

Proposition de corrigé

Concours : Banque PT

Année : 2016

Filière : PT

Épreuve : Sciences Industrielles C

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



ÉTUDE D'UN VÉHICULE D'ACCOROUTAGE VSV

1 ANALYSE DU FONCTIONNEMENT GÉNÉRAL DU VSV

1.1 Bilan énergétique, pour déterminer la puissance à développer par le moteur thermique

Question 1. Différentiel et bloqueur de différentiel

Le différentiel est un transmetteur de puissance qui permet aux roues d'un véhicule de tourner à des vitesses différentes. On évite ainsi le dérapage des roues, notamment en virage.

Le bloqueur de différentiel permet de « désactiver » le différentiel imposant alors aux roues de tourner à la même vitesse. Cela permet d'empêcher le patinage des roues lorsque l'une d'entre elle est sur un sol glissant (boue, neige, sable...).



Différentiel de 4x4 avec système bloqueur



Différentiel de Porsche Cayenne
(<https://fr.wikipedia.org>)

Question 2. Essieu oscillant.

L'essieu oscillant permet à la cabine du VSV de conserver 4 appuis au sol et ainsi d'éviter un basculement potentiel.



Without option

Sans essieu oscillant



With option

Avec essieu oscillant

<https://www.youtube.com/watch?v=KwA3TnVrfnA>

Question 3. Excentration du moteur thermique.

Parmi les critères semblant justifier la position du moteur thermique, on peut citer les deux suivants :

- le positionnement latéral du moteur peut permettre de garantir un équilibre « statique » lorsque le bras est déployé (exigence 2.1.1 : la répartition des charges doit être optimisée) ;

- ❑ d'un point de vue encombrement et conception du système, un emplacement latéral permet de ne pas « gêner » le fonctionnement de l'essieu oscillant.

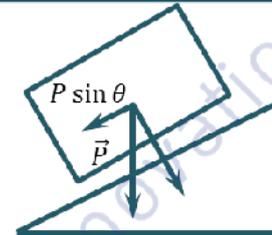
Remarque : la question étant relativement ouverte, nous avons précisé les critères que nous avons imaginés...

Question 4. Puissance maximale à fournir aux essieux.

Remarque : Question qui peut être critiquée dans sa formulation. On attend que le candidat fournisse une réponse sans pour autant produire un raisonnement. Il aurait fallu demander la puissance nécessaire pour obtenir le déplacement.

Hypothèses :

- ❑ le véhicule se déplace à vitesse constante sans utilisation des « accessoires » ;
- ❑ la pente est de 10% ;
- ❑ la masse totale autorisée est de 12 500 kg (id 1.1.1);
- ❑ la vitesse maximale en travail est de 5m/s (id 1.1.2).



On peut exprimer la puissance nécessaire à l'avance du véhicule par :

$$\mathcal{P} \approx V \cdot P \sin \theta \quad \text{AN : } \mathcal{P} \approx 5 \cdot 12\,500 \cdot 10 \cdot 0,1 = 62,5 \text{ kW}$$

Question 5. Puissance module de débroussaillage.

Remarque : La question est ambiguë, car il n'est pas évident que la puissance soit demandée en sortie de moteur ou en entrée du module. Dans le premier cas, il faut prendre en compte les rendements, pas dans le second.

En considérant que la puissance à fournir au module de débroussaillage correspond à la puissance à fournir à la pompe hydraulique 2 et en tenant compte du rendement des différents modules, la puissance nécessaire au débroussaillage s'exprime sous la forme :

$$\mathcal{P}_d = \frac{1}{0,8 \cdot 0,8} (P_f + P_g + P_b + P_c) \quad \text{AN : } \mathcal{P}_d = \frac{18}{0,8^2} = 28,125 \text{ kW}$$

Question 6. Puissance à fournir par le moteur thermique en phase de travail.

Lorsque le VSV se déplace à la vitesse constante de 10 m/s sur une pente de 10%, on a :

$$\mathcal{P}_m = \mathcal{P}_d + \frac{\mathcal{P}}{0,8^2} \quad \text{AN : } \mathcal{P}_m = 28,125 + \frac{62,5}{0,8^2} \approx 106 \text{ kW}$$

Question 7. Conclusion.

Le véhicule ne peut pas être en phase de travail sur une pente à 10% à une vitesse de 5 m/s car le moteur thermique fourni **106 kW** au maximum. Une autre source de puissance semble nécessaire.

1.2 Étude du circuit hydraulique du vérin de flèche, pour améliorer ce circuit de commande

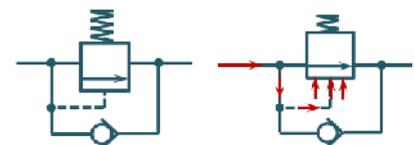
Question 8. Fonction du composant « c ».

Remarque : On peut considérer cette question comme étant hors programme car ce dernier mentionne que les élèves doivent être capables de lire et décoder un schéma à partir des normes de représentations fournies.

Ce composant est un limiteur de pression. En fonctionnement normal, le fluide est bloqué par le « distributeur » et par le clapet anti-retour.

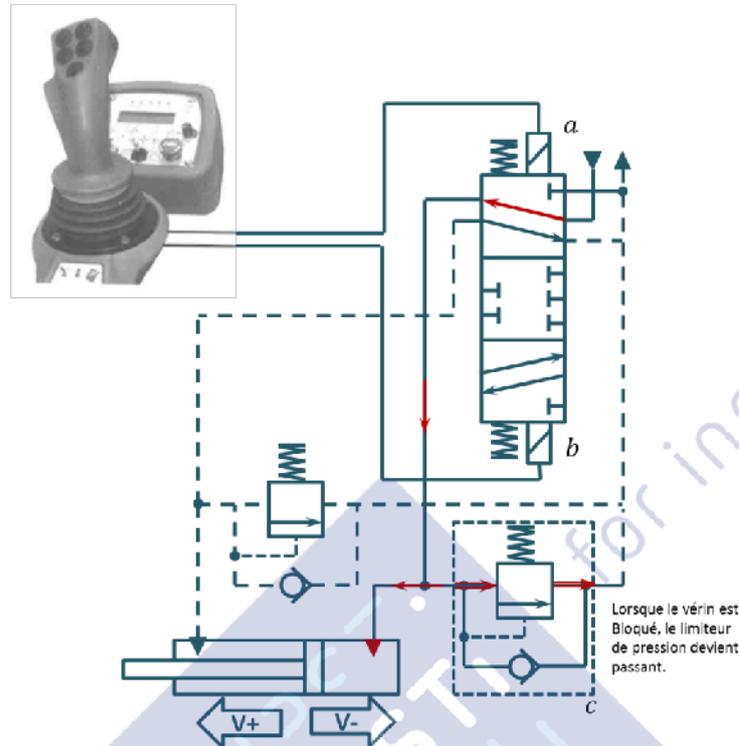
Lorsque la pression augmente, elle « appuie » sur le « distributeur » (tuyau en pointillés) lorsque la pression devient trop importante, l'effort résultant est supérieur à l'effort exercé par le ressort.

Le « distributeur » devient alors passant.



Question 9. Coloriage (circuit Basse pression en pointillés)

La figure du document réponse a été modifiée afin de montrer le distributeur dans la position qui permet le déplacement du vérin dans le sens V+.



Question 10. Commande correspondant au vérin V+.

La commande **a** permet de déplacer le distributeur permettant de déplacer le vérin dans le sens **V +**.

Question 11. Désignation du distributeur utilisé. Utilisation d'un distributeur 4/2.

Ce distributeur est un distributeur 5/3 monostable commandé électriquement.

Un distributeur 4/2 ne permettrait pas de bénéficier de la position bloquée (position centrale). Si cette position est indispensable, un 4/2 ne peut pas se substituer au 5/3.

Question 12. Fonction des ressorts schématisés sur le distributeur.

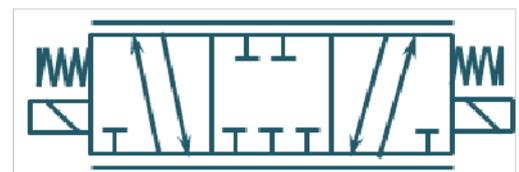
Les ressorts permettent d'assurer la position monostable du distributeur. Ainsi sans alimentation électrique, le vérin reste dans sa position.

Question 13. Vitesse de tige modulable.

