



HAL
open science

**MODÉLISATION : DE LA PHYSIQUE AU
TRAITEMENT DU SIGNAL Modèles vibratoires dans
les remontées mécaniques**

Par F Combet, P Jaussaud, Nadine Martin

► **To cite this version:**

Par F Combet, P Jaussaud, Nadine Martin. MODÉLISATION : DE LA PHYSIQUE AU TRAITEMENT DU SIGNAL Modèles vibratoires dans les remontées mécaniques. La Revue de l'électricité et de l'électronique, 2003. hal-01767315

HAL Id: hal-01767315

<https://hal.science/hal-01767315>

Submitted on 8 Jun 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Modèles vibratoires dans les remontées mécaniques

Mots clés

Modélisation,
Vibrations
mécaniques,
Surveillance,
Détection de chocs.

■ Par F. Combet, P. Jaussaud, N. Martin
Laboratoire des Images et des Signaux (LIS)

Les remontées mécaniques, au même titre que l'aéronautique, ont un fort besoin de modélisation. À l'aide du traitement du signal, nous avons pu modéliser certains des phénomènes vibratoires apparaissant dans ces installations : passages de pylônes et entrées/sorties de gare des appareils débrayables.

1. Introduction

La surveillance en service, ou contrôle non-destructif, consiste à analyser les signaux émis par le système étudié en cours de fonctionnement afin d'établir un diagnostic de son état. Ceci requiert une bonne connaissance de ce système, qui passe par une modélisation du phénomène étudié en lien avec la physique du système. Les phénomènes vibratoires dans les installations de remontée mécanique sont importants, bien que peu pris en compte à la conception. Leur modélisation permettrait de construire sans risque de surprise une installation conforme au règlement et à l'attente des utilisateurs, et faciliterait ensuite un diagnostic. Parmi ces systèmes de transport, les véhicules à pince débrayable sont de plus en plus courants. Ce type de système permet d'accroître le flux de personnes transportées grâce à une vitesse de câble plus élevée. Leur principe est basé sur une pince qui se détache du câble en entrée de gare pour que le véhicule puisse ralentir. En sortie de gare, la pince agrippe de nouveau le câble après accélération du véhicule. Un tel système est assez complexe et doit être sur-

veillé pour raison de sécurité, ce qui nécessite la modélisation des forces statiques et dynamiques. Les forces statiques sont connues par des modèles d'éléments finis. Ce n'est pas vrai pour les forces dynamiques et le contexte économique est demandeur d'une telle modélisation afin de prédire les effets dynamiques (chocs). De même, au passage des pylônes, notamment des pylônes compression, les chocs entre la pince et les galets sont importants et doivent être modélisés pour garantir le respect des normes de construction et de bruit. Nous proposons ici une modélisation originale basée sur les signaux d'accélérométrie enregistrés en tête de suspension du véhicule.

En section 2, nous proposons un modèle d'excitation (de chocs) pour un pylône compression, modèle que l'on compare ensuite avec le signal d'excitation obtenu par déconvolution aveugle du signal enregistré. En section 3, nous exploitons les signaux enregistrés en entrée/sortie de gare du véhicule afin d'estimer son mouvement en gare : inclinaison du siège et vitesse de la pince. Le profil de vitesse estimé peut alors être comparé au profil provenant des données constructeur.

L'ESSENTIEL

- Les phénomènes vibratoires dans les remontées mécaniques sont importants et ont besoin d'être modélisés pour raisons de sécurité et de normes. Nous proposons d'exploiter les signaux d'accélérométrie enregistrés en tête de suspension du véhicule au passage des pylônes et en entrée/sortie de gare débrayable.
- Au passage des pylônes, nous appliquons des méthodes de déconvolution aveugle pour estimer le signal d'excitation, *i.e.* détecter les chocs, ce qui permet par comparaison de valider un modèle de chocs *a priori*.
- En entrée/sortie de gare, à partir d'une modélisation mécanique, nous estimons le mouvement du véhicule (inclinaison et vitesse), avec un résultat comparable à celui provenant des données constructeur. Cela permet de suivre les éventuelles dérives des réglages.

