

DS 03 - CCB: Système Spiralift

Avec Correction

PTSI

Mercredi 09 janvier 2019

Table des matières

1 Système Spiralift pour salles modulables	2
2 Solution technique pour assurer l'exigence de stabilité des planchers mobiles	6
3 Vérification des exigences relatives au retournement d'une rangée de sièges	8
4 Choix d'un modèle de Spiralift	10
5 Asservissement de l'altitude d'une plate-forme de l'ascenseur d'orchestre	12
6 Documents réponse	23

CCB: Système Spiralift

1 Système Spiralift pour salles modulables

1.1 Présentation générale

1.1.1 Salles modulables

De nos jours, les organisateurs d'événements sont attachés à des prestations dont la qualité correspond au meilleur de ce que l'ingénierie peut offrir. Toutefois, les solutions architecturales et technologiques adaptées peuvent varier selon le type et l'ampleur de la manifestation : un concert de musique classique, un spectacle de danse, une conférence, un gala, ou un concert de musique amplifiée n'ont pas du tout les mêmes contraintes de sonorisation, d'acoustique, de disposition de sièges, ou même de nombre de spectateurs assis...

Finalement, le seul point commun entre toutes ces activités est la nature très lourde des investissements nécessaires à la création de lieux adaptés.

Un autre constat s'impose aux responsables des collectivités territoriales : la fréquence de chaque type de manifestation justifie difficilement l'investissement nécessaire à l'édification d'une salle dédiée.

La solution la plus en vogue actuellement repose sur le principe de modularité : créer des salles modulables.

Les photos de la figure 1 montrent quelques exemples de configurations possibles au SwissTech Convention Center de l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne.

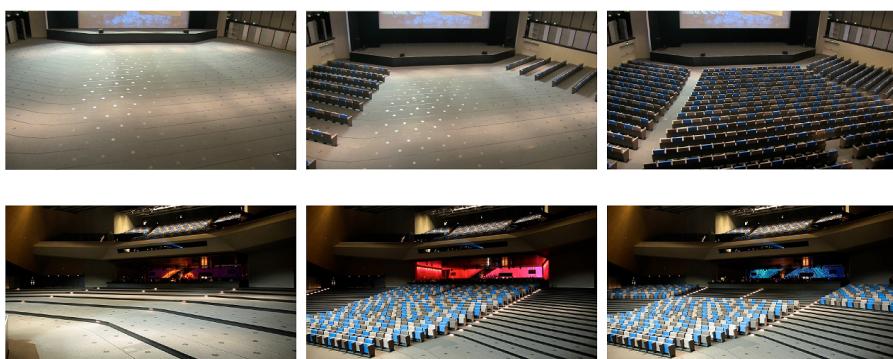


Figure 1 – Exemples de configurations

Pour remplir pleinement son rôle, le système de transformation d'une telle salle se doit d'être flexible, simple d'utilisation et nécessiter peu d'intervention humaine. L'objectif est de transformer une salle en quelques heures afin de permettre la succession d'un maximum de manifestations dans un temps donné : un taux d'occupation élevé permet un amortissement rapide des investissements très lourds évoqués précédemment.

Une solution très prisée repose sur l'utilisation de plates-formes mobiles permettant de modifier la hauteur de sièges. Sur ces plates-formes, les rangées de sièges sont pivotantes. Le tout est motorisé et contrôlable par automate.

La figure 2 montre l'exemple d'une salle dans une configuration de type « banquet » (le sol est horizontal pour recevoir des tables de dîner) et une configuration de type « théâtre » où les sièges sont en gradins.

La solution présentée ici et étudiée dans ce sujet repose sur l'utilisation des colonnes Spiralift de l'entreprise GALA SYSTEMES.

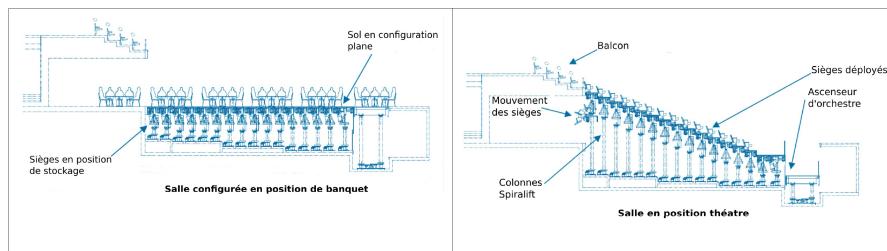


Figure 2 – Représentation des configurations « banquet » et « théâtre »

La figure 3 montre une coupe transversale de deux rangées de sièges : les sièges de la rangée la plus haute sont déployés alors que ceux de l'autre rangée sont en position de stockage.

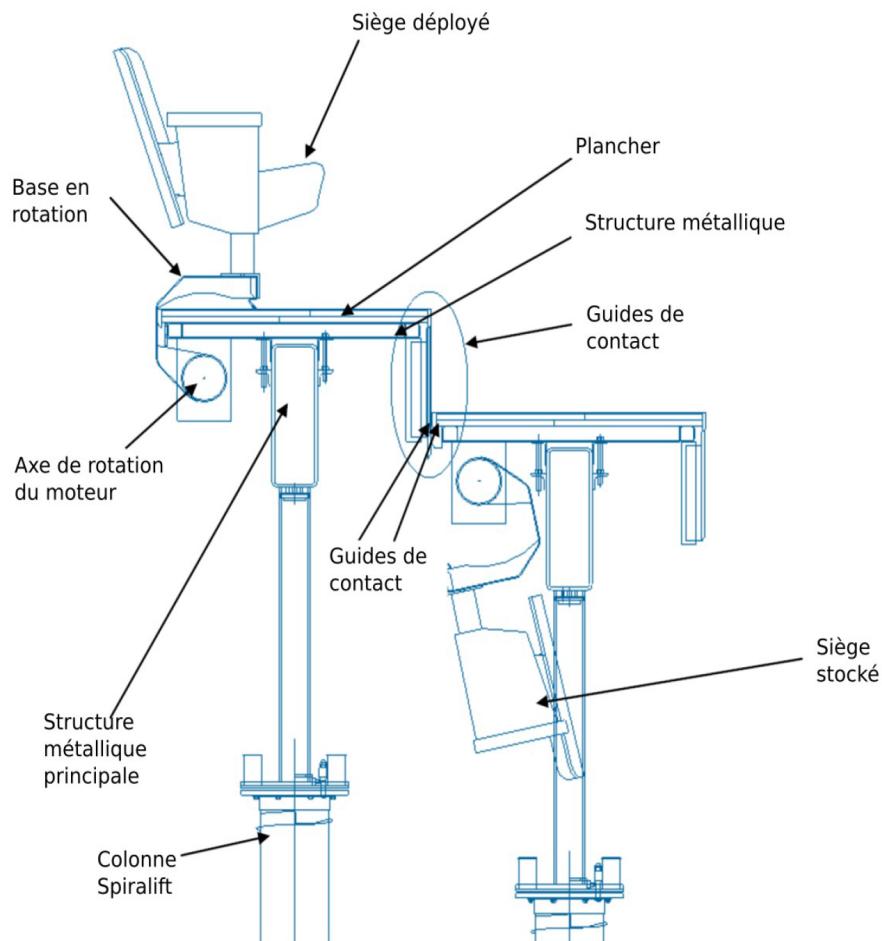


Figure 3 – Système de stockage des sièges

Le déploiement des sièges se fait par rangée : l'ensemble des sièges d'une rangée est monté sur une base mobile en rotation par rapport à la structure métallique principale de cette rangée.

Un arbre, encastré avec cette base mobile, en liaison pivot par rapport à la structure métallique principale est actionné par des moteurs asynchrones.

Le mouvement vertical de l'ensemble structure métallique principale + Plancher + Rangée de sièges est obtenu grâce à des colonnes Spiralift décrites plus loin dans le sujet.

Cette solution permet d'obtenir une configuration de salle très flexible et évolutive car on peut obtenir des hauteurs de plancher quelconques, avec ou sans rangée de sièges.

Les sièges étant montés rigidement sur la base mobile en rotation, le type de siège choisi pour la salle n'est presque pas restreint par la solution technique de déploiement.

Hormis quelques contraintes d'encombrement et de poids, le décorateur peut choisir le type de siège qu'il souhaite, comme il le ferait dans une salle non-modulable.

1.1.2 Motorisation des Spiralifts

Dans la plupart des applications, les Spiralifts sont actionnés par des ensembles de moteur-freins, d'arbres de transmission et de réducteurs. Pour l'application considérée dans ce sujet, le schéma typique de la motorisation des Spiralifts est représenté par la figure 4.

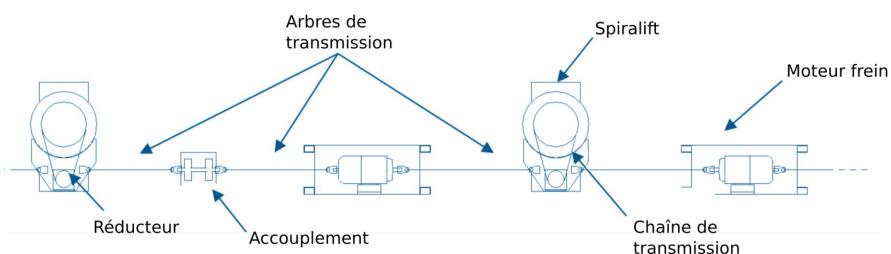


Figure 4 – Structure typique d'entraînement

Pour des raisons de sécurité, comme c'est le cas de cette solution possédant deux moteurs-freins, les salles modulables sont équipées de systèmes placés en redondance (actionneurs, capteurs, éléments de transmission) pour pallier les éventuels dysfonctionnements.

Les caractéristiques de la chaîne d'action pilotant l'allée 26B (présentée en annexe 1) du Swisssteel Convention Center sont données sur le diagramme de blocs internes représenté figure 5.

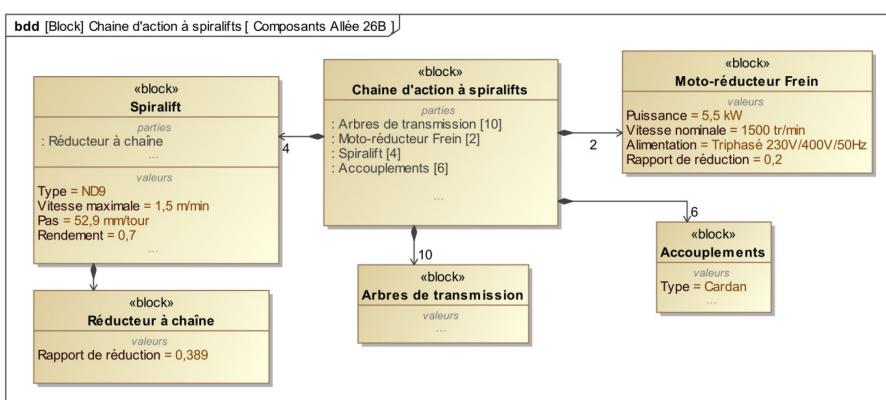


Figure 5 – Diagramme de blocs internes de la chaîne d'action à Spiralifts

Les diagrammes SysML relatifs à l'installation d'une salle sont présentés sur les pages suivantes.

Le diagramme d'exigence partiel de la figure 6 présente les contraintes imposées lors de la conception de la salle.

Le diagramme de la figure 7 présente le détail des exigences liées à l'exigence Id=« 13.1.2.3 : plates-formes mobiles ».

Le diagramme de la figure 8 présente les exigences relatives à l'asservissement de position de l'ascenseur d'orchestre.

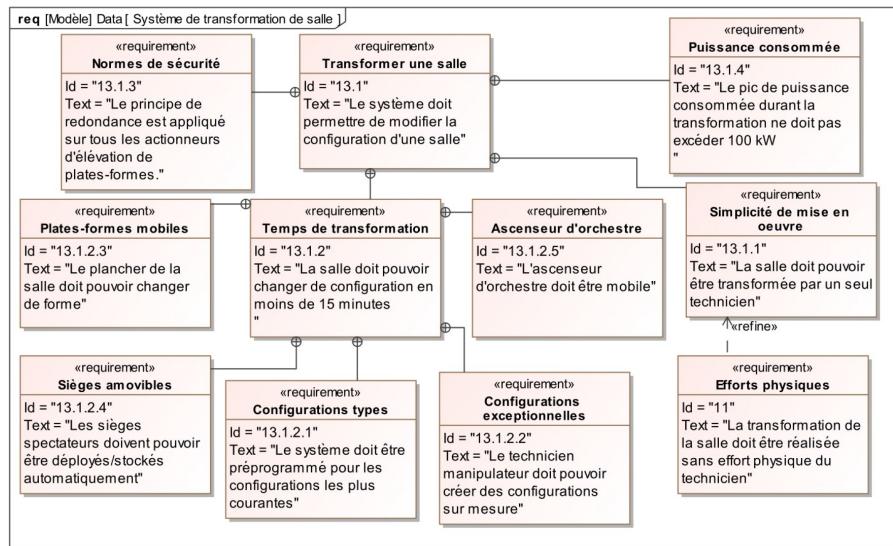


Figure 6 – Diagramme d'exigences de la transformation de la salle

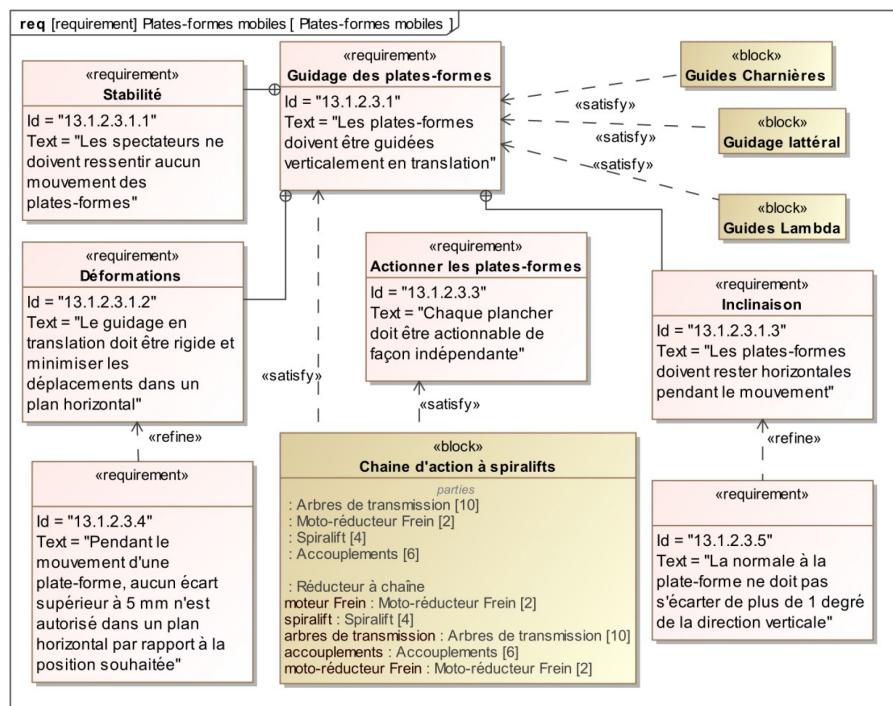


Figure 7 – Diagramme d'exigences du guidage des plates-formes

1.2 Objectifs

Soucieuse de faire progresser ses solutions, une entreprise ayant l'habitude de proposer des salles sur la base de Spiralfits envisage quelques modifications à ses technologies habituelles. Afin de préparer ses prochaines études, elle décide de prendre comme base de réflexion la salle existante du SwissTech Convention Center de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne.



