Concours d'admission de l'École polytechnique et des ENS (X-ENS), France

# Session 2012, filière PSI

## Sciences de l'ingénieur

Durée : 5 heures

### Ce que traite le sujet

- Partie 1 : Validation des critères de la fonction FS1 (ouverture, fermeture des fourches et levage)
- Partie 1 : Phase de déplacement, asservissement de l'inclinaison des fourches
- Partie 2 : Etude de la transmission Powershift
- Partie 3 : Etude de la stabilité du chariot élévateur

**Sujet reproduit sans retouche à partir de la page suivante.**

Résumé des parties, chapitres de cours liés et autres années :
prepahelp.com/annales/x-ens/psi/2012/si

Prepa Help ne revendique aucun droit sur le sujet, propriété de l'organisateur du concours.

**CX2614** **Banque commune Ecole Polytechnique – ENS de Cachan**
**PSI**

**Session 2012**

---

# Épreuve de Sciences Industrielles pour l'Ingénieur

---

Durée : **5 heures**

---

*Aucun document n'est autorisé ; l'usage de la calculatrice est interdit.*

*Si, au cours de l'épreuve, un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, il le signale sur sa copie et poursuit sa composition en expliquant les raisons des initiatives qu'il est amené à prendre.*



# Chariot élévateur à bateaux

**Le sujet est composé :**
- de ce livret décrivant le système étudié ainsi que le travail demandé ;
- d'un document réponse à joindre à la copie.

**Il est recommandé au candidat :**
- de lire l'intégralité du sujet avant de commencer à composer ;
- de rappeler, sur sa copie, le numéro de la question avant d'en développer la réponse ;
- de respecter l'ensemble des notations alphabétiques et numériques du sujet ;
- de préciser ses propres notations lorsque cela s'avère nécessaire ;
- de justifier ses hypothèses et de rédiger clairement ses réponses.

Les trois parties de ce sujet sont relativement indépendantes. Néanmoins il est recommandé de les traiter dans l'ordre du sujet pour tenir compte des différentes remarques et des notations.

Le stockage des bateaux dans des « ports à sec » offre une solution alternative à la saturation des ports de plaisance tout en limitant fortement les contraintes d'entretien et de maintenance. Les bateaux sont stockés dans des casiers et sont mis à l'eau et rangés grâce à des chariots élévateurs à bateaux. L'objet de cette étude, représenté sur la Figure 1, est l'un de ces chariots élévateurs qui assurent les opérations de « sortie de l'eau – dépose dans le casier » ou « sortie du casier – mise à l'eau ». Compte tenu du nombre important de bateaux stockés, la prestation principale doit satisfaire l'impatience des plaisanciers. Le schéma de la Figure 2 décrit cette prestation.

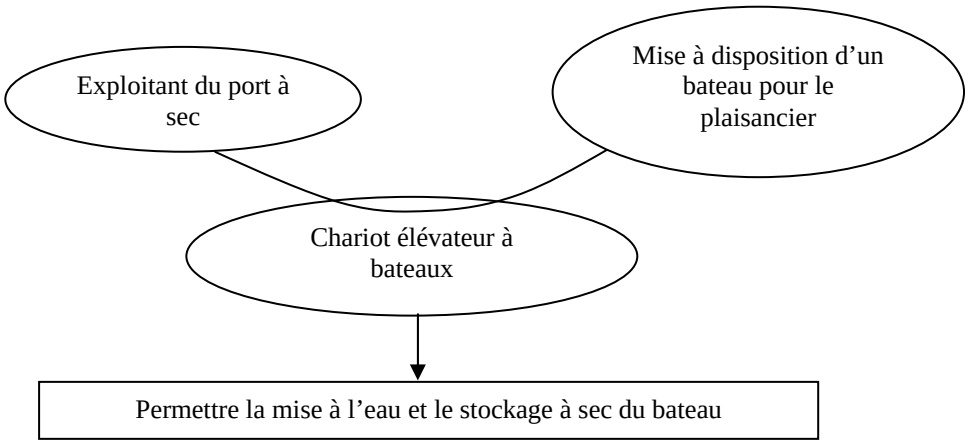


*Chargement du bateau*



*Mise à l'eau du bateau*

*Figure 1*




| *Critère* | *Valeur* |
|---|---|
| Cadence de mise à l'eau des bateaux | 16 bateaux/heure |

*Figure 2*

Ce type de chariot élévateur, représenté sur la Figure 3, permet la manutention de bateaux de 3000 kg à une hauteur de 8 m. Il est principalement constitué :

- du chariot qui assure le déplacement de l'ensemble et apporte la puissance pour la préhension et le levage ;
- du tablier, constitué du mât et des fourches, qui permet la préhension et la dépose du bateau.




*Figure 3*

Le trajet du chariot, représenté sur la Figure 4, est imposé par la disposition des casiers par rapport au quai de mise à l'eau. Afin d'optimiser la fréquence de mise à l'eau des bateaux, tout en garantissant les conditions de sécurité, il est nécessaire d'optimiser le temps de déplacement du chariot en ligne droite, en virage ou en freinage. Le principal danger auquel est confronté le conducteur est le basculement du chariot.

L'objectif de l'étude est de valider les fonctions techniques caractérisant la spécificité du tablier et de mettre en évidence la nécessité des dispositifs de sécurité qui permettent au chariot d'assurer une cadence optimale dans les phases de vie considérées, en lui permettant de se déplacer à des vitesses élevées.

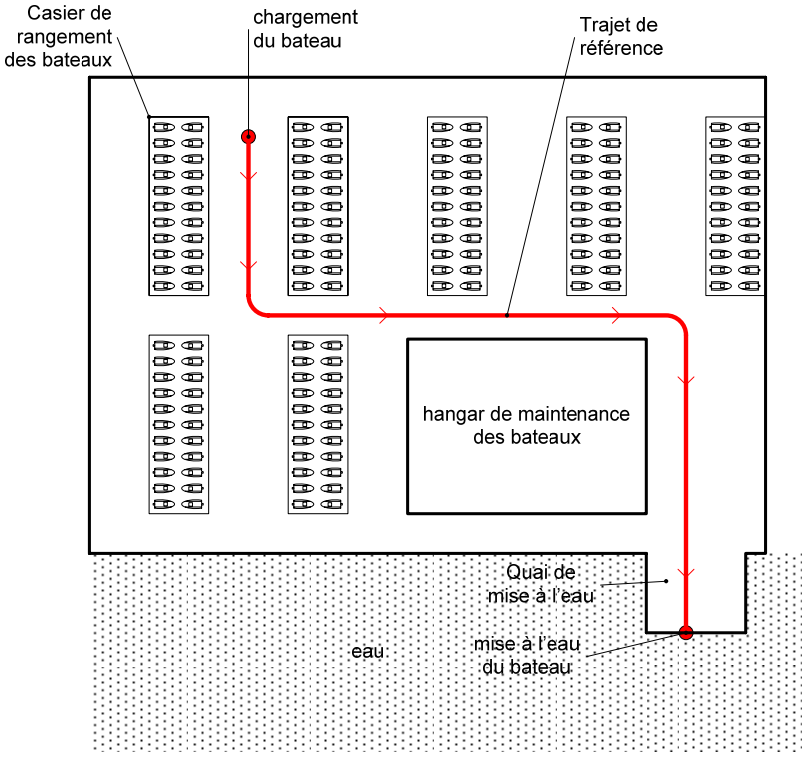



*Figure 4*

L'étude comprend trois parties :

- la partie I a pour objet l'analyse de la préhension et de la dépose du bateau ;
- la partie II a pour objet l'analyse de la transmission du chariot et la validation de ses performances en déplacement ;
- la partie III a pour objet l'analyse de la stabilité du chariot élévateur lors de la phase de déplacement et la validation de la cadence de mise à l'eau des bateaux.

Une partie du cahier des charges, pour un regroupement des phases de vie « chargement – déplacement-mise à l'eau du bateau » est donnée par la Figure 5.

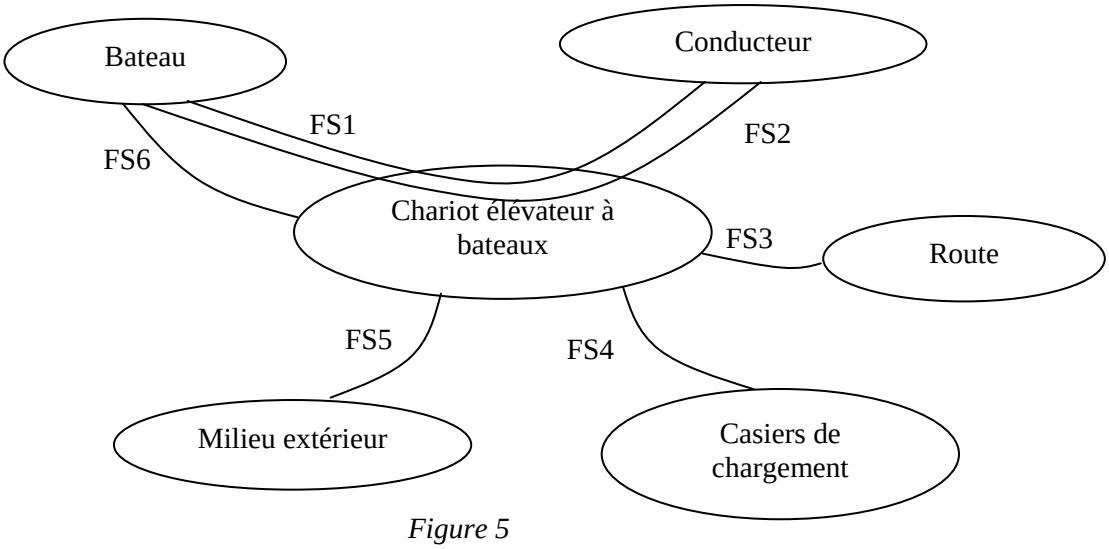



*Figure 5*

FS1 : Permettre au conducteur de charger et décharger le bateau en toute sécurité
FS2 : Permettre au conducteur de déplacer le bateau en toute sécurité
FS3 : S'adapter à la route
FS4 : Atteindre tous les casiers de chargement
FS5 : S'adapter au milieu marin
FS6 : S'adapter au bateau

| *Caractérisation partielle du système étudié* | | |
|---|---|---|
| *Nom* | *Critère* | *Valeur* |
| Chariot élévateur à bateaux | Masse | 10000 kg |
| | Puissance du moteur | 220 kW |

La caractérisation des fonctions de service est détaillée dans la suite du sujet.

# I Partie 1 : Validation des critères de la fonction FS1

L'objet de cette partie est de valider les critères des fonctions FS1 et FS3 et l'aptitude du tablier à remplir toutes les fonctions techniques concernant la préhension et la dépose du bateau. L'ANNEXE 1 présente les mouvements possibles du tablier qui permettent d'assurer la préhension du bateau. Un FAST de la fonction de service FS1 est donné en ANNEXE 2. Un schéma cinématique du tablier est disponible en ANNEXE 3. La caractérisation partielle des fonctions FS1 et FS3 est donnée sur la Figure 6.

| ***Caractérisation partielle de la Fonction de Service FS1*** | | | |
|---|---|---|---|
| *Qualification* | *Critère* | | *Valeur* |
| Permettre au conducteur de charger et décharger le bateau en toute sécurité | C101 | Vitesse de levage à vide | 0,38 m/s |
| | C102 | Vitesse de levage en charge | 0,33 m/s |
| | C103 | Temps de mise en action[1] | 0,4 s |
| | C104 | Hauteur de levage | 8 m |
| | C105 | Charge maximale | 3000 kg |
| | C106 | Effort exercé par les fourches sur la coque du bateau | <15000 N |
| | C107 | Vitesse angulaire de la fourche T8 lors de la phase de fermeture | Norme de la vitesse : <0,2 rad/s |
| | C108 | Positions angulaires extrêmes de la fourche droite T8 | Valeur de $\theta_1$<br>Fermée : 0°<br>Ouverte : 30° |
| | C109 | Temps d'ouverture (fermeture) entre les deux positions extrêmes de la fourche droite | 5 s |
| | C110 | Ouverture angulaire identique pour les deux fourches | Flexibilité à définir |
| ***Caractérisation partielle de la Fonction de Service FS3*** | | | |
| *Qualification* | *Critère* | | *Valeur* |
| S'adapter à la route | C301 | Asservissement de l'inclinaison des fourches par rapport à l'horizontale à une valeur constante | Précisé dans la suite du sujet |
| | C302 | Amplitude de l'angle de basculement | ±10° |

*Figure 6*

**Phase d'ouverture des fourches**

Le modèle d'étude retenu pour cette partie est donné en ANNEXE 3.
L'analyse qui suit porte sur le mécanisme d'ouverture des fourches constitué des pièces T6,T7,T8,T9,T10 et T11. Le chariot est immobile, les mécanismes de basculement, de levage et de déplacement latéral du tablier sont inactifs.

La sortie de la tige du vérin T11 entraîne la rotation de la fourche droite T8 autour de l'axe $\left(C, \vec{x}_{T8}\right)$.
Le mouvement d'ouverture est transmis par l'intermédiaire de la barre de renvoi T9 à la fourche

[1] Temps nécessaire pour atteindre la vitesse nominale de levage

gauche T7 qui est entraînée en rotation autour de l'axe $\left(F,\vec{x}_{T6}\right)$. On obtient ainsi le mouvement d'ouverture des fourches.

Le repère $R_0=(O_0,\vec{x}_0,\vec{y}_0,\vec{z}_0)$ est un référentiel galiléen, lié à la route. $\overrightarrow{z_0}$ est vertical ascendant.
$R_{T6}=(F,\vec{x}_{T6},\vec{y}_{T6},\vec{z}_{T6})$ est un repère, supposé galiléen dans les conditions de l'étude, lié à la pièce T6 de masse $m_{T6}$.
$R_{T7}=(G_{T7},\vec{x}_{T7},\vec{y}_{T7},\vec{z}_{T7})$ est un repère lié à la fourche gauche T7 de masse $m_{T7}$. $G_{T7}$ est le centre de gravité du solide T7, $\vec{x}_{T6}=\vec{x}_{T7}$ et $\left(\vec{y}_{T6,}\vec{y}_{T7}\right)=\left(\vec{z}_{T6,}\vec{z}_{T7}\right)=\theta_2$.
$R_{T8}=(G_{T8},\vec{x}_{T8},\vec{y}_{T8},\vec{z}_{T8})$ est un repère lié à la fourche droite T8 de masse $m_{T8}$. $G_{T8}$ est le centre de gravité du solide T8, $\vec{x}_{T6}=\vec{x}_{T8}$ et $\left(\vec{y}_{T6,}\vec{y}_{T8}\right)=\left(\vec{z}_{T6,}\vec{z}_{T8}\right)=\theta_1$.
$R_{T9}=(D,\vec{x}_{T9},\vec{y}_{T9},\vec{z}_{T9})$ est un repère lié à la barre de renvoi T9, $\vec{x}_{T6}=\vec{x}_{T9}$ et $\left(\vec{y}_{T6,}\vec{y}_{T9}\right)=\left(\vec{z}_{T6,}\vec{z}_{T9}\right)=\theta_4$. La masse du solide T9 sera négligée.
$R_{T10}=(A,\vec{x}_{T10},\vec{y}_{T10},\vec{z}_{T10})$ est un repère lié au corps du vérin T10, $\vec{x}_{T6}=\vec{x}_{T10}$ et $\left(\vec{y}_{T6,}\vec{y}_{T10}\right)=\left(\vec{z}_{T6,}\vec{z}_{T10}\right)=\theta_3$, la position relative des solides T10 et T11 est donnée par $\overrightarrow{BA}=\mu\,\vec{z}_{T10}$.
Les masses des solides T10 et T11 seront négligées.

Pour la suite de l'étude, le basculement est en position neutre, les mâts inférieur T3 et supérieur T4 ainsi que le vecteur $\vec{z}_{T6}$ sont donc verticaux.

*I.1 Ecrire, sans les projeter, les équations vectorielles qui établissent les relations entre $\theta_1,\theta_2,\theta_3,\theta_4$ et $\mu$, et justifier le choix d'un unique actionneur pour commander le mécanisme d'ouverture.*

La position de référence du mécanisme est définie telle que à $t=0\ s$ :
$\theta_1(0)=0^o,\theta_2(0)=0^o$ et $\mu(0)=777\ mm$.

*I.2 Dans ces conditions, donner l'expression de la longueur f de la barre de renvoi permettant de valider la position de référence en fonction de* $a,b,c,d$ et $e$.

Les courbes en ANNEXE 4 donnent l'évolution des différents paramètres en fonction du temps pour un cycle d'ouverture. L'instant initial de la simulation correspond à la position de référence.
On admet que la distance $c_{vérin}$ est la distance parcourue par la tige du vérin par rapport au corps du vérin. On considère que $c_{vérin}=0$ correspond à la position de référence du mécanisme.

*I.3 En analysant ces courbes, donner la valeur de la course $c_{vérin}$ du vérin permettant de valider le critère C108. Le critère C109 est-il validé ? Justifier.*

La barre de renvoi T9 transmet le mouvement de la fourche droite à la fourche gauche. Le fonctionnement idéal du mécanisme devrait permettre une ouverture rigoureusement identique des deux fourches durant le cycle d'ouverture.

*I.4 Ecrire la relation entre $\theta_1$ et $\theta_2$ qui assure une ouverture angulaire identique des deux fourches. Le critère C110 est-il validé ? Justifier. Quelle flexibilité en % faut-il négocier sur ce critère afin d'éviter toute modification sur le mécanisme ? Donner un argument permettant de négocier cette flexibilité.*

Le choix du vérin d'ouverture T10-T11 nécessite une étude préalable des efforts développés par l'actionneur durant la phase d'ouverture. Compte tenu des faibles accélérations des différents solides, les effets dynamiques seront négligés.
Le torseur modélisant l'action mécanique du solide $T_i$ sur le solide $T_j$ est noté :

$$\left\{T_{(T_i\to T_j)}\right\}=\left\{\begin{array}{c}\overrightarrow{R_{(T_i\to T_j)}}\\ \overrightarrow{M_{M\,(T_i\to T_j)}}\end{array}\right\}=\underset{M}{\left\{\begin{array}{cc}X_{T_i\to T_j} & L_{T_i\to T_j}\\ Y_{T_i\to T_j} & M_{T_i\to T_j}\\ Z_{T_i\to T_j} & N_{T_i\to T_j}\end{array}\right\}_{R_{Tk}}}$$ Point de réduction $M$ , repère de projection $R_{Tk}$

*I.5 En analysant la chaîne de solides $\{T_6,T_7,T_8,T_9,T_{10},T_{11}\}$, montrer qu'il est possible de déterminer le torseur $\left\{T_{(T11\to T8)}\right\}$ représentant l'action mécanique exercée par le vérin T11 sur la fourche T8. Les différentes étapes de l'analyse seront détaillées. Le calcul des éléments de réduction de $\left\{T_{(T11\to T8)}\right\}$ n'est pas demandé.*

La courbe Figure 7 donne l'évolution de la résultante $\overrightarrow{R_{(T11\to T8)}}$ en fonction de la course $c_{vérin}$ du vérin T10-T11.

