Mouvements du sol induits par les éoliennes

Correction(s) pour cet article Sven Nagel, Toni Zieger, Birger Luhmann, Peter Knödel, Joachim Ritter, Thomas Ummenhofer Première publication : 18 mai 2021

https://doi.org/10.1002/cend.202100015

Références : 2

L'article a été initialement publié en allemand: Nagel, S., Zieger, T., Luhmann, B., Knödel, P., Ritter, J. et Ummenhofer, T. (2019), Erschütterungsemissionen von Windenergieanlagen. Stahlbau, 88: 559-573. <u>https://doi.org/10.1002/stab.201900039</u>. Abstrait

Le flux de vent transfère les forces aux pales du rotor de l'éolienne. Ceux-ci ont ensuite mis le rotor en mouvement. Le moyeu et la boîte de vitesses, le cas échéant, transfèrent cette énergie de rotation au générateur pour la conversion en énergie électrique. Tous les composants rotatifs ont une masse importante et sont situés à la tête d'une tour porteuse mince et élastique dans laquelle ils induisent des effets dynamiques. Les vibrations qui en résultent, générées à l'extrémité supérieure de la tour, sont modifiées par les propriétés dynamiques de la structure de la tour et traversent les fondations dans le sol. Les sismomètres à large bande enregistrent ces vibrations du sol non seulement directement à côté de l'éolienne, mais aussi à de plus grandes distances de (jusqu'à) plusieurs kilomètres de l'éolienne. Nous sommes conscients que les riverains et les opposants à l'éolien considèrent que ces phénomènes vibratoires ont des effets potentiellement négatifs sur la santé. Dans le cadre de cet article, les vibrations numériques. Sur cette base, nous expliquons le contexte physique. Dans le passé, toutes les vibrations du sol mesurées étaient généralement attribuées exclusivement aux fréquences d'excitation du rotor. Cependant, les recherches présentées ici montrent que les propriétés structurelles de la structure de la tour influencent de manière significative le type et l'intensité des vibrations induites dans le sol et dominent les amplitudes de mouvement du sol. Enfin, nous montrons que l'utilisation ciblée d'absorbeurs peut réduire significativement les vibrations induites dans le sol.

1 LES ÉOLIENNES SONT DES SYSTÈMES COMPLEXES ET DYNAMIQUES

Termes et abreviations	
WT	Éolienne
Vibrations sismiques	Vibrations comprenant une ou plusieurs longueurs d'onde qui se propagent à travers le sol
TBEF (en anglais seulement)	Fréquence naturelle de flexion des tours
Ω	Fréquence angulaire de la vitesse du rotor
Excitation 1P	Excitation du WT à une fréquence qui correspond à la vitesse de rotation Ω (voir section 3.3 pour plus de détails).
Excitation 3P	Excitation du WT à la fréquence transitoire de la pale du rotor $n \cdot \Omega$, où n est le nombre de pales de rotor; habituellement n = 3; le terme excitation 3P a été établi pour cela (voir la section <u>3.3</u> pour plus de détails).
Densité de puissance/spectre de densité de puissance	Ceci est utilisé ici comme valeur de référence pour évaluer la puissance induite dans le sol. Plus généralement, un spectre de densité de puissance correspond à la puissance contenue dans le signal temporel sismique sur une période définie en fonction de la fréquence contenue dans le signal ; le calcul est effectué sur la base de l'énergie cinétique $(W_{famille} = 0, 5 \cdot m \cdot v^2)$ à partir du carré de la vitesse de déplacement du sol (ou d'autres valeurs appropriées à des fins de comparaison)
Microséismes océaniques	Mouvements de la Terre mesurables à l'intérieur des terres à des fréquences ≤0,2 Hz qui sont causés par les vagues océaniques.
DLC	Concevoir des cas de charge : scénarios de mesure après ¹ qui décrivent les états de fonctionnement et d'urgence d'un WT.

2 INTRODUCTION

En ce qui concerne les éoliennes en acier (WT), les facteurs qui jouent un rôle clé dans la conception sont: le grand nombre de cycles qui sont pertinents pour la fatigue; le comportement de stabilité de la tour tubulaire et les connexions.^{2 à 5} Outre ces contraintes affectant directement la mesure de la structure portante, l'excitation cyclique par le rotor provoque également de nombreux autres phénomènes dynamiques dans la zone entourant le WT. Le débat houleux sur les seuils de vibration et les influences perturbatrices découvertes lors des mesures sismiques a motivé les auteurs à entreprendre la présente étude.

