



Ce document a été mis en ligne par l'organisme [FormaV](#)®

Toute reproduction, représentation ou diffusion, même partielle, sans autorisation préalable, est strictement interdite.

Pour en savoir plus sur nos formations disponibles, veuillez visiter :

www.formav.co/explorer

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 SUPÉRIEUR
MOTEURS À COMBUSTION INTERNE
SESSION 2009

E 4 - ÉTUDE DES CONSTRUCTIONS

Durée : 6 heures – Coefficient : 4

CORRIGÉ

CODE ÉPREUVE : 0906MOEDC		EXAMEN BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR	SPÉCIALITÉ : MOTEURS À COMBUSTION INTERNE
SESSION : 2009	CORRIGÉ	ÉPREUVE : E4 - ÉTUDE DES CONSTRUCTIONS	
Durée : 6h	Coefficient : 4	Corrigé N°03EM08	9 pages

1^{ère} partie: DETERMINATION DE LA COURBE DE DEBIT DE LA POMPE

1-1- déterminer par dérivation graphique pour la position $\theta=90^\circ$ la vitesse du piston 23-3

La vitesse en un point correspond à la pente de la tangente à la courbe de position en ce point.

$$V_{90^\circ} = \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{X_{(t=1.10^{-2})} - X_{(t=0)}}{1.10^{-2}} = \frac{4,9}{7,65} \times 15 \times \frac{1}{1.10^{-2}} \text{ soit } \boxed{V_{90^\circ}=960}$$

