

Q-1 Energie cinétique

On néglige l'inertie des longueurs de câble dans les gares et celle des poulies devant l'inertie de la motorisation, des quatre longueurs de câbles entre les deux gares et des cabines.

$$E_c(\text{cable} / o) = 4 \left(\frac{1}{2} (\mu L) V^2 \right)$$

4 Longueurs de câble en translation :

$$E_c(\text{cabines} / o) = 8 \left(\frac{1}{2} (M_c + M_p) V^2 \right)$$

8 Cabines montantes et Passagers en translation :

$$E_c(\text{cabines} / o) = 8 \left(\frac{1}{2} M_c V^2 \right)$$

8 Cabines descendantes vides en translation :

$$E_c(\text{motor} / o) = \frac{1}{2} I_M \omega_p^2 = \frac{1}{2} I_M \left(\frac{2V}{D_p} \right)^2$$

Motorisation rapportée à la poulie motrice :

$$E_{c_T} = \frac{1}{2} \left(4\mu L + 16M_c + 8M_p + \frac{4I_M}{D_p^2} \right) V^2 = \frac{1}{2} M_{eq} V^2$$

Finalement :

Avec les données numériques on calcule $E_{c_T} = 6659774 \text{ (J)}$ et la masse équivalente $M_{eq} = 2.57 \cdot 10^5 \text{ kg}$.
On adopte $E_{c_T} = 1.3 \cdot 10^5 V^2 = 6,7 \cdot 10^6 \text{ (J)}$. Ce qui donne une masse équivalente de $2.6 \cdot 10^5 \text{ kg}$.

Q-2 Puissance galiléenne des actions de pesanteurs

On suppose que tous les solides en rotation sont équilibrés (les centres de gravités ont une vitesse nulle) et que le centre de gravité des longueurs de câble est immobile puisque la longueur de câble entre les deux gares ne varie pas. Il reste à prendre en compte les cabines.

8 Cabines montantes + passagers en translation :

$$P(\text{poids} \rightarrow \text{cabines}) = 8 \left\{ \begin{matrix} -(M_c + M_p)g\vec{z} \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_G \otimes \left\{ \begin{matrix} \vec{0} \\ \vec{V}\vec{i} \end{matrix} \right\}_G = -8(M_c + M_p)gV \sin \alpha$$

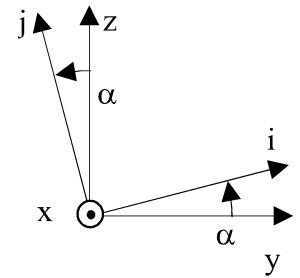
8 Cabines descendantes :

$$P(\text{poids} \rightarrow \text{cabines}) = 8 \left\{ \begin{matrix} -(M_c)g\vec{z} \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_G \otimes \left\{ \begin{matrix} \vec{0} \\ -\vec{V}\vec{i} \end{matrix} \right\}_G = 8(M_c)gV \sin \alpha$$

$$P_g = -8(M_c)gV \sin \alpha = -8(M_c)gV \frac{h}{L}$$

Finalement :

Avec les données numériques on calcule $P_g = -366100$. On adopte $P_g = -3.6 \cdot 10^5 \text{ (W)}$



Q-3 Puissance galiléenne de l'action du vent sur les cabines

On suppose que les surfaces frontales des cabines sont dans le plan (z,x) et que l'action du vent peut être modélisée par un vecteur s'exerçant au centre G_{sf} de la surface de la cabine.

8 cabines montantes :

$$P(\text{vent} \rightarrow \text{cabines}) = 8 \left\{ \begin{matrix} -\frac{1}{2} \rho S_f V a_m^2 \vec{y} \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_{G_{sf}} \otimes \left\{ \begin{matrix} \vec{0} \\ \vec{V}\vec{i} \end{matrix} \right\}_{G_{sf}} = -4\rho S_f V a_m^2 V \cos \alpha$$

8 cabines descendantes :

$$P(\text{vent} \rightarrow \text{cabines}) = 8 \left\{ \begin{matrix} -\frac{1}{2} \rho S_f V a_d^2 \vec{y} \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_{G_{sf}} \otimes \left\{ \begin{matrix} \vec{0} \\ -\vec{V}\vec{i} \end{matrix} \right\}_{G_{sf}} = 4\rho S_f V a_d^2 V \cos \alpha$$

Au total : $P(\text{vent} \rightarrow \text{cabines}) = 4\rho S_f (V_{a_d}^2 - V_{a_m}^2) V \cos \alpha$

Expression de la vitesse V_a

$$\vec{V}_a = \vec{V}(\text{Gsf, vent} / \text{cabine}) = \vec{V}(\text{Gsf, vent} / 0) - \vec{V}(\text{Gsf, cabine} / 0)$$

donc $\vec{V}_{a_m} = -\vec{V}_e - \vec{V} = -(V_e + V)\vec{i}$ et $\vec{V}_{a_d} = -\vec{V}_e - (-\vec{V}) = (V - V_e)\vec{i}$

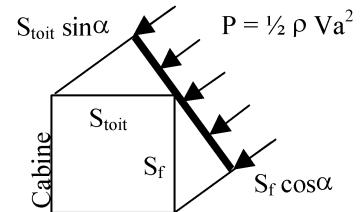
Finalement : $P_v = 4\rho S_f (-4VV_e)V \cos \alpha = -16\rho S_f V_e V^2 \cos \alpha$

Avec les valeurs numériques on obtient $P_v = -218686 \text{ (W)}$. On adopte $P_v = -2.2 \cdot 10^5 \text{ (W)}$

Le(s) auteur(s) du sujet ont choisi de ne pas compliquer inutilement l'expression de l'effort associé au vent. On pouvait aussi considérer que l'effort s'exerce dans la direction de la vitesse relative. La surface à prendre en compte n'est alors plus S_f mais la surface perpendiculaire à la veine fluide, c'est-à-dire la surface

projetée : $S_f \cdot \cos \alpha + S_{\text{toit}} \cdot \sin \alpha$

En négligeant $S_{\text{toit}} \cdot \sin \alpha$ (ce qui n'est pas évident vu l'angle), l'expression de la puissance ne change pas, mais le $\cos \alpha$ n'a pas la même origine.



