5

### 2.1. MODELISATION

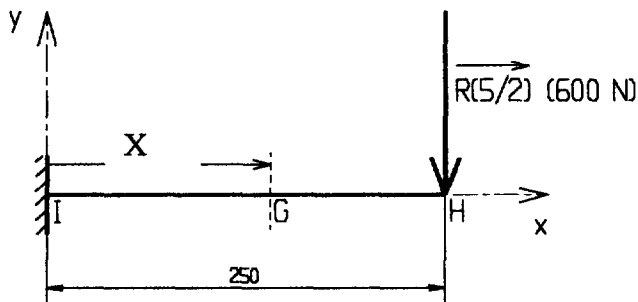


Figure 6

### 2.2. QUESTIONS :

- Q2.1** Déterminer le torseur de cohésion  $\{T_{coh}\}$  en tous points  $G$  de la poutre.
- Q2.2** Tracer les courbes représentatives de l'effort tranchant  $T_y$  et du moment fléchissant  $M_{fz}$  en fonction de  $x$ .
- Q2.3** Exprimer la contrainte maximale en flexion  $\sigma_{maxi}$  en fonction de  $M_{fmaxi}$ ,  $I_{Gz}$  et  $v$ .

**Q2.4** Écrire la condition de résistance à la contrainte et en déduire l'expression littérale du module de flexion minimum ( $I_{Gz}/v$ ).

**Q2.5** Calculer le module de flexion minimum ( $I_{Gz}/v$ ) sachant que :

- la limite élastique  $R_e = 300$  MPa (acier d'usage général) ;
- le coefficient de sécurité  $s = 3$  ;
- $M_{fmaxi} = 150$  Nm.

**Q2.6** On envisage de réaliser le tronçon 2-1 avec deux barres d'acier plat de 40x10 (*Figure 7*).

Calculer le module de flexion correspondant (voir formulaire : document ressource DR2).

Conclure quant à la pertinence de ce choix.

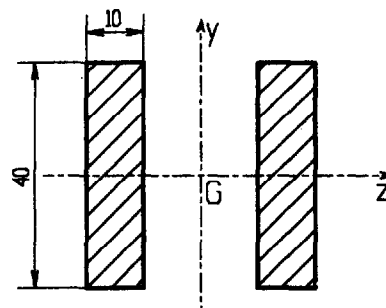


Figure 7



# POSTE ROTATIF DE REMPLISSAGE DES BOUTEILLES

## □ PRESENTATION

Le poste rotatif, appelé carrousel, est modélisable par deux disques d'épaisseur **50 mm** :

- un disque de rayon extérieur  $R_3 = 2,5 \text{ m}$  et de rayon intérieur  $R_{int} = 2 \text{ m}$  appelé jante ;
- et un disque plein de rayon  $R = 0,5 \text{ m}$  appelé moyeu.

La jante est reliée au moyeu par 4 bras (rayons) dont on négligera masses et inerties. Sur la jante sont répartis **24 casiers** à bouteille pouvant recevoir chacun une bouteille de grande ou de petite capacité. Les postes de chargement, déchargement et remplissage de bouteilles n'apparaissent pas sur la figure 8.

Le mouvement de rotation du carrousel 3 est assuré par l'application d'une roue à friction 2 sur la périphérie de la jante. Le galet est fixé sur l'arbre de sortie d'un réducteur entraîné par un moteur frein 1.

