

SYSTEME D'ELAGAGE GALAX 4000

CORRIGE

Question 1 : On justifie le choix d'une tête à lamier pour les différentes raisons suivantes :

- Fréquence de passage moins élevées.
- Longévité des têtes
- Puissance nécessaire du tracteur inférieure
- Coupe nette, non propagation des maladies
- Surface taillée à l'heure plus élevée (+ 16%)
- Moins de risques de projections
- Utilisation possible toute l'année

Question 2 : Ce choix reste compétitifs pour plusieurs raisons suivantes

- Gain de temps car passage moins fréquents
- Economie d'énergie car puissance tracteur nécessaire inférieure
- Plus rapide car surface taillée à l'heure plus grande (6250m² pour 5400m² pour le broyeur)
- Durée de vie supérieure car passage moins fréquents

Question 3 : Le mouvement de 2/1 est une rotation d'axe $B\vec{Z}$
Le mouvement de 3/1 est une rotation d'axe $C\vec{Z}$

Question 4 : La trajectoire du point F de 2/1 est un arc de cercle de centre B de rayon BF

Question 5 : La trajectoire du point H de 2/1 est un arc de cercle de centre H de rayon BH

Question 6 : La figure BCDF est un parallélogramme déformable car les droites CD et BF restent constamment parallèles, les distances CD et BF sont égales ainsi que les distances BC et BF.

Question 7 : Le mouvement de 4/2 est une rotation d'axe $F\vec{Z}$

Question 8 : Voir document DR1

Question 9 : La hauteur maxi de coupe est de : 3.85 mètres

Question 10 : Le résultat précédent (3.85m) est très proche des caractéristiques technique du fabricant (3.80m).

La hauteur maxi d'utilisation en plateau annoncée est donc vérifiée.

Question 11 : Voir document DR1

Question 12 : $AH = 44 \times 17.5 = 770 \text{ mm}$
 $AH_1 = 565 \times 17.5 = 989 \text{ mm}$ } \Rightarrow La course ΔH du vérin est donc de : = 219 mm

Question 13 : Le vérin choisi par le constructeur (CHAPEL ref 703/4) à une course de 400 mm très supérieure au 219 mm nécessaire, il permet donc de validé cette course

Question 14 : Le vérin 10 est en équilibre sous l'action de 2 glisseurs si et seulement si les 2 résultantes sont directement opposées sur le support IE

Question 15 : Inventaire des actions mécaniques appliquées à S :

$$\{T_{10/S}\} = E \begin{Bmatrix} X_{10/S} & 0 \\ Y_{10/S} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_E \quad \{T_{2/S}\} = \begin{Bmatrix} X_{2/S} & 0 \\ Y_{2/S} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_F \quad \{T_{10/S}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -1500 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_G$$

P F S appliqué à S : $\{T_{S/S}\} = \{0\}$

Question 16 : $P = \frac{F}{S} = \frac{17\,000}{\pi [(25 \times 10^{-3})^2 - (15 \times 10^{-3})^2]} \Rightarrow$ $P = 135 \times 10^5 \text{ Pa}$

Question 17 : En traction la pression pour $\frac{\phi_A}{\phi_B} = \frac{30}{50}$ et pour 1.7 tonnes (voir DT 10/11) est d'environ 130 bars ($130 \times 10^5 \text{ Pa}$), donc le résultat de la question 16 ($135 \times 10^5 \text{ Pa}$) est validé.

Question 18 : Inventaire des actions mécaniques appliquées à S' :

$$\{T_{\text{pesanteur}/S'}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -1500 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_G \quad \{T_{\text{sol}/S'}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_R & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_R$$

$$\{T_{\text{pesanteur}/S'}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -P_2 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{G_2} \quad \{T_{10/S'}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -2800 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{G_1}$$

Question 19 : L'équation traduisant la condition de non basculement s'écrit :

$$\overrightarrow{RG_1} \wedge \overrightarrow{P_1} + \overrightarrow{RG_2} \wedge \overrightarrow{P_2} + \overrightarrow{RG} \wedge \overrightarrow{P} = \vec{0}$$

