

Proposition de corrigé

Concours : Banque PT

Année : 2016

Filière : PT

Épreuve : Sciences Industrielles B

Ceci est une proposition de corrigé des concours de CPGE, réalisée bénévolement par des enseignants de Sciences Industrielles de l'Ingénieur et d'Informatique, membres de l'[UPSTI](http://www.upsti.fr) (Union des Professeurs de Sciences et Techniques Industrielles), et publiée sur le site de l'association :

<https://www.upsti.fr/espace-etudiants/annales-de-concours>

A l'attention des étudiants

Ce document vous apportera des éléments de corrections pour le sujet traité, mais n'est ni un corrigé officiel du concours, ni un corrigé détaillé ou exhaustif de l'épreuve en question.

L'UPSTI ne répondra pas directement aux questions que peuvent soulever ces corrigés : nous vous invitons à vous rapprocher de vos enseignants si vous souhaitez des compléments d'information, et à vous adresser à eux pour nous faire remonter vos éventuelles remarques.

Licence et Copyright

Toute représentation ou reproduction (même partielle) de ce document faite sans l'accord de l'UPSTI est **interdite**. Seuls le téléchargement et la copie privée à usage personnel sont autorisés (protection au titre des [droits d'auteur](#)).

En cas de doute, n'hésitez pas à nous contacter à : corrigesconcours@upsti.fr.

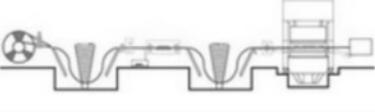
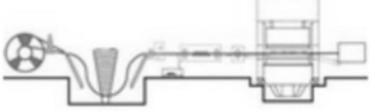
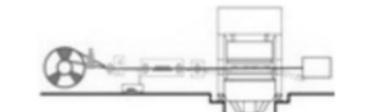
Informez-vous !

Retrouvez plus d'information sur les [Sciences de l'Ingénieur](#), l'[orientation](#), les [Grandes Ecoles](#) ainsi que sur les [Olympiades de Sciences de l'Ingénieur](#) et sur les [Sciences de l'Ingénieur au Féminin](#) sur notre site : www.upsti.fr

L'équipe UPSTI

Corrigé UPSTI – Banque PT SiB 2016

Question 1

Rep.	Système d'alimentation	Questions	Dérouleur	Redresseur	Amenage
1		Vit. discontinue			X
		Vit. continue	X	X	
		Motorisé	X	X	X
		Freiné			
2		Vit. discontinue		X	X
		Vit. continue	X		
		Motorisé	X		X
		Freiné			
3		Vit. discontinue			X
		Vit. continue	X	X	
		Motorisé		X	X
		Freiné			
4		Vit. discontinue	X	X	X
		Vit. continue			
		Motorisé	X		X
		Freiné	X		

Note : Seule l'inertie de la bobine est prise en compte.

Il semble que la solution 1 soit la plus indiquée car elle permet de rendre indépendant chaque poste de travail ainsi que de conserver une vitesse continue de la bande jusqu'au poste d'amenage. Ceci évite les problèmes d'éventuels à-coups dus à des phases de freinage.

Question 2

Pour positionner le point C_0 il suffit de tracer le lieu des points C : l'arc de cercle de centre B et de rayon BC_2 . On trace ensuite un arc de cercle de centre A et de rayon $r' = AC_2 - 200 \text{ mm}$.

Une fois le point C_0 positionné, le point D_0 s'obtient en reportant l'angle formé par les branches BC_2 et BD_2 de 115° puis par intersection avec le lieu des points D : l'arc de cercle de centre B et de rayon BD_2 .

Question 2bis

Le débattement angulaire total du bras porte galet est de 56° .

Question 3

Dans la position P_0 , le bras 3 n'est plus en contact avec la bobine et n'interfère plus du tout avec la jante de protection, la mise en place d'une bobine est donc réalisable.

Question 4

Le point D_1 se positionne à l'intersection du lieu des points D et du cercle de centre E dont le rayon correspond au rayon maxi des bobines additionné du rayon du galet.

Le point C_1 se positionne par report de l'angle de 115° .