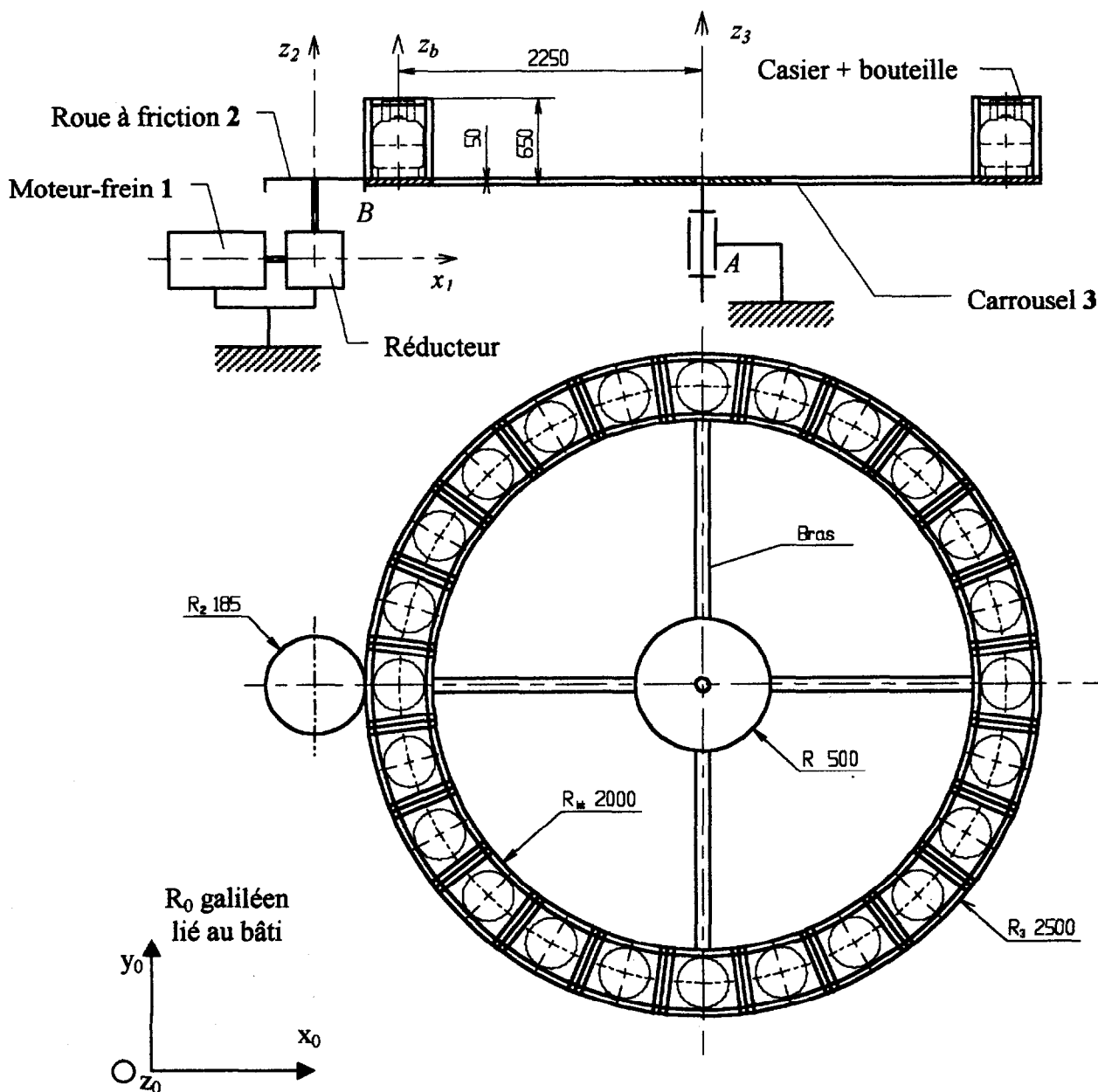


Figure 8

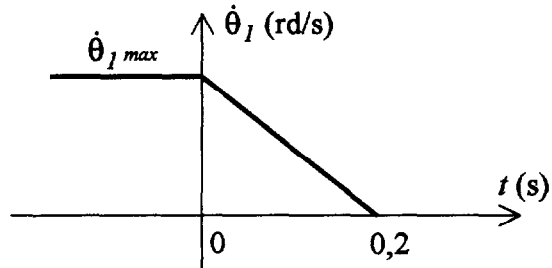
## □ HYPOTHESES ET DONNEES :

Si pour une raison quelconque un incident de production (arrêt de sécurité) nécessite l'arrêt du poste rotatif, le frein du moteur frein doit être capable de stopper le carrousel en **0,2 seconde** maximum.

