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

Session 2014, filière PSI

Sciences de l'ingénieur

Durée : 5 heures

Ce que traite le sujet

- Partie 1 : Présentation du support et analyse fonctionnelle
- Partie 2 : Etude de la manœuvrabilité du ponteur
- Partie 3 : Etude de la stabilité en pontage
- Partie 4 : Dimensionnement de la motorisation du verrouillage des travures
- Partie 5 : Justification de la loi de basculement du châssis basculeur
- Partie 6 : Etude de la synchronisation des vérins du châssis basculeur

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/2014/si

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

CX4614

Banque commune École Polytechnique - InterENS

PSI

Session 2014

Épreuve de Sciences Industrielles

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.

Etude du Système de Pose Rapide de Travures (SPRAT)



Figure 1 : système SPRAT étudié (source CNIM)

Le sujet est composé :

- de ce livret décrivant le système étudié ainsi que le travail demandé (page 3 à page 27) ;
- de documents réponse à joindre obligatoirement à la copie (documents DR1, DR2 et DR3).

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 différentes parties de ce sujet sont relativement indépendantes. Néanmoins, il est recommandé de les traiter dans l'ordre proposé afin de tenir compte des différentes remarques et des notations.

Partie 1 : Présentation du support et analyse fonctionnelle

L'armée de terre française a mis en service en 2012 le **S**ystème de **P**ose **RA**pide de **T**ravures (SPRAT), conçu et réalisé par les Constructions Industrielles de la Méditerranée (CNIM). Sa fonction est de déployer rapidement, en zone de combat, un pont modulaire amovible au dessus de brèches (rivière, crevasse, fossé,…) pour permettre leur franchissement par les engins blindés du Génie.

Le SPRAT est essentiellement composé du **ponteur** (Figure 2) qui est un véhicule à roues permettant de transporter des travures, de les assembler et de les déployer de façon automatique (dépose/reprise) pour constituer un pont entre les deux bords d'une brèche.



Figure 2 : Ponteur chargé de quatre travures (gauche) et travures assemblées permettant le franchissement d'une brèche (droite)

Le ponteur du SPRAT présente des performances opérationnelles uniques de mobilité tout terrain et de rapidité de mise en œuvre d'un pont. En effet, doté d'un moteur de 760 CV, il peut atteindre une vitesse de 70 km/h avec une autonomie de 600 km. Il est également capable de franchir des marches de 0,80 m, des pentes de 60% ou de tourner dans une zone de rayon limité (14 m). Enfin, le temps de dépose (resp. reprise) du pont ne dépasse pas 10 min (resp. 11 min 30 s).

Les caractéristiques et sous-ensembles du ponteur sont détaillés dans les documents techniques DT1 et DT2.

Q1.1 : *Proposer un diagramme SADT de niveau A-0 du SPRAT.*

Le ponteur comporte cinq essieux, tous moteurs de façon permanente, et est muni d'un système de suspension à roues indépendantes.

Q1.2 : *Donner une explication qualitative du choix technologique de suspension à roues indépendantes.*

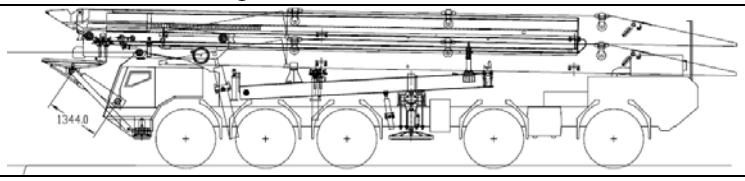
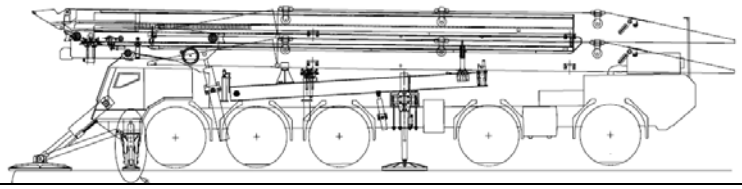
L'objectif de l'étude est l'analyse de deux des phases de vie du SPRAT :

- la **phase de roulage** jusqu'au bord de la brèche, étudiée dans la Partie 2;
- la **phase de déploiement d'un pont long (ou pontage)**, dans laquelle le pont est assemblé avant d'être posé au sol, étudiée dans les autres parties.

Cette seconde phase est décomposée en trois étapes principales détaillées ci-dessous.

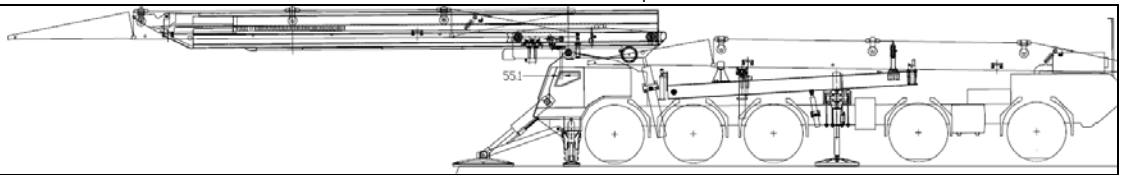
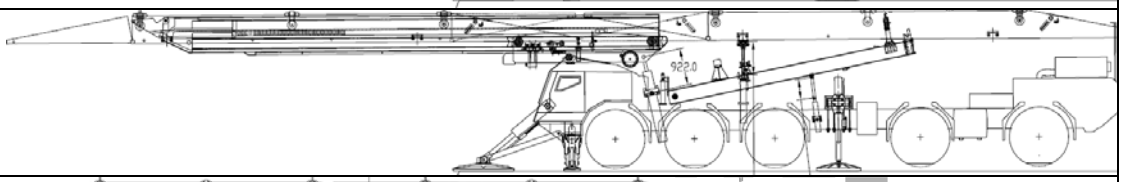
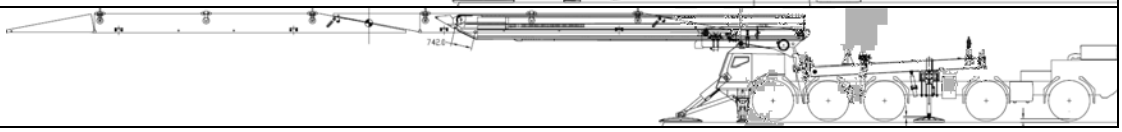
Etape 1 : stabilisation du ponteur (Partie 3)

Le ponteur, immobilisé au bord de la brèche (temps t_0), est soulevé par cinq pieds et positionné horizontalement (temps t_1).

$t = t_0$	
$t = t_1$	

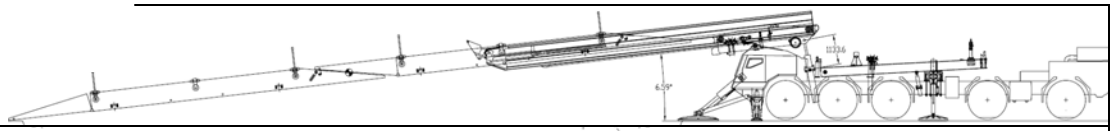
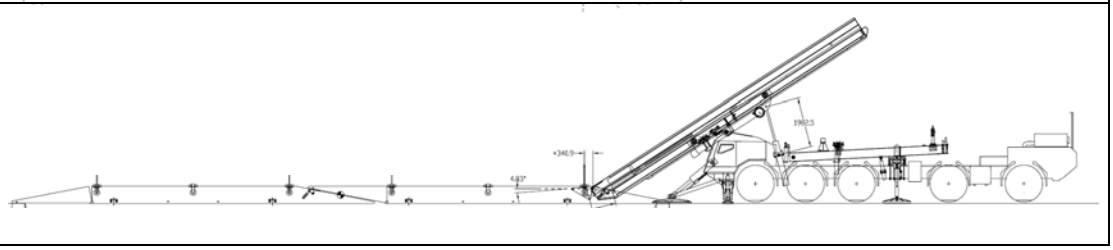
Etape 2 : assemblage du pont (Partie 4)

Le premier jeu de travures est avancé sur la poutre de lancement (temps t_2) puis le second jeu y est accosté et verrouillé (temps t_3). Les travures assemblées sont ensuite déployées au dessus de la brèche (temps t_4).

$t = t_2$	
$t = t_3$	
$t = t_4$	

Etape 3 : basculement et dépose du pont (Parties 5 et 6)

Le pont est incliné par rotation du châssis basculeur (temps t_5) avant d'être posé au sol (temps t_6).

$t = t_5$	
$t = t_6$	

Partie 2 : Etude de la manœuvrabilité du ponteur

L'objectif de cette partie est de valider, dans la phase de roulage du ponteur, les critères de la fonction FP1 exprimés ci-dessous.

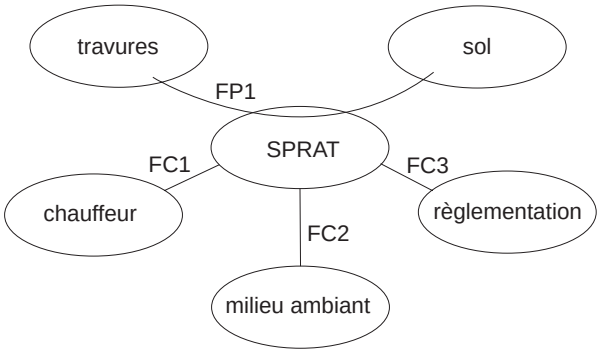


Figure 3 : diagramme partiel des interacteurs de la phase de roulage

FP1 : permettre aux travures de se déplacer par rapport au sol
FC1 : être dirigé par le chauffeur
FC2 : respecter le milieu ambiant
FC3 : respecter la règlementation

Fonction	**Critère**	**Niveau**
FP1	vitesse maximale rayon de la zone de braquage minimale	70 km/h 14,00 m

La direction du ponteur, composée de trois essieux avant et deux essieux arrière, est représentée sur la Figure 4.



Figure 4 : système à cinq essieux constituant le ponteur

Seuls les trois essieux avant sont directeurs de façon permanente. Les deux ensembles (avant/arrière) du système de direction du ponteur sont donc dissociés d'un point de vue mécanique :

- l'ensemble avant (essieux 1, 2 et 3) est lié mécaniquement au volant de direction. Cet ensemble est actif quelle que soit la situation, et la loi de braquage est indépendante de la vitesse du ponteur ;
- l'ensemble arrière (essieux 4 et 5) est piloté électroniquement et son fonctionnement peut donc être commandé en fonction de la vitesse du ponteur.

L'architecture de la direction du ponteur est schématisée sur la Figure 5. Les empattements entre les différents essieux, ainsi que toutes les grandeurs dimensionnelles et massiques nécessaires dans cette partie, sont donnés dans le document DT1.

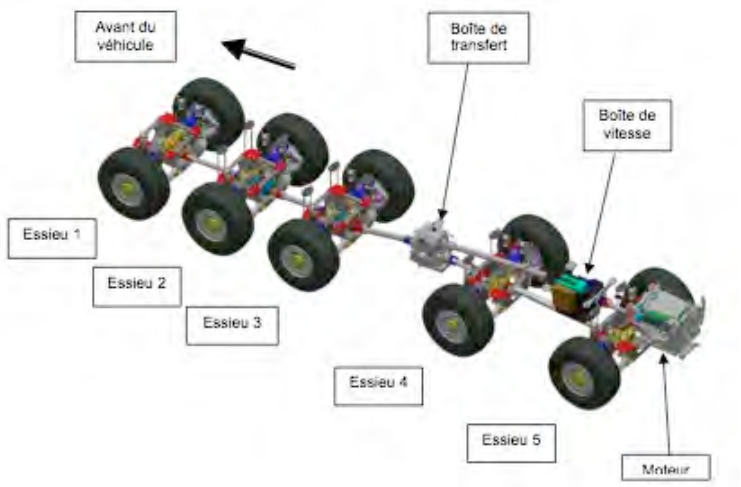


Figure 5 : architecture de la direction du ponteur

Fonctionnement à cinq essieux directeurs

On s'intéresse ici à la phase de fonctionnement où les cinq essieux du ponteur sont directeurs. On étudie le cas limite de braquage défini par le cahier des charges, et illustré sur la Figure 6, dans lequel le ponteur fait une manœuvre dans une zone circulaire de rayon limité à 14,00 m.
La modélisation retenue de chacune des liaisons entre le ponteur et le sol, après blocage des suspensions, est donnée sur la Figure 6. Le sol est supposé plan, les roues géométriquement parfaites, et le contact de chaque roue avec le sol ponctuel (point P) et sans glissement.