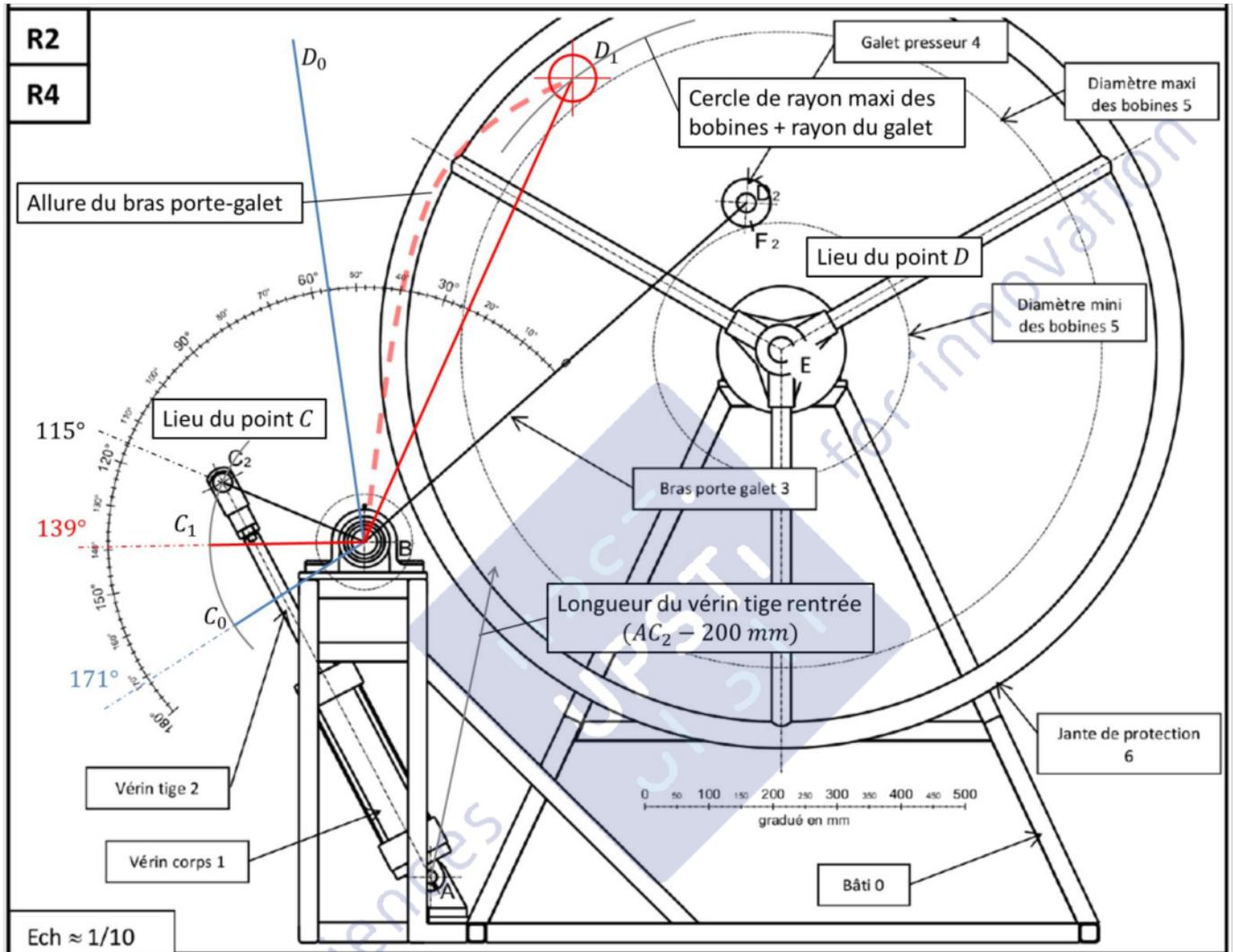
Question 4bis

On trouve un débattement de 24° .

Question 5

On constate sur la figure une interférence entre la bobine au diamètre maxi et la ligne droite BD_1 qui implique une forme de ce bras permettant contourner le problème (courbe ou ligne brisée).

Construction graphique des questions 2 à 4 :



Question 6

En isolant l'ensemble $\{1 + 2\}$ soumis à 2 glisseurs, on obtient la direction de $\vec{C}_{2 \rightarrow 3}$ colinéaire à l'axe AC du vérin.

