



**LE RÉSEAU DE CRÉATION  
ET D'ACCOMPAGNEMENT PÉDAGOGIQUES**

**Ce document a été mis en ligne par le Canopé de l'académie de Bordeaux  
pour la Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel.**

Ce fichier numérique ne peut être reproduit, représenté, adapté ou traduit sans autorisation.

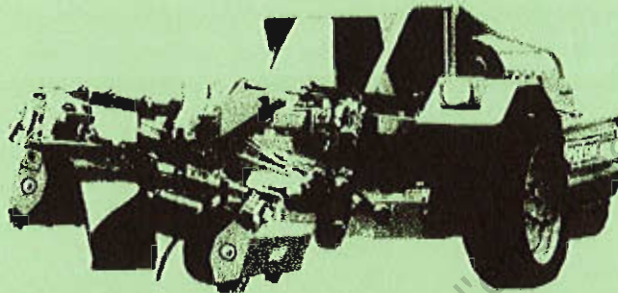
# CORRIGE

**Ces éléments de correction n'ont qu'une valeur indicative. Ils ne peuvent en aucun cas engager la responsabilité des autorités académiques, chaque jury est souverain.**

**BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR  
CONCEPTION DE PRODUITS INDUSTRIELS  
SESSION 2009**

**SOUS EPREUVE E51**

**MODELISATION ET COMPORTEMENT DES PRODUITS  
INDUSTRIELS**



