



Human induced Vibrations of Steel Structures

Vibrations des passerelles piétonnes

Document de référence



Table des Matières

| | |
|--|----|
| Résumé | 3 |
| 1 Introduction | 6 |
| 2 Définitions | 7 |
| 3 Procédure de dimensionnement | 7 |
| 4 Etapes du dimensionnement..... | 8 |
| 4.1 Etape 1: Evaluation des fréquences propres..... | 8 |
| 4.2 Etape 2: Vérification de la plage critique de fréquences propres..... | 9 |
| 4.3 Etape 3: Spécification des situations de projet | 10 |
| 4.3.1 Etape 3a: Evaluation des classes de trafic | 11 |
| 4.3.2 Etape 3b: Evaluation des classes de confort | 11 |
| 4.4 Etape 4: Evaluation de l'amortissement structural | 12 |
| 4.4.1 Modèle d'amortissement..... | 12 |
| 4.4.2 Taux d'amortissement pour les charges de service | 13 |
| 4.4.3 Taux d'amortissement pour les fortes vibrations | 14 |
| 4.5 Etape 5: Détermination de l'accélération maximale | 14 |
| 4.5.1 Modèle de charge harmonique..... | 15 |
| 4.5.2 Méthode des spectres de réponse pour les flots de piétons | 22 |
| 4.6 Etape 6: Vérification des critères pour la synchronisation forcée transversale | 23 |
| 4.7 Etape 7: Vérification du niveau de confort | 25 |
| 5 Evaluation des propriétés dynamiques des passerelles piétonnes | 25 |
| 5.1 Introduction | 25 |
| 5.2 Mesures de réponses | 25 |
| 5.2.1 Mesures de la réponse ambiante pour l'identification des fréquences propres critiques..... | 25 |
| 5.2.2 Mesure brute des taux d'amortissement associés aux fréquences propres critiques..... | 26 |
| 5.2.3 Mesure de la réponse induite par un seul piéton..... | 27 |
| 5.2.4 Mesure de la réponse induite par un groupe de piétons | 27 |
| 5.2.5 Mesure de la réponse induite par un flux continu de piétons | 27 |
| 5.3 Essais d'identification | 27 |
| 5.3.1 Essais de vibration forcée | 27 |
| 5.3.2 Essais de vibration ambiante..... | 31 |
| 5.3.3 Essais de vibration libre..... | 31 |
| 5.4 Instrumentation..... | 32 |

| | | |
|-------|--|----|
| 5.4.1 | Dispositifs de mesure des réponses..... | 32 |
| 5.4.2 | Dispositifs d'identification | 32 |
| 6 | Contrôle de la réponse aux vibrations | 34 |
| 6.1 | Introduction | 34 |
| 6.2 | Modification de masse | 34 |
| 6.3 | Modification de fréquence..... | 34 |
| 6.4 | Modification d'amortissement structural | 34 |
| 6.4.1 | Introduction..... | 34 |
| 6.4.2 | Mesures simples..... | 34 |
| 6.4.3 | Dispositifs d'amortissement supplémentaire | 35 |
| 7 | Exemples pratiques de dimensionnement | 41 |
| 7.1 | Poutre sur deux appuis | 41 |
| 7.2 | Passerelle sur la rivière Weser à Minden | 43 |
| 7.3 | Passerelle de Guarda au Portugal | 47 |
| 8 | Références..... | 51 |
| 9 | Annexe: Modèles de charge supplémentaires | 53 |
| 9.1 | Modèle de charge pour un piéton..... | 53 |
| 9.2 | Modèle de charges pour le jogging..... | 56 |
| 9.3 | Excitation intentionnelle par des petits groupes | 58 |

Résumé

Ce document sert de référence à l'ouvrage « Vibrations des passerelles piétonnes – Guide de dimensionnement ». Il donne également un certain nombre d'informations complémentaires sur tous les éléments abordés dans le guide.

Les méthodes théoriques présentées ici ainsi que dans le guide de dimensionnement ont été élaborées / étudiées dans le cadre du projet FRCA « Modèles de charges avancés d'excitation synchronisée des piétons et recommandations pour une conception optimisée (SYNPEX : Advanced Load Models for Synchronous Pedestrian Excitation and Optimised Design Guidelines for Steel Footbridges, en anglais) ».

Le guide ainsi que le document de référence sont diffusés avec le soutien financier du Fonds de Recherche du Charbon et de l'Acier dans le cadre du projet « HIVOSS ».

Table des symboles fréquemment utilisés

| | | |
|-----------------------|--|----------------------|
| a_{limit} | Limite d'accélération en fonction d'une classe de confort | [m/s ²] |
| a_{max} | Accélération maximale calculée pour une situation de projet définie | [m/s ²] |
| B | Largeur | [m] |
| d | Densité surfacique de piétons | [P/m ²] |
| f, f_i | Fréquence propre pour le mode considéré | [Hz] |
| f_s | Fréquence de pas d'un piéton | [Hz] |
| P | Amplitude de la force exercée par un piéton | [N] |
| $P \times \cos(2nft)$ | Force harmonique due à un piéton | [N] |
| L | Longueur | [m] |
| m | Nombre de demi-ondes | [-] |
| m^* | Masse modale | [kg] |
| M | Masse | [kg] |
| n | Nombre de piétons sur la surface chargée S ($n = S \times d$) | [P] |
| n' | Nombre équivalent de piétons sur la surface chargée S | [P/m ²] |
| $p(t)$ | Charge surfacique répartie | [kN/m ²] |
| P_{mov} | Charge en mouvement | [kN] |
| S | Aire de la surface chargée | [m ²] |
| δ | Décrément logarithmique pour l'amortissement | [-] |
| μ | Densité de masse par unité de longueur | [kg/m] |
| μ_D | Masse de tablier de passerelle par unité de longueur | [kg/m] |
| μ_P | Masse de piétons par unité de longueur | [kg/m] |
| ρ | Coefficient d'influence pour la masse piétonnière supplémentaire | [-] |
| $\Phi(x)$ | Déformée modale | [-] |

| | | |
|--------|---|-----|
| ψ | Coefficient réducteur prenant en compte la probabilité d'une fréquence de pas égale à celle du mode considéré | [-] |
| ξ | Taux d'amortissement critique | [-] |

1 Introduction

Ces dernières années ont vu apparaître une tendance croissante vers la construction de passerelles piétonnes légères. En raison de la masse réduite de ces structures, les forces dynamiques peuvent provoquer de plus grandes amplitudes de vibration. Plus les structures sont élancées, plus il faut accorder d'attention aux phénomènes de vibration.

L'augmentation des problèmes de vibration dans les passerelles modernes montre que ces passerelles ne devraient plus être dimensionnées uniquement pour les charges statiques. Mais la satisfaction des exigences relatives à la fréquence propre qui sont données dans de nombreux codes ([1], [2], [3], [4]) limite le dimensionnement des passerelles : les structures très élancées, légères, telles les passerelles à ruban tendu et les passerelles suspendues, peuvent ne pas satisfaire ces exigences. En outre, ce ne sont pas uniquement les fréquences propres, mais aussi les propriétés d'amortissement, la masse de la passerelle et les charges piétonnières qui, ensemble, déterminent la réponse dynamique. Les outils utilisés pour le dimensionnement doivent normalement prendre en compte tous ces facteurs. Sous réserve que le comportement vibratoire provoqué par le trafic piétonnier prévu soit vérifié par des calculs dynamiques et satisfasse le confort exigé, il est possible de concevoir et de construire tout type de passerelle piétonne. Si le comportement vibratoire ne satisfait pas certains critères de confort, il convient d'envisager d'effectuer certaines modifications dans le dimensionnement ou dans les dispositifs d'amortissement.

Ces passerelles légères ont une masse faible, ce qui réduit l'inertie et abaisse les fréquences propres, entraînant l'augmentation du risque de résonance. La résonance se produit si la fréquence de la passerelle coïncide avec la fréquence de l'excitation, par exemple la fréquence de pas de piétons. L'excitation induite par les piétons constitue une source importante de vibration pour les passerelles. Les charges piétonnières sont par nature irrégulières, transitoires et variables dans une plage réduite de fréquence d'excitation. Il est donc évident que les réponses dynamiques jouent un rôle fondamental dans le dimensionnement de structures sensibles aux vibrations. Les vibrations des passerelles peuvent entraîner des problèmes d'aptitude au service, étant donné qu'elles peuvent avoir des effets sur le confort et les réactions émotionnelles des piétons. Il s'est très rarement produit un effondrement ou même un dommage provoqué par des forces dynamiques induites par un élément humain.

Les vibrations des passerelles peuvent survenir dans les sens vertical et horizontal, même une torsion du tablier de la passerelle est possible. Les actions dynamiques de cyclistes sont négligeables par rapport aux actions provoquées par la marche et la course de piétons.

Au cours des dernières années, on a observé l'excitation transversale de certaines passerelles par des flots de piétons denses où il existait une interaction des piétons avec la vibration de la passerelle. Une réponse auto-excitée importante provoque un inconfort. Les passerelles doivent normalement être dimensionnées de telle sorte que ce phénomène d'interaction piétons-passerelle, également appelé synchronisation forcée, ne puisse se produire.

Un autre type de charges dynamiques exercé sur les passerelles est l'excitation intentionnelle par des gens qui sautent sur place, bondissant, balançant leur corps horizontalement, secouant les haubans, etc. en résonance afin de générer

de fortes vibrations. Dans ce cas, les exigences de confort ne sont certes pas satisfaites mais la structure ne doit pas s'effondrer.

Par conséquent, dans le dimensionnement de passerelles modernes, l'évaluation des vibrations induites par des humains doit être prise en compte par le concepteur afin de s'assurer que :

- les vibrations provoquées par le trafic piétonnier sont acceptables pour les usagers,
- il ne se produit pas de phénomène de synchronisation forcée,
- la passerelle ne s'effondre pas lorsqu'elle est soumise à une excitation intentionnelle.

Afin d'aider le concepteur de passerelles, la réponse dynamique de diverses passerelles sous l'effet de charges piétonnières a été étudiée au moyen de mesures et de simulations numériques, ce qui a donné lieu à l'élaboration de ce guide de dimensionnement qui comprend :

- des exigences de calcul,
- des plages de confort en termes d'accélération,
- des modèles de charges pour les flots de piétons,
- des critères permettant d'éviter le phénomène de synchronisation forcée.

Pour le cas de passerelles sensibles à des vibrations pouvant affecter le confort, ce guide donne des informations supplémentaires concernant :

- la procédure de mesure et des méthodes d'évaluation pour la détermination des propriétés dynamiques,
- la modification du dimensionnement et des dispositifs d'amortissement.

2 Définitions

Aucune information complémentaire.

3 Procédure de dimensionnement

Il est recommandé de prendre en compte les actions dynamiques ainsi que le comportement vibratoire de la structure dès le début du dimensionnement, même lorsque l'amortissement et certaines propriétés des fondations sont inconnus et doivent être estimés. Par conséquent, le comportement vibratoire calculé ne donne qu'une indication du comportement réel. Si la réponse se situe dans la plage critique, il convient de prendre des dispositions concernant les dispositifs d'amortissement dès les premières phases du dimensionnement. L'amortissement et les accélérations provoquées par plusieurs charges dynamiques doivent alors être mesurés après achèvement de la construction. A partir des propriétés dynamiques réelles, il convient de décider si l'utilisation de dispositifs d'amortissement est nécessaire ou pas.

4 Etapes du dimensionnement

4.1 Etape 1: Evaluation des fréquences propres

Bien que l'on puisse utiliser des formules manuelles et des méthodes simplifiées dans une évaluation préliminaire des fréquences propres, lorsque celles-ci sont proches d'une plage critique du point de vue de l'excitation piétonnière il convient d'utiliser un modèle numérique plus précis. Dans le dimensionnement de passerelles moderne, l'utilisation de logiciels utilisant des méthodes par éléments finis est largement répandue à toutes les étapes du dimensionnement, même pendant l'étape conceptuelle. Par conséquent, il est suggéré d'utiliser un modèle aux éléments finis (EF) de la passerelle non seulement pour calculer les contraintes et les déformations de la passerelle, mais aussi pour déterminer ses fréquences propres. Les calculs dynamiques préliminaires peuvent donc être aisément effectués sans moyens supplémentaires.

Une première approche consiste à garder le modèle aussi simple que possible et à modéliser la passerelle au moyen d'éléments de poutres, éléments de câbles, éléments de ressort ou de treillis dans un modèle par éléments finis tridimensionnel. Ce modèle doit normalement toujours permettre les déformées modales vertical, horizontal, et de torsion. On obtient ainsi un aperçu global des fréquences propres et des déformées modales correspondantes, et on peut identifier les problèmes concernant le comportement dynamique. Plus le système statique est complexe et plus l'ordre de déformée modale est élevé, plus grand est le nombre d'éléments finis nécessaires. Un modèle plus élaboré peut tirer avantage de divers types d'éléments finis comme des éléments de plaque, de coque, de poutre, de câble ou de treillis. Afin d'obtenir des résultats fiables pour les fréquences propres, il est absolument nécessaire que les conditions d'appui, la rigidité des fondations, la répartition des masses et des rigidités soient modélisées de façon réaliste. La totalité du poids propre, des charges permanentes et de la précontrainte des câbles doit être prise en compte pour le calcul des fréquences propres. Les charges permanentes de la passerelle dues aux aménagements, barrières, revêtements et garde-corps, sont prises en compte comme des masses supplémentaires aussi exactement que possible. Une approche de masse forfaitaire, où les masses rotationnelles sont négligées, est suffisante en de nombreux cas. Pour la modélisation des culées et des fondations, il convient d'utiliser la rigidité de sol dynamique. Dans le cas contraire, les résultats obtenus sont très sécuritaires ou très imprécis.

Dans tous les cas, il est recommandé de déterminer les fréquences propres d'une passerelle construite par étude expérimentale en plus des calculs informatisés avant de procéder à la configuration finale des unités d'amortissement.

La masse modale pour chaque mode doit normalement être connue, lorsque la vérification du confort est effectuée au moyen d'un modèle d'oscillateur simple (voir section 4.5.1.2).

L'étude des caractéristiques dynamiques pour les passerelles sélectionnées montre clairement que, particulièrement pour les structures légères, la masse additionnelle due aux piétons a une grande influence sur les fréquences propres du système. Pour les charges exercées par les individus et les groupes, cet effet est habituellement négligeable, mais si des flots de piétons doivent être pris en compte, cette influence peut provoquer une réduction significative de la

fréquence propre. Ceci dépend du rapport entre la répartition de la masse du tablier et la répartition de la masse des piétons. La réduction de fréquences est plus importante pour les passerelles présentant un poids propre plus faible.

Les fréquences propres peuvent tomber dans une plage de fréquence plus ou moins critique (voir section 4.2) pour l'excitation dynamique induite par les piétons. Avec une charge permanente ou des charges d'exploitation additionnelles, les fréquences propres de la passerelle peuvent s'abaisser et entrer dans la plage de fréquences critiques ou en sortir. En outre, il doit être noté que les valeurs limites de plages de fréquences critiques données ne doivent pas être prises comme des valeurs strictes mais plutôt comme des valeurs approchées.

Dans certains cas, l'augmentation de masse modale ainsi obtenue peut même être supérieure à 50 % de la masse modale de la passerelle.

L'influence de la masse piétonne statique peut être facilement estimée : la masse modale m^* comprenant la masse piétonne statique additionnelle est calculée au moyen de l'eq. 4-1.

$$m^* = \int_{L_D} \mu_D \rho (\Phi_D(x))^2 dx \quad \text{Eq. 4-1}$$

où

μ_D [kg/m] est la masse du tablier de la passerelle par unité de longueur

$\rho = \frac{\mu_D + \mu_P}{\mu_D}$ est le coefficient d'influence pour la masse piétonne additionnelle

μ_P [kg/m] est la masse piétonne par unité de longueur

$\Phi(x)$ est la déformée modale

Une réponse à la question du seuil de prise en compte de la masse piétonne additionnelle peut être donnée par l'eq. 4-2, qui montre que l'influence d'une masse modale supérieure de 5 % entraîne une diminution de 2,5 % de la fréquence propre.

$$f'(\rho = 1,05) = \sqrt{\frac{k^*}{\rho m^*}} = \sqrt{\frac{k^*}{1,05 m^*}} = 0,976 f \quad \text{Eq. 4-2}$$

Ceci se situe dans les limites de la précision du modèle global, par rapport aux fréquences propres qui seront mesurées en réalité. Il est donc recommandé de négliger l'influence d'une augmentation de la masse modale inférieure à 5 % sur la fréquence propre.

4.2 Etape 2: Vérification de la plage critique de fréquences propres

Les effets des piétons sont en général caractérisés sur la base de modèles de charges harmoniques dont les coefficients sont systématisés dans la Section 9. La contribution dominante de la première harmonique donne la plage critique suivante pour les fréquences propres f_i :

- pour les vibrations verticales et longitudinales :

$$1,25 \text{ Hz} \leq f_i \leq 2,3 \text{ Hz}$$

- pour les vibrations transversales : $0,5 \text{ Hz} \leq f_i \leq 1,2 \text{ Hz}$

Il y a des situations où les fréquences propres se situent dans un intervalle sensible à une excitation par la seconde harmonique de l'excitation piétonnière. Dans ces circonstances, si l'on considère qu'il est approprié d'étudier les effets associés à la 2^e harmonique des charges piétonnes, la plage critique s'élargit pour devenir :

- pour les vibrations verticales et longitudinales :

$$1,25 \text{ Hz} \leq f_i \leq 4,6 \text{ Hz}$$

Les passerelles qui possèdent des fréquences propres f_i situées dans la plage critique doivent normalement faire l'objet d'une évaluation dynamique de l'excitation piétonnière.

Les vibrations transversales ne sont pas affectées par la 2^e harmonique de charges de piétons.

La plage critique de fréquences propres est basée sur une étude empirique des fréquences de pas f_s des piétons. Par souci de cohérence avec les principes des Eurocodes, les valeurs caractéristiques $f_{s,5\%,\text{lent}}$ et $f_{s,95\%,\text{rapide}}$ utilisées sont basées sur les fractiles 5 et 95 pourcents.

4.3 Etape 3: Spécification des situations de projet

Il est fortement recommandé de discuter des exigences de confort ainsi que du trafic piétonnier prévu – en relation avec la réponse dynamique obtenue – avec le maître d'ouvrage afin d'élaborer des limites réalistes et des conditions aux limites pour le dimensionnement d'une structure particulière. Un dialogue constructif sur la sensibilité aux vibrations entre le concepteur et le propriétaire peut aider à clarifier des questions comme les exigences de confort et la nécessité potentielle de mesures d'amortissement (voir section 6).

Les principes des Eurocodes concernant la fiabilité [5] citent certaines Situations de projet parmi lesquelles celles indiquées ci-dessous pourraient être appropriées aux passerelles soumises à des charges piétonnières. Elles peuvent être associées à la fréquence de dépassement d'un certain état limite comme un critère de confort en question :

- Situations de projet persistantes, qui concernent les conditions d'utilisation permanentes
- Situations de projet transitoires, qui concernent les conditions temporaires
- Situations de projet accidentelles, qui concernent des conditions exceptionnelles.

Il existe des situations de projet qui peuvent se produire une seule fois dans la durée de vie d'une passerelle, comme son inauguration. Mais, d'un autre côté, il peut exister une situation de projet où peu d'usagers passent quotidiennement.

Il convient de prendre en compte des hypothèses réalistes des différentes situations de projet au moyen de classes de trafic définies (voir section 4.3.1) pour la vérification du confort des piétons. Comme il a été dit plus haut,

l'inauguration de la passerelle, par exemple, gouverne le dimensionnement dans presque tous les cas même si elle ne se produit qu'une seule fois dans la durée de vie d'une passerelle. Il faut donc décider quels critères de confort doivent être choisis pour le dimensionnement de la passerelle (voir section 4.3.2) pour une situation extrême et rare comme l'inauguration ou pour la densité de piétons présente quotidiennement sur la structure.