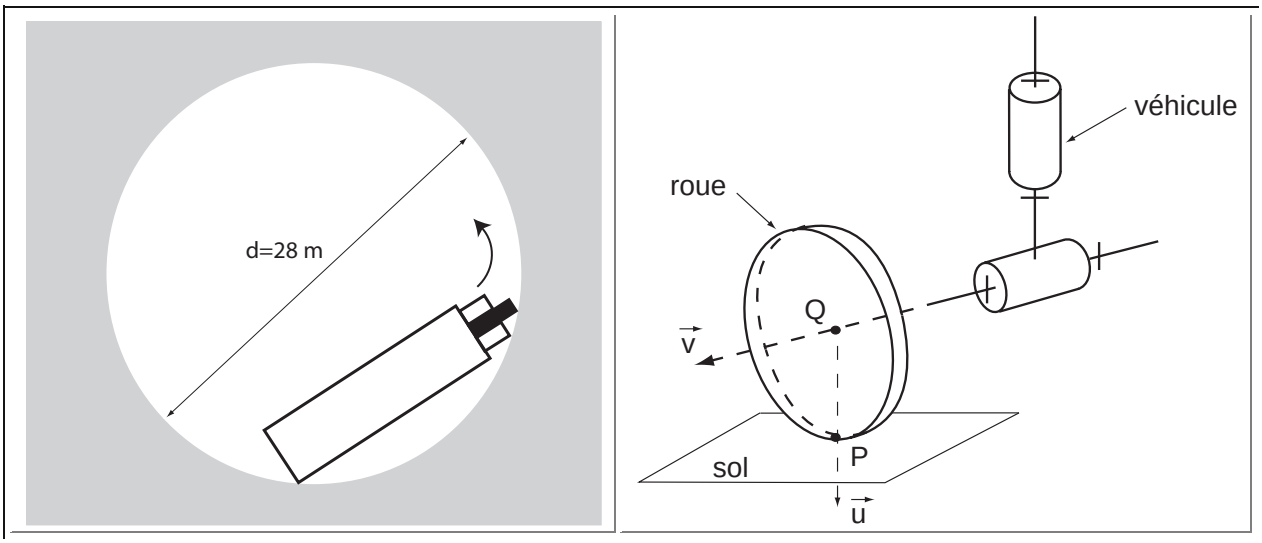


Figure 6 : vue de dessus du ponteur et de la zone de braquage autorisée (gauche), et schématisation de chaque liaison entre le ponteur et le sol (droite)

Q2.1 : *Exprimer la condition de roulement sans glissement au point de contact P entre une roue et le sol. En déduire l'orientation de cette roue.*

Le document réponse DR1 représente, en vue de dessous, l'encombrement du ponteur avec les positions : (i) des points de contact roue/sol pour chacune des dix roues ; (ii) du centre de gravité G du ponteur ; (iii) du CIR I pendant la manœuvre de braquage étudiée.

Q2.2 : *Justifier graphiquement la position du point I donnée sur le document DR1, en détaillant la méthode permettant de l'obtenir.*

Q2.3 : *Représenter alors sur le document DR1 l'orientation des dix roues du ponteur pendant la phase de braquage maximal étudiée. Quelle est la conséquence sur la loi de rotation des deux roues d'un même essieu.*

Le mécanisme permettant de braquer les roues d'un même essieu est représenté et modélisé sur la Figure 7. Des leviers 1 et 1', pilotés par un vérin dont la translation est liée à la rotation du volant, pivotent autour d'axes associés au véhicule (bâti 0). Ces leviers sont reliés entre eux par la bielle 2. Ils sont par ailleurs liés aux leviers de direction 4 et 4' de chaque ensemble {roue-moyeu-fusée} à l'aide de bielles de direction 3 et 3'.

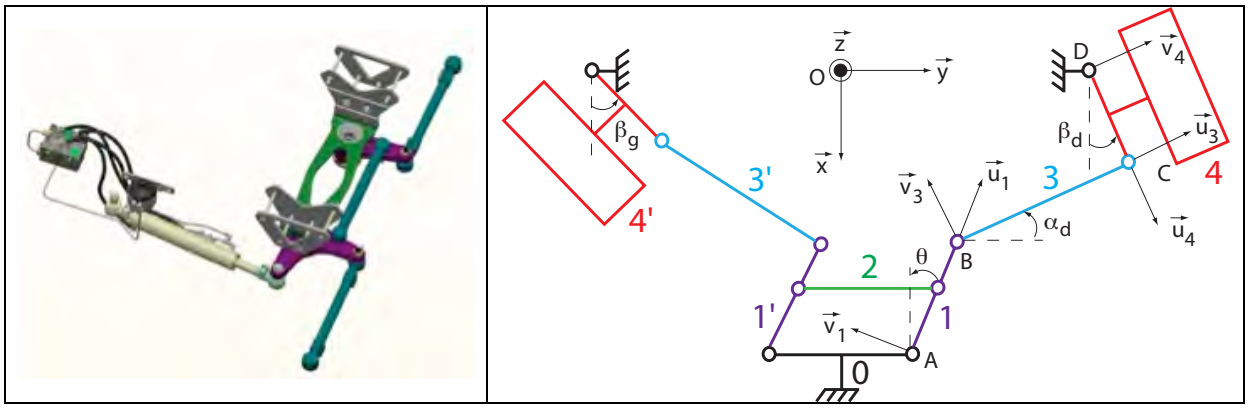


Figure 7 : mécanisme de braquage des roues d'un même essieu

En complément du repère $(O,\vec{x},\vec{y},\vec{z})$ lié au bâti (voir document DT1), on introduit les repères $(A,\vec{u}_1,\vec{v}_1,\vec{z})$ lié au levier 1, $(B,\vec{u}_3,\vec{v}_3,\vec{z})$ lié à la bielle 3 et $(D,\vec{u}_4,\vec{v}_4,\vec{z})$ lié au levier de direction 4.
On définit les angles de rotation $\theta=(\vec{u}_1,-\vec{x})$, $\alpha_d=(\vec{y},\vec{u}_3)$ et $\beta_d=(\vec{x},\vec{u}_4)$. En configuration « roues droites », le système de direction est symétrique avec $\theta=\beta_d=0$ et $\alpha_d=\alpha^0$. On note $\alpha_d=\alpha^0+\Delta\alpha_d$ dans le cas général.
On définit enfin $\overrightarrow{AB}=l_1\vec{u}_1$, $\overrightarrow{BC}=l_3\vec{u}_3$, $\overrightarrow{DC}=l_4\vec{u}_4$ et $\overrightarrow{AD}=-l_x\vec{x}+l_y\vec{y}$.

Q2.4 : *Exprimer la loi entrée-sortie reliant β_d à θ en fonction des données géométriques. Montrer, en considérant que $\Delta\alpha_d$ est petit, que cette loi peut se mettre sous la forme $c_2t^2+c_1t+c_0=0$ avec $t=\tan(\beta_d/2)$ et c_0, c_1, c_2 des constantes à déterminer en fonction de l_1, l_3, l_4, α^0 et θ.*

Un raisonnement similaire permet d'obtenir la loi entrée-sortie reliant θ et l'angle de rotation de la roue gauche β_g. L'évolution des angles β_g et β_d sur la plage de braquage possible $\theta \in [-30°, 30°]$ pour l_1 = 50 cm, l_3 = 1 m et l_4 = 50 cm est tracée sur la Figure 8.

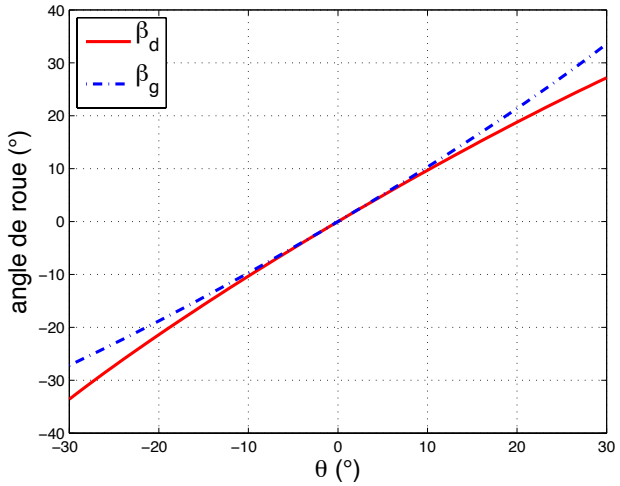


Figure 8 : évolution des angles de braquage β_g et β_d en fonction de θ

Q2.5 : *Analyser cette réponse, et conclure sur l'intérêt du mécanisme de braquage utilisé.*

La Figure 9 donne un modèle, en vue arrière et dans le plan de coupe du centre de gravité G du ponteur, des efforts (poids $\vec{P} = -P\vec{z}$ et effet centrifuge $\vec{F}_c = F_c\vec{y}$) subis par le ponteur pendant la manœuvre de braquage étudiée. Le point H est défini par $\overrightarrow{GH} = d_y\vec{y} - d_z\vec{z}$.

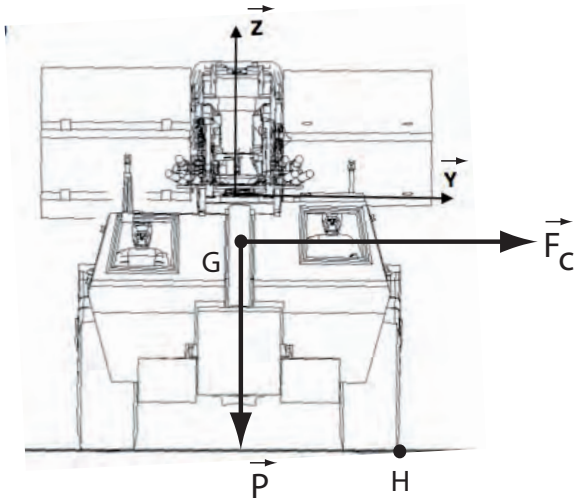


Figure 9 : efforts appliqués sur le ponteur pendant le braquage

Q2.6 : *Exprimer la vitesse critique V_{basc1} pour laquelle le ponteur bascule dans la phase de braquage étudiée, en fonction des longueurs d_y, d_z et $\overline{IG}$. Calculer cette vitesse à partir des données des documents DT1 et DR1.*

Q2.7 : *Conclure sur le respect du cahier des charges.*

Fonctionnement à trois essieux directeurs

Le pilotage de la loi de braquage des roues arrière du ponteur est fonction de l'angle de braquage des roues avant et de la vitesse du ponteur :

- le braquage maximum est disponible pour de faibles vitesses du ponteur ;
- lorsque la vitesse augmente, le braquage maximum autorisé diminue ;
- à partir d'une valeur seuil paramétrable, les roues arrière sont verrouillées en position droite quelle que soit la position du volant.

Dans la suite, on considère la loi de verrouillage définie sur la Figure 10 : la direction des roues arrière est activée de 0 km/h à 25 km/h ; au-delà, ces roues sont bloquées en position droite.