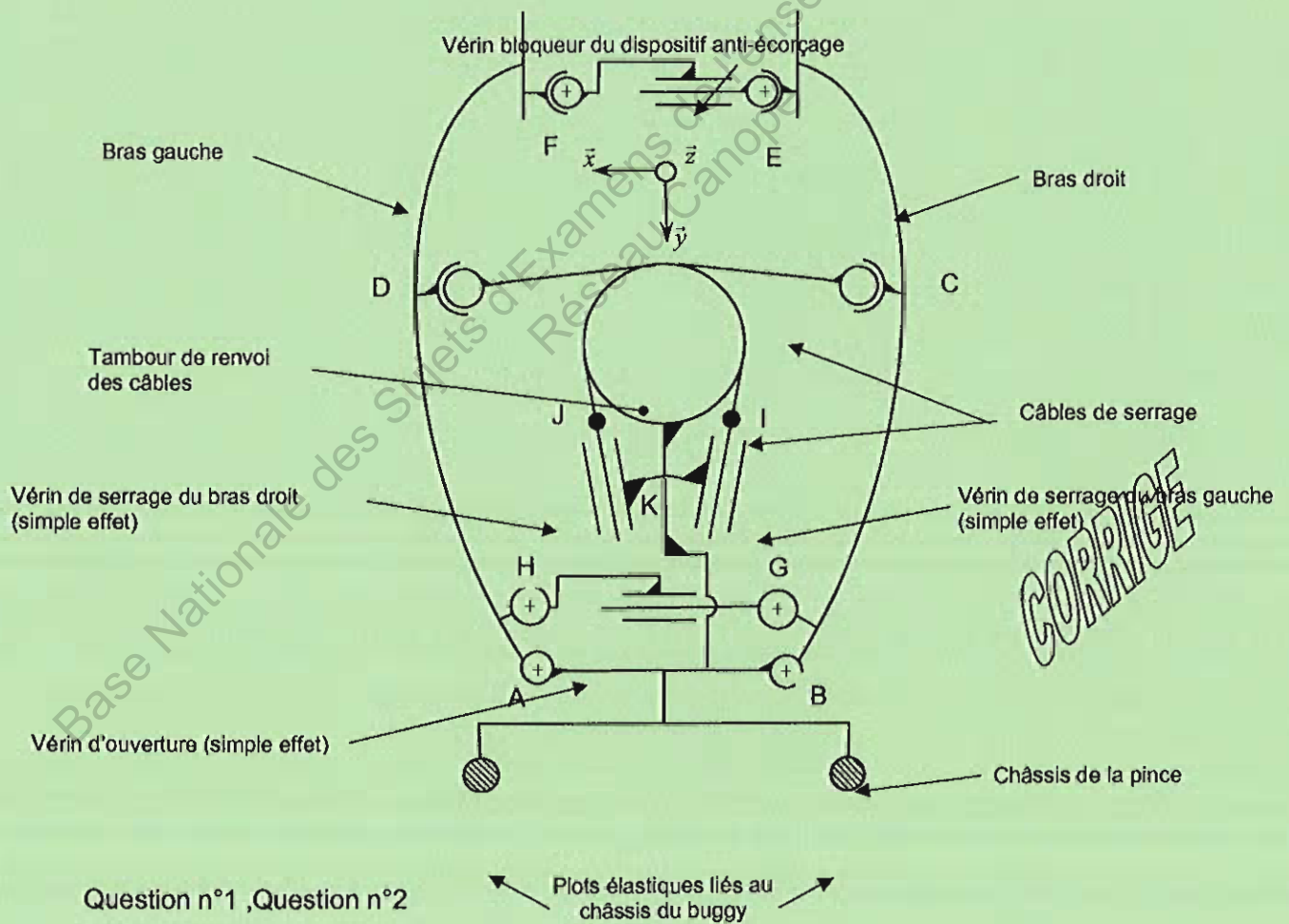
**VIBREUR D'OLIVIER AUTOMOTEUR**

**CORRIGE**

Ce dossier comporte 9 pages.

**CPE5MC-C**

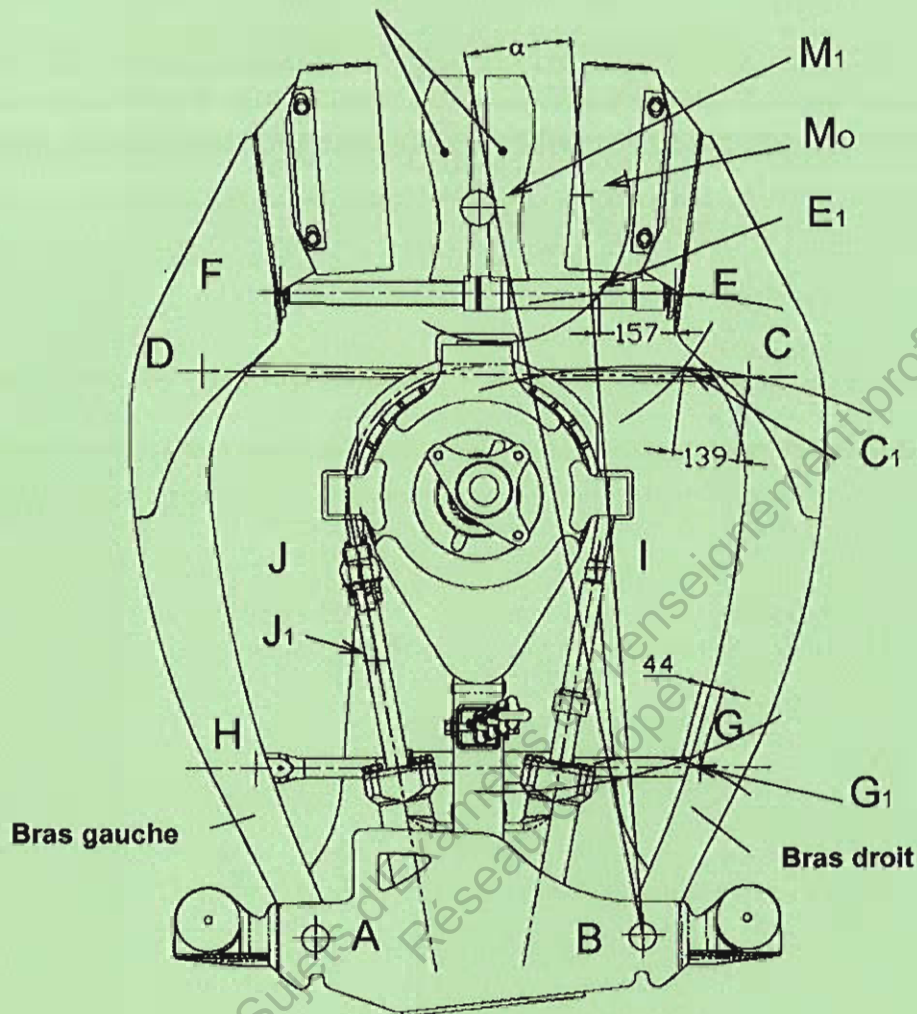
PIECES EN LIAISON	MODELISATION RETENUE	POINT CARACTERISTIQUE ET AXE EVENTUELS
Châssis de la pince / bras droit		B, Axe z
Châssis de la pince / bras gauche	Pivot	A, Axe z
Vérin de serrage bras gauche / châssis de la pince	Encastrement	K
Vérin de serrage bras droit / châssis de la pince	Encastrement	K
Câble de serrage/bras droit	Rotule	C
Câble de serrage/bras gauche	Rotule	D
Vérin bloqueur/bras droit	Rotule	E
Vérin bloqueur/bras gauche	Rotule	F
Vérin d'ouverture/bras droit	Pivot	G
Vérin d'ouverture/bras gauche	Pivot	H