Q-4 Estimation de la puissance nécessaire pour l'entraînement

On isole l'ensemble du système.

On suppose que les seules pertes par frottement significatives ont lieu au contact entre câbles et pylônes. On se place en fin de régime transitoire : la vitesse est passée de 0 à 7.2 m/s avec une accélération de 0.15 m/s².

D'après le théorème de l'énergie cinétique :

$$\frac{dE_{c_T}}{dt} = P_{\text{ext}} + P_{\text{int}} \Rightarrow M_{\text{eq}} \dot{V} V = P_{\text{mot}} + P_g + P_v + P_{\text{frot}}$$

avec les valeurs numériques :

$$2.6 \cdot 10^5 \times 0.15 \times 7.2 = P_{\text{mot}} - 3.6 \cdot 10^5 - 2.2 \cdot 10^5 - 400 \cdot 10^3$$

Finalement : $P_{\text{mot}} = 1260800 \text{ (W)} \approx 1.26 \cdot 10^6 \text{ (W)}$

La motorisation délivre $1.56 \cdot 10^5 \text{ (W)}$ soit 24% de puissance supplémentaire. Il est vraisemblable qu'une marge de sécurité est prévue. De plus, le moteur est sélectionné dans une gamme, on choisit le premier moteur offrant une puissance supérieure à celle calculée en tenant compte de la marge de sécurité.

Q-5 Durée de la phase d'accélération

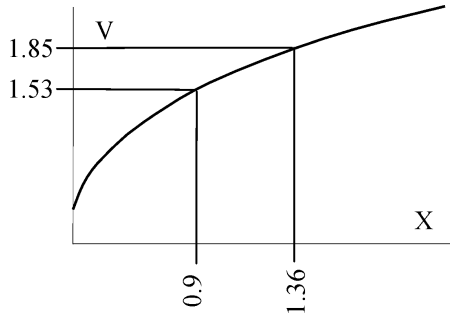
L'accélération est constante : régime uniformément accéléré

$$V(t) = at + V_0 \quad \frac{V - V_0}{a} = t \quad \text{avec les valeurs numériques : } t = 5.3 \text{ (s)}$$

$$X(t) = \frac{1}{2} at^2 + V_0 t = \frac{1}{2} a \left(\frac{V - V_0}{a} \right)^2 + V_0 \left(\frac{V - V_0}{a} \right) \quad X = \frac{V^2 - V_0^2}{2a}$$

Avec les valeurs numériques on obtient : $X = 19.85 \text{ (m)}$ On adopte $X = 20 \text{ (m)}$.

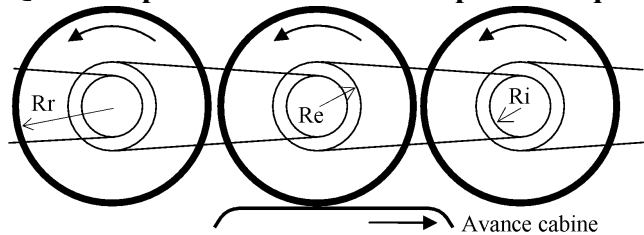
Q-6 Rapport de multiplication



$$\omega_3 = \frac{V_3}{R_{\text{Roue}}} = \frac{1.53}{0.2} = 7.66 \text{ (rd/s)}$$

$$k_3 = \frac{\omega_4}{\omega_3} = \frac{V_4}{V_3} = \frac{1.85}{1.53} = 1.2$$

Q-7 Représentation des roues pneumatique accélératrices



$$Re = 1.2 Ri$$

$$Dr = 2 Rr = 400 \text{ mm}$$

Q-8 Valeur du rapport K

Pour que l'accrochage se fasse sans heurt, il faut que la vitesse tangentielle au niveau de la dernière roue accélératrice soit de $V = 7.2 \text{ m/s}$ c'est-à-dire la vitesse tangentielle au niveau de la poulie d'entraînement.

Ce qui nécessite une vitesse de rotation

$$\omega_{45} = \frac{V}{Rr} = 36 \text{ (rd/s)}$$

Finalement

$$K = \frac{\omega_{45}}{\omega_p} = \frac{Dp}{Dr} = \frac{4}{0.4} = 10$$

La vitesse de rotation des poulies est

$$\omega_p = \frac{V}{Rp} = 3.6 \text{ (rd/s)}$$

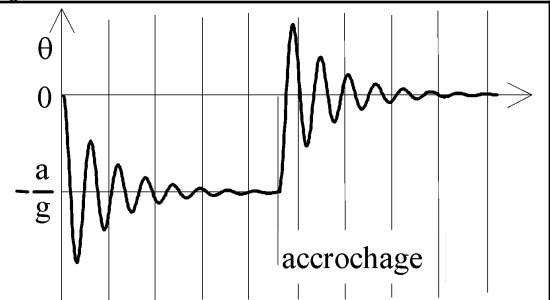
Q-9 Réponse avec une consigne d'accélération constante + justification « lourde »

Une accélération constante a correspond à une consigne en échelon. La réponse $\theta(t)$ sera celle d'un deuxième ordre. Si les frottements visqueux sont faibles (f petit), la réponse sera

oscillante autour de la position d'équilibre $\theta = -\frac{a}{g}$.

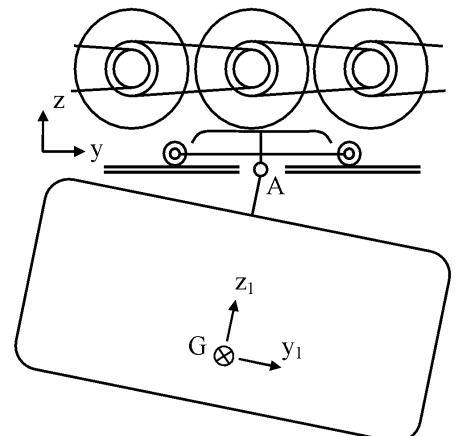
Le dépassement tend vers 100% lorsque f tend vers 0.