Durant la phase de freinage le mouvement du carrousel est supposé uniformément décéléré, de plus il n'y a pas de perte d'adhérence au point de contact *B* entre la roue 2 et le carrousel 3 (voir figure 8).

On notera respectivement  $\theta_1(t)$ ,  $\theta_2(t)$  et  $\theta_3(t)$  les paramètres de position angulaire de l'arbre du moteur frein 1, de la roue à friction 2 et du carrousel 3 autour des axes  $x_1$ ,  $z_2$ , et  $z_3$ . De plus, on notera  $\dot{\theta}$  la dérivée de  $\theta$  par rapport au temps et  $\ddot{\theta}$  la dérivée seconde de  $\theta$  par rapport au temps.

*Graphique de la vitesse angulaire de rotation de l'arbre moteur 1 en fonction du temps au cours de la phase de freinage.*



- Le système  $\Sigma = \{1, 2, 3, \text{casiers} + \text{bouteilles}\}$  ;
- moment d'inertie du rotor du moteur frein et de l'arbre d'entrée du réducteur suivant  $x_1$  :  $J_1 = 0,012 \text{ kg.m}^2$  ;
- moment d'inertie de la roue et de l'arbre de sortie du réducteur suivant  $z_2$  :  $J_2 = 0,8 \text{ kg.m}^2$  ;
- moment d'inertie d'un ensemble {casier + grosse bouteille} suivant l'axe principal d'inertie  $z_b$  :  $J_b = 5 \text{ kg.m}^2$  ;
- masse d'un ensemble {casier + grosse bouteille} :  $m = 100 \text{ kg}$  ;
- masse de la jante :  $m_j = 2\,800 \text{ kg}$  ;
- masse du moyeu :  $m_m = 300 \text{ kg}$  ;
- rayon extérieur du carrousel  $R_3 = 2,5 \text{ m}$  ;
- rayon de la roue  $R_2 = 0,185 \text{ m}$  ;
- fréquence maxi de rotation du moteur :  $N_1 = 1\,450 \text{ tr/min}$  ;
- couple de frottement dans la liaison pivot de centre *A* et d'axe (*A*,  $z_3$ ) entre le carrousel et le bâti  $C_f = 2\,500 \text{ Nm}$  ;
- les autres liaisons sont supposées parfaites ;
- durée de la phase de freinage :  $t_f = 0,2 \text{ s}$  ;
- rapport de transmission du réducteur :  $r = \dot{\theta}_2 / \dot{\theta}_1 = 1 / 110$ .

## III. DIMENSIONNEMENT DU MOTEUR-FREIN

---

**Problème technique : choisir le moteur frein**

---

### QUESTIONS :

- Q3.1** Déterminer l'accélération  $\ddot{\theta}_1$  et l'angle de rotation en radian  $\theta_{1f}$  dont a tourné l'arbre du moteur frein 1 pendant la phase de freinage.
- Q3.2** Exprimer littéralement les vitesses angulaires  $\dot{\theta}_2$  et  $\dot{\theta}_3$  en fonction de  $\dot{\theta}_1$ ,  $r$ ,  $R_2$  et  $R_3$ .
- Q3.3** A l'aide du document ressource DR2 et des données, **calculer** le moment d'inertie  $J_3$  de l'ensemble {carrousel, casiers + grosses bouteilles} suivant l'axe  $z_3$ .

**Q3.4** Montrer que l'énergie cinétique totale  $E(\Sigma/R_0)$  du mécanisme a pour expression :

$$E(\Sigma/R_0) = \frac{1}{2} [ J_1 + r^2 \cdot J_2 + (r \cdot R_2 / R_3)^2 \cdot J_3 ] \dot{\theta}_1^2$$

**Q3.5** Sachant que l'énergie cinétique totale peut être mise sous la forme  $E(\Sigma/R_0) = \frac{1}{2} J_{\text{éq}} \cdot \dot{\theta}_1^2$ , calculer  $J_{\text{éq}}$  l'inertie de l'ensemble " ramenée " à l'arbre moteur.  
On prendra  $J_3 = 26\,700 \text{ kg.m}^2$ .