## Situation de serrage symétrique

En pièces voisines, les positions des coussins de serrage pour un arbre de diamètre 70 mm serré de façon symétrique.

Echelle 1 mm = 15 mm



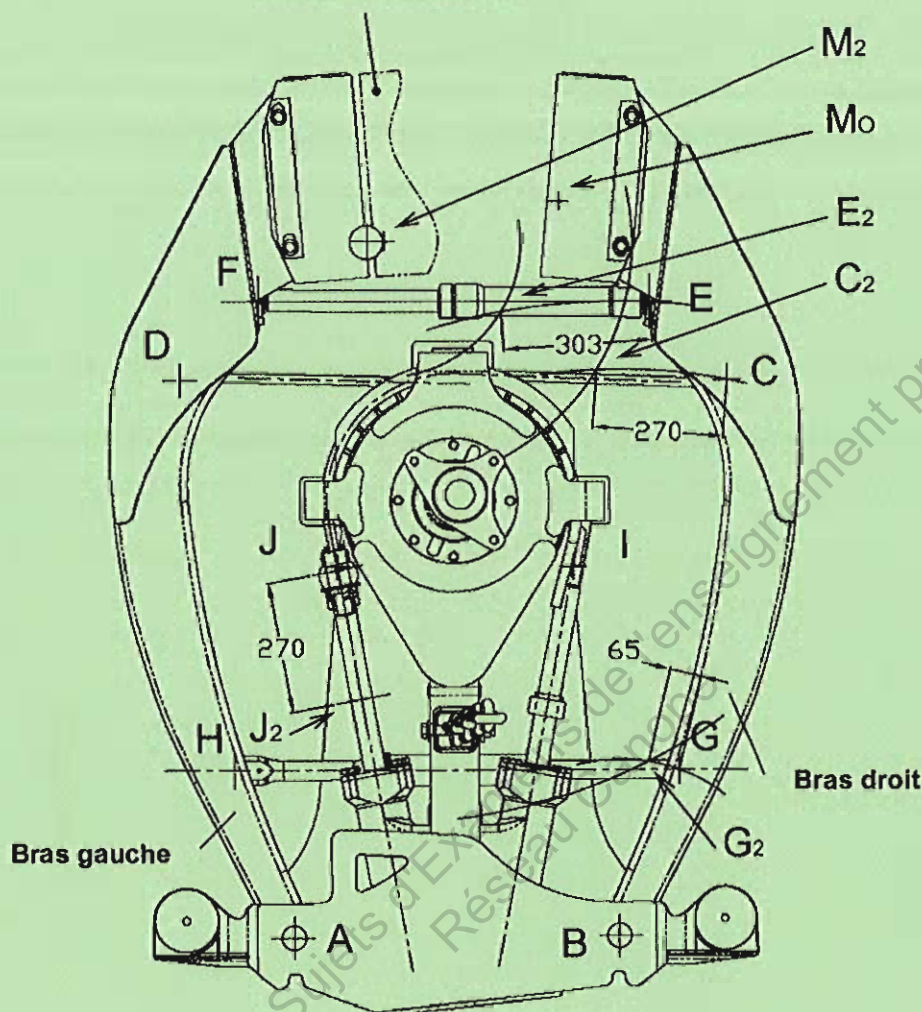
Actionneur	Course	Validité		
		Etat		Justification
Vérin de serrage bras droit	139	<input checked="" type="checkbox"/> oui	<input type="checkbox"/> non	Course < 290 mm (course maxi)
Vérin de serrage bras gauche	139	<input checked="" type="checkbox"/> oui	<input type="checkbox"/> non	Course < 290 mm (course maxi)
Vérin d'ouverture	88	<input checked="" type="checkbox"/> oui	<input type="checkbox"/> non	Course < 210 mm (course maxi)
Vérin anti-écorçage	314	<input checked="" type="checkbox"/> oui	<input type="checkbox"/> non	Course < 350 mm (course maxi)

Question n°3, Question n°4, Question n°5

### Situation de serrage dissymétrique

En pièce voisine, la position du coussin de serrage droit pour un arbre de diamètre 70 mm serré de façon dissymétrique.