Lorsque la cabine est accrochée, l'accélération est nulle et la nouvelle position d'équilibre est $\theta = 0$.



Explication : l'accélération est obtenue en appliquant un effort tangentiel constant sur le patin par l'intermédiaire des roues accélératrices. L'accélération est notée a . La position angulaire de la cabine est caractérisée par un angle θ entre y et y_1 repère associé à la cabine. Le pivot en A présente un très faible coefficient d'amortissement matérialisé par un couple de frottement fluide

$Cf = -f \dot{\theta}$. On nomme J le moment d'inertie de la cabine en G par rapport à x . On néglige le vent en gare.



$$\begin{Bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{Bmatrix}_{A,x} \begin{Bmatrix} 0 \\ M_A \\ N_A \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{0} \\ -f\vec{\theta} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} -Mg\vec{z} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{G,\vec{x}} \quad \vec{GA} = h\vec{z}_1 \quad \text{et } h = 2 \text{ (m)}$$

Equation de moment en A : $M_A \vec{y} + N_A \vec{z} - h\vec{z}_1 \wedge (-Mg\vec{z}) - f\vec{\theta} \wedge \vec{x} = \vec{\delta}(G, I/0) + (-h\vec{z}_1) \wedge Ma\vec{y}$

Projection sur x : $-h \sin \theta Mg - f\theta = J\ddot{\theta} + h \cos \theta Ma$ avec θ petit : $-h\theta Mg - f\theta = J\ddot{\theta} + hMa$

Ce qui correspond bien à l'équation caractéristique d'un deuxième ordre.

$$\theta(p) = \frac{-hM}{hMg + fp + Jp^2} a(p)$$

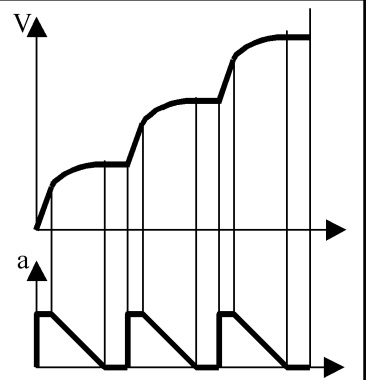
On notera qu'en régime permanent :

$$-h\theta Mg = hMa \Leftrightarrow \theta = -\frac{a}{g} : \text{position d'équilibre}$$

Q-10 Loi d'accélération

Le choix du constructeur permet d'obtenir une vitesse croissant plus ou moins par palier (44 paliers pour passer de 0.3 (m/s) à 7.2 (m/s) donc avec des temps d'accélération plus courts. De plus, lorsque le patin passe d'une roue à l'autre il se produit un glissement, on évite l'augmentation « instantanée » de la vitesse. Au total la « consigne » d'accélération est complexe : elle est maxi durant le glissement (au moment où l'effort tangentiel est maxi) puis diminue sur chaque palier. On peut supposer quelque chose de voisin de la figure ci-contre.

On réduit ainsi les oscillations en amplitude, en nombre, ainsi que la valeur de l'angle d'inclinaison de la cabine.



Q-11 Rapport de réduction – inertie rapportée à l'arbre moteur

On a déjà calculé $\omega_p = \frac{2V}{D_p} = 3.6 \text{ (rd/s)}$ en Q-8.

Sachant que le moteur tourne à $N = 1700 \text{ (trs/mn)}$ ce qui donne $\omega_m = \frac{2\pi N}{60} = 178 \text{ (rd/s)}$, on obtient :

$$k = \frac{\omega_p}{\omega_m} = \frac{60V}{\pi N D_p} = 0.02$$

$$Ec_T = \frac{1}{2} \left(4\mu L + 16Mc + 8Mp + \frac{4I_M}{D_p^2} \right) V^2$$

On a déjà calculé en Q-1

Cette énergie cinétique peut aussi se mettre sous la forme :

$$Ec_T = \frac{1}{2} \left(4\mu L + 16Mc + 8Mp + \frac{4I_M}{D_p^2} \right) \left(\frac{\omega_p D_p}{2} \right)^2 = \frac{1}{2} \left(4\mu L + 16Mc + 8Mp + \frac{4I_M}{D_p^2} \right) \left(\frac{k\omega_m D_p}{2} \right)^2$$

$$Ec_T = \frac{1}{2} \left(k^2 D_p^2 \mu L + 4k^2 D_p^2 Mc + 2k^2 D_p^2 Mp + k^2 I_M \right) \omega_m^2$$

$$J_{eq} = k^2 D_p^2 \mu L + 4k^2 D_p^2 M_c + 2k^2 D_p^2 M_p + k^2 I_M$$

$$J_r = k^2 D_p^2 (\mu L + 4M_c + 2M_p)$$

$$J_m = k^2 I_M$$

Avec les valeurs numériques :

$$J_{eq} = 411 \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

On adopte $J_{eq} = 420 \text{ (kg.m}^2\text{)}$

Dans la suite, On se place autour du point de fonctionnement, les variables temporelles sont donc du type : $X(t) = x(t) - x_0$ ou x_0 correspond à la valeur au point de fonctionnement, ainsi, $X(0) = 0$.

Le bloc B2 traduit l'équation de moment : $C_m(t) = J_{eq} \ddot{\Omega}_m(t) \rightarrow C_m(p) = J_{eq} p \Omega_m(p) \rightarrow B2(p) = \frac{1}{J_{eq} p}$

Q-12 Expressions des différents blocs du schéma

Les équations électriques du moteur étant données on trouve immédiatement

$$B'1 = \frac{1}{R + Lp} \quad B'1 = kc \quad B3 = kv \quad \text{Avec} \quad V = \frac{D_p \omega_p}{2} = \frac{D_p k \omega_m}{2} \rightarrow B4 = \frac{k D_p}{2}$$

$$\text{Avec} \quad V = \frac{D_p \omega_p}{2} = \frac{D_p \omega_{45}}{2K} \rightarrow B5 = \frac{2K}{D_p} \quad B6 = GT \quad B5 = \frac{1}{B5} = \frac{D_p}{2K} \quad A = B5.B6.B7 = GT$$

Q-13 Expression de la perturbation

D'après les résultats de la question Q-3 : $P_v = -16\rho S_f V_e V^2 \cos \alpha$ rapportée au moteur : $P_v = -C_{rv}(t) \omega_m$.