4.3.1 Etape 3a: Evaluation des classes de trafic

Le type et la densité de trafic piéton attendus gouvernent la charge dynamique et influencent le dimensionnement des passerelles. Les structures situées dans des lieux reculés avec un trafic piéton rare ne sont pas soumises aux mêmes charges dynamiques que celles situées dans des centre-ville avec un trafic d'usagers dense.

Les formations de piétons, les processions ou les défilés de soldats ne sont pas pris en compte dans la classification générale du trafic, mais nécessitent une prise en compte supplémentaire. La différence entre les formations de piétons et le trafic piétonnier déjà mentionné est que chaque piéton de la formation se déplace de manière synchrone selon une cadence donnée. La phase des pas est fortement synchronisée et peut être encore renforcée par l'existence de musique.

4.3.2 Etape 3b: Evaluation des classes de confort

Les critères concernant le confort des piétons sont le plus souvent représentés comme l'accélération limite pour la passerelle. Les normes nationales et internationales, ainsi que la littérature, proposent des valeurs limites qui diffèrent entre elles pour plusieurs raisons. Néanmoins, la plupart de ces valeurs coïncident dans une certaine fourchette.

En général, la perception et l'évaluation du mouvement et de la vibration sont subjectives et par conséquent différentes pour chaque piéton. Les usagers de passerelles piétonnes situées à proximité d'hôpitaux et de maisons de retraite peuvent être plus sensibles aux vibrations que des randonneurs traversant une passerelle sur un sentier de randonnée.

Même l'aspect visuel et l'emplacement de la passerelle peuvent influencer la perception de chaque piéton. La Figure 4-1 montre la fourchette de la perception subjective personnelle concernant la vibration de passerelles. Bien que les deux passerelles analysées possèdent des propriétés dynamiques très semblables, l'évaluation de leur vibration diffère grandement entre les personnes interrogées. Le pourcentage d'individus qui se sentent gênés en traversant la Passerelle Wachtelsteg, Pforzheim, Allemagne, dont l'aspect est plus robuste, à droite, est 4 fois plus élevé que pour la Passerelle Kochenhofsteg, Stuttgart, Allemagne, qui semble plus légère, à gauche. La même chose s'applique au fait qu'une personne puisse être excitée ou amusée par les vibrations, dans une proportion de presque 3 fois.

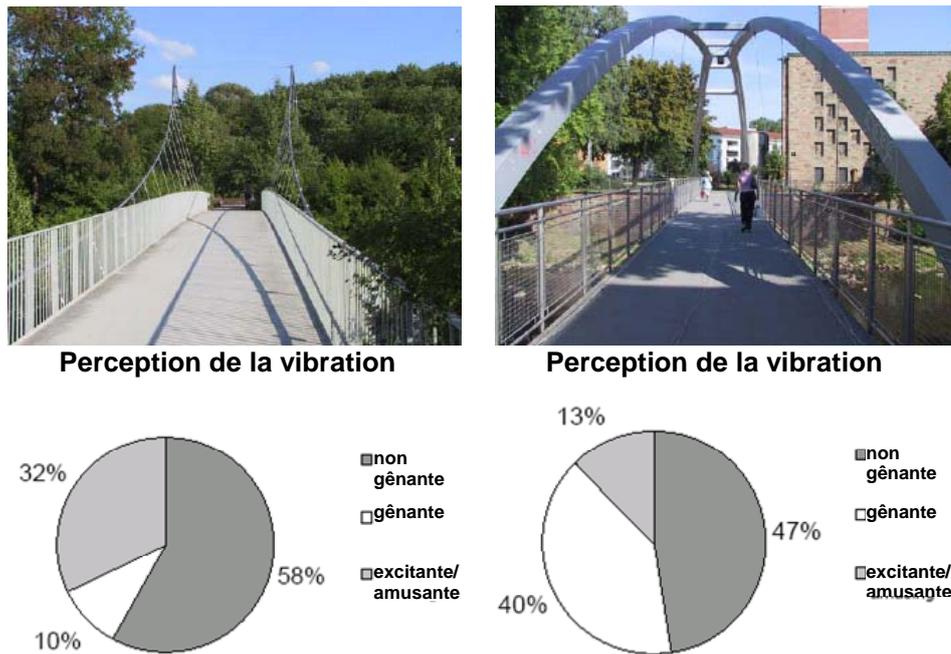


Figure 4-1 : Comparaison de l'évaluation de la vibration pour deux passerelles

L'évaluation de la vibration horizontale et verticale des passerelles comprend donc de nombreux aspects « subjectifs » tels que :

- Nombre de personnes marchant sur la passerelle
- Fréquence d'utilisation
- Hauteur au-dessus du sol
- Position du corps humain (assis, debout, marche)
- Caractéristiques d'excitation transitoire ou harmonique (fréquence de vibration)
- Temps d'exposition
- Transparence du garde-corps et du revêtement du tablier
- Attente de vibration en raison de l'aspect de la passerelle.

4.4 Etape 4: Evaluation de l'amortissement structural

4.4.1 Modèle d'amortissement

Etant donné que les structures de génie civil ont normalement un amortissement faible et développent de faibles niveaux de contraintes sous l'effet des charges de service, l'hypothèse d'un comportement linéaire est normalement acceptée. La combinaison de cette hypothèse avec l'hypothèse d'une répartition de l'amortissement sur la longueur de la structure caractérisée par une matrice C proportionnelle aux matrices de masse et de rigidité (amortissement de Rayleigh)

$$C = \alpha M + \beta K$$

Eq. 4-3

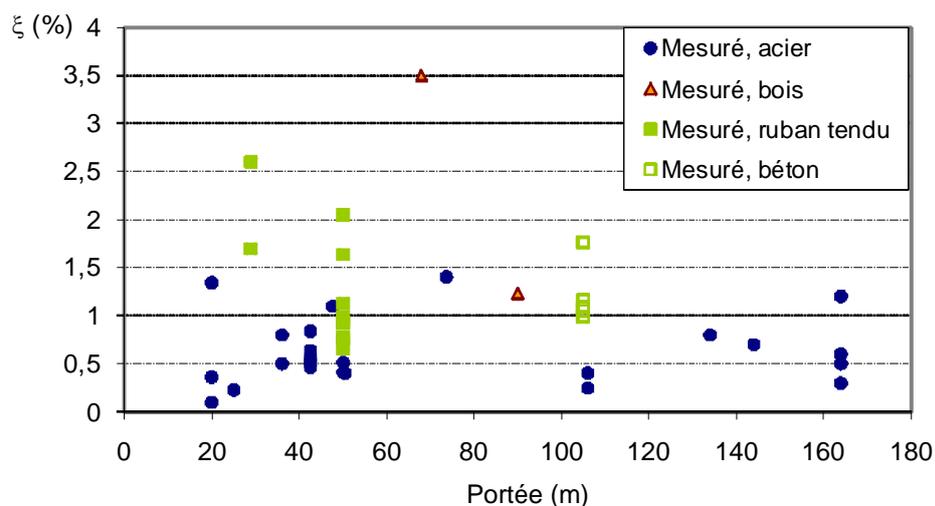


Figure 4-3 : Taux d'amortissement mesurés sous l'effet des charges de service : variation avec la portée

4.4.3 Taux d'amortissement pour les fortes vibrations

L'EN 1998 [14] donne la plage de taux d'amortissement structural pour les études dynamiques sous charges sismiques. Ces valeurs peuvent être utilisées comme références pour de fortes amplitudes.

Tableau 4-1 : Taux d'amortissement en fonction du matériau de construction pour les fortes vibrations

| Type de Construction | Intervalle de variation de ξ |
|----------------------|----------------------------------|
| Béton | 2,0 ÷ 7,0% |
| Acier | 1,0 ÷ 4,0% |

4.5 Etape 5: Détermination de l'accélération maximale

En réalité, les passerelles sont le plus souvent soumises à l'action simultanée de plusieurs piétons alors que cette action n'est pas simplement la somme d'actions individuelles de piétons isolés. Par conséquent, les charges piétonnes exercées sur les passerelles sont des charges stochastiques. Selon leur densité sur une passerelle, les piétons marchent de façon plus ou moins synchrone et, éventuellement, interagissent avec une passerelle qui vibre.

Le chargement dépend de la densité des flots de piétons, de la fréquence de pas individuelle, de l'itinéraire des personnes qui marchent, de la synchronisation des marcheurs, de leur poids, etc. La réponse du système dépend du chargement et des propriétés structurales comme la masse (modale) de la passerelle, les fréquences propres et l'amortissement. Comme il n'est pas possible de déterminer sans incertitude des propriétés structurales comme, par exemple, les fréquences et l'amortissement, la réponse du système calculée présente également certaines variations.

Il existe diverses méthodes pour calculer l'accélération de la passerelle. Celles qui sont recommandées dans le cadre de ce document seront discutées dans les sections suivantes.

4.5.1 Modèle de charge harmonique

4.5.1.1 Nombre équivalent de piétons pour les flots de piétons

Introduction

Si une charge harmonique ($F_0 \sin(2\pi f_0 t)$) est appliquée sur un oscillateur simple amorti, la réponse du système peut alors être donnée sous la forme qui sera utilisée pendant toute la procédure utilisée pour l'évaluation d'un nombre équivalent n' de piétons au moyen d'une analyse modale :

$$x(t) = \frac{F_0 / 4\pi^2 M}{\sqrt{(f - f_0^2)^2 + 4\xi^2 f^2 f_0^2}} \sin(2\pi f_0 t - \phi) \quad \text{Eq. 4-6}$$

avec: F_0 amplitude de la charge,
 M masse du système,
 f fréquence propre du système,
 f_0 fréquence de charge,
 ξ taux d'amortissement structural,
 $\phi = \arctan\left(\frac{2\xi f f_0}{f^2 - f_0^2}\right)$ déphasage.

Analyse modale

Soit une poutre modélisée comme un système avec N degrés de liberté (voir Figure 4-4) et soit un chargement représenté par des charges ponctuelles sur chacun des nœuds (chargés). Lorsqu'on recherche une solution pour décrire le comportement dynamique d'un système par une analyse modale, les déplacements des nœuds se trouvent sous forme de superposition de déplacements appartenant à différents modes représentatifs :

$$y(t) = \sum_{i=1}^r x_i(t) \Phi_i, \quad r \leq N \quad \text{Eq. 4-7}$$

où :

$y(t)$ est le vecteur des mouvements des masses concentrées,
 Φ_i sont les vecteurs des déplacements modaux considérés,
 $x_i(t)$ sont les réponses du système pour chaque mode i considéré.

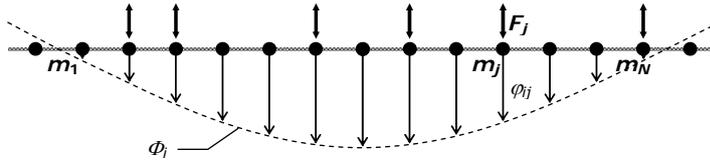


Figure 4-4 : $n \leq N$ charges harmoniques

Si toutes les charges partagent la même fréquence, $f_0 \neq f_i$, la réponse du système pour un seul mode uniquement (par exemple le mode i , avec les déplacements modaux φ_{ij} , voir Figure 4-4) est la suivante :

$$x_i(t) = \frac{\Phi_i^T F_0 / 4\pi^2 m^*_i}{\sqrt{(f_i^2 - f_0^2)^2 + 4\xi_i^2 f_i^2 f_0^2}} \sin(2\pi f_0 t - \varphi_i) \quad \text{Eq. 4-8}$$

avec: $\Phi_i^T = \{\varphi_{i1}, \varphi_{i2}, \dots, \varphi_{ij}, \dots, \varphi_{iN}\}$ vecteur des déplacements modaux,

F_0 vecteur des amplitudes de charges ($F_0^T = \{F_1, F_2, \dots, F_j, \dots, F_N\}$),

$$m^*_i = \sum_{j=1}^N m_j \varphi_{ij}^2 \text{ masse modale,}$$

f_i fréquence pour le mode i ,

f_0 fréquence de chargement,

ξ_i taux d'amortissement pour le mode i ,

φ_i décalage de phase pour le mode i .

Réponse à une charge harmonique répartie – Approche déterministe

Dans le **cas le plus général**, la charge harmonique répartie est représentée comme $n = N$ charges ponctuelles ($Q_j \sin(2\pi f_{0j} t - \psi_j)$), régulièrement réparties sur des demi-ondes du mode Φ_i (voir Figure 4-5), où :

- Les amplitudes des charges sont $Q_j, j = 1 \text{ à } n;$
- Chaque charge ponctuelle a une fréquence $f_{0j}, j = 1 \text{ à } n;$
- Chaque charge ponctuelle a un décalage de phase $\psi_j, j = 1 \text{ à } n.$

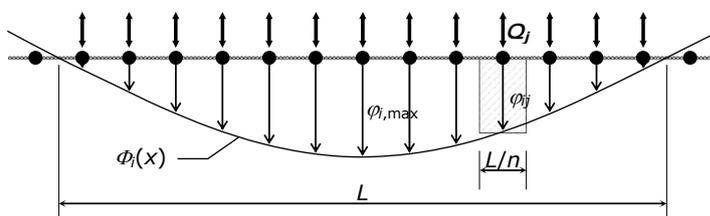


Figure 4-5 : $n = N$ charges harmoniques

Si la longueur chargée est L , la position de chaque charge ponctuelle se trouve dans l'intervalle $\left[\frac{j-1}{n}L, \frac{j}{n}L\right]$ (voir Figure 4-5). Pour prendre en compte le rang de mode et le caractère réparti des charges :



$$\Phi_i^T F_0 = \sum_{j=1}^n \frac{\alpha_{nij}}{L} Q_j ,$$

$$\text{où } \alpha_{nij} = n \int_{(j-1)L/n}^{jL/n} \Phi_i(x) dx .$$

La réponse est trouvée sous forme d'une superposition de réponses à des charges particulières, comme :

$$y_{i,\max}(t) = \sum_{j=1}^n \frac{\left(\frac{\alpha_{nij}}{L} Q_j \sin(2\pi f_{0j} t - \phi_{ij}) / 4\pi^2 m^*_i \right) \phi_{i,\max}}{\sqrt{(f_i^2 - f_{0j}^2)^2 + 4\xi_i^2 f_i^2 f_{0j}^2}} ,$$

où le décalage de phase pour le mode i et une charge ponctuelle au nœud j est :

$$\phi_{ij} = \arctan \left(\frac{2\xi_i f_i f_{0j} \cos \psi_j + (f_i^2 - f_{0j}^2) \sin \psi_j}{(f_i^2 - f_{0j}^2) \cos \psi_j - 2\xi_i f_i f_{0j} \sin \psi_j} \right) .$$

Si l'on adopte l'hypothèse selon laquelle toutes les charges partagent la même amplitude mais ne sont pas nécessairement en phase ($Q_j = Q \sin \psi_j$), la réponse devient :

$$y_{i,\max}(t) = Q \sum_{j=1}^n \frac{(\alpha_{nij} \phi_{i,\max} / 4\pi^2 m^*_i L) \sin(2\pi f_{0j} t - \phi_{ij})}{\sqrt{(f_i^2 - f_{0j}^2)^2 + 4\xi_i^2 f_i^2 f_{0j}^2}} \quad \text{Eq. 4-9}$$

Réponse à une charge harmonique répartie – Approche probabiliste

L'effet d'un flot de piétons composé de $n = N$ piétons « aléatoires » doit maintenant être analysé. Les différences par rapport au cas donné ci-dessus sont les suivantes :

- Chaque charge ponctuelle a une fréquence aléatoire f_{sj} qui suit une répartition normale $N [f_{s1}, \sigma]$;
- Chaque charge ponctuelle a un décalage de phase aléatoire ψ_j qui suit une répartition uniforme $U [0, 2\pi]$;
- La réponse/déplacement (eq. 4-9) est ici une variable aléatoire, également – en raison de f_{sj} et ψ_j – et sa valeur moyenne ainsi que son écart-type pourraient donc être évalués.

Si l'on adopte la notation suivante :

- $\lambda_i = f_i / f_{s1}$ rapport entre la fréquence propre pour le mode i et la moyenne des fréquences de chargement,
- $\mu = \sigma / f_{s1}$: coefficient de variation des fréquences de chargement,
- $f_{sj} = f_{s1} (1 + \mu u_j)$: fréquence aléatoire d'une charge ponctuelle placée à un nœud j ,

où u_j est une variable aléatoire normale normalisée, et si – au lieu des déplacements – on prend en compte les accélérations, chaque composante de la somme de l'équation eq. 4-9 doit être multipliée par :

$$(2\pi f_{sj})^2 = (2\pi)^2 f_{s1}^2 (1 + \mu u_j)^2.$$

L'accélération maximum absolue est alors :

$$\ddot{Z}_i = \max_t [\ddot{y}_{i,\max}(t)] = (2\pi)^2 f_{s1}^2 \frac{Q}{f_{s1}^2} \times \underbrace{\max_t \left[\sum_{j=1}^n \sqrt{\frac{(\alpha_{nij} \varphi_{i,\max} / 4\pi^2 m^*_i L)^2 (1 + \mu u_j)^4}{(\lambda_i^2 - 1 - 2\mu u_j - \mu^2 u_j^2)^2 + 4\xi_i^2 \lambda_i^2 (1 + 2\mu u_j + \mu^2 u_j^2)}}_{Z_i} \times \sin(2\pi f_{sj} t - \varphi_{ij}) \right]}_{Z_i},$$

avec le décalage de phase pour le mode i et une charge ponctuelle au nœud j :

$$\begin{aligned} \varphi_{ij} &= \arctan \left(\frac{2\xi_i \lambda_i (1 + \mu u_j) \cos \psi_j + (\lambda_i^2 - (1 + \mu u_j)^2) \sin \psi_j}{(\lambda_i^2 - (1 + \mu u_j)^2) \cos \psi_j - 2\xi_i \lambda_i (1 + \mu u_j) \sin \psi_j} \right) = \\ &= \arctan \left(\frac{2\xi_i \lambda_i (1 + \mu u_j)}{(\lambda_i^2 - (1 + \mu u_j)^2)} \right) + \psi_j, \end{aligned}$$

et, finalement :

$$\ddot{Z}_i = (2\pi)^2 Q Z_i \quad \text{Eq. 4-10}$$

Note: Pour $\lambda_i = 1$, $\mu = 0$ et $\psi_j = 0$ (cas de chargement résonnant déterministe):

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_i &= (2\pi)^2 f_{s1}^2 \frac{Q}{f_{s1}^2} \times \max_t \left[\underbrace{\sum_{j=1}^n \frac{\alpha_{Nij} \varphi_{i,\max} / 4\pi^2 m^*_i L}{2\xi_i} \sin \left(2\pi f_{sj} t - \frac{\pi}{2} \right)}_{Z_i'} \right] = \\ &= (2\pi)^2 Q Z_i' \end{aligned} \quad \text{Eq. 4-11}$$

Détermination du nombre équivalent de piétons

Le nombre équivalent de piétons dans un flot idéalisé équivalent – c'est-à-dire le nombre de piétons, avec tous les pas dans la fréquence propre du mode i et sans décalage de phase provoquant le même comportement limite de la structure que celui provoqué par le flot de piétons aléatoire – peut être obtenu en égalisant les accélérations maximum absolues tirées des deux cas suivants (voir Figure 4-6):

$$\text{Flot aléatoire avec } n = N \text{ piétons (eq. 4-10):} \quad \ddot{Z}_i = (2\pi)^2 Q Z_i$$

$$\text{Flot aléatoire avec } n' \leq n \text{ piétons (eq. 4-11):} \quad \ddot{Z}_{i,eq} = (2\pi)^2 Q Z_i' \frac{n'}{n}$$

