

Ondes impliquées dans la génération d'impacts dans les griffes de palplanches doubles vibrofonçées

Dr Ir V. HANUS
PIERRARD – Virton

La configuration de la serrure centrale de palplanches doubles influence notablement le niveau de bruit qui peut être généré lors du vibrofonçage de palplanches de type Z : les vibrations engendrent des impacts le long de cette serrure entre ses points de pinçage. L'étude des ondes impliquées permet de prédire statistiquement les configurations les plus bruyantes.

Mots-clefs : palplanche, vibrofonçage, vibro-impact, bruit, flexion, torsion, longueur d'onde.

The configuration of the common interlock of Z double sheet piles as a major influence on the generated sound during their vibrodriving. Indeed, vibro-impacts are generated along this common interlock between the crimping points. The study of the waves implied in this generation of impacts allows predicting statistically the loudest configurations.

Keywords: sheet pile, vibrodriving, vibro-impact, noise, bending, torsion, wavelength.

1. Introduction

Les palplanches sont des profilés laminés (dans le cas de la figure 1, en acier) qui peuvent être connectés ensemble de manière à former un rideau. On les utilise en génie civil pour toute sortes d'applications, telles que la construction de quai, de ports, de digues, de môles, le renforcement des berges de canaux ou de rivières, comme mur de soutènement, etc.

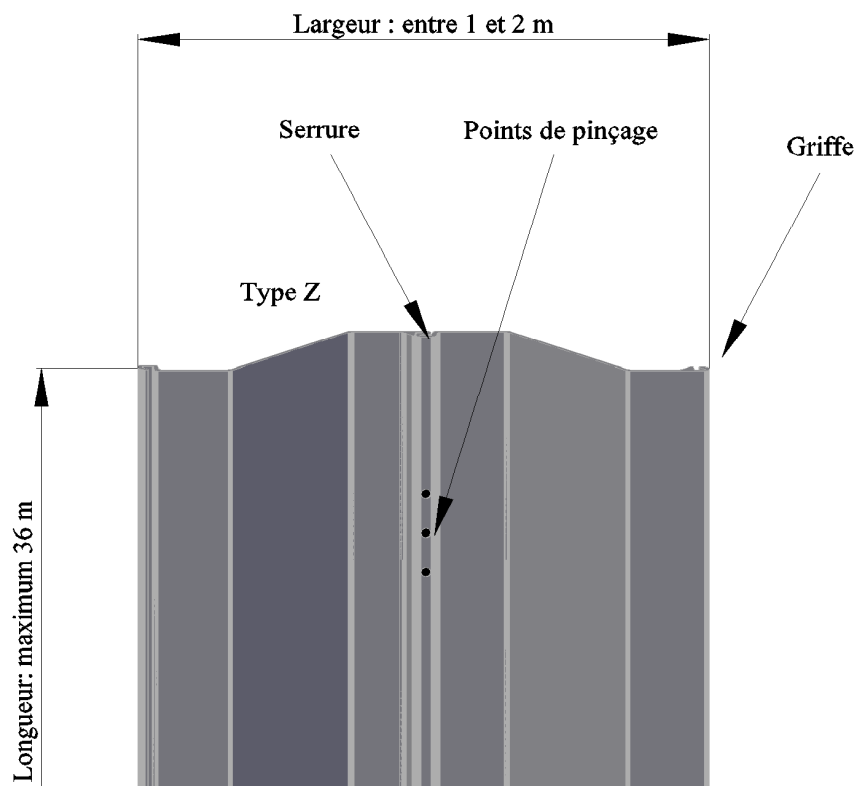


Figure 1 : Aspect général d'une palplanche double (de type Z)

On utilise trois méthodes pour les enfoncer dans le sol : le battage au moyen d'un mouton, généralement un marteau diesel (méthode très bruyante), le vibrofonçage où le vibreur hydraulique en tête de palplanche (à son sommet) vibre verticalement à une fréquence comprise entre 20 et 50 Hz (méthode moyennement bruyante), et le vérinage, où une presse hydraulique enfonce lentement la palplanche (méthode silencieuse).

La *puissance* acoustique générée par vibrofonçage est très variable : de 104 à 132 dBA [10]. Si l'on désire respecter les recommandations de l'Organisation Mondiale de la Santé (OMS) pour les personnes autour d'un chantier (*pression* acoustique de 55 dBA [11]), alors la distance entre le chantier et les voisins varie, suivant la puissance générée, de 200 m à 5 km. Dans le premier cas, le vibrofonçage est une technique attractive, mais dans le second, elle est prohibitive, et il importe donc de préciser dans quelles conditions on obtient un faible bruit.

Via des analyses thermographiques et des images prises par une caméra acoustique, il a été montré [5] que des collisions avaient lieu entre les griffes le long de la serrure, entre les points de pinçage qui les solidarisent. Le soudage total de la serrure impliquait la disparition des impacts et une diminution importante du bruit (comme cela sera montré plus loin).

Le présent article s'attache à montrer comment des vibrations purement verticales peuvent générer des mouvements horizontaux, et comment l'amplitude de ces mouvements horizontaux, de par les impacts qu'ils génèrent, ont une influence sur le bruit.

2. Mécanismes générant des mouvements horizontaux

2.1 Types de mouvements impliqués

Lorsque l'on inspecte les modes propres (la déformée observée en cas de résonance) qui peuvent être excités à basse fréquence (en dessous de 50 Hz), on a trois types de modes : deux modes de flexion, selon les deux axes principaux de la poutre, et un mode de torsion autour de son centre de cisaillement (voir figure 3).

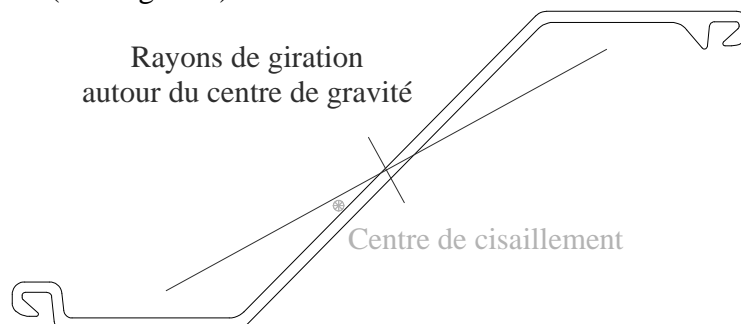
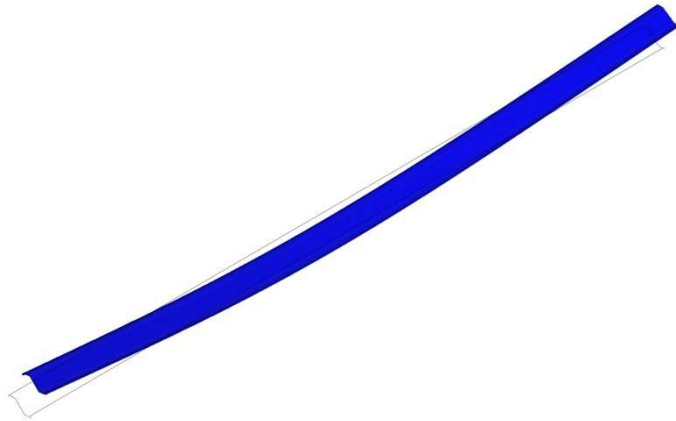
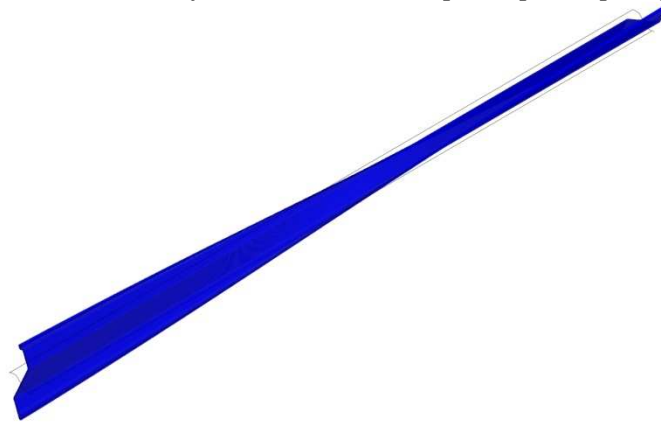


