

Proposition de corrigé

Concours : Concours Commun Mines-Ponts

Année : 2012

Filière : PSI

Épreuve : Sciences Industrielles pour l'Ingénieur

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.

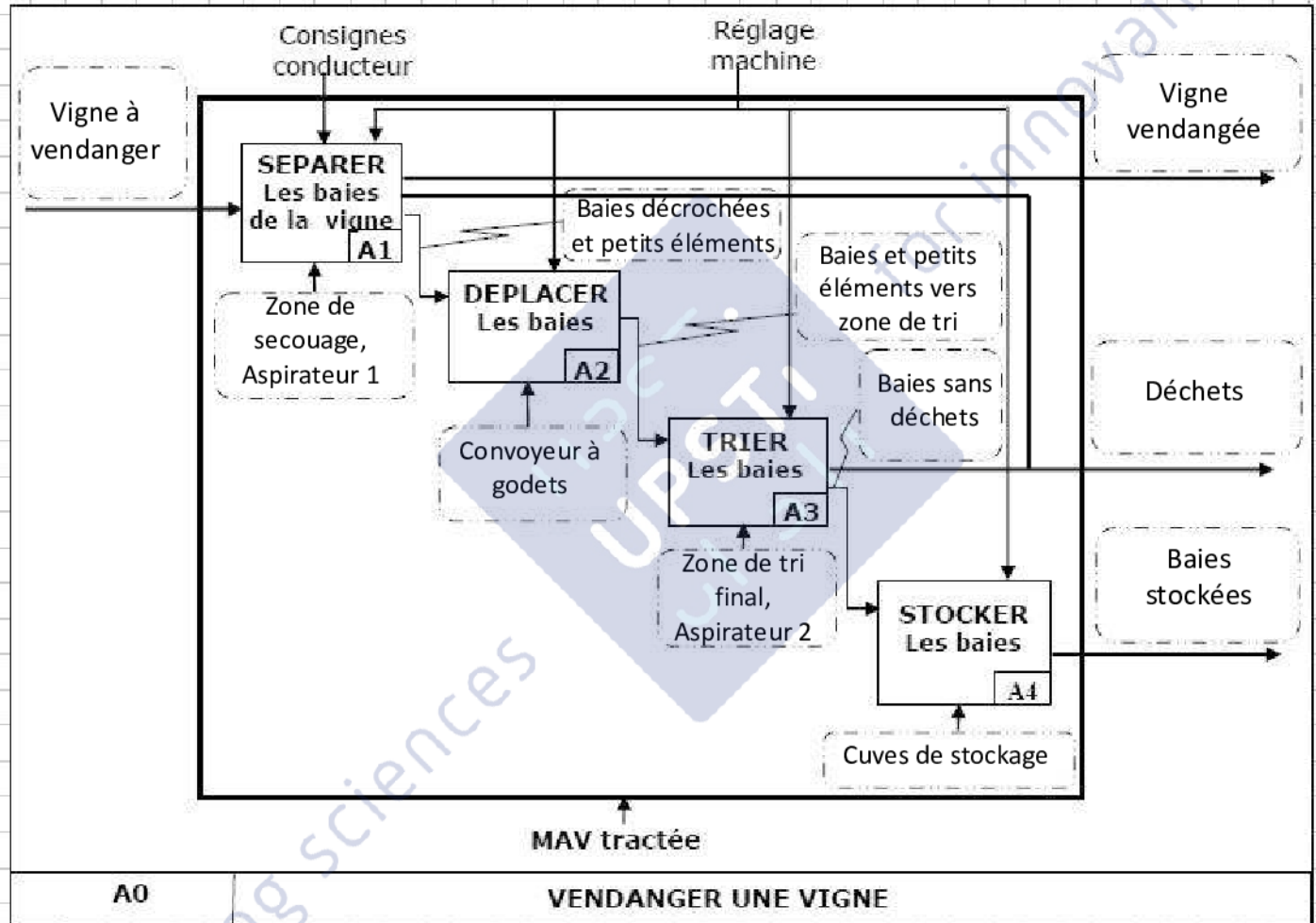
Informez-vous !

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

Dans l'espace réponse réservé à chaque partie
le candidat identifiera impérativement clairement le numéro de la question à laquelle il répond.

Q1



Q2

$$\vec{V}_{\text{convoyeur}/\text{sol}} = \vec{V}_{\text{convoyeur}/\text{chassisMAV}} + \vec{V}_{\text{chassisMAV}/\text{sol}}$$

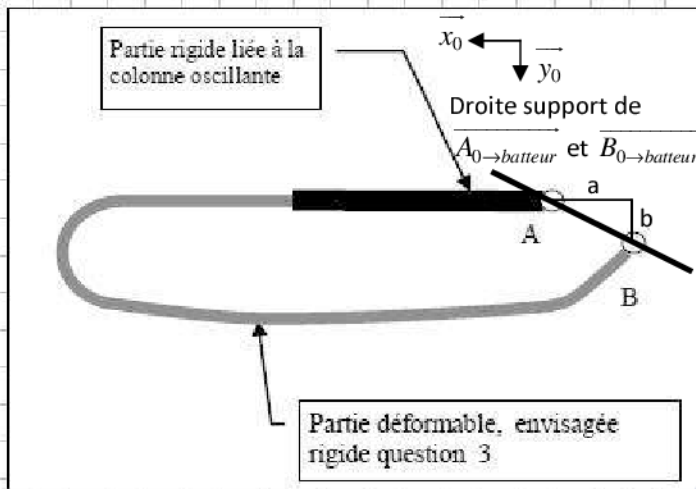
$$\vec{V}_{\text{convoyeur}/\text{sol}} = k \cdot V_0 \vec{x}_0 - V_0 \vec{x}_0$$

Pour éviter les chocs dans la zone de séparation, il faut que $\vec{V}_{\text{convoyeur}/\text{sol}} = \vec{0}$.

$$\vec{V}_{\text{vitesse convoyeur/sol}} = V_0 (k - 1) \vec{x}_0$$

$$k = 1$$

Q3 On isole un batteur : il est soumis aux actions de liaison en A et B. Dans le cadre d'une modélisation statique plane, ce sont deux glisseurs appliqués en A et B, de support portés par la droite (AB) et de sens opposé.



Il y a 4 inconnues de liaison : X_A, Y_A, X_B et Y_B .