SYNOPSIS

- Vibrating phenomena in chairlift systems are important and need to be modelled for security and norms reasons. We propose to exploit acceleration signals recorded at the top of the vehicle suspension when passing towers and at the entrance/exit of detachable stations.
- When passing towers, we apply blind deconvolution methods to estimate the excitation signal, *i.e.* to detect the shocks, which allows by comparison to validate an *a priori* shock model.
- At the station entrance/exit, from a mechanical modelling, we estimate the vehicle motion (tilt and speed), which can be compared to the characteristics expected from constructor data. This allows to detect eventual evolution from design characteristics.

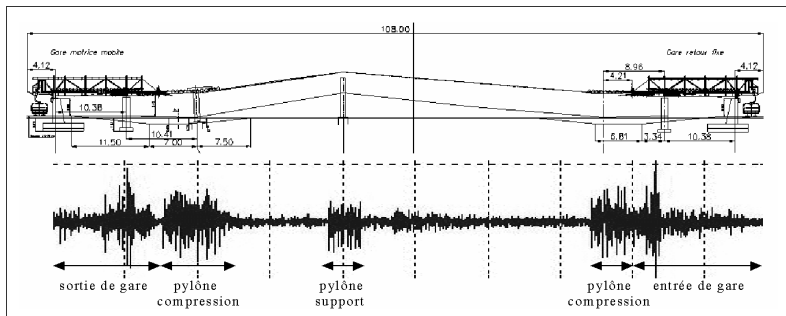


Figure 1. Ligne test de télésiège à pince débrayable et signal vibratoire enregistré en tête de suspente du véhicule.



Figure 2. Pince débrayable (source Pomagalski).

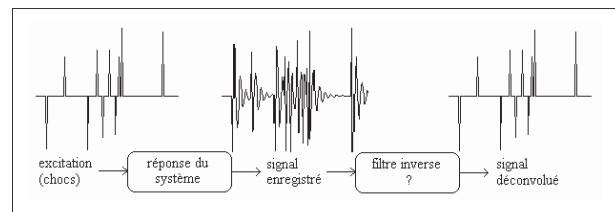


Figure 4. Le signal enregistré peut s'interpréter comme le résultat de filtrage ou de convolution d'un signal d'excitation par la réponse impulsionnelle inconnue du système. Retrouver l'excitation implique d'identifier le filtre inverse du filtre de convolution : c'est la déconvolution aveugle.

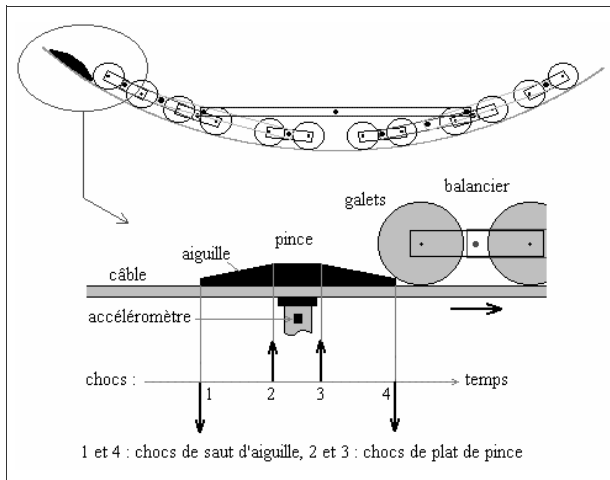


Figure 3. Au passage d'un pylône compression, la pince subit quatre chocs par galet.

2. Pylônes compression

2.1. Modélisation mécanique

Deux types de pylônes peuvent se rencontrer sur une ligne de remontée mécanique (Fig. 1) : les pylônes support et les pylônes compression [1]. Ces derniers sont nécessaires pour raison de sécurité, le véhicule ne devant pas dépasser une certaine hauteur par rapport au sol. Les pylônes compression sont moins courants mais ils impliquent des chocs plus nombreux et plus importants. La figure 2 présente une photo de pince débrayable et le schéma de la figure 3 la montre au passage d'un pylône compression.