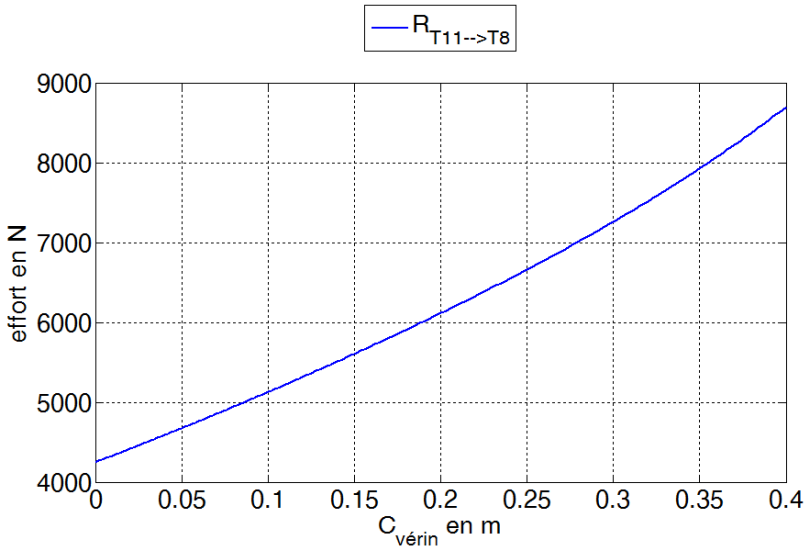



*Figure 7*

*I.6 Quelle est la valeur de $\left\|\vec{R}_{T11\to T8}\right\|$ à retenir pour le dimensionnement du vérin T10-T11 dans le cas d'une amplitude d'ouverture conforme à celle préconisée par le cahier des charges.*

**<u>Phase de fermeture des fourches</u>**

Lors de la phase de fermeture, il est nécessaire de limiter la vitesse des fourches afin de permettre au conducteur de contrôler leurs positions et de limiter la vitesse d'impact en cas de contact avec la coque du bateau. Il faut également limiter l'effort de serrage des fourches sur le bateau en cas de mauvaise manipulation du conducteur (les fourches doivent normalement passer sous la coque du bateau).

Un régulateur de débit proportionnel[2] et un limiteur de pression sont installés dans le circuit hydraulique d'alimentation du vérin afin de garantir ces conditions de fonctionnement.

*I.7* *Exprimer* $\dot{\theta}_1(t) = \dfrac{d\theta_1(t)}{dt}$ *en fonction de* $\mu, \dot{\mu}, \theta_1$ *et des paramètres géométriques.*

L'exploitation de la relation établie nous permet de tracer le réseau de courbes de la Figure 8 qui donne la variation de $\dfrac{d\theta_1(t)}{dt}$ pour différentes valeurs de $\dot{\mu}$ (vitesse de rentrée de la tige du vérin T10-T11). Les valeurs de $\dot{\mu}$ considérées sont : 0,05 m/s, 0,1 m/s, 0,15 m/s et 0,2 m/s.
Pour chaque courbe, la position de départ correspond aux fourches complètement ouvertes et la position de fin correspond à la position de référence.

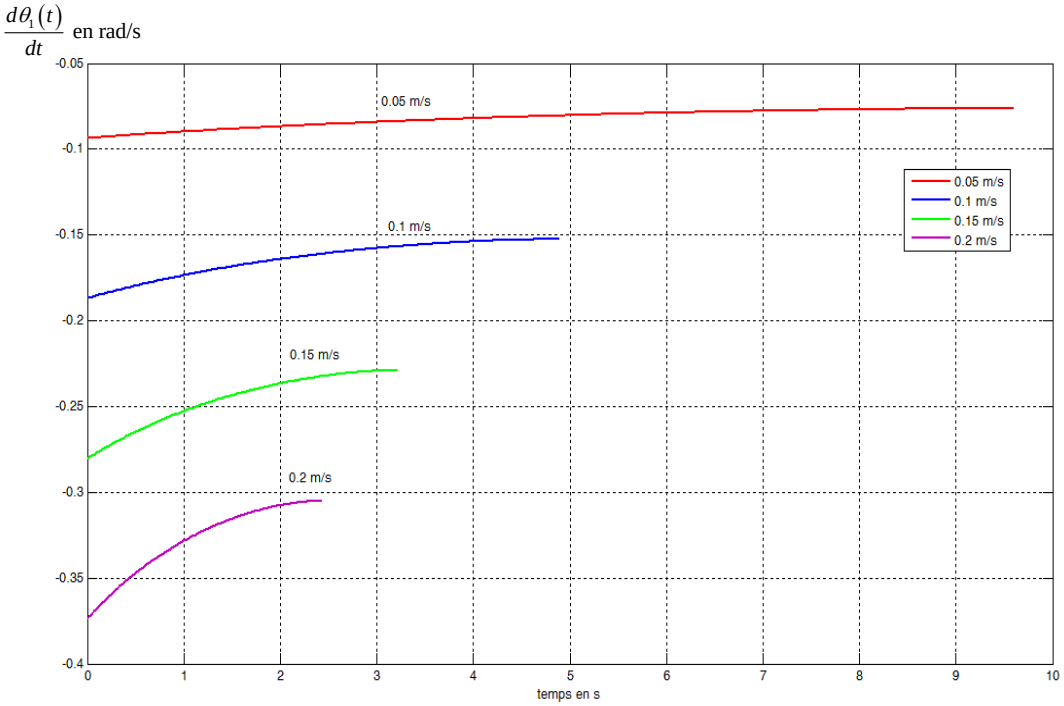



*Figure 8*

Le circuit hydraulique d'alimentation du vérin est donné sur le document réponse DR 1.
La section de la chambre du vérin T10-T11 est $S_{vérin} = 1,3 \times 10^{-3}\ m^2$.

*I.8* *Sur le document réponse DR 1, pour le mouvement de fermeture, indiquer par des flèches le sens de circulation de l'huile dans les canalisations, le sens du déplacement de la tige du vérin et mettre en place le limiteur de pression et le régulateur de débit dans le circuit hydraulique.*

*I.9* *Quelle doit être la valeur de réglage de la consigne du régulateur de débit proportionnel permettant d'assurer la validation simultanée des critères C107 et C109 ? Le raisonnement ne prendra en compte que les 4 valeurs de* $\dot{\mu}$ *proposées Figure 8.*

**Phase de levage**

Dans cette partie, on considère que le chariot est à l'arrêt et que le levage est le seul mouvement actif. Le modèle retenu pour cette étude est le schéma de principe de la Figure 9. En raison de la symétrie du tablier par rapport à son plan médian vertical, le modèle d'étude peut se ramener à un système comprenant un seul vérin, une seule chaîne et une seule poulie. L'adaptation des caractéristiques

[2] Un régulateur de débit proportionnel permet de réguler un débit de consigne indépendamment de la charge et de la pression d'utilisation.

cinétiques des différents solides est déjà prise en compte dans les données fournies dans le sujet afin d'assurer la cohérence entre le système réel et la modélisation choisie.
L'actionneur est un vérin hydraulique dont le corps est en liaison encastrement avec le mât inférieur. La tige est solidaire du mât supérieur. Le levage de l'ensemble $S = \{T5, T6, T7, T8, T9, T10, T11\}$ est obtenu à l'aide d'une chaîne présentant un point d'ancrage sur le mât inférieur et un point d'ancrage sur l'ensemble S. Cette chaîne roule sans glisser sur le pignon T12 qui est en liaison pivot par rapport au mât supérieur.
Le bateau étant à l'arrêt en position basse, le conducteur actionne le levage du bateau.
L'effort de poussée fourni par le vérin est $F_V$ (considéré comme constant).
On note $I_{T12}$ le moment d'inertie de la poulie T12 par rapport à son axe de rotation, $R_{T12}$ son rayon. Sa masse est négligée.
Les masses des différents solides sont rappelées dans le tableau ci-dessous :

| solide | masse |
|---|---|
| ensemble (S) | $m_S$ |
| bateau (B) | $m_B$ |
| mât inférieur (T3) | $m_{T3}$ |
| mât supérieur (T4) | $m_{T4}$ |
| chaîne (C) | masse négligée |

Les liaisons sont parfaites. La chaîne est non dissipative.
Le repère $R_{T3}$ peut être considéré comme un référentiel galiléen pour les conditions de l'étude. Les axes $\vec{z}_{T3}$ et $\vec{z}_0$ sont confondus pour les conditions de l'étude.

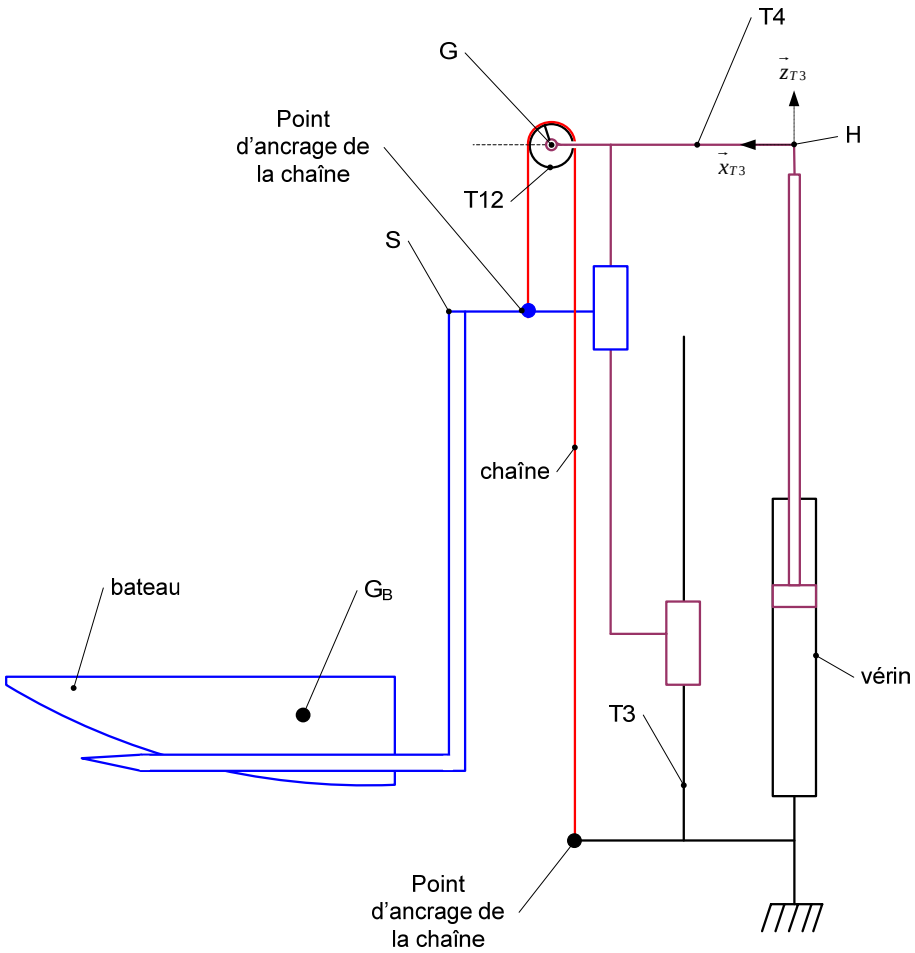



*Figure 9*

*I.10 Déterminer l'accélération galiléenne du bateau en fonction de l'effort fourni par le vérin et des caractéristiques du système. Expliquer qualitativement comment cette valeur peut permettre de valider le critère C103.*

**Phase de déplacement**

La zone de stockage des bateaux se situe nécessairement à une altitude supérieure à celle du quai de déchargement. Afin d'éviter le glissement du bateau lorsque le chariot descend une pente, un dispositif permet de maintenir les fourches horizontales durant le déplacement. Lors d'une phase de décélération, les fourches sont automatiquement inclinées vers l'arrière pour éviter le glissement du bateau. Ce mouvement, de faible amplitude, est assuré par l'asservissement des vérins d'inclinaison du tablier T1,T2 et T1',T2'. Ce dispositif présente l'avantage de prendre en charge de manière entièrement automatisée l'un des mouvements du tablier. Le conducteur peut alors charger et mettre à l'eau le bateau sans avoir à gérer manuellement le mouvement d'inclinaison.
La Figure 10 permet de définir :

- l'angle de basculement $\alpha = \left(\vec{z}_1, \vec{z}_{T3}\right)$ ;
- l'inclinaison de la pente $\delta = \left(\vec{z}_0, \vec{z}_1\right)$ ;
- l'angle à asservir $\varphi = \left(\vec{z}_0, \vec{z}_{T3}\right) = \alpha + \delta$ .

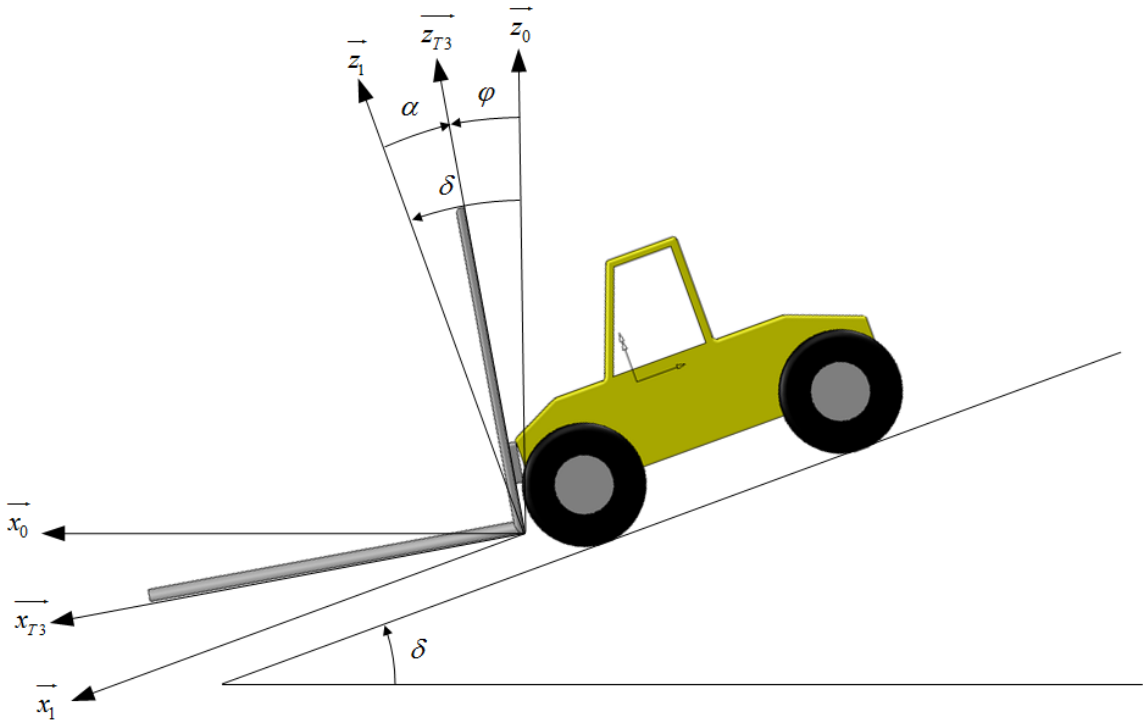



Figure 10

Les performances attendues de l'asservissement sont données sur la Figure 11.

| ***Performances attendues de l'asservissement*** | ***Valeurs*** |
|---|---|
| Précision | Ecart statique nul |
| Rapidité | $T_{r5\%}$ <0,9 s |
| Amortissement | Pas de dépassement |
| Stabilité | Marge de phase : 35°<br>Marge de gain : 10 dB |

*Figure 11*

Le mouvement de basculement est obtenu à l'aide de deux vérins. Compte tenu des considérations de symétrie, l'étude de l'asservissement sera ramenée à l'étude d'un seul vérin et d'une seule servovalve. Le schéma bloc du modèle retenu est représenté sur la Figure 12, il est constitué de :

- un correcteur dont les caractéristiques seront définies dans la suite du sujet ;
- un convertisseur qui génère le courant $i(t)$ à partir de la tension de commande $u_c(t)$ obtenue en sortie ;
- une servovalve qui délivre un débit volumique d'huile $q_v(t)$ que l'on souhaite proportionnel au courant d'entrée $i(t)$ ;
- un vérin hydraulique ;
- un inclinomètre monté sur le chariot qui indique l'inclinaison du chariot par rapport à l'horizontale $\delta(t) = \left(\vec{z}_0, \vec{z}_1\right)$ (inclinaison de la pente sur laquelle circule le chariot) ;
- un capteur angulaire qui indique l'angle de rotation entre les fourches et le chariot $\alpha(t) = \left(\vec{z}_1, \vec{z}_{T3}\right)$ ;
- un accéléromètre monté sur le chariot qui indique la décélération $\Gamma_{dec}(t)$ du chariot lors des phases de freinage. Cette information permet, à partir d'un générateur de consigne, d'élaborer la consigne $\varphi_{dec}$ qui représente l'angle de basculement arrière à imposer aux fourches afin de limiter les risques de glissement du bateau lors de la décélération ;
- $\varphi(t) = \left(\vec{z}_0, \vec{z}_{T3}\right) = \alpha(t) + \delta(t)$ est la grandeur qui sera asservie selon le schéma bloc de la Figure 12.