Question 7

Le vérin travaille en poussée, on a donc :

$$\|\vec{C}_{2 \rightarrow 3}\| = P_a \cdot \pi \cdot \frac{D_{piston}^2}{4} \cdot \eta_{vérin} = 2160 \text{ N}$$

Note : il est curieux de prendre en compte un rendement pour une application quasi-statique du vérin, car les pertes dans un vérin sont principalement dues aux fuites, et sont donc des pertes en vitesse.

Question 8

1°) Le contact ponctuel entre le galet et la bobine donne une direction normale au contact (radiale) EF_2 pour le glisseur $\vec{F}_{5 \rightarrow 4}$ (car les liaisons sont parfaites)

2°) L'isolement du galet soumis à deux glisseurs $\overrightarrow{F_{5 \rightarrow 4}}$ et $\overrightarrow{D_{3 \rightarrow 4}}$ justifie la direction $F_2 D_2$ commune aux deux glisseurs.

Question 9

Action mécanique	Point d'application	Direction	Sens	Norme
$\overrightarrow{C_{2 \rightarrow 3}}$	C	AC_2	$A \rightarrow C_2$	2160 N
$\overrightarrow{D_{4 \rightarrow 3}}$	D	$F_2 D_2$?	?
$\overrightarrow{B_{0 \rightarrow 3}}$	B	?	?	?

Question 10

L'équilibre des moments appliqués au bras 3 s'exprime au point B :

$$\overrightarrow{M_{B, C_{2 \rightarrow 3}}} + \overrightarrow{M_{B, D_{4 \rightarrow 3}}} + \underbrace{\overrightarrow{M_{B, B_{0 \rightarrow 3}}}}_{nul} = \vec{0}$$

Question 11

On effectue le calcul à partir de la relation de Varignon

$$\overrightarrow{M_{B, C_{2 \rightarrow 3}}} \cdot \vec{z} = (\overrightarrow{BC} \wedge \overrightarrow{C_{2 \rightarrow 3}}) \cdot \vec{z} = (-d_{(BC)} \cdot \overrightarrow{x_{C_0}} \wedge [(\overrightarrow{C_{2 \rightarrow 3}} \cdot \overrightarrow{x_{C_0}}) \cdot \overrightarrow{x_{C_0}} + (\overrightarrow{C_{2 \rightarrow 3}} \cdot \overrightarrow{y_{C_0}}) \cdot \overrightarrow{y_{C_0}}]) \cdot \vec{z}$$

$$\boxed{\overrightarrow{M_{B, C_{2 \rightarrow 3}}} \cdot \vec{z} = -d_{(BC)} \cdot \overrightarrow{C_{2 \rightarrow 3}} \cdot \overrightarrow{y_{C_0}}}$$

Question 12

Par symétrie des rôles, on trouve :

$$\overrightarrow{M_{B, D_{4 \rightarrow 3}}} \cdot \vec{z} = (\overrightarrow{BD} \wedge \overrightarrow{D_{4 \rightarrow 3}}) \cdot \vec{z} = (d_{(BD)} \cdot \overrightarrow{x_{D_0}} \wedge [(\overrightarrow{D_{4 \rightarrow 3}} \cdot \overrightarrow{x_{D_0}}) \cdot \overrightarrow{x_{C_0}} + (\overrightarrow{D_{4 \rightarrow 3}} \cdot \overrightarrow{y_{D_0}}) \cdot \overrightarrow{y_{C_0}}]) \cdot \vec{z}$$

$$\boxed{\overrightarrow{M_{B, D_{4 \rightarrow 3}}} \cdot \vec{z} = d_{(BD)} \cdot \overrightarrow{D_{4 \rightarrow 3}} \cdot \overrightarrow{y_{D_0}}}$$

Question 13

On a $\overrightarrow{M_{B, B_{0 \rightarrow 3}}} = \vec{0}$, d'où :

$$\overrightarrow{M_{B, C_{2 \rightarrow 3}}} + \overrightarrow{M_{B, D_{4 \rightarrow 3}}} = \vec{0}$$

$$\boxed{\overrightarrow{M_{B, C_{2 \rightarrow 3}}} \cdot \vec{z} = -\overrightarrow{M_{B, D_{4 \rightarrow 3}}} \cdot \vec{z}}$$

Question 14

On commence par représenter $\overrightarrow{C_{2 \rightarrow 3}}$ par un vecteur de 50 mm dirigé selon AC . On le projette sur l'axe $\overrightarrow{y_{C_0}}$ et on relève graphiquement la valeur $\overrightarrow{C_{2 \rightarrow 3}} \cdot \overrightarrow{y_{C_0}} = 1260 \text{ N}$