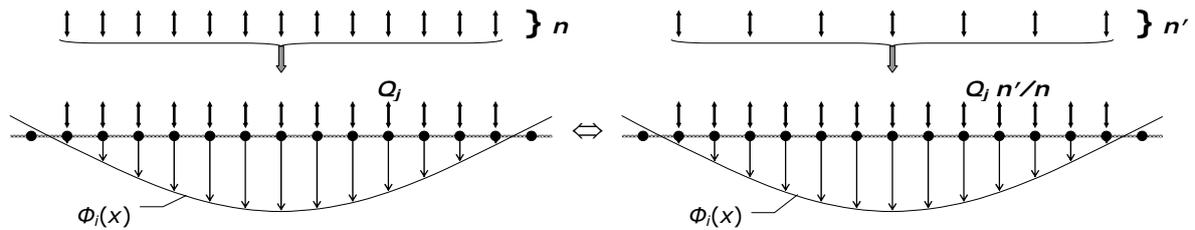


Figure 4-6 : Equivalence des flots

$$\text{Ainsi : } \ddot{Z}_i = \ddot{Z}_{i,eq} \Rightarrow z_i = z_i' \frac{n'}{n} \Rightarrow n' = \frac{z_i}{z_i'} n$$

Si l'on adopte l'approche proposée en [9],

$$n' = k_{eq} \sqrt{n \xi_i} , \quad \text{Eq. 4-12}$$

et le coefficient k_{eq} peut être calculé de la façon suivante :

$$k_{eq} = \frac{n'}{\sqrt{n \xi_i}} = \frac{z_i}{z_i'} \sqrt{\frac{n}{\xi_i}} \quad \text{Eq. 4-13}$$

L'élément aléatoire de l'équation 4-13 est z_i . La valeur moyenne $E(z_i)$ ainsi que l'écart-type $\sigma(z_i)$ peuvent tous deux être évalués par des simulations pour différentes valeurs de paramètres intermédiaires :

$$z_i = \max_t \left(\sum_{j=1}^n \sqrt{\frac{(\alpha_{Nij} \varphi_{i,\max} / 4 \pi^2 m^* L)^2 (1 + \mu u_j)^4}{(\lambda_i^2 - 1 - 2 \mu u_j - \mu^2 u_j^2)^2 + 4 \xi_i^2 \lambda_i^2 (1 + 2 \mu u_j + \mu^2 u_j^2)}} \times \sin(2 \pi f_{sj} t - \varphi_{ij}) \right) \quad \text{Eq. 4-14}$$

Résultats

Des analyses de sensibilité ont été effectuées sur la base de simulations de Monte-Carlo sur une déformée modale semi-sinusoidal φ_i (voir Figure 4-6) afin de représenter la nature aléatoire de charges piétonnes. Dans ces analyses, on a fait varier les paramètres suivants :

- Taux d'amortissement, ξ
- Rapport de fréquences, λ_i
- Coefficient de variation, μ
- Nombre de piétons, n .

On obtient tout d'abord des histogrammes des maxima de z_i (eq. 4-14) sur la base de 2500 simulations pour chaque ensemble de paramètres, chaque simulation consistant à prendre n valeurs aléatoires de la variable normale normalisée u_j ainsi que du déphasage φ_j . Un maximum de z_i est pris sur une plage de 2 périodes propres (les simulations effectuées ont montré qu'une plage de 8 périodes propres donne les mêmes résultats). On calcule alors le coefficient k_{eq} (eq. 4-13) sur la base de valeurs de z_i obtenues comme expliqué ci-dessus. La Figure 4-7 donne un exemple d'histogramme de k_{eq} . Enfin, on détermine le fractile 95^e de k_{eq} .

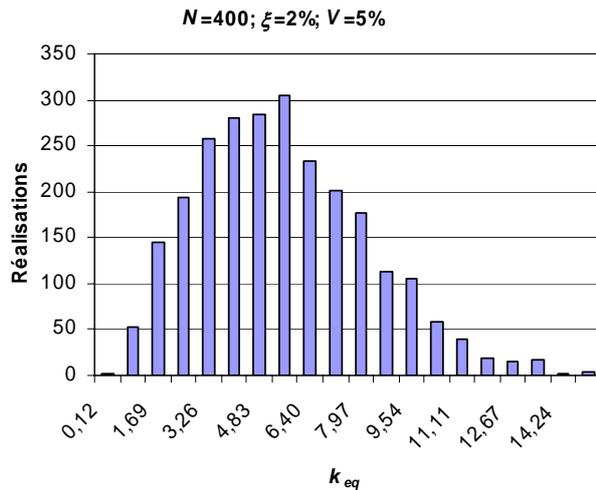


Figure 4-7 : Exemple des histogrammes obtenus

Avec une telle valeur de k_{eq} , on peut obtenir le nombre équivalent de piétons, n' . Des expressions pour obtenir ce nombre équivalent ont été dérivées par régression en fonction du taux d'amortissement et du nombre total de piétons sur la passerelle.

4.5.1.2 Application des modèles de charges

Aucune information complémentaire.

4.5.1.3 Méthode de l'oscillateur simple (un degré de liberté)

Comme exemple d'application de la méthode de l'oscillateur simple, on considère une poutre sur deux appuis. Cette poutre a une masse répartie μ [kg/m], qui est le produit de la section transversale et du poids spécifique, une rigidité k et une longueur L . La charge uniforme $p(x) \sin(\omega t)$ est répartie sur la totalité de la longueur.

Les déformées modales $\Phi(x)$ des modes de flexion sont supposés représentés par une fonction semi-sinusoïdale $\Phi(x) = \sin(m \times x/L \times \pi)$ tandis que m est le nombre de demi-ondes.

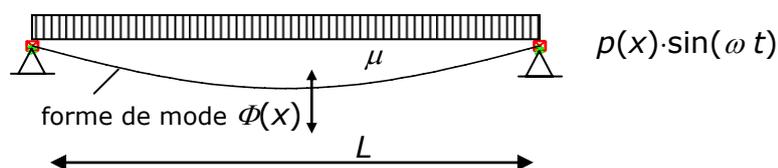


Figure 4-8 : Poutre simple avec déformée modale harmonique $\Phi(x)$, $m=1$

La masse généralisée m^* et la charge généralisée $p^* \sin(\omega t)$ sont calculées de la façon suivante :

$$m^* = \int_{L_D} \mu (\Phi(x))^2 dx \quad \text{Eq. 4-15}$$

$$p^* \sin(\omega t) = \int_{L_D} p(x) \Phi(x) dx \cdot \sin(\omega t) \quad \text{Eq. 4-16}$$

Les expressions données pour la masse généralisée m^* et la charge généralisée $p^* \sin(\omega t)$ sont systématisées dans le Tableau 4-2 pour une poutre sur deux appuis. La charge généralisée pour une charge unique $P_{mov} \sin(\omega t)$, se déplaçant sur la poutre est également donnée dans ce tableau. Cette excitation est limitée par le temps de passage qui est défini comme le temps mis par la charge mobile pour traverser un ventre de la déformée modale.

Tableau 4-2 : Masse (modale) généralisée et charge généralisée

| Déformée modale | Masse généralisée | Charge généralisée p^* pour la charge répartie $p(x)$ | Charge généralisée p^* pour la charge mobile P_{mov} | Temps de passage |
|--|---------------------|---|--|------------------|
| | m^* | p^* | p^* | t_{max} |
| $m=1:$ $\varphi(x) = \sin\left(\frac{x}{L} \pi\right)$ | $\frac{1}{2} \mu L$ | $\frac{2}{\pi} p(x) L$ | $\frac{2}{\pi} P_{mov}$ | L/v |
| $m=2:$ $\varphi(x) = \sin\left(\frac{2x}{L} \pi\right)$ | $\frac{1}{2} \mu L$ | $\frac{1}{\pi} p(x) L$ | $\frac{2}{\pi} P_{mov}$ | $L/(2v)$ |
| $m=3:$ $\varphi(x) = \sin\left(\frac{3x}{L} \pi\right)$ | $\frac{1}{2} \mu L$ | $\frac{2}{3\pi} p(x) L$ | $\frac{2}{\pi} P_{mov}$ | $L/(3v)$ |

avec :

P_{mov} [kN]: charge mobile

L [m]: longueur

$p(x)$ [kN/m]: charge répartie

m [-]: nombre de demi-ondes

μ [kg/m]: répartition de la masse par longueur

v [m/s]: vitesse de la charge mobile

La 2^e déformée modale d'une poutre sur deux appuis possède deux demi-ondes ($m = 2$). Lorsque l'on charge la totalité de la longueur et lorsque la moitié de la charge uniformément répartie agit contre les déplacements d'un ventre et l'autre moitié agit dans le sens des déplacements, la charge généralisée prend alors la valeur $p^* = 0$. La charge généralisée donnée dans le tableau est basée sur l'hypothèse selon laquelle chaque ventre de la déformée modale est chargé dans le sens des déplacements, ce qui provoque des oscillations plus grandes. Dans ce cas, la charge généralisée p^* pour toutes les déformées modales est la même que pour le premier mode de flexion ($m = 1$). Il faut noter que cette approche peut être différente d'autres recommandations. Selon certaines approches [32] la surface chargée dépend de la forme du mode normal considéré, selon d'autres [9] il convient de prendre en compte la totalité de la surface « chargeable ».



4.5.2 Méthode des spectres de réponse pour les flots de piétons

La procédure générale de dimensionnement est adoptée du calcul des effets du vent où celui-ci est utilisé pour vérifier l'effet de bourrasques sur des systèmes souples. Les charges piétonnières agissant sur les passerelles sont des charges stochastiques. Comme il n'est pas possible de déterminer des propriétés structurales, comme par exemple les fréquences, sans incertitudes, ces propriétés sont également stochastiques.

Comme valeur de calcul de la réponse de système, on a choisi « l'accélération de pointe maximum ». Dans la vérification, cette accélération est comparée avec l'accélération tolérable en fonction de la classe de confort à vérifier.

Cette accélération maximum est définie par le produit d'un coefficient de pointe $k_{a,d}$ et d'un écart-type d'accélération, σ_a :

$$a_{\max,d} = k_{a,d} \sigma_a$$

Ces deux coefficients ont été dérivés de simulations de Monte Carlo basées sur des simulations numériques par incréments de temps de divers flots de piétons sur diverses géométries de passerelles.

L'écart-type d'accélération est obtenu par application de charges stochastiques sur un système déterminé. Ces charges ont été définies en prenant en compte des passerelles dont la portée va de 20 m à 200 m avec une largeur variant de 3 m à 5 m, chargées avec quatre densités de piétons différentes (0,2 P/m², 0,5 P/m², 1,0 P/m² et 1,5 P/m²). Pour chaque type de passerelle et densité de flux, 5 000 flots de piétons différents ont été simulés dans des calculs temporels où chaque piéton possède les propriétés suivantes, prises aléatoirement dans la répartition statistique spécifique :

- Poids d'une personne (moyenne = 74,4 kg; écart-type = 13 kg),
- Fréquence de pas (la valeur moyenne et l'écart-type dépendent de la densité de piétons),
- Coefficient pour les forces de pas transversales (moyenne = 0,0378, écart-type = 0,0144),
- Position de départ (aléatoirement) et
- Moment de premier pas (aléatoirement).

Le coefficient de pointe $k_{a,d}$ est utilisé pour déterminer la réponse caractéristique du système. Dans les états limites de service, la valeur caractéristique est la fractile 95 %, $k_{a,95\%}$. Ce coefficient est également un résultat de simulations de Monte Carlo.

Un autre résultat des simulations où les 4 premiers modes verticaux et les deux premiers modes horizontaux et de torsion ont été étudiés, est le risque de synchronisation forcée transversale.

Pour identifier ce risque, on a défini un seuil d'amplitude d'accélération horizontale de 0,1 m/s². La plage de fréquences suivante est appropriée pour la synchronisation forcée horizontale :

$$0,8 \leq \frac{f_i}{f_{s,m}/2} \leq 1,2 \text{ Hz ,}$$

où : f_i est la fréquence propre transversale et
 $f_{s,m}$ est la valeur moyenne de la fréquence de pas.

Les fréquences propres à prendre en compte doivent normalement coïncider avec les fréquences de pas moyennes des flots de piétons.

4.6 Etape 6: Vérification des critères pour la synchronisation forcée transversale

Pour la marche, le centre de gravité ne varie pas seulement verticalement mais aussi transversalement d'un pied sur l'autre, la fréquence du mouvement du centre de gravité humain étant la moitié de la fréquence de la marche.

Jusqu'à présent, il n'a pas été observé de flots de piétons synchronisés avec les vibrations verticales sur des passerelles. Les vibrations verticales sont absorbées par les jambes et les articulations qui assurent un certain degré d'amortissement, de sorte que le centre de gravité n'est pas affecté par les vibrations verticales. Les personnes sont capables de réagir aux vibrations en ajustant leur démarche. Bien que cela ne soit généralement pas pris en compte, des études expérimentales ont montré que des piétons isolés peuvent se synchroniser avec des vibrations verticales harmoniques de 1,5 m/s² [7].

A l'inverse, ils réagissent de façon beaucoup plus sensible aux vibrations transversales qu'aux vibrations verticales. Si un piéton marche sur une passerelle qui vibre transversalement, il essaie de compenser ce mouvement supplémentaire de son centre de gravité en se balançant avec le déplacement de la passerelle. Ce comportement est intuitif, et même de faibles vibrations non perceptibles sont supposées provoquer un ajustement du mouvement du centre de gravité. Cette modification du mouvement du centre de gravité est accompagnée par une adaptation de la fréquence de marche et un élargissement de l'allure. La personne tend à marcher selon le double de la fréquence de vibration afin de déplacer son centre de gravité au rythme de la vibration [2]. Le balancement du corps au rythme de la vibration transversale entraîne l'application des forces de réaction au sol transversales en résonance. L'élargissement de l'allure provoque une augmentation des forces de réaction au sol transversales. Les forces sont appliquées de telle sorte qu'elles introduisent une énergie positive dans le système structural de la passerelle (Figure 4-9). Par conséquent, si une passerelle vibre légèrement dans le sens transversal et s'il arrive que les piétons ajustent leur démarche, alors, en raison de cet effet de synchronisation, une passerelle faiblement amortie peut être excitée jusqu'à de fortes vibrations.

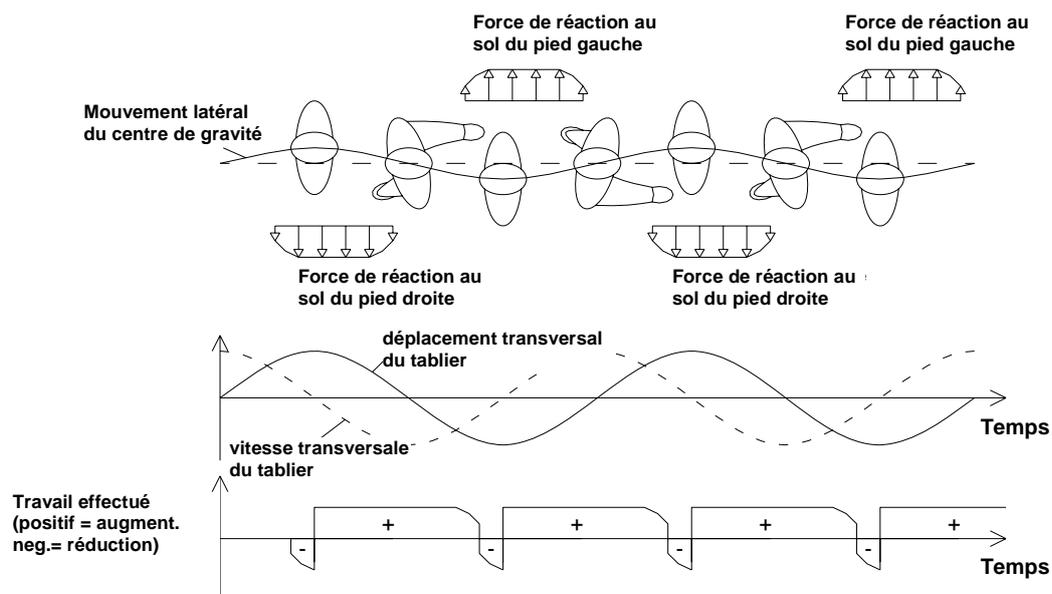


Figure 4-9 : Description schématique de la marche synchronisée

Des expériences menées sur une dalle d'essai dans le cadre du projet SYNPEX [13] indiquent qu'une seule personne marchant avec une fréquence de pas $f_i \pm 0,2$ Hz tend à se synchroniser avec la vibration du tablier. Les personnes qui marchent plus rapidement ne sont presque pas affectées par la vibration du tablier, car le temps de contact des pieds est court et la vitesse de marche est élevée. Elles semblent moins instables que celles marchant lentement et normalement.

Le seuil d'amplitude de synchronisation forcée est exprimé en termes d'accélération. Il pourrait exister une dépendance de la fréquence aussi, mais celle-ci n'a pas été détectée dans les mesures effectuées. Les essais réalisés en France [6] sur une dalle d'essai et sur la Passerelle Solférino montrent qu'un seuil d'amplitude de $0,1$ à $0,15 \text{ m/s}^2$ existe lorsque le phénomène de synchronisation forcée apparaît :

$$a_{\text{lock-in}} = 0,1 \text{ à } 0,15 \text{ m/s}^2 \quad \text{Eq. 4-17}$$

Par ailleurs, les recherches effectuées sur la passerelle Millennium [16] ont conduit à interpréter la synchronisation forcée comme un phénomène associé à la génération d'un amortissement négatif dépendant du nombre de piétons présents sur la passerelle. Le nombre-seuil de piétons pour la synchronisation forcée, c'est-à-dire le nombre de piétons N_L pouvant entraîner la disparition de l'amortissement global produisant une réponse amplifiée soudaine, a été défini comme une fonction du taux d'amortissement structural ξ , de la masse modale m^* , de la fréquence propre f , et d'une constante k sous la forme suivante :

$$N_L = \frac{8 \pi \xi m^* f}{k} \quad \text{Eq. 4-18}$$

A partir des essais effectués sur la passerelle Millennium, Dallard et al. [16] ont calculé la constante k comme étant approximativement égale à 300 Ns/m dans la plage de $0,5$ à $1,0$ Hz.

Des expériences récentes menées sur deux passerelles à Coimbra et Guarda, Portugal [17] ont montré l'adéquation de la formule de la passerelle Millennium

pour décrire le seuil d'apparition de la synchronisation forcée. Des amplitudes d'accélération de l'ordre de 0,15-0,2 m/s² ont été observées en correspondance, ceci suggérant que les deux approches peuvent être liées.

4.7 Etape 7: Vérification du niveau de confort

Aucune information complémentaire.

5 Evaluation des propriétés dynamiques des passerelles piétonnes

5.1 Introduction

Bien qu'une connaissance adéquate des matériaux et des charges, ainsi qu'une bonne capacité de modélisation permettent une bonne compréhension du comportement structural dans la pratique courante, il subsiste de nombreuses incertitudes au stade du dimensionnement des structures de génie civil. Par conséquent, le comportement et les propriétés dynamiques correspondantes ne peuvent être totalement évalués qu'après la construction. Cela revêt une importance particulière dans le contexte des passerelles piétonnes, si l'on considère l'étroitesse de la bande d'excitation de fréquences qui comprend fréquemment des fréquences importantes de l'ouvrage, et les taux d'amortissement habituellement faibles des passerelles modernes.