Dans ce cas, la pince doit s'insérer sous les galets, ce qui provoque des chocs, nettement perceptibles par les passagers. Un choc se définit comme une variation rapide de quantité de mouvement. Ici, du fait de la forme de la pince, quatre chocs sont attendus pour chacun des galets du pylône. Les amplitudes de ces chocs sont liées aux variations de vitesse verticale de la pince : il y a donc deux chocs vers le bas aux extrémités d'aiguille et deux autres vers le haut aux extrémités du plat de pince. Connaissant la position des galets et la vitesse du câble, un modèle d'excitation du pylône peut ainsi être construit (cf. Fig. 6a).

2.2. Modélisation signal

Le modèle de chocs décrit précédemment excite les fréquences de résonance du système et crée des oscillations des balanciers autour de leur position d'équilibre. Une fréquence de résonance est théoriquement associée à chaque balancier de 2, 4 ou 8 galets. En pratique, nous pouvons considérer que seuls les balanciers de 2 sont excités, les autres restant quasiment immobiles lors du passage du véhicule. En supposant la réponse du système linéaire et stationnaire (il y a toujours un balancier de 2 en contact avec la pince), le signal enregistré peut alors s'interpréter comme le résultat de filtrage (convolution) du signal d'excitation (chocs) par la réponse du système (cf. Fig. 4). Afin de reconstruire le signal d'excitation et de le comparer avec notre modèle *a priori*, le signal enregistré doit être déconvolué par le filtre inverse du filtre de convolution qui est inconnu. Ce filtre doit donc être identifié : la déconvolution se fait en aveugle.

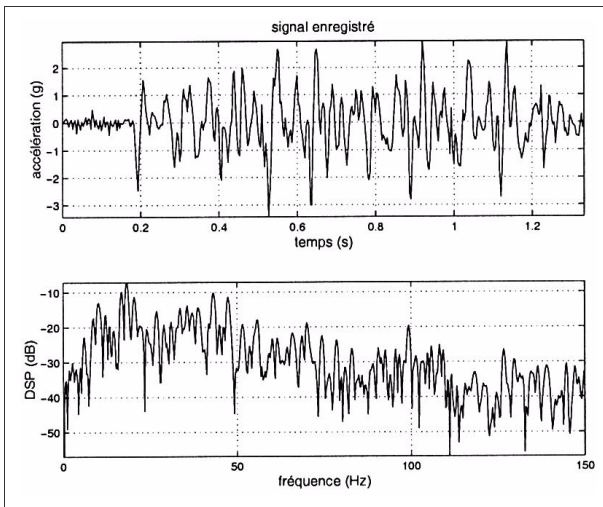


Figure 5. Accélération verticale enregistrée au passage d'un pylône compression et spectre du signal (Densité Spectrale de Puissance).

2.3. Les techniques de déconvolution aveugle

Sans autre hypothèse *a priori*, le problème de la déconvolution aveugle serait mal posé : on cherche à retrouver à la fois le signal d'excitation et le filtre de convolution. Cependant, si le signal d'excitation est formé d'une suite de variables aléatoires *indépendantes non-gaussiennes*, il est théoriquement possible d'identifier le filtre permettant la reconstruction, toutefois à un retard et un facteur d'amplitude près. On ne peut donc espérer d'information sur l'amplitude absolue des chocs mais sur leur amplitude relative seule. De nombreuses techniques d'identification du filtre de convolution ont été proposées dans la littérature, en temps ou en fréquence. Historiquement et conceptuellement, on peut les ranger dans deux familles :

- les techniques fondées sur les statistiques d'ordre 2 (corrélation, spectre) [2]. Celles-ci ne permettent pas de réaliser complètement la déconvolution aveugle car elles ne peuvent pas identifier la phase du filtre qui doit être donnée comme une information *a priori* ;
- la seconde famille est issue de l'introduction des critères d'ordre supérieur qui exploitent la non-gaussienneté du signal [3, 4] ou de critères probabilistes [5]. Ces techniques plus récentes permettent, au moins en théorie, de réaliser la déconvolution aveugle.