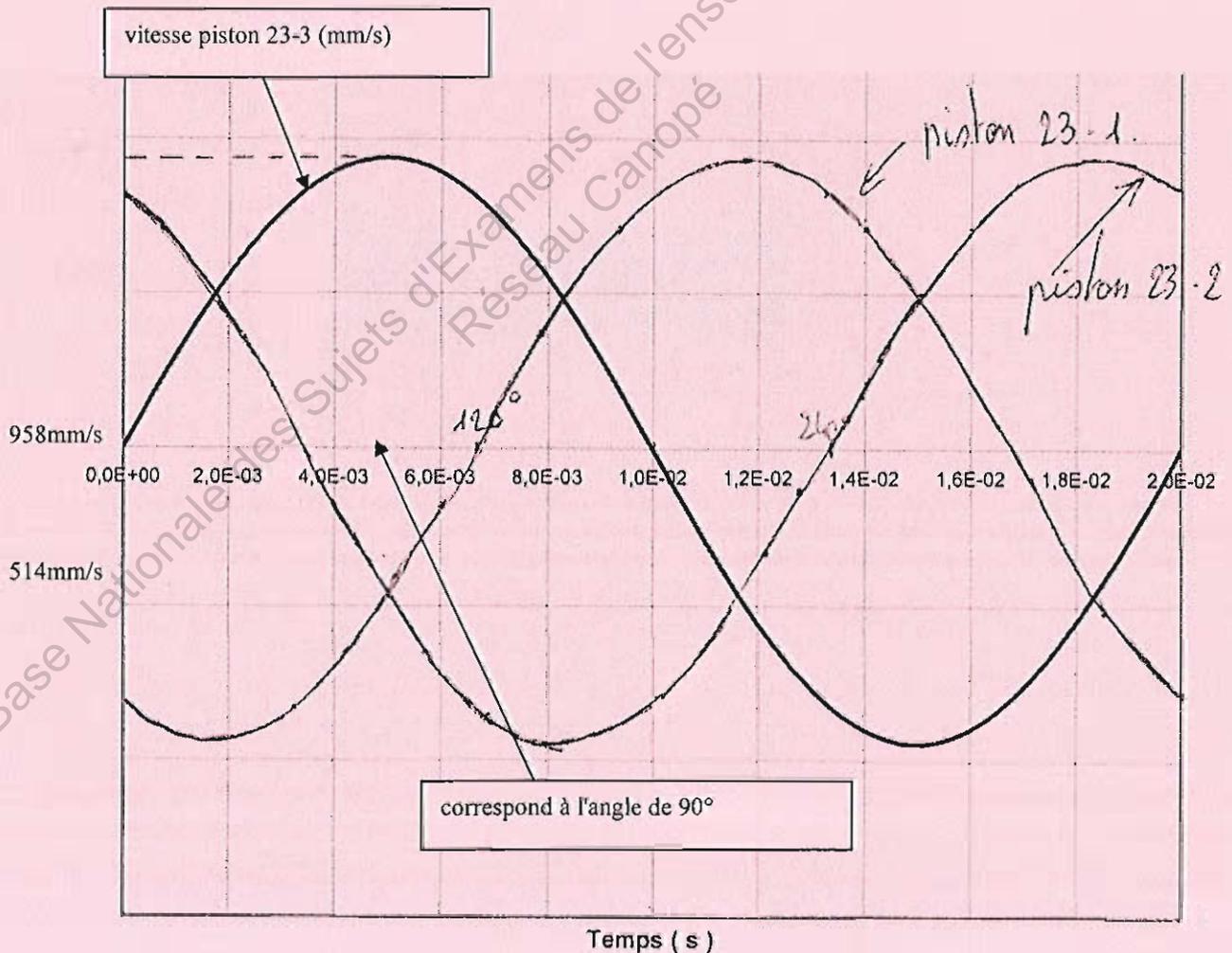
mm/s

1-2- En déduire la graduation (en mm/s) de la courbe de vitesse du piston 23-3- sur le document DR1

1 graduation correspond à 23 mm avec 43 mm pour 960 mm/s. On a donc 514 mm/s par graduation

1-3- tracer à main levée sur DR1 l'allure des courbes de vitesse des pistons 23-2 23-1

Ayant 3 pistons à 120° , il y a un décalage des courbes de vitesse de 120° et de 240° par rapport à la 1ère courbe. (cf.DR1)

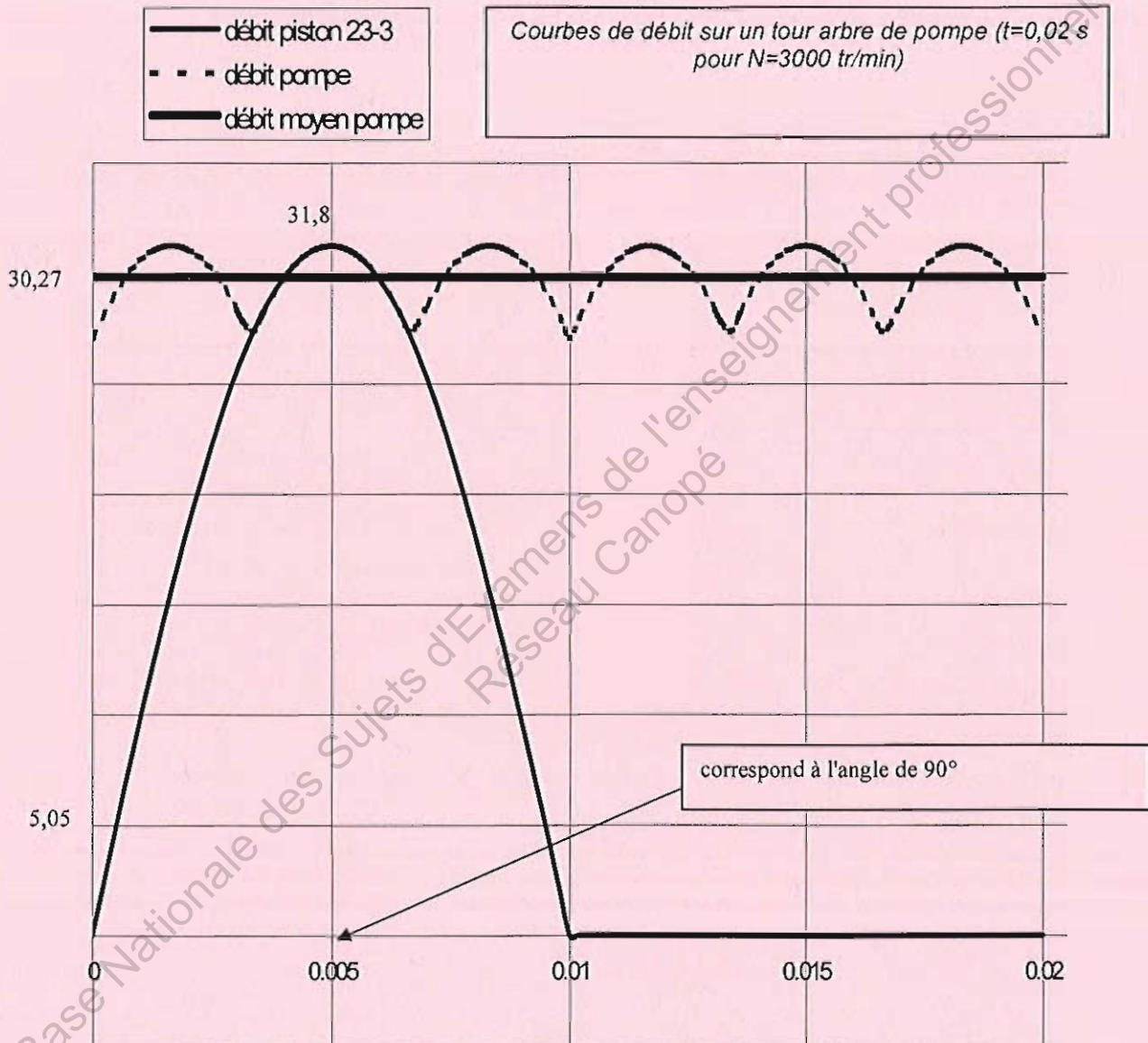


1-4- On s'intéresse à la courbe de débit instantané du piston 23-3 (voir DR2)