Des essais normalisés, désignés ici sous le nom d'essais de **Niveau 2**, doivent normalement être réalisés à la fin de la construction de toute passerelle potentiellement instable, et doivent normalement prendre en compte l'identification des fréquences propres critiques, des taux d'amortissement et la mesure de la réponse à un piéton, à un petit groupe ou à un flot de piétons.

Dans les cas où il est prévu d'utiliser des dispositifs de contrôle, des essais de **Niveau 1** sont nécessaires ; ils comprennent en outre l'identification des modes de vibration.

5.2 Mesures de réponses

5.2.1 Mesures de la réponse ambiante pour l'identification des fréquences propres critiques

Dans la situation la plus simple, un seul et unique capteur, normalement un accéléromètre, est utilisé pour la mesure de la réponse. On peut utiliser la procédure suivante : pour chaque section de mesure, on installe le capteur et on relève la réponse ambiante, sur la base de deux séries d'essais.

Une des séries est mesurée, si possible, avec la passerelle fermée à la circulation des piétons, soumise au chargement ambiant, afin d'éliminer le contenu fréquentiel associé à l'excitation piétonne, sous réserve que la sensibilité des transducteurs soit suffisamment élevée pour capturer la réponse aux vibrations ambiantes (amplitudes d'accélération de pointe typiques de l'ordre de 2-5 mg).

Cette procédure permet l'identification des fréquences propres critiques pour les vibrations verticales et / ou transversales.

La deuxième série doit normalement être relevée sous l'effet de l'excitation piétonne courante, ce qui donne une meilleure caractérisation des fréquences de la passerelle, ainsi qu'une mesure de l'intensité des vibrations en usage courant.

Le choix des paramètres d'échantillonnage et de traitement doit normalement respecter les points suivants :

- En supposant que les fréquences intéressantes se situent dans la plage de 0,1-20 Hz, il convient de choisir une fréquence d'échantillonnage dans la plage de 50 Hz à 100 Hz. L'équipement d'acquisition doit normalement comprendre des filtres analogiques afin d'éviter les erreurs, sinon l'utilisation de taux d'échantillonnage supérieurs peut s'avérer nécessaire ;
- Si l'on désigne par f_{bas} la fréquence propre de la passerelle la plus faible attendue, la série temporelle relevée doit avoir une durée minimum donnée par la formule suivante :

$$(A / f_{bas}) [n - (n-1) \textit{chevauch}] [s] \quad \text{Eq. 5-1}$$

où A est une constante, d'une valeur de 30 à 40, n est le nombre d'enregistrements qui sera utilisé pour l'obtention d'une estimation de densité spectrale de puissance (PSD) moyenne de la réponse, et *chevauch* représente le taux de chevauchement utilisée pour cette estimation. Les valeurs courantes de n sont de 8 à 10, et un taux de chevauchement courant est 50 %. Si l'on considère à titre d'exemple une structure possédant une fréquence propre minimum de 0,5 Hz, une moyenne effectuée sur un nombre n d'enregistrement de 10, et un taux de chevauchement de 50 %, la durée minimum de la série relevée doit être de 330-440 s. Un nombre total de 33 000 à 44 000 échantillons doit donc être enregistré avec une fréquence d'échantillonnage de 100 Hz, donnant des spectres de puissance moyens avec une résolution de fréquence de 0,017 Hz à 0,0125 Hz ;

- La série enregistrée doit être traitée afin d'obtenir une estimation de densité spectrale de puissance (PSD) moyenne. Une des procédures utilisées pour former cette PSD est la suivante : diviser la série collectée en n enregistrements, en prenant en compte le taux de chevauchement défini; retirer le biais pour chaque enregistrement; appliquer la fenêtre de temps (fenêtre de Hanning, par exemple) correspondante; évaluer la PSD normalisée de chaque enregistrement; effectuer la moyenne de l'ensemble de PSD brutes ;
- L'analyse des estimations des PSD collectées au niveau d'une ou plusieurs sections permet une identification préalable des prototypes de fréquences propres ;
- La réponse maximum de la série collectée sous l'effet de la marche de piétons courante doit être retenue pour être comparée avec les limites d'acceptabilité.

5.2.2 Mesure brute des taux d'amortissement associés aux fréquences propres critiques

L'application d'un algorithme d'identification d'un degré de liberté à la réponse libre (éventuellement filtré sur la bande passante, lorsque du bruit ou des modes

approchés sont présents) permet une estimation brute du coefficient d'amortissement par segments de la série de temps. On peut réaliser un tracé du coefficient d'amortissement en fonction de l'amplitude d'oscillation, lorsque l'amplitude d'oscillation est prise comme l'amplitude de pointe moyenne d'oscillation dans le segment de série analysé.

5.2.3 Mesure de la réponse induite par un seul piéton

La réponse de la passerelle à l'action induite par un seul piéton la traversant avec une fréquence de pas appropriée est mesurée au niveau de la ou des section(s) les plus critiques. Etant donné les caractéristiques aléatoires de l'excitation, il convient d'effectuer un certain nombre de mesures pour chaque combinaison fréquence / déplacement (typiquement 5).

5.2.4 Mesure de la réponse induite par un groupe de piétons

Si l'on regarde la littérature, on peut noter que le nombre de piétons utilisé dans les essais de groupes varie de 10 à 20 piétons.

La réponse doit normalement être mesurée sur la base de la traversée d'un seul piéton, soit, pour chaque combinaison type de déplacement / fréquence, 5 réalisations d'une traversée de la passerelle dans le sens descendant (pour une pente non symétrique) doivent être relevées, à une fréquence d'échantillonnage de 50 Hz à 100 Hz. Le poids des membres du groupe doit être enregistré, et la réponse du groupe doit normalement être la plus forte des réponses de pointe enregistrées.

5.2.5 Mesure de la réponse induite par un flux continu de piétons

Aucune information complémentaire.

5.3 Essais d'identification

L'identification des paramètres modaux, c'est-à-dire fréquences propres, modes de vibration et coefficients d'amortissement, peut être basée sur des essais de vibrations forcées, libres ou ambiantes.

5.3.1 Essais de vibration forcée

5.3.1.1 *Excitation au marteau*

Même avec les embouts les plus doux, l'excitation au marteau produit une pulsation de courte durée (habituellement 10 ms, sur une surface en béton), dont le contenu de fréquences est défini dans une large plage, comme 0 – 200 Hz. Bien que l'on puisse incorporer des filtres analogiques dans l'équipement de conditionnement ou d'acquisition, le contenu spectral de l'entrée ne peut être précisément défini que si la description du temps est précise. Si l'on suppose que cette pulsation est représentée par une demi-sinusoïde, on doit normalement utiliser trois points pour décrire cette courbe précisément, espacés au minimum de 5 ms. Par conséquent, il convient d'utiliser une fréquence

d'échantillonnage minimum de 200 Hz, même si le contenu de fréquences intéressantes se situe dans la plage de 0,1 Hz à 20 Hz.

Un autre aspect à retenir est que, étant donné que la force d'entrée est appliquée manuellement, il peut se produire certaines différences dans la qualité du signal appliqué. En particulier, il est important pour l'opérateur d'éviter les coups doubles dans chaque série de temps enregistrée, car ils affectent sensiblement la qualité des estimations des réponses aux fréquences.

Quant à la longueur de chaque série de temps enregistrée, il convient de la définir, si possible, de telle sorte que la réponse de la structure à l'impulsion du marteau s'évanouisse dans les limites de la série collectée. Dans ce cas, un fenêtrage du temps n'est pas nécessaire, en augmentant donc la qualité des estimations de l'amortissement. Une durée de série de référence est 20,48 s, ce qui équivaut à un nombre de 4096 points échantillonnés à 200 Hz. Ceci correspond à l'obtention d'estimations spectrales avec une résolution de fréquences de 0,04 Hz, ce qui est manifestement insuffisant pour caractériser des déformées modales à des fréquences très faibles. En fait, l'excitation au marteau ne devrait pas être utilisée pour la caractérisation de ces modes. Il convient de noter que, même si l'on peut recueillir des enregistrements plus longs, la dernière partie du signal peut contenir uniquement une réponse aux vibrations ambiantes et ne fournit donc pas un signal corrélé à l'entrée.

En supposant que la fréquence d'échantillonnage et la durée des enregistrements aient été définies, une des procédures permettant l'obtention d'un ensemble d'estimations de fonction de réponse fréquentielles est la suivante :

- (i) Choisir une section le long du tablier où les coups doivent être appliqués. Il convient de choisir cette section en prenant en compte les déformées modales calculées numériquement dans une phase préliminaire, de sorte à approcher le nombre minimum de nœuds modaux. Il se peut que l'on doive définir plusieurs sections, en fonction de la configuration des déformées modales intéressantes ;
- (ii) Pour chaque section d'entrée R_i , et selon le nombre d'accéléromètres disponibles, installer successivement le(s) accéléromètre(s) sur les sections de mesure. Pour chaque (ensemble de) section(s) équipée(s), en utilisant les paramètres d'échantillonnage définis ci-dessus, collecter la réponse au marteau à impulsion appliqué en R_j , ainsi que le signal d'entrée au niveau du capteur de force. Pour chaque montage, on enregistre un total de 5 à 10 séries temporelles ;
- (iii) Retirer le biais de toutes les séries temporelles de réponses. Obtenir une description spectrale de l'entrée et de la réponse, par l'estimation des spectres d'auto-puissance $\tilde{S}_{ii}(f)$ et $\tilde{S}_{jj}(f)$. Estimer le co-spectre $\tilde{S}_{ij}(f)$ mettant en relation la réponse au niveau de chaque section de mesure R_i , et l'entrée appliquée à la section R_j . Faire la moyenne de l'ensemble des spectres d'auto-puissance et de des co-spectres, pour l'ensemble de 5 à 10 séries collectées à chaque emplacement

$$S_{jj}(f) = E[\tilde{S}_{jj}(f)]$$

$$S_{ij}(f) = E[\tilde{S}_{ij}(f)]$$

Estimer les fonction de réponse fréquentielle $H_{ij}(f)$, sur la base de l'estimateur H_2

$$H_{ij}(f) = \frac{S_{ij}(f)}{S_{ii}(f)} \quad \text{Eq. 5-2}$$

et la cohérence $\gamma^2(f)$, définie comme

$$\gamma^2(f) = \frac{|S_{ij}(f)|^2}{S_{ii}(f) S_{jj}(f)} \quad \text{Eq. 5-3}$$

Les fonctions $H_{ij}(f)$ sont intrinsèques au système et constituent la base de l'application d'un algorithme d'identification de système (dans le domaine fréquentiel) pour l'extraction des fréquences propres f_k , des modes de vibration φ_k et des taux d'amortissement associés ξ_k , tandis que $\gamma^2(f)$ donne une mesure de la corrélation entre les signaux d'entrée et de réponse mesurés.

Si l'on considère un modèle d'amortissement visqueux et des mesures de réponse exprimées en termes d'accélération, les fonctions de réponse fréquentielle $H_{ij}(f)$ se rapportent aux composantes modales de mode k , $(\varphi_i)_k$ et $(\varphi_j)_k$, au niveau des sections R_i et R_j , respectivement, au moyen de l'expression :

$$H_{ij}(f) = \frac{-f^2(\varphi_i)_k(\varphi_j)_k}{(f_k^2 - f^2) + i(2\xi_k f_k f)} \quad \text{Eq. 5-4}$$

5.3.1.2 Excitation par vibreur, à large bande

L'excitation à large bande induite par des vibreurs hydrauliques ou électrodynamiques peut être de type transitoire ou continu. Les signaux transitoires, ou aléatoires, sont traités d'une façon similaire à ceux produits par l'excitation au marteau. Les signaux continus nécessitent un fenêtrage de temps appliqué à chaque segment de temps de la série, afin de limiter les effets de perte. En outre, étant donné que le fenêtrage de temps réduit la contribution des échantillons marginaux, il est fréquent de faire chevaucher les segments de temps. Une procédure courante consiste à appliquer des fenêtres de Hanning aux segments de temps d'entrée et de réponse, combinées avec un taux de chevauchement de 50 %. Ceci permet une réduction considérable de la durée des séries de temps collectées au niveau de chaque paire de sections d'entrée-sortie. Les signaux à large bande couramment générés sont aléatoires ou sinusoïdaux-ascendants.

5.3.1.3 Excitation par vibreur, essais sinusoïdaux

La réalisation d'essais sinusoïdaux donne les meilleurs résultats, dans la mesure où le vibreur possède une puissance suffisante pour induire les modes de vibration intéressants. Ce point est critique pour des fréquences propres très basses, même si les passerelles piétonnes sont très souples.

La procédure utilisée pour la construction de fonctions de transfert et pour l'identification de modes de vibration et de coefficients d'amortissement comprend une collecte préliminaire de réponse ambiante, qui donne une approximation des fréquences propres. Une fois que la proximité de chaque fréquence propre intéressante a été identifiée, on procède à un essai sinusoïdal consistant à construire des parties de la fonction de réponse fréquentielle, point par point, chaque point correspondant au couple : fréquence d'excitation – contenu fréquentiel de la réponse mesurée au niveau de chaque section de mesure. Il convient de prendre en compte les éléments suivants :

- (i) Bien qu'il soit souhaitable de mesurer la force appliquée, ceci n'est pas toujours possible, en particulier si l'on utilise un vibreur à masse excentrique. La force appliquée par ce type de vibreur peut cependant être estimée avec un certain degré de précision ;
- (ii) L'identification précise de la fréquence propre de la structure est effectuée par application d'une excitation sinusoïdale et enregistrement de la réponse en un emplacement particulier où la déformée modale estimée comprend une composante significative. Pour chaque fréquence d'excitation, on peut extraire une série temporelle de la réponse en un emplacement particulier, avec une courte durée, correspondant par exemple à 512 échantillons. En supposant que le signal induit est une sinusoïde parfaite, on peut extraire l'amplitude et la phase de la réponse par un ajustement des données de domaine temporel à un degré de liberté. Le point de la fonction de transfert est obtenu par mise en rapport avec l'amplitude d'excitation d'entrée, mesurée ou estimée ;
- (iii) Bien que des séries de temps très courtes soient nécessaires, il est indispensable que le vibreur fonctionne pour chaque fréquence pendant une période d'au moins une minute, afin de garantir la stabilisation de la réponse ;
- (iv) Lorsque la fréquence propre a été identifiée, le vibreur est accordé sur cette fréquence et un accéléromètre, ou un ensemble d'accéléromètres sont installés successivement à chaque emplacement de mesure afin de collecter une série temporelle de réponses. Lorsque l'on n'utilise pas de capteur de force, il est nécessaire d'installer un accéléromètre à proximité du vibreur, qui reste fixe. On collecte alors des enregistrements simultanés de réponse en deux emplacements, pour obtenir une évaluation de l'amplitude et de la phase par rapport à la section de référence. L'ensemble des rapports de phase et d'amplitudes par rapport au point de référence constitue des composantes de déformée modale ;
- (v) La meilleure qualité d'estimations d'amortissement est obtenue avec des essais sinusoïdaux. Des estimations d'amortissement sont obtenues au moyen d'analyses de la réponse aux vibrations libres obtenue par interruption soudaine de l'excitation sinusoïdale à la résonance. Sous réserve de l'absence de modes proches, un modèle à un degré de liberté suffit pour identifier le taux d'amortissement. Etant donné que ce taux dépend de l'amplitude de la réponse, la réponse aux vibrations libres doit être analysée par segments de l'enregistrement de la réponse, effectuée sous la forme décrite dans la Section 5.2.2.

5.3.2 Essais de vibration ambiante

L'hypothèse fondamentale, pour les essais de vibration ambiante, est que l'entrée, c'est-à-dire l'excitation ambiante, peut être idéalisée sous forme d'un bruit blanc défini dans une largeur de bande correspondant à la plage de fréquences intéressante. Ceci signifie que, à l'intérieur d'une certaine plage de fréquences, toutes les déformées modales sont excitées avec une phase et une amplitude constantes. La réponse enregistrée est donc une réponse opérationnelle, et la technique consistant à construire ce qu'il est convenu d'appeler des fonctions de réponse fréquentielle, mettant en relation les réponses au niveau de deux sections de mesure, conduit à l'identification de déformées réelles, au lieu de formes modales. Si l'on suppose que les fréquences du système sont bien séparées, et que les coefficients d'amortissement sont faibles, il existe une bonne approximation entre les déformées réelles et les formes modales. Cependant, si les fréquences sont proches, les déformées réelles comprennent une superposition non négligeable de modes adjacents, donnant donc des résultats erronés. Bien qu'il existe certaines possibilités d'obtenir une séparation des déformées modales, comme la séparation de la réponse en flexion et en traction sur une passerelle en construisant deux signaux, la demi-somme et la demi-différence de la réponse mesurée du bord du tablier, d'autres possibilités sont offertes en termes de traitement des signaux, permettant l'identification des composantes modales et des coefficients d'amortissement. C'est le cas de la méthode par sous-espace stochastique, qui est une technique d'identification modale paramétrique en entrée uniquement, et qui peut être appliquée directement à une série de temps d'accélération ou aux matrices de covariance de réponse correspondantes [33]. Cette méthode a été mise en œuvre comme "boîte à outils" pour Matlab (Macec) [37]. Il existe également dans le commerce un logiciel basé sur les méthodes d'identification par sous-espace stochastique et par décomposition du domaine fréquentiel (Artemis) [38], ainsi qu'une autre basée sur la méthode Polymax, qui constituent également des outils puissants pour l'identification des déformées modales.

Bien que les algorithmes plus puissants donnent des estimations d'amortissement, la précision des estimations est limitée et il convient donc d'utiliser les résultats avec précautions. En effet, non seulement la précision des capteurs est maintenant si élevée qu'elle permet de mesurer la réponse de la structure pour des niveaux de vibrations très faibles, mais il existe aussi de puissantes techniques de traitement des données ([33], [34], [35]) qui peuvent être utilisées pour identifier les paramètres modaux.

La technique conventionnelle pour l'identification des déformées réelles exige la construction de fonctions de réponse fréquentielle entre les sorties. Ceci est effectué exactement selon la description donnée dans la section 5.3.1.2 pour les essais de vibrations forcées avec excitation large bande.

5.3.3 Essais de vibration libre

Si l'on considère que la libération soudaine d'un câble tendu est équivalente à l'application d'une impulsion, l'identification de paramètres modaux à partir d'un essai de vibrations libres peut suivre la procédure décrite dans la section 5.3.1.1, dans laquelle le spectre de fréquences de l'entrée est supposé constant pour la plage d'analyse. Une autre solution consiste à appliquer les algorithmes

d'identification en sortie uniquement du type décrit dans la section 5.3.2. Dans tous les cas, on peut s'attendre à obtenir des estimations modales de meilleure qualité que celles obtenues par des essais de vibration ambiante.

5.4 Instrumentation

5.4.1 Dispositifs de mesure des réponses

Etant donné que les limites d'acceptabilité pour le confort des piétons sont généralement données en termes d'accélération, la quantité de réponse mesurée couramment est l'accélération.

Trois grandes catégories d'accéléromètres peuvent être utilisées dans les mesures effectuées dans le domaine du génie civil :

1. Piézoélectrique ;
2. Piézorésistif et capacitif ;
3. A forces équilibrées.

Par rapport aux deux autres types, les accéléromètres piézoélectriques présentent plusieurs avantages : ils ne nécessitent aucune alimentation extérieure ; ils sont solides et stables à long terme, et relativement insensibles à la température ; ils sont linéaires sur une large plage dynamique et de fréquences. Un inconvénient sérieux existe pour les applications avec des structures très souples : la limitation de mesure dans la plage de fréquences basse. De nombreux accéléromètres piézoélectriques ne donnent qu'une réponse linéaire pour des fréquences supérieures à 1 Hz, bien que certains fabricants produisent des accéléromètres qui fonctionnent à de très basses fréquences.