Les auteurs visaient à identifier les sources de son et de vibration dans un WT, à étudier la propagation de l'excitation dynamique et à démontrer tout potentiel de réduction des vibrations émises.

Les recherches dont il est question ici faisaient partie du projet cadre TremAc. Ce projet est soutenu par le ministère fédéral allemand de l'Économie et de l'Énergie, sur la base d'une décision prise par le Bundestag.⁶ Elle vise à établir des critères objectifs permettant d'évaluer les émissions vibratoires et sonores des WT terrestres. Il s'agit d'identifier les principaux paramètres nécessaires à une évaluation objective des émissions sonores et vibratoires des turbines. Les sources et les voies de transmission du son dans l'air et des vibrations dans le sol sont identifiées et étudiées à l'aide de la simulation numérique (analyse par éléments finis, dynamique des fluides numérique, méthode des éléments limites, simulation multi-corps [MBS]) et de mesures. Les enquêtes connexes sur la santé environnementale et la psychologie environnementale visent à fournir une base objective pour les risques pour la santé attendus des WT. Le présent document examine les recherches sur le contexte des phénomènes vibratoires qui se produisent dans la zone autour des fondations WT. L'objet principal de l'étude dans le cadre du projet TremAc dans son ensemble est illustré à la figure <u>1</u> et présenté dans un contexte plus large dans la référence <u>7</u>. Des études numériques sur la propagation des vibrations sonores et sismiques sont menées par l'Institut de mécanique des sols et de mécanique des roches (IBF) et l'Institut de géophysique (GPI) de l'Institut de technologie de Karlsruhe (KIT) et décrites dans la Référence <u>8</u>. Une simulation détaillée de l'écoulement lié utilisant des structures flexibles de tour et de pales est en cours à l'Institut d'aérodynamique et de dynamique des gaz (IAG) de l'Université de Stuttgart.⁹

Exemple de turbine et modèle de simulation générique La recherche décrite ci-dessous porte sur un WT commun de 2 MW; Le type et l'emplacement ont été anonymisés. La turbine a une hauteur de moyeu de ~140 m. La masse combinée des pales du rotor, de la nacelle et du générateur est de ~150 t. Selon la plaque d'information apposée sur le WT, la structure portante est une tour hybride¹⁰ d'une masse de ~1650 t. Les 90 m inférieurs de la structure de la tour sont construits à partir de 24 éléments préfabriqués en acier renforcé qui sont contraints les uns contre les autres; Le tiers supérieur est constitué d'une tour tubulaire en acier. Analyse de marché réalisée par KIT sur la base du registre des actifs de la Bundesnetzagentur (Agence fédérale allemande des réseaux pour l'électricité, le gaz, les télécommunications, les postes et les chemins de fer)¹¹ montre que cette combinaison de deux matériaux est la méthode de construction la plus courante pour les tours de > 120 m construites en Allemagne entre septembre 2014 et juillet 2016 (lot de travaux C2 dans la



Les principaux sujets de recherche du projet TremAc

référence <u>6</u>). La raison en est le diamètre requis à la base de la tour pour fournir la rigidité nécessaire. À des hauteurs de moyeu de > 80 m, ce diamètre dépasse normalement 4 m, ce qui rend difficile, voire pratiquement impossible, le transport de profilés tubulaires préfabriqués en acier. L'alternative à l'acier tubulaire est constituée de segments de béton préfabriqué de seulement quelques mètres de haut, dont plusieurs constitueraient la circonférence de la tour. En plus des tours hybrides, des conceptions alternatives en acier sont de plus en plus utilisées. Il s'agit notamment de segments chanfreinés boulonnés ensemble dans le sens de la longueur,¹² qui ont également été étudiés numériquement dans le cadre de l'étude TremAc.

La turbine que nous avons étudiée a des fondations plates circulaires en béton armé d'un diamètre de ~20 m, encastrées à une profondeur de ~3,5 m. Sa plage de fonctionnement commence à une vitesse moyenne du vent de 2,5 m/s et couvre des vitesses de rotation de 6 à 19,5 tr/min.