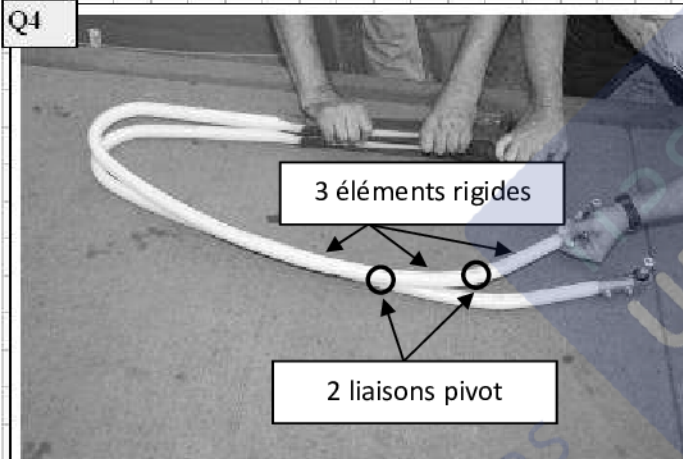
Les trois équations issues du P.F.S. appliqué en A,

$$\begin{cases} X_A + X_B = 0 \\ Y_A + Y_B = 0 \\ a.Y_B + b.X_B = 0 \end{cases}$$

On en déduit $h = N_S - r_S = 4 - 3$ et donc $h = 1$.

L'indice de mobilité est donné par $m = E_S - r_S = 3 - 3$.

On en déduit $m = 0$.



Question 4 : Déformation des batteurs

Les principales déformations se situent sur la partie basse et à droite du batteur.

Deux liaisons pivots permettent de se rapprocher relativement bien de la déformée réelle du batteur, à partir de trois éléments rigides articulés.

Q5 On dénombre une mobilité utile m_u et aucune mobilité interne m_i :

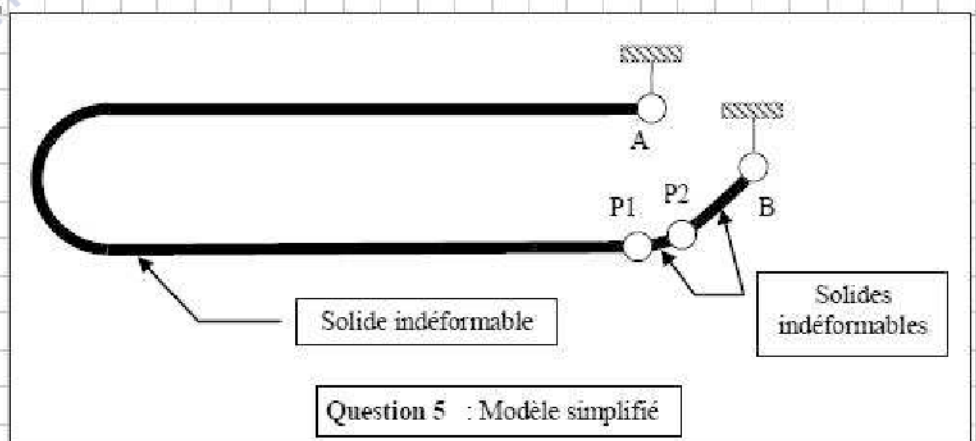
$$m = m_u + m_i \text{ et donc } m = 1.$$

On en déduit dans le cadre d'une modélisation plane :

$$h = m + N_S - 3 \times (n - 1)$$

$$h = 1 + 4 \times 2 - 3 \times (4 - 1)$$

Et donc $h = 0$.



Question 5 : Modèle simplifié

$m = 1$

$h = 0$

Q6 $\vec{V}_{M \in \text{rameau} / \text{sol}} = \vec{V}_{M \in \text{rameau} / \text{batteur}} + \vec{V}_{M \in \text{batteur} / \text{chassis MAV}} + \vec{V}_{M \in \text{chassis MAV} / \text{sol}}$

$(\vec{x}_0, \vec{x}_1) = (\vec{y}_0, \vec{y}_1) = \alpha_1 ;$
 $(\vec{x}_1, \vec{u}) = (\vec{y}_1, \vec{v}) = \beta ; \sin \beta = \frac{0,15 \text{ m}}{r}$
 $\vec{AM} = r \cdot \vec{u} ; 0,2 \text{ m} < r < 1 \text{ m}$

En projection sur \vec{y}_1 :

$$\vec{v} \cdot \vec{y}_0 \cdot \vec{y}_1 =$$

$$V_0 \cdot \vec{x}_1 \cdot \vec{y}_1$$

$$+ (\vec{\Omega}_{\text{batteur} / \text{chassis MAV}} \wedge \vec{AM}) \cdot \vec{y}_1$$

$$- V_0 \cdot \vec{x}_0 \cdot \vec{y}_1$$

On en déduit :

$$v \cos \alpha_1 = (\dot{\alpha}_1 \vec{z}_0 \wedge r \vec{u}) \cdot \vec{y}_1 + V_0 \sin \alpha_1$$

$$= r \dot{\alpha}_1 \vec{v} \cdot \vec{y}_1 + V_0 \sin \alpha_1$$

$$= r \dot{\alpha}_1 \cos \beta + V_0 \sin \alpha_1$$

D'où : $v = r \cdot \dot{\alpha}_1 \frac{\cos \beta}{\cos \alpha_1} + V_0 \tan \alpha_1$

Question 6 : mise en mouvement d'un batteur

Pour le calcul de l'accélération : $a = \frac{dv}{dt}$

$$a = \frac{d}{dt} \left(r \cdot \dot{\alpha}_1 \frac{\cos \beta}{\cos \alpha_1} + V_0 \tan \alpha_1 \right)$$