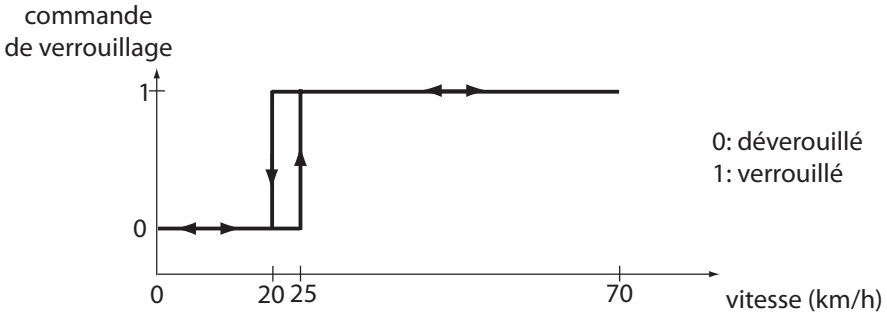


Figure 10 : loi de verrouillage des roues arrière

En phase de décélération du ponteur, le déverrouillage des essieux arrière est prévu avec un hystérésis (décalage en vitesse) de 5 km/h. La direction arrière est donc réactivée à 20 km/h (Figure 10).

Q2.8 : *Justifier la présence d'un hystérésis dans la loi de verrouillage.*

Le circuit hydraulique permettant de piloter la direction arrière du ponteur est partiellement représenté sur le document technique DT3.

Q2.9 : *Par analyse du document DT3, identifier les trois informations manquantes notées « XXX » : entrée du calculateur, composants 6 et 7.*

Les vérins 4 assurent un verrouillage hydraulique annexe en position « roues arrière droites ».

Q2.10 : *Justifier l'intérêt du système de verrouillage hydraulique annexe.*

On considère par la suite que la vitesse du ponteur est supérieure à 25 km/h ; les roues arrière sont donc bloquées mécaniquement en position droite.

Q2.11 : *Montrer que l'hypothèse de roulement sans glissement pour l'ensemble des roues n'est plus possible pendant une manœuvre de braquage. Préciser l'impact du glissement sur le dimensionnement des roues du ponteur.*

On suppose que la répartition de masse est telle que les roues extérieures des essieux 3 et 5 ne glissent pas en virage.

Q2.12 : *Dans le cas du braquage maximal des roues avant étudié à la question 2.3, représenter sur le document DR1 la nouvelle position du CIR du ponteur. Conclure sur l'effet du blocage des roues arrière vis-à-vis de la vitesse* V_{basc2} *provoquant le basculement du ponteur en configuration de braquage maximal des roues avant.*

Q2.13 : *En pratique, la vitesse critique* V_{basc2} *reste inférieure à la vitesse de 70 km/h préconisée par le cahier des charges. Proposer alors un moyen d'éviter le basculement du ponteur en virage pour des vitesses de roulage comprises entre* V_{basc2} *et 70 km/h.*

Partie 3 : Etude de la stabilité en pontage

L'objectif de cette partie est de valider, dans la phase de pontage, les critères de la fonction FC5 exprimés ci-dessous.

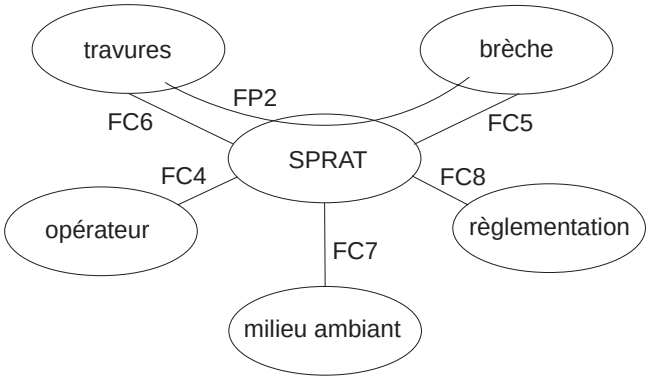


Figure 11 : diagramme partiel des interacteurs de la phase de pontage

FP2 : permettre aux travures de se déplacer au-dessus de la brèche
FC4 : être piloté par l'opérateur
FC5 : être positionné par rapport à la brèche
FC6 : positionner les travures
FC7 : respecter le milieu ambiant
FC8 : respecter la règlementation

Fonction	**Critère**	**Niveau**
FC5	stabilité en pontage	coefficient de stabilité : 1,2
	nombre de zones d'appui	5

Pendant la phase de pontage, la sécurité et la précision sont assurées par un système stabilisateur (Figure 12 et document DT1).



Figure 12 : ponteur en appui sur les stabilisateurs

Ce système est composé de cinq pieds pilotés par vérins : un pied avant (noté « stabAV »), deux pieds latéraux (notés « stabLAT ») et deux pieds arrière (notés « stabAR »). Une description détaillée de ces pieds est donnée dans le document DT2, et leur position relative dans le plan $(O,\vec{x},\vec{y})$ est représentée sur la Figure 13.

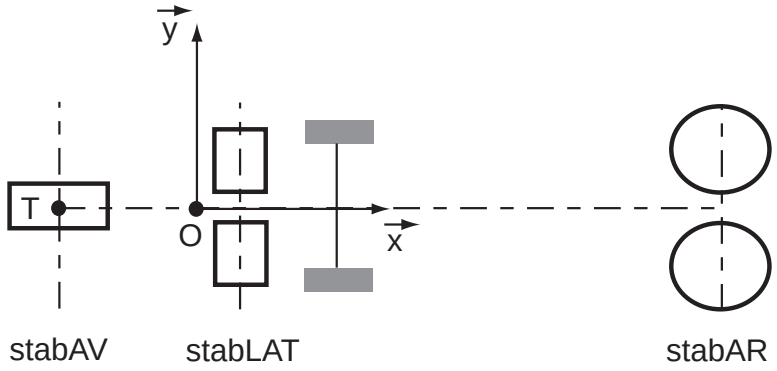


Figure 13 : position relative des divers pieds stabilisateurs

Hyperstatisme du système de stabilisation

Après stabilisation du ponteur, les roues de celui-ci ne touchent plus le sol et la liaison ponteur-sol est donc totalement assurée par les cinq pieds d'appui. On se propose d'analyser l'architecture de cette liaison.

La modélisation retenue est donnée sur la Figure 14.

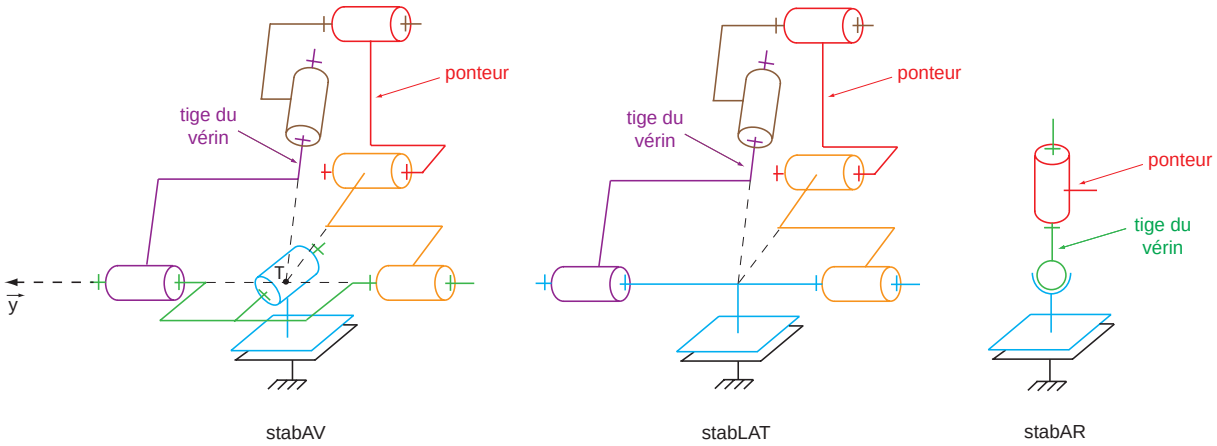


Figure 14 : schéma cinématique des pieds stabilisateurs

Q3.1 : *Calculer le degré d'hyperstatisme de chacune des cinq liaisons entre le ponteur et le sol (une liaison pour chacun des pieds stabilisateurs).*

Q3.2 : *Déterminer la liaison équivalente (globale) entre le ponteur et le sol, ainsi que son degré d'hyperstatisme. Conclure.*

Etude de la stabilité longitudinale du ponteur

On s'intéresse à la phase de pontage avec dépose d'un pont long (deux jeux de travures), en se plaçant dans le cas critique ou le pont est déployé totalement (porte à faux maximum). Les hypothèses d'étude sont (voir document DT1) :

- plan $(O,\vec{x},\vec{y})$ horizontal ;
- ensemble {travures + poutre de lancement + châssis basculeur} parallèle au plan $(O,\vec{x},\vec{y})$;

La stabilité longitudinale du ponteur peut être modélisée par deux couples globaux (selon $\vec{y}$) appliqués au ponteur : (i) le **couple de renversement** qui est la somme des moments créés par les masses en porte à faux ; (ii) le **couple de rappel** qui est la somme des moments créés par les masses compensant le couple de renversement.

Q3.3 : *Expliquer l'intérêt de calculer les couples de rappel et de renversement par rapport à l'axe de rotation* $(T,\vec{y})$ *de la semelle du stabilisateur avant (voir Figures 13 et 14).*

Les masses intervenant dans l'étude de la stabilité longitudinale du ponteur sont :

- le châssis basculeur, de centre de gravité G_c ;
- la poutre de lancement, de centre de gravité G_p ;
- le véhicule (base roulante), de centre de gravité G_b ;
- les travures, de centre de gravité G_t ;
- le carburant, de centre de gravité G_{carb}.

Q3.4 : *A partir des données du document DT1, donner la valeur de la position longitudinale* $X_{masse/stabAV} = \overrightarrow{TG_{masse}} \cdot \vec{x}$ *du centre de gravité de chacune des cinq masses précédemment décrites par rapport au stabilisateur avant. On donne* $\overrightarrow{OT} \cdot \vec{x}$ *= - 1977 mm.*

Q3.5 : *Classer, en justifiant le raisonnement, les cinq masses en deux catégories selon qu'elles créent un couple de rappel ou de renversement.*

On définit le coefficient de stabilité K_s contre le renversement :

K_s = couple de rappel/(couple de renversement x K_{dyn})

où K_{dyn} est un coefficient de pondération prenant en compte les effets dynamiques. La valeur de 1,05 prise dans la suite pour K_{dyn} sera validée dans la Partie 5.

Q3.6 : *Calculer les couples de renversement et de rappel, puis le coefficient* K_s*. Conclure sur la stabilité longitudinale du ponteur vis-à-vis du critère défini dans le cahier des charges.*

Q3.7 : *Décrire trois situations qui pourraient remettre en cause les hypothèses du modèle et dégrader les propriétés de stabilité longitudinale du ponteur (diminution de la valeur de* K_s*).*

Partie 4 : Dimensionnement de la motorisation du verrouillage des travures

L'objectif de cette partie est le dimensionnement de moteurs hydrauliques installés dans le SPRAT afin de valider le critère de la fonction FP2 exprimé ci-dessous.

Fonction	Critère	Niveau
FP2	temps de dépose/reprise d'un pont long	10 min / 11 min 30 s

Une des originalités du SPRAT est que la longueur du pont construit est modulable en fonction de la largeur de l'obstacle à franchir. Le ponteur possède en effet deux jeux de travures (i.e. quatre travures) identiques de longueur individuelle égale à 14,30 m.
Le ponteur peut donc déposer (Figure 15) :

- soit deux ponts courts de 14,30 m ;
- soit un pont long de 26,00 m par assemblage de deux jeux de travures.