Nous avons dérivé un modèle MBS générique à partir de ces macroparamètres (Section <u>4.5</u>). Cela inclut la géométrie de la pale afin de déterminer les forces d'écoulement qui dépendent de la vitesse d'écoulement incidente, ainsi qu'un système de contrôle et tous les composants structurels. Le modèle est basé sur un WT générique développé à l'Institut de l'énergie éolienne de l'Université technique de Munich.¹³ Cela a été mis à l'échelle et modifié pour la sortie nominale réelle et la géométrie à l'aide d'un algorithme d'optimisation intégré. Le système de contrôle a été modifié à Stuttgart Wind Energy (la première chaire universitaire allemande pour l'énergie éolienne) pour refléter les principales caractéristiques de l'éolienne de référence. La structure générique de la tour a été modifiée à l'aide de données accessibles au public afin que le modèle global ait des propriétés dynamiques géométriques et structurelles comparables à celles du WT réel. La capacité de contrainte statique et les propriétés dynamiques ont également été spécifiquement ajoutées aux paramètres. Nous n'avons pas mené d'enquêtes individuelles pour trouver des preuves de fatigue parce que la tâche à accomplir ne nécessitait qu'un modèle global plausible pour les propriétés dynamiques.

La rigidité des fondations et les propriétés dynamiques du sol que nous avons appliquées étaient basées sur les recherches de l'IBF au KIT et ont été représentées à l'aide d'approches analytiques du demi-espace comme degrés de liberté translationnels et rotationnels dépendants de la fréquence. Les fondations traversent une couche de sable et se lient au calcaire. Pour les besoins de la présente étude, la stratification n'a pas été prise en compte et les valeurs de référence pour le calcaire ont été utilisées pour les calculs (densité $\rho \approx 2600 \text{ kg/m}^3$, module de cisaillement $G \approx 1,25e + 10 \text{ N/m}^2$, vitesse de l'onde de cisaillement $c_s = 2150 - 2200 \text{ m/s}$). Ces effets doivent être pris en compte lors du calcul de la propagation des vibrations. Comme nous nous concentrons principalement sur les excitations à basse fréquence, ces effets seront considérés comme les valeurs moyennes dans les modèles de calcul, quelle que soit la fréquence.¹⁴

3 PHÉNOMÈNES VIBRATOIRES DANS LES WT

Les principes de la conception dynamique de la structure de tour

La conception dynamique de l'ensemble de la turbine exerce une influence majeure sur les analyses de sûreté de la charge et de la

fatigue. Les cas de résonance où les fréquences naturelles de la structure correspondent à l'excitation du rotor doivent être évités dans toute la zone de fonctionnement. Cela peut être réalisé en coordonnant spécifiquement les rapports de rigidité et de poids de la structure de la tour et du poids de la tête (c'est-à-dire nacelle, pales, générateur et boîte de vitesses). Une action similaire est recommandée pour tous les autres composants de turbine sensibles aux vibrations. Les diagrammes de résonance illustrés à la figure 2 expliquent le contexte de cette situation (diagrammes de Campbell).¹⁵ Ces diagrammes tracent les fréquences naturelles et les fréquences d'excitation en fonction de la vitesse du rotor. Les lignes verticales pleines (vitesse de coupure et vitesse nominale) délimitent la plage de fonctionnement des turbines à vitesse variable courantes. Les lignes horizontales pointillées montrent les fréquences naturelles de la structure dans son ensemble (poids de la tour et de la tête), qui ne dépendent pas de la vitesse. Il faut s'assurer que ces fréquences naturelles ne se croisent pas dans la plage de fonctionnement avec l'une des excitations de rotor dépendantes de la vitesse (fréquences 1P



GRAPHIQUE 2 Ouvrir dans la visionneuse de figures OverPoint (en anglais)

et 3P). Différentes stratégies de coordination seront appliquées en fonction de la conception de la tour et de la hauteur du moyeu.