Question 20 : $\begin{vmatrix} -555 & 0 \\ 300 & -2800 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} -400 & 0 \\ 725 & -P_2 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 2300 & 0 \\ 1200 & -1500 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$

$555 \times 2800 + 400 \times P_2 + -2300 \times 1500 = 0 \Rightarrow$ $P_2 = 4\,740 \text{ N}$

Question 21 : Liaison Pivot d'axe \vec{CZ}

Question 22 : **Mise en Position** par **assemblage cylindrique** de l'axe 32 sur les 2 bagues soudées au châssis 1 d'une part et sur le tirant supérieur 3 d'autre part.
Maintient en position axial et radial par **2 goupilles fendues 31** montées au travers des deux bagues soudées et de l'axe 32.

Question 23 :
$$\omega_{2/1} = \frac{\theta}{t} = \frac{0.96 \text{ rds}}{5} \Rightarrow \boxed{\omega_{2/1} = 0.19 \text{ rds/s}}$$

$$\omega_{2/1} = \frac{\pi N_{2/1}}{30} \Rightarrow N_{2/1} = \frac{30 \omega_{2/1}}{\pi} \Rightarrow \boxed{N_{2/1} = 1.82 \text{ tr/mn}}$$

Question 24 :
$$\|\vec{V}_{H_{2/1}}\| = BH \times \omega_{2/1} = 750 \times 0.19 \Rightarrow \boxed{\|\vec{V}_{H_{2/1}}\| = 142.5 \text{ mm/s}}$$

Question 25 : Le support du vecteur vitesse $\vec{V}_{H_{9a/1}}$ est **perpendiculaire au rayon AH** passant par H

Question 26 : Le support du vecteur vitesse $\vec{V}_{H_{9a/9b}}$ est **porté par l'axe AH**

Question 27 : $\vec{V}_{H_{9b/2}} = \vec{0}$ car la tige du vérin 9_b est en **liaison pivot d'axe HZ** par rapport au bras 2

Question 28 :
$$\vec{V}_{H_{2/1}} = \vec{V}_{H_{2/9b}} + \vec{V}_{H_{9b/9a}} + \vec{V}_{H_{9a/1}} \quad \text{comme } \vec{V}_{H_{9b/2}} = \vec{0}$$

alors
$$\boxed{\vec{V}_{H_{2/1}} = \vec{V}_{H_{9b/9a}} + \vec{V}_{H_{9a/1}}}$$

Question 29 :
$$\boxed{\|\vec{V}_{H_{9b/9a}}\| = 56 \text{ mm/s}}$$

Question 30 : La vitesse linéaire maxi admissible pour les joints toriques de 40 mm/s est nettement dépassée pour notre étude (56 mm/s) donc **les joints toriques** choisis par le constructeur **ne sont pas adaptés**.

Une des solutions proposées est de **remplacer ce joint torique par un joint 4 lobes** dont la vitesse linéaire admissible est de 500 mm/s

Question 31 : La poutre considérée est soumise à une sollicitation de **Flexion Plane Simple**