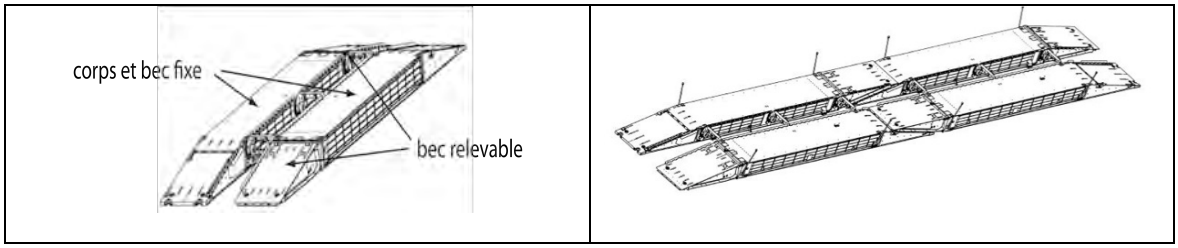


Figure 15 : représentation d'un pont court (gauche) et d'un pont long (droite)

Q4.1 : *Donner deux avantages d'avoir un pont modulable.*

Pour la mise en œuvre d'un pont long, l'assemblage entre les travures est réalisé par un accouplement en quinconce (Figure 16).



Figure 16 : assemblage de deux travures sur le ponteur

Les extrémités de chaque travure sont constituées de deux becs inclinés : un bec fixe toujours en position basse et un bec mobile relevable (voir Figure 17). L'accouplement entre deux travures s'effectue en relevant le bec mobile d'une travure pour que sa forme devienne complémentaire du bec fixe de la travure en regard.

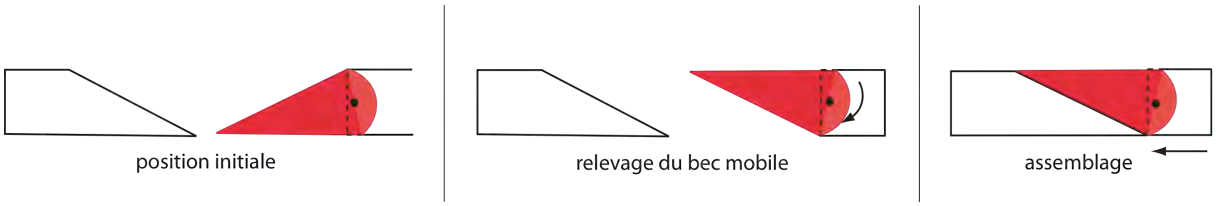


Figure 17 : schématisation de l'accouplement entre deux travures

Q4.2 : *Expliquer l'intérêt de placer les becs mobiles de façon dissymétrique sur les deux jeux de travures, comme illustré sur la Figure 15.*

Le verrouillage inter-travures est réalisé par un système de crochets et de pions représenté sur la Figure 18.



Figure 18 : représentation du système de verrouillage inter-travures

Lors de la mise en position de la travure 2 par rapport à la travure 1, les deux crochets présents sur la travure 1 font glisser la travure 2 le long du plan de contact afin de l'amener à la position souhaitée pour le verrouillage (Figure 19).

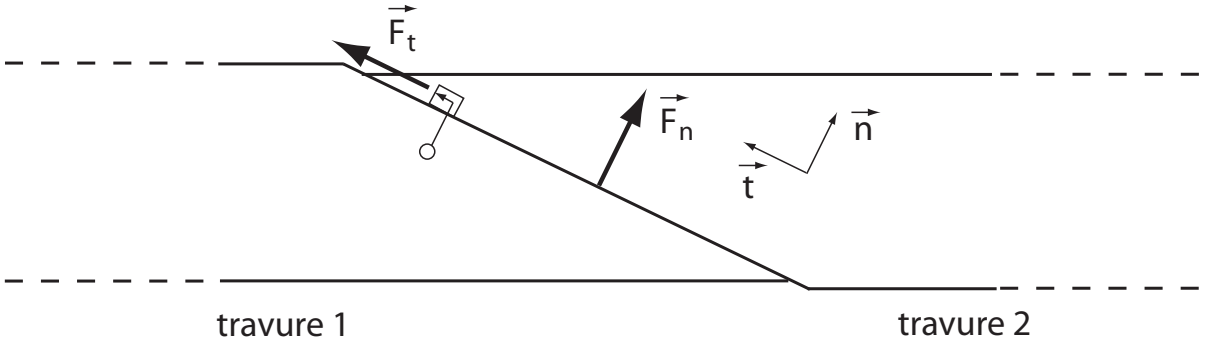


Figure 19 : configuration au contact entre les travures pendant la mise en position

L'effort normal de contact entre les travures, dû au poids propre de celles-ci, est noté $\vec{F}_n = F_n\vec{n}$ avec F_n = 200 000 N. On définit le vecteur unitaire tangent $\vec{t}$ ainsi que le coefficient d'adhérence f = 0,3 au contact inter-travures.

Q4.3 : *Déterminer l'amplitude de l'effort* $\vec{F}_t = F_t\vec{t}$ *que doit exercer chacun des deux crochets lors de la mise en position de la travure 2.*

Le dispositif de verrouillage par crochets dont dispose chaque travure est piloté par un moteur hydraulique via une transmission mécanique (Figure 20) :

- la rotation des crochets est effectuée grâce à un levier actionné par une vis ;

- la translation de la vis est quant à elle commandée par la rotation de l'arbre de transmission d'entrée, au moyen du groupe réducteur composé d'un réducteur et d'un système vis-écrou ;
- l'arbre de transmission est lié au moteur par une ligne de transmission avec renvois d'angle.

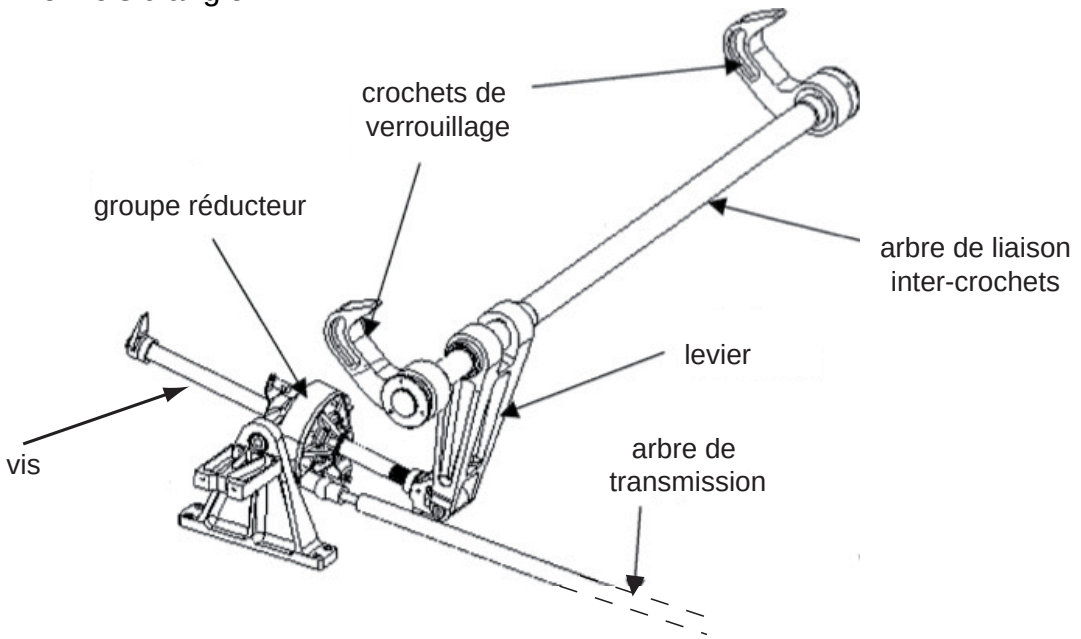


Figure 20 : chaîne cinématique du verrouillage inter-travures

On admet par la suite que le cahier des charges impose de respecter les critères suivants :

- couple maximal de verrouillage sur l'axe des crochets: 5000 Nm ;
- course angulaire de verrouillage des crochets : 70° (0,1944 tour) ;
- temps de verrouillage des crochets : 20 s.

Un schéma partiel des grandeurs mécaniques (longueurs, rendements, …) mises en jeu dans la chaîne cinématique du verrouillage par crochets est donné sur le document réponse DR2. La vitesse de rotation du moteur hydraulique est fixée à 1000 tr/min.

Q4.4 : *Vérifier que la vitesse de rotation du moteur hydraulique permet de valider le temps de verrouillage imposé par le cahier des charges.*

Q4.5 : *Compléter le document DR2 (cases grisées) et en déduire la valeur du couple nécessaire à la sortie du moteur hydraulique.*

Q4.6 : *Choisir, dans le catalogue du document technique DT4, un modèle de moteur hydraulique vérifiant le cahier des charges et minimisant l'encombrement (volume).*

Partie 5 : Justification de la loi de basculement du châssis basculeur

L'objectif de cette partie est de caractériser la loi de vitesse de rotation à appliquer au châssis basculeur pour respecter une amplification dynamique inférieure à 5% pendant la dépose du pont (cf. Partie 3).

On se place dans la phase de basculement d'un pont long afin de le poser au sol (Figure 21). La manœuvre est effectuée par rotation du châssis basculeur autour de l'axe $(O,\vec{y})$, et est pilotée par deux vérins hydrauliques.

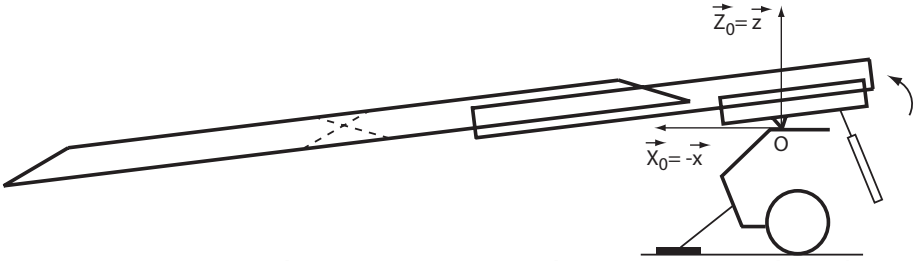


Figure 21 : schématisation du système basculant étudié

Dans toute cette partie, on considère que le référentiel lié à la base roulante du ponteur (repère associé $(O,\vec{X}_0,\vec{Y}_0,\vec{Z}_0)=(O,-\vec{x},-\vec{y},\vec{z})$) est galiléen.

<u>Définition du modèle dynamique</u>

L'ensemble basculant est constitué de trois éléments :

- élément 1 : châssis basculeur (sans les vérins) ;
- élément 2 : poutre de lancement ;
- élément 3 : pont.

Chaque élément i est modélisé par une poutre équivalente indéformable, de centre de gravité G_i, de masse m_i, de longueur L_i et de section carrée de côté a_i ; on note $(G_i,\vec{X}_i,\vec{Y}_i,\vec{Z}_i)$ le repère principal d'inertie associé (Figure 22).

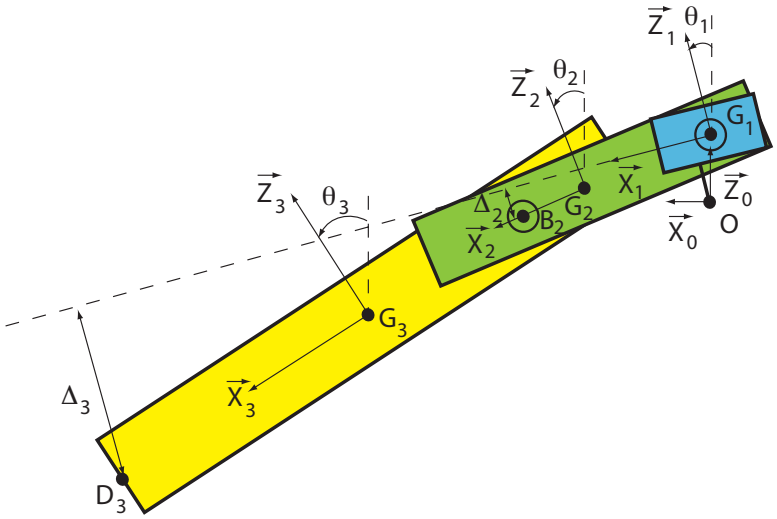


Figure 22 : position déformée de l'ensemble basculant

Q5.1 : *Démontrer que la matrice d'inertie de chacune des trois poutres, dans son repère* $(G_i,\vec{X}_i,\vec{Y}_i,\vec{Z}_i)$ *associé, s'exprime sous la forme :*

$$\begin{bmatrix} A_i & 0 & 0 \\ 0 & C_i & 0 \\ 0 & 0 & C_i \end{bmatrix}_{(G_i,\vec{X}_i,\vec{Y}_i,\vec{Z}_i)}$$

où A_i *et* C_i *sont à déterminer en fonction des caractéristiques* m_i, L_i *et* a_i.

