

## **Contrôle du ballant lors du déplacement d'une charge suspendue à un pont roulant**

Ing. J. PIROTTE  
Ir N. GILLIEAUX-VETCOUR  
GRAMME – Liège  
Ir E. WARNIER  
FABRICOM GTI

*Nous proposons d'expliciter une méthode de contrôle de l'anti-ballant d'un pont roulant. La particularité de cette méthode est qu'elle est passive c'est-à-dire qu'elle opère sans mesure du balancement ce qui permet un moindre coût de l'installation. Le principe de contrôle se base sur le calcul d'une accélération qui permettra au pont d'atteindre sa vitesse de consigne sans induire de balancement de sa charge : nous procéderons en appliquant une double impulsion de commande.*

*Mots-clefs : pont roulant, ballant, anti-balancement, contrôle, pendule, automatisation, boucle ouverte, passif.*

*We present a method to control the anti-swing of a travelling crane . This method is characterised by a passive approach i.e. it operates without the measurement of swinging which makes possible a lower cost of the installation. The principle of control is based on the calculation of an acceleration which will allow the bridge to reach its speed of instruction without inducing a swinging of its load : we proceed by applying a double impulse of order.*

*Keywords : travelling crane, swing, anti-swing, control design, pendulum, system command engineering, feedforward, passive*

## 1. L'emploi des ponts roulants

Divers ponts roulants sont exploités dans l'industrie car ils permettent d'accroître la rapidité de déplacement de charges et donc de production. La mise en mouvement d'un pont roulant perturbe son équilibre. A cet effet, des stratégies annulant le balancement ont été conçues. Un pontier habile est capable d'éliminer le balancement manuellement. C'est toujours de loin la solution la plus commune au problème d'anti-ballant. Cependant, un système d'anti-ballant peut souvent réaliser le travail plus rapidement, particulièrement si l'anti-ballant est combiné avec le positionnement automatique.

## 2. Les catégories d'anti-ballants

Les systèmes d'anti-ballant existants entrent dans trois catégories principales :

- les anti-ballants mécaniques : des câbles sont attachés à la charge, ils empêcheront celle-ci d'osciller;
- les anti-ballants actifs (en boucle fermée) : l'angle de balancement est mesuré à l'aide d'une caméra, reliée à un système de traitement d'images;
- les anti-ballants passifs (en boucle ouverte), c'est cette solution que nous allons développer.

### 2.1 L'anti-ballant passif

La particularité de cette approche est qu'elle opère *sans mesure du balancement*. Elle calcule une accélération qui permettra au pont d'atteindre une vitesse de commande donnée sans produire un balancement de sa charge. Puisqu'il n'y a aucune manière de connaître l'état réel du système physique, la commande de boucle ouverte suppose que le balancement initial d'un mouvement est nul, et que les perturbations externes, telles que le vent, ne sont pas significatives. L'avantage de l'installation d'un anti-ballant passif sur un pont roulant commandé par un automate programmable permet un coût moindre que pour un système actif.

Plusieurs systèmes d'anti-ballant ont été développés ces dernières années de manière industrielle. Il s'agit toujours de systèmes propriétaires, installés

dans des équipements spécifiques. Dans ce contexte, l'étude permettra de développer un système d'anti-ballant indépendant des équipements de commande installés sur le pont roulant. Les avantages liés à une telle solution sont les suivants : pas d'équipement supplémentaire à installer, pas de pièce de rechange, pas de formation complémentaire pour le personnel de maintenance, mise en service et support technique ultérieur assurés par le propriétaire.

Dans le cadre de cette étude, l'application pratique a été réalisée sur un automate Siemens de la série S7. Le programme est ainsi transposable aisément dans des automates de marques différentes.

### **3. Les avantages d'un système automatique**

Quand un pont roulant est utilisé pour répéter le même cycle de charge un nombre suffisant de fois, une analyse montre que les durées de cycle se répartissent selon une courbe de Gauss. La plupart des charges seront transférées en un temps moyen, avec de bonnes et de mauvaises exécutions distribuées également des deux côtés de la courbe (courbe A).

En répétant le même essai avec un système d'anti-ballant, la répartition des périodes pour transférer la charge change. La courbe en cloche s'enfle sur l'avant, ce qui signifie que les mouvements s'exécutent mieux (transfert plus rapide). Si l'on répète l'action durant des centaines de périodes, la commande assistée par l'automate devient meilleure que l'intervention d'un opérateur humain (courbe B).