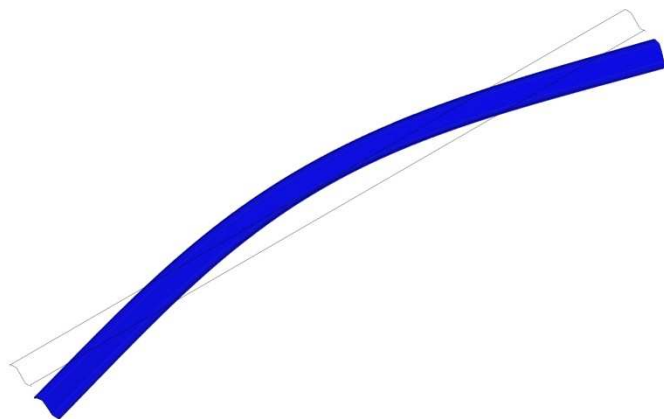
Figure 2 : Exemple de rayon de giration, de centre de gravité et de centre de cisaillement pour une palplanche simple



a) Premier mode de flexion, selon l'axe principal le plus faible



b) Premier mode de torsion



c) Premier mode de flexion, selon l'axe principal le plus rigide

Figure 3 : Modes d'une palplanche simple de 20 m (vue axonométrique et vue de la section)

Les ondes impliquées dans ces différents modes sont indépendantes si le centre de cisaillement et de gravité de la section sont confondus [2, 4], ce qui est quasi le cas si l'on considère l'exemple de la figure 2. Ceci autorise à considérer indépendamment les trois types de modes.

2.2 Modes de flexion

On représente les ondes de flexion par quatre variables qui décrivent le mouvement et les contraintes d'une section. Par exemple, à la figure 4, on a choisi :

- la vitesse transversale v_y de la section,
- la vitesse angulaire w_z autour de l'axe perpendiculaire à la fois à l'axe de la poutre au déplacement transversal,
- le moment de flexion M_z , qui agit selon le même axe, et
- la force de cisaillement F_y transmise par la section.

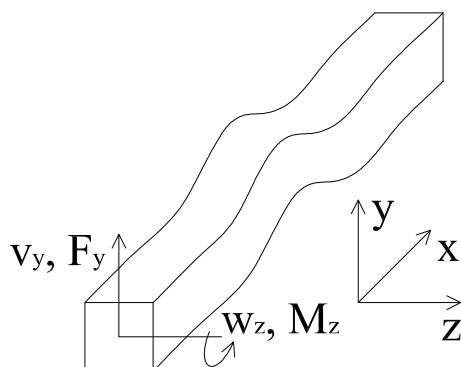


Figure 4 : Variables décrivant le comportement en flexion

Voici un petit rappel des hypothèses derrière cette théorie :

- la palplanche se comporte comme une poutre ;
- l'inertie rotationnelle de la section est négligée (elle doit être prise en compte pour les hautes fréquences) ;
- la section est considérée comme rigide, et ne se déforme donc pas, ni dans son plan, ni en dehors de son plan.

L'équation du mouvement de flexion est la même pour les quatre variables adoptées [3] :

$$E I \frac{\partial^4}{\partial x^4} (v_y, w_z, M_z, F_y) + \rho A \frac{\partial^2}{\partial t^2} (v_y, w_z, M_z, F_y) = 0$$

avec E = module de Young,

I = moment quadratique de la section,
 ρ = masse volumique, et
 A = aire de la section.

À partir de cette équation, on peut calculer la vitesse de phase en flexion c_B et la longueur d'onde λ_B :

$$c_B = \sqrt[4]{\frac{EI}{\rho A}} \sqrt{\omega} = \sqrt[4]{\frac{EI}{\rho A}} \sqrt{2\pi f}$$

$$\lambda_B = \sqrt[4]{\frac{EI}{\rho A}} \sqrt{\frac{2\pi}{f}}$$

avec ω = fréquence angulaire,
 f = fréquence.

La figure 5 illustre comment varie la longueur d'onde en flexion d'un type de palplanche en fonction de la fréquence.

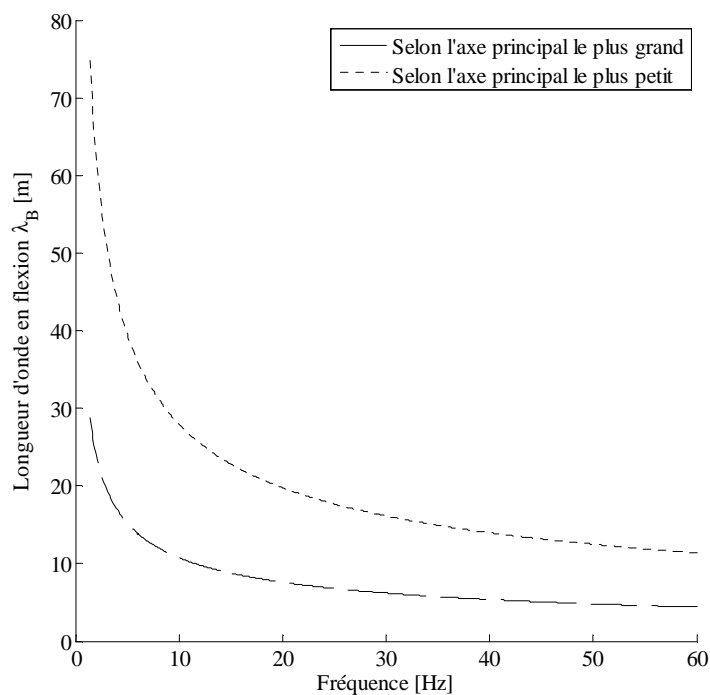


Figure 5 : Longueur d'onde en flexion en fonction de la fréquence

La manière dont les hypothèses formulées précédemment sont respectées peut être contrôlée en comparant les fréquences propres du modèle analytique et celles de la simulation par éléments finis. Pour une palplanche libre, les fréquences propres $f_{n,B}$ sont les suivantes :

$$f_{B,n} = \frac{\mu_n^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

avec n = nombre de nœuds dans la déformé du mode,
 $\mu_n = 0,753 \times 2\pi$ si $n=2$,
 $\mu_n \approx n \times \pi - \pi/2$ si $n > 2$, et
 L = longueur de la palplanche.