Ces techniques interviennent dans de nombreux domaines d'application : géophysique, astronomie, télécommunication, contrôle non-destructif...

2.4. Application à la détection de chocs

La figure 5 montre le signal d'accélération verticale enregistré au passage d'un pylône compression de 8 galets avec une fréquence d'échantillonnage de 300 Hz. Le spectre (module carré de la transformée de Fourier) montre que la majeure partie de la puissance du signal mesuré se situe dans la bande 0–50 Hz.

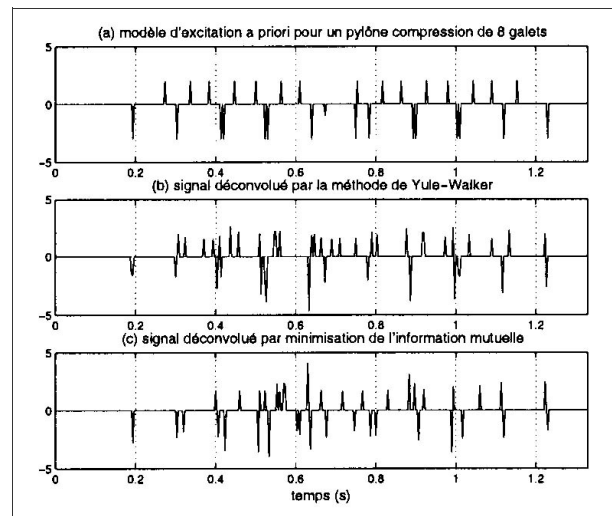


Figure 6. Résultats de deux méthodes de déconvolution aveugle (b, c) du signal de pylône et comparaison avec le modèle de chocs *a priori* (a).

Nous avons testé deux méthodes de déconvolution aveugle. La première est la méthode de Yule-Walker (ordre 2) qui identifie un filtre AR (filtre tous pôles) à partir des valeurs de l'autocorrélation du signal [2]. Le filtre identifié est alors à phase minimale. La deuxième, plus récente, est fondée sur la minimisation de l'information mutuelle des échantillons du signal déconvolué (critère probabiliste basé sur l'entropie) [5]. L'algorithme basé sur ce critère recherche par itération les coefficients d'un filtre inverse MA non-causal jusqu'à leur stabilisation. Les résultats de ces deux méthodes sont présentés figures 6b et 6c. Nous n'avons retenu que les chocs qui, en module, dépassent un seuil fixé au-dessus du niveau du bruit dans les zones où celui-ci est seul. Ces résultats peuvent alors être comparés au modèle de chocs *a priori* (Fig. 6a). Nous observons que les chocs d'amplitude négative (extrémités d'aiguille) collent mieux au modèle que ceux d'amplitude positive (plat de pince), ce qui s'explique par le fait que ces chocs sont plus importants. La deuxième méthode (Fig. 6c) n'apporte pas d'amélioration ici par rapport à la première (Fig. 6b) : un filtre AR à phase minimale est suffisant pour modéliser le système. Ce type de filtre est souvent utilisé car ses pôles complexes conjugués modélisent les fréquences de résonance du système. Leur emplacement dans le plan complexe donne les valeurs des fréquences de résonance associées. Ici, avec deux pôles complexes conjugués (filtre AR2), on estime une fréquence de résonance de 35 Hz. Celle-ci correspond à l'oscillation d'un balancier de 2 galets. Cette fréquence est généralement plus basse (30 Hz), car les portées des installations commerciales sont plus longues que celles de l'installation expérimentale sur laquelle nous avons travaillé chez POMA.