Pour moduler la vitesse de la tige du vérin, un limiteur de débit serait nécessaire. Il n'y en a pas sur le circuit hydraulique proposé.

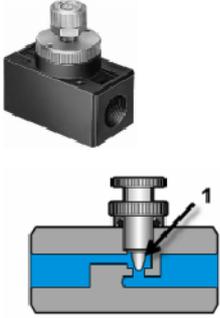
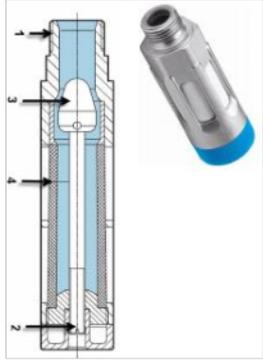
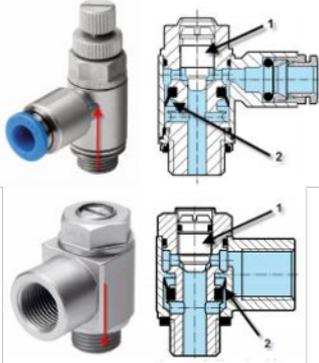
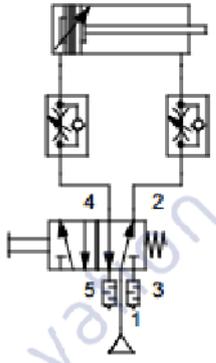


Il serait aussi possible de remplacer le distributeur par un distributeur proportionnel (2 positions extrêmes et une infinité de positions intermédiaires) qui permet de contrôler le débit de fluide.



Question 14. Modification du circuit de commande.

Le tableau suivant propose des solutions de limitation de vitesse en technologie pneumatique par Festo.

 <p>Fig. 19. Limiteur de débit FESTO type GRO-1/8-B</p>			
<p>Limiteur de débit pour montage dans l'alimentation du distributeur.</p>	<p>Limiteur de débit pour montage dans l'échappement du distributeur.</p>	<p>Régulateurs de vitesse pour montage sur distributeur et vérin</p>	

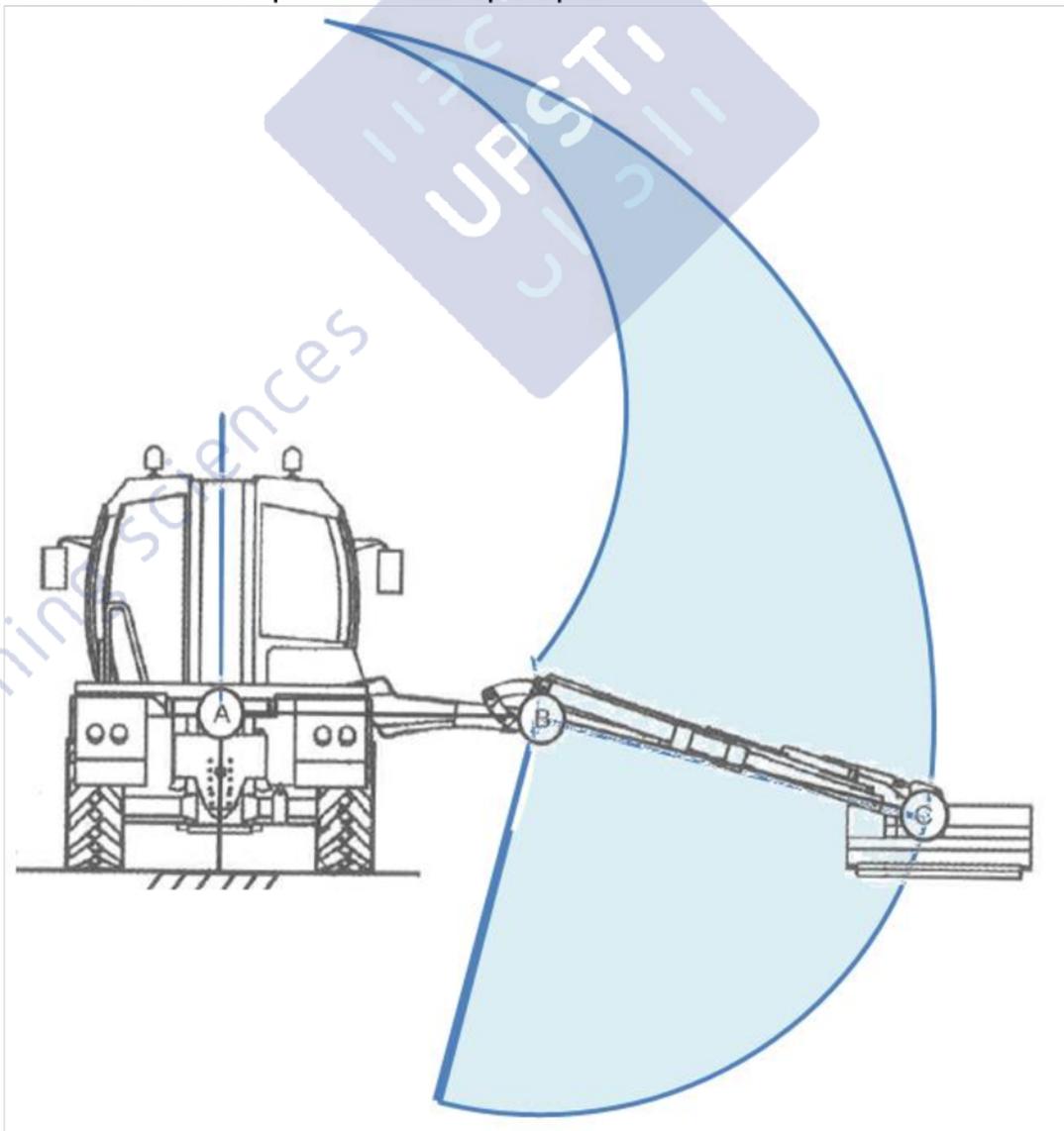
http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/06_regulation_de_vitesse_f.pdf

La solution du distributeur proportionnel convient ici aussi.

2 ANALYSE DU BRAS DU VSV

2.1 Étude géométrique du bras pour déterminer la zone de travail du groupe de broyage

Question 15. Zone théoriquement accessible par le point C.

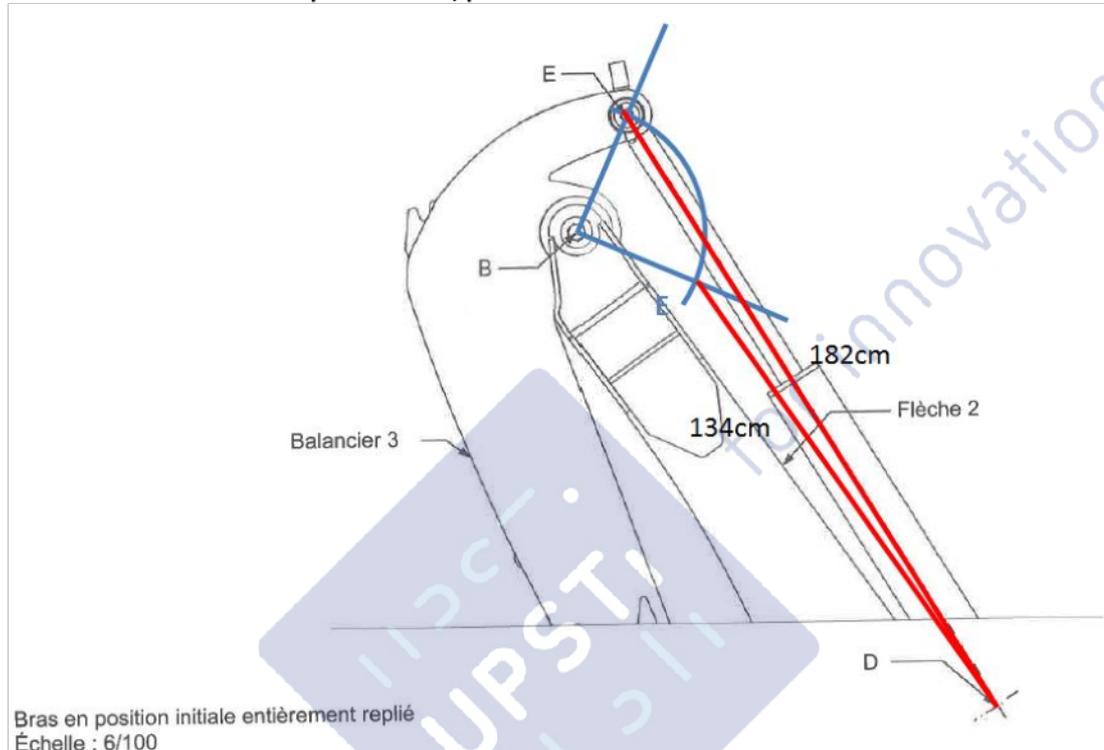


Question 16. Restriction de cette zone dans les conditions réelles.