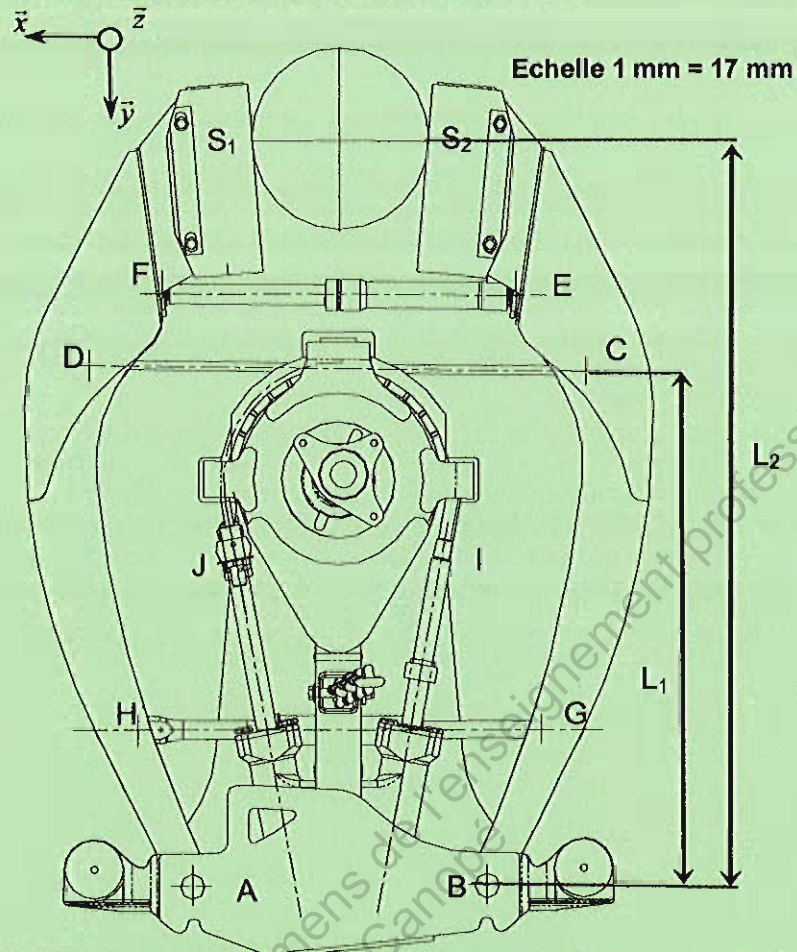
Echelle 1 mm = 15 mm



Actionneur	Course	Validité		
		Etat		Justification
Vérin de serrage bras droit	270	<input checked="" type="checkbox"/> oui	<input type="checkbox"/> non	Course < 290 mm (course maxi)
Vérin de serrage bras gauche	0	<input checked="" type="checkbox"/> oui	<input type="checkbox"/> non	Course < 290 mm (course maxi)
Vérin d'ouverture	65	<input checked="" type="checkbox"/> oui	<input type="checkbox"/> non	Course < 210 mm (course maxi)
Vérin anti-écorçage	303	<input checked="" type="checkbox"/> oui	<input type="checkbox"/> non	Course < 350 mm (course maxi)

Question n°6

Les mesures nécessaires aux calculs seront relevées sur la figure ci dessous :



Question n°9 :

On a  $\|\vec{S}\| = 48000N$

On mesure  $L1 \approx 67 \text{ mm}$  et  $L2 \approx 98 \text{ mm}$

La projection sur l'axe z de l'équation du moment résultant au point A issue du principe fondamental de la statique nous donne :