Avec $V = \frac{D_p k \omega_m}{2}$ on obtient : $P_v = -16\rho S_f V_e V \frac{D_p k \omega_m}{2} \cos \alpha$ donc $C_{rv} = 8\rho S_f D_p k \cos \alpha V V_e$

Cette fonction n'est pas linéaire puisqu'elle dépend de $V_e(t)$ et $V(t)$ qui ne sont pas linéaires.

Compte tenu du schéma fourni, ce qui est demandé est une expression linéaire du couple en fonction de la vitesse du vent sachant que l'on admet que la vitesse $V(t)$ varie peu :

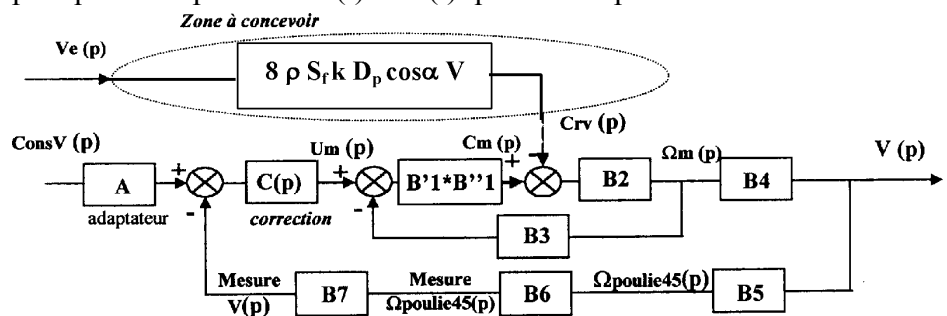
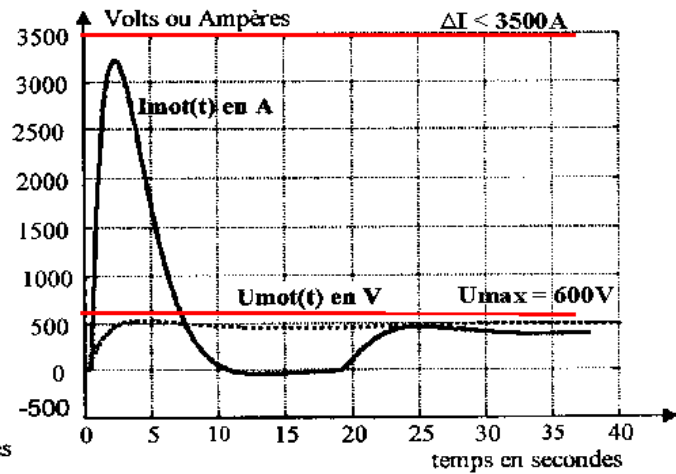
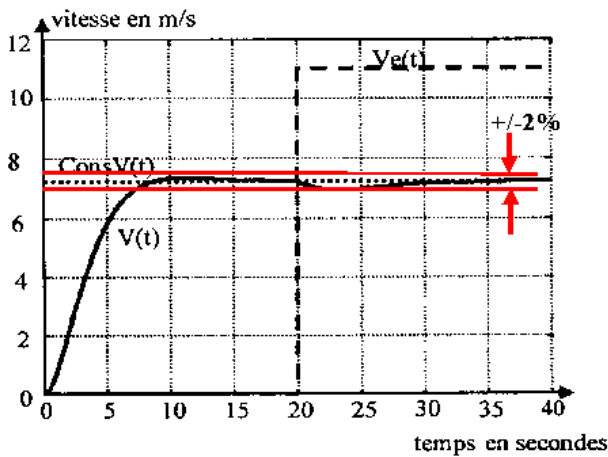


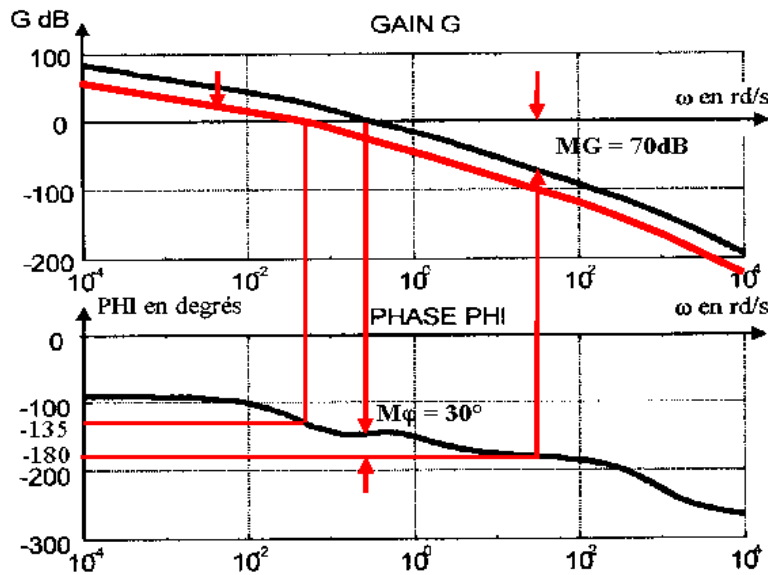
Figure Q-13

$$C_{rv}(p) = [8 \rho S_f D_p k \cos \alpha V] V_e(p)$$

Q-14 Analyse des performances avec C1(p)



$\Delta I < 2.5 I_{nom} \rightarrow \Delta I < 3500$ (A)
 $U_{max} < 2 U_{nom} \rightarrow U_{max} < 600$ (V)
 $\pm 2\%$ d'erreur statique : $7.056 < V < 7.344$



KP	100	>100	< 100
Précision	$\varepsilon = 0$ $< 2\%$	$\varepsilon = 0$	$\varepsilon = 0$
Marges de stab.	70 dB 30°	↘	↗
I_{max}	3250 A	↗	↘
U_{max}	520 V	↗	↘
Conclusions par rapport au cahier des charges			

Pour respecter totalement le cahier des charges, il est nécessaire de diminuer KP. Graphiquement il faut descendre la courbe de gain de 30 dB, c'est-à-dire KP = 3. La M_ϕ est alors de 45° , la MG de 100 dB, l'erreur statique est toujours nulle, le ΔI diminue ainsi que U_{max} . Le cahier des charges est respecté.