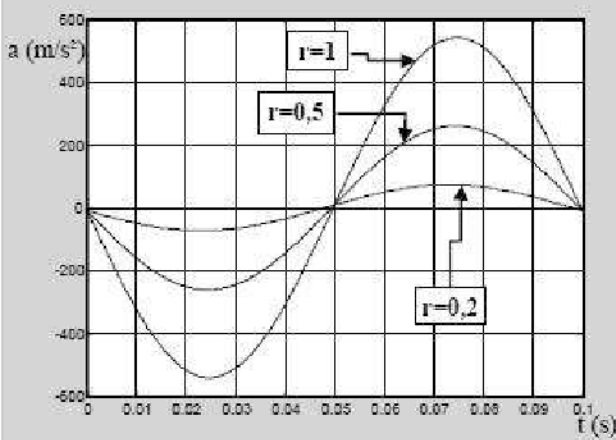
$$a = (\dot{r} \cdot \dot{\alpha}_1 + r \cdot \ddot{\alpha}_1) \frac{\cos \beta}{\cos \alpha_1} - r \cdot \dot{\alpha}_1 \left(\dot{\alpha}_1 \frac{\cos \beta \cdot \sin \alpha_1}{(\cos \alpha_1)^2} + \dot{\beta} \frac{\sin \beta}{\cos \alpha_1} \right) + \frac{V_0 \cdot \dot{\alpha}_1}{(\cos \alpha_1)^2}$$

$$a = \frac{(\dot{r} \cdot \dot{\alpha}_1 + r \cdot \ddot{\alpha}_1) \cos \alpha_1 \cos \beta - r \cdot \dot{\alpha}_1 (\dot{\alpha}_1 \cos \beta \cdot \sin \alpha_1 + \dot{\beta} \sin \beta \cdot \cos \alpha_1) + V_0 \cdot \dot{\alpha}_1}{(\cos \alpha_1)^2}$$

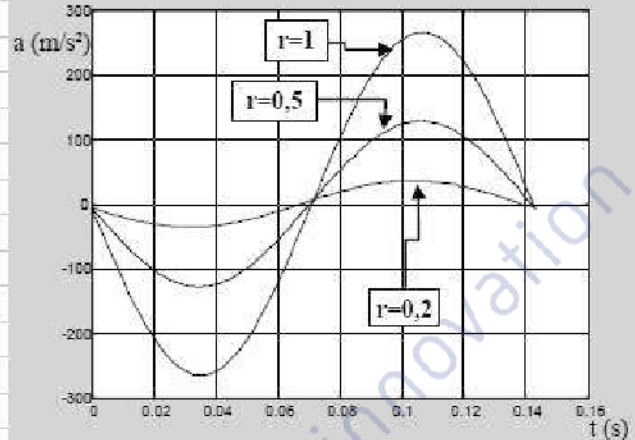
$$v = r \cdot \dot{\alpha}_1 \frac{\cos \beta}{\cos \alpha_1} + V_0 \tan \alpha_1$$

$$a = \frac{(\dot{r} \cdot \dot{\alpha}_1 + r \cdot \ddot{\alpha}_1) \cos \alpha_1 \cos \beta - r \cdot \dot{\alpha}_1 (\dot{\alpha}_1 \cos \beta \cdot \sin \alpha_1 + \dot{\beta} \sin \beta \cdot \cos \alpha_1) + V_0 \cdot \dot{\alpha}_1}{(\cos \alpha_1)^2}$$

Q7



Question 7 : Courbes pour $\omega = 20.\pi \text{ rad/s}$;
 $r = 0,2 \text{ m}$; $0,5 \text{ m}$ et 1 m

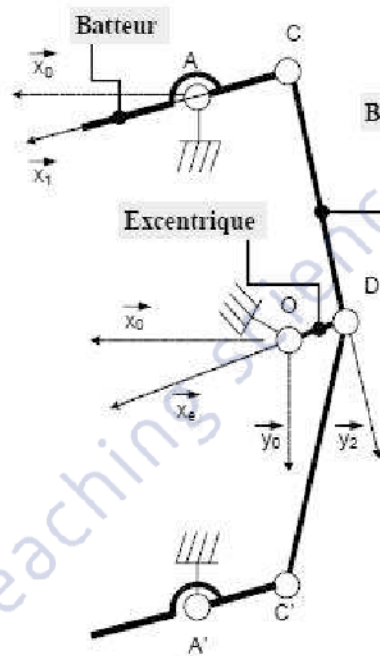


Question 7 : Courbes pour $\omega = 14.\pi \text{ rad/s}$;
 $r = 0,2 \text{ m}$; $0,5 \text{ m}$ et 1 m

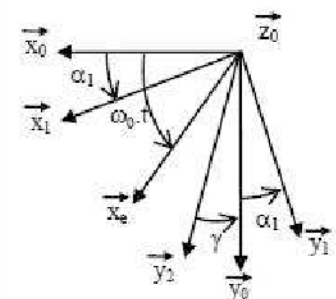
Le cahier des charges impose que l'accélération soit comprise entre 330 et 550 m.s^{-2} pour décrocher les baies.

Ici, on voit que la vitesse de rotation du moteur de $14\pi \text{ rad/s}$ ne permet pas de respecter ce critère.

Q8



$$\begin{aligned} (x_0, x_1) &= (y_0, y_1) = \alpha_1 \\ (x_0, x_e) &= \omega_0.t \\ \overline{CD} &= c.y_2 \text{ (c réglable)} \\ (y_2, y_0) &= \gamma \approx 0 \\ \overline{OD} &= -e.x_e \\ \overline{OA} &= x.x_0 - y.y_0 \\ \overline{AC} &= -b.x_1 \text{ (b réglable)} \end{aligned}$$



L'angle α_1 est petit, on en déduit donc :

$$\alpha_1 \approx \frac{c-y}{b} + \frac{e}{b} \sin(\omega_0.t).$$

On identifie cette relation à l'expression

$$\alpha_1 = \alpha_0 + \alpha_M \sin(\omega.t).$$

Copie PSI page 4/15

On en déduit les inégalités suivantes :

$$\frac{e \times 180}{8 \times \pi} < b < \frac{e \times 180}{5 \times \pi}$$

Pour $\alpha_M = \frac{8 \times \pi}{180}$, $b = \frac{e \times 180}{8 \times \pi}$ et donc $y < c < y + \frac{15}{8} \times e$.

$$\alpha_0 = \frac{c - y}{b}$$

$$\alpha_M = \frac{e}{b}$$

$$\omega = \omega_0$$

$$71,6 < b < 115$$

$$275 < c < 294$$

Q9

La relation de fermeture dimensionnelle s'écrit : $\overrightarrow{O_0O_1} + \overrightarrow{O_1D} + \overrightarrow{DC} + \overrightarrow{CA} = \overrightarrow{O_0A}$.