Comme nous l'avons mentionné dans les références <u>15</u> et <u>16</u>, les WT plus petits ont déjà été conçus selon une approche « rigide-rigide », comme le montre la figure 2 (à gauche). Dans ce cas, la tour est si rigide que les fréquences naturelles de l'ensemble du système se situent au-dessus des deux fréquences d'excitation dominantes (1P et 3P). La fréquence naturelle d'un oscillateur de masse unique est déterminée par le rapport de la rigidité à la masse à l'aide de la racine carrée, de sorte qu'un doublement de la rigidité lorsque la masse reste la même augmente la fréquence naturelle d'un facteur de 1,41.¹⁶

Pour les WT plus grands, cela n'est pas économiquement viable, ce qui signifie que leurs structures de tour sont normalement construites selon le principe « souple-rigide ». La figure 2 montre cette combinaison (au milieu). La première fréquence naturelle du système se situe dans la plage de fonctionnement, en dessous de la fréquence 3P (douce) mais au-dessus de la fréquence 1P (rigide). Chaque fois que le WT commence à fonctionner, le système doit passer par les points de résonance (marqués d'un cercle) pour l'excitation 3P et la première fréquence naturelle. Par rapport à un oscillateur de masse unique subissant une excitation de force harmonique, cela signifie un fonctionnement sous-critique par rapport à l'excitation 1P et un fonctionnement supercritique par rapport à l'excitation 3P. Les fonctions d'amplification expliquées dans la référence <u>17</u> montrent que, avec une conception appropriée, les charges dynamiques apparaissant à l'état supercritique peuvent être inférieures à la contrainte statiquement pertinente; Cela permet également de réaliser des économies supplémentaires en matériaux. La figure <u>2</u> (à droite) décrit la conception « souple-douce » identifiée dans la référence <u>16</u> comme étant particulièrement économique pour les grandes turbines, bien qu'en pratique de telles éoliennes demeurent rares. Avec cette conception, la construction de la tour est si douce que la première fréquence naturelle du système dans la plage de fonctionnement se situe en dessous des excitations 3P et 1P.

La plus grande déformation de l'ensemble de la turbine qui accompagne une conception souple peut, par exemple, signifier que l'atténuation aérodynamique décrite au point <u>3.4</u> joue un rôle plus important dans l'équilibrage dynamique. Lange et Elberg¹⁶ discuter des autres avantages et inconvénients d'une conception souple et les évaluer par rapport aux spectres de charge. Avec un vrai WT, des règles normatives^{1, 18} telles que les variations des fréquences naturelles ou de la vitesse qui doivent être prises en compte, sont utilisées parallèlement aux principes de conception ci-dessus.

Types de charge

Outre les charges quasi statiques, par exemple dues au poids mort ou à la poussée moyenne du rotor résultant de la vitesse moyenne du vent, les variations temporelles de la charge ont des effets caractéristiques différents sur la structure porteuse. L'excitation périodique corrélée à la vitesse de rotation et à ses multiples détermine la conception dynamique de tous les composants d'un WT à l'état de fonctionnement.

Les causes de certains types majeurs d'excitation sont discutées ci-dessous et forment le cœur de la présente recherche. Même lorsque le rotor est stationnaire, un vortex de Kármán¹⁷ peut provoquer une excitation périodique de la tour WT tubulaire perpendiculaire à l'écoulement incident, par exemple, en raison de l'interaction entre la tour tubulaire et l'écoulement. Les effets périodiques et la plage de contraintes associée qui a un impact sur la fatigue entrent en jeu dans de nombreux cas lors du dimensionnement des composants WT. Par exemple, sur une durée de vie ou un fonctionnement projeté de 20 ans, les chiffres pour les cycles de charge sur l'essieu du rotor peuvent être de l'ordre de 10⁹¹⁹ cycles de charge, remettant en question les concepts de fatigue établis. Toutefois, les constatations actuellement désignées par les termes fatigue giga-cycle ou fatigue ultra-cycle^{20 à 22} ne constituent pas la base du manque de durabilité des courbes S-N de la référence <u>18</u>. Des rafales irrégulières dans le champ de vent turbulent conduisent à d'autres signaux temporels stochastiques et transitoires. Le présent document les enregistre dans la simulation numérique des conditions de fonctionnement. Par exemple, ils provoquent des variations de vitesse de rotation et donc un manque de clarté dans les résultats. Les charges pulsées découlant de la commande de la turbine ou d'un arrêt d'urgence ne font pas partie de la portée de notre enquête Description de phénomènes d'excitation sélectionnés <u>3/13</u>

Diagramme de Campbell pour la conception dynamique d'une éolienne; gauche: raide-raide, milieu: doux-rigide, droite: soft-soft

L'excitation typique d'un WT se produit en fonction de la vitesse du rotor Ω et de ses multiples. Ces excitations peuvent être attribuées à divers ensembles de causes. Par exemple, nous présenterons des exemples typiques pour représenter les ensembles « masse tournante » et « excitation aérodynamique ». Ceux-ci sont destinés à donner une idée de la diversité des phénomènes vibratoires et à permettre au lecteur de suivre nos évaluations ultérieures.

