

Contrôle d'un mode d'une ligne aérienne de transport d'énergie avec un amortisseur non-linéaire

M. Leroux^{1,2}, A. Ture Savadkoohi¹, S. Langlois²

¹ LTDS UMR CNRS 5513, Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat, Vaulx-en-Velin, France

² Département de Génie Civil et de Génie du Bâtiment, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Canada

Résumé — On s'intéresse à la problématique des oscillations de galop sur les lignes aériennes de transport d'énergie et à la possibilité de contrôle passif de ces vibrations. Pour cela, on considère un modèle de poutre linéaire aux conditions aux limites élastiques couplée à un oscillateur non-linéaire cubique soumis à une excitation harmonique. Après avoir introduit un système de variables complexes, on étudie le modèle réduit à différentes échelles de temps. Grâce à l'étude de la dynamique rapide nous pouvons déterminer une courbe invariante asymptotique. L'étude de la dynamique lente du système nous permet de calculer les points d'équilibres en fonction des paramètres de la sollicitation, elle nous permet aussi de calculer les points singuliers. On compare les résultats analytiques avec les résultats numériques obtenus avec une modélisation par la méthode des éléments finis avec le logiciel Code_Aster.

Mots clés — Lignes de transport d'énergie, galop, contrôle passif, dynamique rapide/lente.

1 Introduction

Le galop est un phénomène de vibration qui intervient sur les lignes de transport d'énergie. Il entraîne des oscillations de grande amplitude et de basse fréquence [16]. Le galop est causé par une couche de glace qui se forme autour du câble conducteur lors des précipitations de givre. La glace modifie le profil du câble et peut créer une instabilité aérodynamique [16]. Depuis les années 1930 des études se sont succédées pour comprendre ce phénomène et prédire l'amplitude des oscillations en fonction des paramètres du vent [2], [10], [18], [17]. Plusieurs dispositifs ont été conçus dans l'objectif d'atténuer les oscillations de galop et de réduire les dégâts que causent ces vibrations. Des pendules de contrôle de torsion ont été étudiés afin de contrôler la torsion induite par le phénomène de galop [3], [4]. Il existe également des entretoises interphase qui permettent d'éviter le rapprochement des différentes phases lorsqu'il y a du galop, selon leur position sur la travée elles permettent d'atténuer les vibrations de galop [1], [19], [8]. Il existe des oscillateurs non-linéaires qui permettent de réduire les vibrations éoliennes comme l'amortisseur Hydro-Québec [5], [6]. Cependant, l'atténuation des oscillations de galop sur les lignes de transport grâce à un dispositif de type "puits d'énergie non-linéaire" (NES) [14], [15], est une piste qui reste encore inexplorée. Le NES est une méthode pour atténuer les vibrations d'un système primaire grâce à un système secondaire de petite masse par rapport au système primaire, le couplage entre les deux systèmes est non-linéaire [7], [14], [15], [12]. Dans l'objectif d'étudier cette possibilité, nous étudions le couplage entre un câble et un NES. On va modéliser le câble localement par une poutre linéaire aux conditions aux limites élastiques. On fera une modélisation analytique du système et une étude à différentes échelles de temps. La méthode de complexification de Manevitch permettra de comprendre le comportement asymptotique du système [13]. On pourra valider les résultats analytiques en les comparant avec une résolution numérique par la méthode des éléments finis grâce au logiciel Code_Aster.

2 Modèle considéré

On considère le système constitué d'une poutre linéaire aux conditions aux limites élastiques en rotation et en translation couplé à un NES cubique à une distance l_n de l'extrémité gauche de la poutre. Pour cette étude, l'objectif est de contrôler uniquement un mode, par exemple le premier mode. On va considérer uniquement la coordonnée modale du premier mode et négliger l'effet de tous les autres

modes. L'effet de la pesanteur ne sera pas considéré. La poutre est sollicitée par deux forces ponctuelles sinusoïdales de même fréquence et de même phase. La fréquence de sollicitation de la poutre est très proche de la première fréquence propre du système. Le système est décrit sur la figure 1, on considère le déplacement vertical de la poutre $v(x, t)$ et le déplacement de l'oscillateur non-linéaire par rapport à sa position d'équilibre $u(t)$.