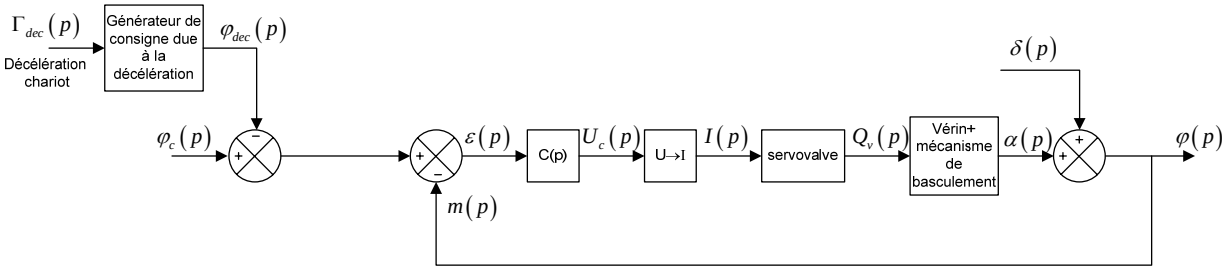
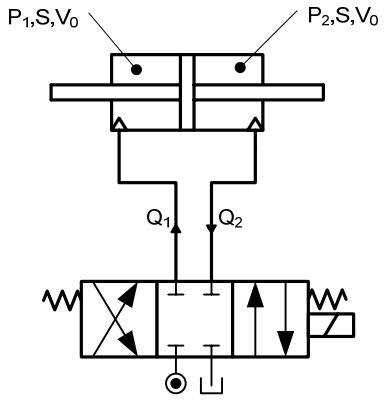



*Figure 12*

*I.11 Quand le chariot circule à vitesse constante, quelle est la valeur de l'angle $\varphi(t)$ qui permet d'assurer le maintien de l'horizontalité des fourches ? Justifier.*

**Modèle de connaissance du comportement dynamique du vérin**




$\lambda(t)$ : déplacement de la tige du vérin par rapport à la position neutre (mât du tablier vertical)

$p(t)$ : différence de pression entre la chambre 1 et la chambre 2

$Q(t)$ : débit entraînant le déplacement de la tige du vérin

$S$ : section utile du vérin

$V_0$ : volume des chambres 1 et 2 quand la tige du vérin est en position neutre

$B$ : module de compressibilité du fluide

On admet la relation suivante qui lie $Q(t)$ et $p(t)$ :

$$\boxed{Q(t) = S\frac{d\lambda(t)}{dt} + \frac{V_0}{2B}\frac{dp(t)}{dt}}$$

**Modèle de connaissance du comportement dynamique des fourches**

Nous considérons dans cette partie que le seul mouvement actif est le basculement.
L'objectif est d'obtenir un modèle dynamique du mécanisme de basculement à partir de la modélisation plane proposée sur la Figure 13.

Les solides pris en compte pour l'étude sont :

- l'ensemble $S_2 = \{T3, T4, T5, T6, T7, T8, T9, T10, T11, B\}$ en liaison pivot d'axe $\left(O_1, \overrightarrow{y_0}\right)$ par rapport au chariot 1 de centre de gravité $G_{S_2}$. Le moment d'inertie de l'ensemble $S_2$ par rapport à l'axe $\left(O_1, \overrightarrow{y_1}\right)$ sera noté $J_{S2}$ et sa masse $m_{S2}$. La liaison pivot entre l'ensemble $S_2$ et le chariot génère un couple résistant $\overrightarrow{C_\mu} = -\mu\dot{\alpha}\,\overrightarrow{y_0}$.

$$\overrightarrow{O_1G_{S_2}}\begin{pmatrix} x_{G_{S_2}} \\ 0 \\ z_{G_{S_2}} \end{pmatrix}_{R_{T3}}$$

- un vérin équivalent $V = \{T1, T2\}$ dont la tige est en liaison pivot d'axe $\left(A_1, \overrightarrow{y_0}\right)$ par rapport au chariot 1 et le corps en liaison pivot d'axe $\left(B_1, \overrightarrow{y_0}\right)$ par rapport à l'ensemble $S_2$. La masse et l'inertie du vérin sont négligées. Le vérin développe un effort au cours du mouvement qui sera noté $\overrightarrow{F_V} = p(t)\,S\,\overrightarrow{z_{T2}}$ où $p(t)$ est la différence de pression entre les deux chambres du vérin.

On pose $\overrightarrow{A_1B_1} = (\lambda_0 + \lambda)\vec{z}_{T2}$.

Le paramétrage est tel que si $\alpha = 0$ alors $\lambda = 0$.

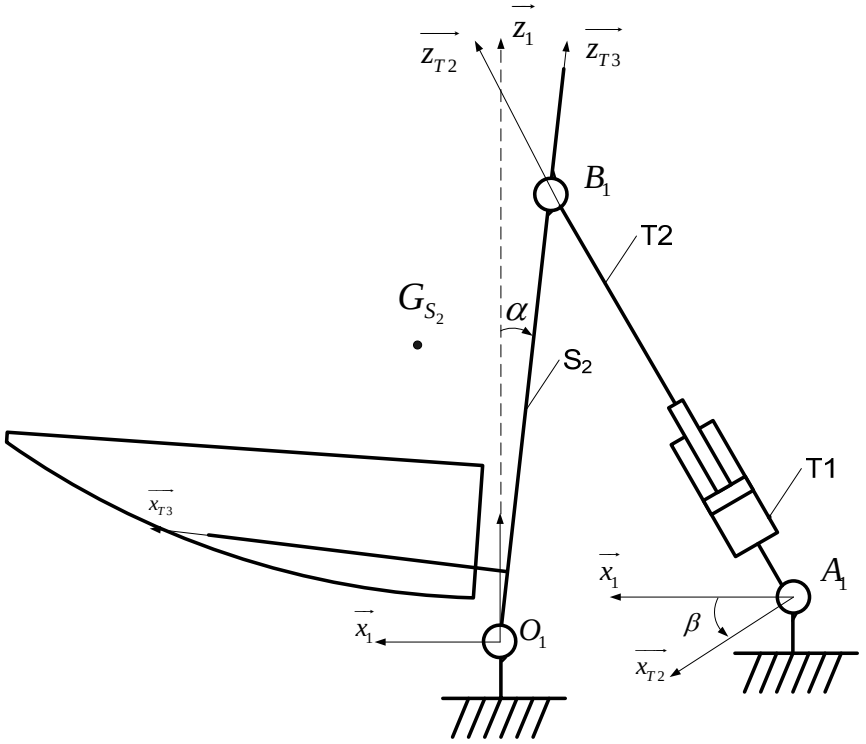



*Figure 13*

Une simulation a permis de tracer la courbe qui donne $\alpha(t)$ en fonction de $\lambda(t)$ sur la plage de variation de $\alpha(t)$ qui correspond au mouvement de basculement. L'analyse de cette courbe nous permet d'approximer une relation linéaire entre $\alpha(t)$ et $\lambda(t)$ de la forme $\alpha(t) = k.\lambda(t)$ où $k$ est une constante.

*I.12 En appliquant le théorème de l'énergie-puissance et en admettant que l'angle $\alpha$ est petit, montrer que $\alpha(t)$ et $p(t)$ sont liés par l'équation différentielle suivante :*

$$J_{eq}\ddot{\alpha}(t) + \mu\dot{\alpha}(t) = \frac{Sp(t)}{k} + m_{S_2} g x_{G_{S_2}}$$

*Exprimer $J_{eq}$.*

*I.13 Montrer que le comportement du vérin peut, dans ces conditions, être modélisé par le schéma bloc Figure 14. Donner alors les expressions des fonctions de transfert A(p), B(p), C(p) et D(p). Exprimer* $C_{R0}$.

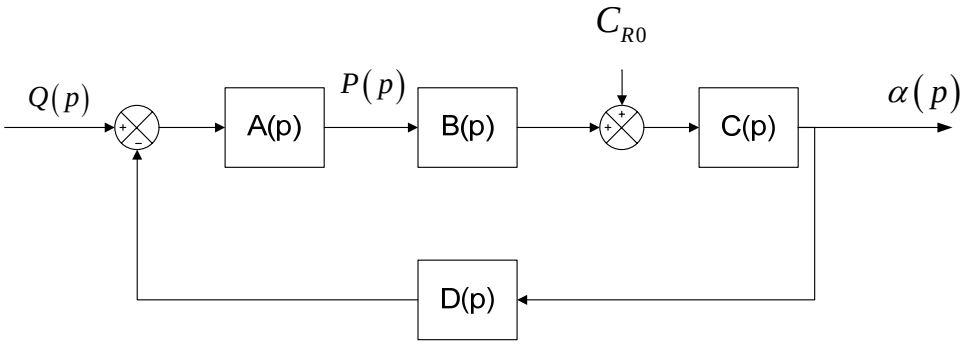



*Figure 14*

**Modèle de comportement de la servovalve**

Afin d'estimer le comportement dynamique de la servovalve, elle est soumise à un courant sinusoïdal $i(t) = \sin(\omega t)$ pour différentes valeurs de $\omega$ et on relève le débit $q(t)$. Les réponses sont données en ANNEXE 6.




Le diagramme de Bode de la fonction de transfert $H_{verin}(p) = \dfrac{V(p)}{Q(p)}$, extrait de la documentation constructeur du vérin, est donné en ANNEXE 7.

$V(p)$ est la transformée de Laplace de la vitesse $v(t)$ de la tige du vérin par rapport au corps.
$Q(p)$ est la transformée de Laplace du débit entrant dans le vérin $q(t)$.

*I.14 En analysant les différentes réponses de la servovalve, et le diagramme de Bode de la fonction* $H_{verin}(p)$*, montrer que le comportement dynamique de la servovalve peut être négligé devant celui du vérin.*

Pour les pulsations inférieures à 20 rad/s, on modélise le comportement de la servovalve par un gain pur noté $K_{serv}$.

*I.15 Justifier cette modélisation et déterminer numériquement* $K_{serv}$ *en précisant son unité.*

On souhaite maintenant déterminer la consigne $\varphi_{dec}(t)$ afin de trouver la consigne d'inclinaison des fourches correspondant à la décélération effective $\Gamma_{dec}(t)$ du chariot.
Il est nécessaire pour cette étude de trouver un modèle de liaison équivalente entre la coque du bateau et les fourches T7 et T8. La Figure 15 représente une vue en coupe transversale de la coque du bateau et des fourches. On admet dans un premier temps les hypothèses suivantes :

- le contact entre le bateau (B) et la fourche T8 se limite à un segment de droite porté par $\left(I_{T8}, \overrightarrow{d_{B8}}\right)$ ;
- le contact entre le bateau (B) et la fourche T7 se limite à un segment de droite porté par $\left(I_{T7}, \overrightarrow{d_{B7}}\right)$ ;
- le contact est supposé dans un premier temps sans frottement.

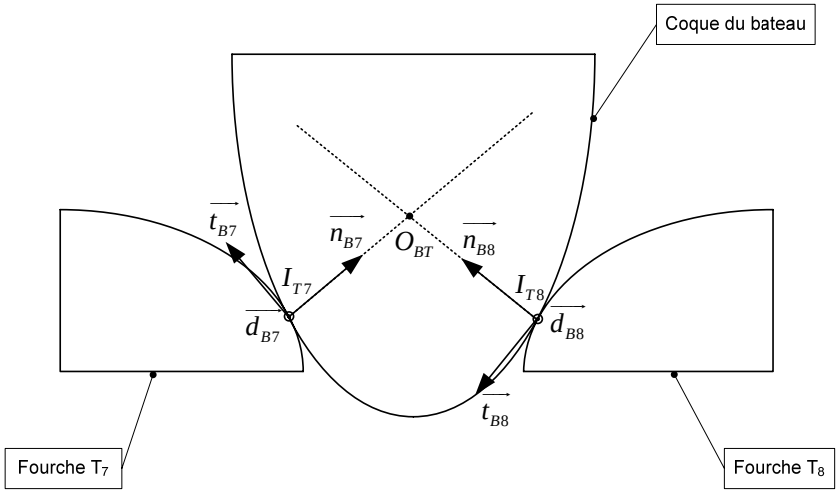



*Figure 15*

*I.16 Justifier par un calcul la forme du torseur cinématique de la liaison équivalente entre le bateau et les fourches T7 et T8.*

L'étude précédente et la prise en compte des frottements permettent de modéliser les actions mécaniques exercées par les fourches sur le bateau par le torseur $\left\{T_{F\to B}\right\}$.

$$\left\{T_{F\to B}\right\} = \left\{\begin{array}{c} \overrightarrow{R_{F\to B}} \\ \overrightarrow{M_{O_{BT}(F\to B)}} \end{array}\right\} = \begin{array}{c} O_{BT} \\ \end{array} \left\{\begin{array}{cc} N_{F\to B} & L_{F\to B} \\ T_{F\to B} & M_{F\to B} \\ D_{F\to B} & 0 \end{array}\right\}_{(I_{T8},\overrightarrow{n_{B8}},\overrightarrow{t_{B8}},\overrightarrow{d_{B8}})}$$

On admet les hypothèses suivantes :

- une valeur positive de $\Gamma_{dec}(t)$ correspond à une décélération du chariot ;
- le chariot circule sur une route horizontale ;
- en phase de décélération, $\overrightarrow{R_{(F\to B)}}$ est porté par l'axe $\vec{z}_{T3}$.

*I.17 Expliquer pourquoi $\overrightarrow{R_{(F\to B)}}$ doit être colinéaire à $\overrightarrow{z_{T3}}$ et déterminer la relation entre $\varphi_{dec}(t), \Gamma_{dec}(t)$ et $g$ permettant de satisfaire cette condition.*

*I.18 En tenant compte de l'ordre de grandeur du rapport $\dfrac{\Gamma_{dec}(t)}{g}$, donner une relation linéaire entre $\Gamma_{dec}(t)$ et $\varphi_{dec}(t)$.*

On admet que l'inclinaison de la pente $\delta(t)$ n'influence pas de manière significative la valeur de $\varphi_{dec}(t)$. Le modèle de détermination de $\varphi_{dec}(t)$ mis en place dans les questions précédentes reste valide dans le domaine de variation de $\delta(t)$ correspondant aux conditions d'utilisation du chariot.
On donne en ANNEXE 8 :

- le diagramme de Bode de la fonction de transfert en boucle ouverte du système non corrigé $H_{BO}(p)=\dfrac{m(p)}{\varepsilon(p)}$ ;
- la réponse indicielle de la fonction de transfert en boucle fermée $H_{BF}(p)=\dfrac{\varphi(p)}{\varphi_c(p)}$, $\delta(t)=0$ et $\varphi_{dec}(t)=0$.

*I.19 Analyser chacun des critères du cahier des charges et conclure quant au respect des performances.*

Afin d'améliorer le comportement du système, on utilise un correcteur de type « avance de phase » de fonction de transfert $C(p)=\dfrac{1+a\tau p}{1+\tau p}$.

Le diagramme de phase du correcteur $C(p)$ admet un maximum $\Phi_m$ à la pulsation $\omega_m$.

*I.20 Donner la démarche permettant de déterminer les valeurs de $a$ et de $\tau$ afin d'obtenir approximativement la marge de phase souhaitée.*

Le diagramme de Black de la fonction de transfert $H_{BO}(p)$ et la réponse indicielle de la fonction de transfert $H_{BF}(p)$ du système corrigé sont donnés en ANNEXE 9.

*I.21 A partir du diagramme de Black de la fonction de transfert $H_{BO}(p)$ du système corrigé, justifier la validation du cahier des charges.*

# II Partie 2 : Etude de la transmission Powershift

L'objet de cette partie est l'étude du système de transmission de puissance du chariot élévateur et son aptitude à se déplacer en respectant les critères du cahier des charges.
Un FAST de la fonction FS2 est donné en ANNEXE 5. La caractérisation partielle de la fonction FS2 est donnée Figure 16.

| ***Caractérisation partielle de la Fonction de Service FS2*** | | | |
|---|---|---|---|
| *Qualification* | *Critère* | | *Valeur* |
| Permettre au conducteur de déplacer le bateau en toute sécurité | C201 | Basculement frontal | aucun |
| | C202 | Couple de freinage du chariot disponible sur chaque roue | 35 kN.m |
| | C203 | Temps d'accélération sur le plat | Départ arrêté, parcourir 15 m en 5 s |
| | C204 | Basculement latéral du chariot en virage | aucun |
| | C205 | Puissance du moteur | 220 kW |
| | C206 | Position du centre de gravité de l'ensemble $\Sigma=\{\text{chariot,tablier,contrepoids}\}$ | Situé à 1/3 de l'empattement par rapport à l'axe des roues arrière |

*Figure 16*

La transmission du chariot (chaîne de puissance entre le moteur Diesel et les 2 roues avant motrices) est constituée de l'embrayage principal, de la boîte de vitesses Powershift, de la transmission secondaire et d'un différentiel, et est organisée selon le schéma de la Figure 17 :

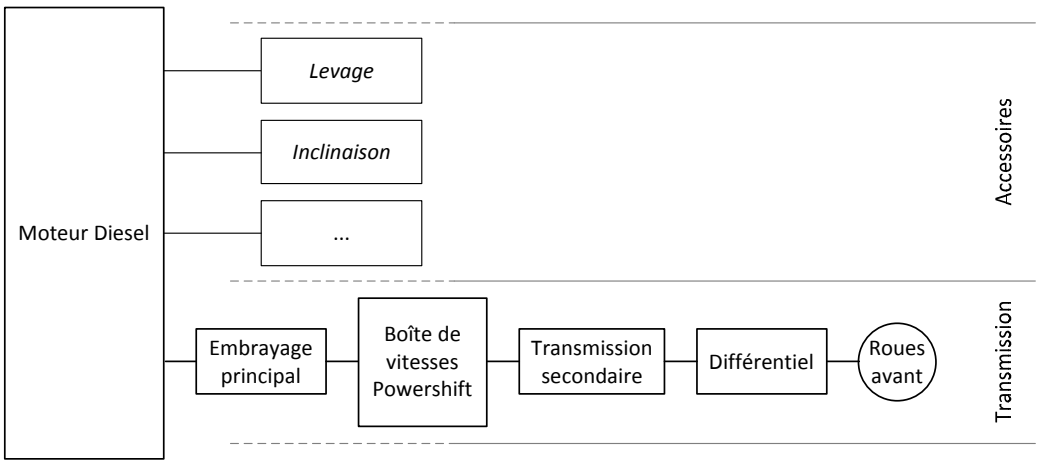



*Figure 17*

- La puissance produite par le moteur Diesel est à la fois utilisée par les accessoires du chariot élévateur (pompe hydraulique permettant d'alimenter les vérins, alternateur,..) et par la transmission pour le mettre en mouvement.
- L'embrayage principal est un embrayage piloté qui permet de solidariser ou de désolidariser l'arbre de sortie du moteur à l'entrée de la boîte de vitesses Powershift, sans rapport de réduction, dans la limite du couple transmissible.
- La transmission secondaire achemine la puissance vers le différentiel avec un rapport de réduction $r_s$ .
- Le différentiel répartit le couple entre les deux roues avant motrices.

Une modélisation de la boîte de vitesses Powershift et de ses embrayages est représentée sur la Figure 18.