C1(p) Figures à compléter

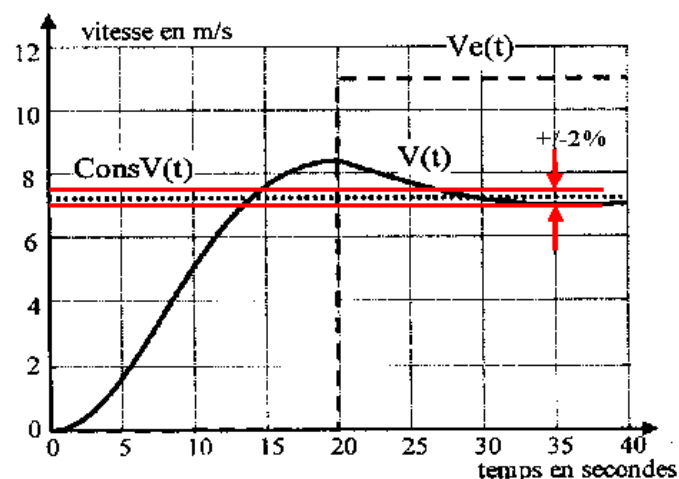
Remarque :

La courbe de courant qui est représentée correspond à celle de $i(t) = i(t) - i_0$, i_0 étant le courant dans le moteur en régime permanent. Pour avoir la courbe de courant réelle, il serait nécessaire de translater cette courbe de i_0 (la présence d'un courant non nul au démarrage peut s'expliquer si le système est en charge).

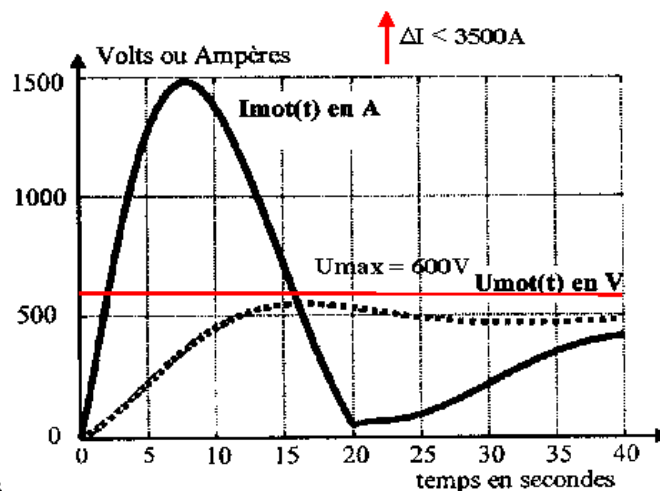
Dans mesure où c'est i_0 qui doit rester inférieur à 3500 A, le cahier des charges est respecté. Toutefois, la valeur du courant donnée dans le tableau n'est pas I_{max} .

Il est possible d'estimer i_0 en considérant qu'en régime permanent, la puissance fournie par le moteur est $P_{frot} + P_g$ c'est-à-dire $7.6 \cdot 10^5$ (W). Avec une vitesse de rotation du moteur de 178 rd/s, cela donne un couple $C_m = 4270$ (N.m). Compte tenu de la constante de couple du moteur ($C_m = k_c i_0$) on obtient alors $i_0 \approx 1710$ A. I_{max} est donc plutôt de l'ordre de 5000 A (assez violent pour justifier une saturation !)

Q-15 Analyse des performances avec C2(p)



Compte tenu de l'intégrateur dans le correcteur, on peut supposer que l'erreur statique sera nulle même si ce n'est pas flagrant sur la courbe.



KP	50	>50	< 50
Précision	< 2% $\varepsilon = 0$	$\varepsilon = 0$	$\varepsilon = 0$
Marges de stab.	≈ 0 dB $\approx 0^\circ$	instable	↗
Imax	1500 A	↗	↘
Umax	550 V	↗	↘
Conclusions par rapport au cahier des charges			

Le système est pratiquement instable, pour respecter le cahier des charges, il est nécessaire de diminuer KP. Graphiquement il faut descendre la courbe de gain d'un peu moins de 30 dB, ce qui correspond à $KP \approx 1.6$. La $M\phi$ est alors de 45° , la MG de 30 dB, l'erreur statique est toujours nulle, le ΔI diminue ainsi que U_{max} . Le cahier des charges est respecté.

C2(p) Figures à compléter

Q-16 Choix du correcteur

Avant réglage, le premier correcteur offre le meilleur compromis sur les performances et la réponse temporelle semble être plus rapide (avec $\tau_{2\%}$ par exemple). Après réglage, dans la mesure où KP est diminué dans les mêmes proportions pour obtenir la marge de phase, on peut supposer que le premier système restera le plus rapide. Le fait que la seconde réponse présente un dépassement n'est pas un critère puisque après réglage, il n'est pas évident que ce soit encore le cas. Sur la question du courant, le second système semble plus performant, mais on choisira sans doute le premier correcteur pour la rapidité puisqu'il respecte lui aussi la contrainte de courant.

L'asservissement de vitesse permet de garantir un meilleur confort aux passagers en évitant les à-coups. Du point de vue des contraintes mécaniques, il est possible qu'un fonctionnement régulier augmente la durée de vie.