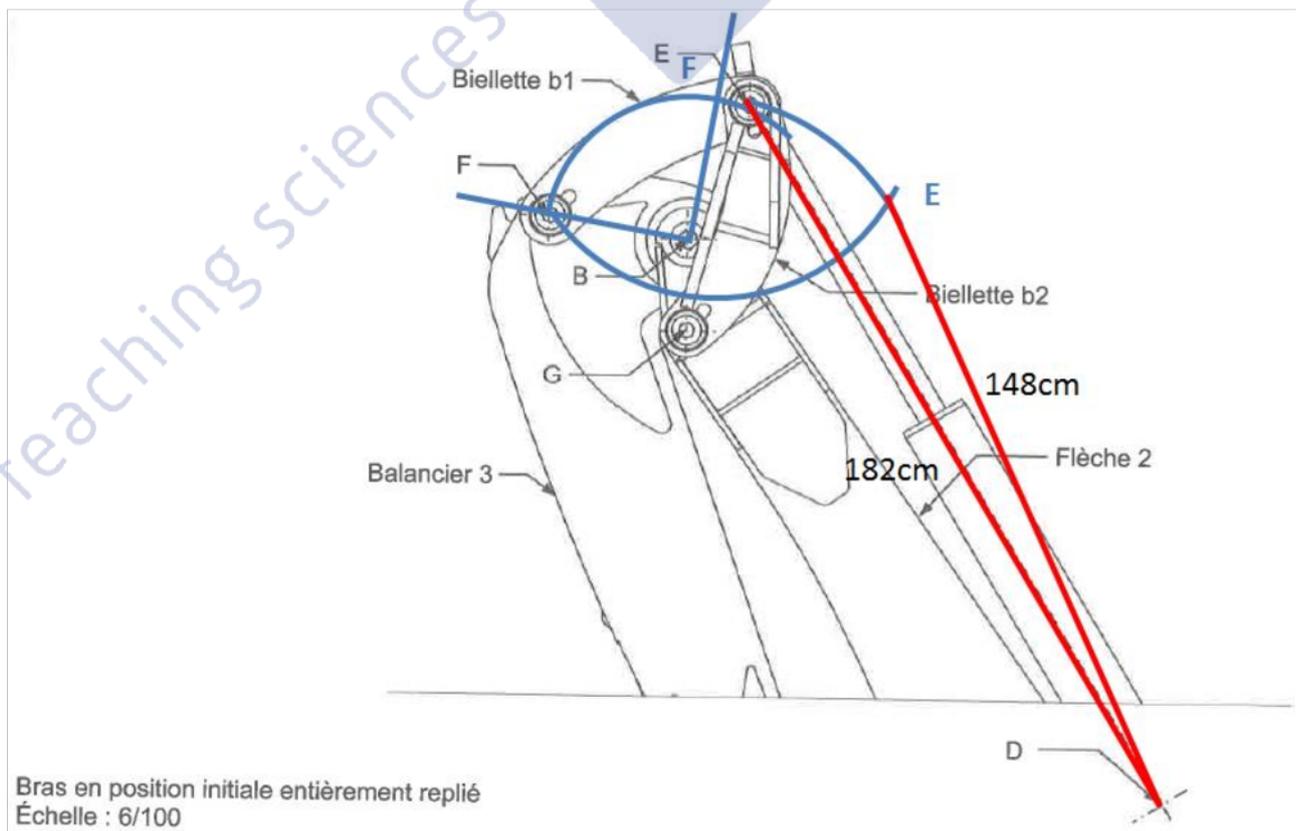
Dans les conditions réelles, cette zone est réduite à cause d'encombrants tels que les barrières de sécurité, plots, végétation, véhicules garés...

2.2 Étude géométrique de la liaison flèche/balancier pour valider le choix de la liaison modifiée

Question 17. Liaison initiale : position de E, pour une ouverture relative du balancier de 90°.



Question 18. Liaison modifiée : positions de E et F, pour une ouverture relative du balancier de 90°.



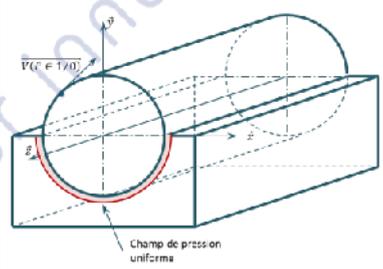
Question 19. Courses d_I et d_M . Conclusion.

$d_I = 182 - 134 = 48\text{cm}$, $d_M = 182 - 148 = 34\text{cm}$. Cette nouvelle solution permet de diminuer la course du vérin. Cela permet d'économiser sur le coût du vérin ainsi que sur le temps de déplacement.

Les deux valeurs étant proches, il est possible que l'écart entre les deux soit à l'intérieur des incertitudes de mesure. Un autre intérêt de cette modification pourrait être lié à un problème d'actions mécaniques, pour limiter les variations d'effort dans le vérin.

2.3 Conception de la liaison flèche/balancier pour dimensionner les guidages en rotation

Question 20. Dimensionnement d'un palier lisse.

Critère de pression	Critère de vitesse	Critère pV – critère thermique	
<p>En faisant l'hypothèse que la pression est uniformément répartie sur un demi-cylindre, on a :</p> $p = \frac{F}{LD} \leq p_{adm}$ <ul style="list-style-type: none"> ▪ p : pression en MPa ; ▪ F : charge radiale (en N) ; ▪ L : longueur du guidage en mm ; ▪ D : diamètre du cylindre en mm. 	<p>On doit avoir :</p> $\left\ \overline{V(P \in 1/0)} \right\ < V_{adm}$	<p>Le produit pV doit respecter la valeur proposée par le constructeur de palier :</p> $pV < (pV)_{adm}$	 <p>Champ de pression uniforme</p>

Question 21. Choix des paliers lisses.