Nous pouvons conclure de cette étude que notre modèle de chocs correspond assez bien à la réalité, du moins pour les chocs les plus forts. Un point discutable est l'hypothèse

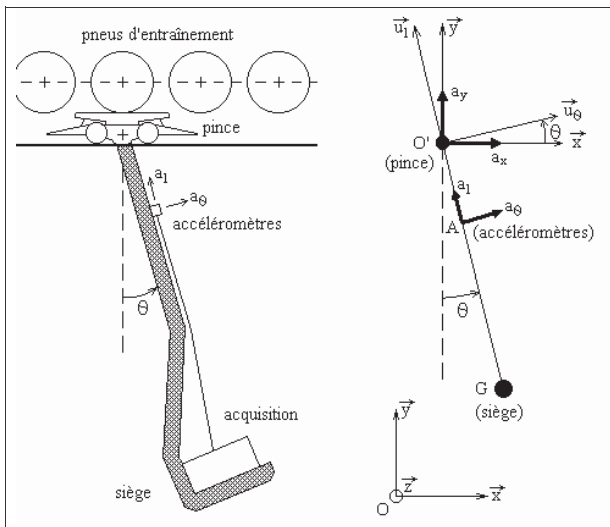


Figure 7. Télésiège à pince débrayable et modèle mécanique : nous cherchons à estimer le mouvement du siège, angle θ et vitesse v_x , à partir des accélérations a_θ et a_1 mesurées en tête de suspente.

d'indépendance (blancheur parfaite) du signal d'excitation. Bien que la position des chocs du modèle soit déterministe, le signal d'excitation peut toutefois être vu comme une réalisation particulière d'un processus « à probabilité de choc » [6]. Notons aussi que les techniques de déconvolution aveugle doivent être réservées à des situations où le rapport signal/bruit est relativement bon car le filtrage inverse a pour effet d'amplifier le bruit (ici ce rapport est estimé à 12 dB).

3. Entrées/sorties de gare débrayable

3.1. Système et mesures

Dans une ligne de télésiège à pince débrayable, le siège doit être attaché au câble en sortie de gare et détaché du câble en entrée de gare. En sortie de gare, le siège est lentement entraîné par une chaîne pour que les passagers puissent embarquer. Il est ensuite accéléré jusqu'à une vitesse aussi proche possible de celle du câble. La pince vient alors agripper le câble. La phase d'accélération est opérée par des pneus d'entraînement de vitesses croissantes qui communiquent chacun une brève augmentation de vitesse à la pince (cf. Fig. 7). Un des problèmes que les ingénieurs ont à résoudre est d'obtenir une vitesse finale la plus proche possible de celle du câble. Sinon, l'attachement sera inconfortable et la pince s'usera rapidement. De même, en entrée de gare, le détachement doit être le plus doux possible pour limiter le balancement du siège et les contraintes mécaniques sur la pince afin d'allonger sa durée de vie.

Dans le cas des pylônes, nous n'exploitons que le signal d'accélération verticale car les chocs avaient lieu principalement sur cet axe. En entrée/sortie de gare, l'accélération longitudinale (le long du câble) n'est pas négligeable.

Nous exploitons donc les deux accélérations verticale et longitudinale. Le mouvement du siège ayant lieu principalement dans ce plan, nous ne prenons pas en compte l'accélération transversale (qui est faible). De même que pour les pylônes, les accéléromètres utilisés sont du type à jauge de contrainte, dont l'avantage par rapport à ceux du type piézo est de passer le continu [7]. De ce fait, ils incorporent le vecteur gravité dans les mesures. La fréquence d'échantillonnage est choisie deux fois plus élevée (600 Hz) que pour les pylônes, car les signaux sont ici plus « impulsifs » et occupent une bande 0–150 Hz environ.

3.2. Modélisation mécanique

À partir des accélérations a_θ et a_1 mesurées en tête de suspente du siège, incliné d'un angle θ à l'instant t par rapport à la verticale, nous aimerions retrouver les accélérations de la pince a_x , a_y , ainsi que l'angle θ en fonction de t . Par application du théorème du moment cinétique au système siège au point O' dans le référentiel de la pince (non-Galiléen) en translation par rapport au référentiel terrestre, nous obtenons l'équation du mouvement suivante [8] :

$$\ddot{\theta} + 2\alpha\dot{\theta} + \omega_0^2 \sin \theta = -\frac{\omega_0^2}{g}(a_x \cos \theta + a_y \sin \theta) \quad (1)$$

où α et ω_0 sont l'amortissement et la pulsation propre du mouvement de balancement du siège. α peut être déterminé à partir d'une mesure sur les oscillations libres du siège. ω_0 est généralement fourni par le constructeur. Nous avons aussi les relations suivantes entre les accélérations mesurées et celles de la pince :

$$\begin{pmatrix} a_\theta \\ a_1 \end{pmatrix} = R_\theta \begin{pmatrix} a_x \\ a_y + g \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} h\ddot{\theta} \\ h\dot{\theta}^2 \end{pmatrix} \quad (2)$$

où :