**Q3.6** Exprimer la puissance  $P_3$  développée par le couple de frottement  $C_f$  dans la liaison pivot de centre  $A$  et d'axe  $(A, z_3)$  entre le carrousel 3 et le bâti. Montrer que  $P_3 = - C_f \cdot \dot{\theta}_1 \cdot r \cdot R_2 / R_3$

**Q3.7** Exprimer la puissance  $P_f$  développée par le moment de freinage  $M_f$  sur le rotor du moteur frein dans son mouvement / au bâti.

**Q3.8** En appliquant le théorème de l'énergie cinétique au système  $\Sigma$ , déterminer le moment de freinage  $M_f$ .

**Q3.9** L'étude relative à la phase d'accélération a permis de définir, pour un moteur asynchrone triphasé 4 pôles, le moment nominal nécessaire : **10 Nm**.

En utilisant le document ressource DR3, déterminer le moteur frein qui permet d'animer, conformément au cahier des charges, les phases :

- ♦ d'accélération
- ♦ de freinage (on prendra, quel que soit le résultat trouvé à la question **Q3.8** :  
 $|M_f| = 17 \text{ Nm}$ ).

Désigner le composant choisi [Moteur – Frein – Puissance].

## DOSSIER RESSOURCE

- DOCUMENT RESSOURCE DR1

Document constructeur relatif aux **vérins compacts**.

- DOCUMENT RESSOURCE DR2

**Formulaire de calcul.**

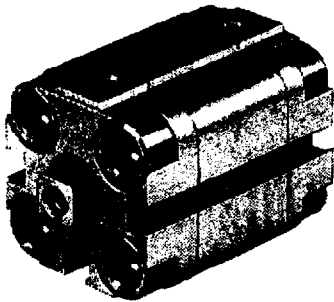
- DOCUMENT RESSOURCE DR3

Document constructeur relatif aux **moteurs freins**.

**Tourner la page S.V.P.**

# SMC : Vérin double effet, avec / sans détection magnétique

Séries CQ2B/CDQ2B :  $\phi$  12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100



## Caractéristiques

Diamètre nominal (mm)	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
Diamètre de tige (mm)	6	8	10	12	16	16	20	20	25	30
Taraudage de tige	M3	M4	M5	M6	M8	M8	M10	M10	M16	M20
Raccord pneumatique	M5	M5	M5	M5	M5	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8
Pression minimum bar (MPa)	0,7 [0,07]		0,5 [0,05]							
Pression maxi d'utilisation	10 bar [1 MPa]									

## Effort de poussée (N)

φ vérin (mm)	Entrée de tige			Sortie de tige		
	Pression (bar)					
	3	5	7	3	5	7
12	25	42	59	33	56	79
16	45	75	105	60	100	140
20	70	117	164	94	157	219
25	113	188	264	147	245	343
32	180	300	420	240	400	560
40	310	520	730	370	620	870
50	490	820	1150	580	980	1370
63	840	1400	1960	930	1550	2180
80	1360	2270	3170	1500	2510	3520
100	2140	3570	5000	2360	3930	5500

## Pour passer commande

Vérin compact double effet, à simple tige, sans anneau magnétique

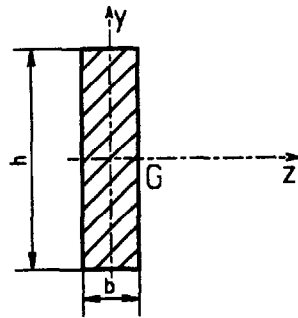
$\phi$ vérin (mm)	Symbole	Courses standard											Masse (g)		Référence de commande
		5	10	15	20	25	-	-	-	-	-	-	Cours 10	+5	
12		5	10	15	20	25	-	-	-	-	-	-	47	7	CQ2B12-*D
16		5	10	15	20	25	30	-	-	-	-	-	72	11	CQ2B16-*D
20		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	-	112	20	CQ2B20-*D
25		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	-	139	21	CQ2B25-*D
32		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	151	21	ECQ2B32-*D
40		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	228	23	ECQ2B40-*D
50		-	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	369	36	ECQ2B50-*D
63		-	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	538	41	ECQ2B63-*D
80		-	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	997	68	ECQ2B80-*D
100		-	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	1738	91	ECQ2B100-*D