A l'aide de la relation trouvée en question 11, on calcule $\overrightarrow{M_{B, C_{2 \rightarrow 3}}} \cdot \vec{z} = -d_{(BC)} \cdot \overrightarrow{C_{2 \rightarrow 3}} \cdot \overrightarrow{y_{C_0}} = -302 \text{ N} \cdot \text{m}$

La relation trouvée à la question 13 permet d'écrire $\overrightarrow{M_{B, D_{4 \rightarrow 3}}} \cdot \vec{z} = -\overrightarrow{M_{B, C_{2 \rightarrow 3}}} \cdot \vec{z} = 302 \text{ N} \cdot \text{m}$

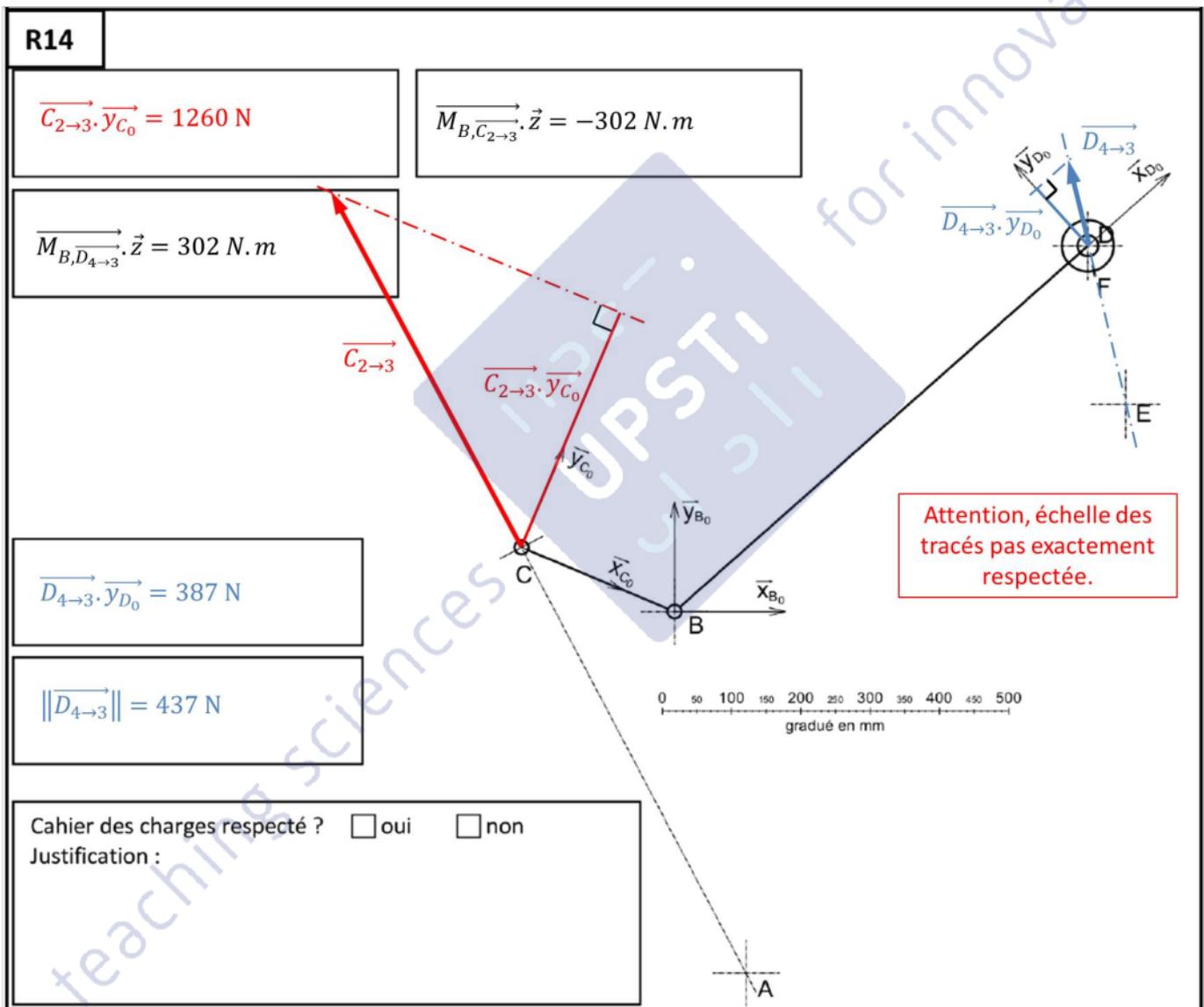
On déduit de la relation trouvée à la question 12 :