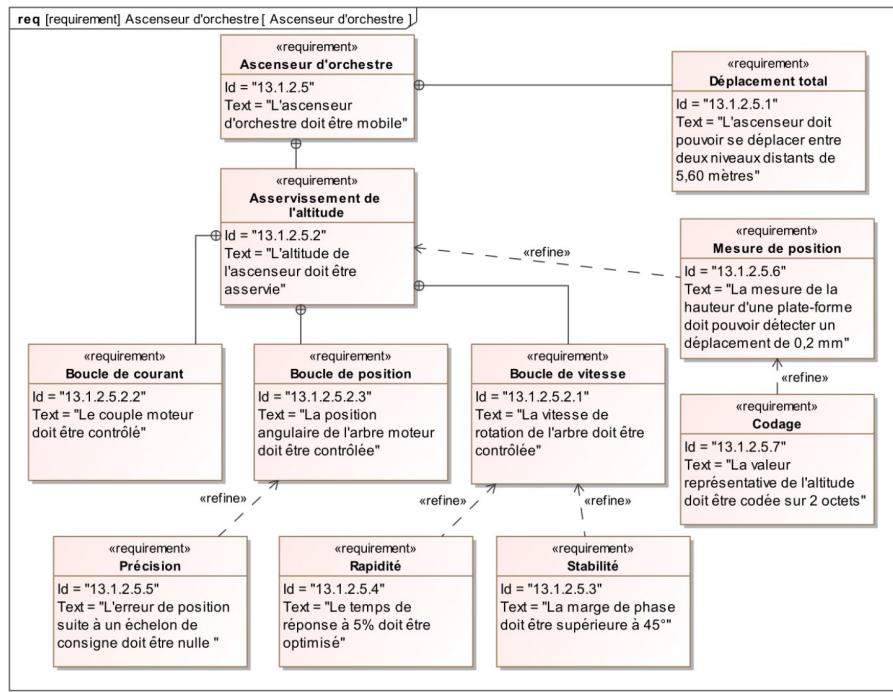


Figure 8 – Diagramme d'exigences du réglage de l'altitude de l'ascenseur d'orchestre

Cette étude est décomposée en six parties indépendantes :

- dans la partie 1, on vérifiera les exigences relatives au guidage de la plate-forme d'une rangée auto-guidée,
- dans la partie 2, on choisira la motorisation permettant le retournement d'une rangée de sièges,
- dans la partie 3, on validera le choix du Spiralift (modèle et quantité) pour actionner une plate-forme,
- dans la partie 4, on réglera l'asservissement de la position de l'ascenseur d'orchestre,
- dans la partie 5, on proposera une stratégie d'optimisation du temps de transformation d'une salle, ce temps de transformation étant un critère important pour les exploitants de la salle,
- dans la partie 6, on réalisera un bilan global de l'étude.

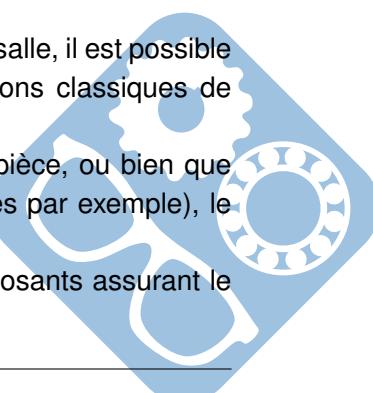
2 Solution technique pour assurer l'exigence de stabilité des planchers mobiles

L'objectif de cette partie est de vérifier que les solutions de guidage retenues pour les plates-formes mobiles permettent de garantir l'exigence de stabilité et de sécurité mentionnée dans le diagramme d'exigence « plates-formes mobiles ».

Il existe principalement deux solutions de guidage des plates-formes mobiles :

- **guidage mural** : lorsque les plates-formes sont en contact avec un mur de la salle, il est possible de monter des rails de guidage dans les murs. On utilise alors des solutions classiques de guidages linéaires à billes,
- **plate-forme auto-guidée** : lorsque les plates-formes sont au centre de la pièce, ou bien que la solution de guidage mural est exclue (pour des considérations esthétiques par exemple), le guidage peut être réalisé en utilisant des guides « charnière » et « lambda ».

La figure 9 montre schématiquement l'agencement typique des différents composants assurant le guidage d'une plate-forme.



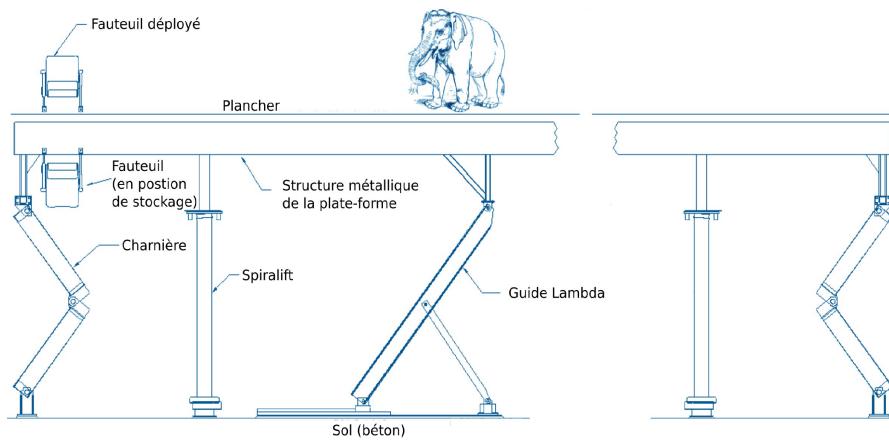


Figure 9 – Agencement typique du guidage d'une plate-forme

Afin de bien se rendre compte des dimensions de ces composants, quelques vues complémentaires d'une salle existante sont disponibles sur la figure 10.

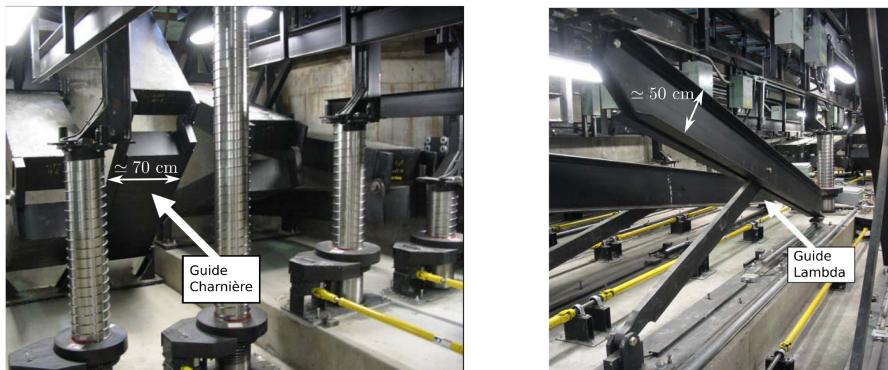


Figure 10 – Éléments de guidage d'une plate-forme

Il est à noter que la plupart des modèles de Spiralfit ne participent pas à la fonction de guidage, leur rôle étant seulement de transmettre un effort sur la plate-forme dans la direction verticale. La liaison entre un Spiralfit et la plate-forme sera donc modélisée par une liaison ponctuelle.

On donne sur la figure 11 le schéma cinématique du mécanisme de mise en mouvement vertical d'une plate-forme mobile.

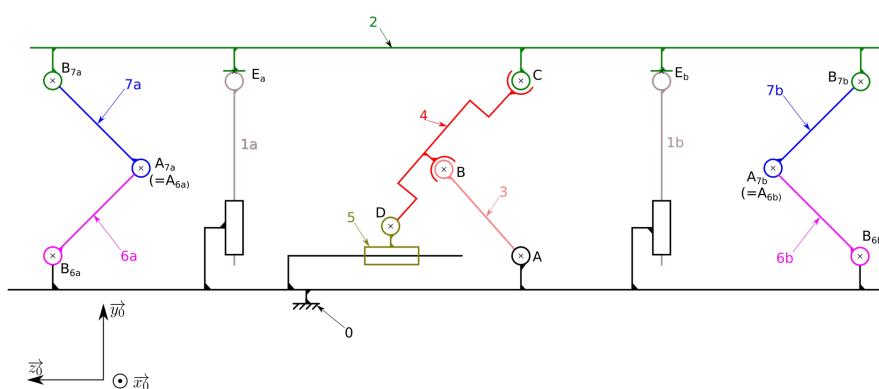


Figure 11 – Schéma cinématique du guidage d'une plate-forme

Le sol est noté **0**. La plate-forme est notée **2**. Les deux guides charnières sont composés des pièces **6a**, **7a** et **6b**, **7b**. Le guide lambda est composé de **3**, **4**, et **5**.

Pour simplifier ce schéma, et puisque cette simplification n'a pas d'incidence sur l'analyse qui suit, le détail de la cinématique d'un Spiralift n'est pas représenté. Les deux Spiralifts sont donc représentés par **1a** et **1b**.

Question 1 Sur le document réponse, compléter le tableau en indiquant la désignation complète des liaisons (avec leurs caractéristiques telles que axes, centres, directions,...).

Question 2 Dessiner le graphe de liaison de ce système.

Le guidage vertical d'une plate-forme par rapport au sol doit conduire à un mouvement describable par le tableau de mobilités suivant (par rapport au repère de la figure 11) :

Rotations	Translations
$R_x = 0$	$T_x = 0$
$R_y = 0$	$T_y = 1$
$R_z = 0$	$T_z = 0$

Question 3 Montrer que $\overrightarrow{V_{C \in 2/0}} = \overrightarrow{V_{C \in 4/5}} + \overrightarrow{V_{C \in 5/0}} = \overrightarrow{V_{C \in 4/3}} + \overrightarrow{V_{C \in 3/0}}$.

Notations : le torseur cinématique du mouvement d'un solide **i** par rapport à un solide **j** exprimé au point K dans une base $(\vec{x}_n, \vec{y}_n, \vec{z}_n)$ sera noté $\{V_{i/j}\} = \left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{\Omega_{i/j}} = \omega_{xij} \cdot \vec{x}_n + \omega_{yij} \cdot \vec{y}_n + \omega_{zij} \cdot \vec{z}_n \\ \overrightarrow{V_{K \in i/j}} = u_{ij} \cdot \vec{x}_n + v_{ij} \cdot \vec{y}_n + w_{ij} \cdot \vec{z}_n \end{array} \right\}_K$

On prendra :

- $\overrightarrow{CA} = -l(t) \cdot \vec{y}_0$,
- $\overrightarrow{CB} = l_1 \cdot \vec{y}_4$,
- $\overrightarrow{CD} = l_2 \cdot \vec{y}_4$.

Question 4 A partir de la relation précédente, déterminer :

- une relation entre w_{50} , $l(t)$, ω_{30} et les paramètres géométriques,
- une relation entre ω_{43} , ω_{45} et les paramètres géométriques.

Question 5 Déterminer la relation qui lie ω_{43} , ω_{45} et ω_{30} .

Question 6 En déduire le nombre de mobilités du sous-système **0, 3, 4 et 5**.

Question 7 Déterminer le nombre de mobilités du système.

Question 8 En détaillant bien votre raisonnement, déterminer le degré d'hyperstatisme du mécanisme modélisé sur le schéma cinématique.

Question 9 Compléter le tableau du document réponse, en indiquant d'une croix, le (ou les) composant(s) contribuant à la suppression d'un degré de liberté.

3 Vérification des exigences relatives au retourement d'une rangée de sièges

Le retourement d'une rangée de sièges s'effectue à l'aide d'une motorisation dont les caractéristiques sont résumées par la figure 12.