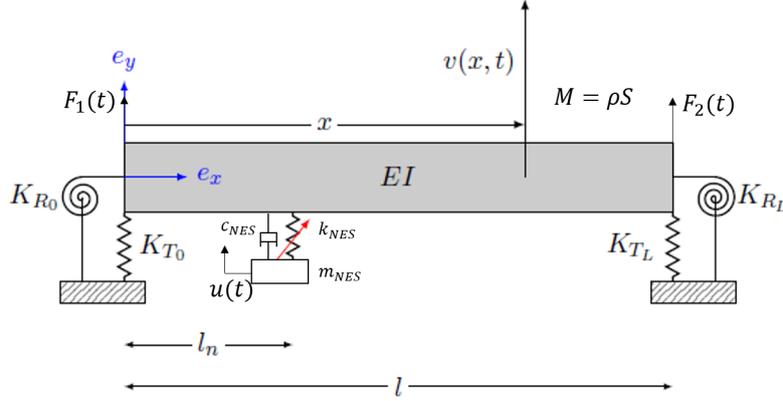


FIGURE 1 – Poutre couplée à un oscillateur non-linéaire. Les conditions aux limites sont imposées en rotation (K_{R0} , K_{RL}) et en translation (K_{T0} , K_{TL}) par des ressorts.

Nous allons considérer les équations qui décrivent la dynamique de la poutre et du NES.

$$\begin{aligned}
 & -EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4}(x, t) - c_{NES} \left(\frac{\partial v}{\partial t}(l_n, t) - \frac{\partial u}{\partial t}(t) \right) \delta(x - l_n) - k_{NES} (v(l_n, t) - u(t))^3 \delta(x - l_n) \\
 & + F_1(t) \delta(x) + F_2(t) \delta(x - l) = \rho S \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}(x, t) + C \frac{\partial v}{\partial t}(x, t)
 \end{aligned} \quad (1)$$

$$m_{NES} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}(t) + c_{NES} \left(\frac{\partial u}{\partial t}(t) - \frac{\partial v}{\partial t}(l_n, t) \right) + k_{NES} (u(t) - v(l_n, t))^3 = 0 \quad (2)$$

Nous allons projeter le système d'équation sur le premier mode du système. Nous allons également utiliser des paramètres et des variables sans dimension et introduire le petit paramètre $\varepsilon = \frac{m_{NES}}{M} \ll 1$ avec M la masse linéique de la poutre. On va étudier les équations 3 et 4 avec $\tau = \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{M}}$, p_1 lié à la coordonnée modale du premier mode de la poutre et \bar{u} lié au déplacement de l'oscillateur non-linéaire.

$$\ddot{p}_1(\tau) + \varepsilon C_p \dot{p}_1 + \omega_0^2 p_1(\tau) + \varepsilon \alpha c (\dot{p}_1(\tau) - \dot{\bar{u}}(\tau)) + \varepsilon \alpha k (p_1(\tau) - \bar{u}(\tau))^3 = \varepsilon \gamma \sin(\Omega \tau) \quad (3)$$

$$\varepsilon \ddot{\bar{u}}(\tau) + \varepsilon c (\dot{\bar{u}}(\tau) - \dot{p}_1(\tau)) + \varepsilon k (\bar{u}(\tau) - p_1(\tau))^3 = 0 \quad (4)$$

Nous effectuons le changement de variables w et v .

$$\begin{aligned}
 w &= \frac{m_{NES} \bar{u} + M p_1}{M + m_{NES}} = p_1 + \varepsilon \bar{u} \\
 v &= p_1 - \bar{u}
 \end{aligned}$$

Nous étudions les systèmes à différentes échelles de temps en introduisant les variables complexes de Manevitch φ_1 et φ_2 [13].

$$\begin{aligned}
 \varphi_1 e^{i\Omega \tau} &= \dot{w} + i\Omega w \quad \text{avec } N_1 = |\varphi_1| \\
 \varphi_2 e^{i\Omega \tau} &= \dot{v} + i\Omega v \quad \text{avec } N_2 = |\varphi_2|
 \end{aligned}$$