Soit : $-(y-b)\overrightarrow{y_0} + e\overrightarrow{y_3} + c\overrightarrow{x_2} - b\overrightarrow{y_1} = x\overrightarrow{x_0} - y\overrightarrow{y_0}$

En projection sur $\overrightarrow{x_0}$: $e(-\sin(\omega_0 t)\sin\theta_c) + c + b\sin\alpha_1 = x$

Pour α_1 petit, $\alpha_1 \approx \frac{x-c}{b} + \frac{e}{b}\sin\theta_c \sin(\omega_0 t)$.

On identifie cette relation à l'expression $\alpha_1 = \alpha_0 + \alpha_M \sin(\omega t)$.

On en déduit les inégalités suivantes :

$$c < x < b \times \frac{15 \times \pi}{180} + c$$

$$\arcsin\left(\frac{b}{e} \times \frac{5 \times \pi}{180}\right) < \theta_c < \arcsin\left(\frac{b}{e} \times \frac{8 \times \pi}{180}\right).$$

Axe de projection $\overrightarrow{x_0}$

Équation projetée $x = -e \cdot \sin(\omega_0 t) \cdot \sin\theta_c + c + b \cdot \sin\alpha_1$

$$\alpha_0 = \frac{x - c}{b}$$

$$\alpha_M = \frac{e}{b} \sin\theta_c$$

$$\omega = \omega_0$$

$$100 < x < 118$$

$$37,7^\circ < \theta_c < 77,8^\circ$$

Copie PSI page 5/15

Q10

Energie cinétique de l'arbre moteur en rotation autour d'un axe fixe par rapport au châssis 0 :

$$E_{C_{moteur/0}} = \frac{1}{2} J_M \omega^2$$

Energie cinétique de deux colonnes de batteurs en rotation autour d'un axe fixe par rapport au châssis 0 :

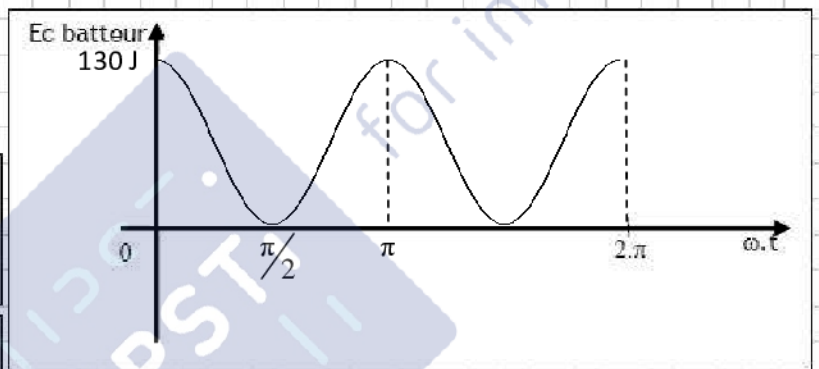
$$E_{C_{batteurs/0}} = 2 \times \frac{1}{2} J_B \dot{\alpha}_1^2 = J_B (\alpha_M \cdot \omega \cdot \cos(\omega t))^2$$

A.N. : $E_{C_{batteurs/0}} = 130 \times (\cos(20 \cdot \pi \cdot t))^2$ [J]

$$E_{C_{moteur}} = \frac{1}{2} J_M \omega^2$$

AN : $E_{C_{moteur}} = 395$ J

$$E_{C_{batteur}} = J_B (\alpha_M \cdot \omega \cdot \cos(\omega t))^2$$



Q11

On isole le système S : arbre moteur + volant + colonnes et batteurs.

$$E_{C_{S/0}} = \frac{1}{2} J_M \omega^2 + J_B (\alpha_M \cdot \omega \cdot \cos(\omega t))^2, P_{int(S)} = 0 \text{ et } P_{S \rightarrow S/0} = P_M.$$

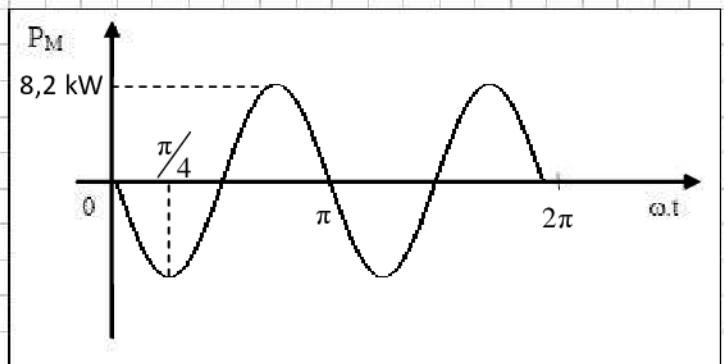
On applique le théorème de l'énergie cinétique au système S dans son mouvement par rapport

au référentiel supposé galiléen 0 : $\frac{d}{dt} E_{C_{S/0}} = P_{int(S)} + P_{S \rightarrow S/0}.$

On en déduit $P_M = -2 \times J_B \cdot \alpha_M^2 \cdot \omega^3 \cdot \cos(\omega t) \cdot \sin(\omega t).$

$$P_M = -J_B \cdot \alpha_M^2 \cdot \omega^3 \cdot \sin(2 \cdot \omega t)$$

L'énergie sur un cycle est nulle car :
La valeur moyenne de P_M est nulle.



Q12

On isole le système S : arbre moteur + volant + colonnes et batteurs. $P_{\text{int}(S)} = 0$ et $P_{S \rightarrow S/0} = 0$.

On applique le théorème de l'énergie cinétique au système S dans son mouvement par rapport au

référentiel supposé galiléen 0 : $\frac{d}{dt} Ec_{S/0} = 0$. On en déduit que $Ec_{S/0} = \text{constante}$.

D'après la Q11 : $Ec_{S/0} = \frac{1}{2} J_M \omega_\theta^2 + J_B (\alpha_M \cdot \omega_\theta \cdot \cos(\omega_\theta \cdot t))^2$.

Pour $\theta = 0^\circ$ et $\theta = 180^\circ$, $Ec_{S/0} = \frac{1}{2} (J_M + J_B \alpha_M^2) \omega_\theta^2$ et $\frac{\omega_0}{\omega_{180}} = 1$.

Pour $\theta = 90^\circ$ et $\theta = 270^\circ$, $Ec_{S/0} = \frac{1}{2} J_M \omega_\theta^2$ et $\frac{\omega_0}{\omega_{90}} = \frac{\omega_0}{\omega_{180}} = \sqrt{\frac{J_M}{J_M + J_B \alpha_M^2}} = 0,93$.