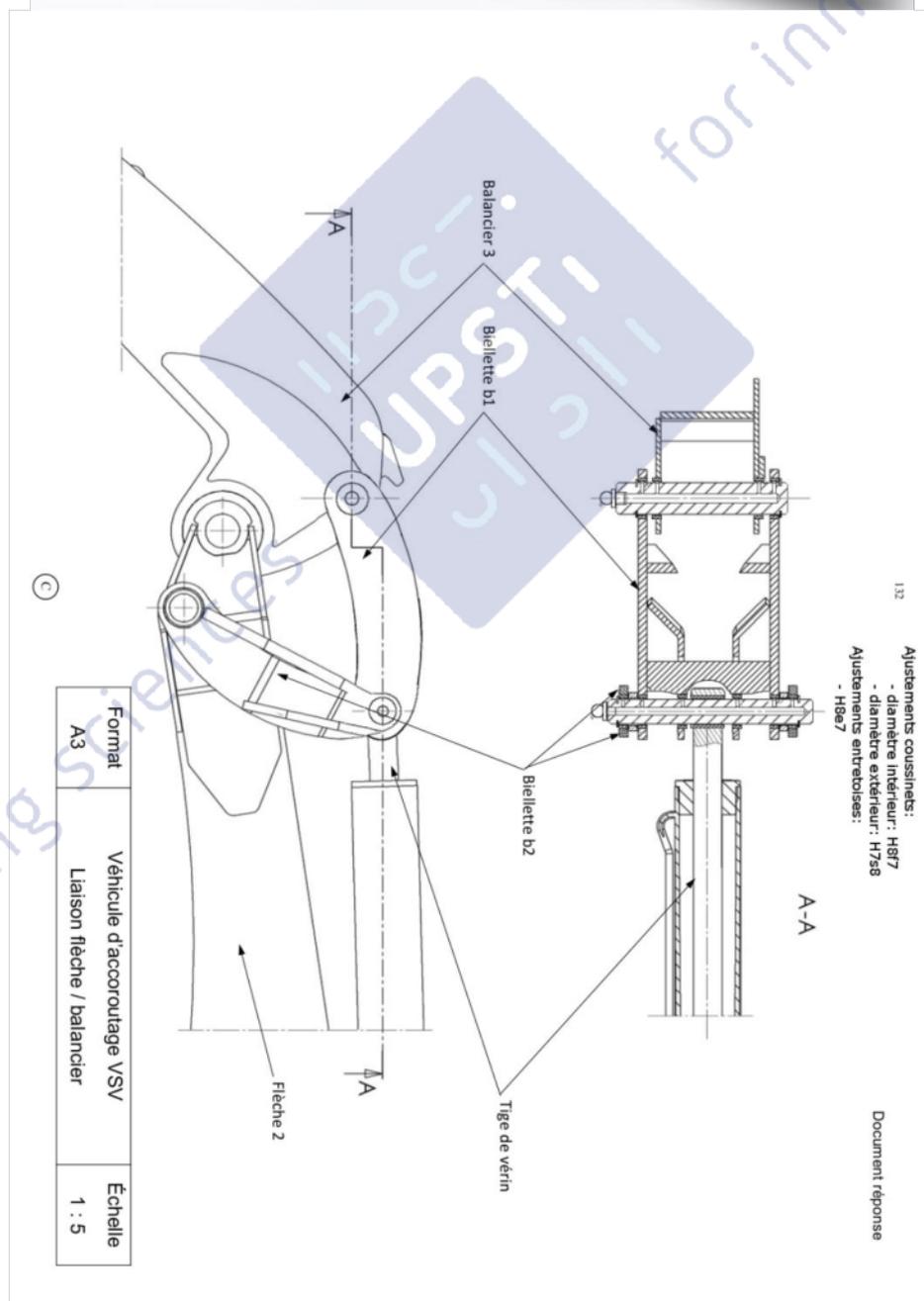
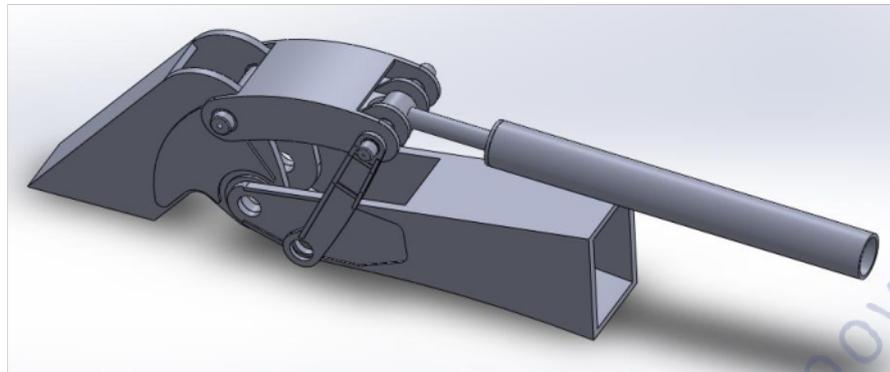
ω étant faible, c'est le critère de la pression admissible qui sera utilisé.

La pression admissible est de 250 MPa et la charge étant $F = 5000\text{ N}$.

On a $LD \geq \frac{F}{p_{adm}} = 20\text{mm}^2$. Pour le plus petit palier on a : $26 \cdot 15 = 240\text{ mm}^2$. Tous les paliers conviennent donc.

Question 22. Conception.

La conception est présentée sur le calque, un modèle SolidWorks fournit en annexe aide à la comprendre. Il a été réalisé par les auteurs de ce corrigé et ne correspond pas exactement à la solution réelle.



3 ANALYSE DU BRAS RENCONTRANT UN OBSTACLE EN MARCHÉ ARRIERE

3.1 Étude de résistance des matériaux sur le bras pour vérifier sa résistance

Question 23. Expression du moment quadratique.

Remarque : on ne sait pas si les auteurs du sujet demandaient la démonstration ou un résultat immédiat.

On a : $I_{G,\vec{y}_0} = \iint z^2 dS$.

On privilégie ici les coordonnées cartésiennes : $dS = dydz$.

En conséquence :

$$I_{G,\vec{y}_0} = \iint z^2 dS = \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} z^2 dydz - \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} z^2 dydz = [y]_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \cdot \left[\frac{z^3}{3} \right]_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} - [y]_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \cdot \left[\frac{z^3}{3} \right]_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} = \frac{a^4 - b^4}{12}$$

Question 24. Avantage d'une poutre creuse.

Si on considère que la poutre est en flexion, la contrainte normale dans la section est de la forme : $\sigma(M, \vec{x}_0) = -\frac{Mfy}{I_{G,\vec{y}_0}} \vec{y}\vec{x}_0$.

Ainsi pour un même moment, la contrainte diminue avec l'augmentation du moment quadratique. Or, à masse égale, une poutre creuse aura un moment quadratique plus grand qu'une poutre pleine. À masse égale, une poutre creuse permet de résister à des efforts plus grand qu'une poutre pleine.

Par ailleurs, le moment quadratique agit sur le champ de déplacement de la ligne moyenne : la flèche dépendant de I_{G,\vec{y}_0} , elle influe sur la rigidité de la structure.

Au final, à masse égale la modification du moment quadratique peut améliorer la résistance et la rigidité de la structure.

Question 25. Abscisse x du moment de flexion $M_f(x)$ maximum.

Le moment de flexion est maximal au point A.

On isole le tronçon de droite (noté II).

Ce tronçon est soumis aux actions mécaniques du torseur de cohésion et de l'effort en C.

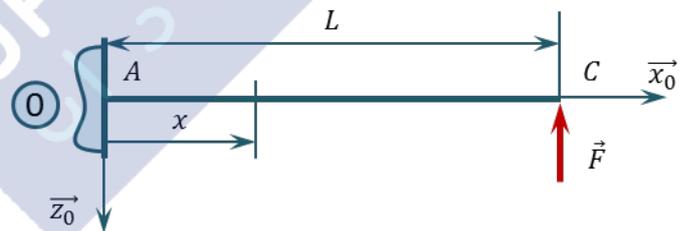
En appliquant le PFS au tronçon II on a donc :

$$\begin{aligned} \{\mathcal{T}(I \rightarrow II)\} + \{\mathcal{F}\} &= \{0\} \\ \{\mathcal{F}\} &= \begin{cases} \vec{F} \\ M(G, \vec{F}) = (L-x)F\vec{y}_0 \end{cases} \end{aligned}$$

On a donc :

$$\{\mathcal{T}(II \rightarrow I)\} = \begin{cases} \vec{F} \\ (L-x)F\vec{y}_0 \end{cases}$$

On a donc $M_{f\max} = LF\vec{y}_0$ n'est-ce-à-dire lorsque $x = 0$.



Question 26. σ_{\max} en fonction de $M_{f\max}$.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{f\max}}{I_{G,\vec{y}_0}} \cdot \frac{a}{2} = \frac{6 \cdot a \cdot M_{f\max}}{a^4 - b^4}$$

Question 27. σ_{\max} en fonction de F.

$$\sigma_{\max} = \frac{LF}{I_{G,\vec{y}_0}} \cdot \frac{a}{2} = \frac{LF}{\frac{a^4 - b^4}{12}} \cdot \frac{a}{2} = 6 \frac{aLF}{a^4 - b^4}$$

Question 28. Application numérique et conclusion.

$$\sigma_{\max} = \frac{LF}{I_{G,\vec{y}_0}} \cdot \frac{a}{2} = \frac{0,2 \cdot 6 \cdot 10000}{2 \cdot 5 \cdot 10^{-5}} = 120 \text{ MPa} < 235 \text{ MPa}$$

La contrainte est inférieure à la limite élastique du matériau (avec un coefficient de sécurité proche de 2). Sous l'effort exercé, le bras reste en phase élastique.

3.2 Étude statique de l'amortisseur de recul pour déterminer le ressort de compression du système

Question 29. Exprimer X_{S6} en fonction de Z_{S6} et α_6 .

- On isole le dashpot 5.
- On réalise le bilan des actions mécaniques extérieures :
 - Action du bras S sur le dashpot ;

- Action de la tige 8 sur le dashpot.

- Le solide 5 est donc soumis à 2 actions mécaniques de liaison. Le problème étant plan, ces actions sont donc de type « force ». De plus les liaisons sont supposées sans frottement. D'après le PFS, les deux résultantes sont de même norme, de même direction (la droite (ED)) et de sens opposé.