Tant les accéléromètres piézorésistifs que capacitifs et à forces équilibrées sont des transducteurs passifs, qui nécessitent une alimentation extérieure, normalement une excitation en 5 VCC - 15 VCC. Ces accéléromètres fonctionnent cependant dans la plage de fréquences basse, soit d'environ zéro à 50 - 200 Hz, et conviennent donc pour presque tous les types de mesures dans les structures de génie civil.

5.4.2 Dispositifs d'identification

5.4.2.1 Dispositifs à vibrations forcées

L'excitation par marteau à impact est la forme la plus simple et la plus connue d'obtention d'une entrée contrôlée dans une structure ou un composant en construction mécanique. Pour les applications de génie civil, on peut utiliser la même technique, sous réserve que le marteau à impact possède des caractéristiques appropriées. Pour ces structures particulières, une des solutions disponibles sur le marché est le marteau représenté dans la Figure 5-1, qui pèse environ 55 N, dont l'embout est équipé d'un capteur de force piézoélectrique, possédant une sensibilité de 1 V/230 N et une plage dynamique de 22,0 kN. Ce marteau fonctionne dans la plage 0 - 500 Hz. Etant donné que les passerelles piétonnes sont normalement souples et relativement petites, le marteau à impact trouve dans ce type de structures l'une de ses applications les plus intéressantes. Il faut toutefois noter que l'énergie entrée dans les fréquences très basses est

très faible, ce qui signifie que les déformées modales de fréquence propre très basse ne peuvent être mobilisées à un niveau mesurable.

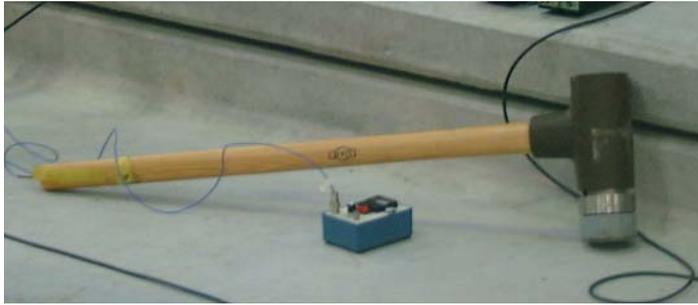


Figure 5-1 : Marteau à impact pour les applications de génie civil

Les vibrateurs utilisés dans les applications de génie civil peuvent être de trois types différents : électromagnétique, hydraulique et mécanique. Le vibrateur représenté dans la Figure 5-2 est l'une des solutions disponibles sur le marché. Il pèse environ 800 N, fonctionne dans la plage 0-200 Hz, et délivre une force maximum de 445 N pour des fréquences supérieures à 0,1 Hz. Cet appareil peut être configuré pour une excitation dans le sens horizontal ou vertical et il est piloté par un générateur de signaux qui alimente l'amplificateur du vibrateur. Les signaux générés pour les essais sont habituellement sinusoïdaux ou aléatoires. Il est possible de mesurer la force appliquée au moyen de cellules de charge installées entre le vibrateur et la structure. Etant donné les limitations sur l'amplitude de la charge générée, les vibrateurs électrodynamiques ne peuvent être utilisés que pour l'excitation de structures de petites et moyennes dimensions. A l'inverse, les vibrateurs hydrauliques et mécaniques peuvent être utilisés pour l'excitation de structures de grandes dimensions. Les vibrateurs mécaniques basés sur la rotation de masses excentriques appliquent une excitation sinusoïdale dans une plage de fréquences variable. Ces appareils sont rarement utilisés dans la pratique actuelle, étant donné la lourdeur des exigences relatives à leur installation et à leur fonctionnement.



Figure 5-2 : Vibrateur électromagnétique pour les applications de génie civil. Montage vertical

5.4.2.2 Dispositifs de capteurs de valeurs excitatrices

Les travaux de Fujino [36] ont montré que la trajectoire de piétons peut être mesurée par la mesure du mouvement de la tête et des épaules des piétons au moyen d'enregistrements vidéo et du traitement des images.

6 Contrôle de la réponse aux vibrations

6.1 Introduction

Le contrôle de la réponse aux vibrations dans une passerelle implique l'introduction de modifications, qui peuvent comprendre la variation de la masse, de la fréquence ou de l'amortissement structural. Pour une structure déjà construite, l'approche la plus simple est basée sur l'augmentation de l'amortissement structural, qui peut être obtenue soit par la mise en œuvre de dispositifs de contrôle, soit par la mobilisation des finitions non structurales, comme le garde-corps et le revêtement.

6.2 Modification de masse

Aucune information complémentaire.

6.3 Modification de fréquence

Les stratégies possibles pour la modification de fréquence de la structure comprennent, par exemple, le remplacement d'une dalle de tablier en béton armé formée par des panneaux non continus par une dalle continue, ou l'inclusion du garde-corps comme élément structural, contribuant à la rigidité globale du tablier.

D'autres mesures plus complexes peuvent être intéressantes, comme l'ajout d'un système de haubans stabilisateurs. Pour les vibrations verticales, les autres solutions sont l'augmentation de la hauteur des poutres-caisson en acier, l'augmentation de l'épaisseur de la semelle inférieure de poutres mixtes, ou l'augmentation de la hauteur de poutres à treillis. Pour les vibrations transversales, la mesure la plus efficace consiste à augmenter la largeur du tablier. Dans les structures à câbles, le positionnement des câbles dans le sens transversal par rapport au tablier augmente la rigidité transversale. Dans les passerelles à haubans, on peut obtenir un meilleur comportement en traction en ancrant les haubans au niveau du plan central de la passerelle sur un pylône en forme de A, plutôt que de les ancrer sur des pylônes indépendants parallèles.

6.4 Modification d'amortissement structural

6.4.1 Introduction

Aucune information complémentaire.

6.4.2 Mesures simples

Aucune information complémentaire.

6.4.3 Dispositifs d'amortissement supplémentaire

Les dispositifs d'amortissement externes comprennent les amortisseurs à fluide visqueux, les amortisseurs dynamiques accordée (ADA), les amortisseurs à pendule, les amortisseurs à colonne de fluide accordée (TLCD) ou les amortisseurs à liquide accordé (TLD). Les plus courants sont les amortisseurs à fluide visqueux et les ADA.

Le Tableau 6-1 présente certains exemples de structures en acier ou des systèmes d'amortissement ont été mis en œuvre, avec référence aux caractéristiques des mesures utilisées et l'effet global sur le comportement dynamique.

Tableau 6-1 : Passerelles où des systèmes d'amortissement ont été mis en œuvre

| Ouvrage | Nombre de travées / longueur (m) | Type | Fréquences contrôlées (Hz) | Sens de vibration dominant | Type de système d'amortissement mis en œuvre | Effet du système d'amortissement sur le comportement global | Réf. |
|-------------------------------------|----------------------------------|---|----------------------------|----------------------------|--|---|------|
| T-Bridge, Japon | 2 / 45+134 | Haubané, poutre-caisson continue | 0,93 | Trans. | 600 TLD à l'intérieur de la poutre-caisson, rapport de masse de 0,7 % de la masse modale de la poutre (mode de vibration transversal) | Déplacement transversal de la poutre réduit d'environ 8,3 mm à 2,9 mm | [15] |
| Millennium Bridge, Londres | 3 / 108+144 +80 | Ruban tendu | 0,8 (princ.) 0,5 1,0 | Trans. | Amortisseurs visqueux et ADA pour contrôler les mouvements horizontaux. ADA verticaux pour contrôler l'oscillation verticale, fréquences entre 1,2 et 2,0 Hz | Vibrations devenues imperceptibles pour les utilisateurs | [16] |
| Passerelle Britzer Damm, Berlin | 1 / 33,83 | 2 arches articulées tablier en dalle ortho ^{trape} | 5,6 | Vertical | 2 ADA verticaux, de 520 kg chacun, ont été montés sur la passerelle | | [17] |
| Passerelle Schwedter Straße, Berlin | 1 / 209 | Tablier à haubans et arche | 1,9 | Vertical | 4 ADA verticaux, de 900 kg chacun | | [17] |
| Passerelle Mjomsundet, Norvège | 3 | Poutre-caisson | 0,8 | Vertical | 1 ADA vertical, de 6 000 kg | | [17] |
| Passerelle sur le grand atrium | 1 / 28 | Poutres | 4,3 | Vertical | 2 ADA verticaux, de $\approx 1\ 000$ kg chacun; rapports de masse ≈ 5 % de la masse modale de la structure | | [18] |
| Passerelle à appuis libres | 1 / 47,4 | Poutre-caisson | 1,84Hz | Vertical | 1 ADA vertical ; rapport de masse de 1,0% de la masse modale de la structure | Augmentation de 12,7 fois de l'amortissement structural | [19] |

| Ouvrage | Nombre de travées / longueur (m) | Type | Fréquences contrôlées (Hz) | Sens de vibration dominant | Type de système d'amortissement mis en œuvre | Effet du système d'amortissement sur le comportement global | Réf. |
|--|----------------------------------|--------------------------------|---|---------------------------------|---|--|------|
| Passerelle Bellagio à Bally's, Las Vegas | 1 / | Poutre | 1,7 à 2,2 | Vertical | 6 ADA verticaux | Augmentation de ≈ 16 fois de l'amortissement structural | [20] |
| Passerelle Forchheim Allemagne | 1 / 117,5 | Haubané | 1,0 à 3,0 | Vertical | 1 ADA | | [21] |
| Passerelle Stade de France, Paris | - | Poutre continue | 1,95 | Vertical | ADA avec masses de 2 400 kg par travée | Augmentation de l'amortissement structural de 0,2-0,3 % à 4,3-5,3 % | [8] |
| Passerelle Solférino, Paris | Centrale, 106 | Arche | 0,81 1,94 2,22 | Transv. Vertical Vertical | 1 ADA transversal avec masse de 15 000 kg et 2 ADA verticaux avec masses de 10 000 kg et 7 600 kg | Augmentation de l'amortissement structural de 0,4% à 3,5 % (transversal), et de 0,5% à 3 % et 2 % (vertical) | [8] |
| Passerelle Pedro e Inês, Coimbra | Centrale, 110 | Poutre-arche de faible hauteur | 0,85 1,74 ; 1,80 ; 2,34 ; 2,74 ; 3,07 ; 3,17 | Trans. Vertical | 1 ADA transversal avec 14 800 kg et 6 ADA verticaux | Augmentation de l'amortissement transversal de 0,5 à 4 % et de l'amortissement vertical de 0,3 - 2,2 % à 3 - 6 % | [17] |

6.4.3.1 Amortisseurs visqueux

Le rendement d'un amortissement visqueux est en général défini par

$$F_{\text{amortisseur}} = CV^\alpha \quad \text{Eq. 6-1}$$

où : C = constante d'amortissement (N.sec/m)

V = vitesse (m/sec)

α = exposant de vitesse ($0,3 \leq \alpha \leq 1,0$)

L'inclusion d'un tel dispositif dans une structure entraîne donc nécessairement une matrice d'amortissement non proportionnelle qui peut être calculée à partir de la matrice d'amortissement proportionnelle originale augmentée des coefficients d'amortissement appropriés correspondant aux degrés de liberté associés aux emplacements des amortisseurs. Un avantage particulier des amortisseurs visqueux est la possibilité de contrôle simultané de divers modes de vibration. Dans les passerelles courbes, où les modes possèdent habituellement plusieurs types de composante de déplacement significative, l'utilisation d'un amortisseur concentré au niveau de la culée, par exemple, peut amortir efficacement plusieurs modes qui impliquent des déplacements dans cette direction. Cependant, dans plusieurs cas, les amortisseurs visqueux peuvent ne pas être la meilleure solution par rapport à d'autres alternatives. Ceci s'explique parce que les amortisseurs visqueux fonctionnent par déplacements relatifs de leurs deux extrémités. Si les emplacements de montage ne permettent que de

faibles déplacements relatifs, alors ces amortisseurs ne présentent que peu d'intérêt et il convient d'envisager l'utilisation d'amortisseurs dynamiques accordés ou d'amortisseurs à liquide accordés à leur place. La Figure 6-1 montre un exemple d'installation d'amortisseurs visqueux interposés entre le tablier et les pylônes.



Figure 6-1 : Amortisseurs visqueux installés sur la Passerelle Minden (Allemagne)

6.4.3.2 Amortisseurs dynamiques accordés

Les amortisseurs dynamiques accordés (ADA ; TMD : Tuned Mass Damper, en anglais) sont normalement accordés de telle sorte que les deux pointes de la courbe de réponse de la fréquence du système amorti possèdent la même amplification dynamique, lorsqu'elle est exprimée en termes de déplacements. Les courbes de calcul ont été dérivées des équations dynamiques de mouvement et sont disponibles dans la littérature [18], [23].

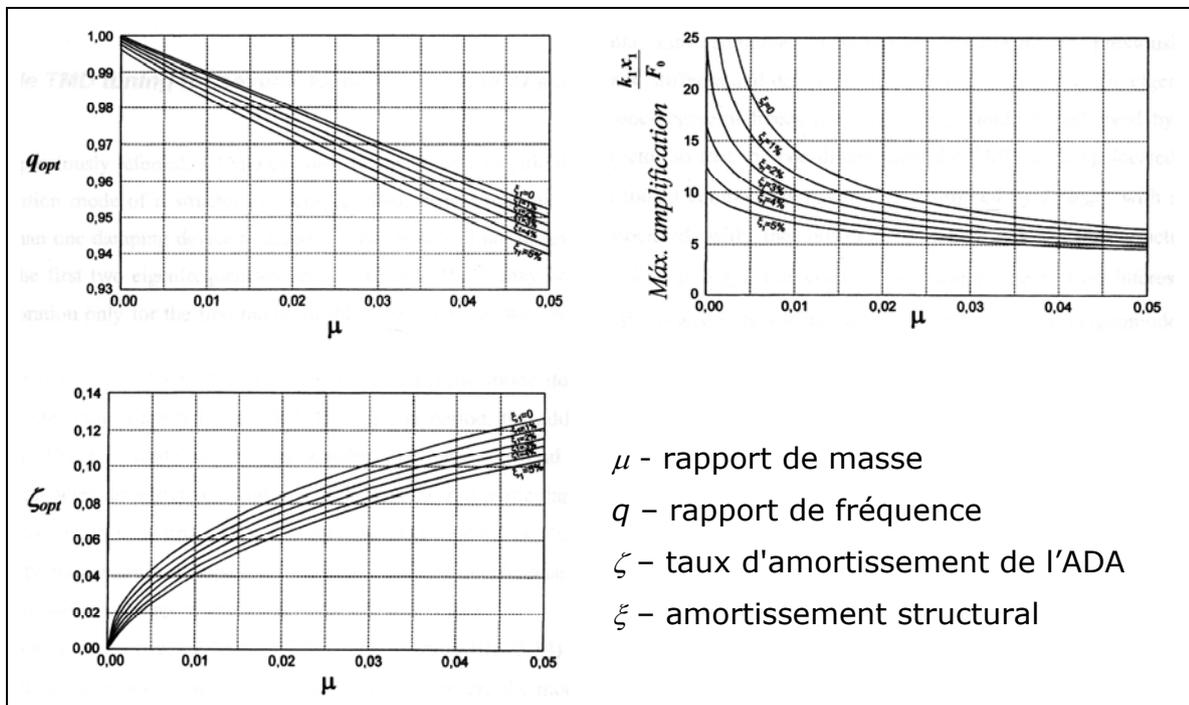


Figure 6-2 : Courbes de calcul d'ADA

La procédure de calcul peut être la suivante :

1. Choix de la masse de l'ADA m_d , sur la base du rapport μ à la masse modale structurale m_s ($\mu=m_d/m_s$). Les valeurs habituelles du rapport de masse peuvent se situer entre 0,01 et 0,05.
2. Calcul du rapport de fréquence de l'ADA optimal, exprimé par le rapport δ entre les ADA, f_d , et la fréquence du système f_s ($\delta=f_d/f_s$) [18].

$$\delta_{opt} = \frac{1}{(1 + \mu)} \quad \text{Eq. 6-2}$$

3. Calcul du taux d'amortissement de l'ADA optimal ξ_{opt} [18]

$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3}} \quad \text{Eq. 6-3}$$

4. Calcul des constantes de l'ADA :

$$\text{Constante de ressort : } k_d = (2\pi f_d)^2 m_d \quad \text{Eq. 6-4}$$

$$\text{Constante d'amortissement : } c_d = 2m_d(2\pi f_d)\xi_{opt} \quad \text{Eq. 6-5}$$

Le comportement d'un ADA est extrêmement sensible à un désaccord de fréquence qui peut se produire à la suite de légères modifications de fréquence associées à des charges piétonnes ou à des modifications intervenant dans la structure au cours de sa durée de vie. Par conséquent, il est intéressant d'évaluer l'efficacité de l'ADA pour une plage de fréquences estimée.

6.4.3.3 Amortisseurs à pendule

Si l'on néglige l'inertie de rotation de la masse du pendule, la fréquence du pendule peut être calculée au moyen de la formule suivante :

1. Choix du rapport de masse $\mu=m_d/m_s$;
2. Calcul du paramètre $r_d = \frac{I_d}{m_d L}$, où I_d est le moment d'inertie de la masse autour du pivot, m_d la masse de l'amortisseur et L la distance entre le pivot et le centre de la masse. Si la masse doit être considérée comme une masse ponctuelle, $r_d=1$.
3. Calcul du rapport de fréquence optimal, en prenant en compte une excitation de type bruit blanc [24]

$$\kappa_{opt} = \frac{\sqrt{1 + \mu \left(1 - \frac{1}{2r_d}\right)}}{1 + \mu} \quad \text{Eq. 6-6}$$

4. Calcul du taux d'amortissement optimal [24]

$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{\mu + \mu^2 \left(1 - \frac{1}{4 \cdot r_d}\right)}{4r_d + 2\mu(4r_d - 1) + 2\mu^2(2r_d - 1)}} \quad \text{Eq. 6-7}$$

5. Calcul de la longueur du pendule $L = \frac{g}{(2\pi f_d)^2}$, où g est l'accélération de la gravité et $f_d = f_{structure} \times \kappa_{opt}$

6.4.3.4 Amortisseurs dynamiques accordés fluides à colonne

La procédure d'accord de ces amortisseurs (*TLCD* : Tuned Liquid Column Damper, en anglais) est basée sur une analogie avec les paramètres d'un ADA équivalent. Sur la base de ce principe, Hochrainer [25] a dérivé des paramètres de calcul optimaux pour les amortisseurs dynamiques accordés fluides à colonne.

Le rapport de la masse d'eau à la masse modale de l'ouvrage doit normalement être choisi comme pour un ADA, soit de 0,01 à 0,05 [25].

La procédure de calcul est illustrée pour un amortisseur dynamique accordé fluide à colonne possédant des colonnes verticales ($\beta = \pi/2$) et une section transversale constante ($A_h = A_b$) :

1. Calculer le rapport de masse liquide d'un ADA équivalent :

$$\mu^* = \frac{\mu}{\kappa^2 + \mu(\kappa^2 - 1)} \quad \text{Eq. 6-8}$$

où μ est le rapport de masse d'un ADA choisi précédemment et κ est le coefficient de géométrie défini par

$$\kappa = \frac{B + 2H \cos \beta}{L_{eff}} \quad \text{Eq. 6-9}$$

avec

$$L_{eff} = 2H + \frac{A_H}{A_B} B \quad \text{Eq. 6-10}$$

La valeur de κ doit être fixée. Il est recommandé de la choisir aussi élevée que possible, mais inférieure à 0,8 [26] afin d'empêcher la non linéarité du mouvement liquide.