$Ec(0) = 344 \text{ J}$

$Ec(90) = 344 \text{ J}$

$Ec(180) = 344 \text{ J}$

$Ec(270) = 344 \text{ J}$

$\omega_{0^\circ} = 17,3 \pi \text{ rad/s}$

$\omega_{90^\circ} = 18,7 \pi \text{ rad/s}$

$\omega_{180^\circ} = 17,3 \pi \text{ rad/s}$

$\omega_{270^\circ} = 18,7 \pi \text{ rad/s}$

Rôle du volant d'inertie :

Le volant d'inertie permet de maintenir l'évolution de ω_θ la plus constante possible. Ici, la variation se limite à un peu plus de 7 %, valeur inférieure aux exigences du cahier des charges (15%).

Q13

Type d'étude :

C'est une étude géométrique qui a permis de déterminer l'amplitude des oscillations.

Etude faite à la question :

Questions Q8 (châssis fixe) et Q9 (châssis réglable).

Rapport amplitude / fréquence de commande :

L'amplitude ne dépend pas de la fréquence de rotation du moteur.

Q14

Type d'étude :

Il faut mener une étude harmonique pour déterminer l'amplitude des oscillations.

Rapport amplitude / fréquence :

- Les diagrammes de Bode en boucle fermée (1, 2 et 3) donnent une réponse au problème posé.
- L'amplitude réelle des oscillations varie selon la fréquence de consigne car le système se comporte comme un filtre passe-bas.
- L'amplitude réelle peut dépasser la valeur de consigne si le gain du système en dB est positif.
- L'amplitude réelle peut être inférieure à la valeur de consigne si le gain du système en dB est négatif.

Q15

Equation 2 - système isolé :

On isole la colonne (ici la gauche) et son ensemble de batteurs (au total 8).

Equation utilisée :

On applique le théorème du moment dynamique en A, suivant la direction \vec{z}_0 :

$$M_{A, \vec{S} \rightarrow S} \cdot \vec{z}_0 = \delta_{A, S/0} \cdot \vec{z}_0 .$$

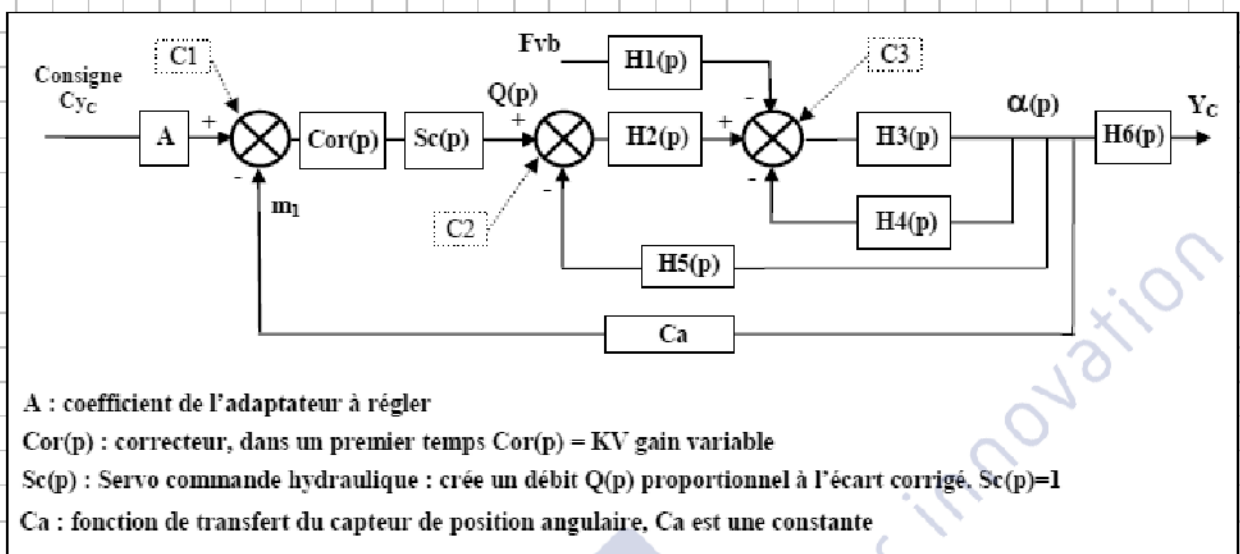
Exemple de terme linéarisé

Les termes linéarisés sont les moments au point A $(p_1(t) - p_2(t)) \cdot S \cdot b$ et $L \cdot F_{vb}(t)$.

α_1 étant petit, on écrit au 1^{er} ordre $\cos(\alpha_1) \approx 1$. Cela revient à considérer que AE (longueur L) reste quasiment orthogonal à F_{vb} . Il en est de même pour AC (longueur b) et la force développée par le vérin en C.

Copie PSI page 8/15

Q16



L'analyse du schéma bloc dans le domaine symbolique, donne les relations :

$$\alpha(p) = \left[\left[Q(p) - \alpha(p) \cdot H_5(p) \right] \cdot H_2(p) - F_{vb}(p) \cdot H_1(p) - \alpha(p) \cdot H_4(p) \right] \cdot H_3(p)$$

$$\text{et } Y_C(p) = \alpha(p) \cdot H_6(p).$$

La transformation dans le domaine symbolique des deux équations données dans l'énoncé, en supposant que toutes les conditions initiales sont nulles, nous donne :

$$\text{Eq1 : } Q(p) = S \cdot p \cdot Y_C(p) + \frac{V}{2 \cdot B} \cdot p \cdot \Delta P(p)$$

$$\text{Eq2 : } \Delta P(p) \cdot S \cdot b - K \cdot \alpha(p) - L \cdot F_{vb}(p) = (J_B \cdot p^2 + f \cdot p) \cdot \alpha(p)$$

On en déduit après élimination de $\Delta P(p)$:

$$\alpha(p) = \left[\left[Q(p) - S \cdot p \cdot Y_C(p) \right] \cdot \frac{2 \cdot B \cdot S \cdot b}{V \cdot p} - K \cdot \alpha(p) - L \cdot F_{vb}(p) \right] \cdot \frac{1}{J_B \cdot p^2 + f \cdot p}$$

De plus, la linéarisation au 1^{er} ordre de la loi entrée $y_C(t)$ / sortie $\alpha(t)$ géométrique, nous donne $y_C(t) \approx b \cdot \alpha(t)$ et donc dans le domaine symbolique : Eq3 : $Y_C(p) = b \cdot \alpha(p)$.