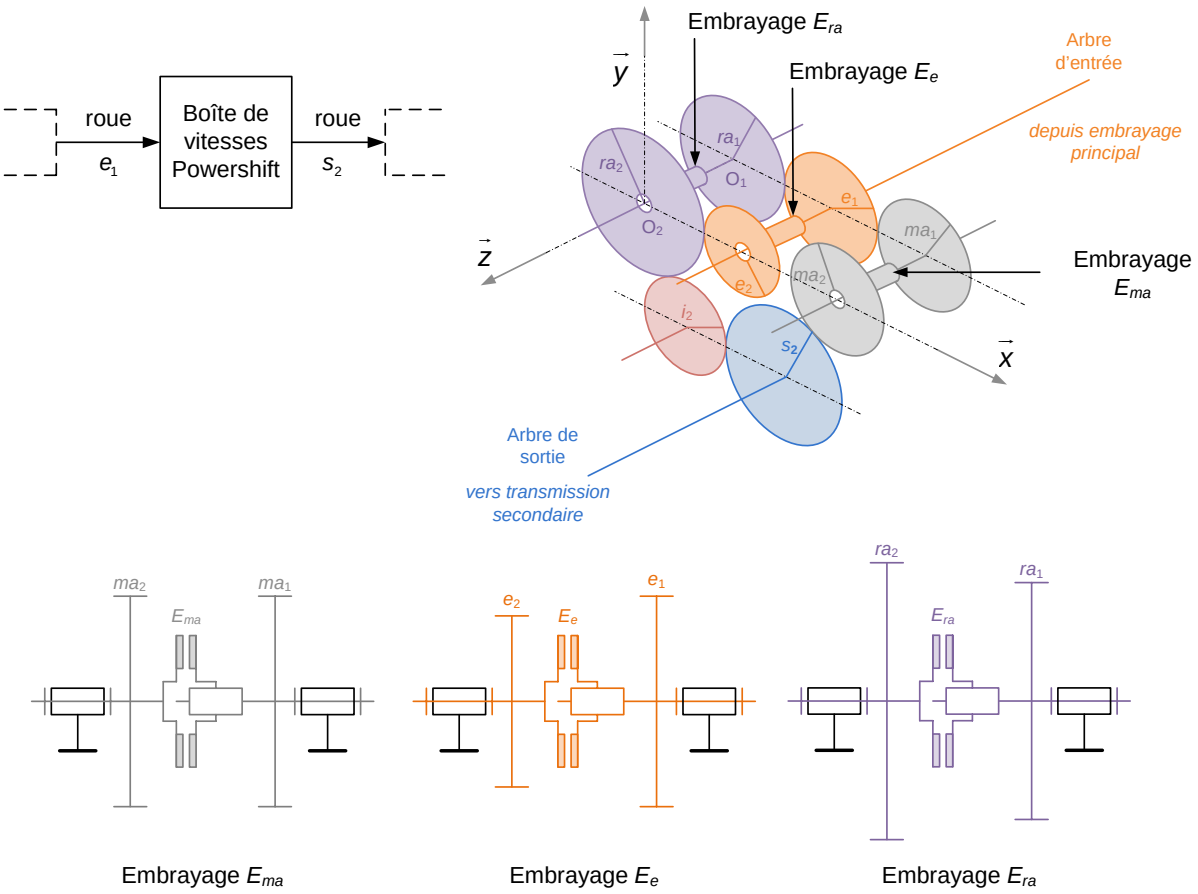



*Figure 18*

La boîte est composée de huit roues dentées et de trois embrayages. Son entrée est solidaire de la roue $e_1$ et sa sortie de la roue $s_2$. Les huit roues dentées sont situées sur deux plans parallèles $\left(O_{B1}, \overrightarrow{x_B}, \overrightarrow{y_B}\right)$ pour les roues $e_1$, $ma_1$, et $ra_1$ et $\left(O_{B2}, \overrightarrow{x_B}, \overrightarrow{y_B}\right)$ pour les roues $e_2$, $ma_2$, $ra_2$, $i_2$ et $s_2$. Les trois embrayages $E_e$, $E_{ra}$ et $E_{ma}$ permettent de solidariser ou de désolidariser les roues dentées $e_1$ et $e_2$ pour $E_e$, $ra_1$ et $ra_2$ pour $E_{ra}$ et $ma_1$ et $ma_2$ pour $E_{ma}$.
Les trois embrayages de la boîte Powershift sont supposés avoir un comportement binaire : soit embrayé (il n'y a pas de glissement), soit débrayé (aucun couple n'est transmis).
Le nombre de dents de chaque roue dentée est :

$Z_{e_1} = 32\ dents$ ; $Z_{e_2} = 26\ dents$ ; $Z_{ma_1} = 32\ dents$ ; $Z_{ma_2} = 32\ dents$ ;

$Z_{ra_1} = 36\ dents$ ; $Z_{ra_2} = 42\ dents$ ; $Z_{i_2} = 28\ dents$ ; $Z_{s_2} = 40\ dents$ .

*II.1* *Compléter les 8 cases du tableau fourni dans le document réponse DR 2 correspondant aux 8 combinaisons possibles d'action sur les 3 embrayages. Dans chaque situation, le candidat caractérisera le comportement de la boîte de vitesses (transmission avec un rapport de réduction* $r_b = \dfrac{\omega_{s_2}}{\omega_{e_1}}$*, pas de transmission ou bloquée) et précisera, le cas échéant, le rapport de réduction en s'aidant du tableau de valeurs fourni sur DR 2.*

La partie de la puissance développée par le moteur Diesel utilisée pour le déplacement du chariot élévateur (transmission) est de $r_p = 75\%$.

Le comportement du moteur Diesel est décrit sur la Figure 19.

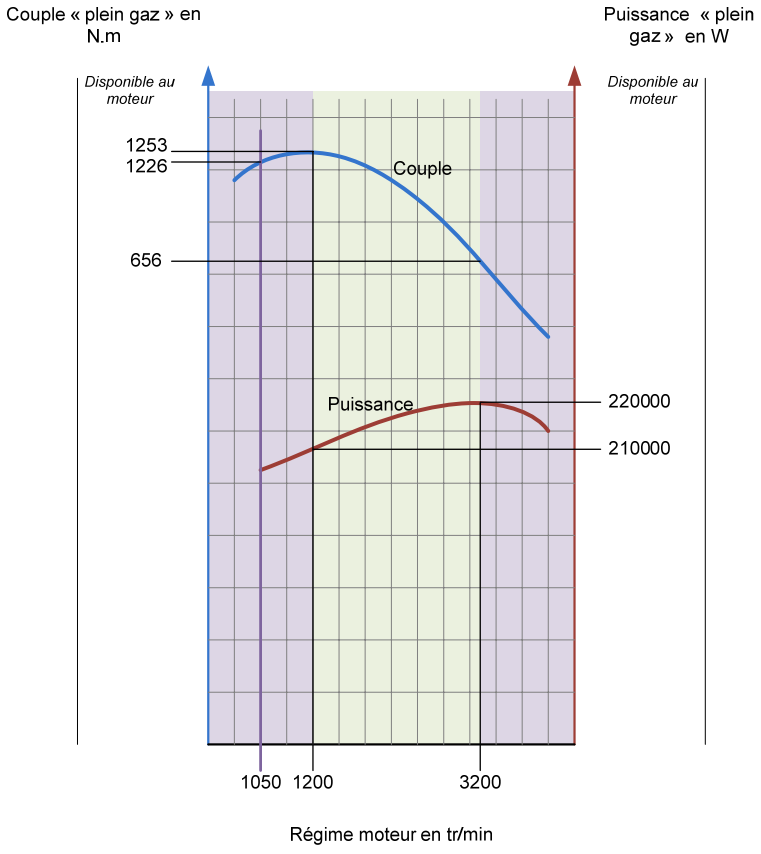



*Figure 19*

Le rendement global de l'association des composants boîte de vitesses, transmission secondaire et différentiel est $\eta_G = 0{,}8$.

L'étude a pour objectif l'analyse du comportement du chariot dans la situation d'accélération, départ arrêté, décomposée en 4 phases décrites sur la Figure 20.

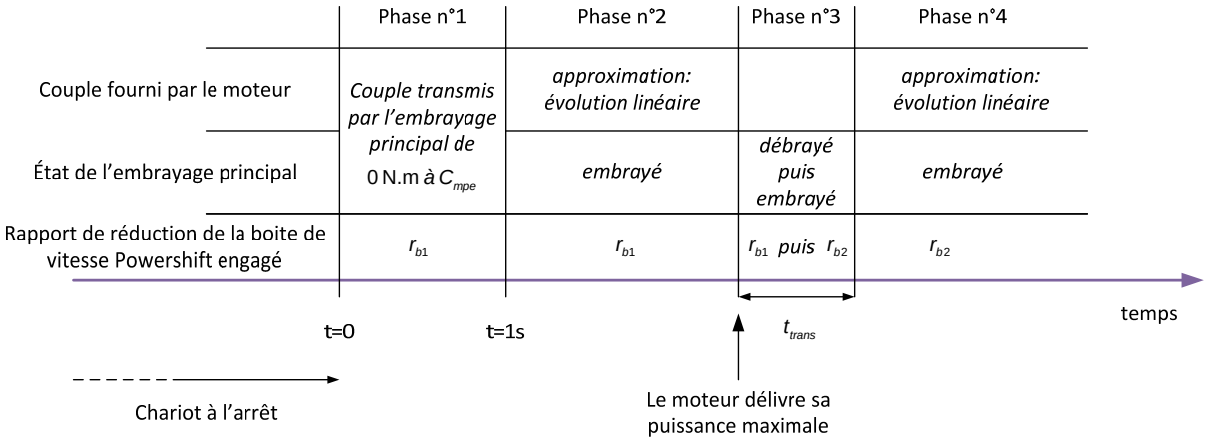



*Figure 20*

**Phase n°1** : au démarrage (départ vitesse nulle, premier rapport ($r_{b1}$) de la boîte de vitesses enclenché), l'embrayage principal est piloté de la manière suivante :

- jusqu'à l'ordre d'embrayer, aucun couple n'est transmis ;
- pendant une durée de 1 s à partir de l'ordre d'embrayer, un effort presseur est progressivement appliqué (progression linéaire) permettant une évolution linéaire du couple transmissible. Au cours de cette phase, le couple transmis par l'embrayage principal varie linéairement de 0 N.m à $C_{mpe} = 1226$ N.m . Le régime moteur est maintenu constant à $\omega_{mpe} = 1050$ tr/min ;
- au-delà de 1 s, l'embrayage est embrayé, il n'y a plus de glissement.

**Phase n°2** : l'embrayage principal ne glisse plus. Le rapport de vitesse engagé est $r_{b1}$ .

Ce pilotage est traduit par la courbe de la Figure 21:

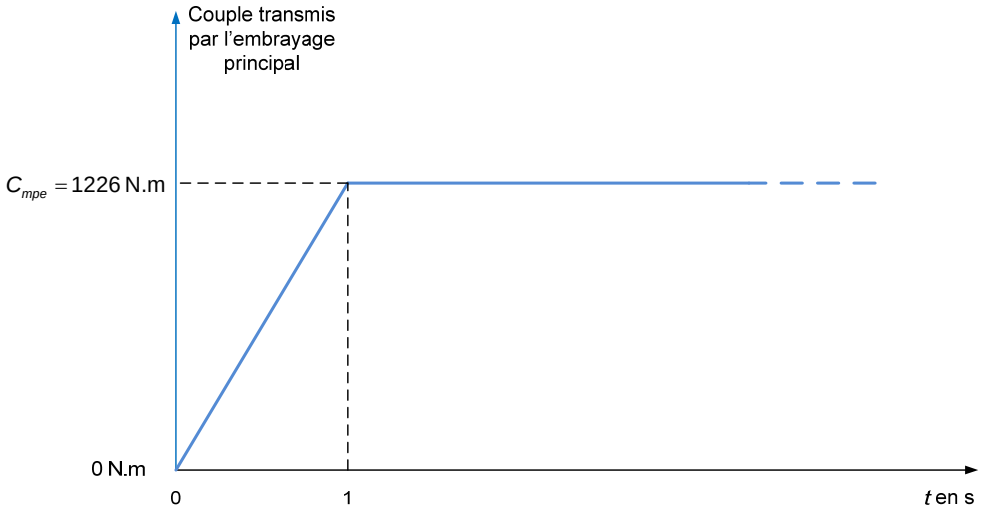



*Figure 21*

**Phase n°3** : phase de transition entre 2 rapports. La commande de l'embrayage principal est rapide, on peut alors considérer que le temps nécessaire au changement de rapport est $t_{trans} = 0,5\ s$ , sans perte de vitesse de l'élévateur.

**Phase n°4** : l'embrayage principal ne glisse pas. Le rapport de vitesse engagé est $r_{b2}$ .

Le rayon des quatre roues est $R_{roue} = 24$ pouces (1 pouce=2,54 cm).
Le choix du rapport de réduction secondaire $r_s$ (transmission secondaire + différentiel) doit permettre de limiter au maximum les chocs et les à-coups dans la transmission et doit prendre en compte :

- la capacité d'accélération du chariot ;
- le choix de pilotage de l'embrayage principal.

Le critère de fonctionnement imposé pour la détermination de $r_s$ est qu'à la fin de la phase n°1, l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie de l'embrayage doivent être rigoureusement à la même vitesse de rotation.

On considère que le chariot se déplace en ligne droite et sur le plat, moteur « plein gaz ».

*II.2 Pour la phase n°1, exprimer la loi d'évolution de la vitesse $vit(t)$ du chariot. En déduire l'expression de $r_s$ qui valide le critère de fonctionnement retenu.*

*II.3 Pour la phase n°1, exprimer la loi d'évolution de la position $pos(t)$ du chariot.*

Le changement de rapport de la boîte Powershift est commandé pour débuter lorsque le moteur délivre sa puissance maximale.

L'évolution du couple moteur entre les valeurs $C_{moteur} = 1226$ N.m à $\omega_{moteur} = 1050$ tr/min et $C_{moteur} = 656$ N.m à $\omega_{moteur} = 3200$ tr/min est approximée par une relation linéaire du type $C_{moteur} = a\,\omega_{moteur} + b$ où la dimension des coefficients $a$ et $b$ assure l'homogénéité de la relation dans les unités du Système International.

*II.4 Pour les phases n°2, n°3 et n°4, exprimer les lois d'évolution de la vitesse $vit(t)$ et de la position $pos(t)$ du chariot, en fonction de constantes qui ne seront pas calculées. Préciser les conditions initiales qui permettent la détermination de ces constantes.*

Sur le document réponse DR 3 sont tracées, pour $t \in [0\,;5\,s]$, les courbes relatives aux lois d'évolution de la phase n°1, de la phase n°2 et de la phase n°4.

*II.5 Sur le document réponse DR 3, repérer sur les deux réseaux de courbes proposés les courbes correspondant à la phase n°1, à la phase n°2 et à la phase n°4.*

*II.6 Sur le document réponse DR 3, tracer la courbe représentant la vitesse $vit(t)$ et la position $pos(t)$ des quatre phases en utilisant les deux courbes de la Figure 22 qui représentent les relations entre la vitesse du chariot et la vitesse de rotation du moteur en fonction des rapports $r_{b1}$ ou $r_{b2}$.*

La Figure 22 représente les relations entre la vitesse du chariot et la fréquence de rotation du moteur pour les rapports $r_{b1}$ ou $r_{b2}$.

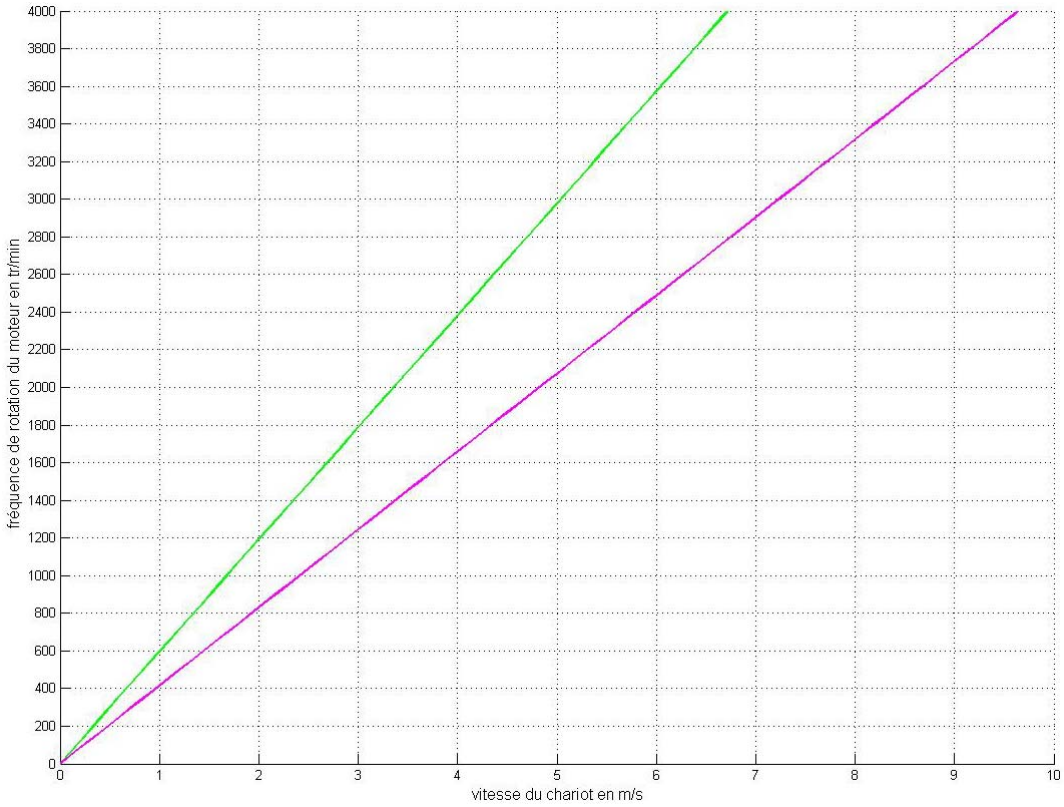



*Figure 22*

*II.7 Vérifier la compatibilité de ce résultat avec les performances du moteur proposé.*

*II.8 Commenter l'approximation faite sur l'évolution de* $C_{moteur}$ $\left(C_{moteur} = a\,\omega_{moteur} + b\right)$ *dans le cadre de la vérification du critère de performance du moteur.*

# III Partie 3 : Etude de la stabilité du chariot élévateur

On considère dans cette partie que le chariot élévateur se déplace sur le trajet de référence de la Figure 4. Les basculements frontal et latéral des chariots élévateurs représentent le principal risque auquel est confronté le conducteur. L'objectif de cette partie est de définir les conditions de stabilité du chariot élévateur dans les phases de freinage et lors des virages afin de définir les conditions optimales de déplacement du chariot dans chacune des phases.
La caractérisation partielle de la fonction FS2 est donnée sur la Figure 16.