Q-17 Numérotation des solides

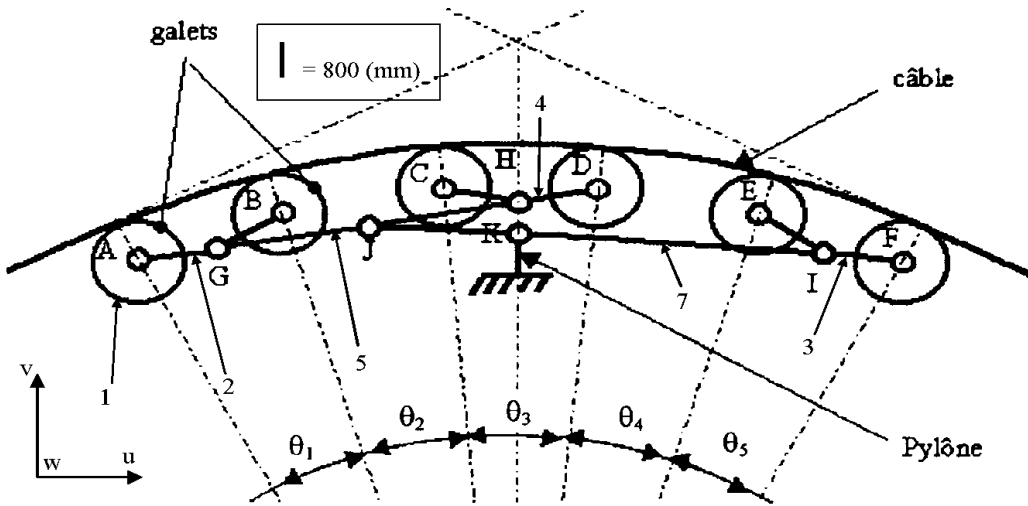


Figure à compléter

Q-18 Isolements

Un tel système est réalisé afin d'obtenir un équilibrage des charges : le système se met seul dans la position qui répartit équitablement la charge sur chaque galet.

On néglige les poids des différents solides isolés devant les actions de contact.

- a) Pour montrer que les efforts sur les galets de centre A et B sont égaux :
On isole le système (2 + galet centrés en A + galet centré en B)
On suppose que le pivot en G est parfait
On utilise l'équation de moment en G projetée sur l'axe w (dans le repère (u,v,w))

- b) Pour montrer que les efforts sur les galets de centre C et D sont égaux :
On isole le système (4 + galet centrés en C + galet centré en D)
On suppose que le pivot en H est parfait
On utilise l'équation de moment en H projetée sur l'axe w

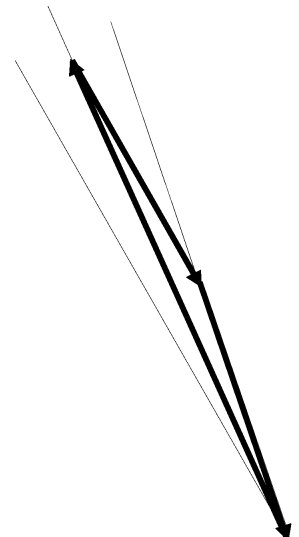
- c) Pour montrer que les efforts sur les galets de centre E et F sont égaux :
On isole le système (3 + galet centrés en E + galet centré en F)
On suppose que le pivot en I est parfait
On utilise l'équation de moment en I projetée sur l'axe w

Remarque :

En reprenant l'isolement a) on est devant un système soumis à trois forces dont deux supports sont connus : les actions du câble sur les galets sont dirigées radialement et il coïncident en Ω . L'ensemble étant soumis à trois forces, d'après le théorème des moments en Ω , l'action de 5 sur 2 en G a un support passant par Ω : ce support est donc (G, Ω) bissectrice de l'angle (θ_1). Cette action est par ailleurs opposée à la somme vectorielle des actions du câble sur les galets. Il suffit de tracer cette somme démontrant que les deux actions du câble sur les galets ont la même norme.

Il en va de même pour l'action de 5 sur 4 en H qui a pour support la droite (Ω ,H). De fait, ce support passe par K.

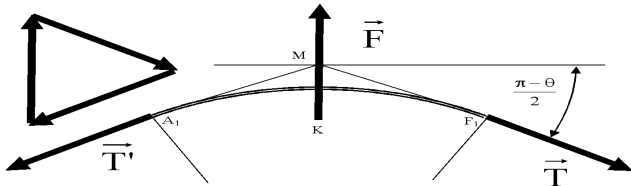
Enfin, l'action de 7 sur 3 en I a pour support la droite (Ω ,I).



- d) Pour montrer que les efforts sur les galets de centre A et C sont égaux :
Sachant que l'action en B égale celle en A et que l'action en C égale celle en D.
 On isole le système (5 + 2 + 4 + galets centrés en A, B, C et D)
On suppose que le pivot en J est parfait
 On utilise l'équation de moment en J projetée sur l'axe w

- e) Pour montrer que les efforts sur les galets de centre A et E sont égaux :
Sachant que l'action en B égale celle en A, que l'action en E égale celle en F.
 On isole le système (5 + 2 + 4 + 7 + 3 + galets centrés en A, B, C, D, E et F)
On suppose que le pivot en K est parfait
 On utilise l'équation de moment en K projetée sur l'axe w

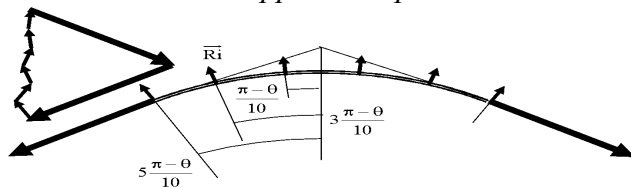
Q-19 Action des galets en fonction de θ et T



On isole le câble, les galets et les supports :
 Bilan : tensions et action pylône sur 7
On suppose la tension du câble constante.
 Le système est en équilibre. Les supports coïncident en M (somme de moment nulle). La somme vectorielle nulle des résultantes et les symétries permettent d'obtenir directement (sur v) :

$$\vec{F}_{\text{pylone} \rightarrow 7} = 2T \sin\left(\frac{\pi - \theta}{2}\right) \vec{v} = 2T \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \vec{v}$$