Hypothèses Toutes les conditions initiales sont nulles, α reste suffisamment petit.

$$H1(p) = L$$

$$H2(p) = \frac{2 \cdot B \cdot S \cdot b}{V \cdot p}$$

$$H3(p) = \frac{1}{f \cdot p + J_B \cdot p^2}$$

$$H4(p) = K$$

$$H5(p) = S \cdot b \cdot p$$

$$H6(p) = b$$

Q17

NB : Pour un fonctionnement correct de l'asservissement $A = \frac{Ca}{H_6(p)} = \frac{Ca}{b}$.

$$FTBO = Cor(p) \cdot Sc(p) \cdot \frac{H_2(p) \cdot \frac{H_3(p)}{1 + H_3(p) \cdot H_4(p)}}{1 + H_2(p) \cdot \frac{H_3(p) \cdot H_5(p)}{1 + H_3(p) \cdot H_4(p)}} \cdot C_a = K_C \cdot C_a \cdot \frac{\frac{2.B.S.b}{V.p} \cdot \frac{1}{f.p + J_B \cdot p^2}}{1 + \frac{2.B.S.b}{V.p} \cdot \frac{1}{f.p + J_B \cdot p^2}} \cdot S.b.p$$

$$FTBO = K_C \cdot C_a \cdot \frac{\frac{2.B.S.b}{V.p} \cdot \frac{1}{f.p + J_B \cdot p^2 + K}}{1 + \frac{2.B.(S.b)^2 \cdot p}{Vp} \cdot \frac{1}{f.p + J_B \cdot p^2 + K}}$$

$$FTBO = \frac{2.B.S.b.K_C.C_a}{(2.B.(S.b)^2 + K.V)} \cdot \frac{1}{p \left[1 + \frac{V.f}{(2.B.(S.b)^2 + K.V)} \cdot p + \frac{V.J_B}{(2.B.(S.b)^2 + K.V)} \cdot p^2 \right]}$$

Classe du système : 1

Précision attendue de la réponse :

Ecart statique nul ; Ecart de traînage $\frac{1}{K_{BO}}$ (%) ; Ecart en accélération : ∞

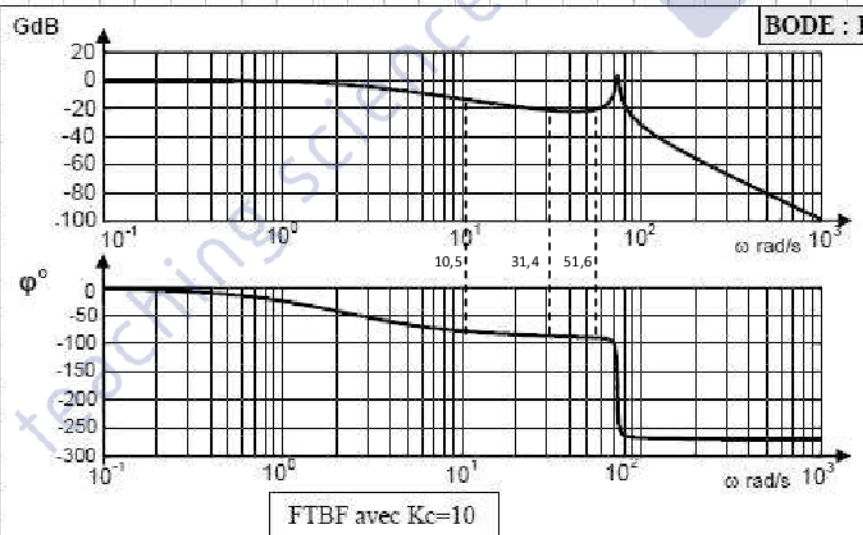
Q18

Consigne =

$$A_{osc} \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot F_{osc} [cps/min]}{60}\right) [cm]$$

Réponse =

$$A_{osc} \cdot 10^{\frac{GdB(F_{osc})}{20}} \sin\left(\frac{2\pi \cdot F_{osc} [cps/min]}{60} + \varphi^\circ(F_{osc}) \cdot \frac{\pi}{180}\right) [cm]$$

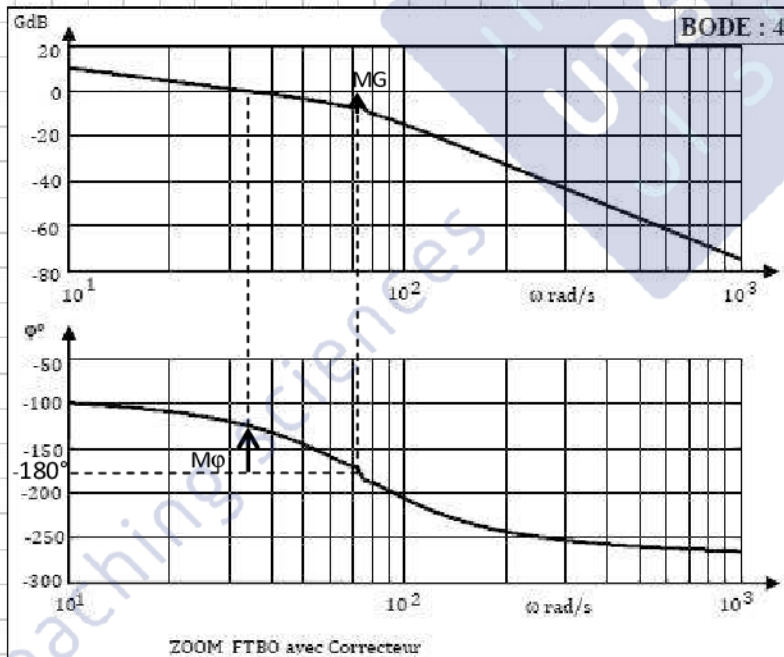
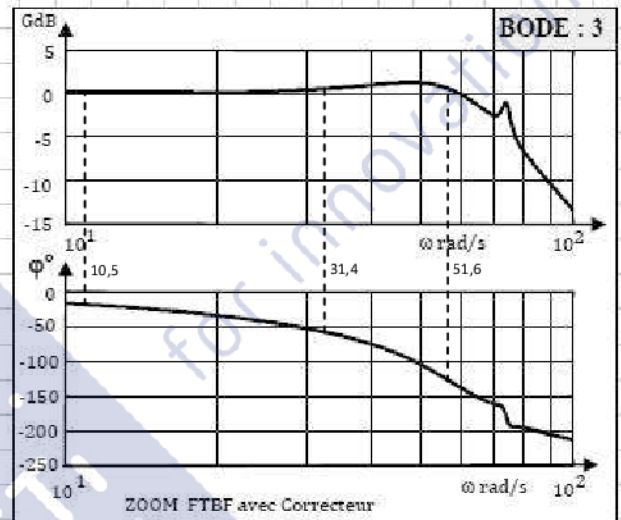
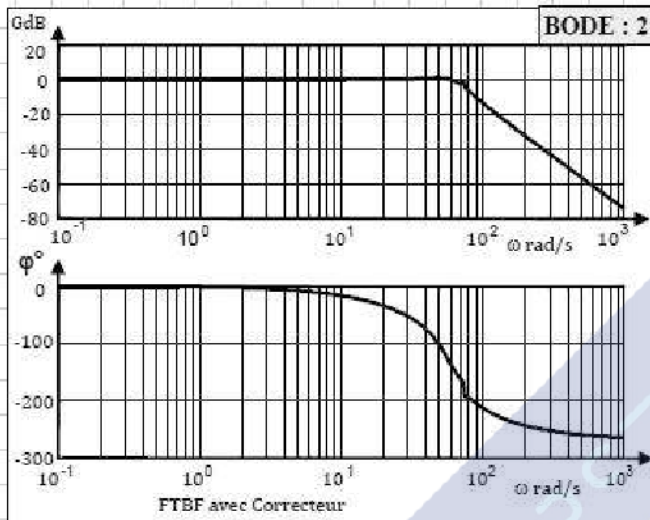