La souplesse des liaisons entre les poutres (comportement élastique) est prise en compte dans l'analyse dynamique. Elle est modélisée par deux ressorts de torsion positionnés aux jonctions (points G_1 et B_2) entre les poutres (voir Figure 22).
Le comportement des ressorts de torsion est de la forme $C = -k\Delta\theta$ où C est le couple au niveau de la jonction, $k > 0$ est un coefficient de raideur et $\Delta\theta$ est l'écart angulaire entre les deux poutres en jonction.

On note $\overrightarrow{OG_1} = x_1\vec{X}_1 + z_1\vec{Z}_1$, $\overrightarrow{G_1G_2} = l_{12}\vec{X}_2$, $\overrightarrow{G_1B_2} = b_{12}\vec{X}_2$, $\overrightarrow{B_2G_3} = b_{23}\vec{X}_3$ et $\overrightarrow{G_3D_3} = h_3\vec{X}_3$.
On définit aussi les angles $\theta_1 = (\vec{Z}_0,\vec{Z}_1)$, $\theta_2 = (\vec{Z}_0,\vec{Z}_2)$ et $\theta_3 = (\vec{Z}_0,\vec{Z}_3)$.

Une mesure au repos ($\theta_1 = 0°$) permet de relever, sous poids propre, le déplacement vertical (ou flèche) selon $-\vec{Z}_1$ du point B_2 (resp. D_3) noté Δ_2^0 (resp. Δ_3^0).

Q5.2 : *En considérant que les angles* θ_2 *et* θ_3 *restent petits, exprimer la raideur en torsion* k_1 *(resp.* k_2*) du ressort placé en* G_1 *(resp. en* B_2*) en fonction de* Δ_2^0, Δ_3^0 *et des données.*

Q5.3 : *Exprimer les torseurs dynamiques de la poutre de lancement (élément 2) et du pont (élément 3) en leur centre de gravité respectif, en fonction des données.*

Q5.4 : *En déduire les deux équations de la dynamique permettant d'obtenir l'évolution des angles de rotation* θ_2 *et* θ_3 *en fonction de celle de l'angle de rotation* θ_1 *du châssis basculeur.*

Q5.5 : *Critiquer le modèle utilisé en donnant une modélisation physique plus réaliste de la dynamique du basculement du pont.*

<u>Détermination de la loi de vitesse de basculement</u>

La loi de vitesse de rotation $\dot{\theta}_1(t)$ du châssis basculeur est choisie sous forme trapézoïdale (Figure 23). On souhaite minimiser le temps de basculement tout en limitant les effets dynamiques à 5%.

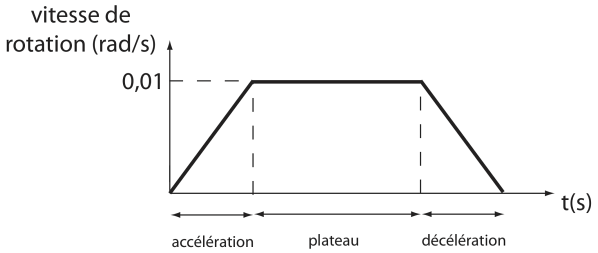


Figure 23 : forme de la loi de vitesse

On considère :

- que la vitesse angulaire maximale $\dot{\theta}_1^{\max}$, obtenue après la phase d'accélération, est fixée à 0,01 rad/s ce qui correspond à un déplacement de l'extrémité du pont d'environ 3 m en 10 s ;
- que la durée d'accélération est égale à celle de décélération ;
- que la rotation totale du châssis basculeur pour poser le pont sur le sol est de 0,1150 rad (6,59°).

Q5.6 : *Exprimer la relation qui lie la durée d'accélération* Δt_{acc} *et celle de plateau* Δt_{pla}*, puis celle liant* Δt_{acc} *et la durée totale de basculement* ΔT*.*

Une étude paramétrique est faite sur la durée d'accélération (ou de décélération). On effectue pour cela une série de quatre tests avec Δt_{acc} = 0,5 s, Δt_{acc} = 1,0 s, Δt_{acc} = 1,5 s et Δt_{acc} = 2,0 s. Les réponses dynamiques du système basculant au cours de la rotation du châssis sont représentées sur la Figure 24 ; on trace les évolutions temporelles de $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ et de la flèche $\Delta_3(t)$ (déplacement selon $-\vec{Z}_1$ de l'extrémité du pont) jusqu'à ce que le pont touche le sol.

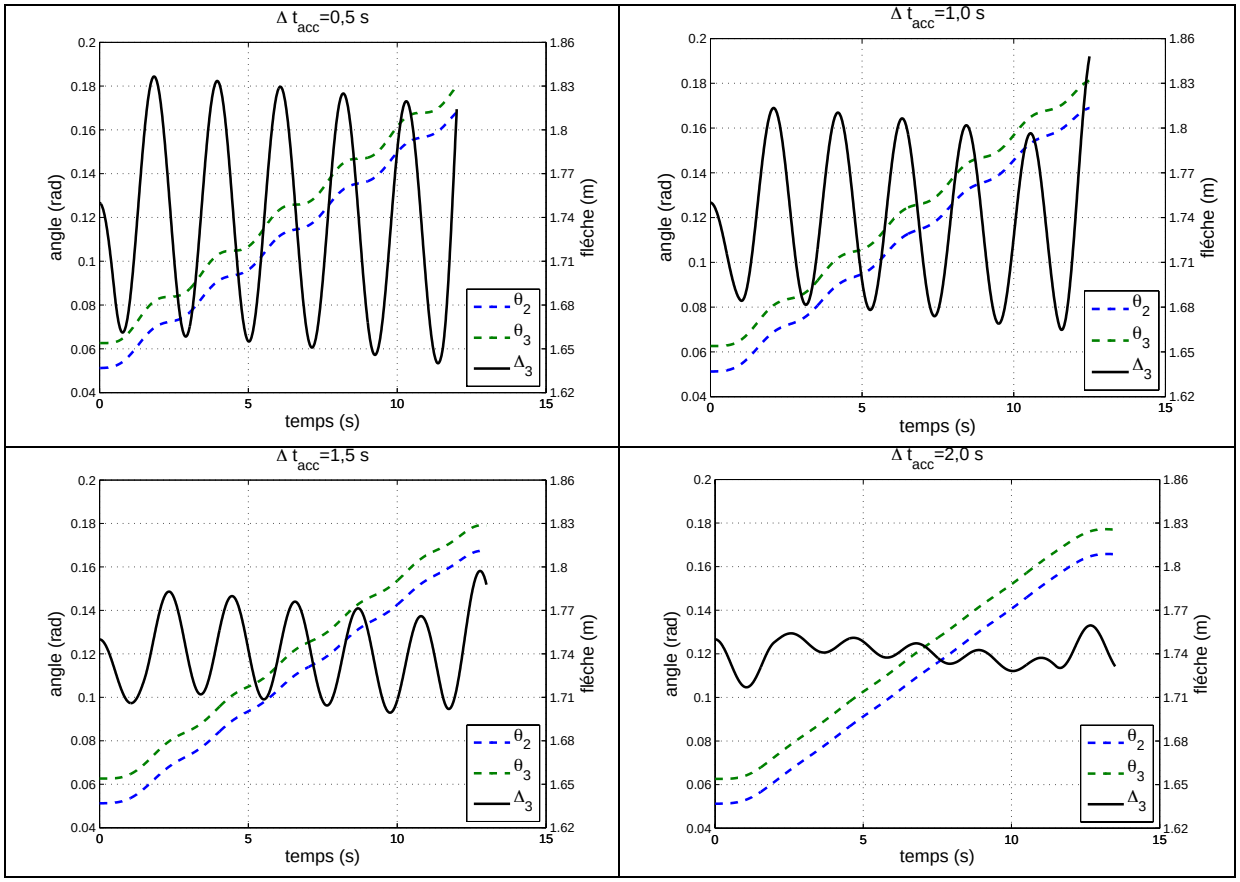


Figure 24 : courbes de réponse dynamique pour différentes valeurs de Δt_{acc}

Q5.7 : *Analyser ces réponses dynamiques, en commentant l'ordonnée à l'origine et en caractérisant les oscillations.*

L'amplification dynamique est définie par $\frac{A/2}{\Delta_3^0}$ où $A = \Delta_3^{max} - \Delta_3^{min}$ est l'amplitude maximale de la réponse pour la flèche.
On donne la valeur de la flèche au repos : Δ_3^0 = 1750 mm.

Q5.8 : *Déterminer la valeur optimale de Δt_{acc} vis-à-vis du cahier des charges, et en déduire le temps de basculement du pont.*

Partie 6 : Etude de la synchronisation des vérins du châssis basculeur

L'objectif de cette partie est de déterminer l'asservissement à utiliser pour le basculement du châssis basculeur afin de valider les critères de précision, amortissement et stabilité associés à la fonction FC5 et exprimés ci-dessous.

Fonction	Critère	Niveau
FC5	erreur de position	nulle
	erreur de vitesse	<0.01%
	dépassement maximal	10%
	marge de gain	50 dB
	marge de phase	90°

Modélisation d'une servo-commande hydraulique

Q6.1 : *Exprimer l'intérêt d'utiliser des vérins hydrauliques pour effectuer le basculement du châssis basculeur.*

Les équations issues de la modélisation d'une servo-commande hydraulique par vérin sont rappelées ci-dessous :

$$Q = S\frac{dX_p}{dt} + \frac{V}{2B}\frac{d(P_1 - P_2)}{dt}$$

$$(P_1 - P_2).S = M_e\frac{d^2X_p}{dt^2} + f\frac{dX_p}{dt} + F_{ext}$$

Q est le débit volumétrique (entrée du système), B est le coefficient de compressibilité, P_1 (resp. P_2) est la pression du fluide dans la chambre 1 (resp. chambre 2) du vérin, V est le volume total des chambres, S est la section utile du vérin, F_{ext} est la force extérieure exercée sur le vérin, et X_p est la position de la tige du vérin (sortie du système).

Q6.2 : *En utilisant la transformée de Laplace et en détaillant les hypothèses considérées, construire le schéma bloc de la servo-commande. Détailler les grandeurs et leurs unités.*

On souhaite ajouter un capteur de position, de gain noté K_p, pour pouvoir asservir le vérin hydraulique en position.