On a donc :

$$\overrightarrow{R(S \rightarrow 6)} = -\overrightarrow{R(8 \rightarrow 6)} = R\overrightarrow{x}_6 \text{ avec } R \text{ grandeur algébrique.}$$

En conséquence :

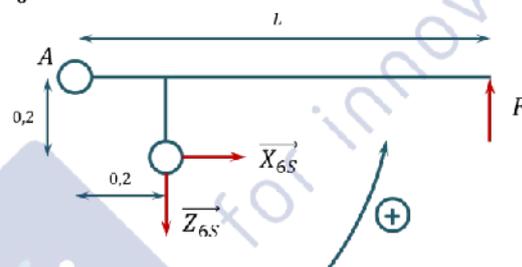
$$\overrightarrow{R(S \rightarrow 6)} = X_{S6}\overrightarrow{x}_0 + Z_{S6}\overrightarrow{z}_0 = R(\cos \alpha \overrightarrow{x}_0 - \sin \alpha \overrightarrow{z}_0)$$

On a donc :

$$\begin{cases} X_{S6} = R \cos \alpha_6 \\ Z_{S6} = -R \sin \alpha_6 \end{cases} \Rightarrow \frac{Z_{S6}}{X_{S6}} = -\tan \alpha_6$$

Question 30. Exprimer Z_{S6} en fonction de F et α_6 .

- On isole le bras S.
- BAME :
 - action de F ;
 - action de 6 sur S ;
 - action de 0 sur S (non représentée).



- Le problème est plan. Les actions mécaniques de liaison sont donc des « forces ». De plus, les liaisons étant supposées sans frottements, les supports passent pas les axes des liaisons pivot. On applique le théorème du moment statique en A en projection suivant la direction \vec{z} :

$$0,2 X_{6S} - 0,2 Z_{6S} + LF = 0 \Leftrightarrow -0,2 \frac{Z_{S6}}{\tan \alpha_6} - 0,2 Z_{S6} + LF = 0 \Leftrightarrow 0,2 Z_{S6} \left(\frac{1}{\tan \alpha_6} + 1 \right) = LF$$

$$\Leftrightarrow Z_{S6} = \frac{LF \tan \alpha_6}{0,2 \tan \alpha_6 + 1}$$

Question 31. Effort Z_{87} .

- On isole la tige 8.
- BAME :
 - action de la liaison pivot glissant de 0 sur 8 ;
 - action du ressort sur 8 ; on suppose qu'il s'agit d'un ressort de compression ;
 - action de 6 sur 8.
- Le problème est plan. Les actions mécaniques de liaison sont donc des « forces ». De plus, les liaisons étant supposées sans frottements, les supports passent pas les axes des liaisons pivot. On applique le théorème de la résultante statique sur la direction \vec{z} :

$$Z_{68} + Z_{78} = 0$$

On a donc :

$$-Z_{78} = Z_{87} = Z_{68} = Z_{S6} = -\frac{LF \tan \alpha_6}{0,2 \tan \alpha_6 + 1}$$

Application numérique :

$$Z_{87} = -\frac{6 \cdot 10000}{0,2 \cdot 15} = -20\,000 \text{ N}$$

Question 32. Raideur du ressort.

On cherche k tel que l'écrasement du ressort Δz soit inférieur à 5cm. $\Delta z > \frac{F}{k} \Leftrightarrow k > \frac{|Z_{87}|}{\Delta z}$. En réalisant l'application numérique on a $k = 400 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$.

Question 33. Sélection du ressort de compression.

La charge étant de 20 000 N on utilise les ressorts de la gamme Hasco. La référence T4202 / 50x80 se déforme de 2cm sous une charge de 21 700 N. (Le T4202 / 80x100 conviendrait aussi.)

Question 34. Vitesse de translation en marche arrière.

On donne :

- la fréquence de rotation du moteur $N_{mot} = 720 \text{ tr/min}$;
- le rapport de réduction : $GV = 9$;
- le différentiel de rapport de réduction 2 ;
- le diamètre des roues : 1m.

On a donc : $V = N_{mot} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{1}{9} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \approx 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 7,2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

Ce qui est (en valeur absolu) à la vitesse d'avance en mode travail de $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (req 2.1.2).

Question 35. Durée d'escamotage théorique.

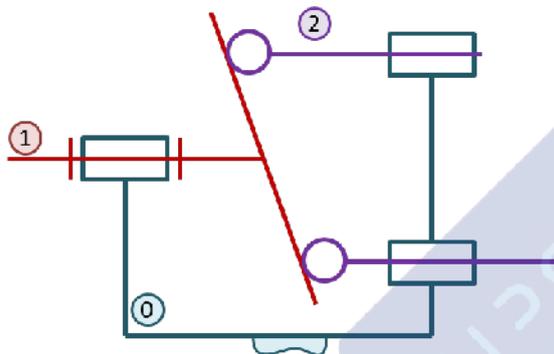
Le bras parcourt une distance $d=0,5\text{m}$.

La durée est donc de $0,5/2=0,25\text{s}$. Cette durée est trop courte pour que le conducteur se rende compte du contact.

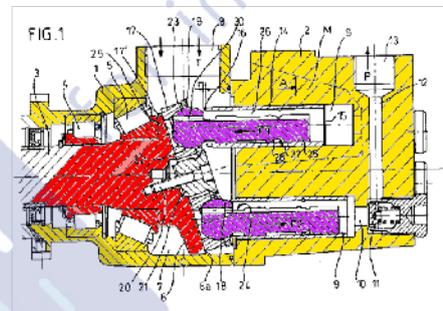
4 ANALYSE DU GROUPE DE BROUAGE

4.1 Loi d'entrée-sortie du système de réglage de tension de la courroie en vue de son réglage

Question 36. Fonctionnement d'un moteur à pistons axiaux.



Schématisation de la partie mécanique de la pompe



Un distributeur rotatif permet l'alimentation des différents vérins **2** pendant les phases motrices d'admission et l'évacuation du fluide pendant les phases de refoulement. Le distributeur est commandé mécaniquement par l'intermédiaire de la position angulaire de l'arbre moteur.

Le mouvement de translation alterné des pistons est transformé en mouvement de rotation continue de l'arbre à came. C'est un système came-poussoir à came plane.

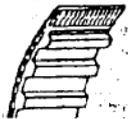
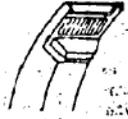
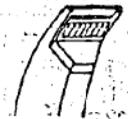
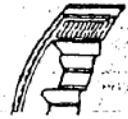
Question 37. Intérêt d'une courroie crantée.

Remarque : La question posée n'est pas claire. Peut-être fallait-il comparer à une courroie plate ? Dans cette application, a-t-on besoin de synchronisme ? La figure 19 n'est pas très claire sur le fonctionnement du système.

Les avantages d'une courroie crantée par rapport à une courroie plate peuvent être :

- pas de glissement ;
- davantage de couple transmis.

Si la comparaison est faite par rapport à une transmission plus rigide (chaîne, engrenage,...) un avantage de la courroie est l'atténuation des chocs.

Aptitudes Type de courroies	Puissance transmissible						Observations - Utilisation	
	kW	Rapport de transmission		Vitesse de courroie	Allongement	Rendement		Tenue en température
		m/s		%	°C			
Courroie trapézoïdale crantée synchrone 	jusqu'à 95 kW pour une largeur b = 100 mm	≤ 1/10	< 60	ne s'allonge pas	≤ 98	- 40 à + 100	++	<ul style="list-style-type: none"> - Machines de bureau. - Rotatives (imprimeries). - Outils portatifs. - Réducteurs de vitesse. - Commande d'ascenseur. - Entraînement arbres à cames. - Mécanismes de positionnement. - Compteurs.
Courroie trapézoïdale série classique 	jusqu'à 30 kW pour une largeur b = 22 mm	≤ 1/15	≤ 30	faible	≤ 96	- 55 à + 70	+	<ul style="list-style-type: none"> - Concasseurs à mâchoires. - Industries minières. - Variateurs de vitesses. - Groupes entraîneurs. - Machines agricoles. - Convoyeurs - Transporteurs. - Accepte les contraintes brusques. - Force circonférentielle élevée.
Courroie trapézoïdale série étroite lisse 	jusqu'à 65 kW pour une largeur b = 22 mm	≤ 1/10	≤ 40	faible	≤ 96	- 55 à + 70	+	<ul style="list-style-type: none"> - Machines de génie civil. - Industrie minières (mines de fond). - Groupe entraîneur. - Machines à bois (scie à cadre). - Élévateurs de décharge. - Accepte les rudes conditions de service.
Courroie trapézoïdale série étroite crantée 	jusqu'à 80 kW pour une largeur b = 22 mm	≤ 1/10	≤ 50	très faible	≤ 98	- 30 à + 80	++	<ul style="list-style-type: none"> - Compacteurs - Déchiqueteuses. - Rotatives (imprimeries). - Groupe électrogène de soudure. - Bandes transporteuses. - Machines à bois (raboteuse, dégauchisseuse). - Extrudeuse - Compresseurs à piston. - Ventilateurs - Pompe centrifuge.
* Courroie à sries 	jusqu'à 20 kW	≤ 1/40	≤ 60	faible	≤ 98	- 30 à + 80	+++	<ul style="list-style-type: none"> - Machines à alfranchir. - Machines offset. - Raboteuses portatives. - Machines à laver. - Fraiseuses - Creuses. - Entraîneurs de broches. - Broyeurs - Effiloir. - Véhicules automobiles.
* Courroie plate 	jusqu'à 10 kW pour une largeur b = 10 mm	≤ 1/20	≤ 60	très faible	≤ 98	- 30 à + 80	+++	<ul style="list-style-type: none"> - Mémoire à disque (informatique) - Machines de nettoyage des sols - Courroies de fermeture.