La figure 6 montre une bonne concordance entre les simulations éléments finis et le modèle analytique dans le domaine des basses fréquences. Pour des fréquences plus importantes, les résultats divergent et le modèle analytique n'est plus valide. En effet, le premier mode de la section interagit avec le comportement en flexion et la section ne peut plus être considérée comme rigide, ce qui est en contradiction avec les hypothèses de départ. Ce mode (apparaissant à 77,7 Hz en état plan de contrainte pour le modèle étudié) est affiché à la figure 7.

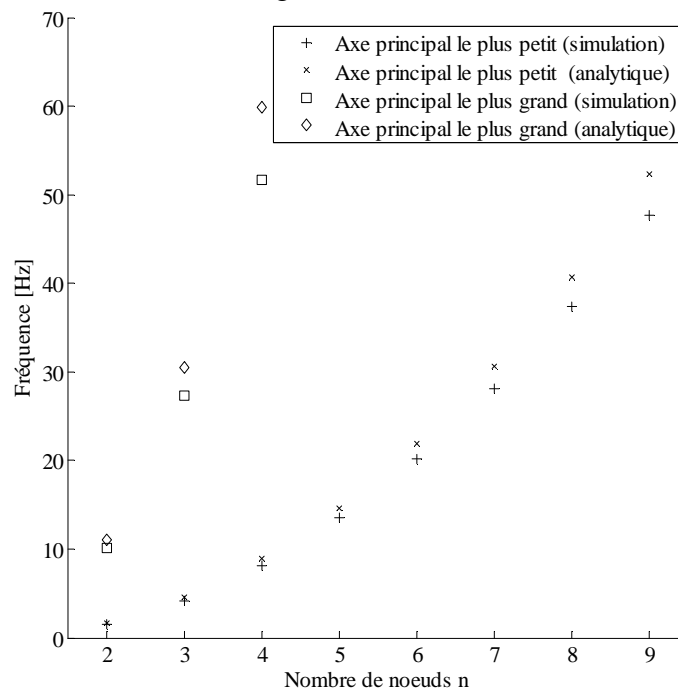


Figure 6 : Fréquences de résonance pour une palplanche simple de 20 m

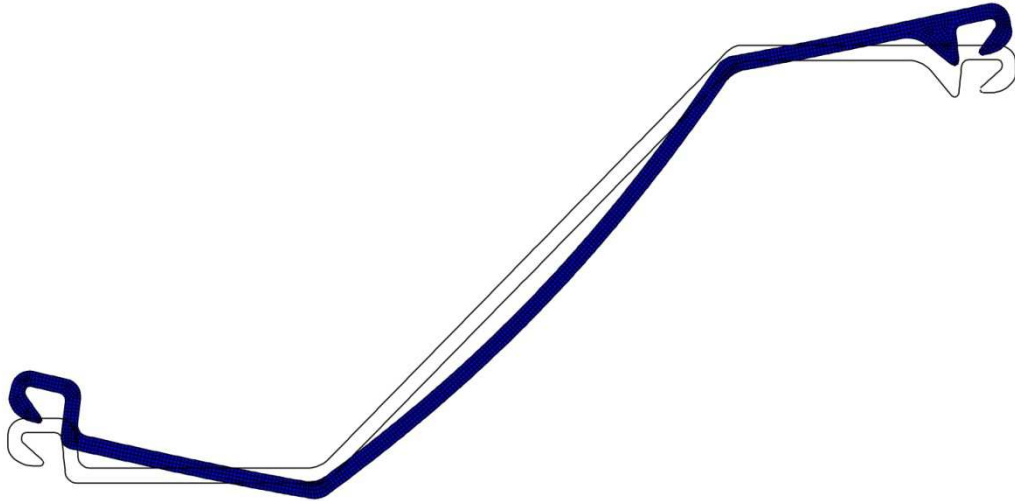


Figure 7 : Premier mode de la section d'une palplanche simple (en état plan de contraintes)

2.3 Modes de torsion

Pour des sections ouvertes, on doit utiliser la théorie de la torsion modélisant le gauchissement de la section, car les sections ne conservent pas leur planéité et interagissent entre elles.

Pour une poutre de Vlassov avec son centre de cisaillement confondu avec le centre de gravité de la section, la torsion est indépendante de la flexion et l'équation du mouvement est la suivante [7] :

$$E I_{\omega} \frac{\partial^4 w_x}{\partial x^4} - G K \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \rho I_p \frac{\partial^2 w_x}{\partial t^2} - \rho I_{\omega} \frac{\partial^4 w_x}{\partial x^2 \partial t^2} = 0$$

avec I_{ω} = raideur de gauchissement, aussi appelée le moment principal sectoriel d'inertie,

w_x = vitesse de rotation (voir figure 8),

G = module de cisaillement,

K = raideur de torsion de Saint-Venant, et

I_p = moment d'inertie polaire.

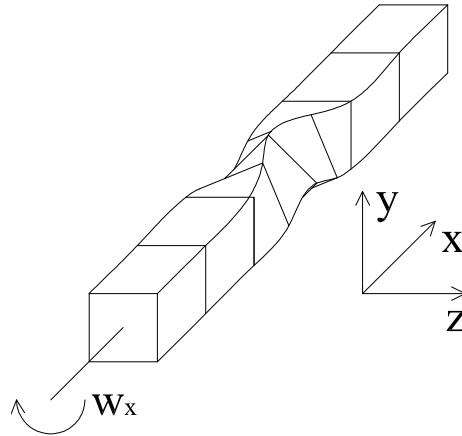


Figure 8 : Variable décrivant le comportement en torsion

Comme dans le cas des ondes de flexion, on néglige l'inertie polaire (l'avant-dernier terme de l'équation) qui n'intervient qu'à haute fréquence. On obtient donc la vitesse de phase en torsion c_T et la longueur d'onde λ_T :

$$c_T = \omega \sqrt{\frac{2 E I_\omega}{\sqrt{G^2 K^2 + 4 E I_\omega \rho I_p \omega^2 - GK}}} \lambda_T$$

$$= 2\pi \sqrt{\frac{2 E I_\omega}{\sqrt{G^2 K^2 + 4 E I_\omega \rho I_p \omega^2 - GK}}}$$

La figure 9 illustre comment varie la longueur d'onde en torsion d'un type de palplanche en fonction de la fréquence. Les propriétés de torsion I_ω et K ont été calculées avec une simulation éléments finis dans une application dédiée, car elles ne peuvent être obtenues analytiquement que pour des géométries simples.