Quand les déplacements sont automatisés, ils sont toujours répétés exactement de la même manière. La méthode d'anti-ballant est alors optimale - le résultat est une distribution dans laquelle tous les mouvements de transfert de charge sont répétés de façon identique et presque optimale. Nous pouvons constater une différence substantielle comparée à l'opération manuelle (courbe C).

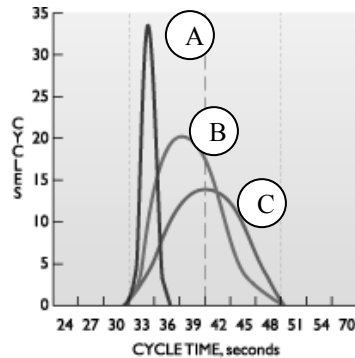


Figure 1 : Courbe de Gauss : temps de transfert d'une charge

## 4. Concevoir un modèle mathématique

### 4.1 Hypothèses de modélisation.

Le pont représenté à la figure 2 possède cinq degrés de liberté. Ce sont les coordonnées  $(x, y)$  spécifiant la position du pont et du chariot, la longueur du câble  $L$  et les deux angles de balancement  $(\theta_x, \theta_y)$  par rapport à un axe vertical. Cependant, il y a seulement trois actionneurs : les moteurs du pont, le chariot et le mécanisme levant. Depuis la perspective de commande, ceci signifie que le système est sous actionné.

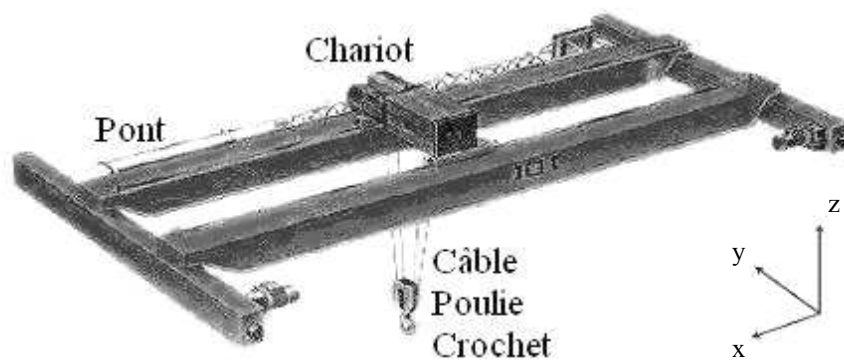


Figure 2 : Un pont roulant bipoutre posé

Pour rendre le modèle plus performant, il faudrait traiter la double dynamique de pendule, et quatre angles latéraux de balancement ( $\theta_x, \theta_y, \Phi_x, \Phi_y$ ). Mieux encore, nous pourrions tenir compte d'un ou plusieurs câbles additionnels de suspension. Ils pourraient être présentés dans le modèle afin d'ajouter un degré de liberté de rotation et changeraient la dynamique du pendule.

Nous essayerons, au contraire, de garder un modèle simple pour deux raisons principales: premièrement, ajouter de la complexité ne serait significatif que si l'exactitude gagnée est plus grande que la précision du système mécanique et que l'incertitude des paramètres du modèle. Autrement dit : que les valeurs trouvées sont significatives. Deuxièmement, maintenir un modèle relativement simple et linéaire nous permet d'utiliser quelques outils très puissants, pour des stratégies d'anti-ballant.

Aux restrictions ci-dessus, nous ajoutons les hypothèses suivantes pour simplifier le modèle :

- aucune déformation plastique ne se produit dans le système ;
- le câble est un corps rigide léger ;
- la charge est une masse ponctuelle et a un moment d'inertie nul ;
- il n'y a aucun amortissement dans le système.

Nous pouvons maintenant traiter le pont roulant comme un pendule simple non amorti avec une longueur variable, son point de suspension pouvant se mouvoir horizontalement. Ce modèle est représenté à la figure 3.

## 4.2 Equation du mouvement

D'après les hypothèses faites, l'équation du mouvement dérivée des équations de Lagrange peut être développée ici. Ce développement a été réalisé personnellement afin de retrouver l'équation finale (1.1) citée par HAULIN J.