**Etude de la position du centre de gravité**

La position du centre de gravité de l'ensemble « chariot+tablier » influence directement la stabilité lors des déplacements. Il est impératif de connaître avec précision sa position.
Etant donné qu'il est possible de monter, sur le même chariot, différents types de tabliers en fonction de l'utilisation souhaitée, le chariot est équipé d'un contrepoids qui permet de régler la position du centre de gravité de l'ensemble. Ce réglage est effectué en usine et dépend du contexte d'utilisation du chariot élévateur.
La Figure 23 donne le paramétrage retenu pour l'étude. On note $R_1 = \left(O, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1\right)$ le repère lié au chariot. Le plan $\left(O, \vec{x}_1, \vec{z}_1\right)$ est un plan de symétrie matériel pour le chariot.

Le repère $R_0 = \left(O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0\right)$ est un repère lié à la route, supposé galiléen pour les conditions de l'étude.

On note:

$G_B$: centre de gravité du bateau de masse $m_B$

$G_T$: centre de gravité du tablier de masse $m_T$

$G_1$: centre de gravité du chariot seul de masse $m_1$

$G_C$: centre de gravité du contrepoids de masse $m_C$

$G$: centre de gravité de l'ensemble $\Sigma = \{\text{chariot,tablier,contrepoids}\}$

On donne :

$$\overrightarrow{OG_B}\begin{pmatrix} x_{G_B} \\ 0 \\ z_{G_B} \end{pmatrix}_{R_1} \quad \overrightarrow{OG_T}\begin{pmatrix} x_{G_T} \\ 0 \\ z_{G_T} \end{pmatrix}_{R_1} \quad \overrightarrow{OG_1}\begin{pmatrix} x_{G_1} \\ 0 \\ z_{G_1} \end{pmatrix}_{R_1} \quad \overrightarrow{OG_C}\begin{pmatrix} x_{G_C} \\ 0 \\ z_{G_C} \end{pmatrix}_{R_1}$$

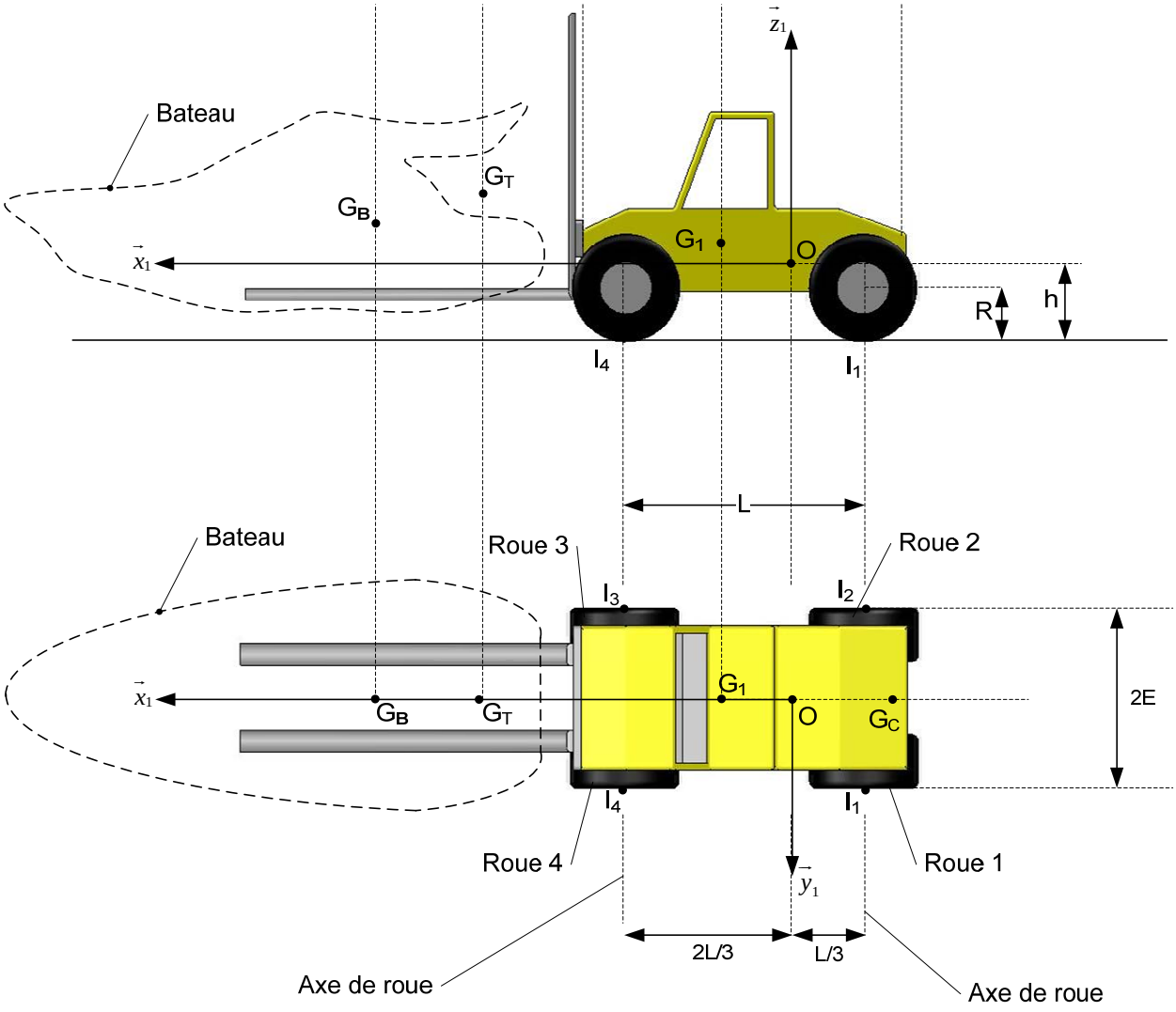



*Figure 23*

Afin de minimiser les risques de basculement du chariot élévateur, on souhaite que le point G soit confondu avec le point O (critère C206).

*III.1 Déterminer l'expression de $x_{G_C}$ afin de valider le critère C206.*

Pour toute la suite de l'étude, les points G et O sont supposés confondus et la masse totale de l'ensemble $\Sigma = \{\text{chariot,tablier,contrepoids}\}$ est notée M.

**<u>Etude du basculement frontal</u>**

Afin d'éviter les risques de basculement frontal du chariot lors des phases de freinage, le dispositif de sécurité ADS permet au conducteur de choisir, à partir des commandes disponibles sur son tableau de bord, la valeur de la décélération à imposer au chariot avant l'arrêt total. Ainsi, lorsque le conducteur relâche complètement la pédale de l'accélérateur, le dispositif ADS entre en action et le chariot est alors animé d'un mouvement uniformément décéléré. Le choix de la valeur de la décélération est fait en fonction des conditions de chargement du chariot. Ce dispositif permet au conducteur de maîtriser parfaitement les distances d'arrêt tout en évitant le basculement frontal.

L'objectif de cette partie est de mettre en évidence l'intérêt d'un tel dispositif.

Le chariot est en phase de freinage sur une route horizontale, il transporte un bateau (B) de masse $m_B$ et de centre de gravité $G_B$. La vitesse du centre de gravité de l'ensemble $\Sigma$ est donnée par $\overrightarrow{V_{G\in\Sigma/R_0}} = V(t)\,\vec{x}_1$. Tous les mouvements du tablier sont inactifs durant le déplacement. Il n'y a pas de mouvement relatif entre le bateau et l'ensemble $\Sigma$ au cours de cette phase.
L'objet est de déterminer la valeur de la décélération qui provoque le basculement frontal de l'ensemble $\{\Sigma, B\}$.
Le problème est traité en trois dimensions.
L'action mécanique exercée par le sol sur le pneu $P_i$ est modélisée par le torseur :

$$\left\{T_{(sol\to P_i)}\right\} = \left\{\begin{array}{c} \overrightarrow{R_{(sol\to P_i)}} = -T_i\,\vec{x}_1 + N_i\,\vec{z}_1 \\ \overrightarrow{M_{I_i(sol\to P_i)}} = \vec{0} \end{array}\right\} = \begin{Bmatrix} -T_i & 0 \\ 0 & 0 \\ N_i & 0 \end{Bmatrix}_{\substack{I_i \\ R_1}}$$

La masse et l'inertie des roues sont négligées.
La décélération qui provoque le basculement de l'ensemble $\{\Sigma, B\}$ est notée $\overrightarrow{\Gamma_{dec}}\left(\{\Sigma, B\}/R_0\right) = -dec_x\,\vec{x}_1$.
On admet, dans un premier temps, que le basculement a lieu avant le glissement. Cette hypothèse sera vérifiée par la suite.

*III.2 Ecrire les équations issues de l'application du principe fondamental de la dynamique à l'ensemble $\{\Sigma, B\}$. Le théorème du moment dynamique sera appliqué au point $I_4$.*

*III.3 Donner les hypothèses qui peuvent être faites afin de réduire le nombre d'inconnues du problème.*

On considère que le basculement a lieu lorsque les roues arrière perdent le contact avec le sol.

*III.4 Déterminer alors l'expression de $dec_x$.*

Le facteur d'adhérence entre le pneu et la route est noté $f$ .

*III.5 Donner les expressions de $N_4$ et $T_4$ et expliquer qualitativement comment vérifier que le basculement a lieu avant le glissement afin de justifier l'hypothèse faite en début d'étude.*

**Etude du basculement latéral**

Le centre de gravité de l'ensemble $\{\Sigma, B\}$ est noté $G_{\Sigma B}$ .

$$\overrightarrow{OG_{\Sigma B}}\begin{pmatrix} x_{G_{\Sigma B}} \\ y_{G_{\Sigma B}} \\ z_{G_{\Sigma B}} \end{pmatrix}_{R_1}$$

L'objet est de déterminer la vitesse maximale avec laquelle le chariot peut aborder le virage sans risque de basculement latéral.
Le schéma retenu pour l'étude est présenté sur la Figure 24.
Le chariot aborde un virage de rayon de courbure $\rho$ avec $\overrightarrow{O_0G_{\Sigma B}} = -\rho\vec{y}_1$.Tous les mouvements du tablier sont inactifs durant le déplacement. Il n'y a pas de mouvement relatif entre le bateau B et l'ensemble $\Sigma$ au cours du mouvement.
La vitesse du chariot est constante pendant toute la phase de virage et est notée $\overrightarrow{V_{G\in\Sigma/R_0}} = V\vec{x}_1$ .
La masse et l'inertie des roues sont négligées.
On admet que le basculement latéral a lieu avant le glissement, cette hypothèse pourra être vérifiée par la suite.

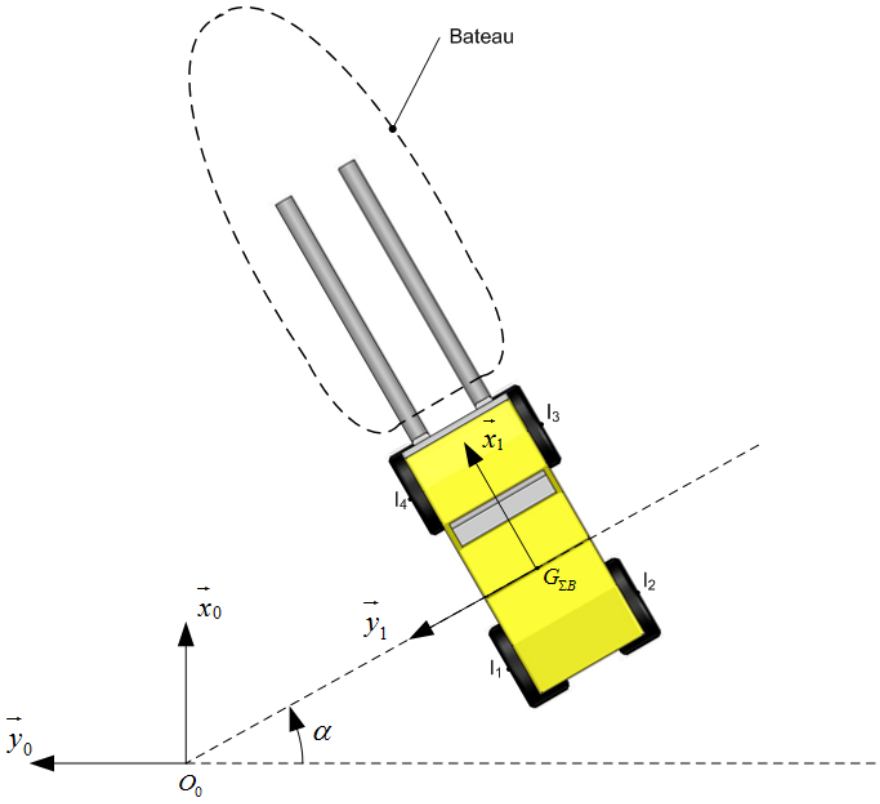



*Figure 24*

Le rayon de courbure du virage $\rho$ est suffisamment grand devant l'empattement $E$ du chariot pour pouvoir négliger l'influence du braquage des roues dans le modèle proposé. L'action mécanique exercée par le sol sur le pneu i est modélisée par le torseur :

$$\left\{T_{(sol\to P_i)}\right\}=\left\{\begin{array}{c}\overrightarrow{R_{(sol\to P_i)}}=T_i\ \vec{y}_1+N_i\ \vec{z}_1\\ \overrightarrow{M_{I_i(sol\to P_i)}}=\vec{0}\end{array}\right\}=\begin{Bmatrix}0 & 0\\ T_i & 0\\ N_i & 0\end{Bmatrix}_{R_1}$$

La matrice d'inertie de l'ensemble $\{\Sigma, B\}$ est de la forme :

$$I\left(G_{\Sigma B},\{\Sigma,B\}\right)=\begin{bmatrix}A_1 & 0 & -E_1\\ 0 & B_1 & 0\\ -E_1 & 0 & C_1\end{bmatrix}_{R_1}$$

*III.6 Quel théorème doit-on utiliser afin d'obtenir directement l'équation permettant de déterminer l'expression de $V$ qui provoque le basculement latéral ?*

*III.7 En déduire l'expression de V qui provoque le basculement latéral .*

**<u>Etude du temps de cycle pour le trajet de référence</u>**

Dans cette partie, les accélérations du chariot seront considérées comme constantes.
Le temps de cycle pour le trajet de référence est la somme de la durée $t_D$ nécessaire au déplacement le long du trajet de référence et de la durée $t_C$ nécessaire pour les opérations de chargement et de mise à l'eau du bateau.

La Figure 25 donne le détail du trajet de référence.

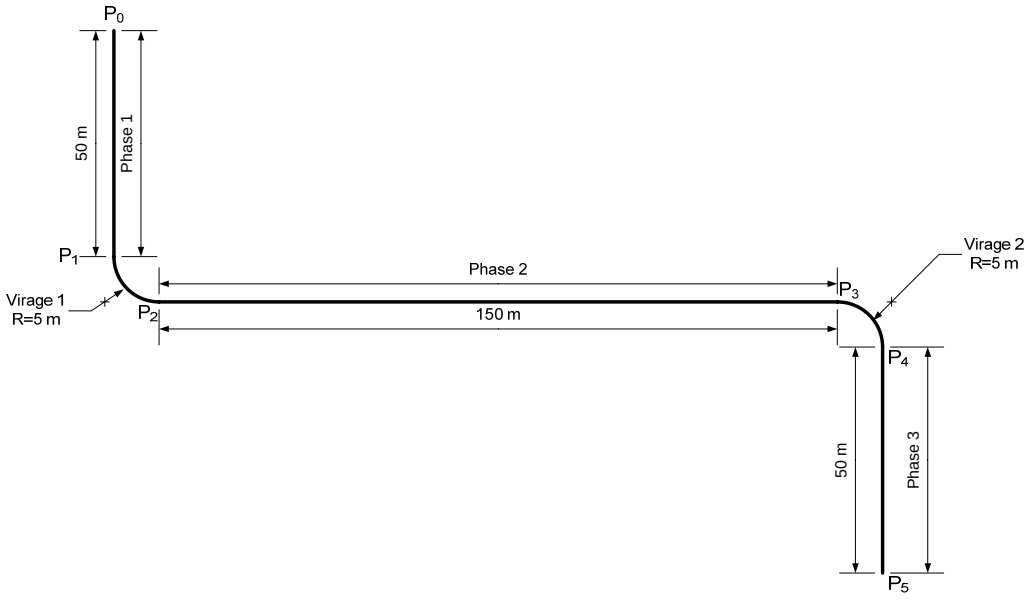



*Figure 25*

La décélération imposée par le système ADS est $\overrightarrow{dec_x} = -dec_x \vec{x}_1$ avec $dec_x = 4 \text{ m/s}^2$.

L'accélération qui permet de mettre en mouvement le chariot est $\overrightarrow{acc_x} = acc_x \vec{x}_1$ avec $acc_x = 1 \text{ m/s}^2$.

La vitesse à laquelle le chariot doit aborder les virages est $\overrightarrow{V_{vir}} = V_{vir} \vec{x}_1$ avec $V_{vir} = 5 \text{ m/s}$, la vitesse en phase de virage sera considérée comme constante.

La vitesse maximale de déplacement durant tout le trajet de référence est limitée à $V_{\max} = 10 \text{ m/s}$.

L'objectif est de déterminer $t_D$ et de repérer sur le parcours les zones dans lesquelles le conducteur doit relâcher la pédale d'accélérateur et laisser le système ADS ralentir le chariot.

Les conditions à respecter sur la vitesse de déplacement du chariot par rapport à la route sont données sur la Figure 26.

| | Trajet | Conditions à respecter sur la vitesse de déplacement du chariot pour assurer les conditions de stabilité |
|---|---|---|
| Phase 1 | $P_0 - P_1$ | $V_{chariot} \leq V_{\max}$ |
| Phase 2 | $P_1 - P_2$ | $V_{chariot} = V_{vir}$ |
| Phase 3 | $P_2 - P_3$ | $V_{chariot} \leq V_{\max}$ |
| Phase 4 | $P_3 - P_4$ | $V_{chariot} = V_{vir}$ |
| Phase 5 | $P_4 - P_5$ | $V_{chariot} \leq V_{\max}$ |

*Figure 26*

*III.8 Compléter sur le document réponse DR 4 le graphe de la vitesse du chariot par rapport à la route. Le critère imposé est la minimisation du temps de trajet. Le respect des conditions de stabilité est impératif. La partie à compléter concerne le trajet $P_0 - P_2$.*

*III.9 Indiquer sur le graphe des vitesses les instants qui correspondent à la position des points $P_i$.*

Afin de définir le marquage au sol qui servira de référence au conducteur, on souhaite délimiter les zones dans lesquelles le conducteur devra être obligatoirement en phase d'utilisation du système ADS.

*III.10 Colorier sur la bande « activation ADS », représentée sous le graphe des vitesses, les intervalles de temps $[t_i, t_{i+1}]$ qui correspondent à l'utilisation du système ADS.*

On considère que la durée $t_c$ est de 80 s.