Pour vérifier que le modèle analytique et la simulation éléments finis concordent, il faut identifier des constantes v_n similaires à la constante μ_n rencontrée lors de l'analyse du comportement en flexion. Ces constantes v_n sont les solutions non triviales du système suivant :

$$\cos(v) \cosh(o) + \frac{o^6 - v^6}{2 v^3 o^3} \sin(v) \sinh(o) = 1$$

$$o = \sqrt{v^2 + \frac{G K L^2}{E I_\omega}}$$

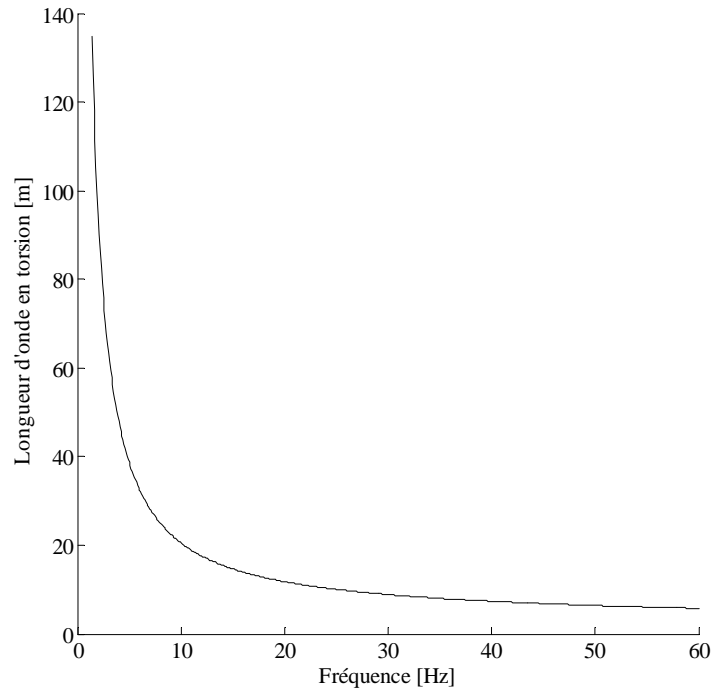


Figure 9 : Longueur d'onde en torsion en fonction de la fréquence

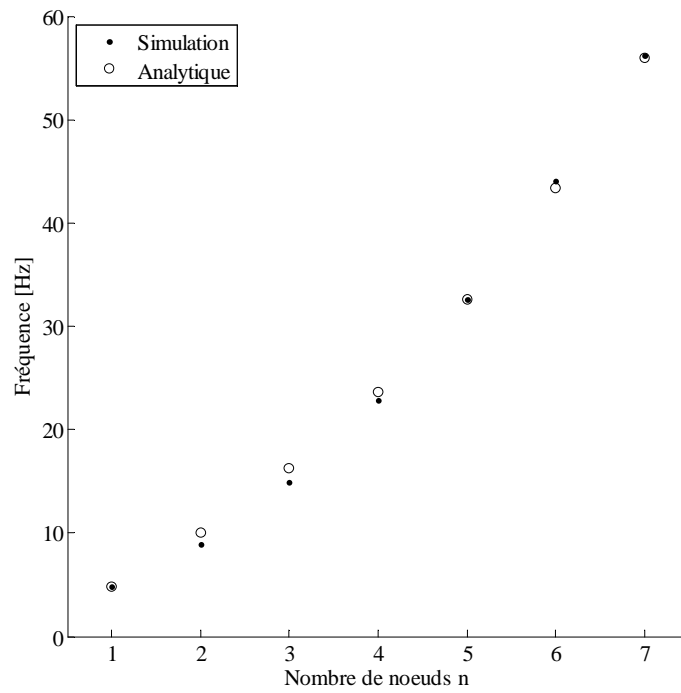


Figure 10 : Fréquences de résonance en torsion d'une palplanche de 20 m

Les fréquences de résonance en torsion $f_{n,T}$ valent donc :

$$f_{T,n} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E I_\omega v_n^4}{\rho I_p L^4} + \frac{G K v_n^2}{\rho I_p L^2}}$$

La figure 10 montre que les modèles analytiques et éléments finis concordent à basse fréquence. Pour les fréquences plus élevées (non représentées à la figure 10), le mode de la section montré à la figure 7 influence le comportement.

2.4 Excitation des modes identifiés

Les forces générées par le vibreur sont purement verticales : des moteurs hydrauliques entraînent plusieurs masses excentrées de manière à ce que la composante horizontale des forces centrifuges soit annulée. Or, force est de constater dans les simulations et sur le terrain que ces forces verticales génèrent des déplacements horizontaux. Si les contraintes dans la poutre étaient générées par une pression uniforme sur toute la section, seul l'effet de Poisson générerait un mouvement horizontal. Mais la force du vibreur est transmise via une ou plusieurs pinces en tête de palplanche, ce qui y génère, suivant la position exacte des pinces, des moments de flexion et/ou des bi-moments de torsion.

On peut intégrer sur la section A la distribution des pressions $p(x,y)$ pour obtenir les moments de flexion M_y et M_z générés :

$$M_y = \int_A z p(y, z) dA \quad M_z = \int_A y p(y, z) dA$$

Un bi-moment de torsion B_x est obtenu de manière similaire :

$$B_x = \int_A \omega_W(y, z) p(y, z) dA$$

avec $\omega_W(x,y)$ = aire sectorielle normalisée (décrite dans la littérature [7]).



Figure 11 : Aire sectorielle normalisée pour une section de palplanche double

La figure 11 montre l'aspect de cette fonction: on peut remarquer qu'elle n'est pas tout à fait symétrique par rapport aux axes principaux de la section du fait de l'asymétrie des griffes. Ce manque de symétrie va induire la création de moments de flexion et des bi-moments de torsion, même dans le cas d'une pince double, que l'on essaie de placer sur un des axes principaux d'inertie (voir figure 12).

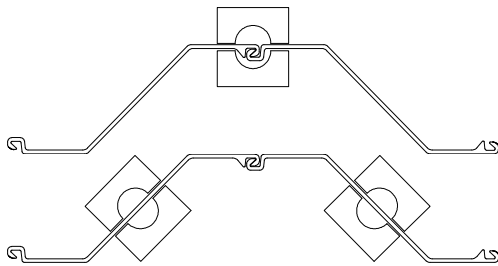


Figure 12 : Positions de la (des) pince(s) pour une pince simple (double)

En résumé, un moment de flexion ou un bi-moment de torsion peuvent générer les ondes suivantes :

- pour une palplanche simple : comme les centres de cisaillement et de gravité de la section sont quasi confondus, les ondes de flexion et de torsion peuvent être considérées comme indépendantes ;
- pour une palplanche double : comme le centre de cisaillement est proche d'un axe principal de la section (du fait de la quasi symétrie), on observe des ondes de flexion pure selon cet axe principal, et des

- ondes où la torsion et la flexion sont couplées pour l'autre axe principal ;
- à un endroit où la section double est solidarifiée (soudure ou pinçage) : les ondes des deux sections simples sont transférées avec une impédance spécifique à chacune, et elles peuvent partiellement changer de type ; si les deux sections simples sont solidarifiées sur une grande longueur, alors on peut considérer que la section est double.

En conclusion, quelle que soit la configuration du système utilisé pour solidariser le vibreur à la palplanche, il va transmettre beaucoup d'énergie dans des ondes de compression/traction verticales, mais le peu d'énergie transmise dans les ondes de flexion et de torsion vont générer ces mouvements horizontaux à l'origine des impacts dans la serrure des palplanches doubles.

3. Apparition des impacts

3.1 Violence attendue des impacts

Les ondes de flexion ou de torsion créées en tête de palplanche vont se propager sur la longueur de celle-ci, se réfléchissant aux extrémités, se modifiant aux points de solidarisation, etc. En considérant les figures 2 et 3, on peut se représenter le mouvement qu'effectueront les griffes aux extrémités d'une palplanche simple suite à des mouvements de torsion autour du centre de cisaillement ou de flexion selon les axes principaux d'inertie. Si une de ces griffes est enfilée avec celle de l'autre palplanche simple, la serrure ainsi obtenue sera le siège de mouvements symétriques, qui, s'ils sont suffisamment importants, vont mener à l'apparition d'impacts répétés : des vibro-impacts.