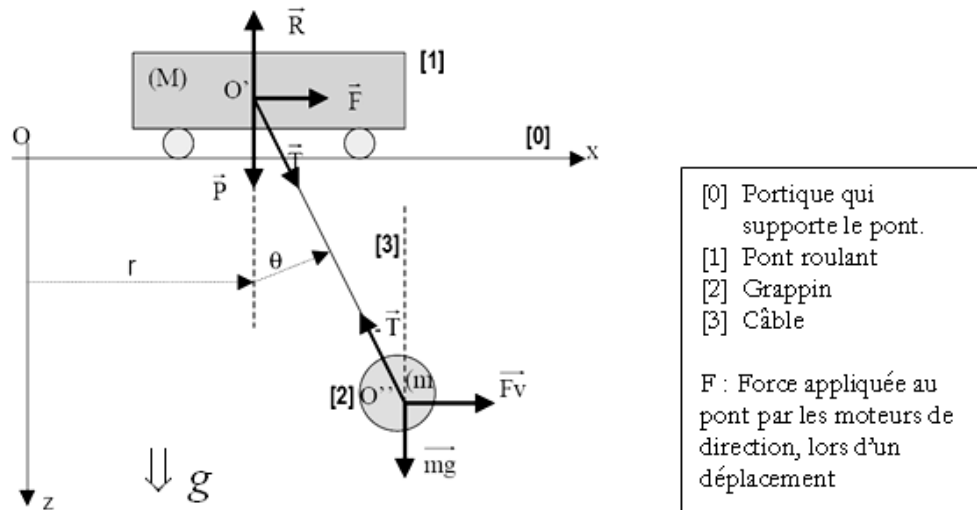


Figure 3 : Développement du mouvement

Si  $l$  est la longueur du câble, les coordonnées du point  $O''$  (fig. 3), peuvent être exprimées par

$$\begin{cases} x = r + l \sin \theta \\ z = l \cos \theta \end{cases}$$

En dérivant ces relations nous obtenons les expressions des vitesses de ce point (masse ponctuelle  $O''$ ).

$$\begin{cases} \dot{x} = \dot{r} + \dot{l} \sin \theta + l \dot{\theta} \cos \theta \\ \dot{z} = \dot{l} \cos \theta - l \dot{\theta} \sin \theta \end{cases}$$

### Remarque

La vitesse de la masse  $m$  ( $\vec{V}_m$ ) peut être exprimée comme la vitesse de la masse  $m$  par rapport à la masse  $M$  ( $\vec{V}_{m/M}$ ) ajoutée à la vitesse de la masse  $M$  ( $\vec{V}_M$ ). Cette remarque nous aidera pour le développement des différentes énergies cinétiques :

$$\vec{V}_m = \vec{V}_M + \vec{V}_{m/M}.$$

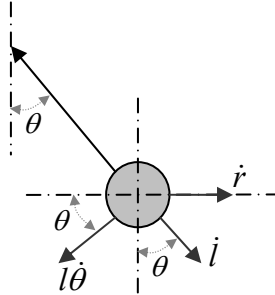
Le schéma ci-dessous illustre les termes des équations précédentes.

Projection sur l'axe x (fig. 3):

$$\dot{r} - l\dot{\theta} \cos \theta + \dot{l} \sin \theta$$

Projection sur l'axe z (fig. 3):

$$\dot{l} \cos \theta + l\dot{\theta} \sin \theta$$



Définissons maintenant les différentes énergies présentes dans ce système.

Energie cinétique de m :

$$E_{cm} = \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{z}^2) = \frac{1}{2} m \left[ \dot{r}^2 + \dot{l}^2 + l^2 \dot{\theta}^2 + 2\dot{r} (\dot{l} \sin \theta + l\dot{\theta} \cos \theta) \right]$$

Energie cinétique de M :

$$E_M = \frac{1}{2} M (\dot{r}^2)$$

Energie potentielle du grappin (masse m) :

$$E_p = -mgl(1 - \cos \theta)$$

Nous sommes maintenant en mesure d'écrire le Lagrangien :

$$\begin{aligned} L &= (E_{cm} + E_{CM}) - E_p \\ &= \frac{1}{2} (M + m) \dot{r}^2 + \frac{1}{2} m \dot{l}^2 + \frac{1}{2} m l^2 \dot{\theta}^2 + m \dot{r} (\dot{l} \sin \theta + l\dot{\theta} \cos \theta) + mgl \cos \theta + mgl \end{aligned}$$

Le mouvement possède trois degrés de liberté. Nous allons effectuer, pour celui qui nous intéresse, une dérivée de Lagrange.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = 0$$

De là,

$$\frac{d}{dt} (m l^2 \dot{\theta} + m \dot{r} l \cos \theta) - (m \dot{r} l \cos \theta - m \dot{\theta} l \sin \theta - mgl \sin \theta) = 0$$

et

$$\begin{aligned} 2m l \dot{\theta} + m l^2 \ddot{\theta} + m \dot{r} l \cos \theta + m \dot{r} \dot{l} \cos \theta - m \dot{r} l \dot{\theta} \sin \theta \\ - m \dot{r} l \cos \theta + m \dot{\theta} l \sin \theta + mgl \sin \theta = 0 \end{aligned}$$

En simplifiant,

$$(ml^2)\ddot{\theta} + (2ml\dot{l})\dot{\theta} + mgl.\sin\theta + m\dot{r}l.\cos\theta = 0$$

$$\Rightarrow (l)\ddot{\theta} + (2\dot{l})\dot{\theta} + g.\sin\theta + \dot{r}.\cos\theta = 0$$

A présent que toute la cinétique du mouvement a été démontrée; tout mouvement pourra être expliqué en faisant référence à cette équation.