- ✓ R_θ est la matrice de rotation d'angle θ ;
- ✓ g la gravité terrestre (incorporée dans les mesures) ;
- ✓ $h = O'A$ la distance de la liaison pivot de la pince à la position de mesure sur la suspente.

Nous obtenons ainsi un système de trois équations à trois inconnues a_x , a_y et θ .

3.3. Estimation du mouvement

Le système d'équations (1, 2) est a_θ non-linéaire. Toutefois, une relation linéaire entre θ et $\dot{\theta}$ peut être tirée de ses deux premières équations :

$$\ddot{\theta} \left(1 - h \frac{\omega_0^2}{g} \right) + 2\alpha\dot{\theta} = -\frac{\omega_0^2}{g} a_\theta \quad (3)$$

qui montre que l'angle θ est obtenu par intégration pure et filtrage passe-bas de a_θ . Les accélérations a_x et a_y peuvent alors être obtenues par inversion de la matrice R_θ dans l'équation (2).

L'implémentation numérique de l'équation (3) s'effectue par des méthodes classiques [9]. Pour cela, les conditions initiales sur l'angle $\theta(0)$ et $\dot{\theta}(0)$ doivent être connues. Nous

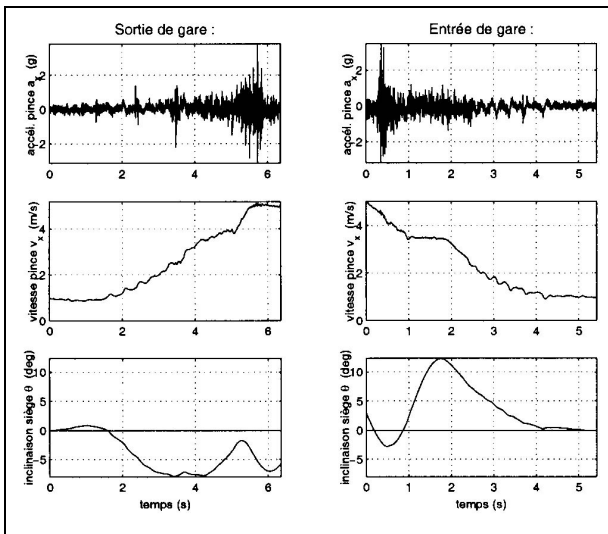


Figure 8. Résultats d'estimation du mouvement en sortie et en entrée de gare : accélération et vitesse longitudinales a_x et v_x de la pince et inclinaison θ du siège.

les pneus nulles en sortie de gare. En entrée de gare, ce sont les conditions finales que nous considérons nulles, la résolution s'effectue alors comme une sortie de gare en inversant le sens du temps : t devient $-t$. Les vitesses de la pince v_x et v_y peuvent ensuite être calculées par intégration temporelle de a_x et a_y , en supposant là aussi connue leur valeur initiale (vitesse en gare). La figure 8 présente les résultats d'estimation obtenus en sortie et en entrée de gare : accélération et vitesse longitudinales a_x et v_x de la pince et inclinaison θ du siège.

Enfin, par intégration temporelle de la vitesse v_x , la position x de la pince est calculée, ce qui permet de tracer le profil $v_x(x)$ de la vitesse longitudinale de la pince en fonction de sa position. Ce profil peut alors être comparé au profil constructeur, *i.e.* les vitesses des pneus d'entraînement (*cf.* Fig. 9). Nous observons sur le profil estimé les à-coups d'accélération dû aux pneus d'entraînement.