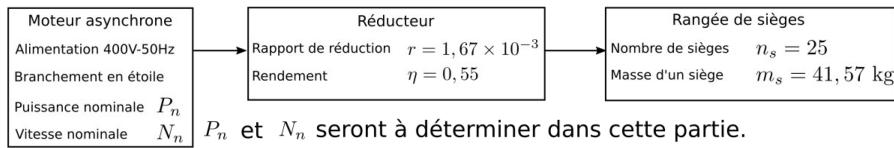


Figure 12 – Caractéristiques de la chaîne d'énergie du retournement des sièges

La cinématique du retournement et le paramétrage utilisé dans cette partie sont décrits par la figure 13 ci-dessous.

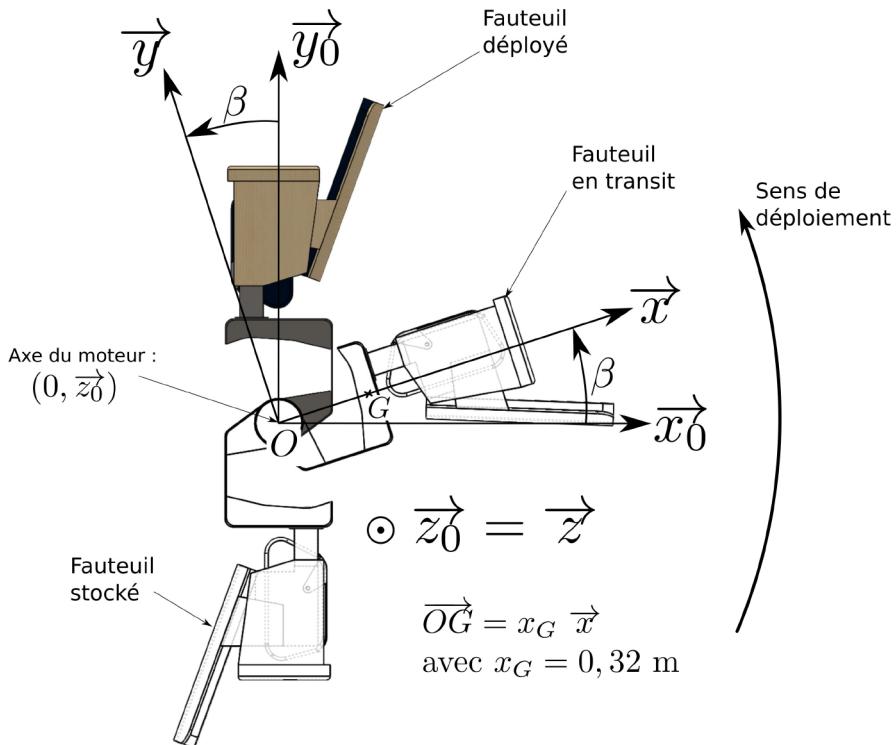
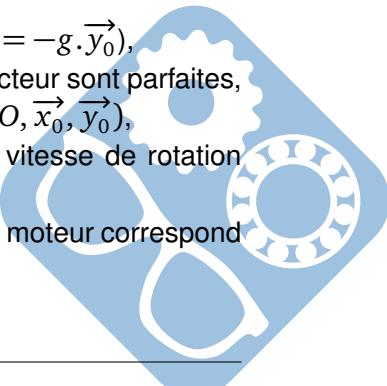


Figure 13 – Paramétrage du mouvement d'une rangée de sièges

L'objectif de cette partie est de choisir un moto-réducteur à l'aide d'un extrait de catalogue constructeur. On déterminera alors le nombre maximal de rangées de sièges qu'il est possible de retourner simultanément tout en respectant l'exigence de puissance consommée (voir diagramme d'exigence de la figure 6).

Hypothèses :

- le retournement des sièges ne s'effectuant que lorsque la plate-forme est immobile, on peut considérer que le référentiel associé au repère $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ est galiléen,
- on prendra la valeur $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$ pour l'accélération de la pesanteur ($\vec{g} = -g \cdot \vec{y}_0$),
- on supposera que toutes les liaisons autres que les liaisons internes au réducteur sont parfaites,
- pour des raisons de symétrie le problème peut être considéré dans le plan $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$,
- le retournement d'une rangée de siège s'effectue sur un demi-tour à une vitesse de rotation $N_{max} = 2,5 \text{ tr.min}^{-1}$,
- afin de simplifier l'étude, on considère que le couple à retenir pour le choix du moteur correspond au couple maximal déterminé par une étude statique.



Question 10 Déterminer la vitesse de rotation du moteur en tours par minute pour obtenir la vitesse N_{max} .

4 Choix d'un modèle de Spiralift

Dans cette partie, l'objectif est de valider le choix d'un modèle Spiralift, et de vérifier s'il est possible de réduire le nombre de Spiralifts nécessaires pour actionner l'allée 26B.

Cette étude va se dérouler en deux temps.

Dans un premier temps, nous allons déterminer si les efforts engendrés par les mouvements des guides ont une incidence prépondérante sur le dimensionnement d'un Spiralift. Pour cela, il va falloir réaliser :

- une étude cinématique du mouvement des guides charnières,
- une étude dynamique liée à ce même mouvement pour déterminer les efforts à développer pour provoquer ce mouvement.

Dans un second temps, nous allons déterminer la charge sur un Spiralift.

4.1 Présentation détaillée de la problématique

Les guides charnières sont des pièces qui assurent la rigidité à l'ensemble d'une plate-forme mobile en mouvement. Pour cela, ce sont des pièces mécano-soudées de dimensions importantes. Les caractéristiques cinétiques des demi-charnières sont données en annexe 3.

Compte tenu des valeurs élevées de ces caractéristiques cinétiques, on peut s'interroger sur l'effort à développer pour imposer le mouvement de ces pièces.

4.2 Paramétrage

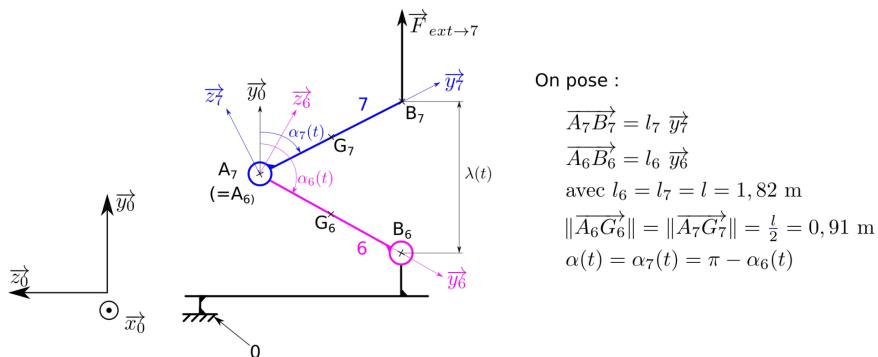


Figure 14 – Paramétrage du mouvement d'une charnière

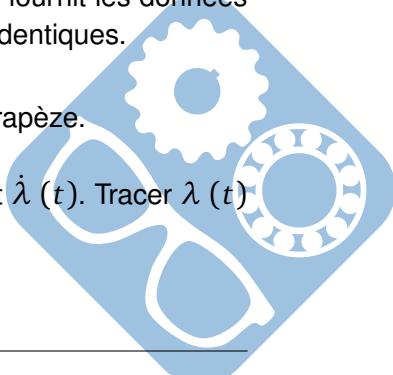
On considère l'ensemble **E=6+7** qui représente un guide charnière. L'annexe 3 fournit les données sur chaque demi-charnière. Pour simplifier l'étude, on considérera que **6** et **7** sont identiques.

Ce mouvement étant imposé, $\overrightarrow{B_6B_7} = \lambda(t) \overrightarrow{y_0}$ est supposé connu.

Pendant la montée, le mouvement de la plate-forme suit une loi de vitesse en trapèze.

Question 11 Le document réponse présente l'évolution de $\ddot{\lambda}(t) = \frac{1}{12} \text{ rad.s}^{-1}$ et $\dot{\lambda}(t)$. Tracer $\lambda(t)$ en sachant que $\lambda(0) = 0$. On fera particulièrement attention :

- aux valeurs initiale et finale de λ ,
- à l'allure générale de la courbe.



4.3 Relation entre $\lambda(t)$ et $\alpha(t)$

Pour la suite de l'étude, nous aurons besoin de la relation mathématique liant $\lambda(t)$ et $\alpha(t)$ qui pourront être notées λ et α pour simplifier les notations.

Question 12 À l'aide d'une relation de fermeture géométrique, montrer que $\lambda = 2 \cdot l \cdot \cos(\alpha)$.

La figure 15 présente plusieurs courbes dont l'une représente $\alpha(t)$.

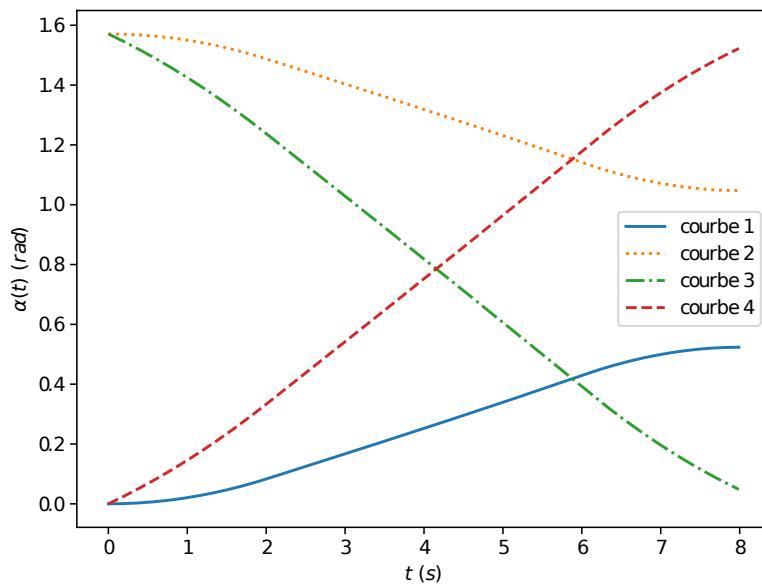


Figure 15 – Évolution de $\alpha(t)$

Question 13 Déterminer à quelle courbe (1, 2, 3 ou 4) correspond $\alpha(t)$.

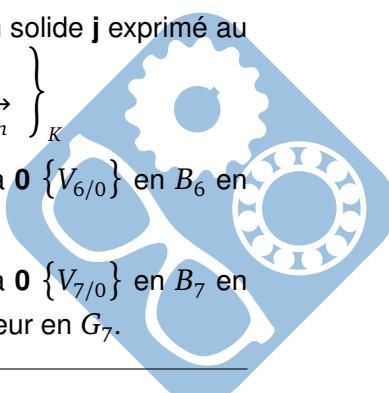
4.4 Détermination des torseurs cinématiques des mouvements de 6/0 et 7/0

Dans toute la suite du problème, on fera l'hypothèse que le problème peut être traité comme un problème plan.

Notations : le torseur cinématique du mouvement d'un solide **i** par rapport à un solide **j** exprimé au point K dans une base $(\vec{x}_n, \vec{y}_n, \vec{z}_n)$ sera noté $\{V_{i/j}\} = \left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{\Omega_{(i/j)}} = \omega_{ij} \cdot \vec{x}_n \\ \overrightarrow{V_{K,i/j}} = v_{ij} \cdot \vec{y}_n + w_{ij} \cdot \vec{z}_n \end{array} \right\}_K$

Question 14 Exprimer le torseur cinématique du mouvement de **6** par rapport à **0** $\{V_{6/0}\}$ en B_6 en fonction de $\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt}$. En déduire l'expression de ce torseur en G_6 .

Question 15 Exprimer le torseur cinématique du mouvement de **7** par rapport à **0** $\{V_{7/0}\}$ en B_7 en fonction de $\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt}$, $\dot{\lambda} = \frac{d\lambda}{dt}$ et l . En déduire l'expression de ce torseur en G_7 .



5 Asservissement de l'altitude d'une plate-forme de l'ascenseur d'orchestre

Certaines salles sont équipées d'espaces de rangement situés sous la scène. Une plate-forme d'ascenseur d'orchestre peut s'abaisser au niveau du plancher de l'espace de stockage permettant ainsi à des opérateurs de faire glisser sur la plate-forme le matériel de scène, comme des décors ou des instruments de musique.

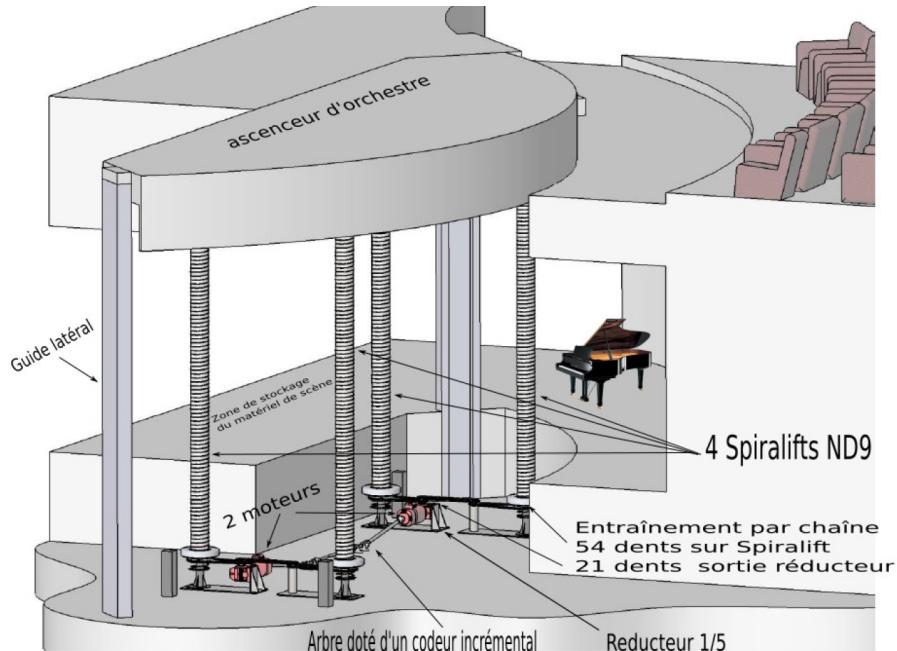


Figure 16 – Description de l'ascenseur d'orchestre

Le positionnement de cette plate-forme doit être effectué avec une grande précision, afin de permettre le déploiement du matériel de scène par roulage entre l'espace de stockage et l'ascenseur d'orchestre.