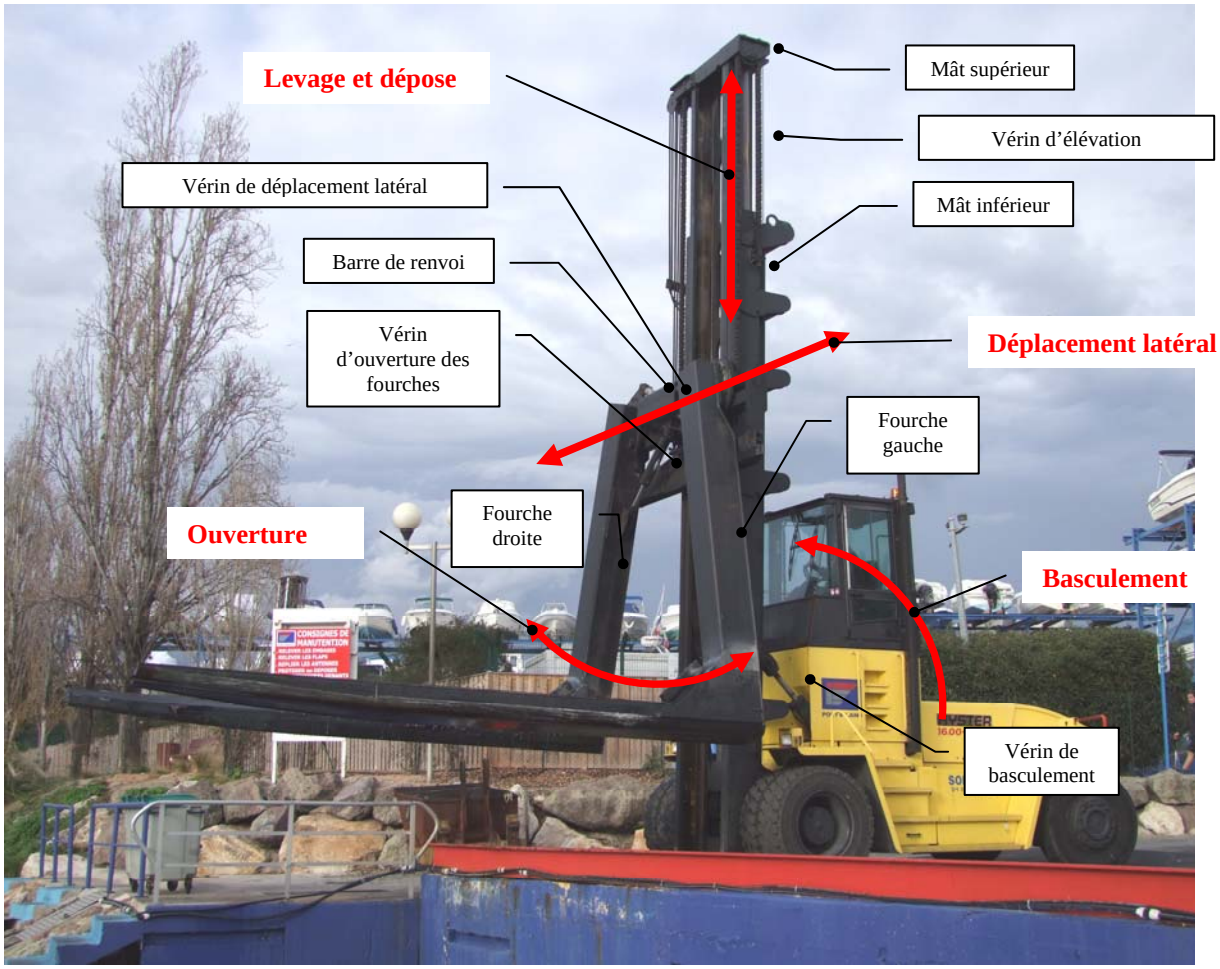
*III.11 Dans ces conditions, conclure quant au respect du critère de cadence de mise à l'eau des bateaux décrit sur la Figure 2.*

**Fin de l'épreuve**

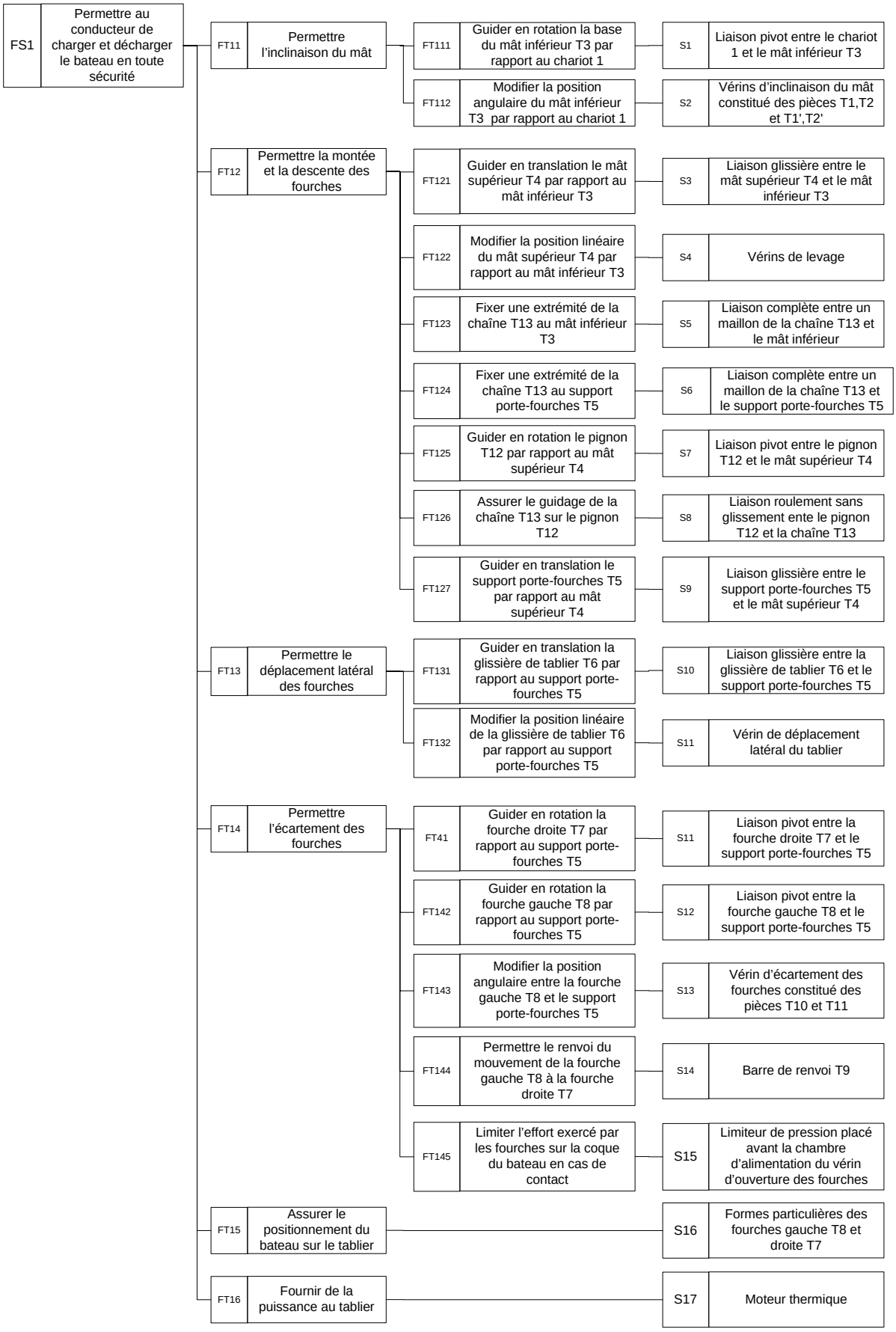
*ANNEXE 1*

**Les mouvements du tablier**

- Basculement
- Levage et dépose
- Déplacement latéral
- Ouverture des fourches

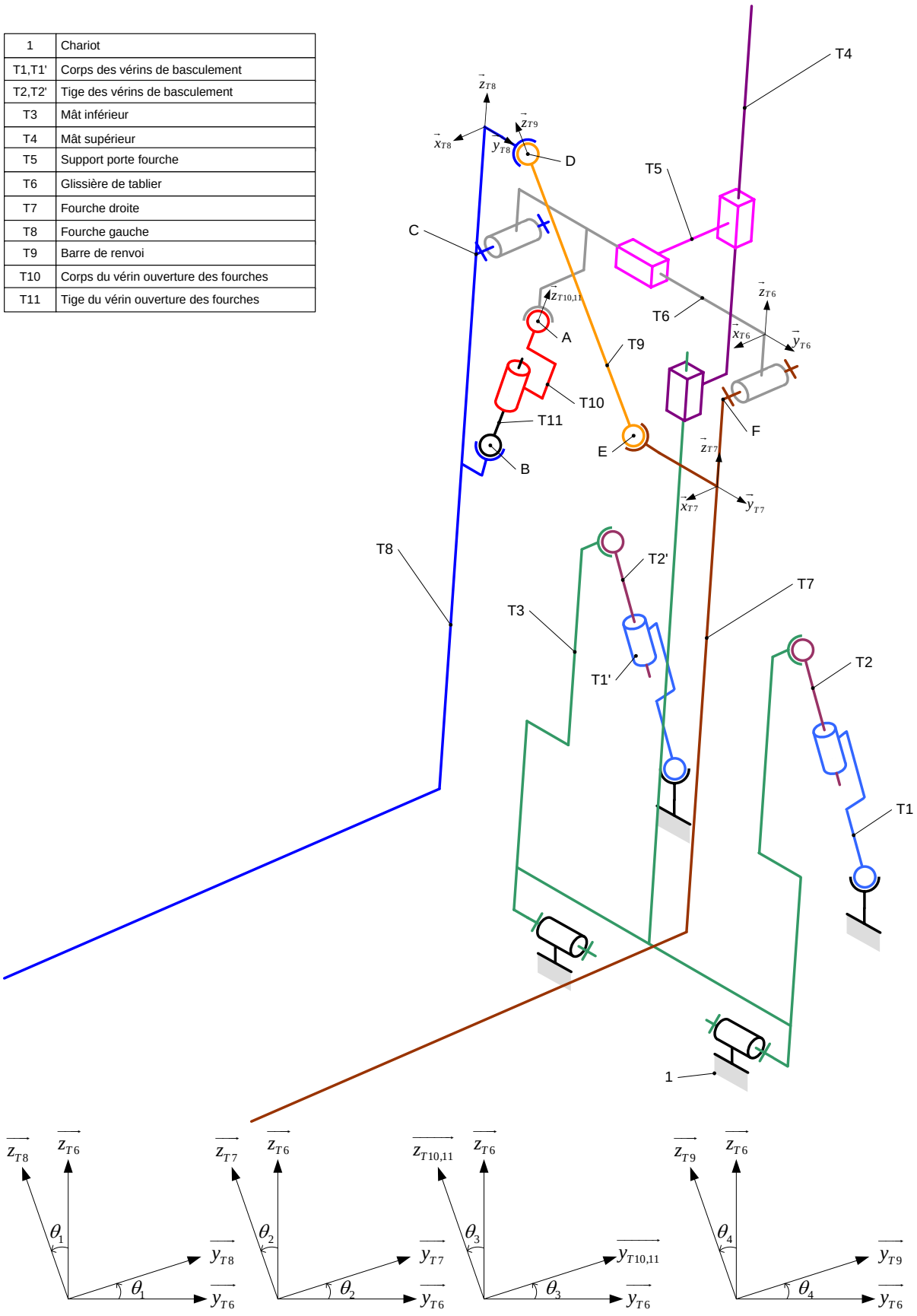


*ANNEXE 2*


FS1
Permettre au conducteur de charger et décharger le bateau en toute sécurité
FT11
Permettre l'inclinaison du mât
FT111
Guider en rotation la base du mât inférieur T3 par rapport au chariot 1
S1
Liaison pivot entre le chariot 1 et le mât inférieur T3
FT112
Modifier la position angulaire du mât inférieur T3 par rapport au chariot 1
S2
Vérins d'inclinaison du mât constitué des pièces T1,T2 et T1',T2'
FT12
Permettre la montée et la descente des fourches
FT121
Guider en translation le mât supérieur T4 par rapport au mât inférieur T3
S3
Liaison glissière entre le mât supérieur T4 et le mât inférieur T3
FT122
Modifier la position linéaire du mât supérieur T4 par rapport au mât inférieur T3
S4
Vérins de levage
FT123
Fixer une extrémité de la chaîne T13 au mât inférieur T3
S5
Liaison complète entre un maillon de la chaîne T13 et le mât inférieur
FT124
Fixer une extrémité de la chaîne T13 au support porte-fourches T5
S6
Liaison complète entre un maillon de la chaîne T13 et le support porte-fourches T5
FT125
Guider en rotation le pignon T12 par rapport au mât supérieur T4
S7
Liaison pivot entre le pignon T12 et le mât supérieur T4
FT126
Assurer le guidage de la chaîne T13 sur le pignon T12
S8
Liaison roulement sans glissement ente le pignon T12 et la chaîne T13
FT127
Guider en translation le support porte-fourches T5 par rapport au mât supérieur T4
S9
Liaison glissière entre le support porte-fourches T5 et le mât supérieur T4
FT13
Permettre le déplacement latéral des fourches
FT131
Guider en translation la glissière de tablier T6 par rapport au support porte-fourches T5
S10
Liaison glissière entre la glissière de tablier T6 et le support porte-fourches T5
FT132
Modifier la position linéaire de la glissière de tablier T6 par rapport au support porte-fourches T5
S11
Vérin de déplacement latéral du tablier
FT14
Permettre l'écartement des fourches
FT41
Guider en rotation la fourche droite T7 par rapport au support porte-fourches T5
S11
Liaison pivot entre la fourche droite T7 et le support porte-fourches T5
FT142
Guider en rotation la fourche gauche T8 par rapport au support porte-fourches T5
S12
Liaison pivot entre la fourche gauche T8 et le support porte-fourches T5
FT143
Modifier la position angulaire entre la fourche gauche T8 et le support porte-fourches T5
S13
Vérin d'écartement des fourches constitué des pièces T10 et T11
FT144
Permettre le renvoi du mouvement de la fourche gauche T8 à la fourche droite T7
S14
Barre de renvoi T9
FT145
Limiter l'effort exercé par les fourches sur la coque du bateau en cas de contact
S15
Limiteur de pression placé avant la chambre d'alimentation du vérin d'ouverture des fourches
FT15
Assurer le positionnement du bateau sur le tablier
S16
Formes particulières des fourches gauche T8 et droite T7
FT16
Fournir de la puissance au tablier
S17
Moteur thermique

ANNEXE 3

| | |
|---|---|
| 1 | Chariot |
| T1,T1' | Corps des vérins de basculement |
| T2,T2' | Tige des vérins de basculement |
| T3 | Mât inférieur |
| T4 | Mât supérieur |
| T5 | Support porte fourche |
| T6 | Glissière de tablier |
| T7 | Fourche droite |
| T8 | Fourche gauche |
| T9 | Barre de renvoi |
| T10 | Corps du vérin ouverture des fourches |
| T11 | Tige du vérin ouverture des fourches |





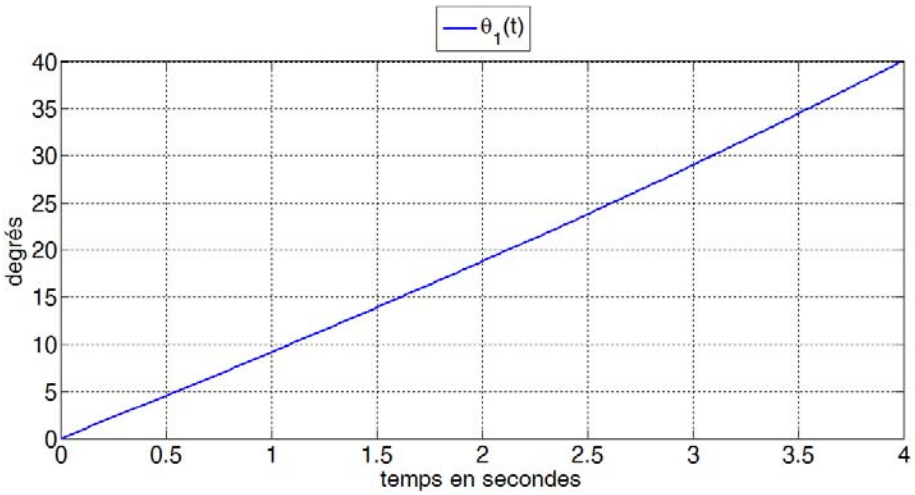

$\overrightarrow{BA} = \mu\,\vec{z}_{T10,T11}$ $\overrightarrow{FC} = -e\,\vec{y}_{T6}$ $\overrightarrow{FE} = -a\,\vec{y}_{T7} - b\,\vec{z}_{T7}$ $\overrightarrow{CD} = c\,\vec{y}_{T8} + d\,\vec{z}_{T8}$ $\overrightarrow{ED} = f\,\vec{z}_{T9}$

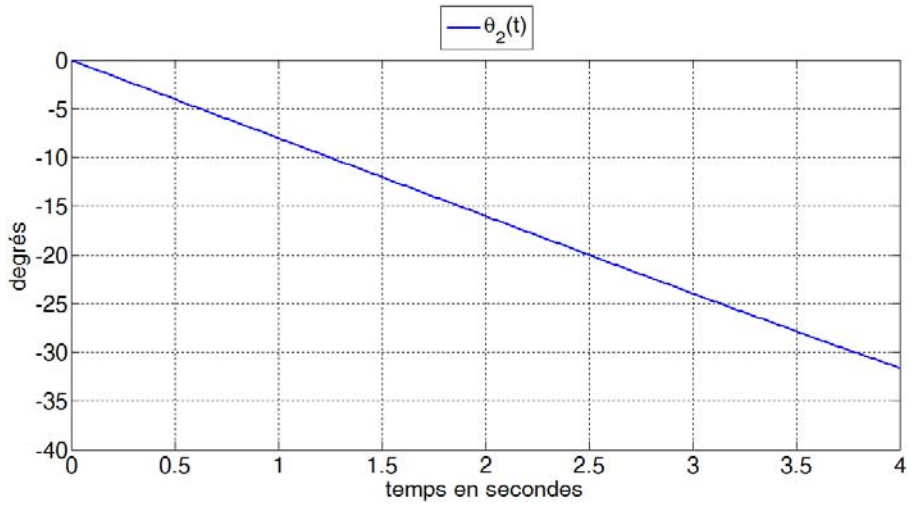
$\overrightarrow{BC} = -g\,\vec{y}_{T8} + h\vec{z}_{T8}$ $\overrightarrow{CA} = i\,\vec{y}_{T6} - j\vec{z}_{T6}$

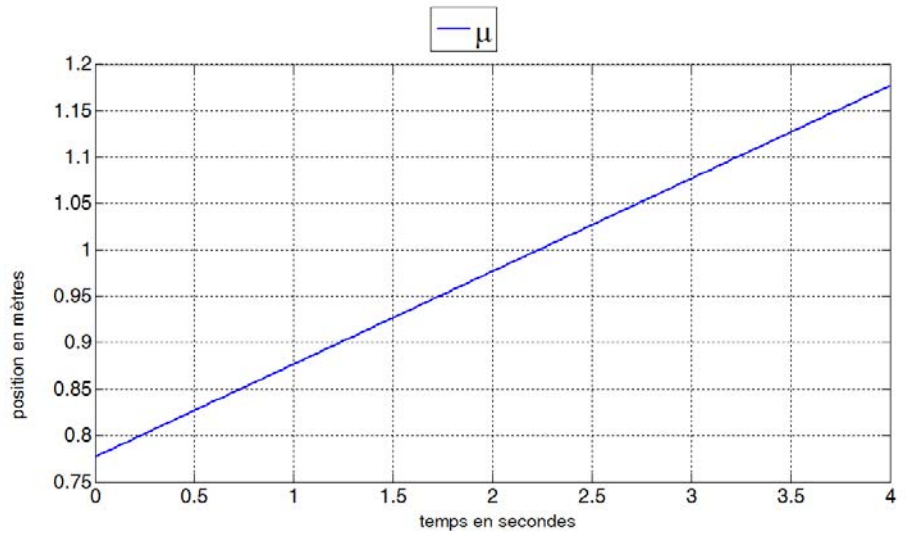
Les points A,B,C,D,E et F sont coplanaires.