Q6.3 : *Modifier le schéma bloc pour prendre en compte le capteur de position.*

Q6.4 : *Proposer une seconde modification du schéma bloc permettant d'obtenir un retour unitaire.*

Q6.5 : *En supposant $F_{ext} = 0$, exprimer la fonction de transfert en boucle ouverte de la servo-commande.*

Etude de comportement et de stabilité de la servo-commande

On souhaite étudier le comportement de la servo-commande asservie en position. On suppose pour cela que la fonction de transfert $G_{sc}(p)$ de la chaîne directe avec retour unitaire s'écrit :

$$G_{sc}(p) = \frac{0,959}{p(1,104.10^{-3}\,p^2 + 6,777.10^{-12}\,p + 1)}$$

Q6.6 : *Déterminer l'écart en position et conclure sur le respect du cahier des charges.*

Q6.7 : *Tracer sur le document réponse DR3 l'allure du diagramme de Bode asymptotique de ce système. Représenter également l'allure de la fonction non-asymptotique.*

Q6.8 : *Expliquer pourquoi le diagramme de Bode asymptotique ne permet pas de conclure sur la stabilité globale du système.*

Q6.9 *: Pour assurer la stabilité, la courbe de gain du diagramme de Bode doit être abaissée d'environ 160 dB. Détailler une solution technique simple permettant d'atteindre cet objectif, et expliciter l'effet néfaste apporté par cette solution sur le système.*

Etude du comportement avec un correcteur

On considère à présent un correcteur plus évolué. La fonction de transfert de ce correcteur est définie par :

$H_c(p) = K_c \frac{p^2 + \alpha}{p^2 + \beta p + \alpha}$ avec α, β des paramètres du correcteur (réels positifs).

On donne K_c=0,01.

Q6.10 : *Tracer l'allure du diagramme de Bode de ce correcteur, et détailler l'effet de chacun des paramètres K_c, α et β. Conclure sur l'effet global du correcteur sur le système.*

Q6.11 : *Proposer, en la justifiant, une valeur pertinente pour le paramètre α.*

Q6.12 : *En considérant la solution technique proposée précédemment (question 6.9), expliquer pourquoi ce correcteur permet de respecter efficacement les marges de stabilité.*

Etude de la synchronisation entre les deux vérins

En pratique, le basculement du pont est piloté par deux vérins mécaniquement liés au châssis basculeur afin d'en assurer la rotation. Un différentiel de position entre les deux vérins peut se traduire par un couple de torsion sur le châssis. De plus, lors d'un mouvement des travures, certains facteurs extérieurs tels que le positionnement

du véhicule en dévers ou la présence de boue ou de vent sur les travures peuvent engendrer des efforts dissymétriques sur le châssis.

Pour contrôler ces effets lors du basculement du pont, une synchronisation des deux vérins est assurée ; elle garantit un écart borné en pression entre les deux vérins. La solution technologique retenue consiste à modifier la boucle de retour unitaire de l'asservissement en position afin de prendre en compte la valeur de position de l'autre vérin.
Le schéma de la boucle de retour pour l'asservissement du vérin 1 est représenté sur la Figure 25. Les entrées x_{v_1} et x_{v_2} sont respectivement les positions des vérins 1 et 2. La sortie x_{r_1} correspond au signal envoyé au comparateur pour l'asservissement en position.

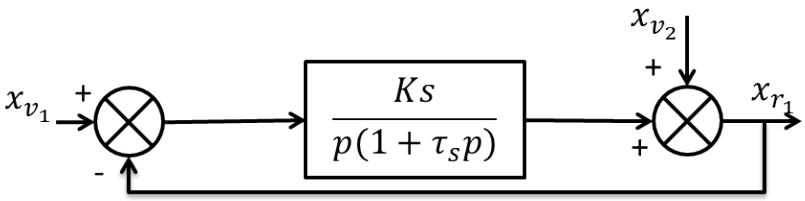


Figure 25 : schéma de synchronisation en position des vérins 1 et 2

Q6.13 : *Exprimer la fonction de transfert liant la sortie x_{r_1} aux entrées x_{v_1} et x_{v_2}.*

Q6.14 : *Exprimer la pulsation propre et le coefficient d'amortissement du système.*

Q6.15 : *Réécrire la fonction de transfert lorsque les deux vérins évoluent exactement avec la même position ($x_{v_1} = x_{v_2}$). Détailler ce qui se passe physiquement dans ce cas.*

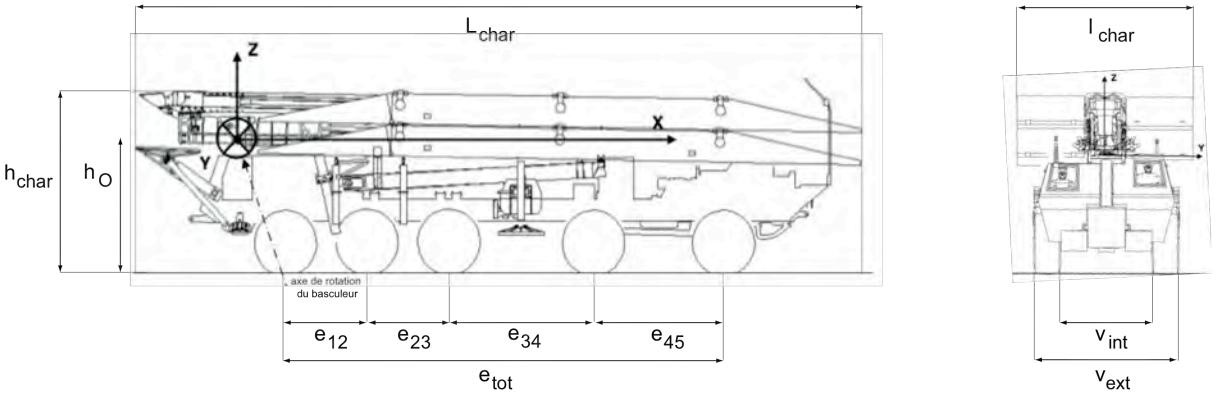
Q6.16 : *Conclure sur les performances du système (stabilité et écart en position) lorsque qu'il se produit un décalage de position $\Delta x = x_{v_1} - x_{v_2}$ durant l'asservissement.*

Q6.17 : *Représenter le schéma d'asservissement global avec la consigne de position x en entrée et les positions x_{v_1} et x_{v_2} des vérins en sortie, faisant apparaître la synchronisation des vérins.*

Document DT1
Caractéristiques du ponteur

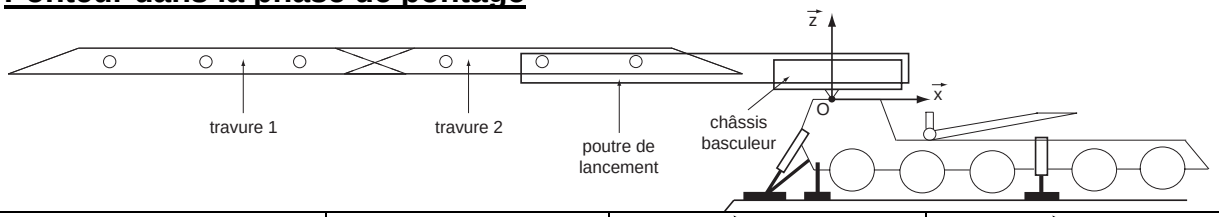
On définit le repère d'étude $(O,\vec{x},\vec{y},\vec{z})$, lié à la base roulante du ponteur, dont l'origine est l'intersection entre l'axe de rotation du châssis basculeur et le plan longitudinal du ponteur.

Ponteur dans la phase de roulage



longueur du ponteur L_{char} [m]	17,30
largeur du ponteur l_{char} [m]	4,00
hauteur du ponteur h_{char} [m]	4,00
empattement total e_{tot} [m]	10,63
empattement entre essieux 1 et 2 e_{12} [m]	1,98
empattement entre essieux 2 et 3 e_{23} [m]	2,02
empattement entre essieux 3 et 4 e_{34} [m]	3,65
empattement entre essieux 4 et 5 e_{45} [m]	2,98
voie intérieure v_{int} [m]	2,19
voie extérieure v_{ext} [m]	3,11
masse totale M [kg]	58000
coordonnées du centre de gravité G [m]	$\overrightarrow{OG}\cdot\vec{x}$ = 5,87 ; $\overrightarrow{OG}\cdot\vec{z}$ = -0,84
hauteur h_O du point O par rapport au sol [m]	2,82

Ponteur dans la phase de pontage

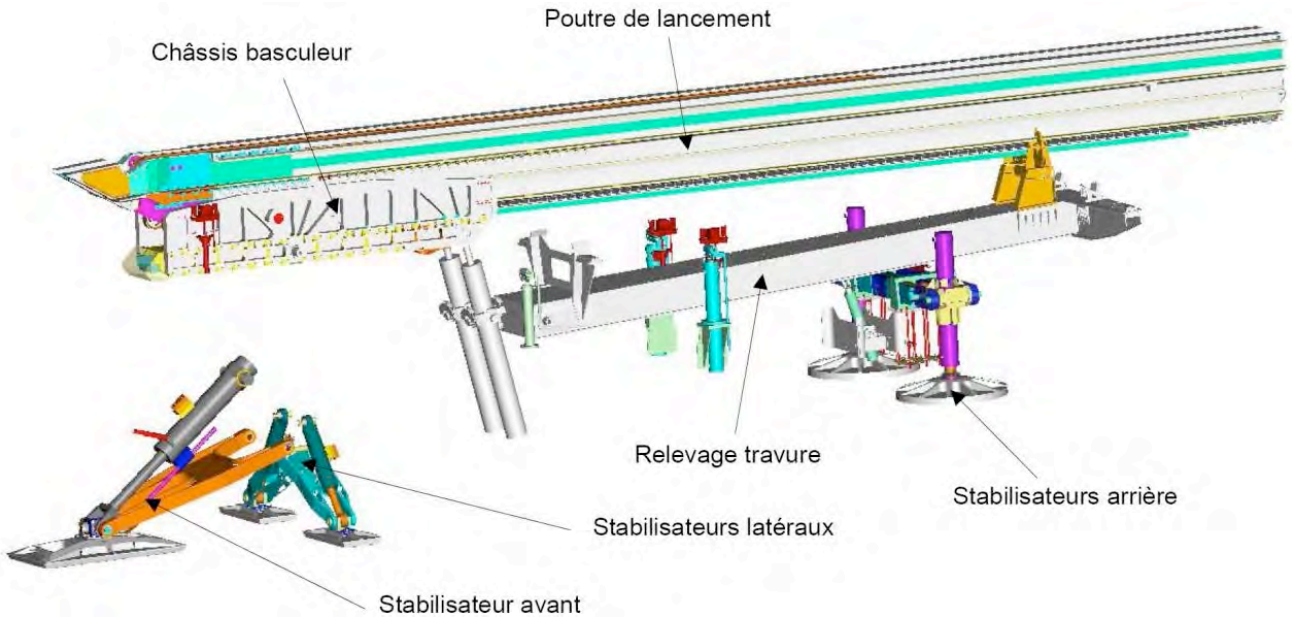


sous-ensemble	masse [kg]	$\overrightarrow{OG_i}\cdot\vec{x}$ [m]	$\overrightarrow{OG_i}\cdot\vec{z}$ [m]
châssis basculeur	7500	3,60	-1,12
poutre de lancement	4500	-5,08	0,63
base roulante	30700	5,83	-1,49
travures (26m)	14300	-15,40	0,74
carburant	1000	10,00	-1,10
TOTAL	58000	-0,53	-0,72

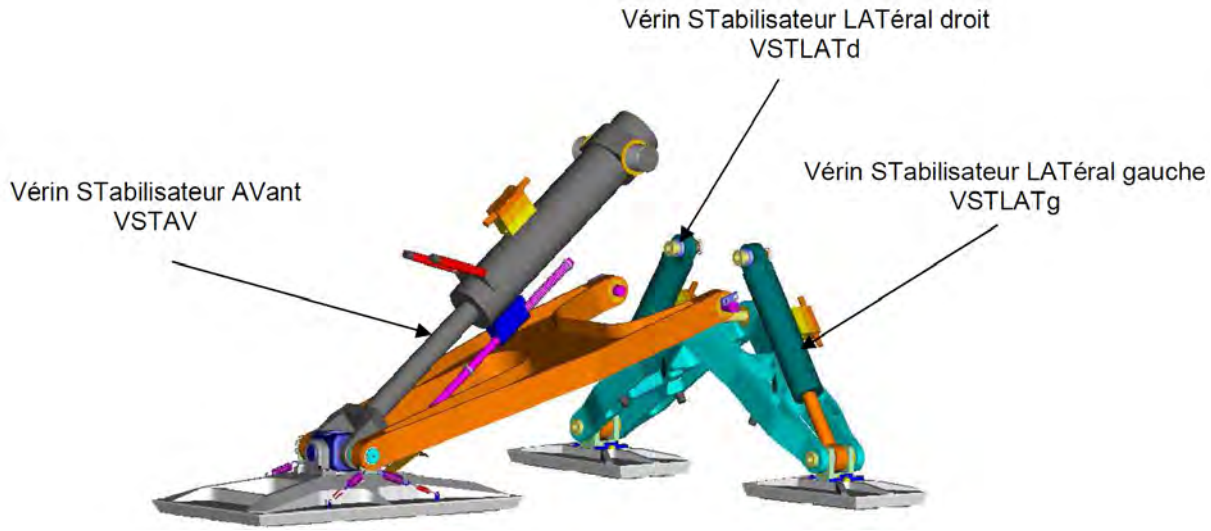
Document DT2
Présentation des sous-ensembles du ponteur

Dans ce document, les sous-ensembles utilisés pendant la phase de pontage sont détaillés.