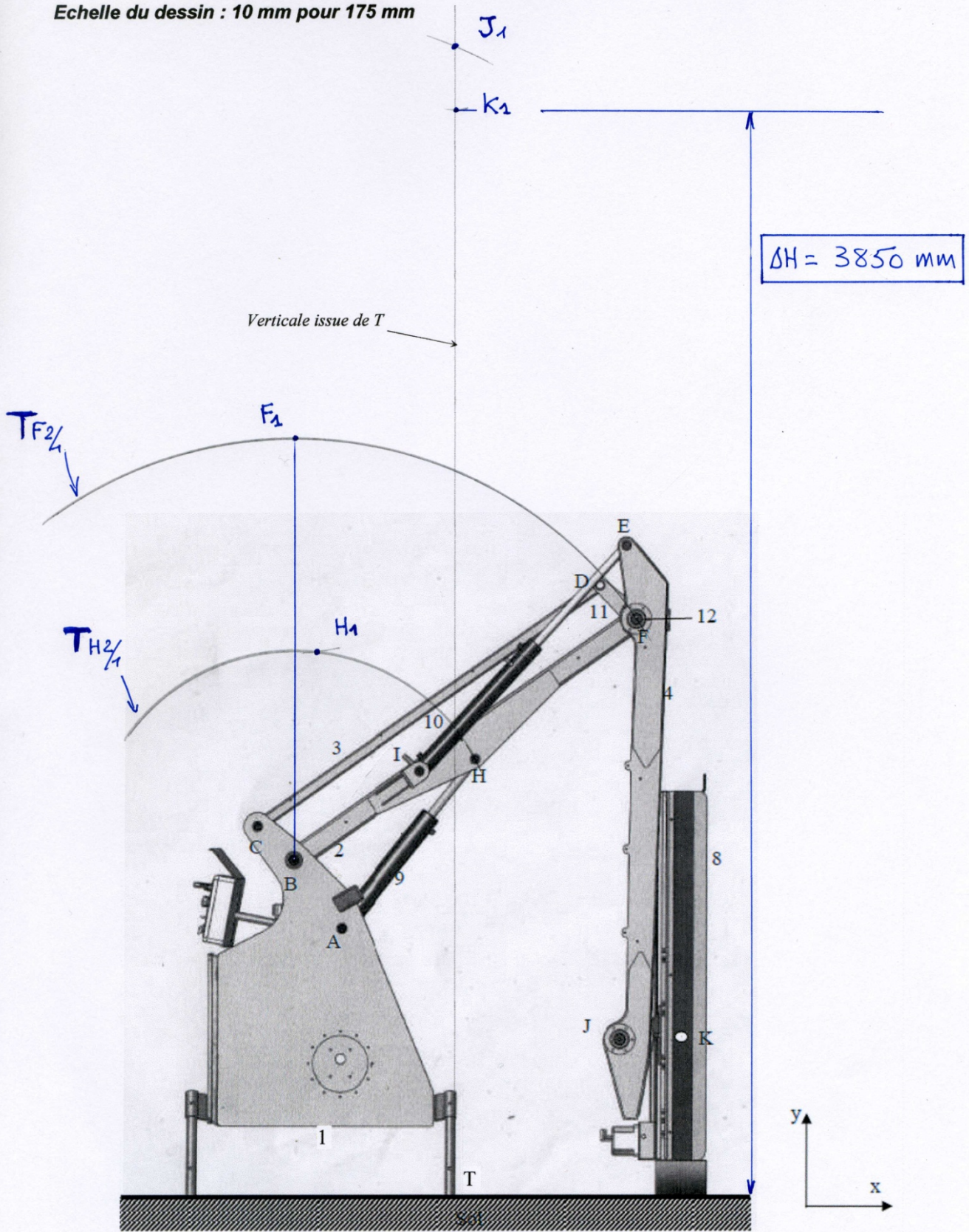
Question 32 :
$$\sigma_{\text{MAX}} = \frac{Mf_{\text{MAX}}}{\frac{IG_Z}{v}} = \frac{5000 \times 10^3 \times 6}{10 \times 100^2} \Rightarrow \boxed{\sigma_{\text{MAX}} = 300 \text{ MPa}}$$

Question 33 : La valeur de σ_{MAX} trouvée est supérieure à la limite élastique (300 > 235) le **matériaux est donc sollicité dans le domaine plastique** ou zone des déformations permanentes

- Question 34 :** Ce problème a été résolu par l'industriel en soudant une équerre de renfort sur la pièce support de lamier (voir DT 9/11)
- Question 35 :** La contrainte maxi subie par la nouvelle pièce avec renfort est de 97.8 MPa . Cette valeur est très inférieure à la limite élastique (235 MPa). Le renfort est donc bien efficace
- Question 36 :** Le coussinet choisi à pour référence : PCM 252820 M
- Question 37 :** Voir DR5