On notera que pour une valeur de θ égale à 180° la valeur de F est nulle. Ce qui est logique d'après le dessin mais laisse supposer un problème d'énoncé.



$$2R \left(\cos\left(5 \frac{\pi - \theta}{10}\right) + \cos\left(3 \frac{\pi - \theta}{10}\right) + \cos\left(\frac{\pi - \theta}{10}\right) \right) \vec{v} = 2T \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \vec{v} = \vec{F}_{\text{pylone} \rightarrow 7}$$

On isole le câble :

Bilan : tensions et actions galets

La somme vectorielle nulle des résultantes (sur v) et les symétries permettent d'obtenir directement :

$$R = \frac{T \cos\left(\frac{\theta}{2}\right)}{\cos\left(\frac{\pi - \theta}{2}\right) + \cos\left(3 \frac{\pi - \theta}{10}\right) + \cos\left(\frac{\pi - \theta}{10}\right)}$$

On a évalué la puissance motrice en fin de phase d'accélération : $P_m = 1.26 \cdot 10^6$ (W)

En supposant un rendement voisin de 1, cette puissance passe intégralement dans la traction. On a alors

$P_m = T V$, avec $V = 7.2$ m/s. Ce qui donne $T = 175000$ (N). On adopte pour θ une valeur correspondant à celle du dessin : 120° . Et on obtient : $F_{\text{pylone} \rightarrow 7} = 175000$ N $R_i = 31120$ N

Il y a apparemment une erreur de puissance (10^4) pour la valeur numérique fournie dans l'énoncé.

Q-20 Analyse des Entrées Sorties

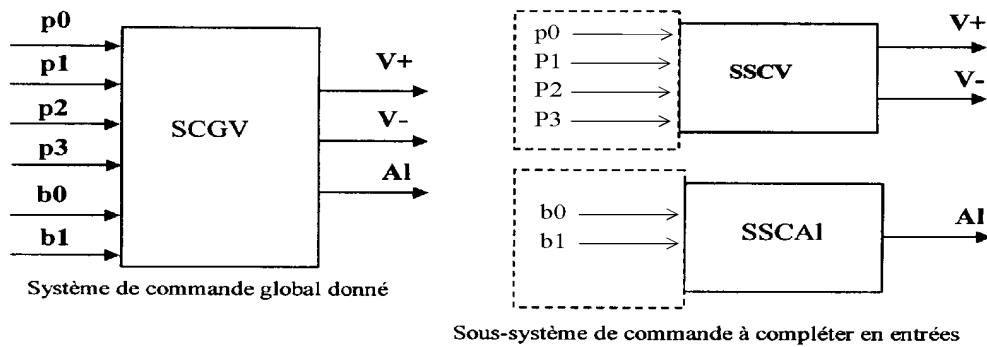


Figure à compléter

Q-21 SSCAl combinatoire, SSCV séquentiel & Q-22 Expression logique de Al

P_h	$< 0.97 P_i$	$< 0.98 P_i$	$< 1.02 P_i$	$< 1.03 P_i$	$\geq 1.03 P_i$	$SCCV$	0	1	1	0	$p0$
$p0$	1	0	0	0	0		0	0	1	1	$p1$
$p1$	1	1	0	0	0	0	0	1			
$p2$	1	1	1	0	0	1	1				
$p3$	1	1	1	1	0	1	0				
						$p3$	$p2$				

Etat des entrées en fonction de la pression

Combinaison $p3p2p1p0 = 0000$: le vérin sort car la pression dépasse $1.03 P_i$

Combinaison $p3p2p1p0 = 1111$: le vérin rentre car la pression est au dessous de $0.97 P_i$

Les cases grisées correspondent à des configurations impossibles.

Les points d'interrogation traduisent un comportement du vérin dépendant à la fois des entrées et de l'état du système : SSCV est donc séquentiel. Un seul des exemples suivant suffit pour répondre à la question

La combinaison 1000 qui correspond à une pression $P_h \in [1.02 P_i ; 1.03 P_i[$:

- 1) Le vérin est à l'arrêt ($V_+ = V_- = 0$), la pression évolue du fait des conditions extérieures et reste dans l'intervalle considéré : le vérin reste à l'arrêt : $V_+ = V_- = 0$
- 2) Le vérin est en cours de sortie ($V_- = 0$ et $V_+ = 1$), la pression passe dans l'intervalle considéré : le mouvement continue jusqu'à $P_h < 0.98 P_i$: $V_- = 0$ et $V_+ = 1$

La combinaison 1110 qui correspond à une pression $P_h \in [0.97 P_i ; 0.98 P_i[$:

- 3) Le vérin est à l'arrêt ($V_+ = V_- = 0$), la pression évolue du fait des conditions extérieures et reste dans l'intervalle considéré : le vérin reste à l'arrêt : $V_+ = V_- = 0$
- 4) Le vérin est en cours de rentrée ($V_- = 1$ et $V_+ = 0$), la pression passe dans l'intervalle considéré : le mouvement continue jusqu'à $P_h > 1.02 P_i$: $V_- = 1$ et $V_+ = 0$

La combinaison 1100 qui correspond à une pression $P_h \in [0.98 P_i ; 1.02 P_i[$:

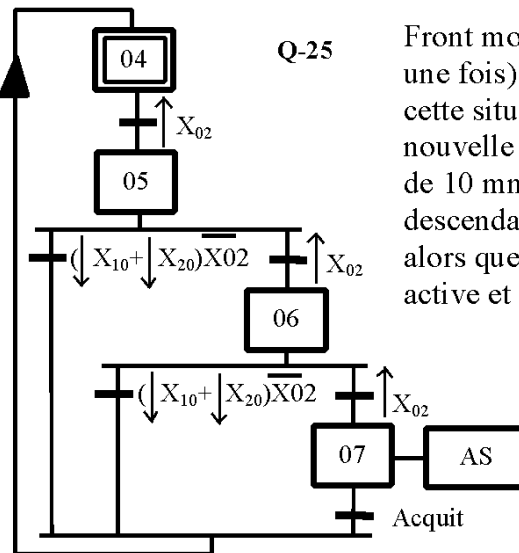
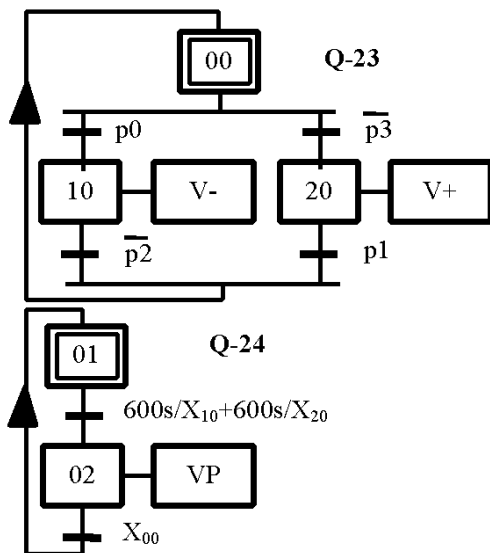
- 5) Le vérin est à l'arrêt ($V_+ = V_- = 0$), la pression évolue du fait des conditions extérieures dans l'intervalle considéré : le vérin reste à l'arrêt : $V_+ = V_- = 0$
- 6) Le vérin est en cours de sortie ($V_- = 0$ et $V_+ = 1$), la pression passe dans l'intervalle considéré : le mouvement continue jusqu'à $P_h > 1.02 P_i$: $V_- = 0$ et $V_+ = 1$
- 7) Le vérin est en cours de rentrée ($V_- = 1$ et $V_+ = 0$), la pression passe dans l'intervalle considéré : le mouvement continue jusqu'à $P_h < 0.98 P_i$: $V_- = 1$ et $V_+ = 0$

$b0$	$b1$	Al
0	0	0
0	1	1
1	1	
1	0	1

L'état de la variable Al ne dépend que de la valeur de $b0$ et $b1$: le système est donc purement combinatoire. D'après le tableau de Karnaugh de la question précédente :

$Al = \overline{b0}.b1 + b0.\overline{b1} = b0 \oplus b1$. Dans la mesure où il est théoriquement impossible que $b0$ et $b1$ soient à 1 en même temps, il n'est pas ridicule de considérer que l'alarme doit déclencher dans ce cas, on a alors : $Al = b0 + b1$

Q-23 Grafcet de fonctionnement du vérin / Q-24 Voyant d'alerte / Q-25 Alarme



Front montant X02 (VP active une fois) : activation 05. Dans cette situation, lors d'une nouvelle correction durant moins de 10 mn, on aura un front descendant de X10 ou de X20 alors que l'étape 02 n'est pas active et on revient en 04.

Si au contraire, nouveau dépassement de durée : alors 06 active. Etc ...

Q-26 Système à deux câbles / Q-27 Système à un câble / Q-28 Choix de solution

La solution à un seul câble présente deux avantages évidents :

- pas de problème de synchronisation de vitesse : si le câble est inextensible, il a partout la même vitesse. Dans la solution à deux câbles, l'un des deux peut glisser plus que l'autre, affectant ainsi la position relative des cabines (elles ne seront plus orthogonales au câble).
- le système de tension du câble agit sur l'ensemble du dispositif, alors que dans la solution à deux câbles, il faudrait prévoir un système supplémentaire pour tendre le câble extérieur.

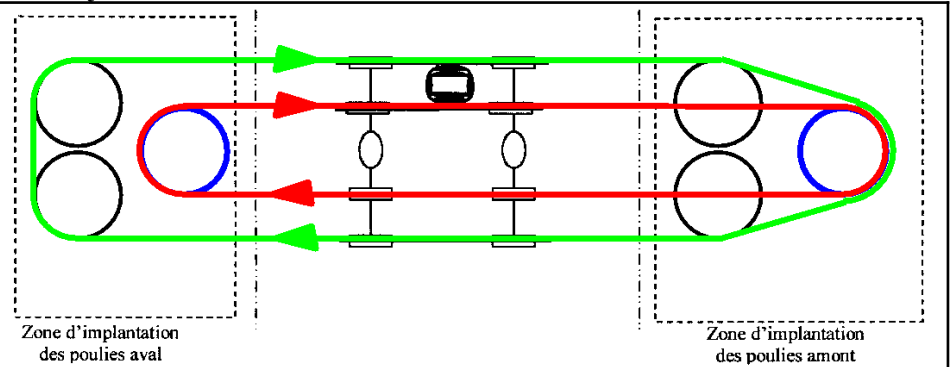


Figure à compléter : Schéma à deux câbles

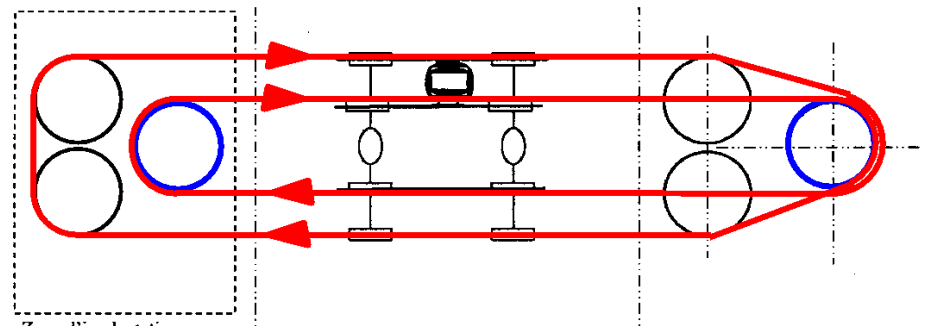


Figure à compléter : Schéma à un seul câble

On suppose que le diamètre des poulies de renvoi est plus ou moins imposé par le rayon de courbure du câble : on a donc intérêt à avoir un même diamètre pour ces poulies.

Dans les deux cas, la poulie d'enroulement et la poulie de tension doivent avoir le même diamètre.

La longueur de câble semble à peu près identique dans les deux cas.