COURROIE ETUDE.doc

P.JOHO

P7

<http://joho.monsite.orange.fr/>

Question 38. Masse du rotor.

On a :

$$M = \pi(R^2 - r^2) \cdot L \cdot \rho$$

$$AN : M = \pi(0,1^2 - 0,09^2) \cdot 1,3 \cdot 7\,800 \approx 60,5 \text{ kg}$$

Question 39. Justification du choix du constructeur.

La masse du rotor étant importante, il paraît plus judicieux de déplacer le bloc moteur.
Il serait possible d'envisager un autre mécanisme de tendeur...

Question 40. Liaison équivalente au point A entre le moteur et le châssis.

Méthode statique :

Le torseur de la liaison appui-plan 2 est de la forme :

$$\{T_1(C \rightarrow M)\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_1(C \rightarrow M) = R_{z1}\vec{z} \\ \vec{M}_1(A, C \rightarrow M) = M_{x1}\vec{x} + M_{y1}\vec{y} \end{array} \right\}_A$$

Le torseur de la sphère-plan 2 est de la forme :

$$\{T_2(C \rightarrow M)\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_2(C \rightarrow M) = R_{y2}\vec{y} \\ \vec{M}_2(A, C \rightarrow M) = \vec{0} \end{array} \right\}_A$$

Le torseur de la sphère-plan 3 est de la forme :

$$\{T_3(C \rightarrow M)\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_3(C \rightarrow M) = R_{y3}\vec{y} \\ \vec{M}_3(B, C \rightarrow M) = \vec{0} \end{array} \right\}_B = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_3(C \rightarrow M) = R_{y3}\vec{y} \\ \vec{M}_3(A, C \rightarrow M) = LR_{y3}\vec{z} \end{array} \right\}_A$$

$$\vec{M}_3(A, C \rightarrow M) = \vec{M}_3(B, C \rightarrow M) + \vec{AB} \wedge \vec{R}_3(C \rightarrow M) = \vec{0} + (L\vec{x} + l\vec{y}) \wedge R_{y3}\vec{y} = LR_{y3}\vec{z}$$

Le torseur de la liaison équivalente correspond à la somme des trois précédents :

$$\{T(C \rightarrow M)\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_e(C \rightarrow M) = R_{y2}\vec{y} + R_{y3}\vec{y} + R_{z1}\vec{z} \\ \vec{M}_e(A, C \rightarrow M) = M_{x1}\vec{x} + M_{y1}\vec{y} + LR_{y3}\vec{z} \end{array} \right\}_A$$

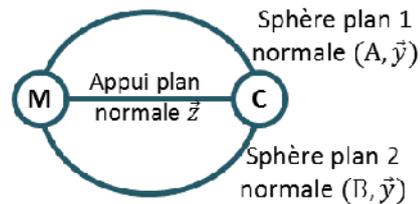
Les deux solides sont donc en liaison glissière de direction \vec{x} .

Méthode cinématique :

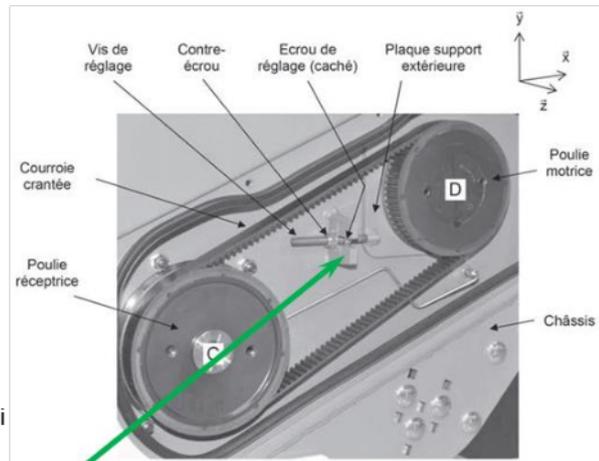
$$\{V_1(b/c)\} = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & V_{x1} \\ 0 & V_{y1} \\ \omega_{z1} & 0 \end{array} \right\}_A, \{V_2(b/c)\} = \left\{ \begin{array}{ll} \omega_{x2} & V_{x2} \\ \omega_{y2} & 0 \\ \omega_{z2} & V_{z2} \end{array} \right\}_A,$$

$$\{V_3(b/c)\} = \left\{ \begin{array}{ll} \omega_{x3} & V_{x3} \\ \omega_{y3} & 0 \\ \omega_{z3} & V_{z3} \end{array} \right\}_B = \left\{ \begin{array}{ll} \omega_{x3} & V_{x3} + Y \cdot \omega_{z3} \\ \omega_{y3} & -X \cdot \omega_{z3} \\ \omega_{z3} & V_{z3} + X \cdot \omega_{y3} - Y \cdot \omega_{x3} \end{array} \right\}_A$$

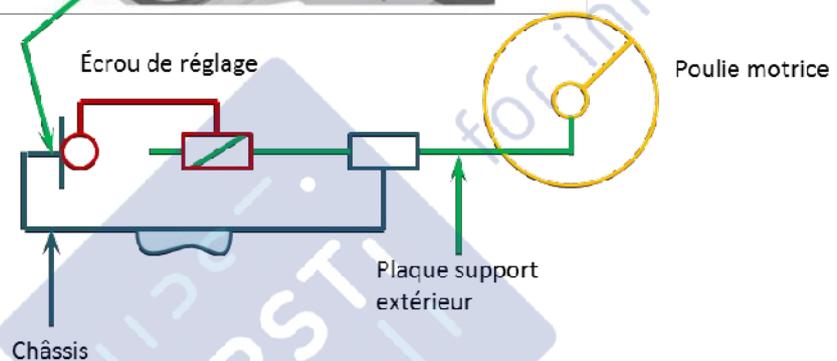
$$\left\{ \begin{array}{l} 0 = \omega_{x2} = \omega_{x3} \\ 0 = \omega_{y2} = \omega_{y3} \\ \omega_{z1} = \omega_{z2} = \omega_{z3} \\ V_{x1} = V_{x2} = V_{x3} + Y \cdot \omega_{z3} \\ V_{y1} = 0 = -X \cdot \omega_{z3} \\ 0 = V_{z2} = V_{z3} + X \cdot \omega_{y3} - Y \cdot \omega_{x3} \end{array} \right. , \text{ donc } \{V(b/c)\} = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & V_{x1} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_A, \text{ il s'agit d'une liaison glissière.}$$



Question 41. Schéma cinématique du système de réglage de la tension de la courroie crantée.



Ponctuelle modélisant l'appui de l'écrou de réglage sur la plaque perpendiculaire au châssis.
On pourrait aussi utiliser une liaison appui plan.



Question 42. Sens de rotation de l'écrou de réglage.

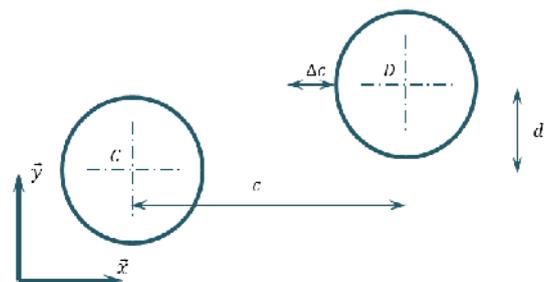
En tournant l'écrou par rapport à la vis dans le sens positif, le déplacement de l'écrou par rapport à la vis est positif provoquant le rapprochement de la poulie. La courroie se détend.