Vérification de la hauteur maxi d'utilisation

Echelle du dessin : 10 mm pour 175 mm

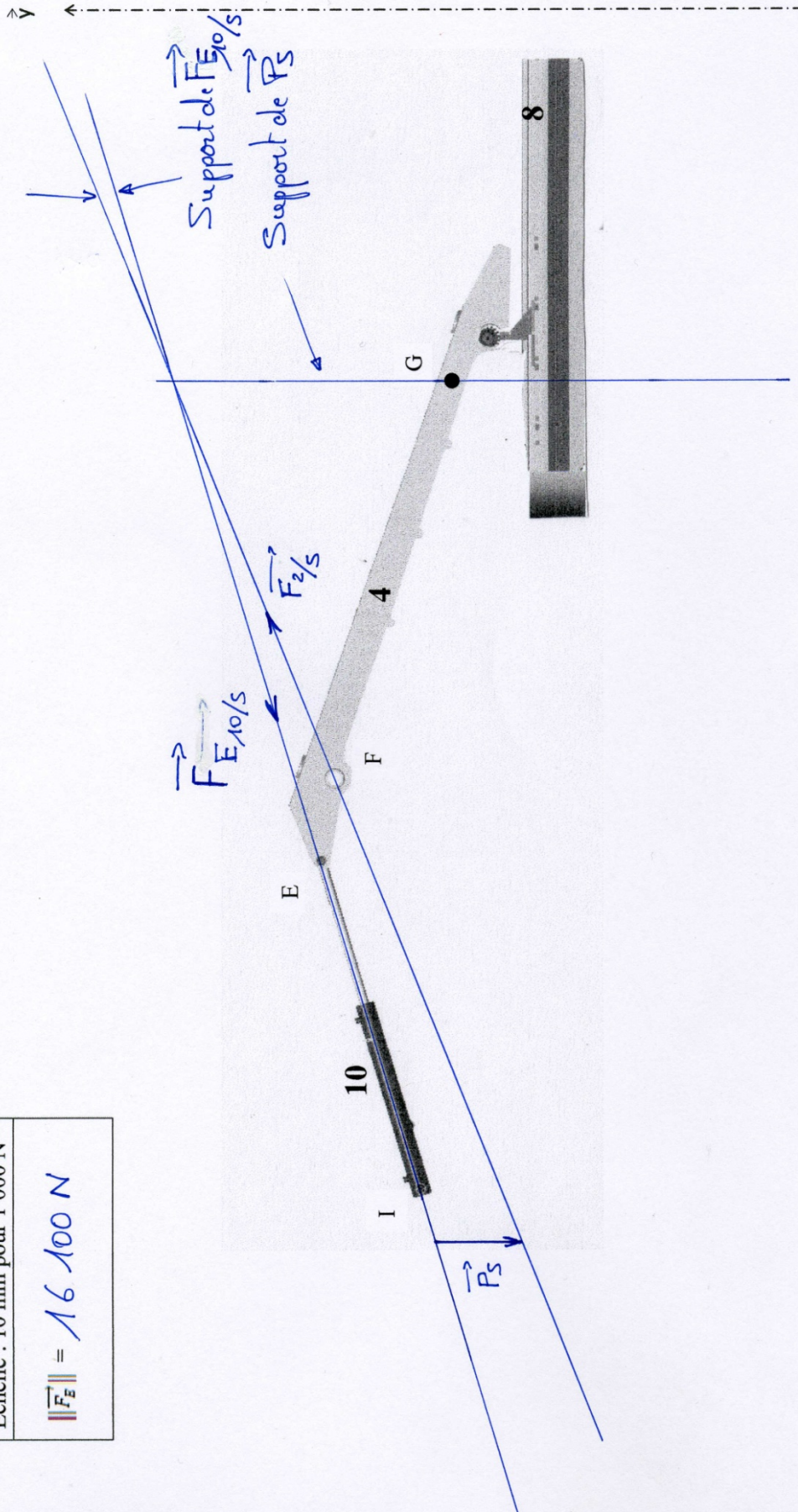


REP. EPREUVE

DR.1

Validation de la pression d'alimentation

Échelle : 10 mm pour 1 000 N