$$\overrightarrow{D_{4 \rightarrow 3}} \cdot \overrightarrow{y_{D_0}} = \frac{\overrightarrow{M_{B, D_{4 \rightarrow 3}}} \cdot \vec{z}}{d_{(BD)}} = 387 \text{ N}$$

Il reste à effectuer la projection inverse sur la direction EF pour obtenir $\overrightarrow{D_{4 \rightarrow 3}}$.

$$\|\overrightarrow{D_{4 \rightarrow 3}}\| = 437 \text{ N}$$

On constate sur la courbe donnée en annexe que la norme de l'effort fourni par le vérin est constante une fois le contact galet – bobine effectif. Par ailleurs, la position de l'étude graphique correspond bien à la configuration la plus défavorable (position P_2) car de la position P_2 à la position P_1 , l'angle $(\overrightarrow{C_{2 \rightarrow 3}}, \overrightarrow{y_{C_0}})$ décroît constamment, augmentant ainsi le moment en B . Le cahier des charges stipule un effort du galet que la bobine de 400 N au minimum, cette valeur sera donc toujours garantie.



Question 15 :

La charge radiale totale sur le palier correspond la norme de l'effort de 0 sur 3 $\|\overrightarrow{B_{0 \rightarrow 3}}\|$. Sur la figure A-12, on lit 2900 N comme valeur maximum pour cet effort. La charge $B_{R \text{ palier}}$ correspond à la moitié car il y a deux paliers :

$$B_{R \text{ palier}} = 1450 \text{ N}$$

Le roulement est soumis à une charge radiale pure, la condition de dimensionnement à satisfaire est :

$$\overline{B_{R \text{ palier}} \cdot s_0} \leq C_0$$

Le tableau figure A-7 donne une capacité statique $C_0 = 11,2 \text{ kN}$ pour le roulement choisi. Or $B_{R\text{ palier}} \cdot S_0 = 4,35 \text{ kN}$, le roulement choisi convient parfaitement.

Question 16 :

Par définition $\{\tau_{coh\ zone1}\} = \{\tau_{Tronçon2 \rightarrow Tronçon1}\}$.

En isolant le tronçon 1 et en appliquant le PFS, on obtient : $\{\tau_{2 \rightarrow 3}\} + \{\tau_{Tronçon2 \rightarrow Tronçon1}\} = \{0\}$.

En écrivant tout au point O :

$$\{\tau_{coh\ zone1}\} = -\{\tau_{2 \rightarrow 3}\}_O = \begin{pmatrix} -\vec{C}_{2 \rightarrow 3} \cdot \vec{x}_{z1} & 0 \\ -\vec{C}_{2 \rightarrow 3} \cdot \vec{y}_{z1} & 0 \\ 0 & -\vec{C}_{2 \rightarrow 3} \cdot \vec{y}_{z1} \cdot x_{z1} \end{pmatrix}_{(\vec{x}_{z1}, \vec{y}_{z1}, \vec{z})}$$

Question 17 :

D'après le torseur de cohésion et le graphique figure A-11

Zone	Traction	Compression	Cisaillement	Flexion	Torsion
Zone 1	X		X	X	

Question 18 :

A l'aide des différents graphiques page A6-12 et A7-12

Zone	Traction	Compression	Cisaillement	Flexion	Torsion
Zone 2	X		X	X	
Zone 3		X	X	X	
Zone 4	X		X	X	

Question 19 :