L'étude qui suit se limitera à l'étude d'un seul moteur pilotant une seule colonne Spiralfit.

Afin de modéliser l'asservissement de l'altitude de la plate-forme d'ascenseur d'orchestre, un schéma de cet asservissement a été développé. Ce schéma est présenté sur la figure 17.

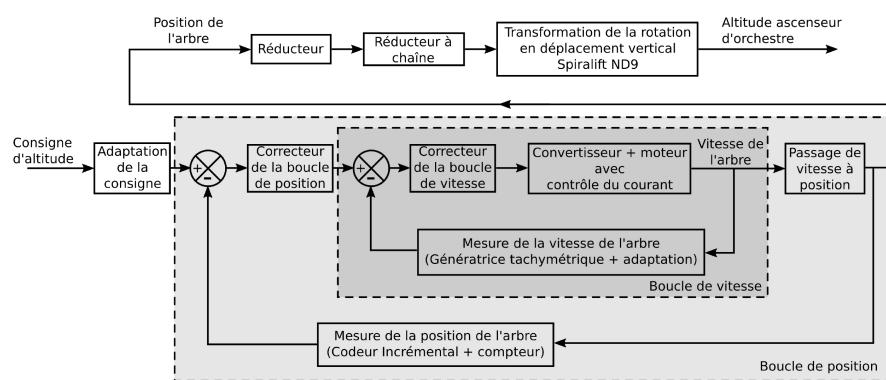


Figure 17 – Modélisation de l'asservissement d'altitude de l'ascenseur d'orchestre

Dans une première partie de cette étude, l'objectif est de régler le correcteur de la boucle de vitesse,

afin de satisfaire l'exigence de stabilité de cette boucle tout en optimisant son temps de réponse à 5%.

Dans une deuxième partie, l'objectif sera de vérifier que les exigences de précisions relatives à l'asservissement de l'altitude de la plate-forme sont respectées.

Dans une troisième partie l'objectif sera de vérifier que la résolution du capteur d'altitude permet de répondre aux exigences attendues en matière d'affichage de l'altitude.

5.1 Étude de la boucle de vitesse

Afin d'assurer le bon positionnement de la plate-forme de l'ascenseur d'orchestre, le concepteur a choisi de contrôler la vitesse de l'arbre d'entraînement du Spiralift par le biais d'une boucle de vitesse.

Les objectifs de cette étude sont :

- d'identifier les paramètres d'un modèle correspondant à la boucle de vitesse de l'arbre,
- de régler le correcteur à action proportionnelle de cette boucle de vitesse,
- de vérifier que les exigences de stabilité et d'optimisation du temps de réponse à 5% de cette boucle de vitesse sont satisfaites.

Le schéma simplifié de la boucle de vitesse de l'arbre est donné sur la figure 18 :

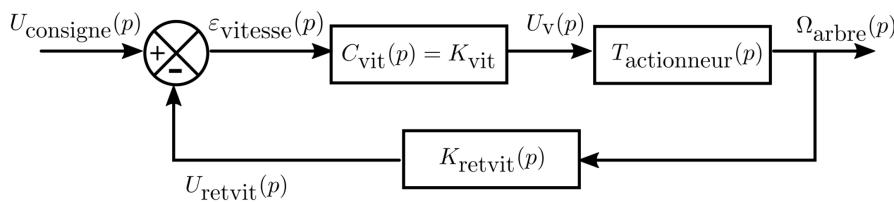


Figure 18 – Schéma simplifié de la boucle de vitesse de l'arbre

Avec :

- $u_{consigne}$, tension représentative de la consigne de vitesse de l'arbre (en V),
- u_{retvit} , tension représentative de la vitesse mesurée de l'arbre (en V),
- u_v , tension de commande du convertisseur (en V),
- ω_{arbre} , vitesse de rotation de l'arbre en ($rad.s^{-1}$),
- $C_{vit}(p)$, fonction de transfert du correcteur à action proportionnelle,
- $T_{actionneur}(p)$, fonction de transfert du moteur associé à son convertisseur,
- $k_{retvit}(p)$, fonction de transfert associée au capteur de vitesse et son adaptation.

Remarque : par convention, les variables dans le domaine de Laplace sont notées avec des majuscules, alors qu'elles sont notées avec des minuscules dans le domaine temporel.

Un modèle obtenu à partir de l'étude fréquentielle du moteur associé à son convertisseur a permis de tracer le diagramme de Bode de la fonction de transfert $T_{actionneur}(p) = \frac{\Omega_{arbre}(p)}{U_v(p)}$. Ce diagramme de Bode est représenté sur la figure 19. Les asymptotes du diagramme de Bode sont représentées en pointillés.

Question 16 À partir de l'étude de ces deux diagrammes, exprimer $T_{actionneur}(p)$ sous la forme $T_{actionneur}(p) = \frac{K_{ac}}{(1+\frac{p}{\omega_1})(1+\frac{p}{\omega_2})}$. Préciser les valeurs de K_{ac} , ω_1 et ω_2 .

Le capteur de vitesse délivre une tension uretvit proportionnelle à la vitesse de rotation de l'arbre. La caractéristique de transfert de cet ensemble est donnée figure 20 :

Question 17 Déterminer, à partir de la caractéristique donnée sur la figure 20, le coefficient d'amplification de la fonction de transfert $K_{retvit}(p) = \frac{U_{retvit}(p)}{\Omega_{arbre}(p)}$.

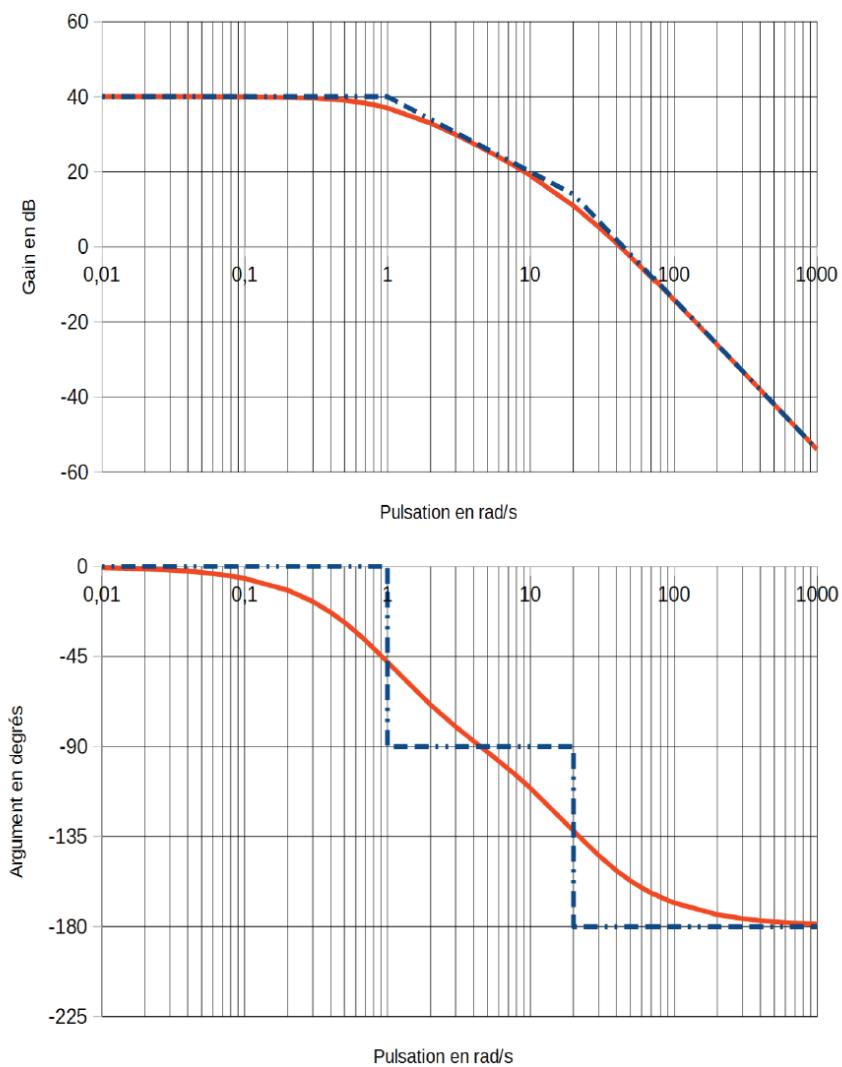


Figure 19 – Diagramme de Bode de $T_{actionneur}(p)$

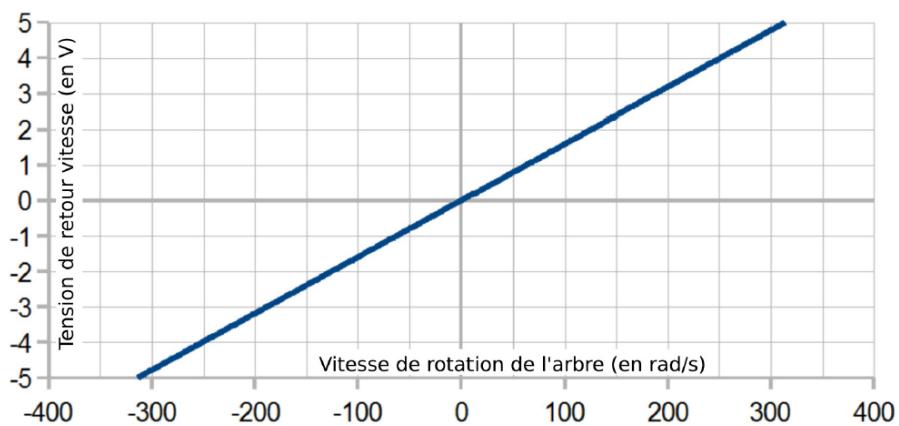


Figure 20 – Caractéristique de transfert du capteur de vitesse

Question 18 Déterminer l'expression littérale de la fonction de transfert en boucle ouverte $FTBO_{vitesse}(p) = \frac{U_{retvit}(p)}{\epsilon_{vitesse}(p)}$ en conservant dans cette expression la grandeur K_{vit} du correcteur à action proportionnelle.

Question 19 Tracer sur le diagramme de Bode de cette fonction de transfert en boucle ouverte pour $K_{vit} = 1$.

Optimisation du temps de réponse à 5% On souhaite optimiser le temps de réponse à 5% de la boucle de vitesse. Cette optimisation risque de modifier la valeur du correcteur calculée précédemment.

L'objectif de cette partie est de calculer la valeur de K_{vit} qui optimise le temps de réponse à 5% de la boucle de vitesse et de vérifier que cette nouvelle valeur est compatible avec l'exigence de stabilité concernant la marge de phase.

Question 20 Exprimer la fonction de transfert en boucle fermée de la boucle de vitesse, $FTBF_{vitesse}(p) = \frac{\Omega_{arbre}(p)}{U_{consigne}(p)}$ sous forme canonique $FTBF_{vitesse}(p) = \frac{A}{1 + \frac{2m}{\omega_0} \cdot p + \left(\frac{p}{\omega_0}\right)^2}$. Préciser les expressions littérales de A , ω_0 et m .

5.2 Étude de la boucle de position

Le concepteur a choisi de contrôler indirectement l'altitude de la plate-forme d'ascenseur d'orchestre en contrôlant la position de l'arbre d'entraînement par le biais d'une boucle de position.

L'objectif de cette étude est de vérifier que l'erreur d'altitude de l'ascenseur d'orchestre sera nulle suite à un échelon appliqué à la consigne de positionnement.

Le schéma simplifié de la boucle de position de l'arbre a été remplacé par un schéma équivalent faisant apparaître une boucle de position à retour unitaire. Ce schéma équivalent est donné figure 21. L'altitude de l'ascenseur d'orchestre est reliée à la position de l'arbre par l'intermédiaire d'un réducteur à engrenages suivi d'un réducteur à chaîne, le tout entraînant la rotation de l'axe du Spiralift ND9.