Le premier résultat que nous obtenons en étudiant la dynamique rapide à un temps très long ($\tau \rightarrow \infty$) est la relation entre N_1 et N_2 donné par l'équation 5. Nous pouvons également tracer la courbe qui décrit

graphiquement cette relation (figure 2). Cette courbe s'appelle le SIM (Slow Invariant Manifold) c'est la variété invariante lente, elle donne les points fixes autour desquels le système peut se comporter à un temps long [9] :

$$N_1 = N_2 \sqrt{\left(\frac{c}{\omega_0}\right)^2 + \left(1 - \frac{3k}{4\omega_0^4} N_2^2\right)^2} \quad (5)$$

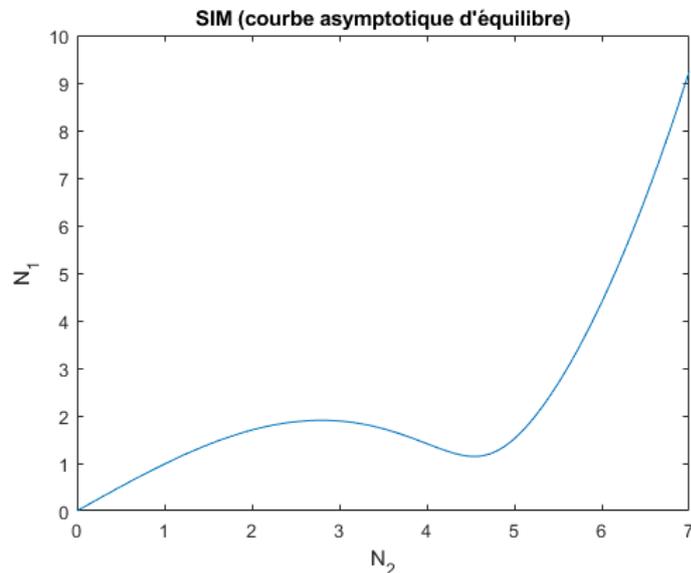


FIGURE 2 – SIM (dynamique rapide).

L'étude de la dynamique lente du système nous permet de déterminer les points d'équilibres du système en fonction des différents paramètres du système et de la force de sollicitation [11]. Sur la figure 3, nous donnons la représentation graphique des points d'équilibres en fonction de la fréquence de sollicitation. Le paramètre σ est défini tel que : $\Omega = \omega_0 + \varepsilon\sigma$. Dans ce cas nous obtenons une courbe assez régulière, cependant, pour d'autres valeurs de γ on pourrait obtenir d'autres types de géométries pour cette courbe.

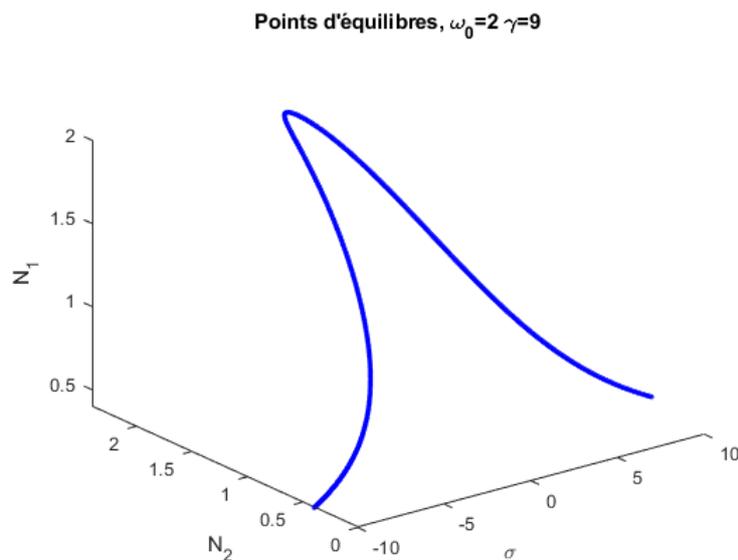


FIGURE 3 – Points d'équilibres en fonction de la fréquence de sollicitation (dynamique lente).