Les vibrations peuvent être considérées selon la théorie ondulatoire utilisée ci-dessus, mais les techniques numériques préfèrent considérer les fréquences et les modes de résonance, ce qui donne le même résultat. Un mode de résonance est d'autant plus excité que la fréquence d'excitation est proche de la fréquence de résonance. Étudier les impacts correspond donc à étudier les résonances apparaissant aux fréquences proches de l'intervalle de 20 à 50 Hz.

La théorie des vibro-impacts [1, 6, 8, 12] fait apparaître de fortes non-linéarités et une foule de comportements (harmonique, pseudo-harmonique, chaotique, transitoire, etc.). La manière d'étudier le phénomène ici est différente: quand une masse m provoque un choc sur une poutre avec une vitesse initiale v_0 et avec une force de contact $F(t)$, l'impulsion d'excitation I qui génère le bruit solidien (qui peut ensuite résonner dans l'air en ondes sonores) vaut [3] :

$$I = \int_{-\infty}^{+\infty} F(t) dt$$

Or, on peut calculer que cette impulsion d'excitation varie entre $m v_0$ dans le cas où la masse reste attachée, et $2 m v_0$ si la quantité de mouvement est conservée. Par analogie, on peut considérer que plus l'impact sera violent entre deux griffes, plus il générera de bruit solidien (et donc une émission acoustique après transmission dans l'air). Or, la vitesse avant l'impact est liée, dans le cas considéré, à l'amplitude du mouvement obtenu dans une simulation linéaire (où l'on permet la collision et le chevauchement des solides). Ces simulations linéaires peu gourmandes en calcul permettent donc d'obtenir une idée du bruit que la configuration simulée peut générer.

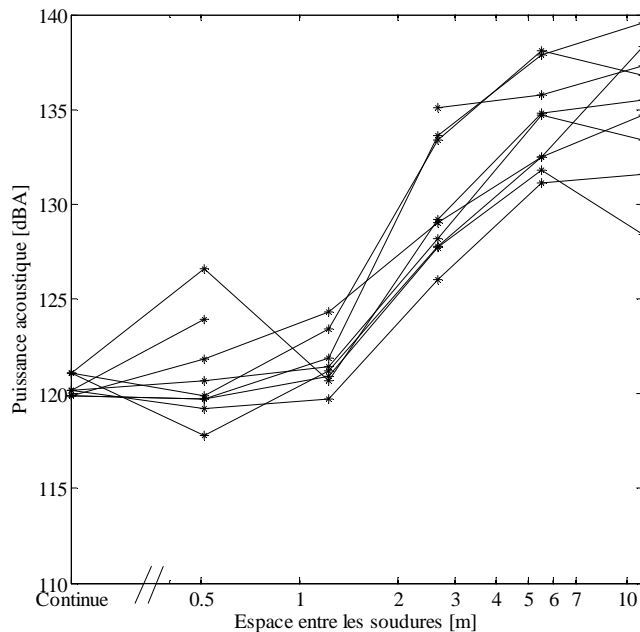


Figure 12 : Puissance acoustique d'un vibrofonçage de palplanche double en fonction de l'espace entre les soudures de la serrure (ou soudure)

continue le long de celle-ci) ; les configurations similaires sont reliées entre elles [5]

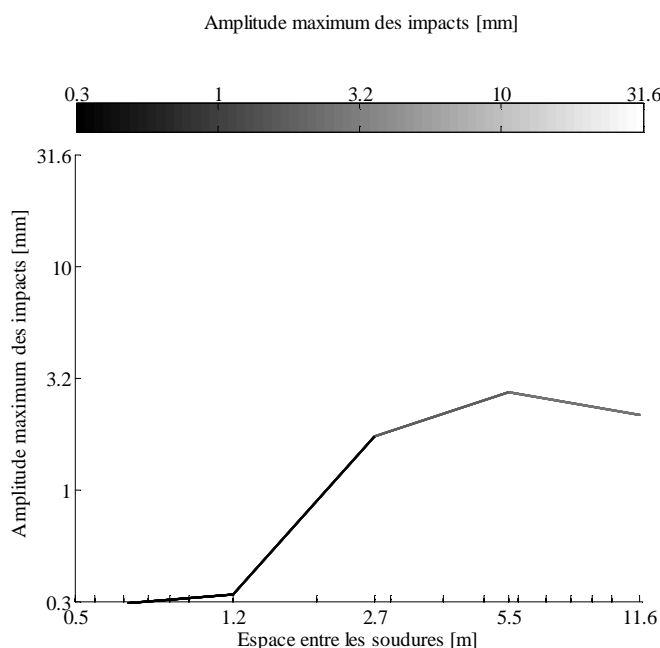


Figure 13 : Amplitude maximum des impacts en fonction de l'espace entre les soudures obtenues en simulant les configurations de la figure 12 [5]

Pour preuve que cette analogie peut donner une première idée du comportement acoustique d'une configuration particulière de palplanche, on peut comparer les figures 12 et 13. La figure 12 représente des mesures de bruit sur chantier, et la figure 13, l'amplitude des impacts simulée pour les mêmes configurations, avec un modèle linéaire (en laissant les griffes se déboîter). L'amplitude maximum des impacts (autrement dit la distance maximum qui sépare les griffes en les laissant se déboîter grâce à des solides qui se chevauchent) donne une idée représentative de l'évolution du bruit auquel on peut s'attendre. De plus, ce paramètre est aisément comparable au jeu entre les griffes dans la serrure, ce qui permet une discrimination encore plus rapides des configurations bruyantes.

3.2 Le rôle des modes locaux

Les mesures acoustiques de la figure 12 montrent qu'une palplanche double vibrofoncée avec la serrure soudée sur toute sa longueur émet un minimum

de bruit, et que de petits espaces entre les soudures n'affectent guère le niveau sonore. Mais il existe un niveau seuil au-delà duquel l'augmentation est particulièrement importante et pénalisante pour le vibrofonçage. Cela peut être interprété de la manière suivante : tant que la distance entre les soudures est faible, les modes de résonances qui peuvent induire des impacts importants dans la serrure ont des fréquences trop élevées pour être excités ; lorsque la longueur libre entre deux soudures devient importante, la fréquence de résonance de ces modes pouvant générer des impacts importants se rapproche de la fréquence du vibreur, ils sont plus excités et on observe des impacts bruyants.

À l'instar de ce qui est fait à la section 2.1, lorsque l'on inspecte les modes dans la bande de fréquence concernée, ils ont quasi tous des comportements de flexion ou de torsion (quelques uns présentent une déformation de la section), qui peuvent être classés de deux manières :

- les modes globaux : toute la structure se déforme de manière importante, et l'éloignement subi par les griffes de la serrure est généralement faible ;
- les modes locaux : la structure est déformée partout, mais seule une région présente une déformation importante, comme le montre la figure 14 ; on peut y constater que les vibrations vont entraîner des impacts importants, car les simulations (qui sont ici linéaires et autorisent le chevauchement des solides) montrent des déformations dans des directions différentes pour les griffes, puisque la serrure donne l'impression de se déboîter (ce qui est juste dû au calcul qui autorise le chevauchement des solides).