Une remarque importante à signaler, est que celle-ci *ne dépend plus de la masse*. Par conséquent cette formule a l'avantage d'être valable pour n'importe quel pont roulant ou n'importe quel grappin, crochet, etc.

L'équation développée au point précédent servira de base à l'étude (avec  $r=x$ ),

$$\ddot{\theta}L + 2\dot{L}\dot{\theta} + \ddot{x}\cos\theta + g\sin\theta = 0 \quad (1.1)$$

C'est une équation différentielle non linéaire, homogène du second ordre. Nous maintiendrons cette équation différentielle linéaire, afin d'utiliser, pour les petits angles, l'approximation  $\cos\theta = 1$  et  $\sin\theta = \theta$ .

Ces approximations représentent les expansions tronquées de série de Mac Laurin du  $\cos\theta$  et  $\sin\theta$ . Elles sont assumées pour des valeurs de  $\theta \leq 10^\circ$  dans les applications d'engineering, une condition qui, en général, sera satisfaite pour n'importe quel pont fonctionnant dans des conditions normales.

La linéarisation de l'équation (1.1) devient :

$$\ddot{\theta}L + 2\dot{L}\dot{\theta} + \ddot{x} + g\theta = 0 \quad (1.2)$$

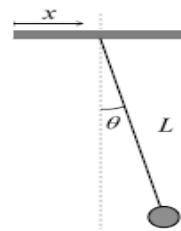


Figure 4 : Pendulesimple

Un effet positif de la linéarisation est que le cas tridimensionnel peut se ramener au cas bidimensionnel. En raison de la nature linéaire de (1.2), les oscillations dans les directions  $x$  et  $y$  sont superposées et nous pouvons les traiter séparément. Dorénavant, nous supposons que les résultats obtenus à



partir d'une analyse bidimensionnelle sont aussi bien valables dans les trois dimensions.

### 4.3 Résolution de l'équation du mouvement

Aucune des équations (1.1) et (1.2) ne peut être résolue analytiquement en général. Examinons deux cas particuliers, reprenant une solution analytique pour l'équation (1.2).

#### *1<sup>er</sup> cas*

La vitesse latérale et la longueur du pendule sont constantes, nous avons

$$\ddot{x} = 0 \text{ et } \dot{L} = 0.$$

Par conséquent,

$$\ddot{\theta}L + g\theta = 0 \tag{1.3}$$

Il s'agit d'une équation différentielle du second ordre décrivant une oscillation harmonique de fréquence angulaire  $\omega = \sqrt{g/L}$ . Si nous assumons les conditions initiales  $\theta(0) = 0$  et  $\dot{\theta}(0) = A\omega$ , où A est l'amplitude d'oscillation, la solution est

$$\begin{cases} \theta(t) = A \sin \omega t \\ \frac{\dot{\theta}(t)}{\omega} = A \cos \omega t \end{cases} \tag{1.4}$$

Si le balancement initial est induit par une impulsion courte d'accélération de la grandeur constante  $a_0$  appliquée au chariot et de durée  $\Delta t$ , nous avons

$$\dot{\theta}(0) = -\frac{a_0 \Delta t}{L}, \text{ de sorte que dans (1.4) nous obtenons } A = \left| -\frac{a_0 \Delta t}{\omega L} \right|.$$

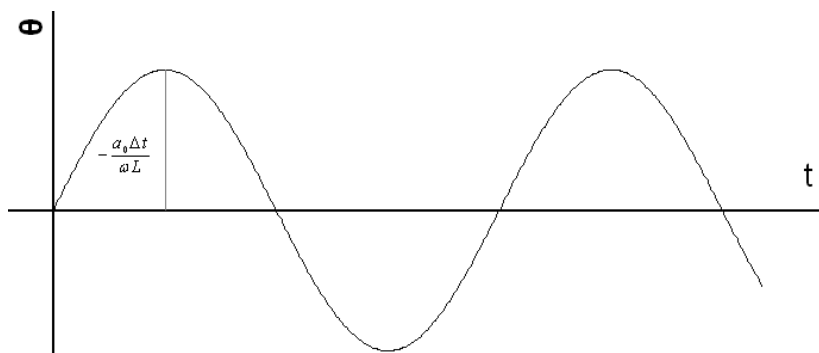


Figure 5 : Représentation temporelle d'une oscillation libre.