Déterminer pour la position $\theta=60^\circ$ la valeur du débit (en cm^3/s). Graduer l'axe des ordonnées.

$$Q_{90^\circ} = S.V_{90^\circ} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot V_{90^\circ} = \frac{\pi \cdot 0,65^2}{4} \cdot 96 \quad \text{soit} \quad \boxed{Q_{90^\circ} = 31,8 \text{ cm}^3/\text{s}}$$

Graduation: 1 graduation correspond à 16,5 mm avec 104 mm pour 31,8 cm^3/s . On a donc 5,05 cm^3/s par graduation



1-5- La courbe de débit total et moyen de la pompe étant donnée sur le document DR2, déterminer la valeur du débit moyen (en cm^3/s).

$$Q_{moy} = \frac{9,9}{10,4} \cdot Q_{90^\circ} \quad \text{soit} \quad \boxed{Q_{moy} = 30,27 \text{ cm}^3/\text{s}}$$

1-6- Validation des résultats

1-6-1- Déterminer la cylindrée totale de la pompe

$$Cyl = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot C \quad \text{avec } C: \text{ course tel que } C=2e=6 \text{ mm et } n=\text{nbre de pistons}=3$$

On a donc: $Cyl = 3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,65^2}{4} \cdot 0,6$ soit $Cyl = 0,597 \text{ cm}^3$

1-6-2- En déduire le débit moyen de la pompe au régime maxi de 3000 tr/min. Comparez

$$Q_{moy} = Cyl \cdot N \cdot \frac{1}{60} = 0,597 \cdot \frac{3000}{60} \text{ soit } Q_{moy} = 29,86 \text{ cm}^3/\text{s}$$

cm^3/s cm^3 tr/min

1-6-3- Déterminer la puissance hydraulique correspondante

$$P_H = Q_{moy} \cdot \Delta P = 29,86 \cdot 10^{-6} \times 1356 \cdot 10^5 \text{ soit } P_H = 4049 \text{ W}$$

2^{ème} partie: DETERMINATION DU COUPLE D'ENTRAÎNEMENT DE LA POMPE

A- Etude dynamique de la came 14

2-1- déterminer dans la base R_0 la forme du torseur de l'action mécanique transmissible entre l'arbre d'entrée 1 et la came 14.

$$\rightarrow \{T_{(1/14)}\}_A = \begin{Bmatrix} \overline{F_{1/14}} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_A = \begin{Bmatrix} X_A & 0 \\ Y_A & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_A$$

2-2- déterminer l'expression du vecteur accélération du point A : $\overline{\Gamma_{A,14/0}}$ vous exprimerez dans un 1^{er} temps ce vecteur dans la base R_1 , puis dans la base R_0 .

Vecteur accélération du point A : $\overline{\Gamma_{A,14/0}} = \left[\frac{d\overline{V_{A,14/0}}}{dt} \right]_{R_0}$

$$\text{avec } \overline{V_{A,14/0}} = \left[\frac{d\overline{OA}}{dt} \right]_{R_0} = \left[\frac{d(e \cdot \overline{x_1})}{dt} \right]_{R_0} = \omega \cdot \vec{z} \wedge e \cdot \overline{x_1} = e\omega \cdot \overline{y_1}$$

$$\text{d'où } \overline{\Gamma_{A,14/0}} = \left[\frac{d(e\omega \cdot \overline{y_1})}{dt} \right]_{R_0} = \omega \cdot \vec{z} \wedge e \cdot \overline{y_1} = -e\omega^2 \cdot \overline{x_1}$$

$$\text{Soit } \overline{\Gamma_{A,14/0}} = -e\omega^2 \cdot \overline{x_1} = -e\omega^2 \cdot \cos\theta \overline{x_0} - e\omega^2 \cdot \sin\theta \overline{y_0}$$

accélération normale car ω est constant

2-3- En appliquant le théorème de la résultante dynamique, déterminer dans la base R_0 les

composantes de l'action mécaniques entre 1 et 14 notée $\overrightarrow{F}_{1/14}$