\* Compléter par la course

Vérin compact double effet, à simple tige, avec anneau magnétique

$\phi$ vérin (mm)	Symbole	Courses standard											Masse (g)		Référence de commande
		5	10	15	20	25	-	-	-	-	-	-	Cours 10	+5	
12		5	10	15	20	25	-	-	-	-	-	-	57	7	CDQ2B12-*D
16		5	10	15	20	25	30	-	-	-	-	-	82	11	CDQ2B16-*D
20		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	-	123	20	CDQ2B20-*D
25		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	-	150	21	CDQ2B25-*D
32		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	210	21	ECDQ2B32-*D
40		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	305	23	ECDQ2B40-*D
50		-	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	487	36	ECDQ2B50-*D
63		-	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	696	41	ECDQ2B63-*D
80		-	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	1258	68	ECDQ2B80-*D
100		-	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	2117	91	ECDQ2B100-*D

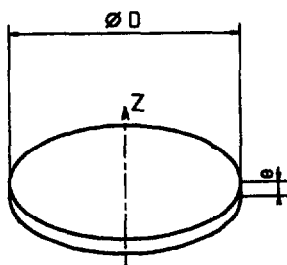
## FORMULAIRE



Moment quadratique  
d'une poutre de section  
rectangulaire suivant  $z$  :

$$I_{Gz} = b \cdot h^3 / 12$$

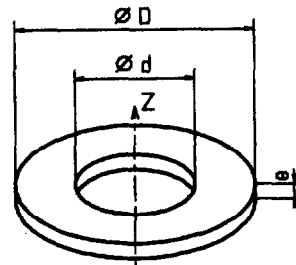
$$v = h / 2$$



Moment d'inertie d'un  
disque plein suivant  $z$  :

$$J_z = m \cdot D^2 / 8$$

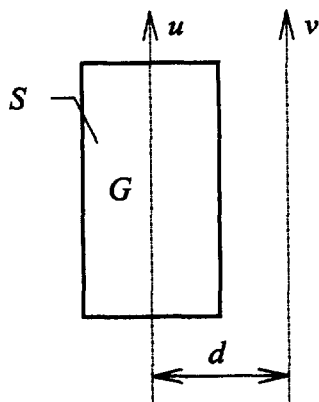
$m$  = masse du disque



Moment d'inertie d'un  
disque creux suivant  $z$  :

$$J_z = m \cdot (D^2 + d^2) / 8$$

$m$  = masse du disque



Formule de Huygens pour le changement d'axe

Les axes  $u$  et  $v$  sont parallèles et sont distants de  $d$ .  
Dans ces conditions le moment d'inertie suivant  $v$   
du solide  $S$  de masse  $m$  s'écrit :