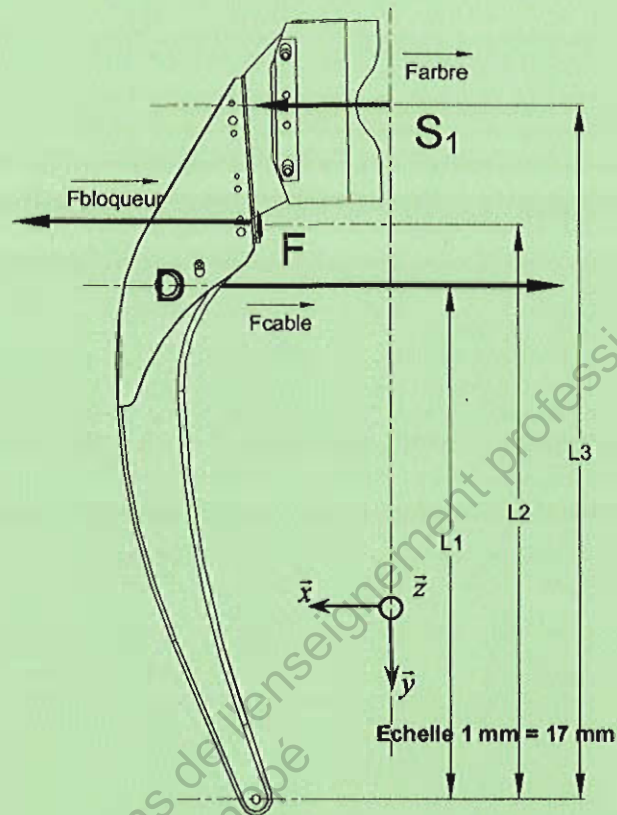
$$+ L2 * \|\vec{S}\| - L1 * \|\vec{D}\| = 0 \text{ d'ou}$$

$$\|\vec{D}\| \approx 70200N$$

Question n°7, Question n°8, Question n°9

## Isolément du bras gauche

Question n°12 :



Question n°13 :

La projection sur l'axe  $z$  de l'équation du moment résultant au point A issue du principe fondamental de la statique nous donne :

$$L_2 * \|\vec{F}_{\text{bloqueur}}\| - L_1 * \|\vec{F}_{\text{câble}}\| + L_3 \|\vec{F}_{\text{arbre}}\| = 0$$

$$\Rightarrow \|\vec{F}_{\text{bloqueur}}\| = \frac{L_1 * \|\vec{F}_{\text{câble}}\| - L_3 \|\vec{F}_{\text{arbre}}\|}{L_2}$$

Données :

- Sur le document technique 6, on mesure :

$$L_1 \approx 67\text{mm} \quad L_2 \approx 76\text{mm} \quad \text{et} \quad L_3 \approx 91\text{mm}$$

$$\|\vec{F}_{\text{câble}}\| = 78000\text{N} \quad \text{et} \quad \|\vec{F}_{\text{arbre}}\| = 20000\text{N}$$

On trouve alors  $\|\vec{F}_{\text{bloqueur}}\| = 44816\text{N}$

Données :

Caractéristiques du vérin bloqueur du système anti-écorçage :

-Pression maxi 300 bar

-Tige  $\varnothing 45$  (document technique 6)

On trouve alors :

$$p_{\text{maxi}} = \frac{F_{\text{bloqueur}}}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{44816 * 10^{-5}}{\frac{\pi}{4} 45^2 * 10^{-6}} = 282\text{bars} < 300\text{bars}$$