2. Calcule le rapport de fréquence du *TLCD* optimal :

$$\delta_{opt}^* = \frac{\delta_{opt}}{\sqrt{1 + \mu^*(1 - \kappa^2)}} \quad \text{Eq. 6-11}$$

où δ_{opt} est le rapport de fréquence de l'ADA calculé précédemment.

3. Les valeurs de H et B sont calculées au moyen des équations suivantes :

$$\begin{cases} B = \frac{2g \sin(\beta)}{(\delta_{opt}^* \omega_{structure})^2} \kappa - 2H \cos(\beta) \\ H = \frac{B + 2H \cos(\beta)}{2\kappa} - \frac{A_H}{2A_B} B \end{cases} \quad \text{Eq. 6-12}$$

Noter que puisque $\beta = \pi / 2$, B est tiré directement de la première équation. De même, puisque $A_h / A_b = 1$ et $\cos(\beta) = 0$, H peut être extrait de la deuxième équation.

- Calculer les aires de section transversale A_h et A_b à partir de la contrainte de masse :

$$(A_b B + A_h 2H) \gamma_{liquide} = M_{struct} \mu^* \quad \text{Eq. 6-13}$$

$$A_h = A_b = \frac{M_{struct} \mu^*}{(B + 2H) \gamma_{liquide}} \quad \text{Eq. 6-14}$$

L'amortissement optimal de l'amortisseur dynamique accordé fluide à colonne doit normalement être le même que celui de l'ADA analogue. Le *TLCD* possède un amortissement intrinsèque en raison de la turbulence du fluide. En outre, en insérant une valve de contrôle ou une plaque percée d'orifices dans le tube horizontal, l'amortissement de le *TLCD* peut être encore amélioré. Cependant, il n'existe aucune littérature spécifique contenant des informations sur la quantification de l'amortissement des *TLCD*, et celles-ci doivent donc toujours être obtenues à partir d'essais réalisés sur des prototypes de *TLCD*.

6.4.3.5 Amortisseurs à liquide accordés

Des avantages comme leur faible coût, un niveau de déclenchement pratiquement nul, un réglage facile de la fréquence propre et leur facilité d'installation sur des structures existantes [27] ont favorisé un intérêt croissant pour ces dispositifs.

La fréquence d'un amortisseur à liquide accordé (*TLD* : Tuned Liquid Damper, en anglais) peut être donnée par la théorie linéaire de Lamb, selon la formule suivante [26]

$$\omega_{d,lin} = \sqrt{\frac{\pi g}{L} \tanh\left(\frac{\pi h_0}{L}\right)} \quad \text{Eq. 6-15}$$

Sun et al. [28] ont proposé le calcul d'un *TLD* sur la base d'une analogie avec un ADA conventionnel au moyen de résultats expérimentaux d'essais réalisés sur des réservoirs à échelle prototype. De même, les expériences menées par Yu et al. [29] ont abouti à une formulation non linéaire d'un ADA équivalent prenant en compte le comportement du *TLD* dans diverses conditions de charges. Cette formulation incluait la propriété de renforcement de la rigidité des *TLD* sous l'effet de fortes excitations.

Dans le modèle d'amortissement et de rigidité non linéaire on suppose que 100 % de la masse liquide est efficace dans l'amortisseur, indépendamment de l'amplitude de l'excitation.

L'accord du *TLD* peut être effectué au moyen de la procédure suivante, développée à partir de courbes empiriques élaborées d'après des résultats d'essais, en prenant en compte la non linéarité du dispositif :

- Prendre la valeur moyenne ou fréquente de l'amplitude de la réponse au déplacement du tablier X_s (estimée, après inclusion du *TLD*).
- Calculer le paramètre d'excitation adimensionnel $\lambda = X_s / L$, où L est la longueur du réservoir dans le sens du mouvement.



- Calculer le coefficient d'amortissement $\xi = 0,5A^{0,35}$
- Calculer le rapport de fréquence χ entre la fréquence de *TLD* non linéaire et linéaire défini par la formule de Lamb :

$$\chi = 1,038A^{0,0034} \quad \text{pour } A \leq 0,03$$

$$\chi = 1,59A^{0,125} \quad \text{pour } A > 0,03$$

- Calculer la profondeur de l'eau, qui inclut le paramètre de renforcement de la rigidité χ_r , en supposant que le meilleur accord est obtenu en réglant la fréquence du *TLD* sur la structure (f_s) :

$$h_0 = \frac{L}{\pi} \tanh^{-1} \left(\frac{4 \pi L f_s^2}{g \chi^2} \right) \quad \text{Eq. 6-16}$$

g – accélération de gravité (9,81 m/s²)

- Choisir la largeur de réservoir ou le nombre de réservoirs selon le rapport de masse nécessaire pour l'amortissement structural. Le rapport de masse d'eau doit normalement être choisi comme pour un ADA, soit de 0,01 à 0,05.

Pour l'analyse numérique, on peut utiliser un ADA équivalent. Pour de très faibles amplitudes de déplacement du tablier (moins de 1 cm) la masse active, m_d , peut être aussi faible qu'environ 80 % de la masse liquide totale [28]. La rigidité k_d est calculée au moyen de l'expression $k_d = (\chi \omega_{d,lin})^2 m_d$. Le coefficient d'amortissement est ξ_d , le même que pour l'ALA.

En résumé, l'accord du *TLD* peut être effectué en prenant une valeur moyenne ou fréquente de l'amplitude du déplacement attendu de la structure en service, et les autres paramètres (longueur de réservoir et / ou profondeur d'eau) en découlent.

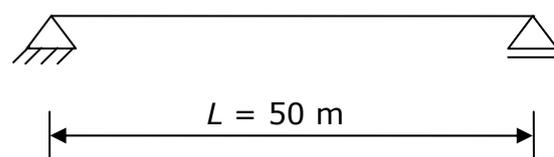
7 Exemples pratiques de dimensionnement

7.1 Poutre sur deux appuis

La vérification de l'aptitude au service réversible est montrée ci-dessous pour une passerelle piétonne d'une portée de 50 m.

La passerelle possède les propriétés suivantes :

| | |
|--------------------|--|
| Largeur de tablier | $b = 3 \text{ m}$ |
| Portée | $L = 50 \text{ m}$ |
| Masse | $m = 2,5 \times 10^3 \text{ kg/m}$ |
| Rigidité | $EI_{vert} = 2,05 \times 10^7 \text{ kNm}^2$ |
| | $EI_{lat} = 2,53 \times 10^5 \text{ kNm}^2$ |
| Amortissement | $\xi = 1,5 \%$ |



Système structural

Le maître d'ouvrage exige qu'un confort moyen soit garanti pour un trafic piétonnier faible ($d = 0,2 \text{ P/m}^2$) et que pour un trafic très dense ($d = 1,0 \text{ P/m}^2$), ce qui est prévu pour l'inauguration de la passerelle, un confort minimum dans le

sens vertical soit garanti, et qu'une interaction piéton-passerelle avec la vibration transversale soit évitée.

| Scénario de chargement | Confort exigé |
|---|---|
| $d = 0,2 \text{ P/m}^2$ $n = 50 \times 3 \times 0,2 = 30$ | $a_{\text{limite,vert}} \leq 1,0 \text{ m/s}^2$ $a_{\text{limite,hor}} \leq 0,1 \text{ m/s}^2$ |
| $d = 1,0 \text{ P/m}^2$ $n = 50 \times 3 \times 1,0 = 150$ | $a_{\text{limite,vert}} \leq 2,5 \text{ m/s}^2$ $a_{\text{limite,hor}} \leq 0,1 \text{ m/s}^2$ |

1. Détermination des fréquences propres et des masses modales

$$f_{1,\text{vert}} = \frac{1}{2\pi} \frac{9,869}{L^2} \sqrt{\frac{EI_{\text{vert}}}{m}} = 1,8 \text{ Hz} \quad f_{2,\text{vert}} = \frac{1}{2\pi} \frac{39,478}{L^2} \sqrt{\frac{EI_{\text{vert}}}{m}} = 7,2 \text{ Hz}$$

$$f_{1,\text{lat}} = \frac{1}{2\pi} \frac{9,869}{L^2} \sqrt{\frac{EI_{\text{lat}}}{m}} = 0,2 \text{ Hz} \quad f_{2,\text{lat}} = \frac{1}{2\pi} \frac{39,478}{L^2} \sqrt{\frac{EI_{\text{lat}}}{m}} = 0,8 \text{ Hz}$$

$$M = \frac{1}{2} m L = 62,5 \times 10^3 \text{ kg}$$

2. Détermination de l'accélération maximum caractéristique

a. pour $d = 0,2 \text{ P/m}^2$

$$a_{\text{max,vert}} = k_{a,95\%} \sqrt{\frac{C \sigma_F^2}{M_i^2} k_1 \xi^{k_2}} = 0,58 \text{ m/s}^2,$$

$$a_{d,\text{vert}} = \psi_1 \times a_{\text{max,vert}} = 0,4 \times 0,58 = 0,23 < 1,0 \text{ m/s}^2 \checkmark$$

$$\text{avec } C = 2,95 \quad \sigma_F^2 = 1,2 \times 10^{-2} \times 30 = 0,36 \text{ kN}^2 \quad k_{a,95\%} = 3,92$$

$$k_1 = -0,07 \times 1,8^2 + 0,6 \times 1,8 + 0,075 = 0,9282$$

$$k_2 = 0,003 \times 1,8^2 - 0,04 \times 1,8 - 1 = -1,06228$$

$$a_{\text{max,lat}} = k_{a,95\%} \sqrt{\frac{C \sigma_F^2}{M_i^2} k_1 \xi^{k_2}} = 0,087 \text{ m/s}^2 < 0,1 \text{ m/s}^2 \checkmark$$

$$\text{avec } C = 6,8 \quad \sigma_F^2 = 2,85 \times 10^{-4} \times 30 = 8,55 \times 10^{-3} \text{ kN}^2 \quad k_{a,95\%} = 3,77$$

$$k_1 = -0,08 \times 0,8^2 + 0,5 \times 0,8 + 0,085 = 0,5362$$

$$k_2 = 0,005 \times 0,8^2 - 0,06 \times 0,8 - 1,005 = -1,0498$$

b. pour $d = 1,0 \text{ P/m}^2$

$$a_{\text{max,vert}} = k_{a,95\%} \sqrt{\frac{C \sigma_F^2}{M_i^2} k_1 \xi^{k_2}} = 1,05 \text{ m/s}^2$$

$$a_{d,\text{vert}} = \psi_1 \times a_{\text{max,vert}} = 0,4 \times 1,05 = 0,42 < 2,5 \text{ m/s}^2 \checkmark$$

$$\text{avec } C = 3,7 \quad \sigma_F^2 = 7,0 \times 10^{-3} \times 150 = 1,05 \text{ kN}^2 \quad k_{a,95\%} = 3,80$$

$$k_1 = -0,07 \times 1,8^2 + 0,56 \times 1,8 + 0,084 = 0,8652$$

$$k_2 = 0,004 \times 1,8^2 - 0,045 \times 1,8 - 1 = -1,06804$$

$$a_{\max, lat} = k_{a,95\%} \sqrt{\frac{C \sigma_F^2}{M_i^2}} k_1 \xi k_2 = 0,20 \text{ m/s}^2 > 0,1 \text{ m/s}^2$$

Il y a risque d'interaction piéton-structure !

$$\text{avec } C = 7,9 \quad \sigma_F^2 = 2,85 \times 10^{-4} \times 150 = 4,275 \times 10^{-2} \text{ kN}^2 \quad k_{a,95\%} = 3,73$$

$$k_1 = -0,08 \times 0,8^2 + 0,44 \times 0,8 + 0,096 = 0,4992$$

$$k_2 = 0,007 \times 0,8^2 - 0,071 \times 0,8 - 1 = -1,05232$$

7.2 Passerelle sur la rivière Weser à Minden

La Passerelle piétonne sur la rivière Weser à Minden, Allemagne, relie le centre-ville de Minden à un parc. Il s'agit d'un pont suspendu, en courbe dans le plan, d'une longueur totale de 180 m, avec deux pylônes tubulaires inclinés. Le tablier du pont consiste en une dalle en béton armé d'une largeur de 3,5 m (voie empruntable 3,0 m) avec une travée principale de 103 m.

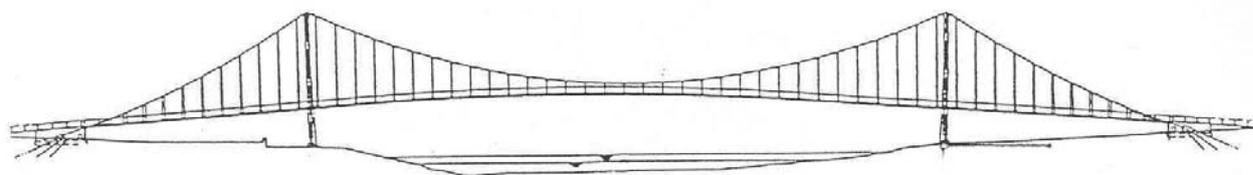


Figure 7-1 : Elévation

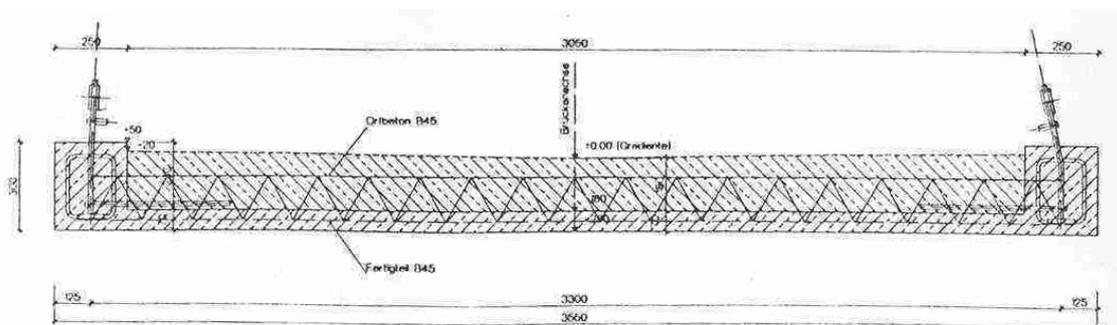


Figure 7-2 : Section transversale

Le tableau suivant montre les fréquences propres avec le nombre de demi-ondes jusqu'à une fréquence de 3,00 Hz ainsi que leur description.

Tableau 7-1 : Description des fréquences propres

| Mode N° | Fréquence propre [Hz] | Nombre de demi-ondes | Description de déformée modale |
|---------|-----------------------|----------------------|--------------------------------|
| 1 | 0,24 | | Oscillation longitudinale |
| 2 | 0,25 | 1 | Oscillation transversale |
| 3 | 0,40 | 2 | Oscillation verticale |

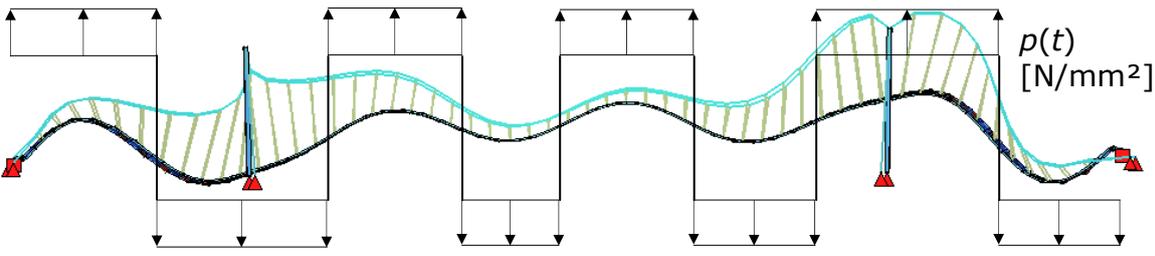
| Mode N° | Fréquence propre [Hz] | Nombre de demi-ondes | Description de déformée modale |
|---------|-----------------------|----------------------|---|
| 4 | 0,41 | 3 | Oscillation verticale |
| 5 | 0,61 | 5 | Oscillation verticale |
| 6 | 0,61 | 6 | Oscillation verticale |
| 7 | 0,75 | 2 | Oscillation transversale / effets de torsion |
| 8 | 0,90 | 4 | Oscillation verticale |
| 9 | 0,95 | 7 | Oscillation verticale |
| 10 | 1,21 | 5 | Oscillation verticale |
| 11 | 1,42 | 8 | Oscillation verticale |
| 12 | 1,47 | 9 | Oscillation verticale |
| 13 | 1,60 | 3 / 1 | Oscillation de câble / transversale + effets de torsion |
| 14 | 1,63 | 10 | Oscillation verticale |
| 15 | 1,73 | - | Oscillation de câble / transversale + effets de torsion |
| 16 | 1,77 | - | Oscillation de câble / verticale + effets de torsion |
| 17 | 1,82 | - | Oscillation de câble / verticale + effets de torsion |
| 18 | 1,96 | 11 | Oscillation de câble / verticale |
| 19 | 2,07 | 11 | Oscillation de câble / verticale + effets de torsion |
| 20 | 2,13 | - | Oscillation de câble |
| 21 | 2,27 | - | Oscillation de câble |
| 22 | 2,36 | 12 | Oscillation de câble / verticale |
| 23 | 2,57 | - | Oscillation de câble + effets verticaux |
| 24 | 2,59 | - | Oscillation de câble |

| Mode N° | Fréquence propre [Hz] | Nombre de demi-ondes | Description de déformée modale |
|---------|-----------------------|----------------------|--|
| 25 | 2,64 | 13 | Oscillation de câble / verticale |
| 26 | 2,73 | - | Oscillation de câble |
| 27 | 2,79 | - | Oscillation de câble |
| 28 | 2,89 | 14 | Oscillation verticale |
| 29 | 2,91 | 4 | Oscillation transversale + effets de torsion |
| 30 | 2,96 | - | Oscillation de câble |
| 31 | 3,15 | - | Oscillation de câble |

Comme montré dans le tableau ci-dessus, il existe plusieurs fréquences avec leurs déformées modales associées dans la plage critique, ce qui signifie qu'elles sont susceptibles d'excitations verticale et horizontale par la marche de piétons. Pour une analyse dynamique, il faut étudier toutes les fréquences critiques, mais pour cet exemple, seule la 11^e déformée modale comportant 8 demi-ondes verticales est examinée.

Le tableau suivant résume les propriétés dynamiques données de la passerelles et donne des détails sur les surfaces chargées ainsi que sur le sens des charges.

Tableau 7-2 : Résumé des propriétés de la passerelle de Minden

| | |
|--|--------------------------------------|
|  | |
| (la déformée modale est volontairement exagérée) | |
| Longueur totale | $L = 180 \text{ m}$ |
| Largeur de tablier | $B = 3,0 \text{ m}$ |
| Mode pris en compte | 11 ^e mode |
| Description de déformée modale | oscillation verticale – 8 demi-ondes |
| Fréquence | $f = 1,42 \text{ Hz}$ |

| | |
|--|------------------------------------|
| Surface chargée | $S = L \times B = 540 \text{ m}^2$ |
| Masse modale | $m^*(f) = 80,5 \text{ t}$ |
| Propriété d'amortissement (décrément log.) | $\delta = 0,085$ |

Selon le guide HiVoSS auquel ce document sert de référence et selon le Guide de dimensionnement des passerelles Sétra / AFGC [9], la surface chargée S de la totalité du tablier de la passerelle doit normalement être prise en compte avec la charge agissant vers le haut et vers le bas en fonction des sens de la déformée modale étudiée.

Les différents sens de charge simulent un déphasage de 180° ou π pour les piétons marchant sur la passerelle. Ceci peut être interprété comme une synchronisation totale entre chaque piéton et le ventre (sens) de la déformée modale, qu'il atteint ou sur lequel il est en train de marcher.