Il y a donc lieu de s'intéresser à ces modes locaux puisque ce sont ceux qui permettent facilement l'apparition d'impacts violents.

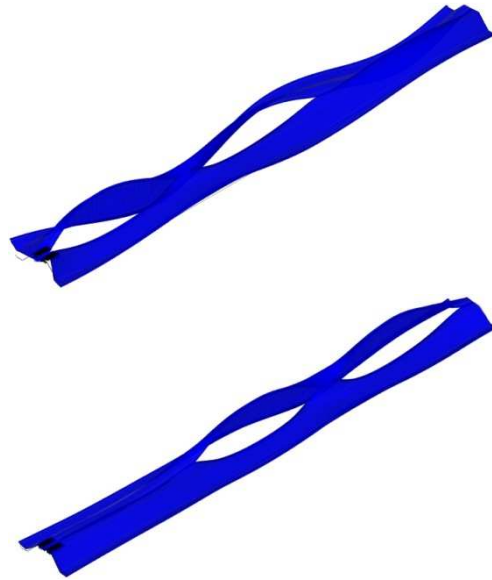


Figure 14 : Premiers modes locaux pour une palplanche double (type Z) de 14 m avec 4,4 m entre les soudures (à 28 et 30,3 Hz)

3.3 Lien entre fréquence de résonance et longueur d'onde

La résonance d'un mode apparaît car les ondes se réfléchissent et interfèrent de manière constructive, ce qui en fait une somme infinie s'il n'y a pas d'amortissement. Pour une vitesse d'onde donnée c , la longueur d'onde λ augmente lorsque la fréquence diminue :

$$\lambda = \frac{c}{f}$$

Les premiers modes locaux qui vont se rencontrer seront donc des modes avec des longueurs d'ondes assez grandes, et donc ne montrant l'apparition que d'un ventre entre deux soudures : les configurations avec plusieurs ventres et nœud(s) apparaissent à des fréquences plus élevées. On se contentera d'examiner le comportement avec les plus courtes longueurs d'onde pour une fréquence donnée, c'est-à-dire le comportement en flexion selon l'axe principal le plus faible, selon les figures 5 et 8.

L'idée est de relier les valeurs de longueur d'onde obtenue aux figures 5 et 8 à l'apparition de la première résonance du mode, et donc à la valeur seuil observée aux figures 12 et 13. Deux modèles analytiques simples peuvent servir à établir cette relation.

- On peut considérer les morceaux de palplanche simple compris entre deux soudures comme des poutres bi-articulées (figure 15). Dans ce cas, la longueur de la poutre (c'est-à-dire la longueur libre ℓ entre deux soudures) vaut la moitié de la longueur d'onde pour la première fréquence de résonance :

$$\ell = \frac{1}{2} \lambda_B$$

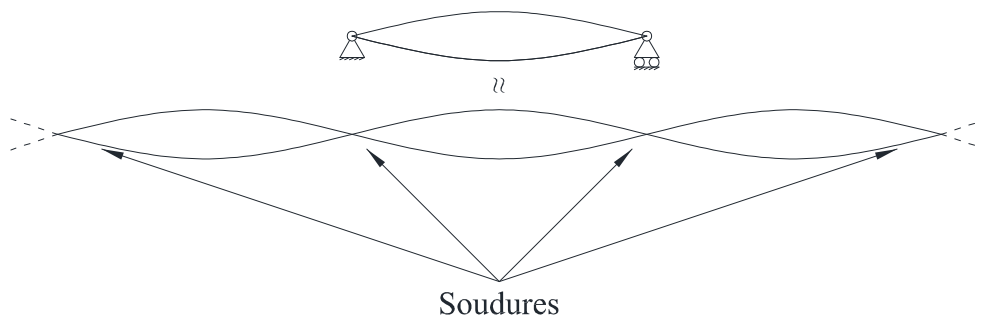


Figure 15 : Résonance du mode local pour une palplanche double similaire à des poutres bi-articulées

- L'autre modèle considère les morceaux de palplanche simple compris entre deux soudures comme des poutres bi-encastrées (figure 16). Dans ce cas, la longueur de la poutre (c'est-à-dire la longueur libre ℓ entre deux soudures) vaut quasi trois quarts de la longueur d'onde pour la première fréquence de résonance :

$$\ell = 0,753 \lambda_B$$

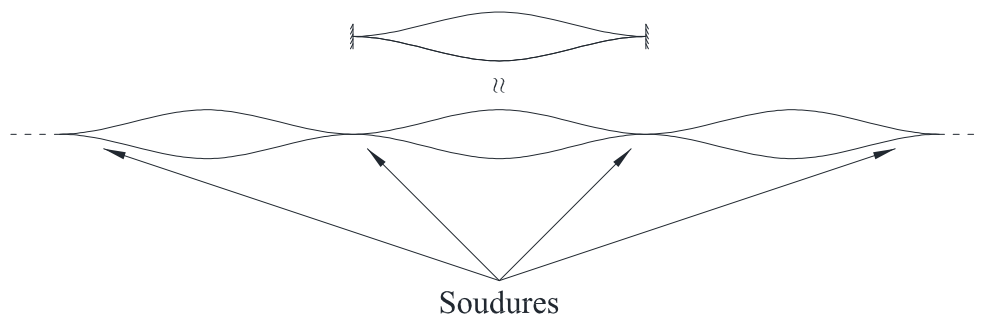


Figure 16 : Résonance du mode local pour une palplanche double similaire à des poutres bi-encastrées

On simule donc l'amplitude maximum attendue pour les impacts en fonction de la fréquence et de la longueur entre les points de fixation des griffes, et on obtient la figure 17. Celle-ci peut être comparée à un relief, et en observant les courbes de niveau ainsi obtenues, on peut y interpréter trois comportements :

- un plateau pour un grand espacement des soudures : pour de telles configurations, on observe à la fois des résonances de modes locaux et de modes globaux ;
- des vallées pour un petit espacement des soudures : l'influence des modes locaux est de plus en plus négligeable au fur et à mesure que l'espacement des soudures diminue ;
- des péninsules : dans certains cas, la décroissance de la vallée n'apparaît pas ; cela est dû à la résonance d'un mode global qui génère des impacts malgré le faible espacement des soudures.

On peut donc conclure qu'il faut solidariser de façon rapprochée les griffes tout au long de la serrure pour se retrouver dans la partie gauche de la figure, et donc obtenir en moyenne moins de bruit. Cela ne veut pas dire que l'on est à l'abri de l'apparition d'une résonance globale (péninsule), mais le niveau de bruit attendu est, *en moyenne*, moins important.