Fosc	100 cps/min	300 cps/min	540 cps/min
ω rad/s	10,5	31,4	56,5
GdB	-13	-20	-20
φ°	-75°	-85°	-90°

Copie PSI page 10/15

Analyse Pour 100 cps/min, l'atténuation de l'amplitude de la consigne est d'environ 78% ($20 \times \log(0,22) \approx -13$). Pour 300 et 540 cps/min, elle est de 90%. Cela n'est pas acceptable quant au respect du cahier des charges (+/- 15%).

Q19



Fosc	100 cps/min	300 cps/min	540 cps/min
ω rad/s	10,5	31,4	56,5
GdB	0	0,5	0,5
ϕ°	-20°	-55°	-130°

BODE CHOISI :

Système stable ?

Le système est stable

Marge de gain :

$$MG \approx 8dB$$

Marge de Phase :

$$M\phi \approx 55^\circ$$

Copie PSI page 11/15

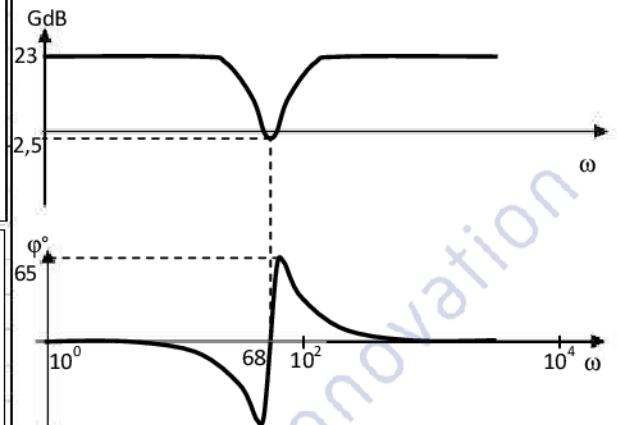
Discuter la capacité de réponse aux consignes

Le gain est quasiment nul sur la plage de fréquences utilisées. L'amplitude de la consigne sera donc respectée. Le déphasage induit n'est pas un problème pour la fonction à remplir.

Justification de la limite des 570 coups/min :

Au-delà de 570 cps/min, il y a une atténuation rapide de l'amplitude de la consigne d'entrée.

Allure du diagramme de Bode du correcteur $Cor(p)$



Justification de ce type de correcteur $Cor(p)$:

Ce correcteur a permis d'augmenter le gain jusqu'à le rendre quasi nul pour la plage de fréquences utilisées.

Q20 On ne considère que l'énergie cinétique des colonnes et batteurs :

$$E_{c_{batteurs/0}} = 2 \times \frac{1}{2} J_B \dot{\alpha}_1^2 = J_B (\alpha_M \cdot \omega \cdot \cos(\omega t))^2$$

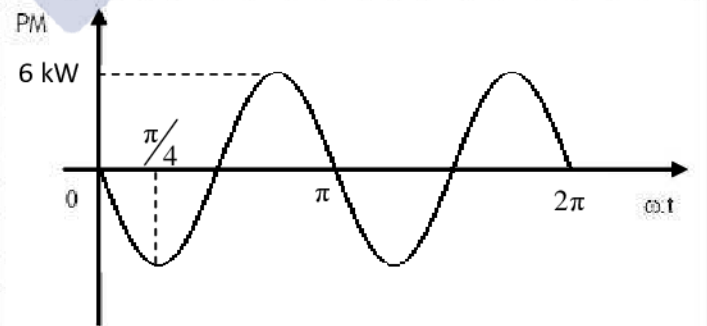
$$P_M = \frac{d}{dt} E_{c_{batteurs/0}} = -J_B \cdot \alpha_M^2 \cdot \omega^3 \cdot \sin(2 \cdot \omega t)$$

A.N. : $\omega_{Max} = 56,5 \text{ rad/s}$ et donc $P_M = -5960 \cdot \sin(113t) \text{ [W]}$

Ec littéral

$$J_B (\alpha_M \cdot \omega \cdot \cos(\omega t))^2$$

$$P_M = -J_B \cdot \alpha_M^2 \cdot \omega^3 \cdot \sin(2 \cdot \omega t)$$



Q21

Avec le moteur hydraulique, le volant d'inertie permettait d'accumuler de l'énergie cinétique lorsqu'il fallait en retirer de celle du mouvement des batteurs, et de la restituer durant l'autre moitié du cycle.
Avec les servocommandes, il n'y a pas d'éléments en rotation avec une vitesse gardant le même signe sur tout le cycle, les mouvements sont alternés. L'utilisation de volants d'inertie n'est donc pas adaptée pour améliorer le rendement énergétique.