Nous pouvons valider les résultats analytiques en les comparant avec une modélisation du système par la méthode des éléments finis. Nous utilisons le logiciel Code_Aster pour faire une analyse temporelle

du système soumis à une sollicitation harmonique. Le système décrit sur la figure 1 est modélisé par des éléments discrets et 1D, la poutre est modélisée par 80 éléments de poutre d'Euler. Un oscillateur non-linéaire cubique est modélisé par des éléments de câbles. Les conditions aux limites élastiques et l'amortisseur visqueux du NES sont modélisés par des éléments discrets. Le problème dynamique est résolu par une méthode de Newmark. Nous obtenons la réponse temporelle des variables de Manevitch, nous pouvons tracer la réponse temporelle de N_1 et N_2 en fonction du temps (figure 5) et tracer la réponse de N_1 en fonction de N_2 (figure 4). Nous vérifions sur les figures 4 et 5 que l'équilibre atteint avec la méthode des éléments finis est en cohérence avec les résultats analytiques. Nous pouvons voir que la réponse moyennée du système est attirée par le point d'équilibre qui est donné sur la figure 3 pour $\sigma = -4,5$.

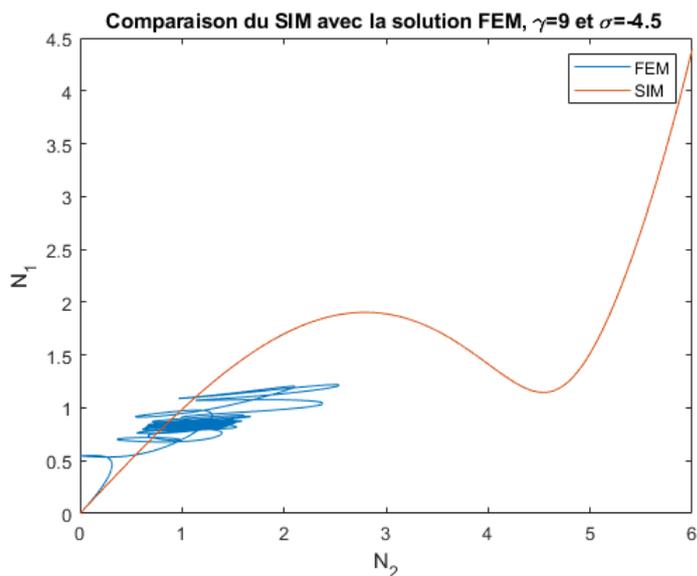


FIGURE 4 – Superposition de la résolution numérique par la méthode des éléments finis et de la courbe théorique du SIM pour $\sigma = -4,5$ et $\gamma = 9$

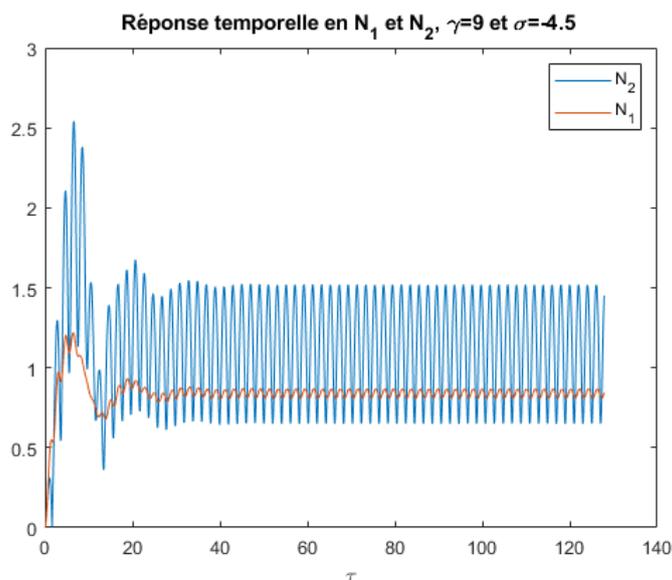


FIGURE 5 – Réponse temporelle de la norme des variables de Manevitch N_1 et N_2 pour $\sigma = -4,5$ et $\gamma = 9$.

3 Conclusion

La modélisation analytique de notre modèle de poutre aux conditions aux limites élastiques couplée à un oscillateur non-linéaire nous permet de déterminer les points d'équilibres, les points singuliers ainsi que le comportement autour de la courbe de SIM. Nous avons aussi l'information sur la stabilité des points d'équilibres. La modélisation du système par la méthode des éléments finis nous permet de valider les résultats de la modélisation analytique. Pour de prochaines études il serait intéressant de mener la même étude avec des non-linéarités d'autres types. Cette étude analytique nous permettra ensuite de préparer des outils de conception afin d'optimiser le NES en fonction des objectifs d'atténuation visés.