La situation de projet est définie par la combinaison d'une classe de trafic et d'une classe de confort. En général, il convient de prendre en compte différentes situations de projet bien que cet exemple ne soit limité qu'à une seule situation de projet. Etant donné que la passerelle relie le centre-ville de Minden et une aire récréative dans un parc de classe de trafic TC2, on choisit un trafic faible avec $0,2 \text{ P/m}^2$ (conformément à la section 4.3) combiné à la classe de confort CL1, confort maximum, avec $a < 0,5 \text{ m/s}^2$.

Tableau 7-3 : Description de la situation de projet

| Situation de projet | Classe de trafic choisie | Classe de confort choisie |
|----------------------------|--------------------------|---------------------------|
| 1 ^e combinaison | TC 2 : Trafic faible | CL 1 : Confort maximum |

Pour une analyse dynamique il faut prendre en compte un plus grand nombre de situations de projet, par exemple une avec des densités de trafic plus élevées et une occurrence plus rare pour laquelle des exigences de confort plus faibles peuvent être acceptables dans un tel cas particulier.

Le modèle de charge pour un flot de piétons conforme au guide HiVoSS et au guide Sétra / AFGC est appliqué à la passerelle de Minden, et la réponse dynamique est calculée. Le modèle de charge pour un flot de piétons conforme aux guides donne une charge surfacique distribuée $p(t)$, qui doit être appliquée sur la structure de la passerelle selon la déformée modale, comme indiqué ci-dessus. La charge surfacique oscillante harmonique $p(t)$ pour l'excitation est donnée par l'équation suivante :

$$F(t) = P \cos(2 \pi f t) = 280 \cos(2 \pi \times 1,42 t) \quad [\text{N}] \quad \text{Eq. 7-1}$$

$$n = S \times d = 108 \quad \text{avec} \quad d = 0,2 \quad \text{P/m}^2 \quad \text{Eq. 7-2}$$

$$n' = \frac{10,8 \sqrt{\xi \times n}}{S} = 0,024 \text{ 1/m}^2 \quad \text{avec} \quad \xi = \frac{\delta}{2\pi} \quad \text{Eq. 7-3}$$

$$p(t) = F(t) n' \psi \quad \text{avec} \quad \psi = 0,7 \quad \text{Eq. 7-4}$$

$$p(t) = 280 \cos(2 \pi \times 1,42 t) \times 0,024 \times 0,7$$

$$p(t) = 4,74 \cos(8,92 t) \quad [\text{N/m}^2]$$



Ceci donne l'accélération maximum a_{\max} en utilisant la méthode par éléments finis.

$$a_{\max} = 0,38 \leq a_{CL1} = 0,50 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad \text{Eq. 7-5}$$

Selon la valeur d'accélération limite choisie définie par la Classe de confort 1 – Confort maximum avec $a \leq 0,50 \text{ m/s}^2$, le résultat de l'analyse dynamique montre que les exigences de confort définies sont satisfaites et que l'aptitude au service pour l'oscillation est confirmée pour cet exemple.

Vérification selon le modèle de charge spectrale pour les flots de piétons

A présent, on calcule l'accélération maximum a_{\max} selon le modèle de charge spectrale pour les flots de piétons pour la situation de projet choisie. Il faut noter que l'accélération calculée en appliquant la méthode de charge spectrale constitue une valeur caractéristique selon la pratique de calcul des Eurocodes.

$$a_{\max} = \psi k_{a,95\%} \sqrt{\frac{C \sigma_F^2}{m^* i^2}} k_1 \xi^{k_2} \quad \text{avec } \psi = 0,7 \quad \text{Eq. 7-6}$$

$$a_{\max} = 0,54 \approx a_{CC1} = 0,50 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad \text{Eq. 7-7}$$

avec

$$C = 2,95$$

$$\sigma_F^2 = 1,2 \times 10^{-2} \times 108 = 1,30 \text{ kN}^2$$

$$k_{a,95\%} = 3,92$$

$$k_1 = -0,07 \times 1,42^2 + 0,6 \times 1,42 + 0,075 = 0,7859$$

$$k_2 = 0,003 \times 1,42^2 - 0,04 \times 1,42 - 1 = -1,0508$$

$$\xi = 0,085 / (2 \times \pi)$$

$$M = m^* = 80 \text{ 500 kg}$$

L'accélération maximum calculée est supérieure au résultat de l'analyse par éléments finis. Ces deux accélérations calculées satisfont les exigences de classe de confort pour un confort maximum.

7.3 Passerelle de Guarda au Portugal

La Passerelle de Guarda (Figure 7-3) permet la traversée de piétons sur une route qui constitue l'une des entrées dans la ville de Guarda, au Portugal, donnant accès à une zone urbaine comprenant une école jusqu'à la gare ferroviaire. La passerelle est formée de deux arches centrales, articulées au niveau des appuis, d'une portée de 90 m et une hauteur de 18 m, auxquelles le tablier en acier est suspendu par des câbles inclinés. Le tablier a une longueur totale de 123 m et il est également supporté par trois piles situées à proximité de chaque extrémité, qui préviennent les mouvements verticaux et transversaux. Ce tablier est formé d'une grille en acier comportant deux poutres longitudinales espacées de 2,70 m, reliées par des poutres transversales tous les 4 m. Cette

structure est connectée à une dalle en béton composée de panneaux préfabriqués d'une largeur de 3 m (voie praticable 2,0 m) (Figure 7-4).

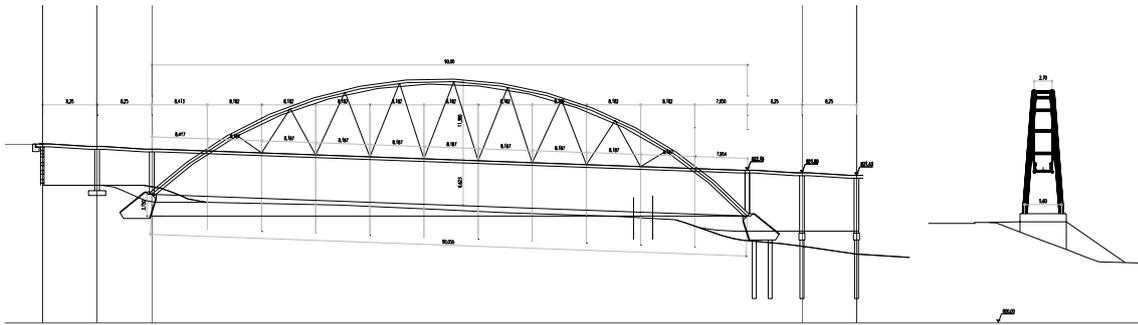


Figure 7-3 : Vue de la Passerelle de Guarda

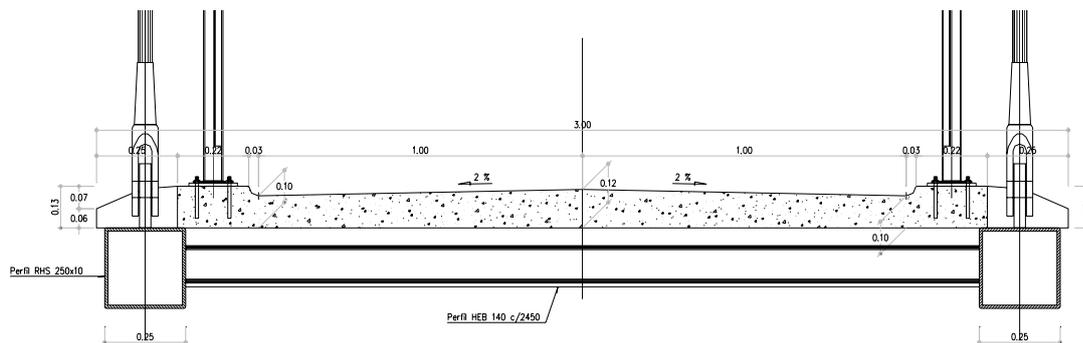


Figure 7-4 : Section transversale de la Passerelle de Guarda

Le Tableau 7-4 résume les cinq premières fréquences propres de la structure qui ont été calculées après actualisation du modèle numérique basé sur des essais dynamiques réalisés à la fin de la construction. Les caractéristiques des modes de vibration ainsi que les valeurs des taux d'amortissement mesurés figurent également dans ce tableau.

Tableau 7-4 : Fréquences propres et caractéristiques des modes de vibration

| Mode N° | Fréquence propre [Hz] | ξ mesurés [%] | Caractéristiques du mode de vibration |
|---------|-----------------------|-------------------|---------------------------------------|
| 1 | 0,63 | 2,2 | 1 ^{er} transversal |
| 2 | 1,24 | 1,7 | 2 ^e transversal |
| 3 | 1,41 | 1,4 | 3 ^e transversal |
| 4 | 2,33 | 0,8 | 1 ^{er} vertical |
| 5 | 3,60 | 0,4 | 2 ^e vertical |

Sur la base des plages critiques de fréquence définies dans les guides actuels pour les sens de vibration transversal et vertical, on peut conclure que les deux premiers modes de vibration transversaux sont critiques pour l'excitation horizontale provoquée par des piétons, tandis que pour le sens vertical seul le mode 4 est critique. Il serait intéressant d'étudier le mode 5 pour rechercher d'éventuels effets associés à la 2^e harmonique des charges piétonnes verticales. Pour l'exemple courant, seuls le premier mode transversal et le premier mode

vertical sont examinés, et les caractéristiques correspondantes utilisées dans le calcul sont résumées dans le Tableau 7-5.

Tableau 7-5 : Caractéristiques des modes de vibration étudiés

| Quantité | Mode 1 | Mode 4 |
|-----------------------------------|---------------------------------------|---------|
| Fréquence propre, f [Hz] | 0,63 | 2,33 |
| Surface chargée [m ²] | $S = L \times B = 123 \times 2 = 246$ | |
| Masse modale, m^* | 82,5 t | 130,7 t |
| Masse totale | 232,2 t | |
| Taux d'amortissement ξ [%] | 0,6 | 0,6 |

Si l'on considère que la passerelle est située à proximité d'une école, bien qu'elle ne relie pas des zones urbaines très importantes, il faut normalement étudier plusieurs scénarios. Dans l'exemple courant, seules deux situations de projet sont analysées, correspondant à :

1. l'inauguration de la passerelle, avec une classe de trafic TC4 ($d = 1,0 \text{ P/m}^2$) et une classe de confort minimum (accélérations verticales maximum de $1-2,5 \text{ m/s}^2$ et accélérations transversales de $0,3-0,8 \text{ m/s}^2$);
2. trafic d'heure de pointe (TC2, $d = 0,2 \text{ P/m}^2$) et classe de confort moyenne (accélérations verticales maximum de $0,5-1 \text{ m/s}^2$ et accélérations transversales de $0,1-0,3 \text{ m/s}^2$).

Bien que les taux d'amortissement mesurés après la construction de la passerelle (donnés dans le Tableau 7.4) soient supérieurs, une valeur de 0,6 % a été prise en compte au stade du calcul.

Les modèles de charges harmoniques pour les flots de piétons sont alors définis conformément aux guides, et sont systématisés dans le Tableau 7-6 pour les deux situations de projet. Il convient de noter que pour la situation de projet 1, la masse ajoutée associée aux piétons représente 7,6 % de la masse totale de la passerelle, et, par conséquent, les fréquences propres de la passerelle devraient être recalculées avec la passerelle chargée. Ceci n'a pas été fait pour l'exemple courant par souci de simplification.

Tableau 7.6 : Modèles de charges harmoniques pour les flots de piétons

| Situation de projet | n ($S \times d$) | n' | ψ | ψ | $p_h(t)$ [N/m ²] (M 1) | $p_v(t)$ [N/m ²] (M 4) |
|---------------------|-------------------------|--------|--------|--------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| | | | (M 1) | (M 4) | | |
| 1 | 246 | 0,118 | 1 | 0,54 | $4,13 \cos(2\pi \times 0,63t)$ | $17,84 \cos(2\pi \times 2,33t)$ |
| 2 | 49,2 | 0,0239 | 1 | 0,54 | $0,835 \cos(2\pi \times 0,63t)$ | $3,61 \cos(2\pi \times 2,33t)$ |

Les signaux des charges sont définis en fonction des composantes modales selon la représentation de la Figure 7-5.

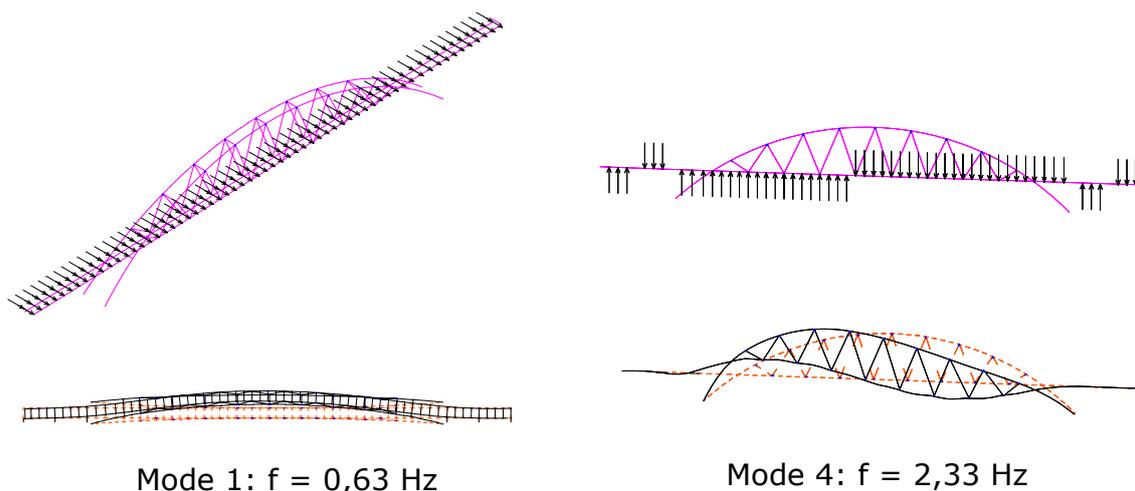
Mode 1: $f = 0,63 \text{ Hz}$ Mode 4: $f = 2,33 \text{ Hz}$

Figure 7-5 : Représentation schématique des charges harmoniques et des modes de vibration

Le Tableau 7-6 résume les valeurs maximum de la réponse, exprimées en accélérations, obtenues sur la base du modèle par EF développé, qui sont comparées avec la plage d'accélérations acceptées pour le niveau de confort spécifié. On peut noter que le confort est assuré en toutes circonstances. Cependant, l'accélération transversale de $0,67 \text{ m/s}^2$ dépasse largement la limite de $0,15 \text{ m/s}^2$ qui déclenche la synchronisation forcée selon les guides courants. En outre, l'application de la formule de la Passerelle Millenium (voir section 4.6) pour déterminer le nombre de piétons N_L déclenchant la synchronisation forcée donne une valeur de :

$$N_L = \frac{8 \pi \xi m^* f}{k} = \frac{8 \times \pi \times 0,6 \times 10^{-2} \times 82,5 \times 10^3 \times 0,63}{300} = 26,1P \quad \text{Eq. 7-8}$$

Ces 26,1 piétons sont répartis sur une longueur équivalente de 84 m, ce qui signifie que la synchronisation forcée se produit pour une densité de piétons de $0,16 \text{ P/m}^2$, sensiblement inférieure à la densité supposée de 1 P/m^2 le jour de l'inauguration.

Ceci a conduit à envisager au stade du dimensionnement l'utilisation d'un ADA pour contrôler les vibrations, apportant un amortissement minimum de 4 %, ce qui a entraîné le renforcement du tablier pour l'incorporation de ce dispositif à mi-portée. En pratique, un taux d'amortissement de 2,2 % a été mesuré après la construction de la passerelle, ce qui augmenterait le déclenchement de la synchronisation forcée à une densité piétonnière de $0,6 \text{ P/m}^2$ et le maître d'œuvre a choisi l'option de ne pas utiliser d'ADA pour contrôler ce mode de vibration.

Tableau 7-6 : Réponse de la structure aux modèles de charges harmoniques

| Accélération maximum [m/s ²] | Mode 1 (transversal) | Mode 4 (vertical) | Plage acceptable | |
|--|----------------------|-------------------|----------------------------------|-------------------------------|
| | | | Transversale [m/s ²] | Verticale [m/s ²] |
| Situation de projet 1 | 0,67 | 1,11 | 0,30-0,80 | 1,0-2,5 |
| Situation de projet 2 | 0,13 | 0,22 | 0,10-0,30 | 0,5-1,0 |

8 Références

- [1] BS5400, Partie 2, Appendice C, *Vibration Serviceability Requirements for Foot and Cycle Track Bridges*. British Standards Institution, 1978
- [2] DIN-Fachbericht 102, *Betonbrücken*. Deutsches Institut für Normung, 2003.
- [3] ENV 1995-2, *Eurocode 5 - Dimensionnement des structures en bois – ponts*. Comité Européen pour la Normalisation, 1997.
- [4] *Guidelines for the design of footbridges*. fib bulletin 32, Novembre 2005.
- [5] EN 1990, *Eurocode 0 – Bases du dimensionnement des structures*. Comité Européen pour la Normalisation, 2002.
- [6] Charles, P.; Bui, V., *Transversal dynamic actions of pedestrians & Synchronisation*. Actes de la 2e Conférence Internationale sur les Passerelles 2005, Venise 2005
- [7] Schneider, M., *Ein Beitrag zu fußgängerinduzierten Brückenschwingungen*, Thèse de Doctorat. Technische Universität München, 1991
- [8] Maia, N. et al., *Theoretical and Experimental Modal Analysis*. Research Studies Press, UK, 1997.
- [9] Sétra / AFGC, *Passerelles piétonnes – Evaluation du comportement vibratoire sous l'action des piétons*, Guide. Sétra, Mars 2006.
- [10] Bachmann, H. et W. Ammann, *Vibrations in Structures Induced by Man and Machines*. IABSE Structural Engineering Documents, 1987. No. 3e.
- [11] EN 1991-2, *Eurocode 1– Actions exercées sur les structures, Partie 2: Charges de trafic exercées sur les ponts*. Comité Européen pour la Normalisation, 2002.
- [12] EN 1995-2, *Eurocode 5– Dimensionnement des structures en bois, Partie 2: Ponts*. Comité Européen pour la Normalisation, 2003.
- [13] Butz, C. et al., *Advanced load models for synchronous pedestrian excitation and optimised design guidelines for steel foot bridges (SYNPEX)*, Projet RFS-CR-03019, Rapport Final. RFCS, 2007.
- [14] EN 1998-2, *Eurocode 8– Dimensionnement des structures pour la résistance sismique, Partie 2: Ponts*. Comité Européen pour la Normalisation, 2003.