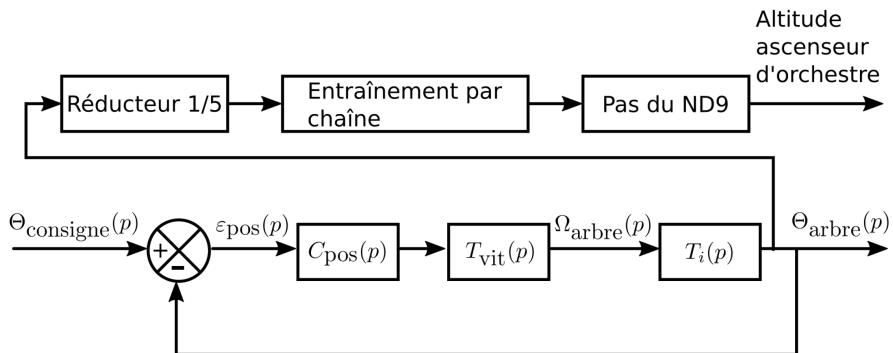
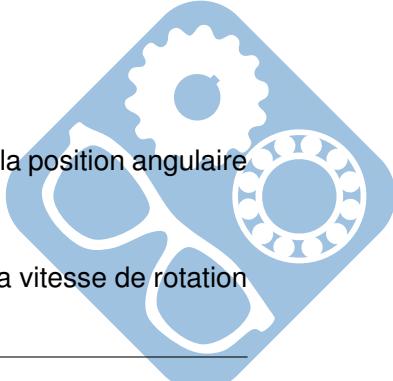


Figure 21 – Schéma simplifié de la boucle de position de l'arbre

On note :

- $\theta_{consigne}$, la grandeur représentative de la consigne de position de l'arbre,
- θ_{arbre} , la position de l'arbre (sur plusieurs tours) (en rad),
- ω_{arbre} , la vitesse de rotation de l'arbre en ($rad.s^{-1}$),
- $C_{pos}(p)$, la fonction de transfert du correcteur de la boucle de position,
- $T_{vit}(p)$, la fonction de transfert représentative de la boucle de vitesse,
- $T_i(p)$, la fonction de transfert permettant de passer de la vitesse angulaire à la position angulaire de l'arbre.

Question 21 Donner la fonction de transfert du bloc $T_i(p) = \frac{\theta_{arbre}(p)}{\Omega_{arbre}(p)}$ situé entre la vitesse de rotation de l'arbre et la position angulaire de l'arbre.



La fonction de transfert en boucle ouverte de la boucle de position de l'arbre est donnée et vaut : $FTBO_{posarbre}(p) = \frac{1}{p} \cdot \frac{A}{1 + \frac{1,38}{\omega_0} \cdot p + \left(\frac{p}{\omega_0}\right)^2}$, où A est un coefficient constant appelé coefficient d'amplification en boucle ouverte.

Question 22 Quelle est la classe de ce système ? En déduire l'erreur de position angulaire sur l'arbre suite à un échelon de consigne de position.

Question 23 Conclure sur la satisfaction de l'exigence relative à l'erreur de position suite à un échelon de consigne.

La pièce 4 est en réalité un assemblage entre deux pièces liées par un assemblage par vis, comme le montre la figure 14. Cela permet de pouvoir régler la distance CD au montage du système.

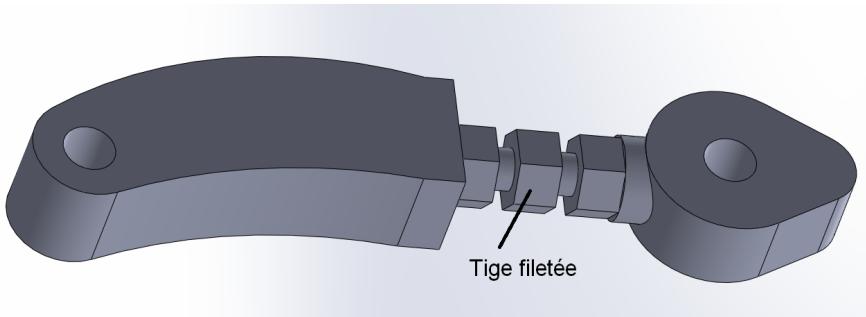


Figure 22 – Charnière

Afin de compenser l'hyperstatisme du système la longueur des chambres doit pouvoir être réglée. Ainsi, la charnière est un assemblage constituée de trois pièces l'une étant une tige filetée des deux côtés avec un écrou encastré au milieu, comme le montre la figure ??.

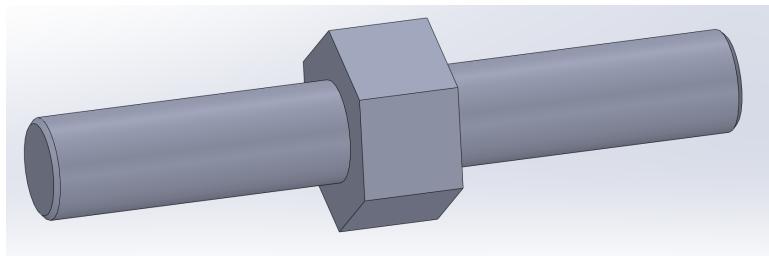
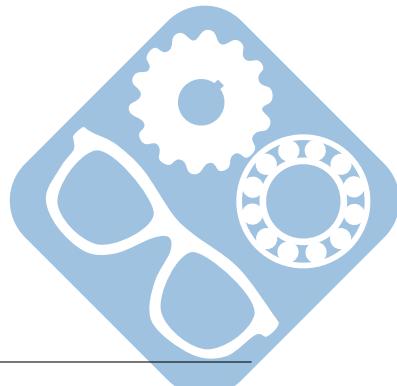


Figure 23 – Tige filetée

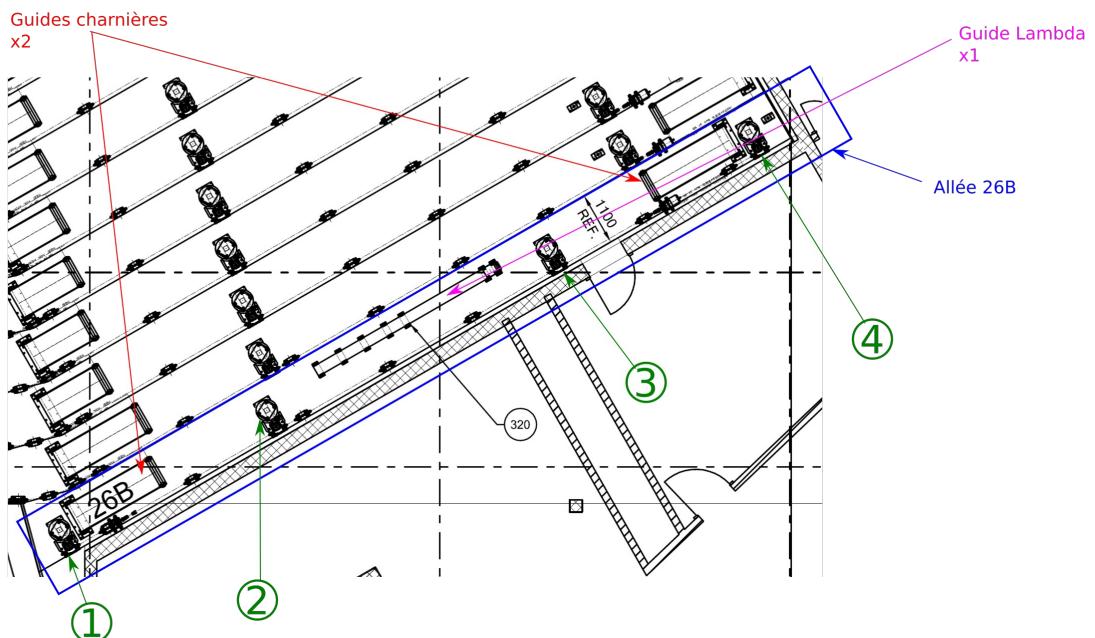
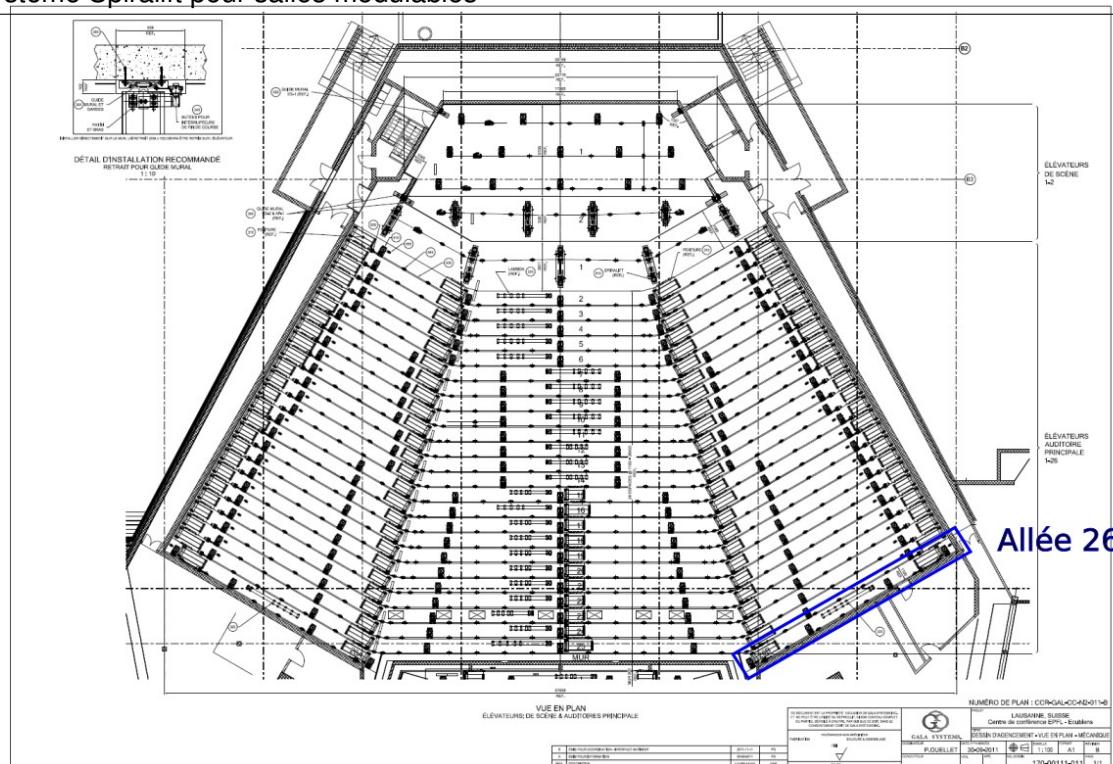
Question 24 Compléter la charnière, dans le cadre réservé à cet effet, sur la vue en coupe du document réponse.

Question 25 Quelles caractéristiques doivent avoir les deux filets de chaque côté de l'écrou sur la tige filetée.



Annexe 1 : Swisstech Convention Center – Vue en plan

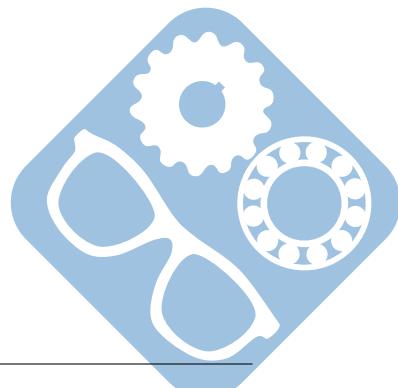
Système Spiralift pour salles modulables



représentent 4 Spiralifts type ND9 espacés comme indiqué ci-dessous :



La course maximale des Spiralifts pour cette rangée est de 3,16 mètres.



Annexe 2 (page1) : choix d'une motorisation

Système Spiralift pour salles modulables



Rendement standard NIE et hauts rendements IE2 et IE3

Vitesse variable et vitesse fixe

Hauteur d'axe 71 à 160

Puissance 0,25 à 15 kW

Leroy-Somer

EMERSON
Industrial Automation

Moteurs Frein			4 Pôles			1500 tr/mn			Alimentation réseau				
LS frein Ffb		IP55	Alimentation incorporée			Moment de freinage réglé en usine							
Type moteur	Type frein	Puissance nominale	Couple maximum	Intensité démarrage/ Intensité nominale	Moment d'inertie	Moment de freinage	400V – 50Hz					Facteur de puissance	Masse
		Pn kW	Cm N.m	Id/In	J Kg.m²	Mf N.m	Nn tr/min	In A	η %	cosφ	kg		
LS 71M	FFB1	0,25	4,92	4,63	0,00094	4,5	1425	0,8	67	0,65	9,4		
LS 71M	FFB1	0,37	7	4,91	0,00111	4,5	1420	1,06	70	0,7	10,3		
LS 71L	FFB1	0,55	9,49	4,81	0,00136	12	1400	1,62	68	0,7	11,3		
LS 80L	FFB1	0,55	8,63	3,9	0,00154	12	1405	1,7	66,9	0,71	11,5		
LS 80L	FFB1	0,75	10,97	4,25	0,00190	12	1400	2,05	69,3	0,77	13,5		
LS 80L	FFB1	0,9	18,76	5,55	0,00266	12	1425	2,45	73	0,73	13,9		
LS 90SL	FFB2	1,1	15,8	4,5	0,00349	19	1425	2,5	76,1	0,84	18,2		
LS 90L	FFB2	1,5	24	5,25	0,00421	19	1430	3,3	79,2	0,83	20		
LS 90L	FFB2	1,8	30,6	5,6	0,00464	26	1435	3,95	79,9	0,82	21		
LS 100L	FFB2	2,2	39,42	5,7	0,00514	26	1435	4,8	80,2	0,82	24,9		
LS 100L	FFB3	3	62	6,65	0,00654	52	1435	6,35	82,2	0,83	29,1		
LS 112M	FFB3	4	81,44	5,85	0,00704	52	1430	8,95	81,4	0,79	29,6		
LS 132S	FFB3	5,5	115,52	6,95	0,01534	67	1456	11,5	85,4	0,81	44,6		
LS 132M	FFB4	7,5	148,2	5,9	0,03	110	1450	15,6	86,8	0,8	62,5		