3.4. Précision de l'estimation

Donnons pour finir quelques éléments sur la précision de l'estimation. Le bruit de mesure est ici principalement le bruit lié au toronnage du câble, bruit qui a lieu à une fréquence relativement élevée (100 Hz). Par le jeu des intégrations successives, nous pouvons considérer que ce bruit est bien filtré : les signaux de vitesse et d'angle obtenus sont plutôt « basse-fréquence ». Reste néanmoins les incertitudes dues à une éventuelle erreur d'offset des accéléromètres et au bruit de quantification du système d'acquisition. Une erreur d'offset peut être due à une mauvaise calibration du zéro ou encore à des effets thermiques [10]. Ces incertitudes sont amplifiées par intégration pure, mais de manière différente. Une intégration pure est numériquement réalisée par une somme cumulative de n échantillons. Une erreur d'offset entraîne une dispersion croissante fonction de n car l'erreur s'additionne en amplitude pour un signal déter-

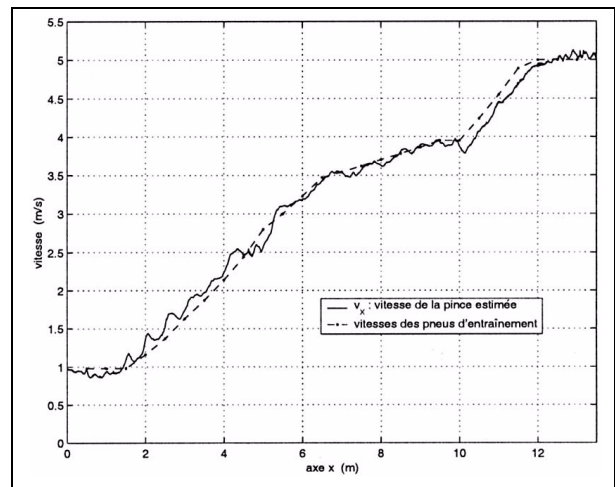


Figure 9. Comparaison entre le profil $v_x(x)$ estimé et le profil constructeur. L'entraînement non-continu du système crée des à-coups d'accélération observables sur le profil estimé.

ministe (l'offset de mesure est supposé rester constant sur la durée de l'estimation). Le bruit de quantification entraîne une dispersion fonction de \sqrt{n} puisqu'étant aléatoire non-corrélé, il s'additionne en puissance.

Étudions par exemple la dispersion de l'estimation du signal de vitesse $v_x(t)$. Celle-ci passe par deux intégrations pures : une dans l'équation (3) et une autre provenant de l'intégration de a_x . Calculons les dispersions dues à chaque effet, bruit de quantification et erreur d'offset, au bout du temps $t = 6$ s (durée d'une entrée/sortie de gare). Le pas de quantification, $q = 0,005$ g (convertisseur 12 bits), introduit une dispersion (écart-type) négligeable de la vitesse estimée, de l'ordre de 0,001 m/s. Par contre, une erreur d'offset de l'ordre de q provoque une déviation en vitesse de plusieurs m/s ! En pratique, il y a donc peu de chance d'obtenir, après calcul, une vitesse finale proche de celle attendue, *i.e.* celle du câble, sans avoir au préalable corrigé numériquement cette erreur d'offset, même si celle-ci est inférieure au pas de quantification. Cette correction est possible car cette erreur est déterministe. Ici, plutôt que d'opérer par approches successives, nous linéarisons en θ le système d'équations (1, 2), ce qui permet de calculer le gain entre l'offset de mesure et la variation globale de vitesse sur le temps t . Après une première estimation, nous calculons la correction d'offset à appliquer en supposant connue la variation globale de vitesse, *i.e.* la différence entre la vitesse du câble et la vitesse en gare. La variation de vitesse obtenue après nouvelle estimation est alors très proche de celle attendue, l'approximation linéaire étant bien justifiée ici (θ faible).