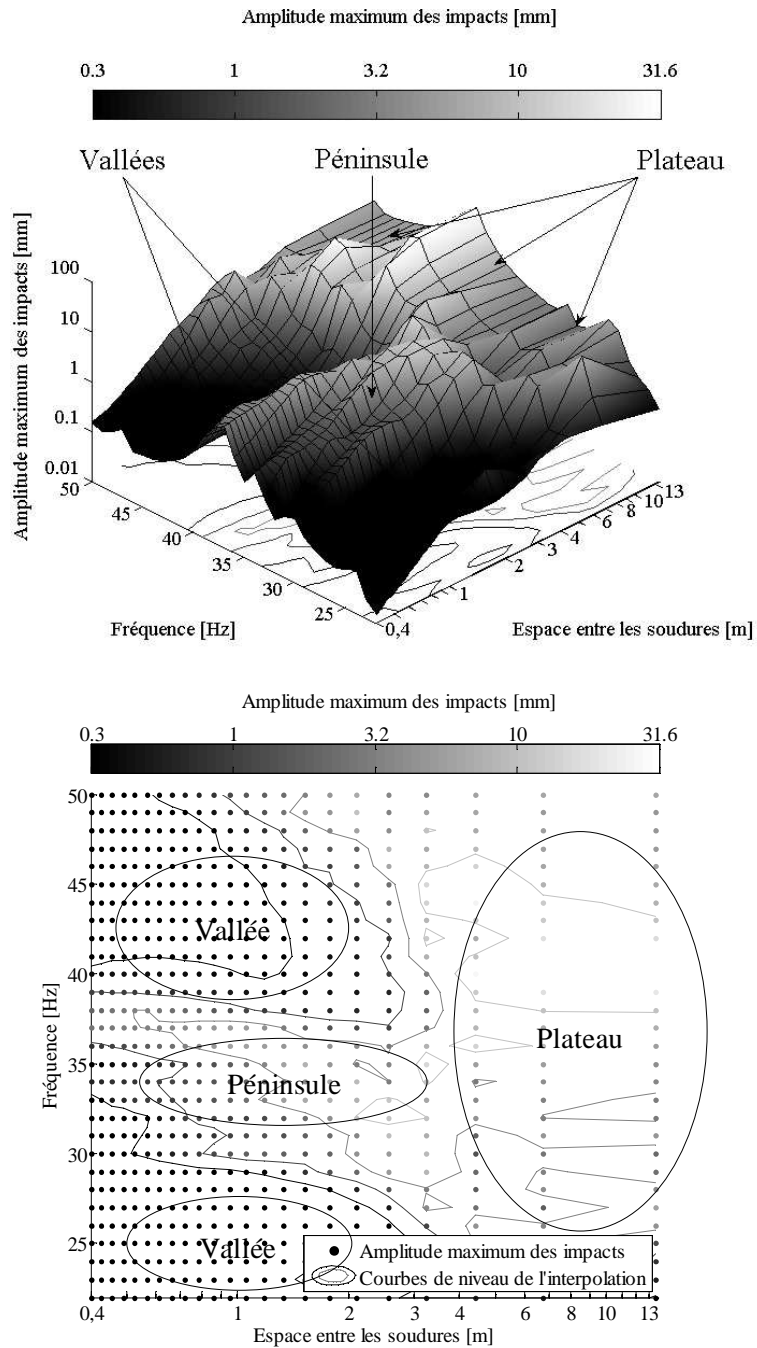


Figure 17 : Simulation de l'amplitude maximum des impacts en fonction de la fréquence et de l'espace entre les soudures

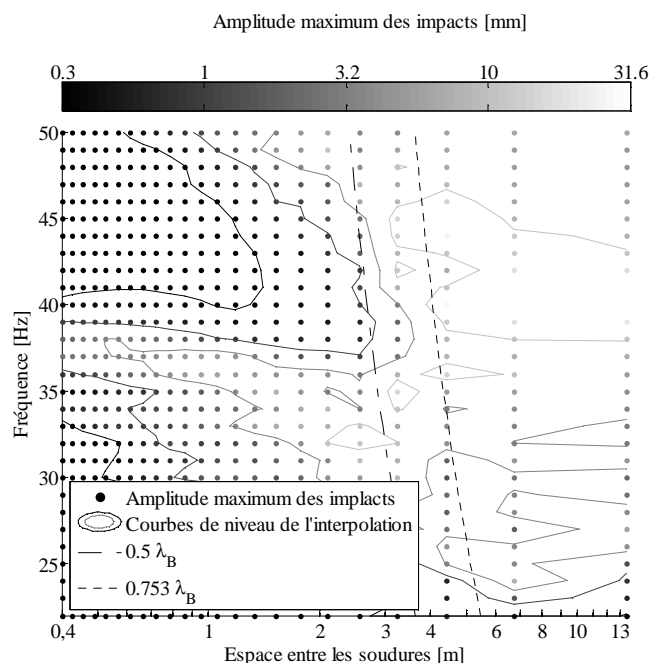


Figure 18 : Simulation de l'amplitude maximum des impacts en fonction de la fréquence et de l'espace entre les soudures – lien entre la frontière du plateau et la longueur d'onde

Lorsque l'on dessine sur la figure 17 la plus courte longueur d'onde en flexion multipliée par son facteur, on obtient la figure 18. On y observe que les deux modèles proposés délimitent plus ou moins bien la frontière du plateau. Si le modèle des poutres bi-appuyées place l'utilisateur plus en sécurité, le modèle des poutres bi-encasté est plus représentatif des formes obtenues à la figure 14. Pour information, les plus larges espaces pour des palplanches avec points de pinçages tournent autour de 3 m, ce qui situe la palplanche à peu près à la frontière du plateau.

3.4 Choix de l'espacement optimal

Maintenant que la frontière du plateau est identifiée (en moyenne, donc en négligeant l'apparition de péninsules), il importe de préciser à quelle distance de cette frontière il faut se placer pour être en sécurité.

La réceptance est une fonction décrivant le rapport entre le déplacement et la force excitatrice. Dans un système avec de nombreux degrés de liberté, c'est une matrice qui est fonction de la pulsation. Dans un cas simple (amortissement visqueux faible et proportionnel, modes réels, ...), elle vaut [9] :

$$\alpha(\omega) = \sum_{k=1}^N \frac{\Phi_k \Phi_k^T}{\omega_k^2 - \omega^2 + 2i \xi_k \omega_k \omega}$$

avec $\alpha(\omega)$ = matrice de réceptance,
 N = nombre de modes,
 Φ_k = vecteur normalisé du mode k ,
 ω_k = fréquence angulaire de résonance du mode k , et
 ξ_k = facteur d'amortissement visqueux du mode k .

À une fréquence proche de la résonance du mode k , seul le terme correspondant à cette résonance contribue de manière importante à cette matrice. Si on compare donc l'amplitude à la résonance avec l'amplitude proche de la résonance, on obtient le facteur de réduction R :

$$R = \frac{2 \xi_k}{\sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{\omega_k}\right)^4 - 2(1 - 2 \xi_k^2) \left(\frac{\omega}{\omega_k}\right)^2}}$$

Suivant le modèle de résonance adopté à la section 3.3 (bi-encasté ou bi-appuyé), la relation entre ω et ω_k diffère légèrement :

$$\frac{\omega}{\omega_k} = \frac{s^2}{(0,5 \lambda_B)^2} \quad R = \frac{2 \xi}{\sqrt{1 + \left(\frac{s}{0,5 \lambda_B}\right)^8 - 2(1 - 2 \xi^2) \left(\frac{s}{0,5 \lambda_B}\right)^4}}$$

$$\frac{\omega}{\omega_k} = \frac{s^2}{(0,753 \lambda_B)^2} \quad R = \frac{2 \xi}{\sqrt{1 + \left(\frac{s}{0,753 \lambda_B}\right)^8 - 2(1 - 2 \xi^2) \left(\frac{s}{0,753 \lambda_B}\right)^4}}$$

avec ξ = facteur d'amortissement maximum des modes impliqués dans la génération du mouvement, et
 s = espace entre les soudures.