$$J_v = J_u + m \cdot d^2$$

# Moteurs asynchrones frein FCO

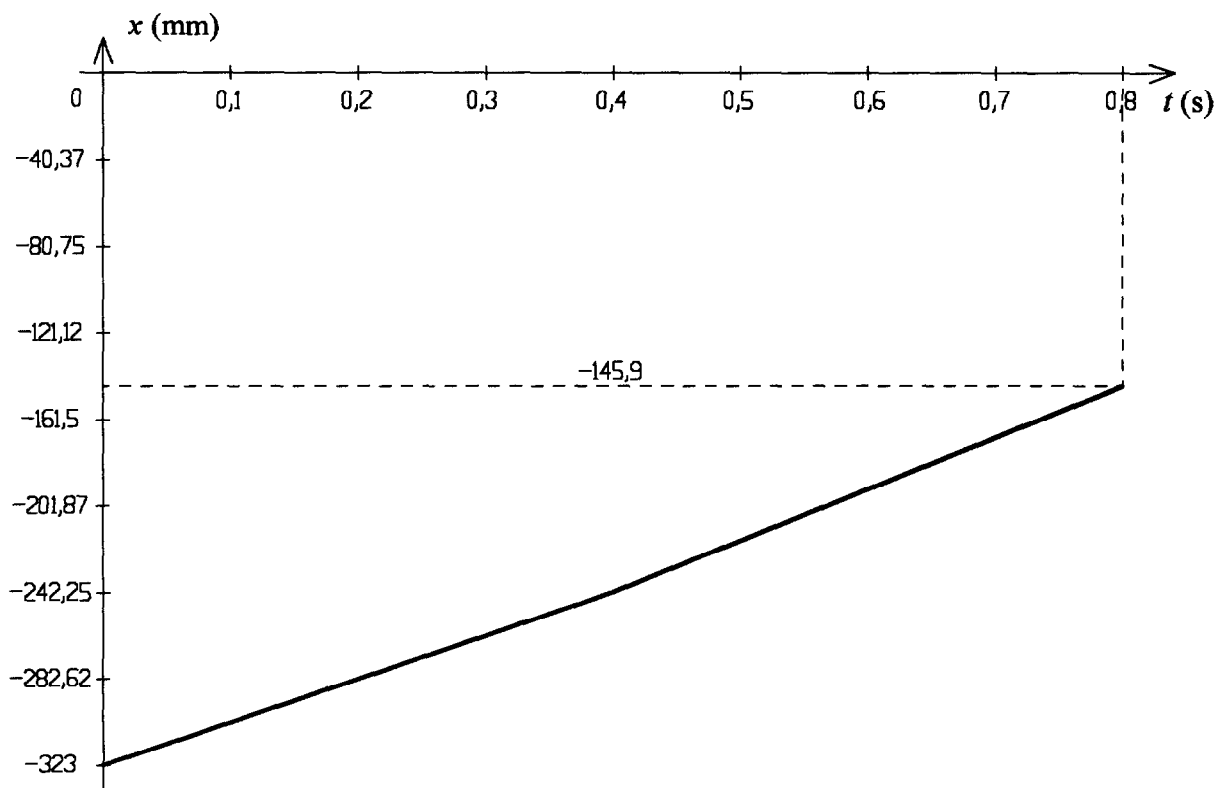
## Sélection



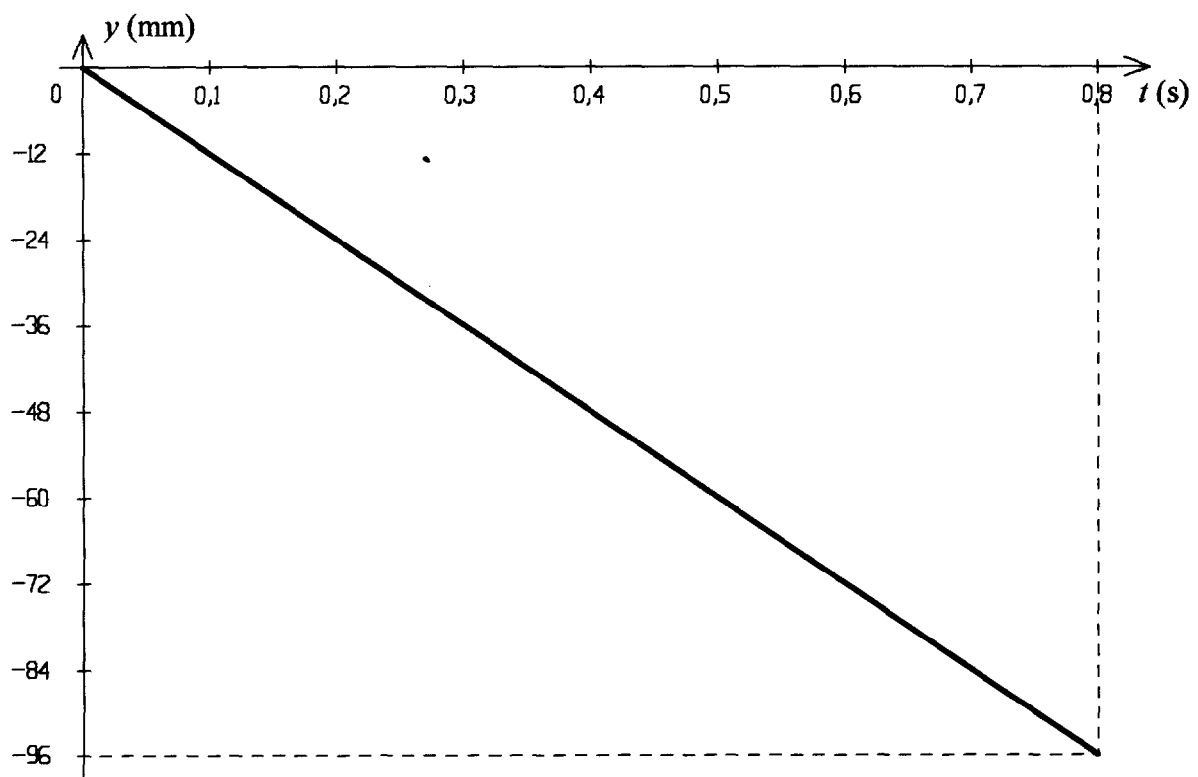
- Moteur LS - IP 55 - 50 Hz - Classe F - 230/400 V  
Rotor aluminium, service S1
- Frein - IP 23 - Alimentation du frein incorporée  
Moment de freinage réglable par écrou moleté