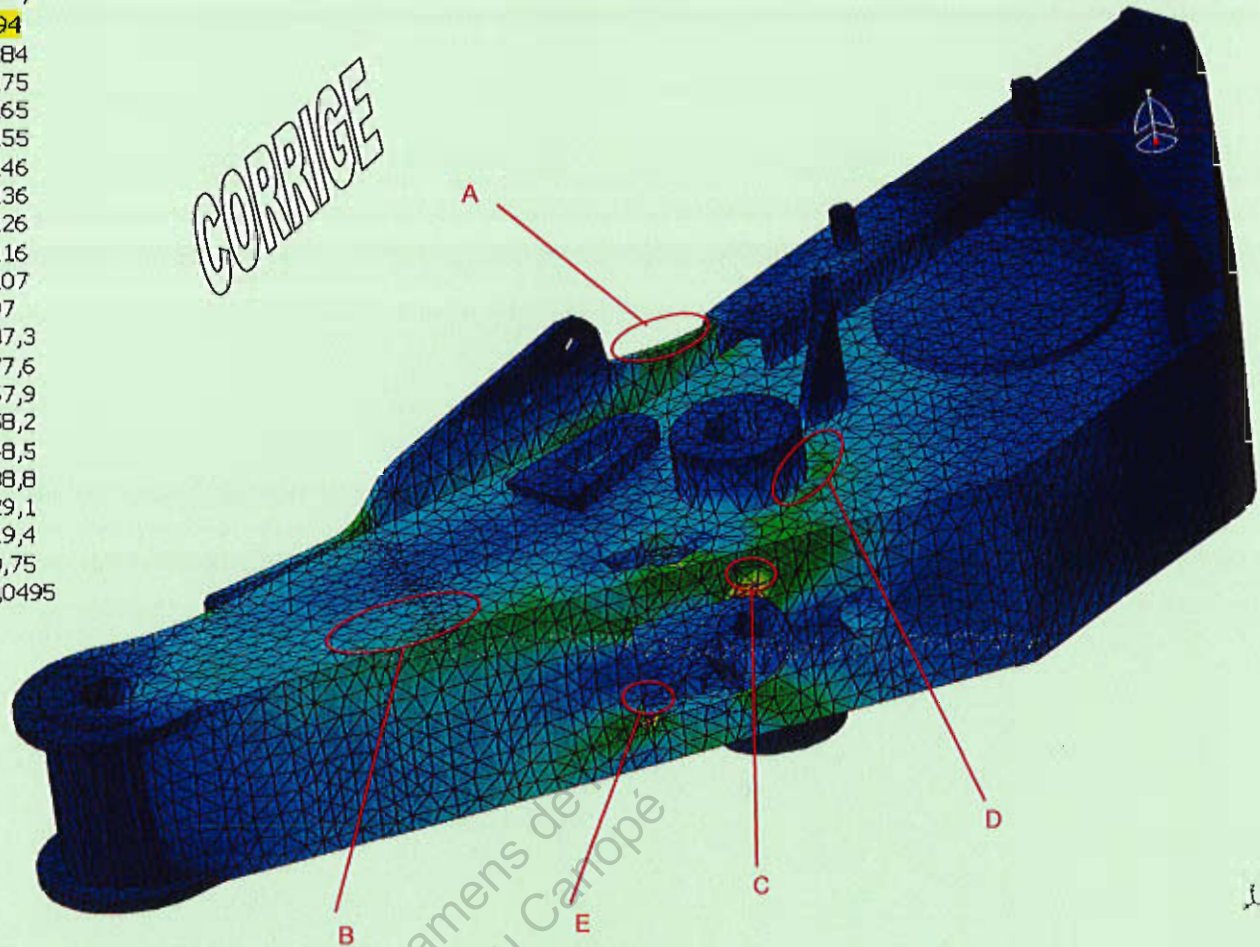
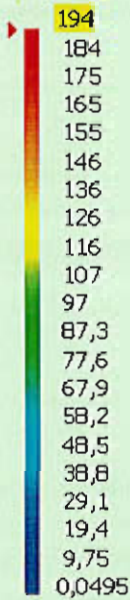
**CORRIGE**

Question n°12, Question n°13



Critère de Von Mises  
(MPa)

Analyse par éléments finis d'un bras de la pince PMF 600



Zone d'étude	Contraintes relevées (MPa)	Soudure		Risque de fissure (Oui/Non)	Justification
		Oui/Non ?	Si oui type ?		
A	80	<input type="checkbox"/> oui <input checked="" type="checkbox"/> non		<input type="checkbox"/> oui <input checked="" type="checkbox"/> non	La contrainte relevée est inférieure à la limite en fatigue (350 MPa)
B	100	<input checked="" type="checkbox"/> oui <input type="checkbox"/> non	Soudure d'angle	<input checked="" type="checkbox"/> oui <input type="checkbox"/> non	La contrainte relevée est supérieure à la limite en fatigue (90 MPa)
C	130	<input type="checkbox"/> oui <input checked="" type="checkbox"/> non		<input type="checkbox"/> oui <input checked="" type="checkbox"/> non	La contrainte relevée est inférieure à la limite en fatigue (350 MPa)
D	90	<input checked="" type="checkbox"/> oui <input type="checkbox"/> non	Soudure d'angle	<input checked="" type="checkbox"/> oui <input type="checkbox"/> non	La contrainte relevée est supérieure à la limite en fatigue (90 MPa)
E	200	<input type="checkbox"/> oui <input checked="" type="checkbox"/> non		<input type="checkbox"/> oui <input checked="" type="checkbox"/> non	La contrainte relevée est inférieure à la limite en fatigue (350 MPa)

Question n°22

## 2 – VALIDATION DES VERINS

### 2-2 Validation de la capacité de charge des vérins de serrage

**Question 10 :** Calculer les efforts développés par les vérins de serrage en I et J.  
L'angle d'enroulement des câbles sur le tambour est de  $100^\circ$ .