*ANNEXE 4*

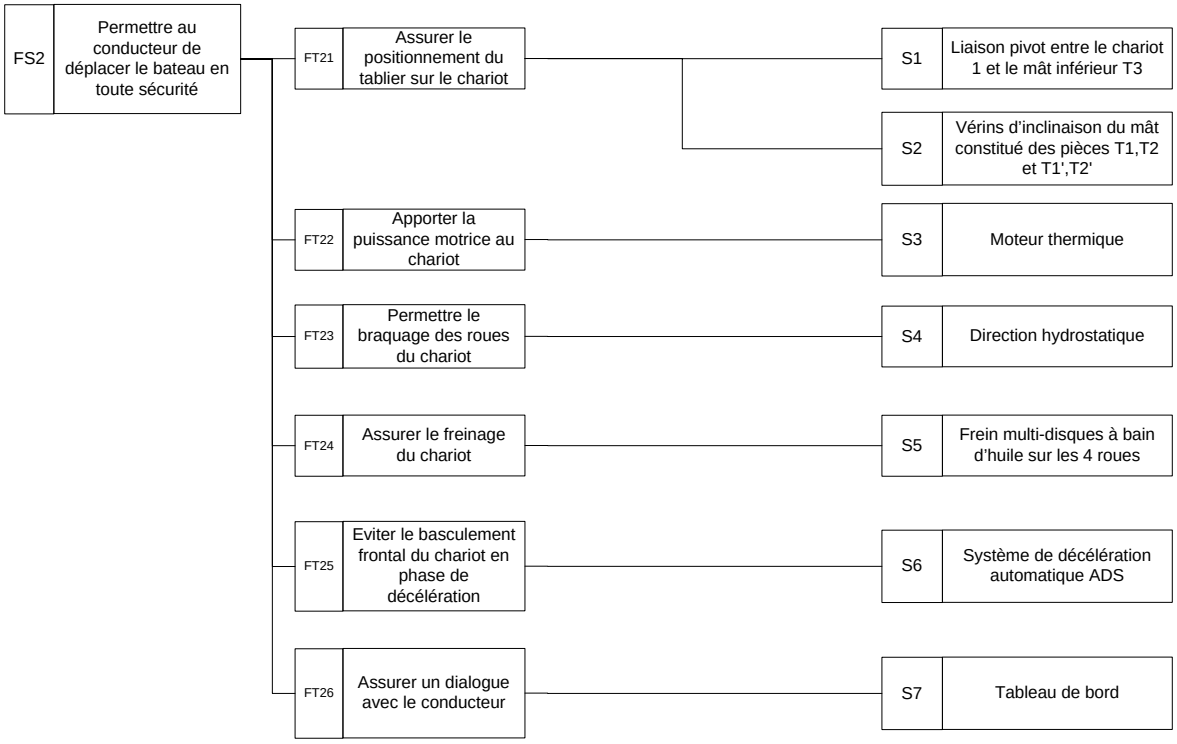
Les courbes ont été obtenues à l'aide d'un logiciel de simulation. Aucune limite d'amplitude du mouvement d'ouverture n'a été imposée lors de l'élaboration du modèle numérique. Il appartient au candidat d'analyser ces courbes dans la plage de fonctionnement du mécanisme préconisée par le cahier des charges.



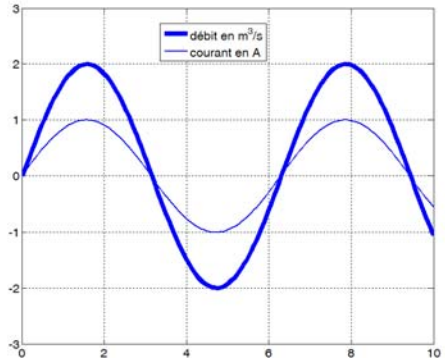



*ANNEXE 5*

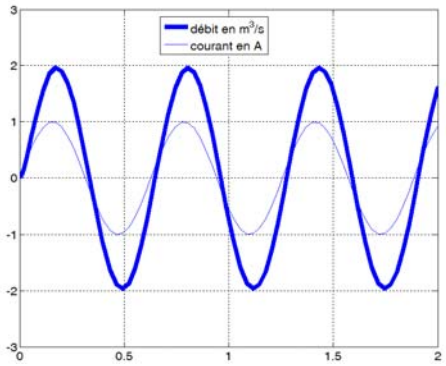

FS2
Permettre au conducteur de déplacer le bateau en toute sécurité
FT21
Assurer le positionnement du tablier sur le chariot
FT22
Apporter la puissance motrice au chariot
FT23
Permettre le braquage des roues du chariot
FT24
Assurer le freinage du chariot
FT25
Eviter le basculement frontal du chariot en phase de décélération
FT26
Assurer un dialogue avec le conducteur
S1
Liaison pivot entre le chariot 1 et le mât inférieur T3
S2
Vérins d'inclinaison du mât constitué des pièces T1,T2 et T1',T2'
S3
Moteur thermique
S4
Direction hydrostatique
S5
Frein multi-disques à bain d'huile sur les 4 roues
S6
Système de décélération automatique ADS
S7
Tableau de bord

*ANNEXE 6*

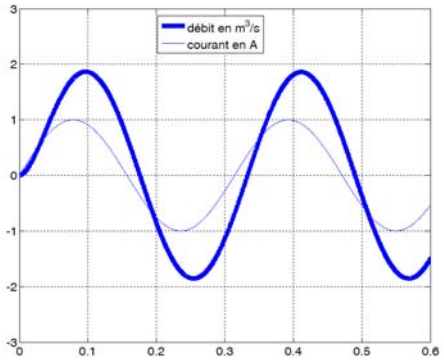
**Réponse temporelle de la servovalve**



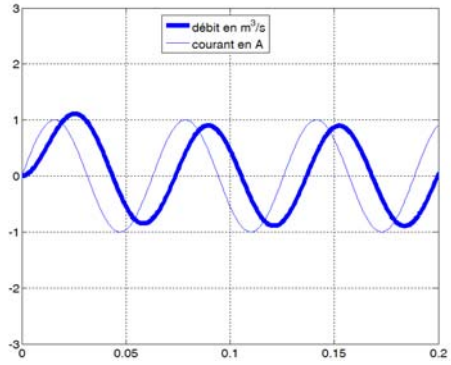

$\omega = 1$ rad/s



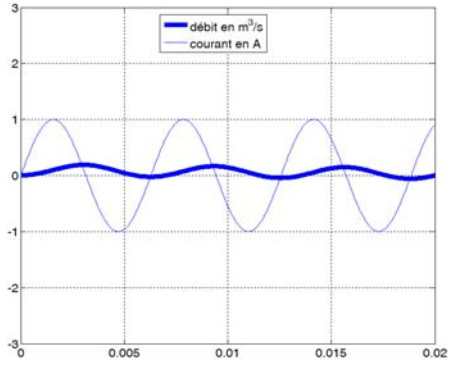

$\omega = 10$ rad/s




$\omega = 20$ rad/s



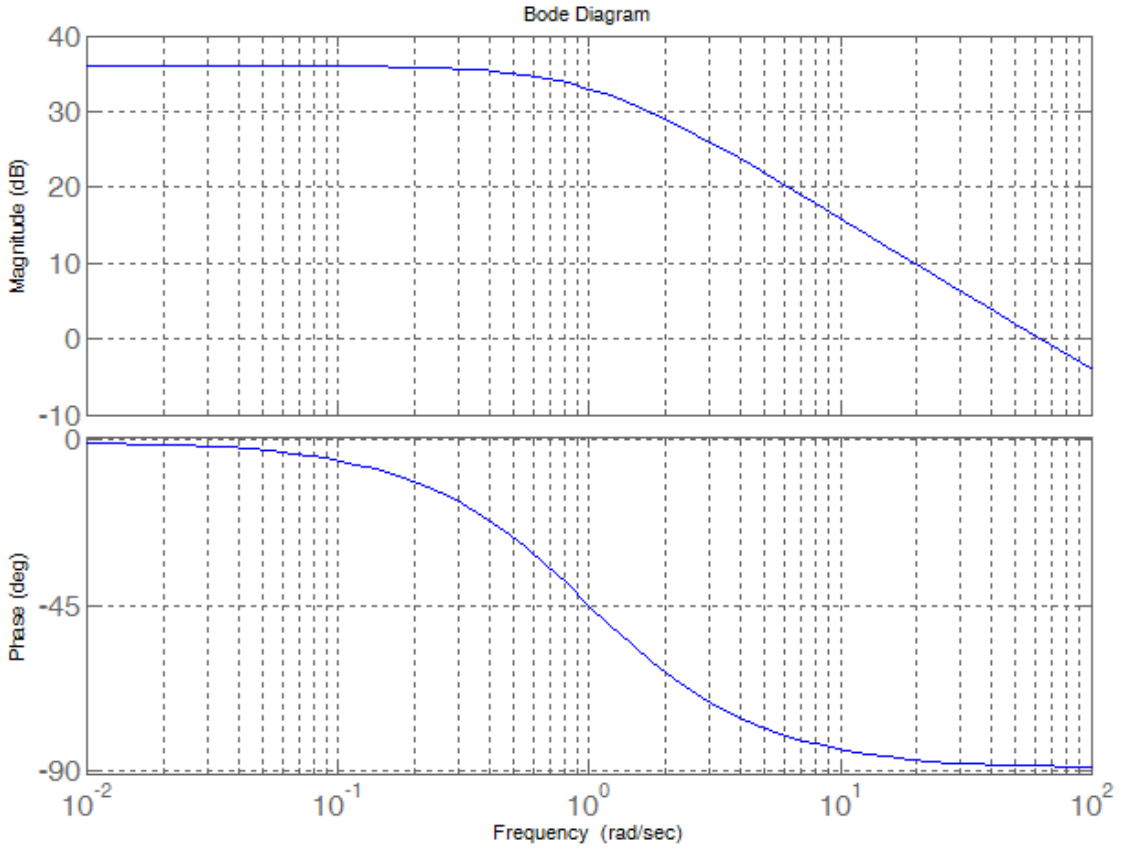

$\omega = 100$ rad/s




$\omega = 1000$ rad/s

*ANNEXE 7*

**Diagramme de Bode de gain de la fonction de transfert** $H_{vérin}(p)=\dfrac{V(p)}{Q(p)}$



ANNEXE 8

**Diagramme de Bode et réponse indicielle du système non corrigé** $\left(\delta(t)=0 \text{ et } \varphi_{dec}(t)=0\right)$

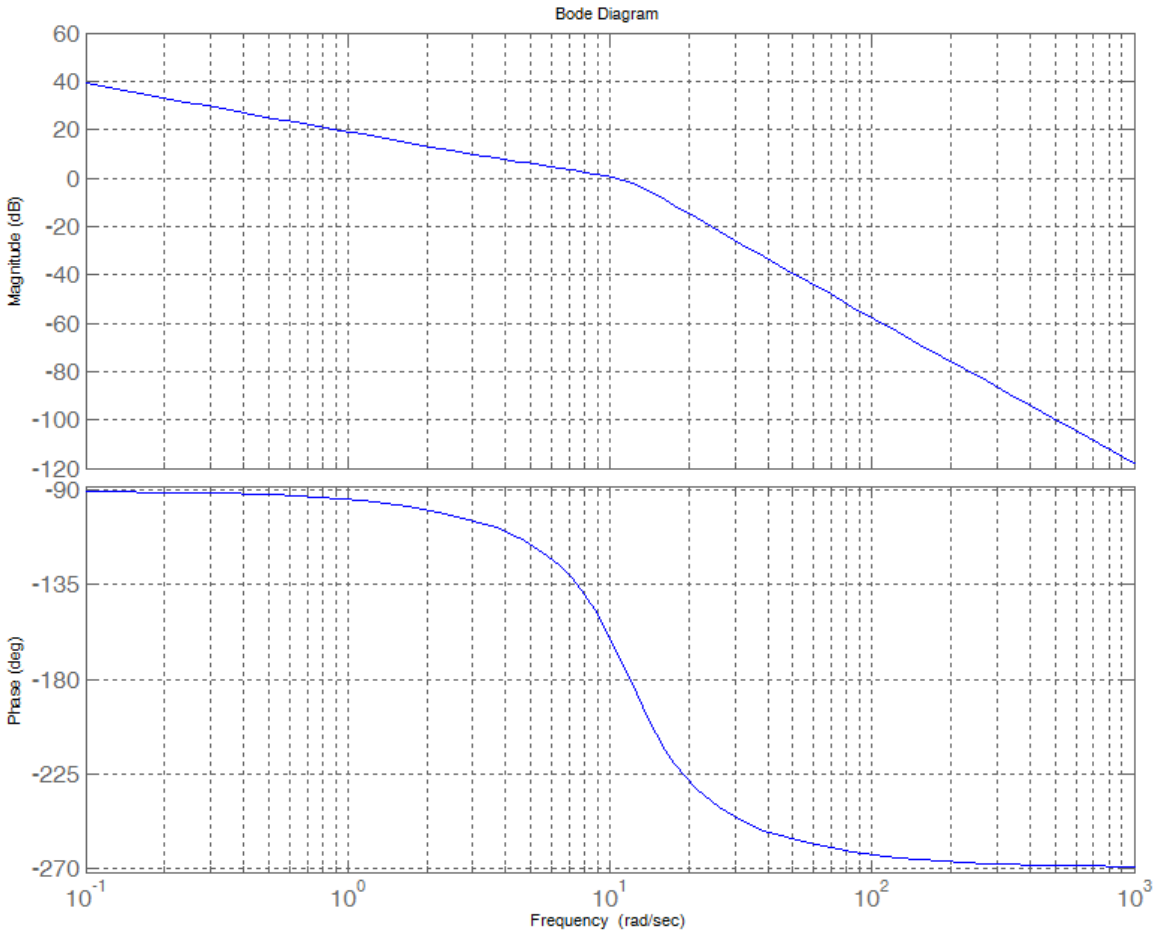
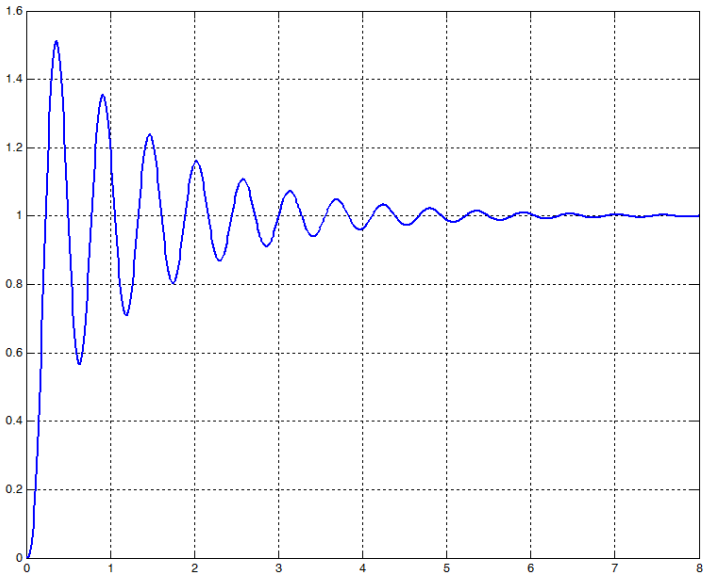



Diagramme de Bode de la fonction de transfert $H_{BO}(p)=\dfrac{m(p)}{\varepsilon(p)}$ non corrigée




Réponse indicielle de la fonction de transfert $H_{BF}(p)=\dfrac{\varphi(p)}{\varphi_c(p)}$, $\delta(t)=0$ et $\varphi_{dec}(t)=0$