Question 43. Δc en fonction de $\Delta\theta$.

On a :

$$\Delta c = -\Delta\theta \frac{\text{pas}}{2\pi}$$

Avec le pas en mètre.



Question 44. ΔL en fonction de c, de d et de Δc .

On a par application du théorème de Pythagore :

$$\begin{aligned} (\sqrt{c^2 + d^2} + \Delta L)^2 &= (c + \Delta c)^2 + d^2 \Leftrightarrow \\ \Delta L &= \sqrt{(c + \Delta c)^2 + d^2} - \sqrt{c^2 + d^2} \end{aligned}$$

Question 45. ΔT en fonction de $\Delta\theta$.

On a alors :

$$\Delta T = k\Delta L = k \sqrt{\left(c + \Delta\theta \frac{\text{pas}}{2\pi}\right)^2 + d^2} - \sqrt{c^2 + d^2}$$

Question 46. Nombre de tours de l'écrou de réglage.

On a pour 2 brins de courroie :

$$2. \Delta T \approx k\Delta\theta \Leftrightarrow \Delta\theta = \frac{2\Delta T}{k} \approx \frac{2.5000}{60} = 166,66 \text{ rad}$$

Soient $\frac{166,66}{2\pi} \approx 26,52$ tours.

4.2 Étude de la loi de commande d'un moteur électrique pour modifier la motorisation du système

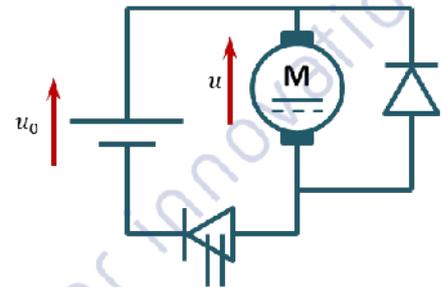
Question 47. Choix de la motorisation.

Dans le cadre d'un engin autoroutier, la source d'énergie électrique sera une batterie délivrant une source de tension continue. Si on n'a pas besoin de modulation de vitesse, un relais suffira à distribuer l'énergie électrique alors que dans le cas d'un moteur triphasé, un onduleur serait nécessaire pour générer les trois phases.

Question 48. Schéma électrique.

Remarque : on ne sait pas si l'auteur souhaite un schéma équivalent à contact ou un schéma avec choix de composant (diode, transistor).

L'utilisation d'un hacheur série permet de satisfaire le choix du constructeur.

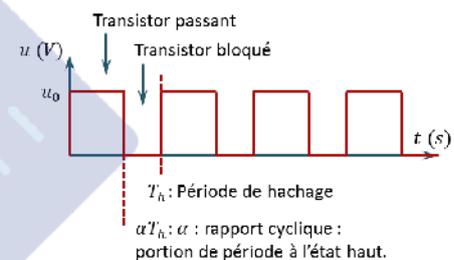


Question 49. Modulation de vitesse de la machine à courant continu. Valeur(s) caractéristique(s).

À l'aide de la figure ci-contre (en calculant l'intégrale comme étant l'aire sous la courbe pendant une période), on peut calculer la valeur moyenne de la tension sur une période de hachage :

$$\langle u(t) \rangle = \frac{1}{T} \int_0^{T_h} u(t) dt = \alpha u_0.$$

La tension moyenne est donc proportionnelle au rapport cyclique.



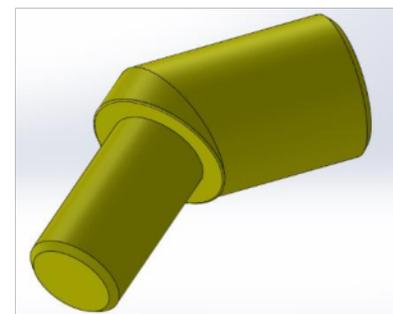
4.3 Étude de la réalisation du corps du moteur hydraulique pour choisir les procédés de fabrication

Question 50. Principe du moulage en sable.

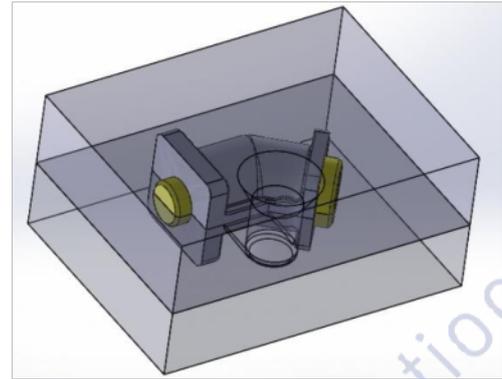
Un modèle (en bois, en acier ou en polymère dans le cas d'un procédé additif) permet de modeler une empreinte dans un moule en sable. Ce modèle a été réalisé par les auteurs de ce corrigé, il ne correspond pas exactement au modèle réel. Une empreinte est réalisée dans un moule en sable à partir des modèles. Après réalisation du moule, il est nécessaire de « creuser » le trou de coulée, les évents, et les masselottes. (L'image ci-contre illustre l'empreinte laissée par le modèle et le noyau).



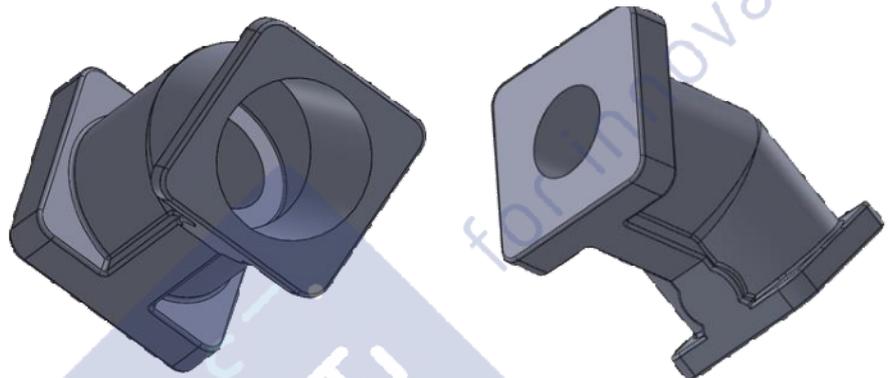
Un noyau est confectionné dans une boîte à noyau afin d'empêcher le métal en fusion de remplir les alésages.



Le noyau est posé sur l'empreinte, il est maintenu par les portées de noyau. Le moule est ensuite refermé en posant l'empreinte supérieure sur l'empreinte inférieure. Le métal est prêt à être coulé.



Après les opérations de parachèvements (découpage de la masselotte, trou de couplée et ébavurage), le résultat est la pièce brute ci-contre.



Question 51. Intérêt de l'impression 3D.

L'avantage de l'imprimante 3D est ici de pouvoir fabriquer un modèle complexe en un temps de fabrication réduit.

Question 52. Pertinence du procédé de moulage.

Dans une démarche PPM :

- Les contraintes s'exerçant sur le produit (carter) sont :
 - supporter les actions mécaniques de liaison et être rigide ;
 - le fait que le carter soit celui d'une pompe, il doit supporter les actions dues au fluide ;
 - le produit étant utilisé en extérieur dans un environnement contraint (travaux routiers), le carter doit être résistant à la corrosion ;
 - le carter pouvant servir de radiateur permettant d'évacuer les pertes énergétiques, il doit permettre une bonne conduction thermique.
- On observe que le produit possède des formes géométriques complexes.

⇒ L'ensemble de ces contraintes permettent de proposer comme matériau une fonte qui sera mise en forme par moulage.

Suivant la taille de la série, la réalisation d'un modèle en imprimante 3D peut être pertinent ou non. Il permet d'obtenir rapidement une pièce finie à partir d'un modèle CAO. Suivant la taille de la série, ce procédé pourrait éventuellement être remis en cause.