 $\|\vec{F}_E\| = 16\ 100\ \text{N}$



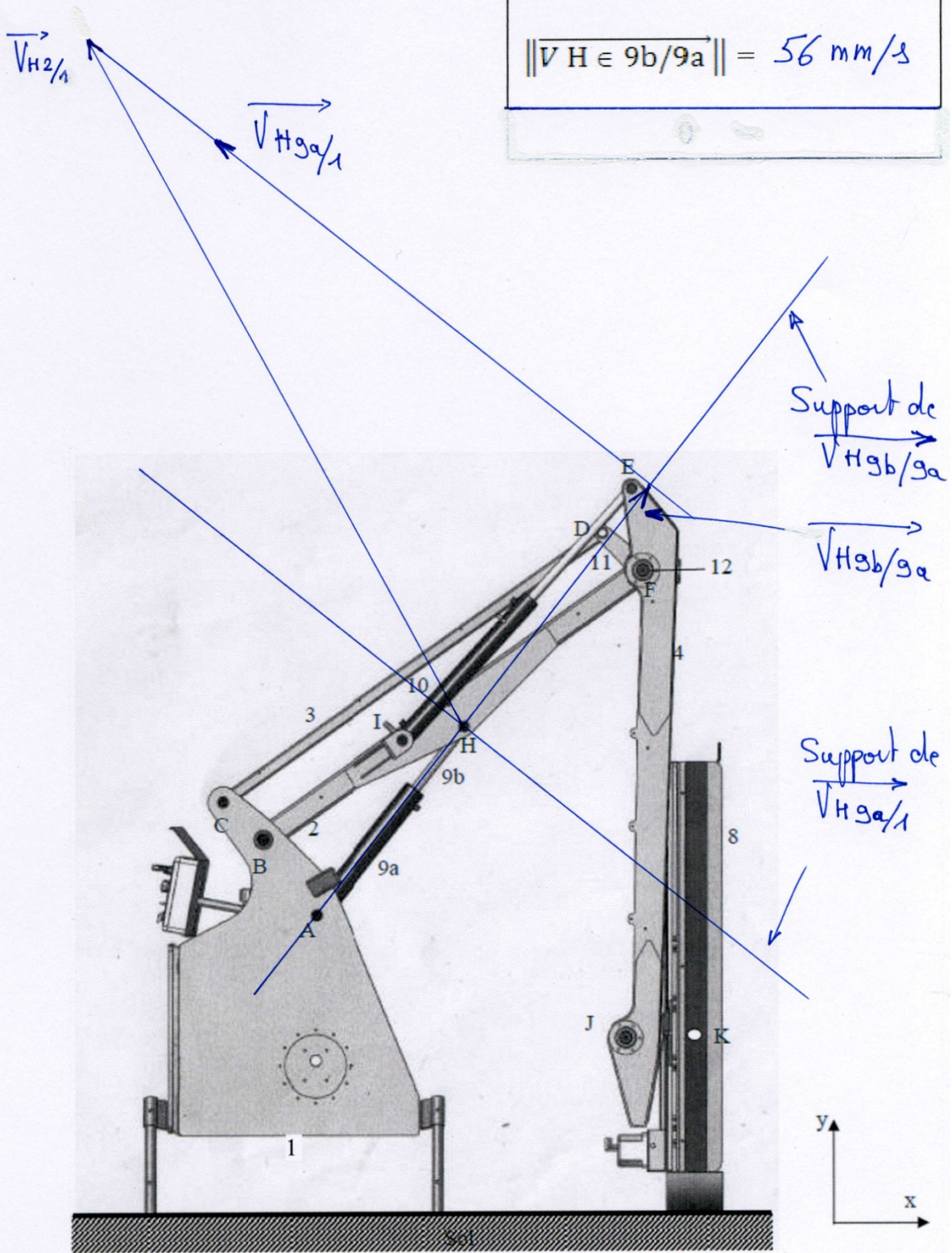
DR 2

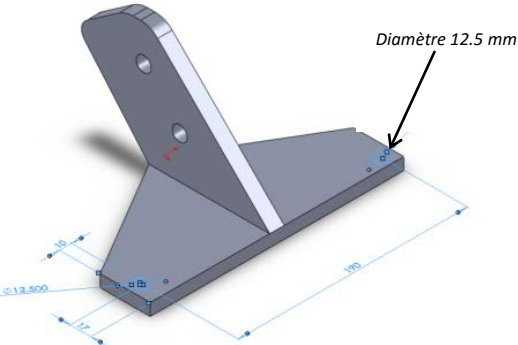
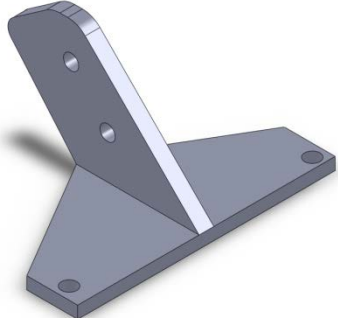
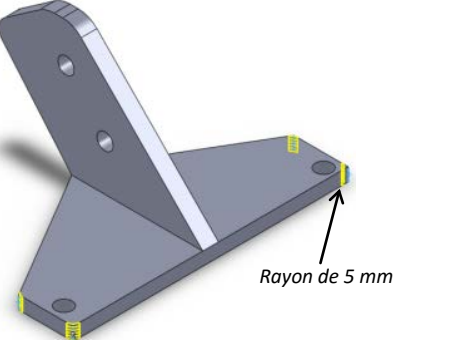