th. résultante dynamique: $\overrightarrow{F}_{1/14} + \overrightarrow{F}_{23-1/14} + \overrightarrow{F}_{23-2/14} + \overrightarrow{F}_{23-3/14} = m_{14} \cdot \overrightarrow{\Gamma}_{A,14/0}$

$$\text{projection / } \overrightarrow{x_0} : X_A + p_3 \cdot S - \frac{p_2 S}{2} - \frac{p_1 \cdot S}{2} = -m_{14} \cdot e \omega^2 \cdot \cos \theta$$

$$\text{projection / } \overrightarrow{y_0} : Y_A + \frac{p_2 \cdot S \sqrt{3}}{2} - \frac{p_1 \cdot S \sqrt{3}}{2} = -m_{14} \cdot e \omega^2 \cdot \sin \theta$$

soit

$$\overrightarrow{F}_{1/14} = \left(-p_3 \cdot S + \frac{p_2 S}{2} + \frac{p_1 \cdot S}{2} - m_{14} \cdot e \omega^2 \cdot \cos \theta \right) \cdot \overrightarrow{x_0} + \left(\frac{p_1 \cdot S \sqrt{3}}{2} - \frac{p_2 \cdot S \sqrt{3}}{2} - m_{14} \cdot e \omega^2 \cdot \sin \theta \right) \cdot \overrightarrow{y_0}$$

B- Etude dynamique de l'arbre d'entrée 1

On isole l'arbre d'entrée 1

2-4- Faire le bilan des actions mécaniques extérieures sur 1. Vous écrivez tous vos torseurs au point O dans la base R_0

on a

$$\overrightarrow{F}_{1/14} = \left(-p_3 \cdot S + \frac{p_2 S}{2} + \frac{p_1 \cdot S}{2} - m_{14} \cdot e \omega^2 \cdot \cos \theta \right) \cdot \overrightarrow{x_0} + \left(\frac{p_1 \cdot S \sqrt{3}}{2} - \frac{p_2 \cdot S \sqrt{3}}{2} - m_{14} \cdot e \omega^2 \cdot \sin \theta \right) \cdot \overrightarrow{y_0}$$

$$\text{soit } \overrightarrow{F}_{1/14} = X_A \cdot \overrightarrow{x_0} + Y_A \cdot \overrightarrow{y_0}$$

$$\rightarrow \{T_{(14/1)}\}_A = \begin{Bmatrix} \overrightarrow{F}_{14/1} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_A = \begin{Bmatrix} -X_A & 0 \\ -Y_A & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_A = \begin{Bmatrix} -X_A \\ -Y_A \\ 0 \end{Bmatrix}_O$$

$$\left. \begin{array}{l} 0 \\ 0 \\ -Y_A \cdot e \cdot \cos \theta + X_A \cdot e \cdot \sin \theta \end{array} \right\}$$

avec

$$\overrightarrow{M}_{O_{14/1}} = \overrightarrow{OA} \wedge \overrightarrow{F}_{14/1} = \begin{pmatrix} e \cos \theta \\ e \sin \theta \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} -X_A \\ -Y_A \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\rightarrow \{T_{(0/1)}\}_O = \begin{Bmatrix} \overrightarrow{F}_{0/1} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_O = \begin{Bmatrix} X_O & 0 \\ Y_O & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_O$$

$$\rightarrow \{T_{(\text{moteur}/1)}\}_O = \begin{Bmatrix} \vec{0} \\ \overrightarrow{C_m} \end{Bmatrix}_O = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & C_m \end{Bmatrix}_O$$

2-5- déterminer l'expression du moment dynamique $\overline{\delta_{O,1/0}}$

$$\overline{\delta_{O,1/0}} = \left[\frac{d}{dt} \overline{\sigma_{O,1/0}} \right]_{R_0} = \left[\frac{d}{dt} (-E.\omega.\overline{x_1} + C.\omega.\overline{z_0}) \right]_{R_0} \text{ soit}$$

$$\boxed{\overline{\delta_{O,1/0}} = -E.\omega^2.\overline{y_1}}$$

2-6- En appliquant le théorème du moment dynamique en projection sur l'axe \overline{Oz} , déterminer l'expression du couple moteur C_m en fonction de $p_1, p_2, p_3, S, e, \theta$

$$C_m + \overline{M_{O_{14/1}}.\overline{z_0}} = \overline{\delta_{O,1/0}.\overline{z_0}} \Rightarrow C_m - Y_A.e.\cos\theta + X_A.e.\sin\theta = 0 \Rightarrow$$

$$C_m = Y_A.e.\cos\theta - X_A.e.\sin\theta$$

en reprenant les expressions de X_A et Y_A dans l'expression à la question

$$C_m = (p_3.S - \frac{p_2.S}{2} - \frac{p_1.S}{2} + m_{14}.e\omega^2.\cos\theta).e.\sin\theta + (\frac{p_1.S\sqrt{3}}{2} - \frac{p_2.S\sqrt{3}}{2} - m_{14}.e\omega^2.\sin\theta).e.\cos\theta$$

$$\boxed{C_m = (p_3.S - \frac{p_2.S}{2} - \frac{p_1.S}{2}).e.\sin\theta + (\frac{p_1.S\sqrt{3}}{2} - \frac{p_2.S\sqrt{3}}{2}).e.\cos\theta}$$