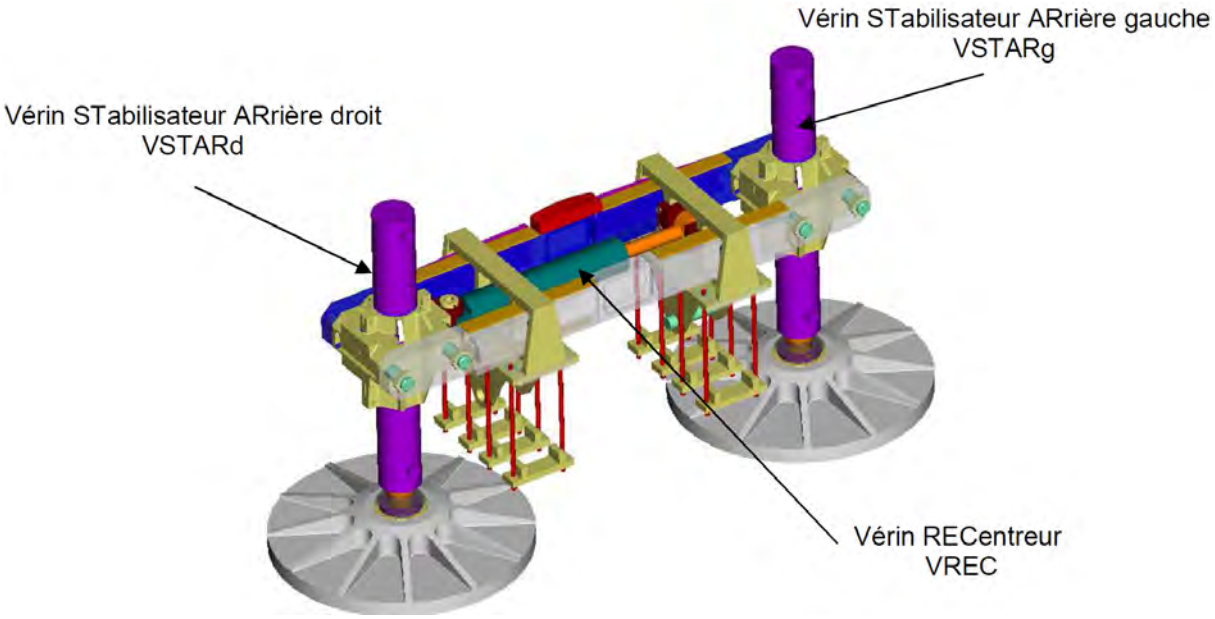
- **<u>Ensemble du dispositif de mise en œuvre du pont</u>**



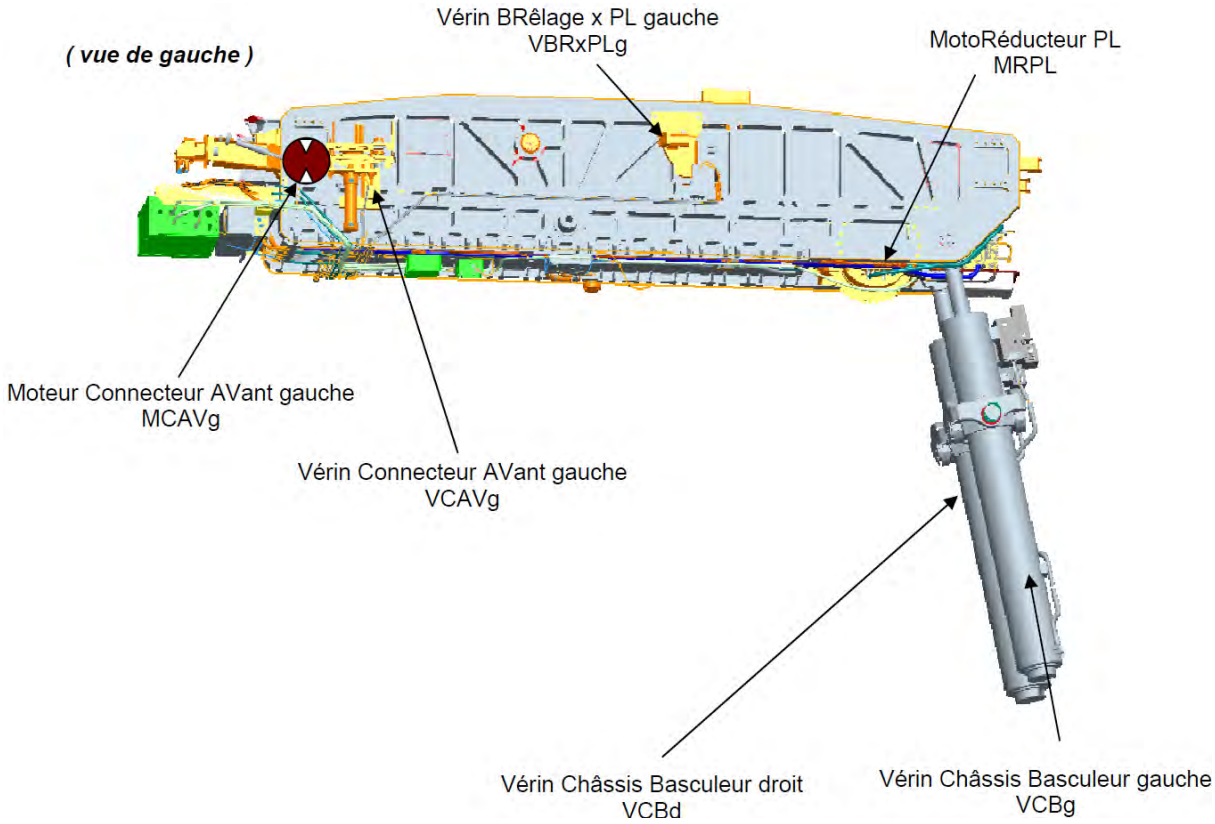
- **<u>Stabilisateurs avant et latéraux</u>**



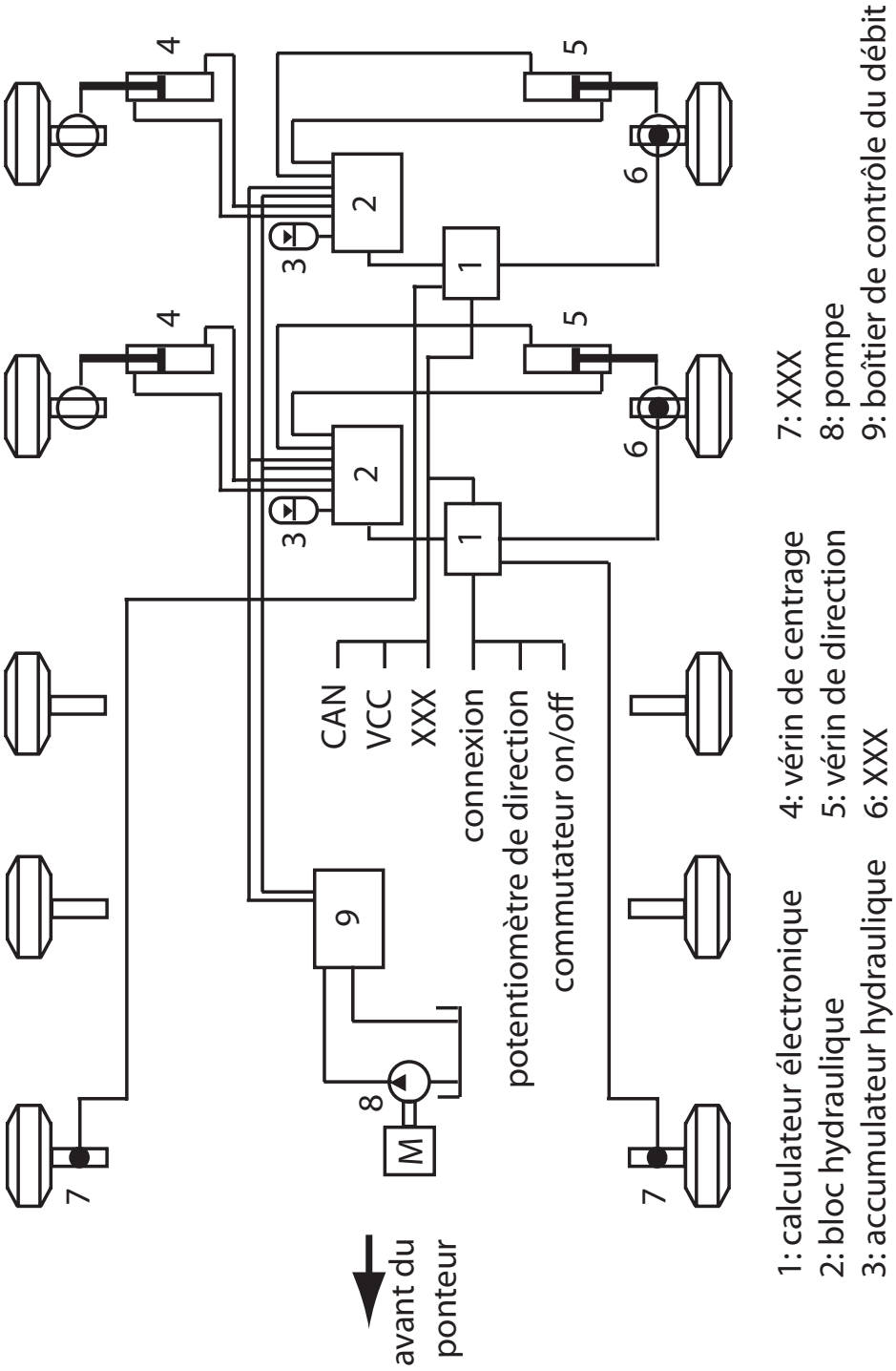
➢ **Stabilisateurs arrière**



➢ **Châssis basculeur**



Document DT3
Schéma hydraulique de la direction du ponteur



Document DT4
Catalogue de moteurs hydrauliques



- **Faibles fluctuations de couple**
- **Couple de démarrage élevé**
- **Silencieux**
- **Technologie birotationnelle**
- **Différentes possibilités en matière de pilote, orifices filetés et configuration des orifices**
- **Options purge externe/interne**

zvp 01

DENISON Hydraulics

Modèle M3B	**009**	**012**	**018**	**027**	**036**
Cylindrée (cm³/tour)	9,2	12,3	18,5	27,8	37,1
Pression continue maxi (bar)	175	210	210	210	210
Vitesse de rotation maxi.[1] (tr/min)	3000	3000	3000	3000	3000
Couple de sortie[2] (Nm)	4,3	5,8	10,0	16,3	21,1
Puissance de sortie[2] (kW)	19,7	26,7	46,6	77,4	102,0
Poids (kg)	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0