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier L'institut "Carnot-Ingénierie@Lyon" pour le soutien de ces travaux dans le cadre du projet de recherche international "CONOG".

Références

- [1] A. Edwards, R. Ko. *Interphase spacers for controlling galloping of overhead conductors*, IEEE Symposium on Mechanical Oscillations of Overhead Conductors, 101-109, 1979.
- [2] J. P. D. Hartog. *Transmission line vibration due to sleet*, Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, 1074-1076, 1932.
- [3] D. G. Havard, J. C. Pohlman. *Five years field trials of detuning pendulums for galloping control*, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 318-327, 1984.
- [4] R. Keutgen, J.-L. Lilien. *Prediction of Aeolian Vibration on Transmission-Line Conductors Using a Nonlinear Time History Model-Part I : Damper Model*, IEEE Transactions on Power Delivery, 260-265, 1998.
- [5] S. Langlois, F. Legeron. *A new damper to solve galloping on bundled lines. theoretical background, laboratory and field results*, IEEE Transactions on Power Delivery, 1168-1175, 2014.
- [6] S. Langlois, F. Legeron. *Prediction of Aeolian Vibration on Transmission-Line Conductors Using a Nonlinear Time History Model-Part II : Conductor and Damper Model*, IEEE Transactions on Power Delivery, 1176-1183, 2014.
- [7] Y. S. Lee, A. F. Vakakis, L. A. Bergman, D. M. McFarland, G. Kerschen, F. Nucera, S. Tsakirtzis, P. N. Panagopoulos. *Passive non-linear targeted energy transfer and its applications to vibration absorption : A review*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K : Journal of Multi-body Dynamics, 77-134, 2008.
- [8] W. Lou, C. Huang, M. Huang, H. Liang, J. Yu. *Galloping suppression of iced transmission lines by viscoelastic-damping interphase spacers*, Journal of Engineering Mechanics, 04020135, 2020.
- [9] L.I. Manevitch, O.V. Gendelman. *Tractable Models of Solid Mechanics*, Foundations of Engineering Mechanics, Springer Berlin Heidelberg, 2011.
- [10] O. Nigol, G. Clarke, D. Havard. *Torsional stability of bundle conductors*, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1666-1674, 1977.
- [11] A. Ture Savadkoohi, C.-H. Lamarque, M. Weiss, B. Vaurigaud, and S. Charlemagne. *Analysis of the 1 :1 resonant energy exchanges between coupled oscillators with rheologies*, Nonlinear dynamics, 2145-2159, 2016.
- [12] A. Ture Savadkoohi, B. Vaurigaud, C.-H. Lamarque, S. Pernot. *Targeted energy transfer with parallel nonlinear energy sinks, part ii : theory and experiments*, Nonlinear dynamics, 37-46, 2012.
- [13] V. V. Smirnov, L. I. Manevitch. *Complex envelope variable approximation in nonlinear dynamics*, Russian Journal of Nonlinear Dynamics, 491-515, 2020.
- [14] A. F. Vakakis, O. V. Gendelman, L. A. Bergman, D. M. McFarland, G. Kerschen, Y. S. Lee. *Nonlinear targeted energy transfer in mechanical and structural systems*, Springer Science & Business Media, 2008.
- [15] A. F. Vakakis, O. Gendelman. *Energy Pumping in Nonlinear Mechanical Oscillators : Part II-Resonance Capture*, Journal of Applied Mechanics, 42-48, 2000.
- [16] P. Van Dyke, D. Havard, and A. Laneville. *Effect of Ice and Snow on the Dynamics of Transmission Line Conductors*, Atmospheric Icing of Power Networks, Springer Netherlands, 171-228, 2008.
- [17] Z. Yan, Z. Yan, Z. Li, T. Tan. *Nonlinear galloping of internally resonant iced transmission lines considering eccentricity*, Journal of Sound and Vibration, 3599-3616, 2012.

- [18] P. Yu, Y. Desai, A. Shah, N. Popplewell. *Three-degree-of-freedom model for galloping. part i : Formulation*, Journal of Engineering Mechanics, 2404-2425, 1993.
- [19] A. Zhou, X. Liu, S. Zhang, F. Cui, P. Liu. *Wind tunnel test of the influence of an interphase spacer on the galloping control of iced eight-bundled conductors*, Cold Regions Science and Technology, 354-366, 2018.