Moteurs Frein			6 Pôles			3000 tr/mn			Alimentation réseau				
LS frein Ffb		IP55	Alimentation incorporée			Moment de freinage réglé en usine							
Type moteur	Type frein	Puissance nominale	Couple maximum	Intensité démarrage/ Intensité nominale	Moment d'inertie	Moment de freinage	400V – 50Hz					Facteur de puissance	Masse
		Pn kW	Cm N.m	Id/In	J Kg.m²	Mf N.m	Nn tr/min	In A	η %	cosφ	kg		
LS 71M	FFB1	0,37	3,96	5,2	0,00060	4,5	2800	0,98	50	0,6	9,4		
LS 71L	FFB1	0,55	5,47	5,98	0,00066	4,5	2800	1,32	68,4	0,8	10,3		
LS 71L	FFB1	0,75	10,11	6	0,00079	4,5	2780	1,7	75,7	0,8	12,1		
LS 80L	FFB1	0,75	6,12	5,05	0,00096	4,5	2820	1,75	73	0,85	11,2		
LS 80L	FFB1	1,1	9,62	5,3	0,00116	12	2830	2,5	75	0,84	12,7		
LS 90SL	FFB1	1,5	14,85	6,1	0,00166	12	2880	3,35	77,2	0,84	16,5		
LS 90L	FFB2	2,2	21,17	6,1	0,00294	19	2870	4,65	79,7	0,86	21,8		
LS 100L	FFB2	3	29	6	0,00304	19	2860	6,45	81,5	0,82	25,7		
LS 100L	FFB2	3,7	47,58	8,05	0,00374	26	2905	7,8	82,7	0,83	31		
LS 112M	FFB2	4	46,86	7,9	0,00374	26	2890	8,2	83,1	0,85	31		
LS 132S	FFB3	5,5	56,7	7,35	0,00874	52	2925	11	84,7	0,85	42,4		
LS 132S	FFB3	7,5	85,4	7,7	0,01044	52	2930	15,8	86,5	0,79	46		
LS 132M	FFB4	9	86,44	6,55	0,01688	96	2935	18	86,8	0,83	65,2		
LS 160MP	FFB4	11	109,19	6,65	0,01846	96	2935	22,4	87,6	0,81	76,2		

Annexe 2 (page2) : choix d'une motorisation

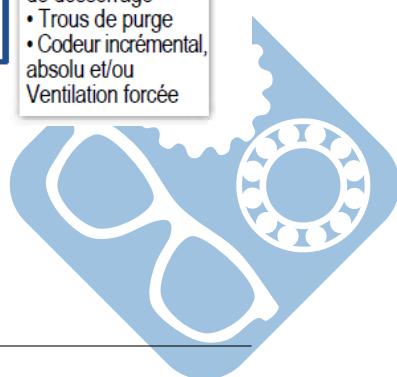
Système Spiralift pour salles modulables



Construction

Désignation

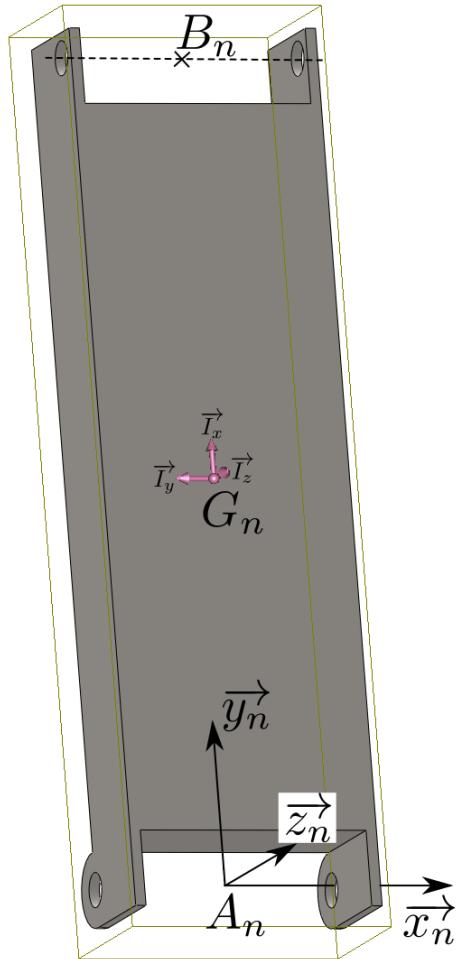
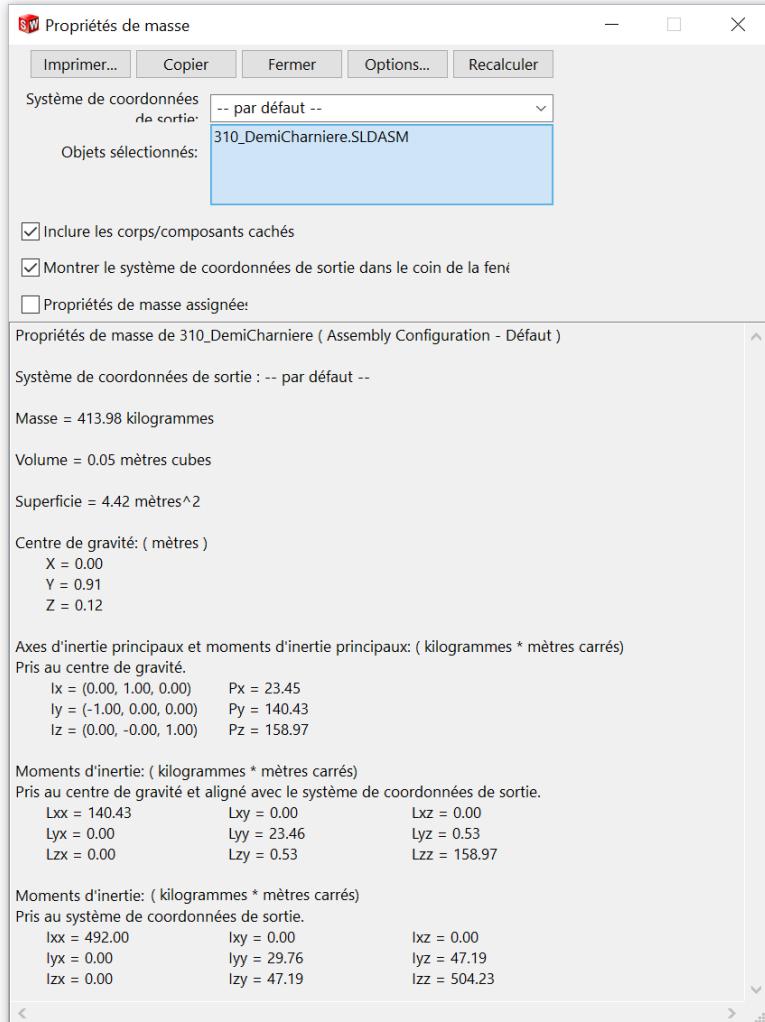
4P	LS	80	L	0,75 kW	IFT/NIE	IM 3001 (IM B5)	230/400V 50 Hz	UG	FFB	1	12 N.m	OPTIONS
Polarité, vitesse : 2, 4, 6												Bi-vitesses sur consultation
Série moteur : LS, LSES												• Sondes PTO, CTP (71 à 132), KTY et PT100 • Trou de purge • Alimentation séparée du frein
Hauteur d'axe : 71 à 160												
Code longueur et indice constructeur : L, LG, LR, LU, LUR, M, MG, MP, MR, MU, S, SL, SM, SU												
Puissance nominale (kW) (ou moment de démarrage N.m sur consultation) : 0,25 à 15 kW												
Gamme - Classe de rendement : LS IFT/NIE ¹ , LSES (IFT IE2, IFT IE3)												
Position de fonctionnement : - À pattes, pattes et bride : IM 1001 (IM B3), IM 1051 (IM B6), IM 1061 (IM B7), IM 1071 (IM B8), IM 1011 (IM V5), IM 1031 (IM V6), IM 2001 (IM B35), IM 2011 (IM V15), IM 2031 (IM V36), IM 2101 (IM B34), IM 2111 (IM V58), IM 2131 (IM V69) - À bride : IM 3001 (IM B5), IM 3011 (IM V1), IM 3031 (IM V3), IM 3601 (IM B14), IM 3611 (IM V18), IM 3631 (IM V19)												
Tension (V) et fréquence (Hz) réseau, couplage : 230V/380/400/415V 50 Hz - 460V 60 Hz												
Application : UG : Usage Général UL : Usage Levage												• Tôle parapluie • Choix de déblocage : DLRA, DLM, DMD • Choix de moments de freinage • Temps de réponse réduit TRR • Témoin : d'usure, de desserrage • Trou de purge • Codeur incrémental, absolu et/ou Ventilation forcée
Série frein : FFB												
Taille frein : 1 à 5												
Moment de freinage (N.m) : 4,5 à 200 N.m												



Annexe 3 : caractéristiques des charnières

DORIAN

Un système de coordonnées de sortie dédié à une demi-charnière pourra être modélisé par un modeleur volumique. Pour simplifier l'étude, on considérera que les deux demi-charnières sont identiques. La figure ci-dessous présente une capture d'écran des informations fournies par ce logiciel.



Le système de coordonnées de sortie pour une demi-charnière n est $(A_n, \vec{x}_n, \vec{y}_n, \vec{z}_n)$ où (A_n, \vec{x}_n) est l'axe de rotation d'une demi-charnière par rapport à l'autre. Le plan $(A_n, \vec{y}_n, \vec{z}_n)$ est un plan de symétrie de la demi-charnière n .

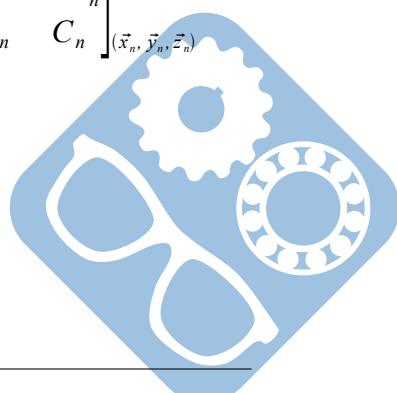
Le centre d'inertie de la demi-charnière n est noté G_n , et la base principale d'inertie est $(\vec{I}_x, \vec{I}_y, \vec{I}_z)$.

On notera la longueur $l_n = \overline{A_n B_n} \cdot \vec{y}_n = 1,82 \text{ m}$ et on considérera que le centre d'inertie se situe au milieu de la demi-charnière soit $\overline{A_n G_n} \cdot \vec{y}_n = \frac{l_n}{2}$.

La matrice d'inertie d'une demi-charnière n sera notée $I(G_n, n) = \begin{bmatrix} A_n & -F_n & -E_n \\ -F_n & B_n & -D_n \\ -E_n & -D_n & C_n \end{bmatrix}_{(\vec{x}_n, \vec{y}_n, \vec{z}_n)}$

où les termes de la matrice d'inertie proviennent du modeleur volumique avec :

- $A_n = I_{xx} ; B_n = I_{yy} ; C_n = I_{zz} ;$
- $D_n = I_{yz} = I_{zy} ; E_n = I_{xz} = I_{zx} ; F_n = I_{xy} = I_{yx} .$



Annexe 4 : le Spiralift

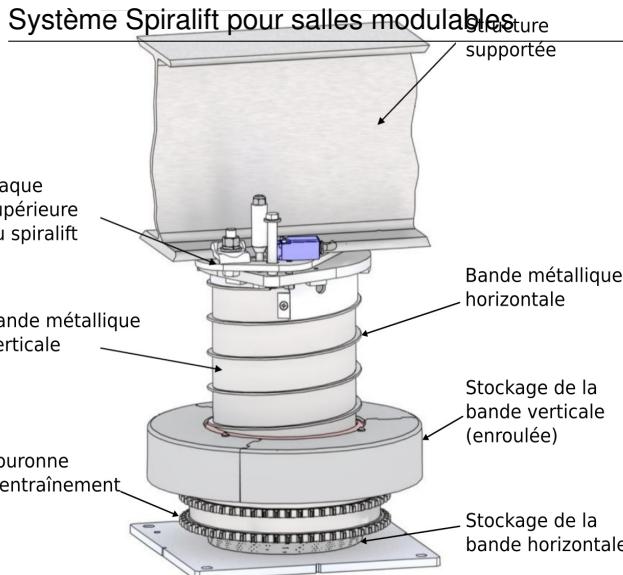


Figure a : système Spiralift

Le Spiralift, développé et commercialisé par l'entreprise québécoise GALA SYSTEMES fonctionne par l'enroulement en spirale de deux fines bandes métalliques. Une bande continue orientée verticalement donne la résistance à la colonne ainsi créée. La bande horizontale permet d'assurer la stabilité de l'ensemble.

Le Spiralift a initialement été conçu pour les systèmes de montée/descente d'orchestres. Grâce au stockage par enroulement à sa base, le Spiralift peut actionner des scènes mobiles sans avoir recours à de gros travaux d'excavation (pour creuser des caissons de dégagement).

Le développement vertical de la bande est réalisé par le mécanisme interne au Spiralift présenté figures b et c.