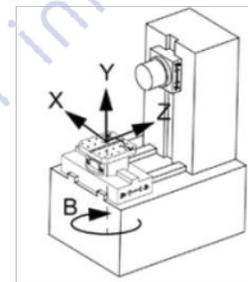
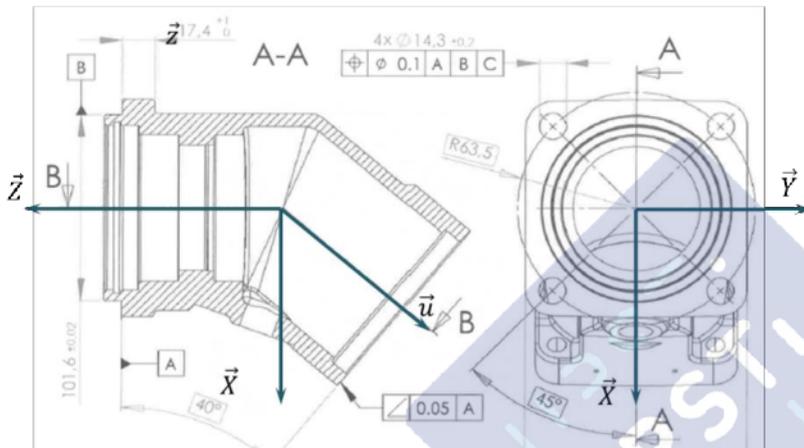
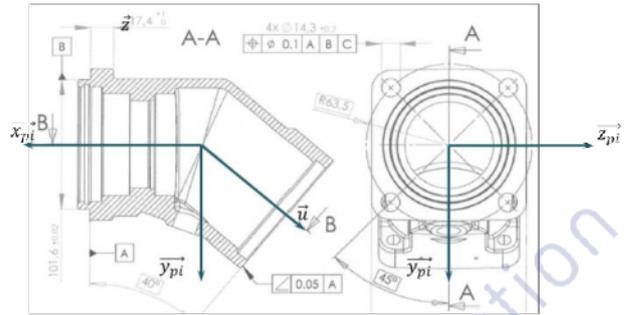
Question 53. Spécifications

Tolérance	Éléments non idéaux		Éléments idéaux			
	Éléments tolérancés	Éléments de référence	Références spécifiées	Zone de tolérance		
<ul style="list-style-type: none"> • symbole; • nom; • Type (forme, orientation, position, battement). 	<p>4 x ϕ 14,3 ± 0,2</p> <p>Type : position Nom : localisation</p>	<p>Groupe de 4 axes de 4 surfaces nominellement cylindriques.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Référence primaire : A : surface nominellement plane. • Références secondaire B : surface nominellement cylindrique. • Référence tertiaire C : 2 surfaces nominellement planes. 	<ul style="list-style-type: none"> • RS primaire : plan tangent extérieur matière minimisant les écarts avec A. • RS secondaire : axe (droite) du cylindre tangent extérieur matière associé à l'ER B et perpendiculaire à la RS « A ». • RS tertiaire : plan médian associés aux plans tangents extérieurs matières associés à l'ER « C » et parallèles à la RS « B ». 	<p>Forme</p> <p>4 cylindres de diamètre 0,1 mm.</p>	<p>Position</p> <p>Les axe des 4 cylindres sont parallèles aux RS « B » et « C ».</p> <p>Ils sont situés sur un cercle de diamètre 63,5 mm.</p> <p>Un axe est situé à un angle de 45° par rapport à « C ».</p> <p>Les autre sont répartis tous les 90°.</p>
<p>Type : orientation Nom : Inclinaison</p>	<p>Surface nominellement plane.</p>	<p>Référence primaire : A : surface nominellement plane.</p>	<p>RS primaire : plan tangent extérieur matière minimisant les écarts avec A.</p>	<p>Volume compris entre deux plans parallèles distants de 0,05 mm.</p>	<p>Ces deux plans sont inclinés de 40° par rapport à « A ».</p>	

Question 54. Directions \vec{X} , \vec{Y} , \vec{Z} .

Méthode :

- On crée un système de référence propre à la pièce.
- On recense les directions d'usinage :
 - Usinage existant suivant la direction \vec{x}_{pi} ;
 - Usinage existant suivant la direction \vec{u} appartenant au plan $(\vec{x}_{pi}, \vec{y}_{pi})$;
- Il n'y a donc aucun usinage suivant la direction \vec{z}_{pi} . Cet axe doit donc correspondre à l'axe (\vec{Y}) .



Question 55. Opérations d'usinage.



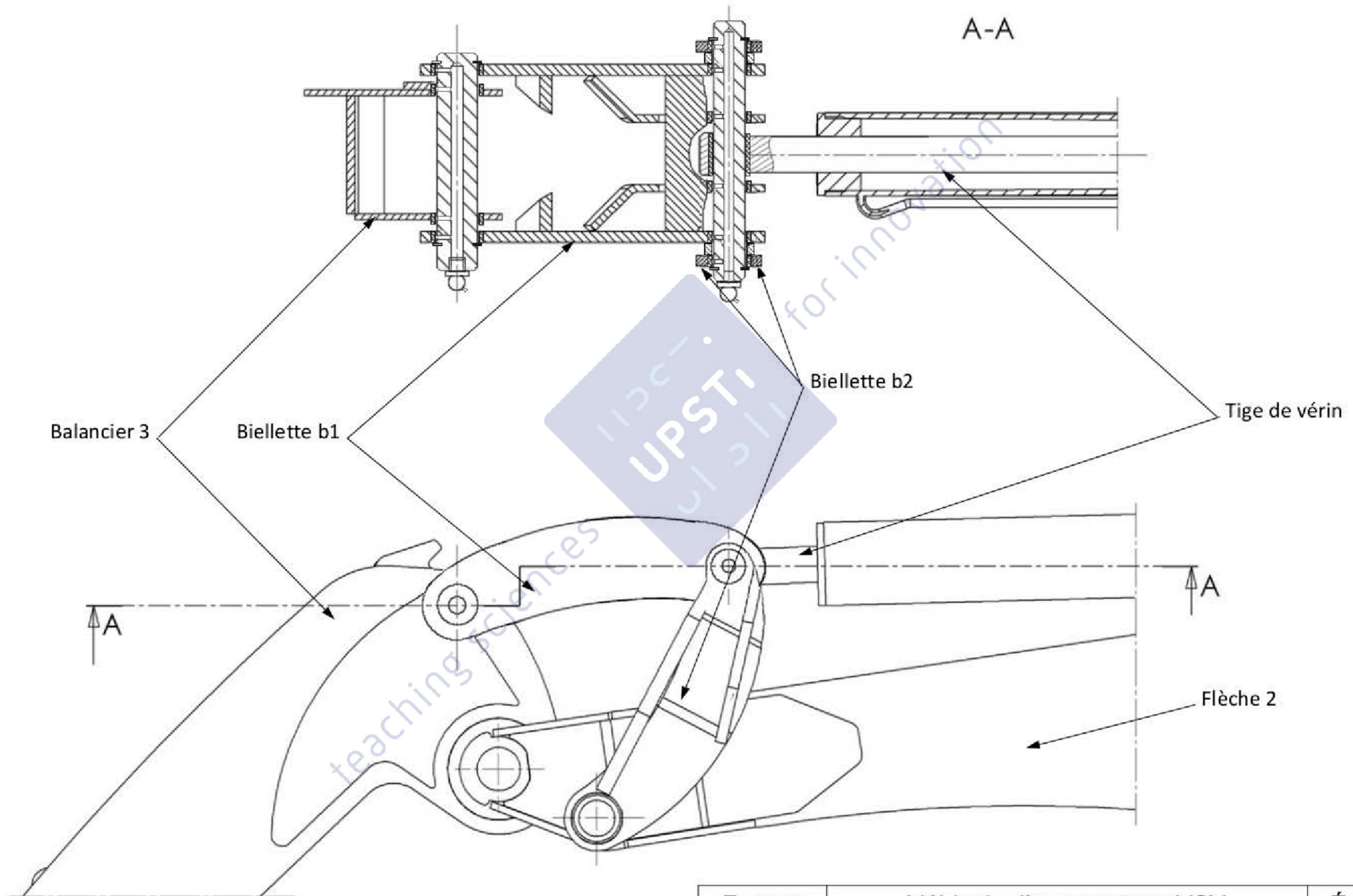
- Plan P1 et cylindre C1 : opération de contournage extérieur, fraise 2 tailles.
- Plan P2 : opération de surfacage, fraise à surface (1 taille ou 2 tailles).
- Cylindre C2 : opération d'alésage (ou contournage intérieur), fraise 2 tailles.

Ajustements coussinets:

- diamètre intérieur: H8f7
- diamètre extérieur: H7s8

Ajustements entretoises:

- H8e7



Format	Véhicule d'accoroutage VSV	Échelle
A3	Liaison flèche / balancier	1 : 5