En vous aidant du tableau d'état des pistons, faire l'application numérique pour $\theta=130^\circ$.

AN: à $\theta=130^\circ$, $p_1=0$, $p_2=p_3=1356\text{ars}$

$$C_m = (p_3.S - \frac{p_2.S}{2}).e.\sin\theta - \frac{p_2.S\sqrt{3}}{2}.e.\cos\theta =$$

$$p_2 \frac{\pi.d^2}{8} e(\sin\theta - \sqrt{3}.\cos\theta)$$

$$C_m = 1356.10^5 \times \frac{\pi.0,0065^2}{8} \times 0,003 \times (\sin 130 - \sqrt{3}.\cos 130) \text{ soit}$$

$$\boxed{C_m = 12,68 \text{ N.m}}$$

Comparaison avec les courbes du document DT6: si $\theta=130^\circ$, $t = \frac{\theta}{\omega}$ soit $t=7,22\text{ms}$. D'après DT6: à $t=7,22\text{ms}$ on trouve $C_m=12,9 \text{ N.m}$. On retrouve bien le résultat précédent.

2-7- A partir de la valeur du couple moyen de la pompe (DT6), déterminer la puissance mécanique moyenne nécessaire à l'entraînement de l'arbre 1. Comparez ce résultat à celui de la question 1-6-3 et concluez.

$$P_m = C_{moy}.\omega = 12,87 \times \pi \times \frac{3000}{30} \text{ soit } \boxed{P_m = 4043 \text{ W}}$$

On retrouve bien une valeur proche de celle définie à la question 1-6-3-

3^{ème} partie: DETERMINATION DU COUPLE DE SERRAGE DE L'ECROU - CONTRAINTE
DANS LE FILETAGE

3-1- Déterminer l'effort axial (entre le pignon et l'arbre 1) nécessaire à la transmission du couple C_m maxi.

$$C = \frac{2}{3} \cdot \frac{f \cdot F}{\sin \alpha} \left(\frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \right) \text{ soit } F = \frac{3}{2} \cdot C \cdot \frac{\sin \alpha}{f} \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^3 - r_1^3} \right)$$

avec $\tan \alpha = \frac{(r_2 - r_1)}{L}$
soit $\alpha = 5,71^\circ$

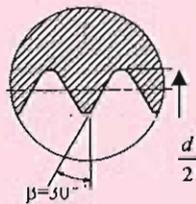
AN $F = \frac{3}{2} \cdot 16 \cdot \frac{\sin 5,71}{0,1} \left(\frac{0,01^2 - 0,008^2}{0,01^3 - 0,008^3} \right) \text{ soit } F = 1762 \text{ N}$

3-2- Déterminer les couples C_1 , C_2 et C_s . Ordre de grandeur de ce dernier ?
- Le serrage est assuré par un écrou à frein incorporé (HFR) M14 NF EN-ISO7719

- Ce couple de serrage C_s est tel que: $C_s = C_1 + C_2$ avec:
 C_1 : couple de frottement des filets
 C_2 : couple de serrage de l'écrou sur la rondelle

avec:

$$C_1 = \left(0,16p + 0,583 \cdot f \cdot \frac{d_{\text{écrou}}}{\cos \beta} \right) \cdot F$$

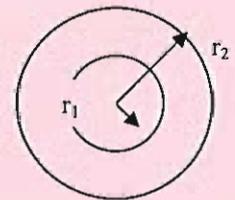


$F = 1762 \text{ N}$
 $p = 1,5 \text{ mm}$
 $d = 14 \text{ mm}$
coefficient de frottement vis/écrou: $f = 0,16$

A.N: $C_1 = 3,1 \text{ N.m}$

$$C_2 = \frac{2}{3} \cdot f \cdot F \cdot \left(\frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \right)$$

formule d'un embrayage plan (formule démontrée précédemment avec un angle α de 90°)
coefficient de frottement écrou/rondelle: $f = 0,16$
 $r_2 = 21 \text{ mm}$ et $r_1 = 14 \text{ mm}$ d'après DT8



A.N. $C_2 = 5 \text{ N.m}$

Soit un couple de serrage minimum de $C_s = 8,1 \text{ N.m}$, ce qui représente une valeur compatible avec les serrages usuels.