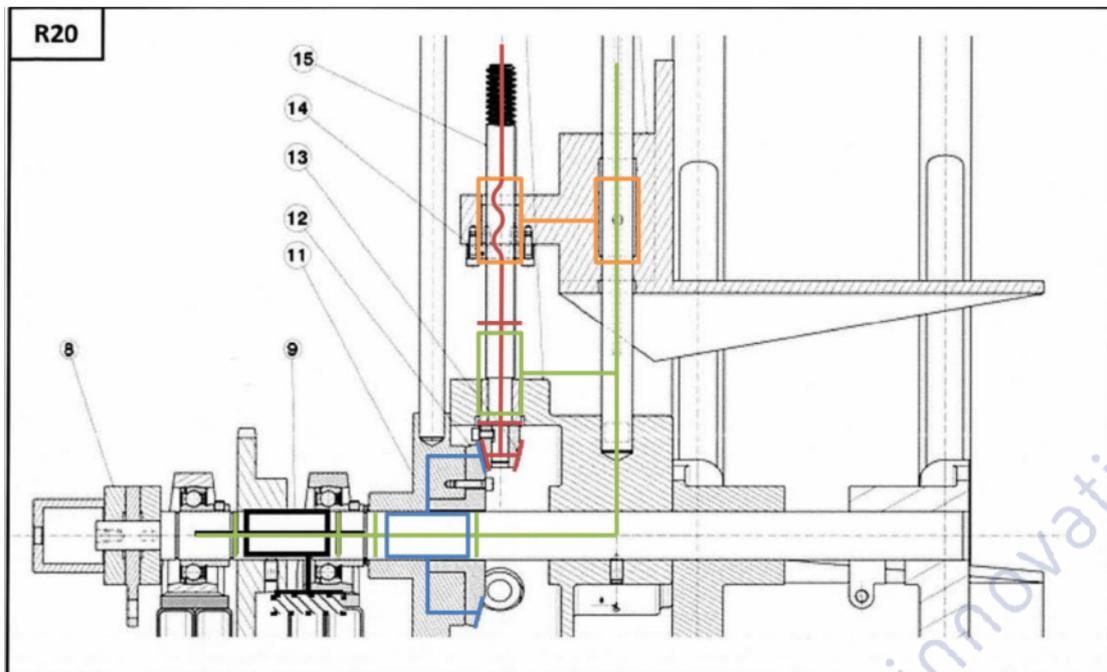
Pour une sollicitation de traction/compression la contrainte est donnée par $\sigma = \frac{N}{S}$ et pour une sollicitation de cisaillement (effort tranchant) par $\tau = \frac{T}{S}$. Donc pour les quatre premières colonnes du tableau, l'indicateur à regarder est l'aire de la section, plus elle sera élevée, plus la poutre sera résistante à ces sollicitations ;

Pour la flexion autour de \vec{a} la contrainte normale est donnée par $\sigma = \frac{Mf_{\vec{a}}}{I_{Ga}}$. b , l'indicateur à regarder est donc le moment quadratique par rapport à \vec{a} . De même pour la flexion autour de \vec{b} , il faut regarder le moment quadratique par rapport à \vec{b} et pour la torsion le moment quadratique polaire...