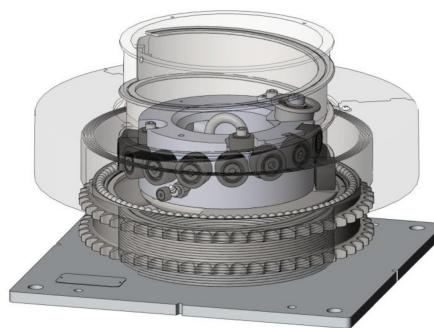
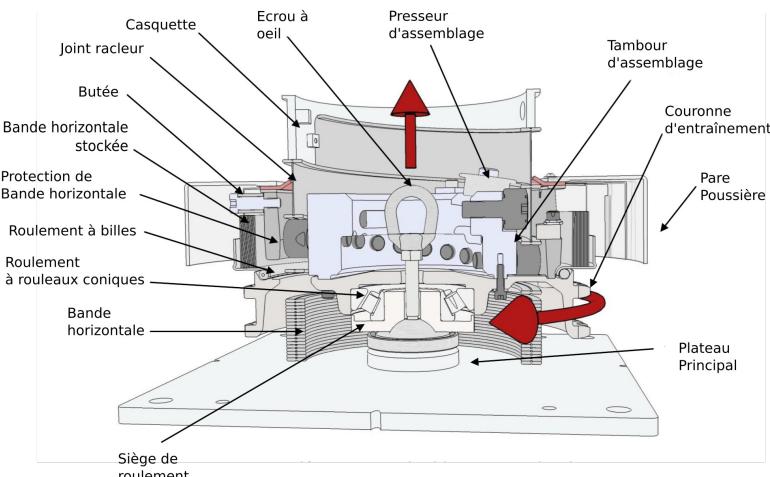


Figure b : vues intérieures du Spiralift

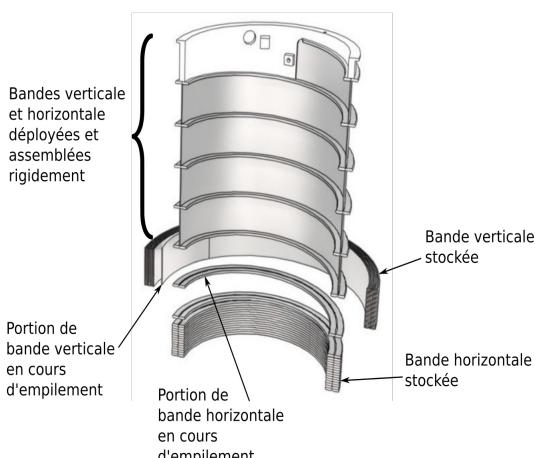
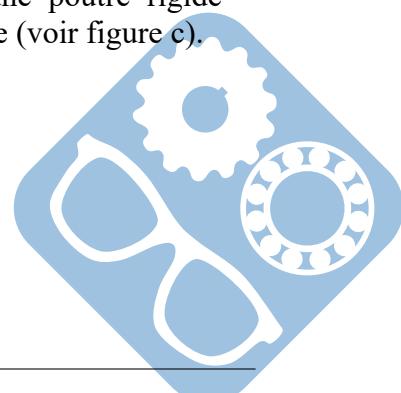
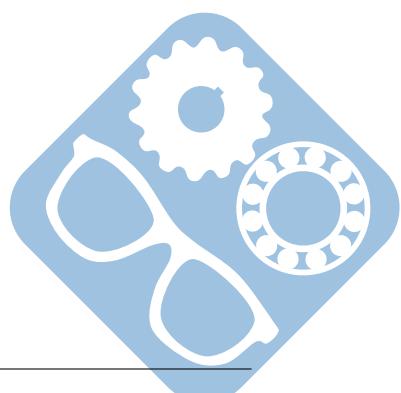


Figure c: empilement des bandes

Le tambour d'assemblage est mis en rotation par le moteur électrique. Les galets, positionnés en hélice sur le tambour, permettent de soulever la bande horizontale. Simultanément, la bande verticale est ramenée à la verticale de la bande horizontale par un poussoir (non visible sur ces figures).

L'ensemble formé par les bandes horizontale et verticale se trouve alors solidarisé à la sortie du Spiralift, et se comporte comme une poutre rigide tubulaire verticale de hauteur variable (voir figure c).

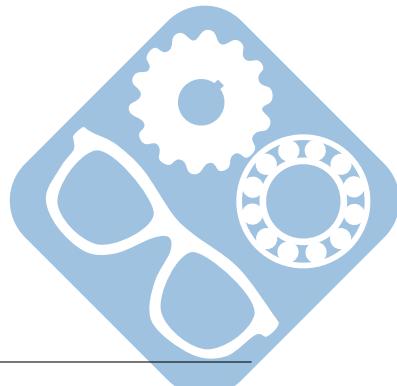
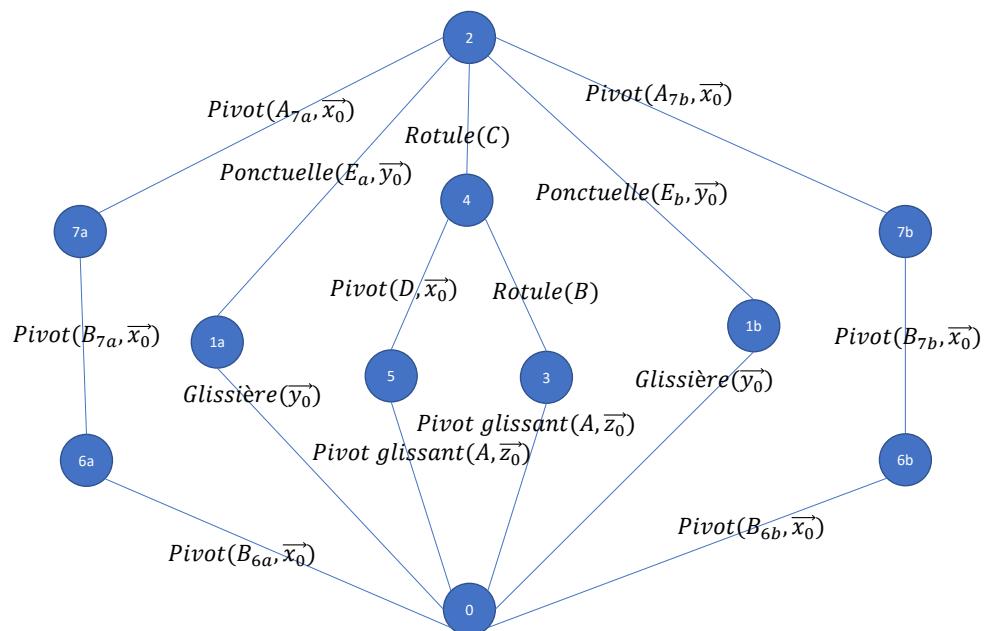




6 Documents réponse

Question 1:

$L_{0/1a}$: glissière de direction \vec{y}_0	$L_{0/5}$: pivot glissant d'axe (A, \vec{z}_0)
$L_{1a/2}$: ponctuelle de normale (E_a, \vec{y}_0)	$L_{4/2}$: sphérique de centre C
$L_{0/1b}$: glissière de direction \vec{y}_0	$L_{0/3}$: pivot d'axe (A, \vec{x}_0)
$L_{1b/2}$: ponctuelle de normale (E_b, \vec{y}_0)	$L_{3/4}$: sphérique de centre B

Question 2:


Question 3:

$$\overrightarrow{V_{C \in 2/0}} = \overrightarrow{V_{C \in 2/4}} + \overrightarrow{V_{C \in 4/0}} = \overrightarrow{0} \text{ (pivot de centre } C\text{)} + \overrightarrow{V_{C \in 4/5}} + \overrightarrow{V_{C \in 5/0}} = \overrightarrow{V_{C \in 4/3}} + \overrightarrow{V_{C \in 3/0}}$$

Question 4:

$$\begin{aligned} \overrightarrow{V_{C \in 4/5}} + \overrightarrow{V_{C \in 5/0}} &= \overrightarrow{V_{D \in 4/5}} + \overrightarrow{CD} \wedge \overrightarrow{\Omega_{4/5}} + \overrightarrow{V_{A \in 5/0}} + \overrightarrow{CA} \wedge \overrightarrow{\Omega_{5/0}} = l_2 \cdot \overrightarrow{y_4} \wedge \omega_{45} \overrightarrow{x_0} + w_{50} \cdot \overrightarrow{z_0} - l(t) \cdot \overrightarrow{y_0} \wedge \omega_{50} \overrightarrow{z_0} = \\ &= -l_2 \cdot \omega_{45} \overrightarrow{z_4} + w_{50} \cdot \overrightarrow{z_0} - l(t) \cdot \omega_{50} \overrightarrow{x_0} \\ \overrightarrow{V_{C \in 4/3}} + \overrightarrow{V_{C \in 3/0}} &= \overrightarrow{CB} \wedge \overrightarrow{\Omega_{4/3}} + \overrightarrow{CA} \wedge \overrightarrow{\Omega_{3/0}} = l_1 \cdot \overrightarrow{y_4} \wedge \omega_{43} \overrightarrow{x_0} - l(t) \cdot \overrightarrow{y_0} \wedge \omega_{30} \overrightarrow{x_0} = -l_1 \cdot \omega_{43} \cdot \overrightarrow{z_4} - \\ &\quad l(t) \cdot \omega_{30} \cdot \overrightarrow{z_0}, \end{aligned}$$

donc :

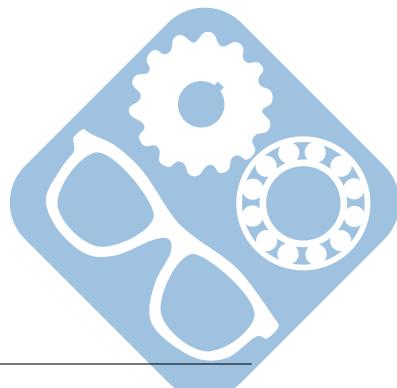
- $\omega_{50} = 0$,
 - $w_{50} = -l(t) \cdot \omega_{30}$,
 - $l_2 \cdot \omega_{45} = l_1 \cdot \omega_{43}$.
-

Question 5:

$$\overrightarrow{\Omega_{4/0}} = \overrightarrow{\Omega_{4/5}} + \overrightarrow{\Omega_{5/0}} = \overrightarrow{\Omega_{4/5}} + \overrightarrow{0} \text{ (liaison glissière)} = \overrightarrow{\Omega_{4/3}} + \overrightarrow{\Omega_{3/0}} \text{ donc : } \omega_{45} = \omega_{43} + \omega_{30}.$$

Question 6:

Il y a 3 équations et 4 inconnues, il y a donc une seule mobilité.



Question 7:

A cause des charnières, le mécanisme a un mouvement plan. Il existe une rotation entre 2 et 4 autour du point C ce qui porte le nombre de mobilité à deux avec celle de la question précédente.

Question 8:

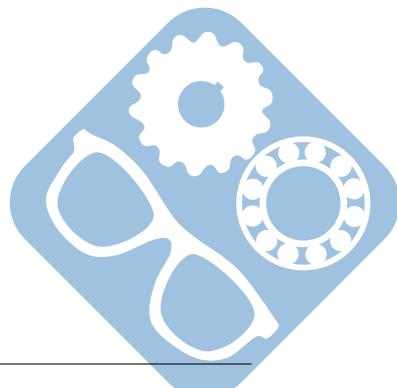
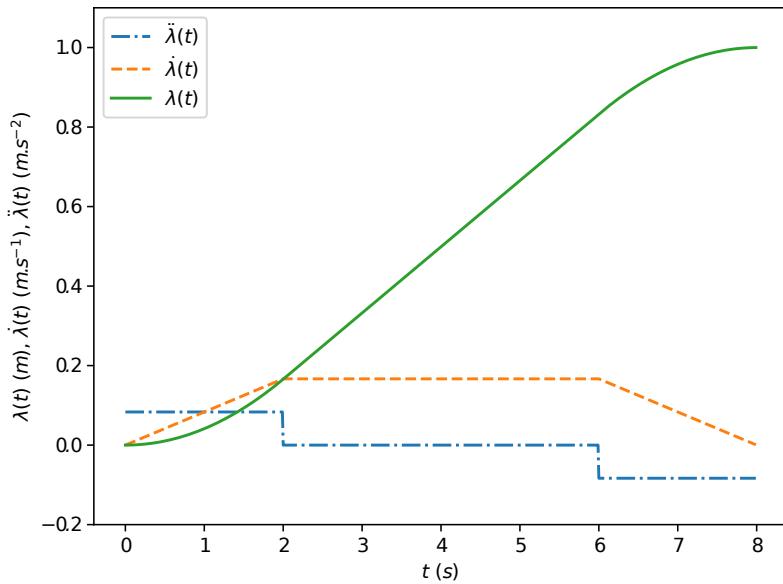
$h = N_s - r_s$, $N_s = 10 * 5 + 2 * 1 + 1 * 4 + 2 * 3 = 62$, $r_s = 6.(p-1) - m = 6.10 - 2 = 58$, donc $h = 4$.
 $h = 6 \cdot \gamma + m - I_c$, $I_c = 10 * 1 + 2 * 5 + 1 * 2 + 2 * 3 = 28$, $h = 6 * 5 + 2 - 28 = 4$.

Question 9:

	Guides charnières	Guide lambda	Un Spiralift seul	Combinaison de deux Spiralifts
$R_x = 0$				X
$R_y = 0$	X			
$R_z = 0$	X			
$T_x = 0$	X	X		
$T_z = 0$		X		

Question 10:

$$N_{moteur} = \frac{N_{max}}{r} = \frac{2,5}{1,67 \cdot 10^{-3}} \approx 1497 \text{ tr.min}^{-1}$$

Question 11:


Question 12:

Fermeture géométrique : $\overrightarrow{B_6A_7} + \overrightarrow{A_7B_7} + \overrightarrow{B_7B_6} = -l.\overrightarrow{y_6} + l.\overrightarrow{y_7} - \lambda.\overrightarrow{y_0} = -l.(cos\alpha_6.\overrightarrow{y_0} + sin\alpha_6.\overrightarrow{z_0}) + l.(cos\alpha_7.\overrightarrow{y_0} + sin\alpha_7.\overrightarrow{z_0}) - \lambda.\overrightarrow{y_0} = \overrightarrow{0}$. En projetant sur $\overrightarrow{y_0}$, on obtient $-l.cos\alpha_6 + l.cos\alpha_7 - \lambda = 0$, donc $-l.cos(\pi - \alpha_7) + l.cos\alpha_7 - \lambda = 0$, d'où $\lambda = 2.l.cos\alpha$.