- [15] Nakamura, S. et Y. Fujino, *Lateral vibration on a pedestrian cable-stayed bridge*. IABSE, Structural Engineering International, 2002.
- [16] Dallard, P., et al., *The London Millennium footbridge*. The Structural Engineer, 2001. 79/No 22.
- [17] Caetano, E., Cunha, A. et Moutinho, C., *Implementation of passive devices for vibration control at Coimbra footbridge*. EVACES 2007, Porto, 2007.
- [18] Collette, F.S., *Tuned Mass Dampers for a suspended structure of footbridges and meeting boxes*. Footbridge 2002, Paris, 2002.
- [19] Hatanaka, A. et Y. Kwon, *Retrofit of footbridge for pedestrian induced vibration using compact tuned mass damper*. Footbridge 2002, Paris, 2002.
- [20] Breukleman, B., et al., *Footbridge damping systems: a case study*. Footbridge 2002, Paris, 2002.
- [21] Seiler, C., O. Fischer, et P. Huber, *Semi-active MR dampers in TMD's for vibration control of footbridges, Part 2: numerical analysis and practical realisation*. Footbridge 2002, Paris, 2002.
- [22] Den Hartog, J.P., *Mechanical Vibrations*. McGraw Hill, New York, 1940.
- [23] Moutinho, C.M., *Controlo passivo e activo de vibrações em pontes de peões*, Thèse. 1998, Universidade do Porto: Porto.
- [24] Geres, R.R. et B.J. Vicjery, *Optimum Design of Pendulum-Type Tuned Mass Dampers*. The Structural Design of Tall and Special Buildings, 2005(14): p. 353-368.
- [25] Reiterer, M. et F. Ziegler, *Combined seismic activation of a SDOF-building with a passive TLCD attached*. 13th WCEE, Canada, 2004.
- [26] Lamb, H., *Hydrodynamics*. The University Press, Cambridge, England, 1932.
- [27] Fujino, Y. et L.M. Sun, *Vibration control by multiple tuned liquid dampers (MTLDs)*. Journal of Structural Engineering, 1992. 119(12): p. 3482-3502.
- [28] Sun, L.M., et al., *The properties of tuned liquid dampers using a TMD analogy*. Earthquake engineering and structural dynamics, 1995. 24: p. 967-976.
- [29] Yu, J.-K., T. Wakahara, et D. Reed, *A non-linear numerical model of the tuned liquid damper*. Earthquake engineering and structural dynamics, 1999. 28: p. 671-686.
- [30] <http://www.destatis.de/basis/d/gesu/gesutab8.php> (Statistisches Bundesamt: Mikrozensus 2004)
- [31] Živanović, S. et al., *Vibration serviceability of footbridges under human-induced excitation: a literature review*. Journal of Sound and Vibration 279 (2005), pp. 1-79
- [32] Sétra / AFGC, *Comportement Dynamique des Passerelles Piétonnes*, Guide (Projet). Décembre 2004.
- [33] Peeters B., *System Identification and Damage Detection in Civil Engineering*, Thèse de Doctorat. Katholieke Universiteit Leuven, 2000.
- [34] Brincker R., Zhang L. et Andersen P., *Modal identification from ambient responses using frequency domain decomposition*, Actes d'IMAC-XVIII,

- Conférence Internationale sur l'Analyse Modale, pp.625-630, San Antonio, Texas, USA, 2000.
- [35] Van Overschee P., De Moor B., *Subspace Identification for Linear Systems: Theory-Implementation-Applications*. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Pays-Bas, 1996.
- [36] Fujino Y., Pacheco B., Nakamura S. et Warnitchai P., *Synchronization of Human Walking Observed during Lateral Vibration of a Congested Pedestrian Bridge*. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol.22, pp.741-758, 1993.
- [37] <http://www.bwk.kuleuven.ac.be/bwm/macec/index.html>
- [38] <http://www.svibs.com/>

9 Annexe: Modèles de charge supplémentaires

9.1 Modèle de charge pour un piéton

Les forces dynamiques tridimensionnelles induites par un seul piéton sont générées par le mouvement de la masse du corps et par le posé, le déroulé et la poussée des pieds. Ces forces sont appelées forces de réaction au sol humaines. Lorsqu'elles sont induites par la marche, elles forment alors une excitation quasi périodique.

Les personnes marchent avec des fréquences de pas voisines en raison de constitutions humaines physiologiques similaires. Mais les fréquences de pas sont influencées par l'objectif du mouvement et l'intensité du trafic. La probabilité de fréquences de pas situées entre 1,25 et 2,3 Hz est la plus forte.

Etant donné que pendant la marche un pied est toujours en contact avec le sol, le chargement ne disparaît jamais totalement à un moment donné, comme dans le cas de la course. Les forces de réaction au sol humaines des deux pieds se chevauchent pour former un chargement périodique variable dans le temps et l'espace.

Les magnitudes des forces verticales et longitudinales dépendent principalement de la fréquence de pas et du poids du corps de la personne. Leur périodicité est liée à la fréquence de pas. La composante transversale est provoquée par le mouvement du centre de gravité d'un pied sur l'autre. Le mouvement oscillant du centre de gravité introduit une force dynamique de la moitié de la fréquence de marche.

La marche induit une force verticale possédant une forme en papillon avec deux forces maximales dominantes. La première est provoquée par l'impact du talon sur le sol, tandis que la seconde est produite par la poussée. Les maxima augmentent avec l'augmentation de la fréquence de pas (voir Figure 9-1 a). Les composantes horizontales des forces dans le sens longitudinal et transversal sont beaucoup plus faibles que la composante verticale. La force longitudinale (sens x) se caractérise par son caractère alterné avant-arrière (voir Figure 9-1 c). La force transversale (sens y) est provoquée par l'oscillation transversale du corps. Elle montre une grande dispersion car elle est influencée par, par exemple, le type de chaussures, l'angle des pieds, la posture de la partie supérieure du

corps, le balancement des bras, la position des jambes (genoux cagneux, jambes arquées), la façon de frapper le sol. A la différence des forces verticale et longitudinale, la force transversale est périodique avec la moitié de la fréquence de marche (voir Figure 9-1 b).

Les modèles temporels sont les modèles les plus courants pour la marche et la course. Ils sont basés sur l'hypothèse selon laquelle les deux pieds humains produisent exactement la même force. Par conséquent, la force résultante est périodique et peut être représentée par une série de Fourier (voir Figure 9-1).

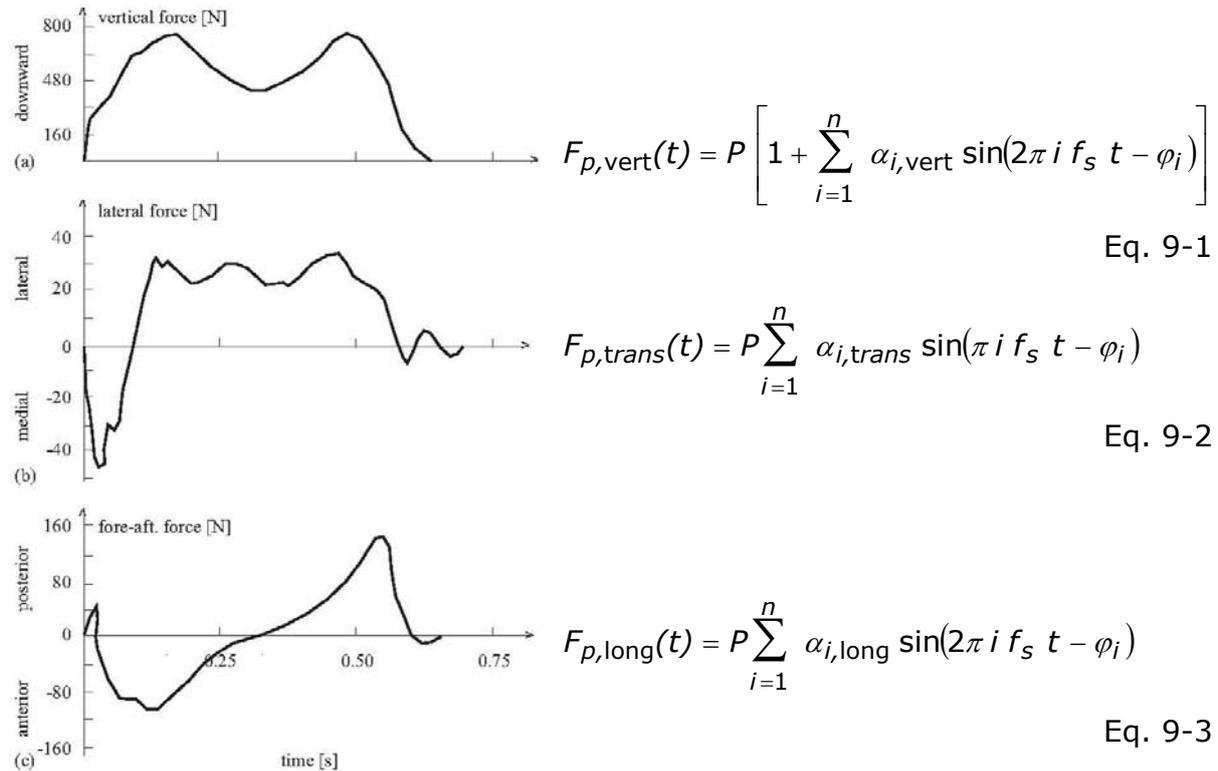


Figure 9-1 : Formes typiques de force de marche

- où $F_{p,vert}$ force périodique verticale provoquée par la marche ou la course
- $F_{p,trans}$ force périodique transversale provoquée par la marche ou la course
- $F_{p,long}$ force périodique longitudinale provoquée par la marche ou la course
- P [N] poids du piéton
- $\alpha_{i,vert}, \alpha_{i,trans}, \alpha_{i,long}$ Coefficient de Fourier de la i^e harmonique pour les forces verticale, transversale et longitudinale, c'est-à-dire facteur de charge dynamique
- f_s [Hz] fréquence de pas
- φ_i décalage de phase de la i^e harmonique
- n nombre total d'harmoniques participantes

La force périodique n'est pas stationnaire. Elle se déplace à une vitesse constante sur la longueur de la passerelle. Dans le cadre du projet SYNPEX, la relation



entre la fréquence de pas et la vitesse de marche est déterminée par des mesures pour une plage de fréquences de pas de 1,3 à 1,8 Hz:

$$v_s = 1,271f_s - 1 \quad \text{Eq. 9-4}$$

Dans de nombreux règlements (par ex. l'EN 1995 [12]) le poids du corps P est donné comme 700 N ou 800 N. La masse corporelle moyenne donnée dans le recensement allemand de 2004 est 74,4 kg [30].

Les facteurs de charge dynamique ou les coefficients de Fourier ont été mesurés par divers auteurs [31]. Etant donné que les forces de réaction au sol humaines sont influencées par divers facteurs (par exemple la vitesse de marche, les propriétés corporelles physiologiques individuelles, le type de chaussures), les facteurs de charge mesurés sont dispersés. Le Tableau 9-1 donne les coefficients de Fourier et les angles de phase d'après des auteurs sélectionnés.

Tableau 9-1 : Coefficients de Fourier donnés par différents auteurs pour la marche et la course

| Auteur(s) | Coefficients de Fourier / Angles de phase | Commentaire | Type d'activité et sens de charge |
|-------------------|--|--|--|
| Blanchard et al. | $\alpha_1 = 0,257$ | | Marche - vertical |
| Bachmann & Ammann | $\alpha\alpha_1 = 0,4 - 0,5;$ $\alpha_2 = \alpha_3 = 0,1$ | pour $f_p = 2,0 - 2,4$ Hz | Marche - vertical |
| Schulze | $\alpha_1 = 0,37; \alpha_2 = 0,10;$ $\alpha_3 = 0,12; \alpha_4 = 0,04;$ $\alpha_5 = 0,015$ | pour $f_p = 2,0$ Hz | Marche - vertical |
| Bachmann et al. | $\alpha_1 = 0,4/0,5; \alpha_2 = \alpha_3 = 0,1$ $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 0,1$ $\alpha_{1/2} = 0,1; \alpha_1 = 0,2; \alpha_2 = 0,1$ $\alpha_1 = 1,6; \alpha_2 = 0,7; \alpha_3 = 0,3$ $\varphi_2 = \varphi_3 = \pi/2$ | $f_p = 2,0/2,4$ Hz $f_p = 2,0$ Hz $f_p = 2,0$ Hz $f_p = 2,0 - 3,0$ Hz | Marche - vertical Marche - transversal Marche - longitudinal Course - vertical Marche - vertical & transversal |
| Kerr | $\alpha_1, \alpha_2 = 0,07; \alpha_3 = 0,2$ | α_1 dépend de la fréquence | Marche - vertical |
| Young | $\alpha_1 = 0,37 (f_p - 0,95) \leq 0,5$ $\alpha_2 = 0,054 + 0,0088 f_p$ $\alpha_3 = 0,026 + 0,015 f_p$ $\alpha_4 = 0,01 + 0,0204 f_p$ | Valeurs moyennes pour les coefficients de Fourier | Marche - vertical |
| Charles & Hoorpah | $\alpha_1 = 0,4$ $\alpha_1 = 0,05$ $\alpha_1 = 0,2$ | | Marche - vertical Marche - transversal Marche - longitudinal |
| EC5, DIN1074 | $\alpha_1 = 0,4; \alpha_2 = 0,2$ $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,1$ $\alpha_1 = 1,2$ | | Marche - vertical Marche - transversal Jogging - vertical |

| Auteur(s) | Coefficients de Fourier / Angles de phase | Commentaire | Type d'activité et sens de charge |
|------------------|---|--|-----------------------------------|
| Résultats Synpex | $\alpha_1 = 0,0115f_s^2 + 0,2803 f_s - 0,2902$ $\varphi_1 = 0$ $\alpha_2 = 0,0669f_s^2 + 0,1067 f_s - 0,0417$ $\varphi_2 = -99,76f_s^2 + 478,92 f_s - 387,8 [^\circ]$ $\alpha_3 = 0,0247 f_s^2 + 0,1149 f_s - 0,1518$ Si $f_s < 2,0$ Hz $\varphi_3 = -150,88 f_s^3 + 819,65 f_s^2 - 1431,35 f_s + 811,93 [^\circ]$ Si $f_s \geq 2,0$ Hz $\varphi_3 = 813,12 f_s^3 - 5357,6 f_s^2 + 11726 f_s - 8505,9 [^\circ]$ $\alpha_4 = -0,0039 f_s^2 + 0,0285 f_s - 0,0082$ $\varphi_4 = 34,19 f_s - 65,14 [^\circ]$ | Coefficients de Fourier et déphasages de modèle de charge pas-à-pas qui représente les forces de réaction au sol humaines moyennes | Marche - vertical |

9.2 Modèle de charges pour le jogging

Les réactions au sol humaines provoquées par la course sont caractérisées par une phase de décollage, au cours de laquelle aucun pied n'est en contact avec le sol. Le contact avec le sol est interrompu et la force est donc nulle. Par comparaison avec la marche, les forces induites par la course dépendent plus de la façon individuelle de courir et du type de chaussures utilisées. La courbe de charges verticales possède un seul pic et elle est caractérisée par une montée et une descente abruptes (voir Figure 9-2).

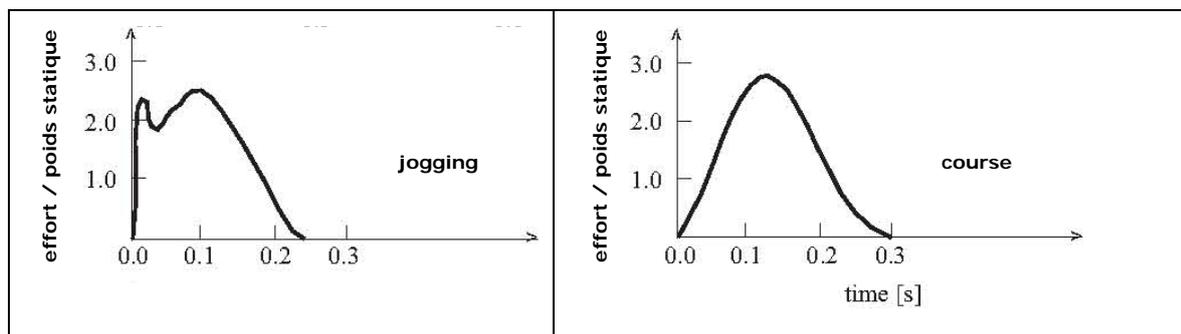


Figure 9-2 : Allures de forces verticales typiques pour le jogging lent et pour la course [1]

Le modèle de charges proposé est une charge unique $P(t,v)$ se déplaçant sur la passerelle à la vitesse v des joggeurs. C'est la raison pour laquelle ce modèle de charge est très difficile à appliquer avec les programmes d'analyse structurale commerciaux couramment utilisés et ne peut être modélisé que par des logiciels spécialisés (par exemple ANSYS, DYNACS).

La charge unique $P(t, \nu)$ est calculée au moyen de l'expression suivante :

$$P(t, \nu) = P \times \cos(2\pi ft) \times n' \times \psi \quad \text{Eq. 9-5}$$

où $P \times \cos(2\pi ft)$ est la charge harmonique provoquée par un seul piéton,

P est la composante de force provoquée par un seul piéton marchant avec une fréquence de pas f

f est la fréquence propre considérée,

n' est le nombre équivalent de piétons sur la surface chargée S ,

S est l'aire de la surface chargée,

ψ est le coefficient réducteur prenant en compte la probabilité que la fréquence de poser de pied soit proche de la fréquence propre considérée.

La force maximum P pour un seul piéton, le nombre équivalent de piétons n' ainsi que le coefficient réducteur ψ sont donnés dans le Tableau 9-2.

Tableau 9-2 : Paramètres pour le jogging [32]

| P [N] | | | $n' = n$ [] |
|---|----------------------|---------------------|--------------------------------|
| Verticale | Longitudinale | Transversale | |
| 1250 | — | — | |
| Coefficient réducteur vertical ψ | | | |
| | | | |

Selon [32] on peut considérer que le groupe de n joggeurs est parfaitement synchronisé en fréquence et en phase avec la fréquence propre de la passerelle. Les joggeurs se déplacent à une vitesse de 3 m/s sur la passerelle. Mais dans de nombreux cas, il semble suffisant de placer la charge $P(t, \nu=0)$ à l'amplitude de déplacement maximum de la déformée modale.

Il semble qu'il n'y ait eu aucune mesure de la composante horizontale effectuée pendant la course, que ce soit pour sa composante longitudinale ou transversale. Néanmoins, on peut supposer raisonnablement que la composante transversale présente une amplitude relativement faible par rapport à la composante verticale, alors que la composante longitudinale est plus importante.

Note: Dans le guide Sétra / AFGC [8] ce cas de charge n'apparaît pas, car il est considéré comme non pertinent.

9.3 Excitation intentionnelle par des petits groupes

Il peut arriver que des personnes tentent d'exciter la passerelle en résonance par des sauts, des bonds, un balancement horizontal du corps effectués de façon synchrone, combinés avec des secousses manuelles des garde-corps et des câbles. Une passerelle légère faiblement amortie peut être excitée jusqu'à de grandes amplitudes pouvant affecter la résistance de la structure.

Alors que la force d'impact du saut d'une seule personne est supérieure à la force créée par un bond, la synchronisation avec la vibration de la passerelle au cours d'un saut est bien inférieure. Au cours d'un bond, la personne reste toujours en contact avec la passerelle et peut synchroniser le mouvement de son corps avec la vibration. Même si plusieurs personnes tentent d'exciter intentionnellement la passerelle en sautant, il est très difficile pour elles de sauter en phase entre elles. Dans ce cas, les bonds sont beaucoup plus efficaces. Se tenir par les bras ou suivre un rythme peut amplifier considérablement la synchronisation et donc la force d'excitation. Néanmoins, le résultat n'est pas lié de façon linéaire au nombre de personnes concernées, car plusieurs essais ont montré qu'il existe une réduction de la synchronisation avec l'augmentation du nombre de personnes.

Il est important de noter que l'excitation intentionnelle est plus un "état limite ultime accidentel" qu'un "problème de fatigue" ou qu'un "problème de confort". Les structures développent une augmentation de l'amortissement avec une augmentation de l'amplitude de vibration, et la concentration ainsi que la force des personnes diminuent lorsqu'elles excitent une passerelle pendant une période de temps suffisamment longue pour affecter la résistance à la fatigue du matériau de construction. L'excitation intentionnelle cesse lorsque l'amplitude n'augmente plus pendant un certain temps ou lorsque les personnes n'ont plus la force d'exciter la passerelle.