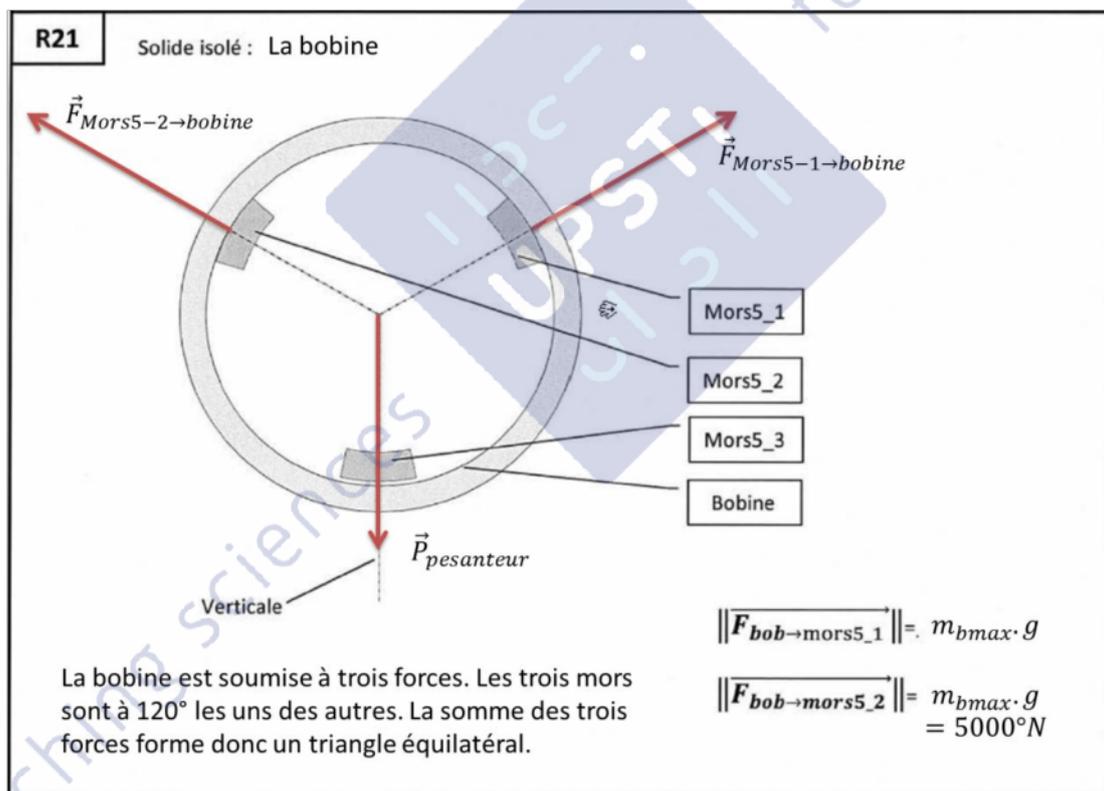
Sollicitation	Compression	Traction	Effort tranchant suivant \vec{a}	Effort tranchant suivant \vec{b}	Torsion	Flexion autour de \vec{a}	Flexion autour de \vec{b}
Profilé 2	≈	≈	≈	≈	+	+	≈
Profilé 3	≈	≈	≈	≈	+	+	+
Profilé 4	≈	≈	≈	≈	+	-	+

Tous les profilés sont équivalents du point de vue de la traction et du cisaillement, on fait donc le choix en fonction de la résistance à la flexion. Le bras 3 est sollicité en flexion uniquement autour de \vec{z} . En prenant $\vec{a} = \vec{z}$, $\vec{c} = \vec{x}$ et $\vec{b} = \vec{y}$, le profilé 2 est celui qui offrira la meilleur résistance.

Question 20 :



Question 21 :



Question 22 :

D'après la figure A-19, l'axe de la vis correspond à \vec{y}_5 , on a donc $\|\vec{F}_{a \rightarrow vis}\| = Y_{VE}$.

Question 23 :

L'effort du mors 5-1 sur la bobine (donnée du problème) est porté par \vec{y}_5 . De plus, la liaison glissière a une composante de résultante nulle selon \vec{y}_5 . Il faut donc écrire le **théorème de la résultante dynamique en projection sur Oy** (TRD/Oy).

Question 24 :

Par hypothèse l'étude est quasi statique, l'équation de la question 23 donne : $Y_{VE} = F_{mors5-1 \rightarrow bobine}$. Soit avec les questions précédentes : $\|\vec{F}_{a-vis}\| = P_{bob}$

Question 25 :

Les propriétés d'un système vis-écrou donnent $C_{a-vis} = \frac{F_{a-vis} \cdot p_{vis} \cdot 1,5}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{vis}}$ soit $k_1 = \frac{p_{vis} \cdot 1,5}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{vis}}$.

D'après la nomenclature du plan page A10-12, la vis a pour référence VTR 26x5, et d'après le tableau page A12-12, son pas vaut 5 mm et son rendement est 0,25, soit $k_1 = 4,77 \cdot 10^{-3} m$

Note : La formule fournie dans l'annexe A 12/12 fait apparaître un coefficient de 1,5. Après recherche auprès du fabricant, ce coefficient sert à prendre en compte le faible couple au démarrage des moteurs électriques généralement utilisés.

Question 26 :

On prend en compte le rapport de réduction en supposant la liaison engrenage parfaite on a

$$C_{roue_unit} = \frac{1}{0,25} \cdot C_{a-vis}$$

Question 27 :

D'après la question 21 il y a deux mors « chargés » à manoeuvrer : $C_{ma} = \frac{2}{0,25} \cdot \frac{F_{a-vis} \cdot p_{vis} \cdot 1,5}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{vis}} = 191 Nm$

Question 28 :

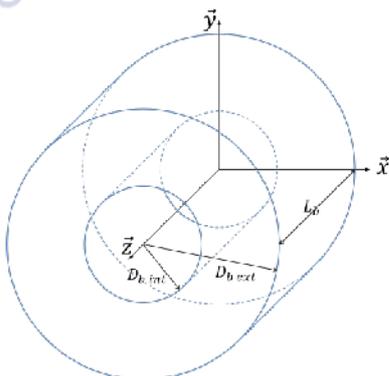
Sur le plan page A10/12 on relève un bras de levier L de 700 mm environ.