### 2<sup>eme</sup> cas

Si nous choisissons un pendule de longueur constante et une accélération constante  $\ddot{x} = a_0$ , l'équation (1.2) se réduit à

$$\ddot{\theta}L + a_0 + g\theta = 0 \quad (1.5)$$

qui donne une solution homogène,

$$\theta(t) = C_1 \sin(\omega t + \phi) \quad (1.6)$$

et une solution particulière,

$$\theta = -\frac{a_0}{g} \quad (1.7)$$

La solution générale s'écrit,

$$\theta(t) = C_1 \sin(\omega t + \phi) - \frac{a_0}{g} \quad (1.8)$$

En remplaçant (1.8) dans (1.5), il vient

$$C_1 L [-\omega^2 \sin(\omega t + \phi)] + g C_1 \sin(\omega t + \phi) = 0 \quad (1.9)$$

Il faut que,

$$g - \omega^2 L = 0 \quad (1.10)$$

d'où,

$$\omega = \sqrt{g/L} \quad (1.11)$$

Avec les conditions initiales  $\theta(0) = \dot{\theta}(0) = 0$ . L'équation (1.8) devient,

$$C_1 \sin(\phi) - \frac{a_0}{g} = 0 \quad (1.12)$$

Pour satisfaire cette équation nous prendrons :

$$\phi = 90^\circ$$

Dès lors,

$$C_1 = \frac{a_0}{g} \quad (1.13)$$

Grâce aux propriétés des sinus et cosinus ou à une méthode de résolution différente, nous pouvons obtenir l'équation (1.8) sous une autre forme :

$$\theta(t) = -\frac{a_0}{g}(1 - \cos \omega t) \quad (1.14)$$

Le résultat trouvé en (1.14) décrit une oscillation harmonique. Cependant, le point d'équilibre est décalé de  $\theta$  vers le négatif en raison de l'accélération. On peut voir dans la figure 6 que l'angle maximum de balancement est  $\theta_{\max} = 0$ , et que l'angle minimum est  $\theta_{\min} = -2a_0/g$ . L'angle d'équilibre est  $\theta_{\text{eq}} = -a_0/g$ .

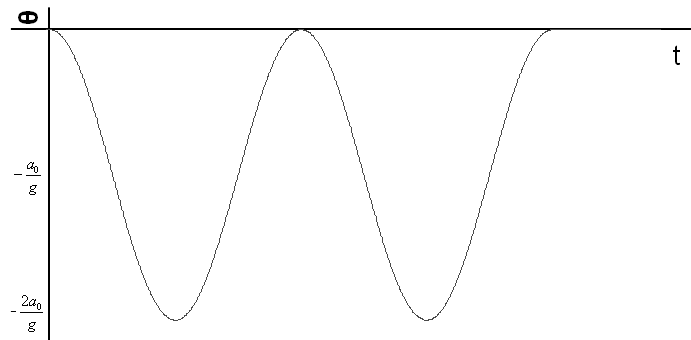
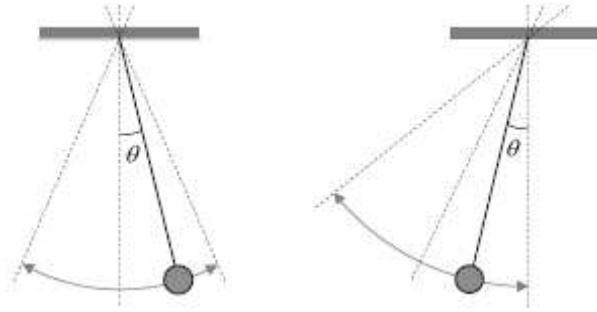


Figure 6 : Oscillation harmonique sous accélération constante – source [4]

Cet angle est identique à la direction perçue de la pesanteur pour un observateur dans le système d'accélération de référence, ainsi la charge se comporte simplement comme un pendule normal dans un domaine décalé d'un angle égal à  $-a_0/g$ . Des oscillations de pendule sous une accélération nulle et constante sont représentées sur les figures 7 (a) et 7 (b), respectivement.