Type moteur	Type frein	Puissance nominale à 50 Hz $P_N$ kW	Vitesse nominale $N_N$ min <sup>-1</sup>	Intensité nominale $I_N$ (400 V) A	Facteur de puissance $\cos \varphi$ 4/4	Rendement $\eta$ % 4/4	Courant démarrage / Courant nominal $I_D / I_N$	Moment démarrage / Moment nominal $M_D / M_N$	Moment nominal $M_N$ N.m	Moment d'inertie Moteur frein $J$ 10 <sup>-3</sup> kg.m <sup>2</sup>	Moment de freinage $M_f \pm 20$ % N.m	Masse IM B3 kg
LS 71 L	FCO	0.25	1410	0.85	0.78	54.3	4	2.5	1.7	1.7	5	11.4
LS 71 L	FCO	0.37	1420	1.2	0.79	60.7	4	2.5	2.5	1.85	5	12.3
LS 71 L	FCO	0.55	1400	1.6	0.72	69	4.3	2.3	3.7	2.1	5	13.3
LS 80 L	FCO	0.55	1420	1.65	0.71	68	4.3	2.4	3.50	4	10	14.2
LS 80 L	FCO	0.75	1400	2	0.73	72	4.6	2.6	4.78	4.5	10	15.3
LS 80 L	FCO	0.9	1430	2.4	0.71	77	5.5	3	6.2	5	10	17
LS 90 L	FCO	1.1	1440	2.6	0.79	76	5	2.1	7.01	7.8	20	20.5
LS 90 L	FCO	1.5	1435	3.5	0.80	78	5.3	2.5	10	8.4	20	22.5
LS 90 L	FCO	1.8	1440	4.1	0.79	80	6	2.7	11.5	9.4	20	24.2
LS 100 L	FCO	2.2	1440	5.3	0.78	77	5.6	2	14	15	40	33
LS 100 L	FCO	3	1435	6.9	0.78	80	5.9	2.4	19.1	16.5	40	35.8
LS 112 M	FCO	4	1440	8.8	0.8	82	6.6	2.5	25.5	26.1	40	46
LS 132 SM	FCO	5.5	1445	12.8	0.80	83	7	2.6	35	49	80	69
LS 132 M	FCO	7.5	1450	15.7	0.8	86	7.6	2.5	49	64	80	85
LS 132 M	FCO	9	1460	18.9	0.79	87	8.4	2.9	57.3	69	80	90

Graphe  $G_1$  de l'abscisse  $x$  du centre  $C_5$  de la liaison  $L_5$  dans le repère  $(O, \bar{X}_1, \bar{Y}_1, \bar{Z}_1)$  lié au bâti 1 en fonction du temps.



Graphe  $G_2$  de l'ordonnée  $y$  du point  $A$  du poussoir 5 par rapport au bâti 1 en fonction du temps.