3-3- Déterminer la contrainte maximale de traction dans la partie filetée en tenant compte des concentrations de contrainte engendrées par le filetage

$$\sigma_{\max} = K_t \cdot \frac{N}{S} \text{ avec } N = F \text{ (effort normal dans la vis) et } S = S_{\text{ef}} = 125 \text{ mm}^2 \text{ (Cf DT8)}$$

soit $\sigma_{\max} = 3,2 \cdot \frac{1762}{125} \text{ soit } \sigma_{\max} = 45,1 \text{ MPa}$

3-4- La limite élastique du matériau constituant l'arbre de pompe est de: $Re = 640 \text{ MPa}$. Déterminer le coefficient de sécurité

$$s = \frac{Re}{\sigma_{\max}} = \frac{640}{45,1} \text{ soit } s = 14,1 \text{ donc pas de problème de résistance}$$

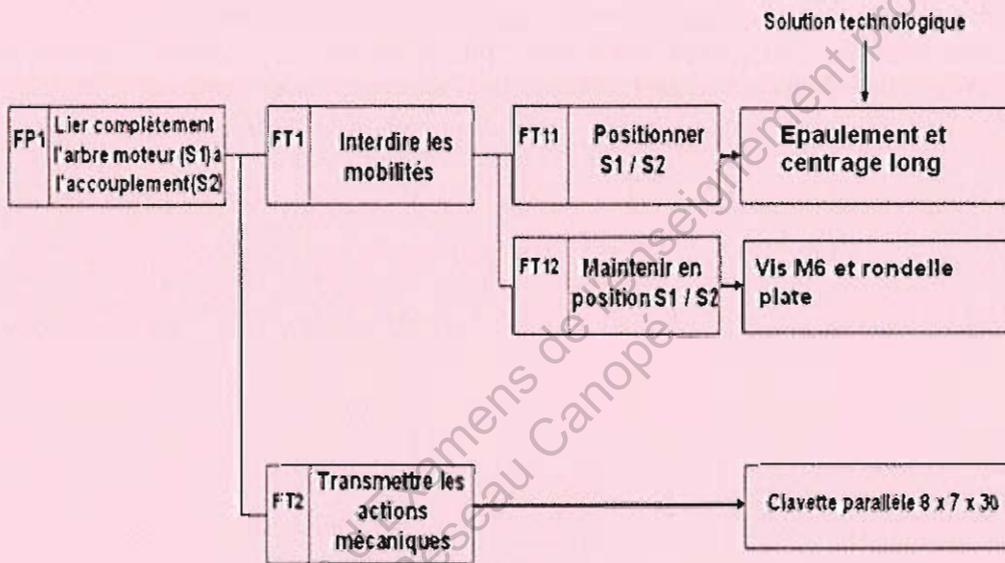
4^{ème} partie: ETUDE DU BANC D'ESSAI

4.1- Choix de l'accouplement

On prendra l'accouplement type C qui est le plus petit capable de transmettre le couple de la pompe.

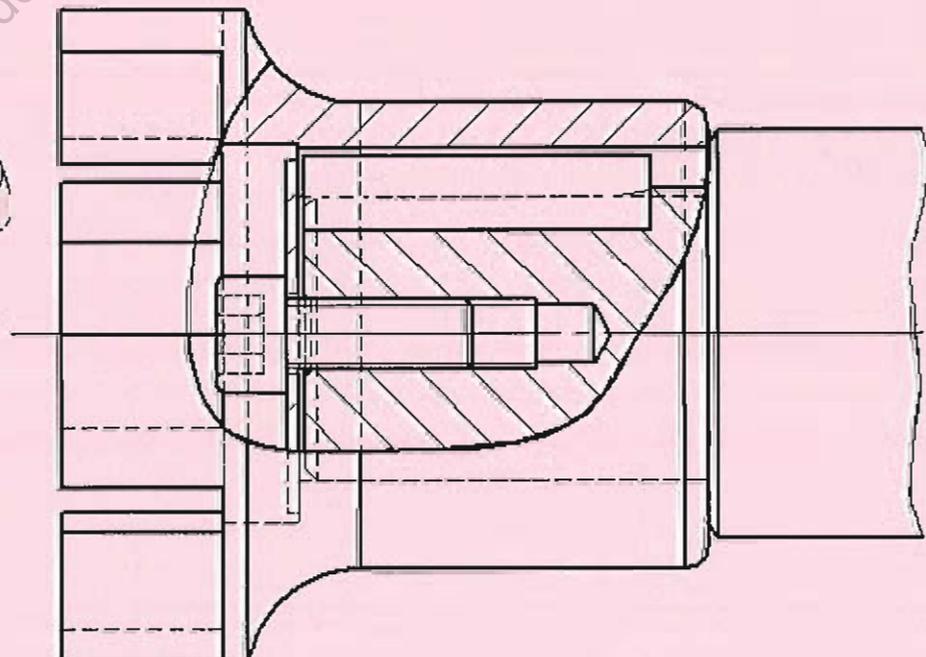
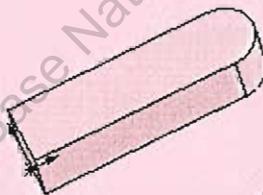
4.2- Montage de l'accouplement sur l'arbre