4. Conclusion

Finalement, malgré l'apparente complexité des signaux vibratoires enregistrés dans les systèmes de remontée mécanique, nous avons montré que, en utilisant des modèles

mécaniques appropriés et des méthodes de traitement du signal (déconvolution aveugle), ces signaux peuvent être transformés en de précieuses informations pour le diagnostic des effets dynamiques se produisant dans ces systèmes. Ainsi, cet article présente un exemple d'utilisation des capteurs à inertie tels que les accéléromètres, maintenant couramment employés, pour estimer le mouvement d'un système et pour détecter des événements localisés, tels que des chocs, se produisant dans le système.

Remerciements

Nous remercions la société Pomagalski et la station de Val d'Isère pour nous avoir donné libre accès à la prise de mesures sur leurs installations.

Références

- [1] P. Jaussaud, N. Martin, *Bob movement and vehicle acceleration running a support or compression tower*. OITAF 8th international congress, San-Francisco, May 1999.
- [2] S.L. Marple, *Digital spectral analysis with applications* (Prentice Hall, 1987).
- [3] J.A. Cadzow, *Blind deconvolution via cumulant extrema*. IEEE SP Magazine, Vol. 13 (1996), pp. 24–42.
- [4] J.L. Lacoume, P.O. Amblard, P. Common, *Statistiques d'ordre supérieur pour le traitement du signal* (Masson, Paris, 1997).
- [5] A. Taleb, J. Solé, C. Jutten, *Quasi-nonparametric blind inversion of Wiener systems*. IEEE Trans. on Signal Processing, Vol. 49, No. 5 (2001).
- [6] F. Combet, P. Jaussaud, N. Martin, *Recovery of a high shock probability process using blind deconvolution*. 2002 European Signal Processing Conference, Vol. 2, pp. 91–94, Toulouse, France.
- [7] C. Verplaetse, *Inertial proprioceptive devices: self-motion sensing toys and tools*. IBM Systems Journal, Vol. 35, Nos. 3 & 4 (1996).
- [8] F. Combet, P. Jaussaud, N. Martin, *Motion estimation and pulse detection in a detachable chairlift station*. PSIP 2003, Grenoble, France.
- [9] M. Kunt, *Digital signal processing software laboratory* (Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, Switzerland, 1984).
- [10] B. Barshan, H.F. Durrant-Whyte, *Inertial navigation systems for mobile robots*. IEEE Trans. on Robotics and Automation, Vol. 11, No. 3 (1995).

Les auteurs

François Combet a effectué le DEA Signal Image Parole Télécoms de l'INPG après avoir obtenu l'agrégation de physique appliquée à l'École Normale Supérieure de Cachan. Il effectue actuellement une thèse au LIS sur la modélisation des phénomènes vibratoires dans les remontées mécaniques à l'aide du traitement du signal.

Pierre Jaussaud est professeur à l'INPG. Après un parcours diversifié, de la mécanique quantique à l'optique intégrée, puis aux essais mécaniques industriels il a consacré les dix dernières années à la modélisation mécanique des remontées mécaniques et à l'optimisation de la conception des transports par câble. Il est à ce jour celui qui a le plus avancé dans le domaine de la conception des ensembles pince balanciers, qui conditionne la durée de vie des pylônes et des véhicules.

Nadine Martin (Eng.'80, Ph.D.'84) est Directeur de Recherche au CNRS et responsable du groupe GOTA du laboratoire LIS à Grenoble. Son domaine de recherche concerne l'analyse, la modélisation et l'interprétation de signaux non-stationnaires. Actuellement, elle étudie la modélisation multi-impulsions, la modélisation polynomiale conjointe d'amplitude et de phase, la décision temps-fréquence à partir de modèles statistiques de lois du chi-deux.

Dr. Nadine Martin attache une importance particulière aux liens entre modèle physique, plus particulièrement mécanique, et modèle signal de l'observation. Elle anime une action Signal et Diagnostic (http://www.lis.inpg.fr/la_recherche/proj21.htm) et un projet de conception d'un système d'analyse spectrale automatique (opération ASpect/TetrAS).

Elle est auteur d'environ 60 articles et communications et co-organisateur d'EUSIPCO'88, d'une école post-doctorale aux Houches en 1993, du GRETSI'97 et d'une session spéciale sur le diagnostic et le traitement du signal à IEEE-SDEMPED'97.