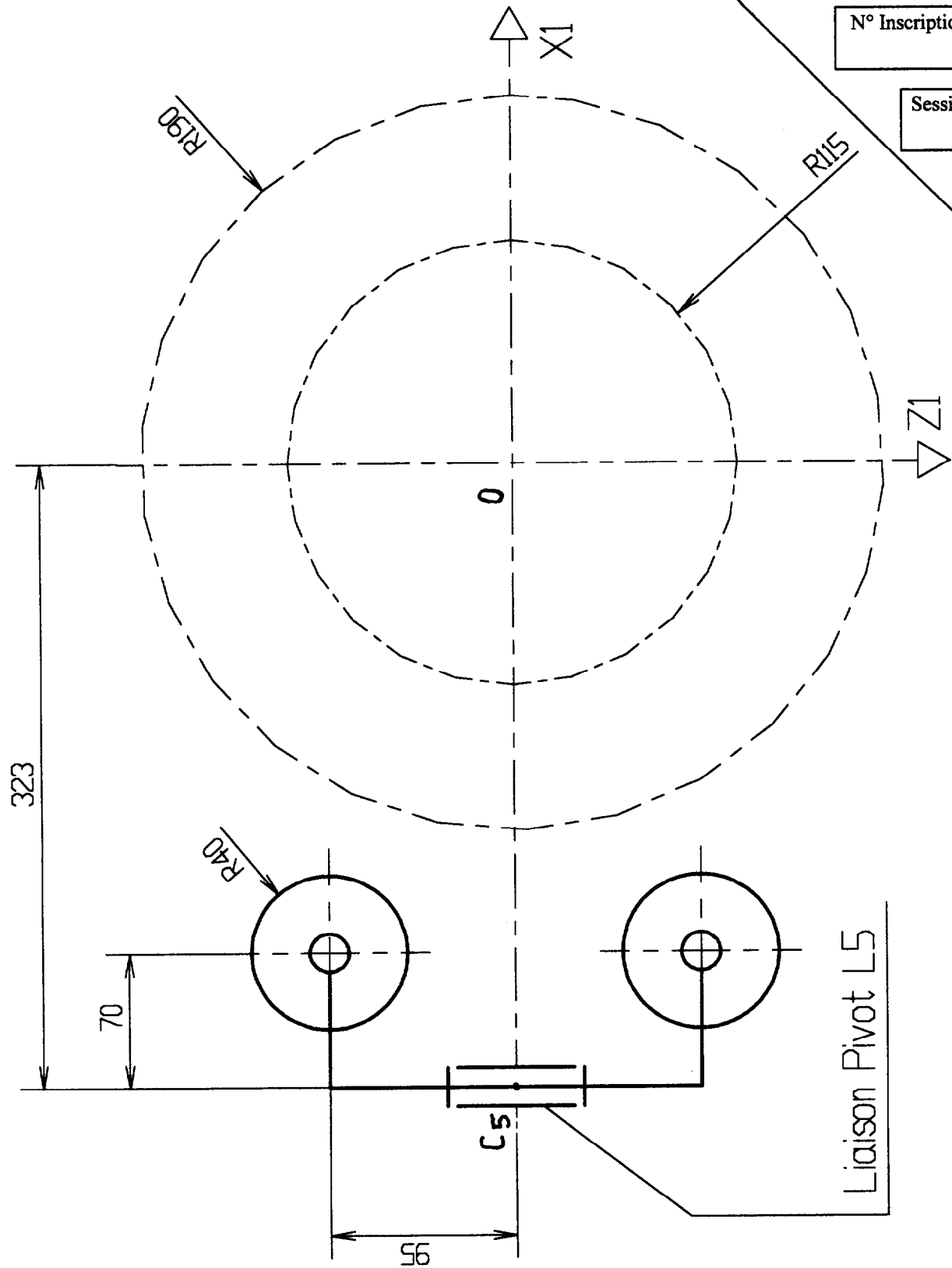
# DOCUMENT REPONSE

NOM :

Prénom :

N° Inscription :

Session :



Echelle 1 : 3