(a) oscillation libre

(b) accélération constante

Figure 7 : Pendules sous accélération nulle et constante

Bien que l'équation

$$\ddot{\theta}L + 2\dot{L}\dot{\theta} + \ddot{x} + g\theta = 0 \quad (1.2)$$

ne puisse pas être résolue analytiquement, nous pouvons dire plusieurs choses au sujet du comportement : les termes  $\ddot{\theta}L$  et  $g\theta$  correspondent à une oscillation harmonique et  $\ddot{x}$  est évidemment l'effet de ballant induit de l'accélération. Le dernier terme,  $2\dot{L}\dot{\theta}$ , correspond à la conservation du moment angulaire.

## 5. Commande par double impulsion

Une impulsion de courte accélération induit une oscillation harmonique d'amplitude  $A = -\frac{a_0\Delta t}{\omega L}$ . En plaçant une autre impulsion d'accélération de même amplitude, une demi-période plus tard, cette oscillation sera exactement annulée, comme on peut voir sur la figure 8. En réalité, les impulsions d'accélération n'ont pas du tout besoin d'être courtes. N'importe quelle impulsion de durée finie peut être considérée comme composée d'un grand nombre d'impulsions courtes; chacune induisant une oscillation harmonique. A partir des linéarités de (1.3), tout le balancement est alors obtenu par simple superposition des oscillations. En conséquence, le balancement induit par une impulsion de durée finie peut être contrecarré par une impulsion identique retardée d'une demi-période. Cette méthode est également appelée *commande d'annulation*.

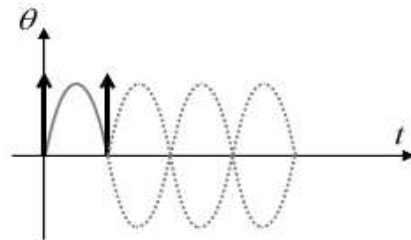


Figure 8 : Double impulsion

## 6. Extension à cette double commande

Le contrôle à l'aide de deux « pulses » a été généralisé aux systèmes avec une longueur de pendule variable. Certaines méthodes sont conçues pour agir dans le temps discret, traitant l'accélération comme composée de courtes impulsions. Tout le balancement peut alors être calculé par superposition des oscillations induites par chaque impulsion. Quand la première impulsion d'accélération a été exécutée, le balancement de l'équation (1.2), avec  $\ddot{x} = 0$ , est résolu numériquement en temps réel, afin de calculer la période et l'amplitude exacte de la deuxième impulsion d'accélération.

Une autre méthode est déployée dans les systèmes d'anti-ballant. Des paires de commandes d'accélération sont assignées avec un amortissement, et exécutées à un taux proportionnel à la période de balancement. Des changements de balancement induits par le terme  $2\dot{\theta}\dot{L}$  dans (1.2) sont parés exactement par une paire d'impulsions de compensation. La différence avec la méthode précédente est que le système est maintenant forcé de suivre la trajectoire donnée par la phase de double impulsion. L'algorithme de la première méthode adapte la trajectoire malgré des débattements provoqués par la variation de longueur.

Une deuxième solution d'anti-ballant commercial liée à la commande est le système d'ICRAS. La méthode s'adapte aux changements de trajectoire, plutôt que de les compenser. Cette méthode résout le problème général qui est de trouver une double impulsion qui rendra la fonction d'accélération pour que le système atteigne la vitesse de commande sans balancement.

Dans la littérature, la double commande d'impulsion est fréquemment citée comme étant trop sensible et modélisant trop d'erreurs. Alors que ceci

s'avère exact pour beaucoup de types de systèmes dynamiques, il ne s'applique pas nécessairement aux systèmes de pont roulant. Le fait que plusieurs systèmes commerciaux se fondent sur des arrangements de doubles commandes d'impulsions modifiées confirme sa viabilité dans la commande d'anti-ballant. Nous nous situons entre les deux premiers cas. Nous calculons la période en temps réel afin de tenir compte du changement de longueur du ballant. Mais lors de la deuxième impulsion, nous sommes dans l'obligation de suivre la trajectoire donnée. C'est à ce niveau que des améliorations sont à apporter.

## 7. Processus de commande

Le processus de commande est une prolongation du concept illustré sur la figure 8 qui permet à n'importe quelle commande arbitraire de référence d'avoir comme conséquence une oscillation résiduelle nulle.

La théorie concerne les systèmes linéaires vibratoires en général. La méthode de formation de la commande consiste à convoluer la commande d'origine et des impulsions définies par les amplitudes  $A = [A_1, \dots, A_N]$  et les temps  $t = [t_1, \dots, t_N]$ . Ce procédé approprié pour un système d'anti-ballant est illustré sur la figure 9.