À la figure 19, on peut observer qu'il y a un comportement asymptotique : lorsque la distance entre les soudures tend vers 0, le facteur de réduction tend vers 2ξ . Or cet amortissement n'est pas facilement maîtrisable, et la réduction ne peut diminuer sous une certaine valeur. Un critère proposé est

de viser une réduction double du comportement asymptotique (donc 4ξ), obtenue pour un espace entre les soudures de $0,42 \lambda_B$ pour une poutre bi-appuyée, et $0,63$ pour une poutre bi-encastée, suivant le modèle choisi.

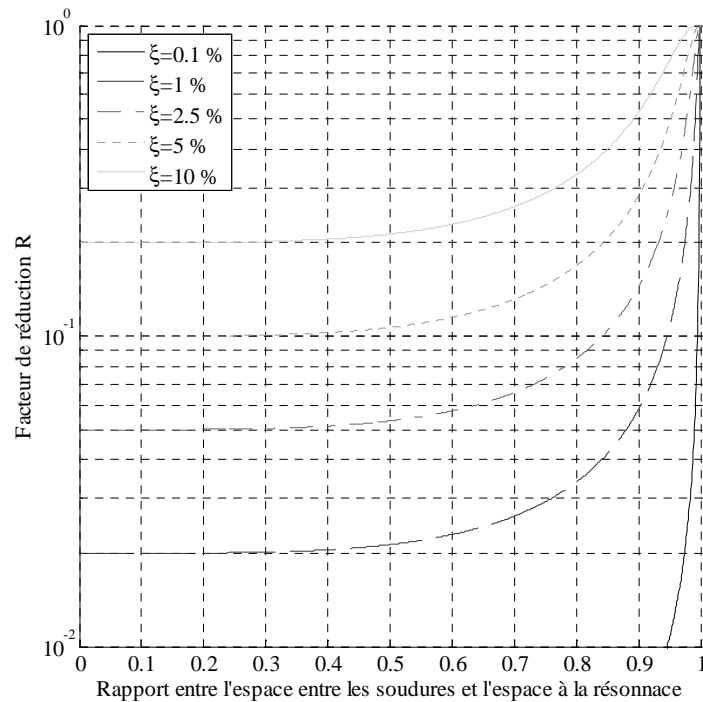


Figure 19 : Facteur de réduction en fonction de la réduction de l'espace entre les soudures par rapport à la résonance

4. Conclusion

Le présent article s'est attaché à montrer comment du bruit est généré dans les serrures de palplanches doubles de type Z, et comment diminuer ce niveau globalement.

Les palplanches simples n'étant solidarées qu'à certains points, des ondes de flexion ou de torsion, induites par la position des pinces en tête de palplanche, vont générer des mouvements horizontaux dans des directions différentes pour les deux griffes de la serrure, impliquant l'apparition de vibro-impacts.

Des simulations simples (linéaires, sans modélisation du contact) par éléments finis modélisant l'écartement des griffes par la vibration sont reliées à l'émission acoustique lors du vibrofonçage en conditions réelles. Il est démontré que les modes locaux de vibration sont prépondérants pour la génération de bruit au-delà d'un certain espacement des solidarités des griffes. L'apparition de ceux-ci peut être prédite par l'utilisation d'un simple modèle analytique. Enfin, un critère de choix est établi afin d'éviter une contribution importante au bruit de ces modes locaux ; les modes globaux, quant à eux, ne sont pas modifiés et continuent de jouer un rôle à certaines fréquences.

De nombreuses améliorations peuvent être apportées à cette étude pour une compréhension plus profonde des phénomènes :

- la longueur des soudures a été choisie comme celle correspondant à la longueur des points de pinçage utilisés usuellement ; cette longueur pourrait varier, et le comportement en soudure ou en pinçage peut varier ;
- les simulations ont été réalisées sur base d'un espacement régulier entre les soudures, mais cela n'est pas le cas pour les palplanches réelles ; l'irrégularité de l'espacement peut jouer un rôle ;
- il n'existe pas de modèle exact publié prenant en compte la résolution de deux plaques vibrant à la même fréquence avec contact hertzien ; un tel modèle préciserait la transformation des impacts en bruit solidien, les fréquences générées, les types d'ondes impliquées, etc. ;
- le modèle du sol est pour l'instant très simple, car il n'intervient que pour 10% par rapport au vibreur ; le modèle peut être raffiné en prenant en compte des différentes propriétés en vibration des différents sols non cohésifs rencontrés lors de vibrofonçages ;
- la génération directe d'ondes acoustiques à partir de l'emprisonnement de l'air par l'impact dans la serrure (à l'instar de ce qui se passe quand on applaudit) devrait également être modélisée pour une compréhension plus poussée du phénomène.

Sans tous ces raffinements, le présent article permet néanmoins de réaliser un choix d'espacement des solidarités afin de minimiser l'occurrence d'impacts en utilisant des modèles simples et accessibles pour un entrepreneur sur chantier.

Sources

- [1] BAPAT, C. N. & POPPLEWELL, N., *Several similar vibroimpact systems*, Journal of Sound and Vibration, 113 (1), 1987, pp. 17-28
- [2] BISHOP, R. E. D., CANNON, S. M. & MIAO, S., *On coupled bending and torsional vibration of uniform beams*, Journal of Sound and Vibration, 131 (3), 1989, pp. 457-464
- [3] CREMER, L., HECKL, M. & PETERSON, B. A. T., *Structure-Borne Sound*, Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 2005
- [4] DOKUMACI, E., *An exact solution for coupled bending and torsion vibrations of uniform beams having single cross-sectional symmetry*, Journal of Sound and Vibration, 119 (3), 1987, pp. 54-61
- [5] HANUS, V., *Analysis and Modelling of the Noise Generation during Vibratory Pile Driving and Determination of the Optimization Potential*. Thèse de doctorat, Luxembourg, 2010
Adresse URL : <http://www.who.int/docstore/peh/noise/Comnoise-4.pdf>
- [6] HESS, D. P. & SOOM, A., *Normal Vibration and Friction Under Harmonic Loads: Part I – Hertzian Contacts*, Journal of Tribology – Transactions of the ASME, 113, 1991, pp. 80-86
- [7] KAWAI, T. & FUJITANI, Y., *Some considerations on the modern beam theory. Theoretical studies*, Report of the Institute of Industrial Science, University of Tokyo, 32 (2), 1986, pp. 1-78
- [8] MAHFOUZ, I. A. & BADRAKHAN, F., *Chaotic behavior of some piecewise-linear systems, part II: systems with clearance*, Journal of Sound and Vibration, 143 (2), 1990, pp. 289-328
- [9] MAIA, N. M. M. *et al.*, *Theoretical and Experimental Modal Analysis*, Hertfordshire, Research Studies Press LTD, 1997
- [10] MERIEL, B. & BONHOMME, B., *Le bruit des chantiers*, Bulletin des Laboratoires des Ponts et Chaussées, 208, mars-avril 1997, pp. 87-98
- [11] OMS (page consultée le 16 septembre 2011), *Guidelines for community noise*.
- [12] PETERKA, F. & VACÍK, J., *Transition to chaotic motion in mechanical systems with impacts*, Journal of Sound and Vibration, 154 (1), 1992, pp. 95-115