*ANNEXE 9*

**Diagramme de Black et réponse indicielle du système corrigé,** $\delta(t)=0$ et $\varphi_{dec}(t)=0$

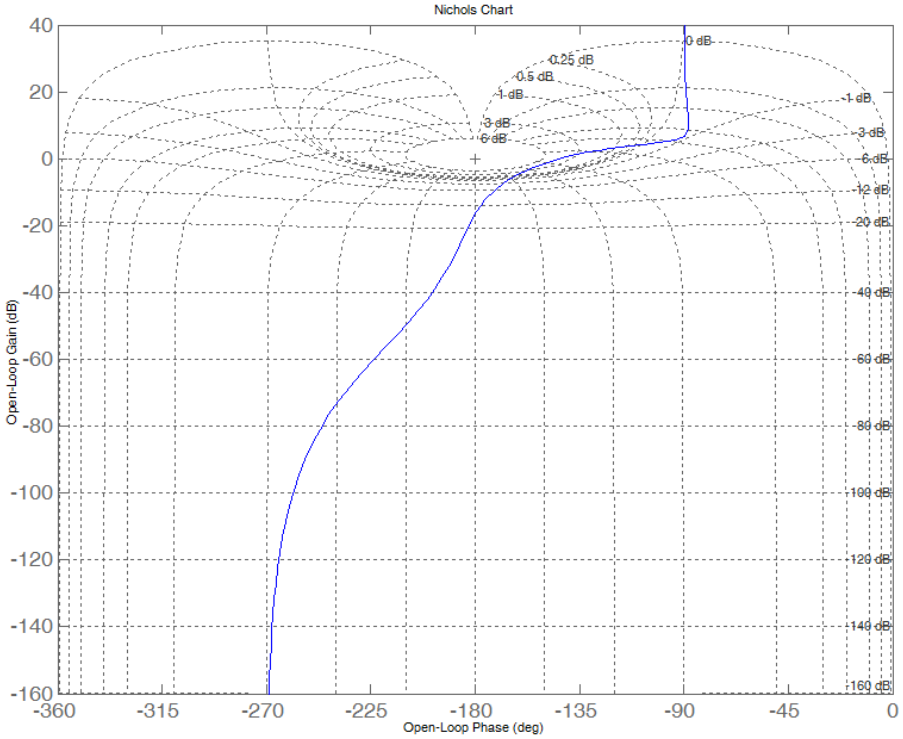
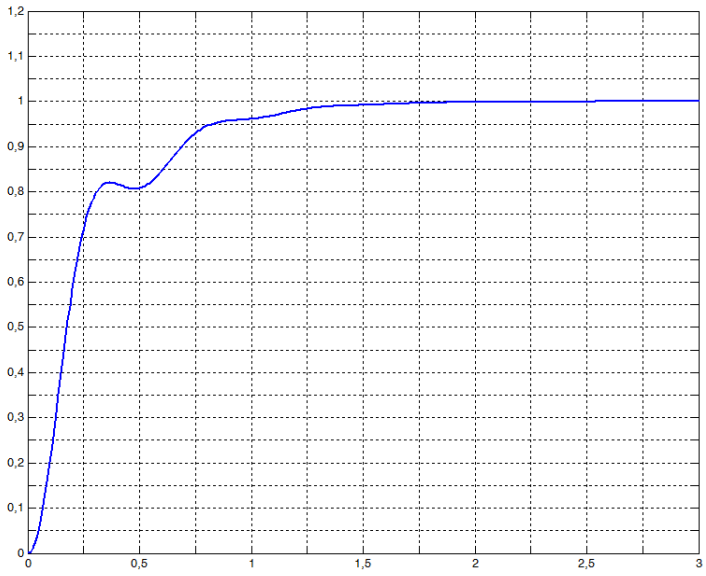



Diagramme de Black de la fonction de transfert $H_{BO}(p)=\dfrac{m(p)}{\varepsilon(p)}$



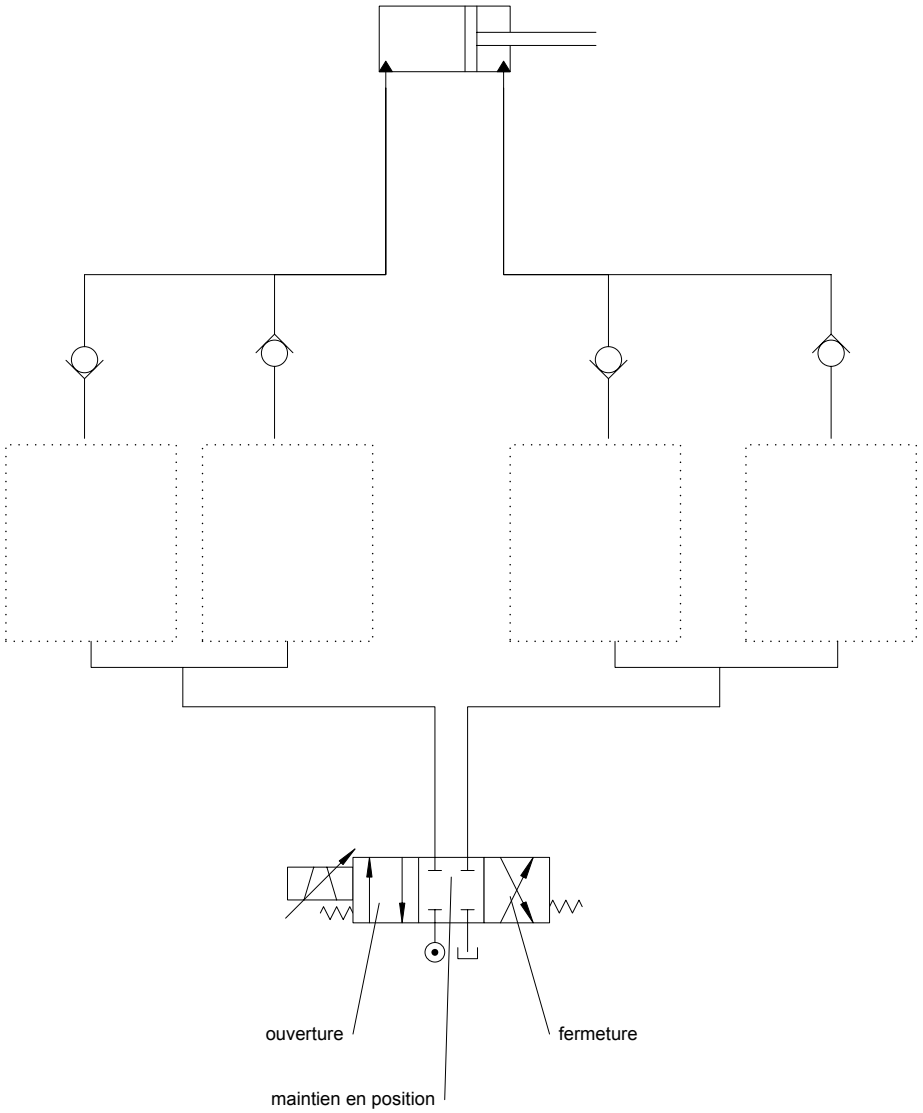

temps en s

Réponse indicielle de la fonction de transfert $H_{BF}(p)=\dfrac{\varphi(p)}{\varphi_c(p)}$, $\delta(t)=0$ et $\varphi_{dec}(t)=0$

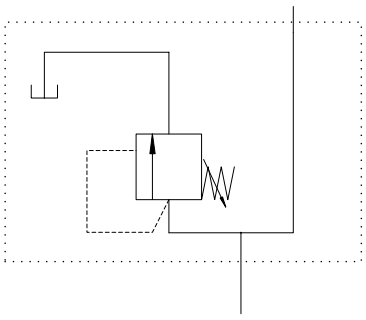
*DR 1*

**Schéma hydraulique du vérin d'ouverture des fourches**

(Soupapes de sécurité non représentées)

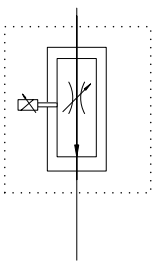



Les cases  seront complétées par les numéros affectés aux éléments suivants :



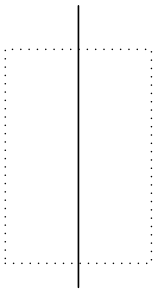
Limiteur de pression

1



Régulateur de débit proportionnel

2



canalisation

3

*DR 2*

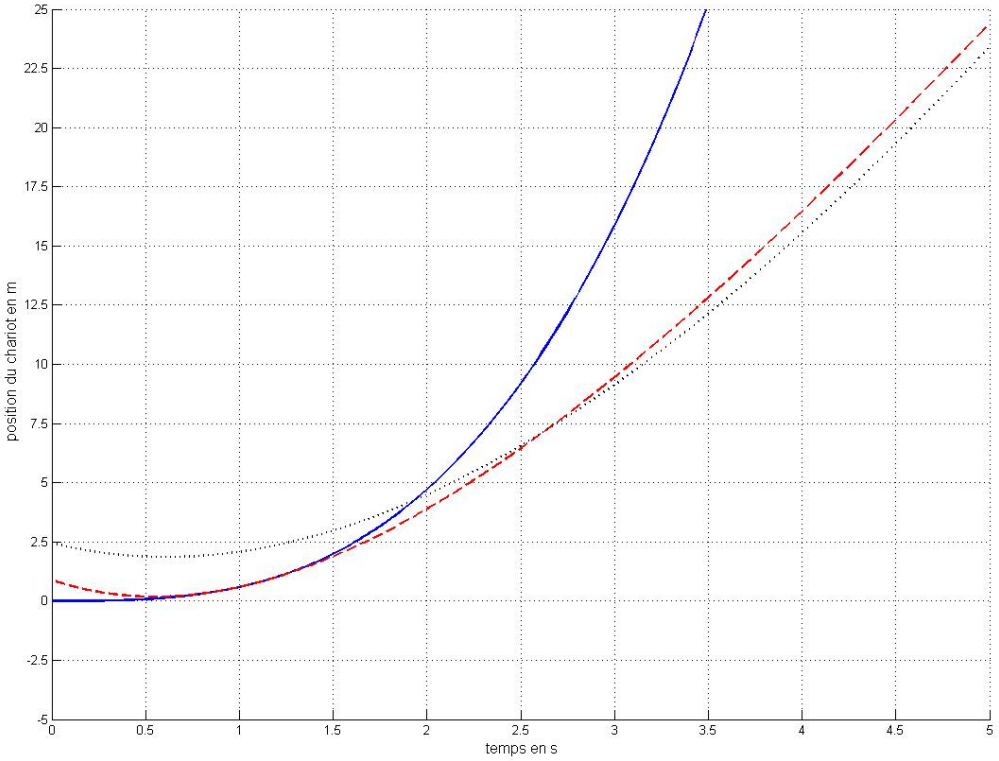
**Tableau de valeurs**

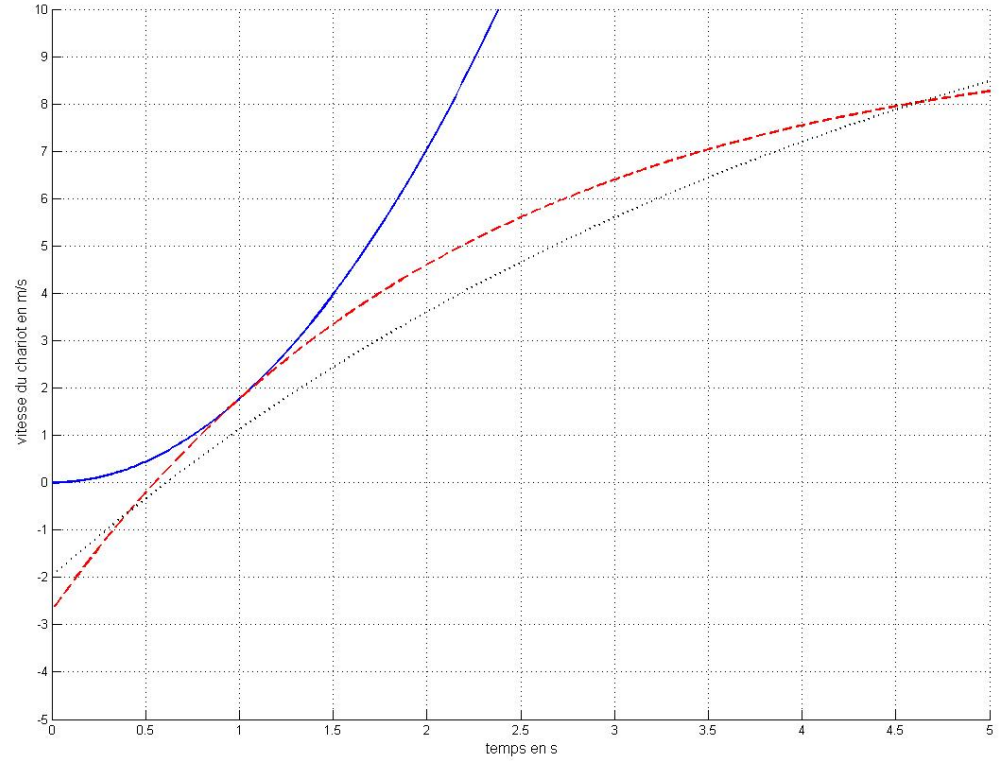
| | *U* | Ze1 | Ze2 | Zma1 | Zma2 | Zra1 | Zra2 | Zi2 | Zs2 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *V* | *U/V* | 32 | 26 | 32 | 32 | 36 | 42 | 28 | 40 | *dents* |
| Ze1 | 32 | 1,00 | 0,81 | 1,00 | 1,00 | 1,13 | 1,31 | 0,88 | 1,25 | |
| Ze2 | 26 | 1,23 | 1,00 | 1,23 | 1,23 | 1,38 | 1,62 | 1,08 | 1,54 | |
| Zma1 | 32 | 1,00 | 0,81 | 1,00 | 1,00 | 1,13 | 1,31 | 0,88 | 1,25 | |
| Zma2 | 32 | 1,00 | 0,81 | 1,00 | 1,00 | 1,13 | 1,31 | 0,88 | 1,25 | |
| Zra1 | 36 | 0,89 | 0,72 | 0,89 | 0,89 | 1,00 | 1,17 | 0,78 | 1,11 | |
| Zra2 | 42 | 0,76 | 0,62 | 0,76 | 0,76 | 0,86 | 1,00 | 0,67 | 0,95 | |
| Zi2 | 28 | 1,14 | 0,93 | 1,14 | 1,14 | 1,29 | 1,50 | 1,00 | 1,43 | |
| Zs2 | 40 | 0,80 | 0,65 | 0,80 | 0,80 | 0,90 | 1,05 | 0,70 | 1,00 | |
| | *dents* | | | | | | | | | |

**Rapports de réduction de la boîte de vitesse powershift**

| | $E_e$ débrayé<br>$E_{ra}$ débrayé | $E_e$ débrayé<br>$E_{ra}$ embrayé | $E_e$ embrayé<br>$E_{ra}$ embrayé | $E_e$ embrayé<br>$E_{ra}$ débrayé |
|---|---|---|---|---|
| $E_{ma}$ débrayé | | | | |
| $E_{ma}$ embrayé | | | | |

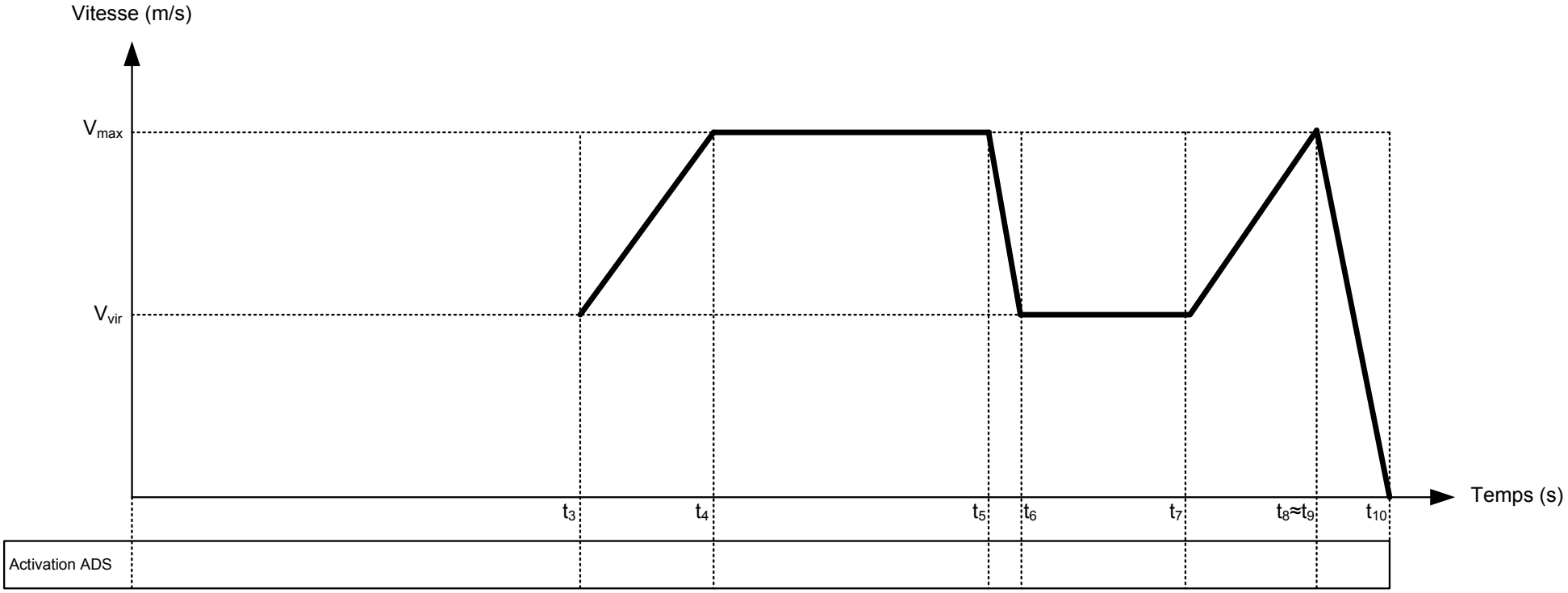
*DR 3*


position du chariot en m
temps en s
25
22.5
20
17.5
15
12.5
10
7.5
5
2.5
0
-2.5
-5
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
3.5
4
4.5
5


vitesse du chariot en m/s
temps en s
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
0
-1
-2
-3
-4
-5
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
3.5
4
4.5
5

*DR 4*

**Graphe de la vitesse du chariot**




| | $t_3$ | $t_4$ | $t_5$ | $t_6$ | $t_7$ | $t_8 \simeq t_9$ | $t_{10}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 16.8 s | 21.8 s | 32.11 s | 33.36 s | 39.54 s | 44.54 s | 47.15 s |

# Travailler les chapitres de ce sujet

Prepa Help suit le programme de PSI chapitre par chapitre : cours détaillé, méthodes, pièges, exercices et problèmes corrigés pas à pas, tirés des concours. L'essai gratuit donne accès aux chapitres offerts de ta filière, sans carte bancaire.

## Chapitres liés à ce sujet

- Cinématique des mécanismes : composition des mouvements, contact ponctuel, lois entrée-sortie et fermetures
- Statique des solides : principe fondamental et stratégie d'isolement
- Dynamique des systèmes de solides : principe fondamental, stratégie d'isolement, équilibrage
- Modélisation des systèmes asservis : structure, SLCI, transformée de Laplace, schéma-blocs
- Correction des systèmes asservis : correcteurs P, PI et à avance de phase
- Énergétique : puissances, théorème de l'énergie cinétique, rendement
- Performances des systèmes asservis : stabilité, précision, rapidité
- Transmetteurs de puissance et trains d'engrenages

## Ouvrir l'essai gratuit

Scanne le code ou clique sur le bouton.

**prepahelp.com/#essai**

Une question sur le concours ou sur ta filière : **écrire sur WhatsApp**

Les autres années et épreuves : prepahelp.com/annales/x-ens/psi