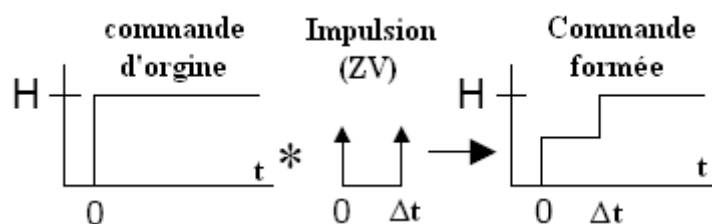


Figure 9 : Procédé de mise en forme – Convolution

Si le produit de convolution est réalisé entre les impulsions et la commande originale, alors la commande formée aura les mêmes propriétés que l'ensemble original mais avec une oscillation réduite. Ce concept est illustré sur la figure 10 où l'ordre de deux impulsions a été convolué avec la commande d'origine. Le résultat est une commande en escalier qui élimine également l'oscillation résiduelle. La réponse de ce système de commande diffère brusquement de la réponse sans anti-ballant.

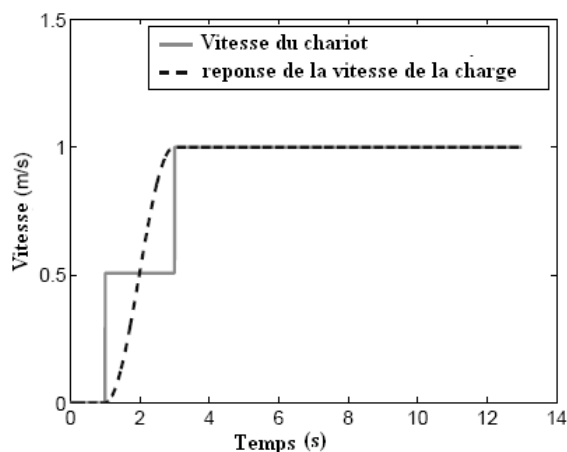


Figure 10 : Réponse à la commande formée

Les amplitudes et les durées des impulsions qui limitent la réponse dynamique désirée sont déterminées en résolvant un ensemble d'équations de contrainte. Celles-ci sont habituellement classées par catégorie en tant que contraintes résiduelles d'oscillation, contraintes de robustesse, contraintes d'impulsion et optimalité de temps.

## 8. Présentation de l'application pratique

Un algorithme, sous forme de bloc diagramme a été développé dans un automate programmable. L'automate utilisé est de type CPU315-2DP et permet de gérer le fonctionnement du pont roulant.

Cet algorithme est principalement composé de « comparaison ». Nous pourrions le représenter sous forme de GRAFCET<sup>1</sup>. Il est basé sur le même principe qu'un générateur de rampe. Cette rampe est couramment utilisée pour la commande des moteurs électriques. La technique est de soustraire la vitesse instantanée de commande des moteurs à la vitesse de consigne. Si cette dernière vitesse n'est pas atteinte, alors on incrémente la vitesse instantanée de  $ACC \times Dt$  ;  $Dt$  est l'incrément de temps et  $ACC$  : correspond à une accélération choisie pour la rampe.

<sup>1</sup> GRAphe Fonctionnel de Commande Etapes/Transitions

Exprimé autrement :

$$\text{ERREUR} = \text{VITESSE\_CONSIGNE} - \text{VITESSE\_INST}$$

SI ( $\text{ERREUR} > \text{ACC} * \text{Dt}$ )

$$\text{VITESSE\_INST} = \text{VITESSE\_INST} + (\text{ACC} * \text{Dt}).$$

## 9. Mesures réalisées sur un système existant

Les essais sur pont roulant ont été réalisés dans une usine en exploitation.

Un PC portable a été branché sur l'automate servant au test.

Un logiciel spécifique a permis de relever plusieurs courbes.

Un exemple de résultat est représenté à la figure 11.

Le signal «carré» étant l'image de la position du stick contrôlant de pont roulant. L'autre courbe étant la consigne de vitesse donné au moteur.