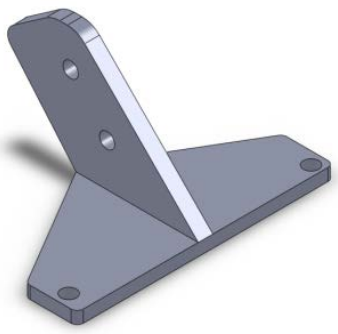
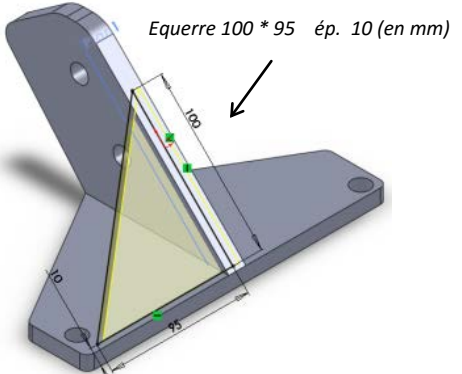
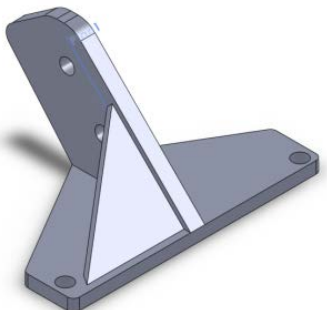
REF EPREUVE

Vérification sous charge des joints de vérin 9

Résultats :