**Résolution :**

$$T = te^{f\alpha}$$

Avec  $\alpha = 1,745 \text{ rd}$ ,  $f = 0,15$  et  $t = 70200 \text{ N}$  on obtient  $T \approx 91200 \text{ N}$

**Question 11 :** A partir des caractéristiques des vérins de serrage, conclure sur leur aptitude à exercer les efforts calculés précédemment.

**Résolution :**

- ⇒ Le document technique 5 nous donne pour les vérins de serrage
- $D = 94 \text{ mm}$ ,  $d = 45 \text{ mm}$
  - Pression maxi  $p_{\max} = 190 \text{ bars}$
- ⇒ L'effort fourni par les vérins de serrage ( $F_v$ ) est de  $91200 \text{ N}$

La pression ( $p_{\text{util}}$ ) nécessaire à la création de l'effort est donc donné par :

$$p_{\text{util}} = \frac{F_v}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = \frac{91200 * 10^{-5}}{\frac{\pi}{4}(94^2 - 45^2) * 10^{-6}} \approx 170 \text{ bars} < 190 \text{ bars}$$

Les vérins de serrage sont donc validés statiquement.

## 3 – VALIDATION DU DISPOSITIF ANTI ECORCAGE

### 3-2 – Etude du flambage de la tige du vérin

**Question 14 :** Sachant que la pression maxi dans le vérin bloqueur peut atteindre  $300 \text{ bar}$ , calculer l'effort axial dans une section A-A sollicitant la tige de ce vérin au flambage.

**Résolution :**

Données :  $p = 300 \text{ bars}$   $D = 45 \text{ mm}$  et  $d = 30 \text{ mm}$  (document technique 6)

$$F_{\text{flambage}} = p * \frac{\pi D^2}{4} = 47713 \text{ N}$$

**Question 15 :** Calculer la charge critique d'Euler correspondant à ce type de montage de vérin.

En déduire le coefficient de sécurité effectif pour la résistance au flambage.

Sachant que dans des conditions de service statique on admet un coefficient de sécurité habituel de 3, expliquer la marge importante constatée ici.

**Résolution :**

**Données :**

Document technique 6 :

-  $D = 45 \text{ mm}$ ,  $d = 30 \text{ mm}$

-  $L$  maxi en travail (serrage tronc  $\varnothing 400$ ) =  $780 \text{ mm}$

- Tige en acier, module de Young,  $E = 210\,000 \text{ MPa}$

Document technique 7 :

$$\text{Charge critique d'Euler : } F_{\text{Euler}} = \frac{\pi^2 EI_{Gz}}{L^2}$$

On trouve alors :

$$F_{Euler} = \frac{\pi^3 E (D^4 - d^4)}{64 L^2} = 550273 N \text{ ce qui donne comme coefficient de sécurité}$$

$$s = \frac{F_{Euler}}{F_{flambage}} = 21$$

La marge importante sur le coefficient de sécurité constatée ici peut s'expliquer par le fait que l'on a un phénomène vibratoire avec des pics d'efforts difficilement évaluables.

#### 4- VALIDATION DE LA CHAÎNE ÉNERGÉTIQUE DE VIBRATION

##### 4-1 - Validation des composants hydrauliques

**Question 16 :** Calculer le débit d'huile que doit fournir par la pompe au moteur afin d'atteindre la fréquence de vibration souhaitée.

**Résolution :**

Données :

- Cylindrée du moteur  $V_m = 42 \text{ cm}^3$  (Document technique 8);
- Vitesse de rotation du moteur hydraulique  $N_m = 1800 \text{ tr/mn}$

On trouve alors pour le débit fourni au moteur  $Q_m$ :

$$Q_m = N_m * V_m = 75,6 \text{ l / mn}$$

On n'a pas de débit de fuite donc le débit fourni par la pompe est donné par :  $Q_p = Q_m = 75,6 \text{ l / mn}$

**Question 17 :** Calculer la cylindrée de la pompe nécessaire à l'obtention du débit d'huile calculé ci-dessus.

Conclure quant à la validation de la pompe hydraulique.