Soit $F_{Op} = \frac{C_{ma}}{L} \approx 273 N$. Ce qui représente l'effort nécessaire pour lever une masse de 27 kg. C'est un effort relativement élevé mais la tâche n'est pas (trop) répétitive...

Question 29 :

Le moment d'inertie d'un solide par rapport à un axe de rotation représente la répartition de la matière qui le constitue par rapport à cet axe de rotation : plus la matière est éloignée de l'axe, plus le moment d'inertie sera important.

Le moment d'inertie d'un cylindre creux autour de son axe de rotation s'exprime :



$$I_{zz} = \iiint r^2 \cdot dm$$
$$I_{zz} = \rho \cdot \pi \cdot L_b \cdot \frac{D_{b\ ext}^2 - D_{b\ int}^2}{4}$$
$$I_{zz} = m_b \cdot \frac{D_{b\ ext}^2 + D_{b\ int}^2}{8}$$

La masse de la bobine est alors : $m_{b \max} = \rho_{mat \max} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{b \max \ ext}^2 - D_{b \ ref \ int}^2)}{4} \cdot L_{b \ max}$

Pour remplir cette condition, il faut que la bobine ait la masse la plus élevée possible ($m_{b \ ref} = m_{b \ max}$), le diamètre extérieur le plus grand possible ($D_{b \ ref \ ext} = D_{b \ ext \ max}$), et un diamètre intérieur le plus grand possible également. Or à masse fixée (ici maximale) plus la longueur L_b et la masse volumique ρ_{mat} seront élevées, plus le diamètre intérieur sera grand. On voit donc qu'il faut fixer L_b et ρ_{mat} à leurs valeurs maximales et que **le paramètre à déterminer est $D_{b \ max \ int}$** .

$$D_{b \ ref \ int} = \sqrt{D_{b \ max \ ext}^2 - \frac{4 \cdot m_{b \ max}}{\pi \cdot L_{b \ max} \cdot \rho_{mat \ max}}}$$

Question 30 :

Il s'agit du moment d'inertie d'un cylindre creux par rapport à son axe de rotation :

$$J_{b \ ref \ arrêt/Oz} = \frac{m_{b \ ref}}{8} \cdot (D_{b \ ref \ int}^2 + D_{b \ ref \ ext}^2)$$

Question 31 :

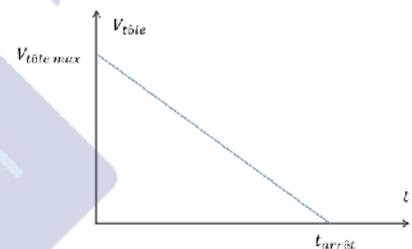
Pour une décélération linéaire l'évolution de la vitesse est donnée sur la figure ci-contre.

La pente de la droite représente la décélération recherchée.

L'aire sous la courbe donne la distance d'arrêt :

$$D_{stop \ max} = \frac{V_{tôle \ max} \cdot t_{arrêt}}{2}$$

On a alors : $a_{b \ max} = -\frac{V_{tôle \ max}}{t_{arrêt}} = -\frac{V_{tôle \ max}^2}{2 \cdot D_{stop \ max}} = -0,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



Question 32 :

On a $\ddot{\theta}_{b \ max} = \frac{2 \cdot a_{b \ max}}{D_{b \ ext}} = -0,16 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$

Question 33 :

On applique le théorème du moment dynamique à la bobine.

Elle est soumise au couple de freinage, à l'action de la liaison pivot dont le moment est nulle sur l'axe de rotation de la bobine, et à la pesanteur dont le moment est également nul sur l'axe de rotation de la bobine.

On écrit l'équation de moment en projection sur l'axe de rotation de la bobine et on obtient :

$$C_f \ max = J_{b \ ref \ arrêt/Oz} \cdot \ddot{\theta}_{b \ max} = -16 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Question 34 :

Le frein de référence FAT 350 convient (couple de freinage 35 N.m).