$$\| \vec{V}_{H \in 9b/9a} \| = 56 \text{ mm/s}$$

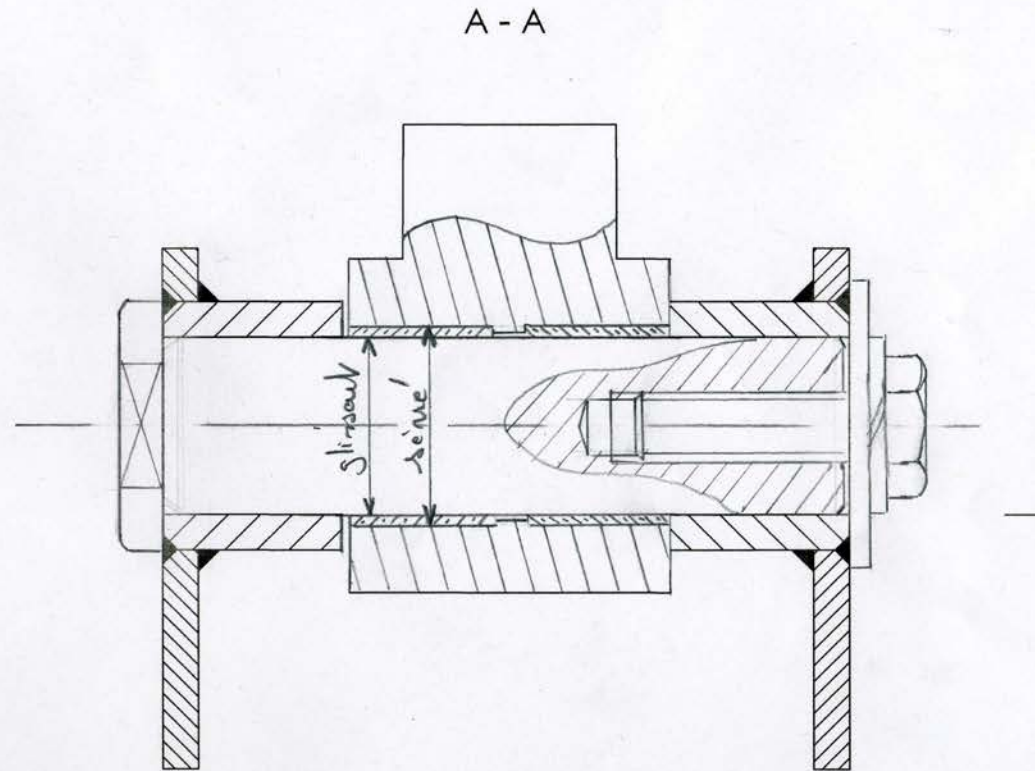
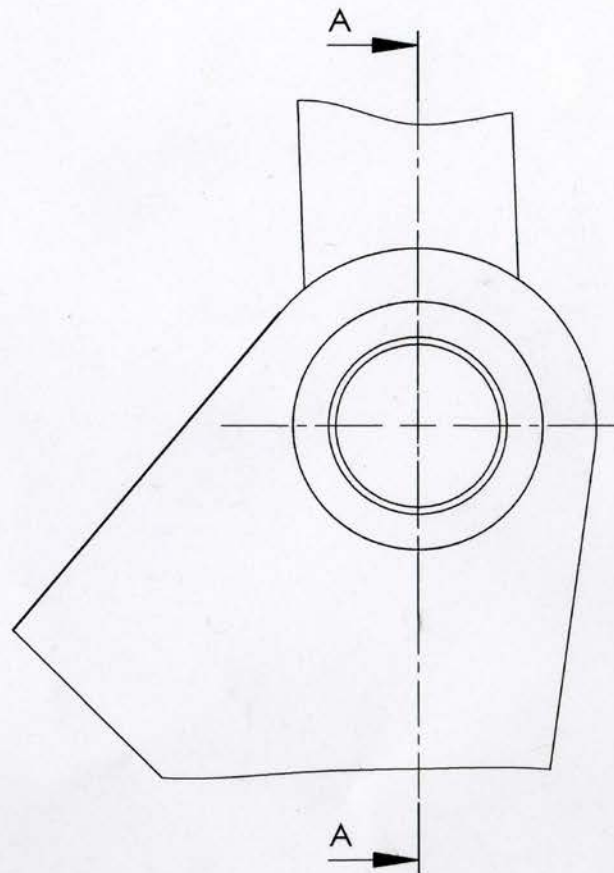


Forme à réaliser	Fonctions associées	Forme obtenue
 <p>Diamètre 12.5 mm</p>	<p>(à compléter)</p> <p>Extrusion par enlèvement de matière à travers tout (diamètre 12.5 mm)</p>	
 <p>Rayon de 5 mm</p>	<p>(à compléter)</p> <p>Congé de rayon ϕ 5 mm</p>	
 <p>Equerre 100 * 95 ép. 10 (en mm)</p>	<p>(à compléter)</p> <p>Bossage extrusion dans le plan (1) d'un triangle 100 * 95 épaisseur 10 mm</p>	

DR 4

Corrigé Pascal Parraud

Page 8 sur 9



CHOIX DU COUSSINET
 Référence :

Articulation entre le bâti et
 le tirant du bras supérieur 3

A4

ECHELLE : 1:1

DR5