**Résolution :**

Données :

- Vitesse de rotation de la pompe hydraulique  $N_p = 2300 \text{ tr/mn}$  (Vitesse de rotation du moteur diesel)

On a  $Q_p = 75,6 \text{ l / mn}$ , on trouve alors  $V_p = \frac{Q_p}{N_p} = 32,8 \text{ cm}^3$

La valeur trouvée est inférieure à la cylindrée maxi de la pompe ( $42 \text{ cm}^3$ ). Les composants hydrauliques sont donc validés de ce point de vue.

**Question 18 :** Calculer la puissance développée par le moteur hydraulique quand il fonctionne à sa pression nominale et tourne à  $1800 \text{ tr/mn}$ .

Conclure quant à la validation du moteur hydraulique.

**Résolution :**

Données : (document technique 8)

- Pression nominale  $420 \text{ bars}$
- Puissance maxi du moteur  $155 \text{ kW}$

On a  $Q_m = 75,6 \text{ l / mn}$ , on trouve alors  $P_m = \Delta p * Q_m = 420 * 10^5 * \frac{75,6 * 10^{-3}}{60} = 53 \text{ kW}$

La valeur trouvée est inférieure à la puissance maxi du moteur ( $155 \text{ kW}$ ). Le moteur hydraulique est donc validé.

##### 4-2 - Validation du moteur diesel utilisé

**Question 19 :** Déterminer les rendements du moteur hydraulique et de la pompe hydraulique. En déduire la puissance utile au niveau du moteur diesel.

Conclure quant à la validation du moteur diesel.

Résolution :

Données :

Document technique 8 :

- Variation du rendement du moteur hydraulique
- Vitesse nominale du moteur hydraulique 4200 tr/mn

- Variation du rendement de la pompe hydraulique
- Vitesse nominale de la pompe hydraulique 4200 tr/mn
- Courbes caractéristiques du moteur diesel

Document technique 9:

(On trouve donc :

Pour  $N_m = 1800$  tr/mn = 42%  $N_{nominale}$  $\Rightarrow \eta_m = 87\%$  (document technique 8)et pour  $N_p = 2300$  tr/mn = 53%  $N_{nominale}$  $\Rightarrow \eta_p = 88\%$  (document technique 9)Pour la puissance au niveau du moteur diesel, on a donc :  $P_{diesel} = P_m * \eta_p * \eta_m = 70kW$ 

La valeur trouvée est inférieure à la puissance disponible au niveau du moteur diesel à 2300 tr/mn (document technique 9). Le moteur diesel est donc validé.

**5- VALIDATION DE L'EVOLUTION PRODUIT PROCEDE MATERIAU DU BRAS DE LA PINCE****5-1 – Mise en évidence des défaillances structurales de la pince PMF 600**Question 20 : Calculer l'ordre de grandeur du nombre de cycles effectués par les bras durant une campagne de cueillette.Résolution :

Données :

- Durée de l'ordre de 100 jours.
- Nombre d'arbres vibrés par jours : 300
- Durée moyenne du traitement d'un arbre : 10 secondes
- Vibration : 30 cycles par seconde (30 Hz).

On trouve donc Nombre de cycle =  $300 * 100 * 10 * 30 = 9 \cdot 10^6$  cyclesQuestion 21 : Relever pour le matériau de base, ainsi que pour les trois cas d'assemblages soudés, la limite en fatigue acceptable correspondant au nombre de cycles déterminés ci-dessus.Résolution :On se place à  $9 \cdot 10^6$  cycles sur les courbes donnant la variation de la limite en fatigue. On trouve alors :

	Matériau de base	Soudure bout à bout meulée	Soudure bout à bout	Soudure d'angle
Limite en fatigue en MPa	350	210	150	90

**5-2 – Validation du bras de la pince CB 15**Question 23 : A partir du document technique 11, déterminer la valeur de la limite à la fatigue à retenir si on se place dans le cas le plus défavorable.Résolution :

Données :

Nombre de cycles de 50 millions

On se place donc à  $5 \cdot 10^7$  cycles. La valeur la plus défavorable correspond à une limite en fatigue de 200 MPa (document technique 11)Question 24 : A partir du document technique 11, conclure quant à la validité de la forme du bras et du matériau retenu.Résolution :

La contrainte maxi est de l'ordre de 100 MPa ce qui est largement inférieur à la limite en fatigue (200 MPa). La forme du bras et le matériau retenu sont donc validés.