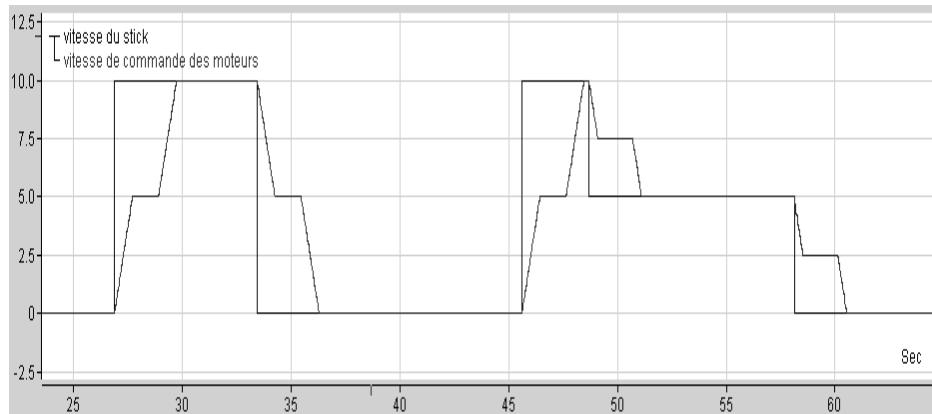


Figure 11 : Visualisation des tests



## 10. Conclusions

Notre objectif était de mettre au point un anti-ballant en boucle ouverte pour n'importe quel pont roulant, initialement au repos et non soumis à des perturbations extérieures significatives (vent ...).

Notre méthode d'analyse nous a permis d'introduire des hypothèses simplificatrices qui ont mené à l'établissement d'un modèle mathématique simple pour décrire le mouvement de notre système. L'équation (1.1) obtenue montre que le mouvement est indépendant de la masse déplacée. Cette équation est linéarisable dans des conditions normales de fonctionnement (déplacement angulaire  $\theta \leq 10^\circ$ ).

Dans l'étude du mouvement (pendule sous accélération), nous avons introduit le principe de la commande par double impulsion : puisqu'une impulsion d'accélération induit une oscillation harmonique d'amplitude, en plaçant une autre impulsion d'accélération de même amplitude, une demi-période plus tard, cette oscillation sera annulée.

Nous avons passé en revue les méthodes industrielles existantes qui se basent sur le principe de commande par double impulsion avant de développer notre propre algorithme qui se base sur la convolution de la commande de déplacement avec l'ordre de deux impulsions. Il en résulte une commande en escaliers avec comme conséquence la disparition de toute oscillation résiduelle. C'est ce qu'ont montré nos expérimentations réelles.

L'anti-ballant développé couvre la majorité des déplacements nécessaires pour une application pratique. Nous avons remarqué qu'une amélioration est nécessaire afin de profiter pleinement des avantages d'un système anti-ballant : il s'agit d'une gestion améliorée en mode manuel permettant de gérer les brèves impulsions de commande qui pourraient être générées avec le stick sur le pont roulant.

## 11. Références bibliographiques

### 11.1 Ouvrages

- [1] SORENSEN K.L, *A combined feedback and command shaping controller for improving positioning and reducing cable sway in cranes*, 2005.
- [2] SINGER N.C., SEERING W.P., *Preshaping command inputs to reduce system vibration*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and control, 1990, n°112, 76-82.
- [3] HYTÖNEN K., *Crane control method*, 1995.
- [4] HAULIN J., *Feed forward anti-sway control for overhead cranes*, 2005
- [5] HYTÖNEN K., *Method and equipment for controlling the operations of a crane*, 1998.
- [6] KENNETH A., PASCH, WILLIAM E., SINGHOSE, SINGER N.C., DEREZINSKI Stephen J., RAPPOLE Bert W., *Method and apparatus for minimizing unwanted dynamics in a physical system*, 1997.
- [7] N.C. SINGER, SEERING W.P., KENNETH A., PASCH, *Shaping command inputs to minimize unwanted dynamics*, 1990.
- [8] IBAPDA, *Système de saisie de données de processus*, Manuel V 5.0 fr / ibaPDA V 5.12
- [9] IBAAnalyzer, *Programme d'analyse*, Manuel V 3.0 fr / ibaAnalyzer V 3.57

### 11.2 Sites Internet

- [10] <http://www.freepatentsonline.com> : source de documents bibliographiques
- [11] <http://www.innocrane.com/> : Système ICRAS
- [12] <http://guppy.mpe.nus.edu.sg/~mpeongcj/ongcj.html> : Méthode d'anti-ballant

- [13] <http://www.konecranes.com/magazine/spring1998/page11.htm>:  
Avantages
- [14] <http://liftingsystems.konecranes.com/>
- [15] [http://auto.polytech.univtours.fr/telechargements/fichiers/Art\\_ballant.pdf](http://auto.polytech.univtours.fr/telechargements/fichiers/Art_ballant.pdf)
- [16] [http://www.deman.be/frans/home\\_frans.html](http://www.deman.be/frans/home_frans.html)
- [17] <http://fr.wikipedia.org/wiki/Accueil> : Encyclopédie libre et gratuite.