Diagramme FAST de la liaison arbre moteur / accouplement (sur DR3) :



Dessin de la liaison complète arbre moteur / accouplement :

Clavette de forme C :



Ajustements :

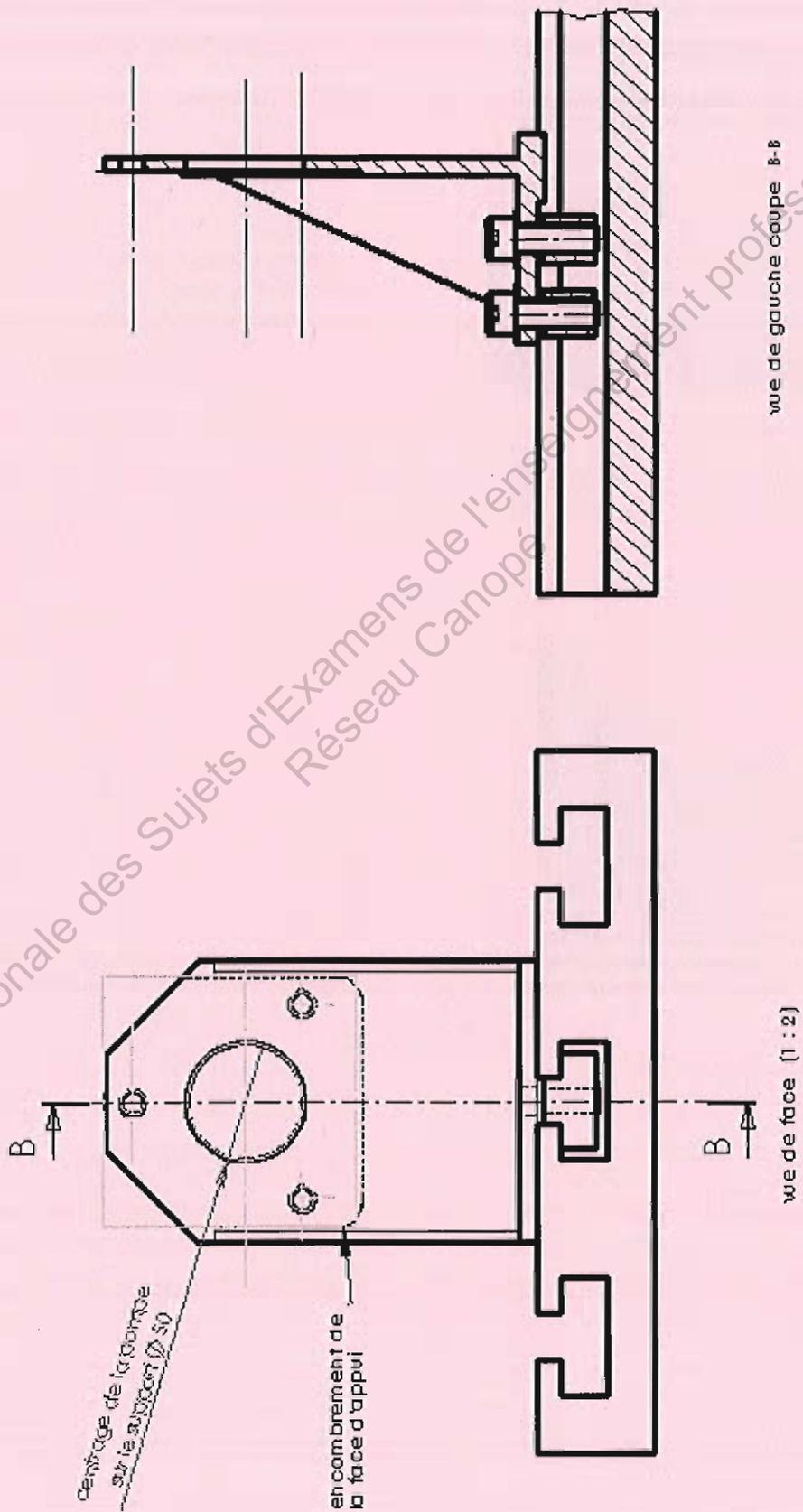
Arbre /alésage : ϕ 25

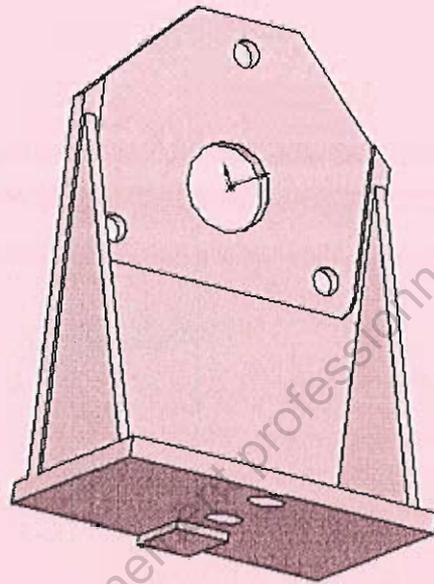
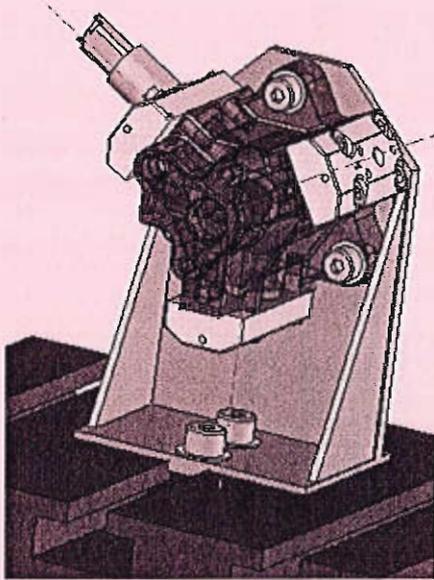
H7 g6

Rainure de clavetage ; moyeu/clavette : JS9 h9

Hauteur de la rainure dans le moyeu : $K = 28,3_{0}^{0,2}$

4.3- Conception du support de la pompe (sur DR4)



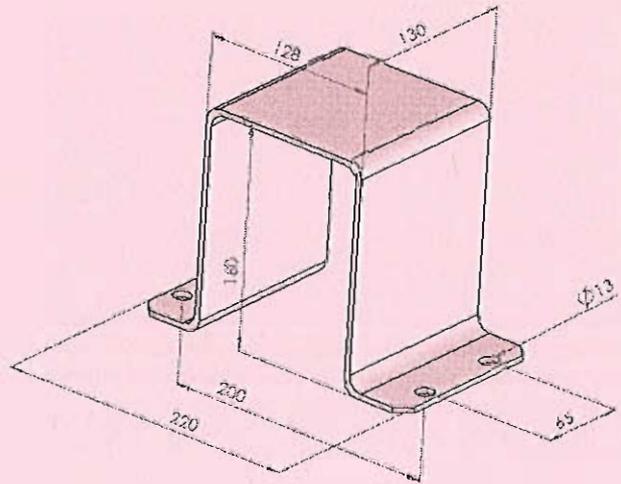
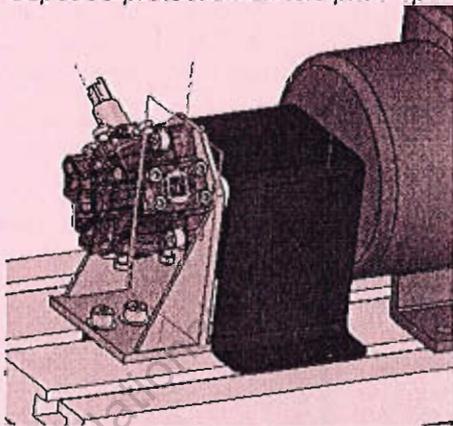


Conditions fonctionnelles :

- Localisation de l'axe de pompe par rapport à la table (en hauteur et latéralement),
- Diamètre du centrage court pompe support (H7 g6),
- Perpendicularité entre face d'appui du support sur la pompe et face d'appui du support sur la table.

4.4- Conception d'une protection de l'accouplement.

Capot de protection en tôle pliée épaisseur 4 mm



Barème approximatif:

1 ^{ère} partie:	15 points		
2 ^{ème} partie:	18 points		
3 ^{ème} partie:	11 points		
4 ^{ème} partie:	36 points	4-1-	1 points
		4-2-	11 points
		4-3-	16 points
		4-4-	8 points

TOTAL: 80 points