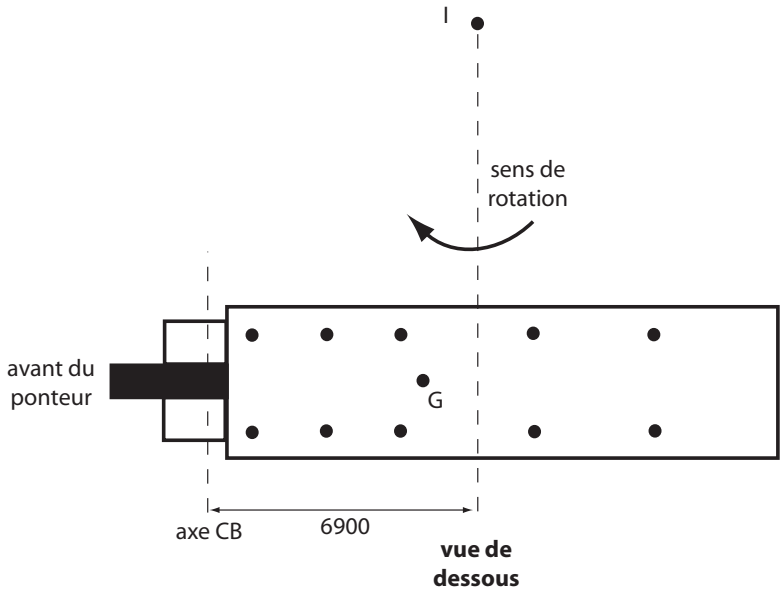
Modèle M4C	**024**	**027**	**031**	**043**	**055**	**067**	**075**
Cylindrée (cm³/tour)	24,4	28,2	34,5	46,5	58,8	71,1	80,1
Pression continue maxi (bar)	230	230	230	230	210	210	175
Vitesse de rotation maxi.[1] (tr/min)	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
Couple de sortie[2] (Nm)	60,5	70,0	86,8	120,0	149,0	170,0	198,0
Puissance de sortie[2] (kW)	12,7	14,7	18,0	25,1	31,2	35,6	41,5
Poids (kg)	15,4	15,4	15,4	15,4	15,4	15,4	15,4

Modèle M4D	**062**	**074**	**088**	**102**	**113**	**128**	**138**
Cylindrée (cm³/tour)	65,1	76,8	91,1	105,5	116,7	132,4	144,4
Pression continue maxi (bar)	230	230	230	210	210	190	175
Vitesse de rotation maxi.[1] (tr/min)	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
Couple de sortie[2] (Nm)	165	200	236	264	300	340	372
Puissance de sortie[2] (kW)	34,6	41,9	49,4	55,3	62,8	71,2	77,9
Poids (kg)	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0

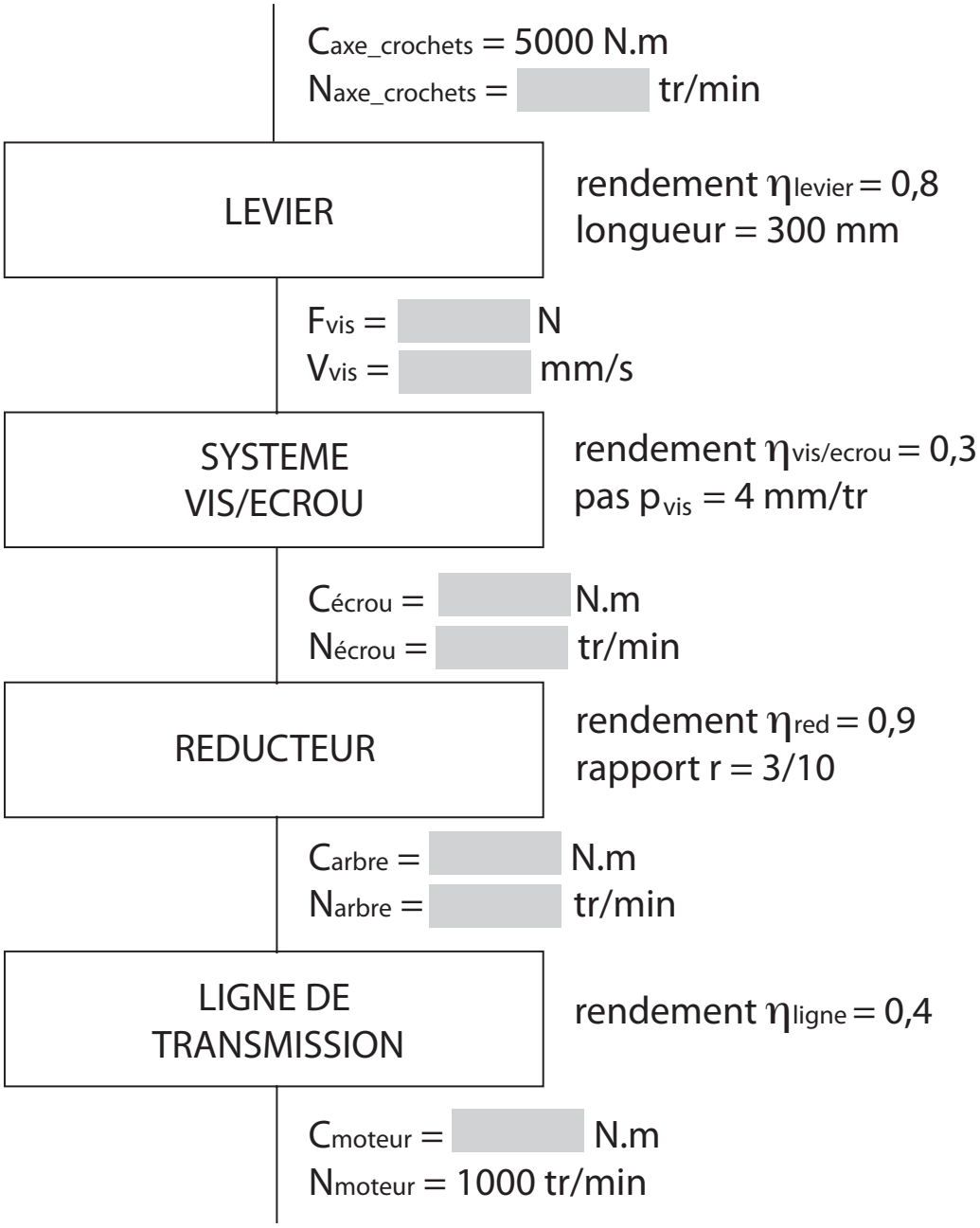
Modèle M4E	**153**	**185**	**214**
Cylindrée (cm³/tour)	158,5	191,6	222,0
Pression continue maxi (bar)	190	180	175
Vitesse de rotation maxi.[1] (tr/min)	2500	2500	2500
Couple de sortie[2] (Nm)	398	484	567
Puissance de sortie[2] (kW)	83,4	101,4	118,8
Poids (kg)	45,0	45,0	45,0

Modèle M5B	**012**	**018**	**028**	**036**	**045**
Cylindrée (cm³/tour)	12,0	18,0	28,0	36,0	45,0
Pression continue maxi (bar)	290	290	290	290	260
Vitesse de rotation maxi.[1] (tr/min)	4000	4000	2500	2500	2500
Couple de sortie[2] (Nm)	50,6	81,2	132,1	172,8	190,0
Puissance de sortie[2] (kW)	10,6	17,0	27,7	36,2	39,8
Poids (kg)	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0

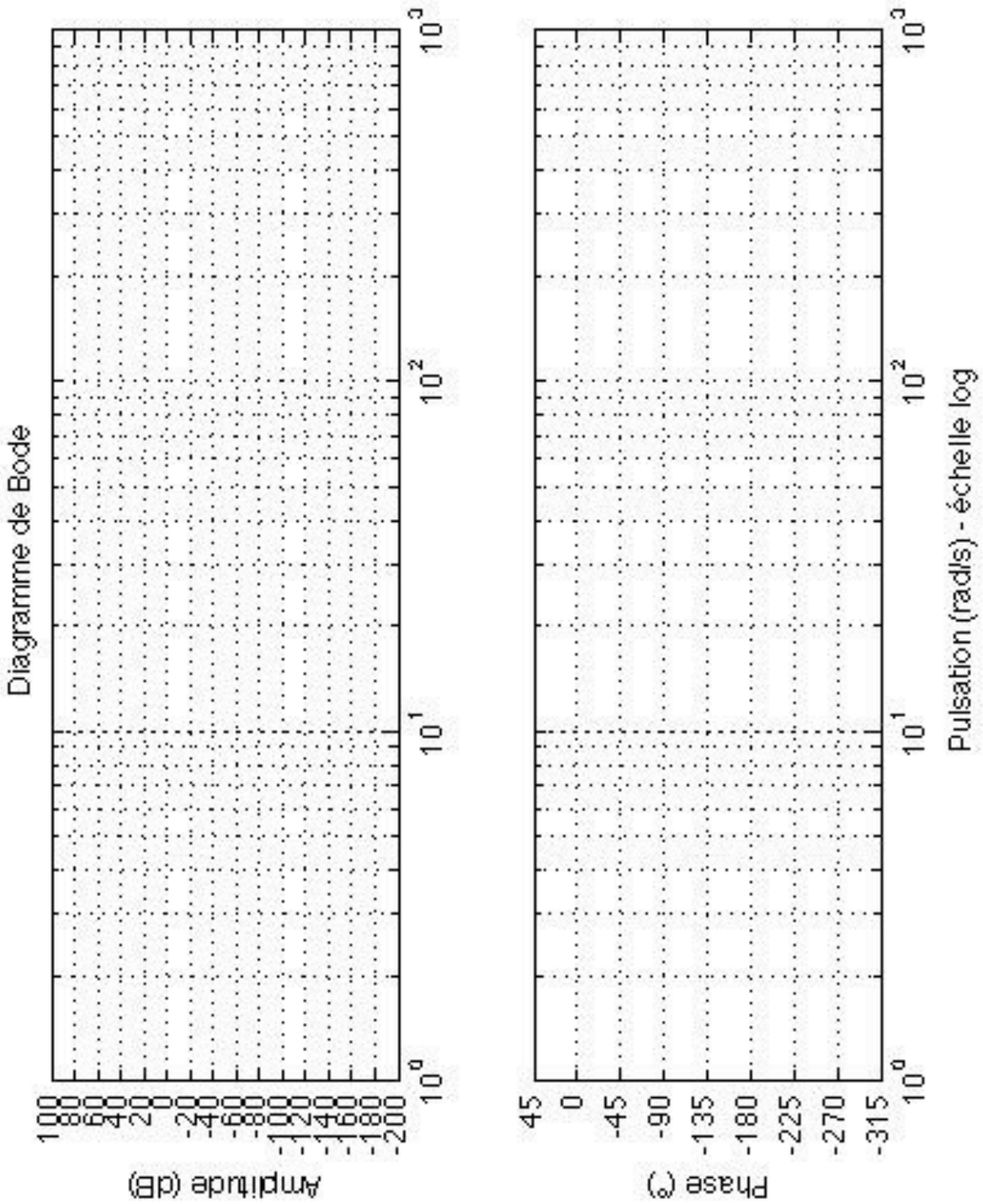
Document DR1



Document DR2



Document DR3



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

- Ingénierie système : besoin, exigences et diagrammes SysML
- Cinématique des mécanismes : composition des mouvements, contact ponctuel, lois entrée-sortie et fermetures
- Cinématique du solide : paramétrage, vitesse, taux de rotation et torseur cinématique
- Dynamique des systèmes de solides : principe fondamental, stratégie d'isolement, équilibrage
- Chaînes de solides : liaisons équivalentes, mobilité et hyperstatisme
- Mobilité, hyperstatisme et petits déplacements
- Statique des solides : principe fondamental et stratégie d'isolement
- Géométrie des masses : centre d'inertie, matrice d'inertie, théorème de Huygens

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