Q22

	Réglage amplitude *	Réglage pincement*	Réglage fréquence*
Mécanisme à vérins	Partie commande qui pilote :.....SC..... Partie opérative	Partie commande qui pilote :.....SC..... Partie opérative	Partie commande qui pilote :.....SC..... Partie opérative
Mécanisme moteur hydraulique et châssis fixe	Partie commande qui pilote :..... Partie opérative	Partie commande qui pilote :..... Partie opérative	Partie commande qui pilote :.....CPM..... Partie opérative
Mécanisme moteur hydraulique et châssis inclinable	Partie commande qui pilote :.....SC..... Partie opérative	Partie commande qui pilote :.....SC..... Partie opérative	Partie commande qui pilote :.....CPM..... Partie opérative

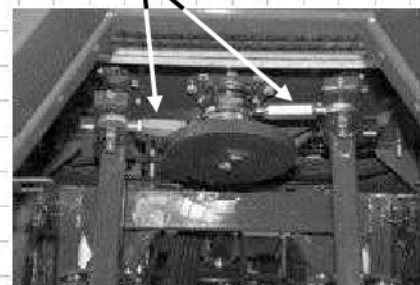
* rayer la mention inutile et compléter les pointillés (servo commande : SC, commande proportionnelle du moteur : CPM)

Q23

Pas de réglage de la P.O.



Réglage de la longueur des bielles (paramètre c)

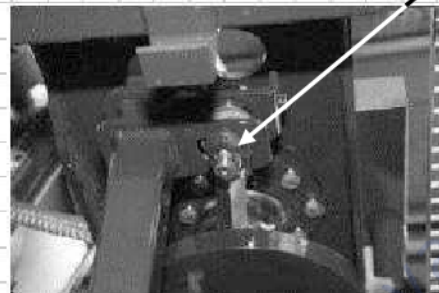


Une clé plate est nécessaire pour l'écrou hexagonal

Pas de réglage de la P.O.

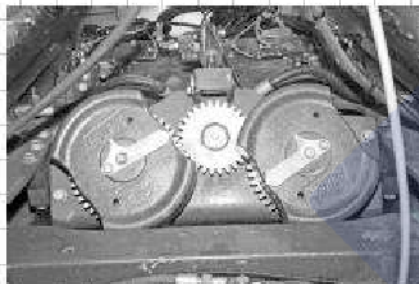


Réglage de la longueur b grâce au trou oblong

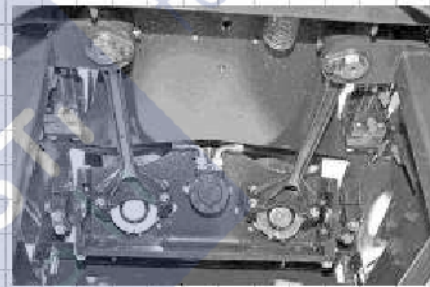


Deux clés plates sont nécessaires pour le boulon hexagonal

Pas de réglage de la P.O.



Pas de réglage de la P.O.



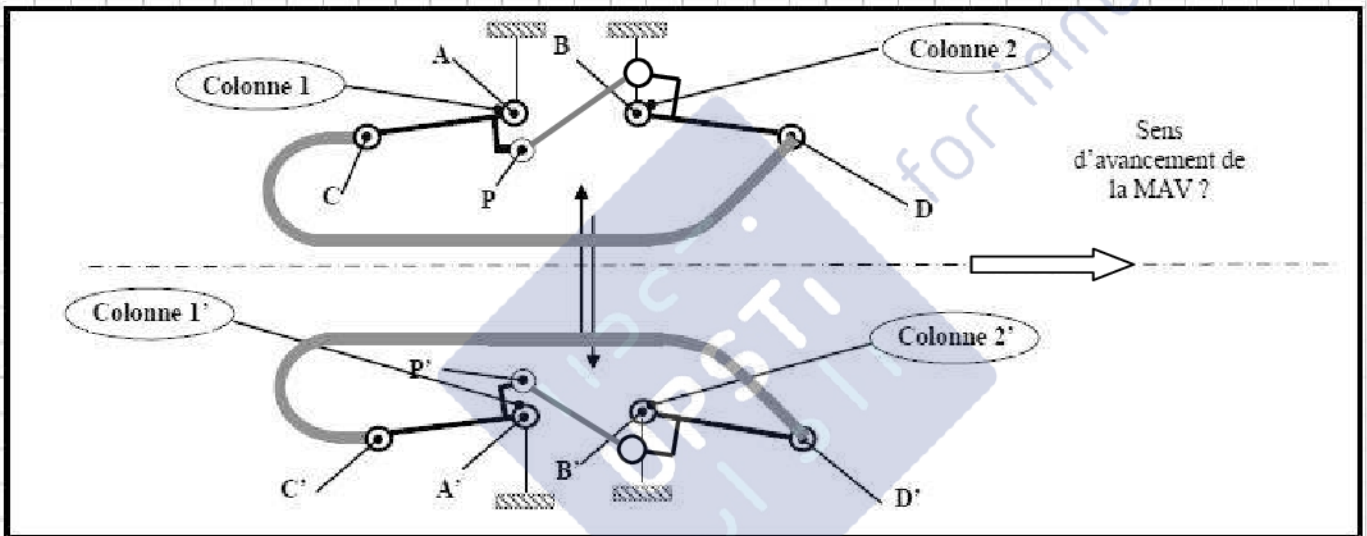
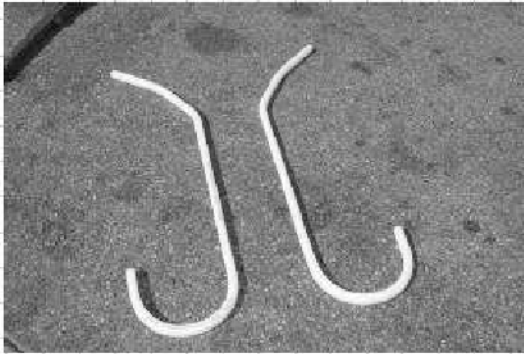
Q24

Tableau comparatif	Possibilité de réglage continu en travail	Bilan énergétique	Réactivité (rapidité de réponse)
Mécanisme à vérins	* +	* -	* +
Mécanisme moteur hydraulique - châssis fixe	* -	* +	* -
Mécanisme moteur hydraulique - châssis inclinable	* +	* 0	* 0

* compléter par des valeurs [-] [0] [+]

Copie PSI page 14/15

Q25



Q26