Question 13:

On sait que $\lambda(0) = 0$, donc $\alpha(0) = \frac{\pi}{2}$ et $\lambda(8) = 1$, donc $cos(\alpha(8)) \neq 1$, donc $\alpha(8) \neq 0$, donc il s'agit de la courbe 2.

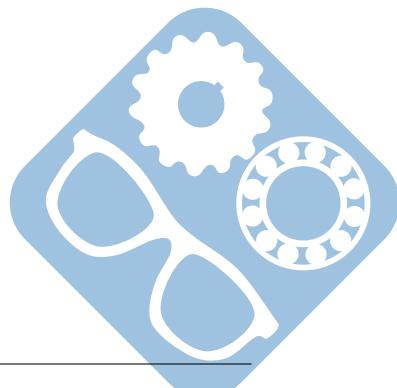
Question 14:

$$\overrightarrow{\Omega_{6/0}} = \dot{\alpha}_6 \cdot \overrightarrow{x_0} = -\dot{\alpha} \cdot \overrightarrow{x_0} \text{ et } \overrightarrow{V_{B_6 \in 6/0}} = \overrightarrow{0}$$

$$\{V_{6/0}\} = \left\{ \begin{array}{c} -\dot{\alpha} \cdot \overrightarrow{x_0} \\ \overrightarrow{0} \end{array} \right\}_{B_6}$$

$$\overrightarrow{V_{G_6 \in 6/0}} = \overrightarrow{V_{B_6 \in 6/0}} + \overrightarrow{G_6 B_6} \wedge \overrightarrow{\Omega_{6/0}} = \frac{l}{2} \overrightarrow{y_6} \wedge (-\dot{\alpha} \cdot \overrightarrow{x_0}) = \frac{l}{2} \cdot \dot{\alpha} \cdot \overrightarrow{z_6}$$

$$\{V_{6/0}\} = \left\{ \begin{array}{c} -\dot{\alpha} \cdot \overrightarrow{x_0} \\ \frac{l}{2} \cdot \dot{\alpha} \cdot \overrightarrow{z_6} \end{array} \right\}_{G_6}$$



Nom: Prénom:

Question 15:

$$\overrightarrow{\Omega}_{7/0} = \dot{\alpha} \cdot \vec{x}_0 = \dot{\alpha} \cdot \vec{x}_0 \text{ et } \overrightarrow{V_{B_7 \in 7/0}} = \dot{\lambda} \vec{y}_0$$

$$\{V_{7/0}\} = \left\{ \begin{array}{l} \dot{\alpha} \cdot \vec{x}_0 \\ \dot{\lambda} \vec{y}_0 \end{array} \right\}_{B_7}$$

$$\overrightarrow{V_{G_7 \in 7/0}} = \overrightarrow{V_{B_7 \in 7/0}} + \overrightarrow{G_7 B_7} \wedge \overrightarrow{\Omega_{7/0}} = \dot{\lambda} \vec{y}_0 + \frac{l}{2} \vec{y}_7 \wedge \dot{\alpha} \cdot \vec{x}_0 = \dot{\lambda} \vec{y}_0 - \frac{l}{2} \cdot \dot{\alpha} \cdot \vec{z}_7$$

$$\{V_{7/0}\} = \left\{ \begin{array}{l} \dot{\alpha} \cdot \vec{x}_0 \\ \dot{\lambda} \vec{y}_0 - \frac{l}{2} \cdot \dot{\alpha} \cdot \vec{z}_7 \end{array} \right\}_{G_7}$$

Question 16:

Graphiquement, le diagramme de phase commence à 0° , puis passe par un palier à -90° , puis un dernier à -180° .

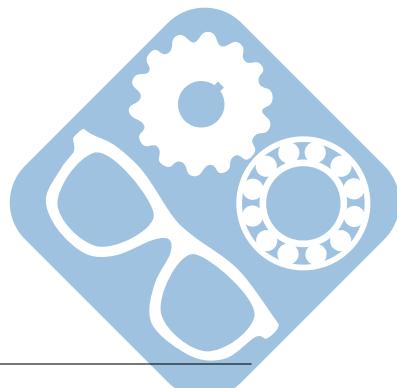
La forme proposée correspond donc avec $\omega_1 = 1 \text{ rad.s}^{-1}$ et $\omega_2 = 20 \text{ rad.s}^{-1}$, enfin, $20 \log(K_{ac}) = 40 \text{ dB}$, donc $K_{ac} = 100 \text{ rad.s}^{-1}.V^{-1}$.

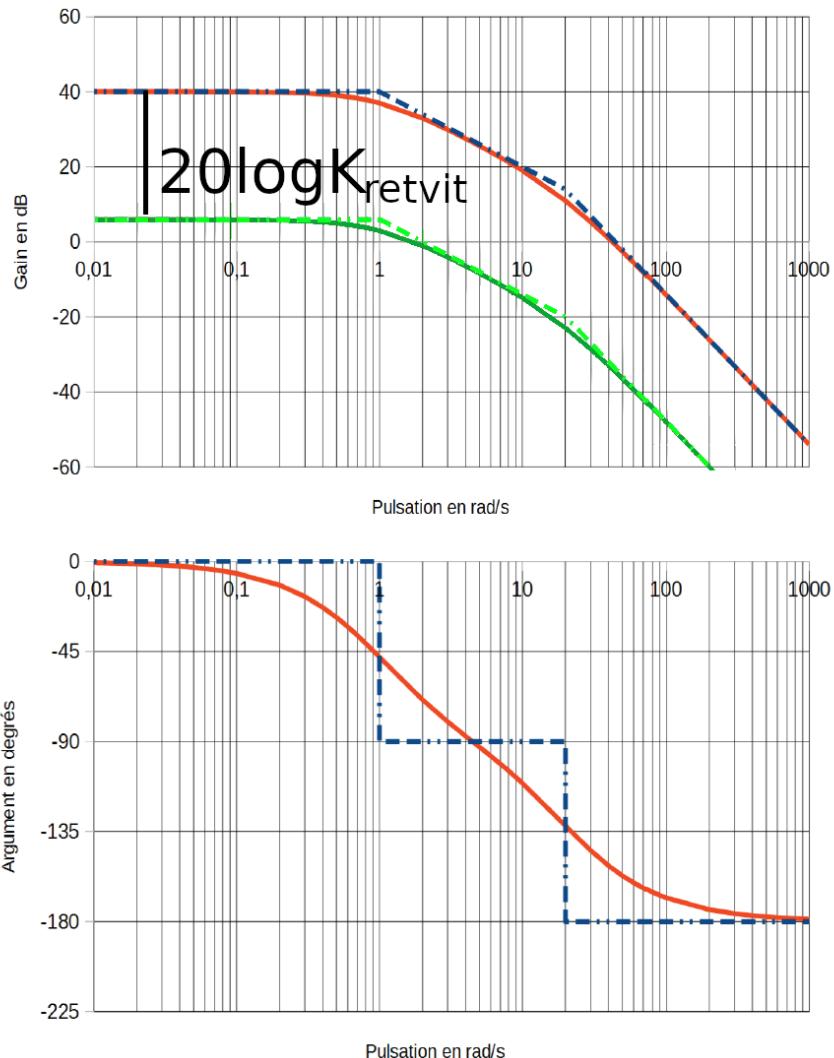
Question 17:

Le coefficient K_{retvit} est donné par la pente de la courbe, $K_{retvit} = \frac{4}{250} = 16 \text{ mV.s.rad}^{-1}$.

Question 18:

$$FTBO_{vitesse}(p) = \frac{U_{retvit}(p)}{\epsilon_{vitesse}(p)} = K_{vit} \cdot T_{actionneur} \cdot K_{retvit} = \frac{K_{ac} \cdot K_{vit} \cdot K_{retvit}}{(1 + \frac{p}{\omega_1}) \cdot (1 + \frac{p}{\omega_2})}.$$



Question 19:

Question 20:

$$FTBF_{vitesse}(p) = \frac{\Omega_{arbre}(p)}{U_{consigne}(p)} = \frac{K_{vit} \cdot T_{actionneur}}{1 + K_{vit} \cdot T_{actionneur} \cdot K_{retvit}} = \frac{K_{vit} \cdot K_{ac}}{1 + \left(\frac{1}{\omega_1} + \frac{1}{\omega_2}\right) \cdot p + \frac{p^2}{\omega_1 \cdot \omega_2} + K_{vit} \cdot K_{ac} \cdot K_{retvit}}$$

$$FTBF_{vitesse}(p) = \frac{\frac{K_{vit} \cdot K_{ac}}{1 + K_{vit} \cdot K_{ac} \cdot K_{retvit}}}{1 + \frac{1}{1 + K_{vit} \cdot K_{ac} \cdot K_{retvit}} \cdot \left(\frac{1}{\omega_1} + \frac{1}{\omega_2}\right) \cdot p + \frac{1}{1 + K_{vit} \cdot K_{ac} \cdot K_{retvit}} \cdot \frac{p^2}{\omega_1 \cdot \omega_2}}.$$

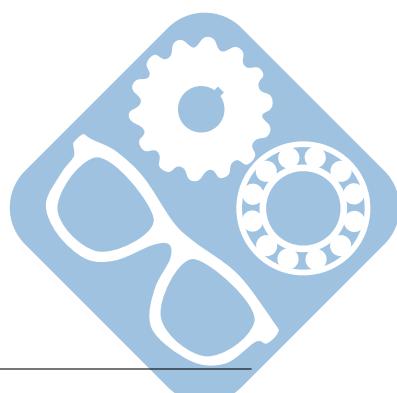
Donc,

$$A = \frac{K_{vit} \cdot K_{ac}}{1 + K_{vit} \cdot K_{ac} \cdot K_{retvit}},$$

$$\omega_0 = \sqrt{(1 + K_{vit} \cdot K_{ac} \cdot K_{retvit}) \cdot \omega_1 \cdot \omega_2}$$

$$\text{et } \frac{\omega_m}{\omega_0} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_0^2},$$

$$\text{donc } m = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2 \cdot \sqrt{(1 + K_{vit} \cdot K_{ac} \cdot K_{retvit}) \cdot \omega_1 \cdot \omega_2}}$$



Nom: Prénom:

Question 21:

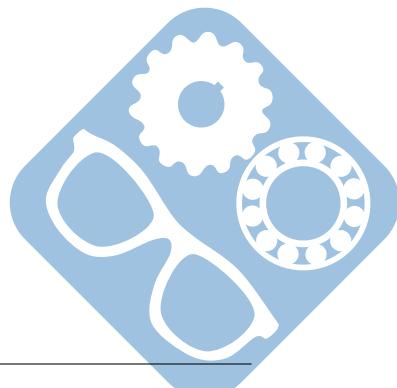
$$T_i(p) = \frac{\theta_{arbre}(p)}{\Omega_{arbre}(p)} = \frac{1}{p}$$

Question 22:

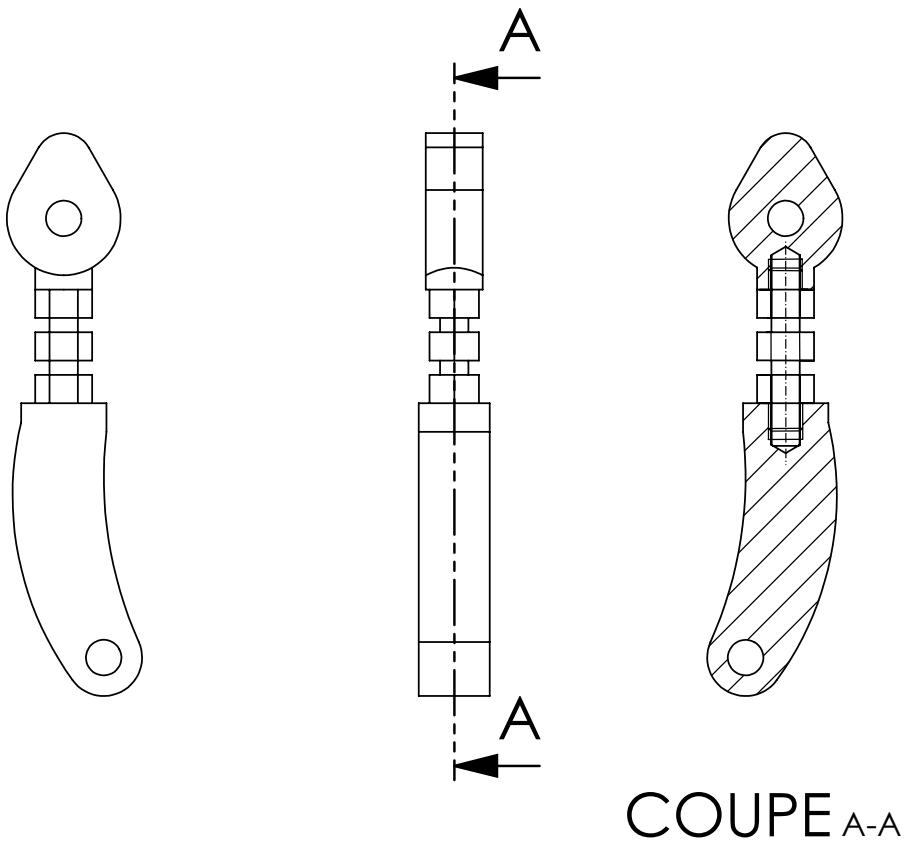
La fonction de transfert $FTBO_{posarbre}(p)$ est de classe 1, l'erreur angulaire pour un échelon de position sera alors nulle.

Question 23:

L'exigence est alors respectée.



Question 24:



Question 25:

Le pas de chacune des vis doit être inversé (un à droite et un à gauche).