Si le rotor tourne à une vitesse angulaire Ω , les forces centrifuges tangentielles indiquées à la figure <u>3</u> agissent sur les pales du rotor.



GRAPHIQUE 3 Ouvrir dans la visionneuse de figures PowerPoint (en anglais)

L'effet des déséquilibres de masse dans le rotor d'un WT

Dans les pales du rotor, les charges de traction dépendantes de la vitesse de rotation sont dominantes; Idéalement, ceux-ci seraient annulés lorsqu'ils affectent le moyeu ou la tête de tour. Des divergences inévitables dans la géométrie et la masse des pales du rotor, résultant de leur fabrication, perturbent cet équilibre. La masse déséquilibrée dans le rotor qui résulte de la présente Référence 23 applique la force différentielle périodique pertinente à l'ensemble du système. Comme il n'y a aucune preuve de fréquences naturelles significatives dans la direction verticale, seule l'excitation horizontale est considérée comme importante. Cela conduit principalement à une excitation 1P des vibrations latérales du WT.

Outre le type d'excitation résultant des masses en rotation, nous discutons ci-dessous de trois autres effets résultant du flux incident aérodynamique vers les pales du rotor et la tour. Si nous supposons une vitesse moyenne du vent, augmentant avec la hauteur, alors en moyenne les plus grandes forces d'écoulement s'appliquent aux pales du rotor au point où elles pointent verticalement vers le haut, et les plus basses s'appliquent au point où leurs extrémités pointent verticalement vers le bas. Cette différence de forces signifie que le centre de pression d'une turbine à trois pales se déplace vers le haut sur le plan du rotor et que le moyeu est exposé à une flexion circonférentielle 1P. Les harmoniques supérieures jouent moins de rôle ici en raison de la non-linéarité aérodynamique.

L'effet le plus marqué des charges du rotor provient de l'interaction aérodynamique entre les pales et la tour. La vitesse du vent qui est réduite localement en raison de l'effet d'ombre de la tour provoque une baisse à court terme, semblable à une impulsion, des forces aérodynamiques de la pale lorsque la pale passe devant la tour. Cette excitation impulsionnelle apparaît à chaque cycle, c'est-à-dire avec $n \cdot \Omega$ (excitation 3P), et est entré dans la structure de la tour via la transmission.

La figure 4 ci-dessus montre l'évolution dans le temps du moment de l'impulsion à la racine de la lame, calculée et normalisée à l'aide

d'un MBS. Une impulsion rectangulaire peut clairement être vue comme se reproduisant à chaque cycle. Comme le confirme l'analyse de Fourier (en bas de la figure <u>4</u>), les harmoniques supérieures ($f = n \cdot \Omega$) ne s'atténuent qu'un peu et l'ensemble du système est excité à un degré non négligeable. La baisse à court terme des forces d'écoulement sur la pale du rotor dépend de la distance du moyeu, comme le montre le diagramme de la référence <u>15</u>. En comparaison, l'effet des déséquilibres de masse présentés à la figure <u>3</u> ne conduit qu'à un pic dominant à $f = \Omega$.



GRAPHIQUE 4

Un parcours temporel rectangulaire du moment racine normalisé de la lame (en haut) dû à l'ombre de la tour, conduisant à l'excitation de fréquences harmoniques plus élevées; résultats de l'analyse de Fourier associée (en bas) à une vitesse de rotation movenne de 18 tr/min Lorsqu'il n'y a pas de mouvement de rotor dans un WT, l'écoulement entoure la section transversale cylindrique de la structure de la tour. Le phénomène d'un vortex de

Kármán,¹² avec lesquels nous sommes familiers des cheminées et d'autres éléments de construction avec des profils circulaires (creux), peut exciter la structure porteuse, provoquant des vibrations. Afin de déterminer la fréquence d'excitation pour un cylindre circulaire, une équation simplifiée (<u>1</u>) s'applique avec un nombre de Strouhal de *St* = 0,20, une vitesse moyenne *du vent v* et un diamètre *de cercle* d.²⁴ Selon la référence <u>19</u>, ce phénomène n'a pas encore été observé dans l'état de fonctionnement du WT, car le champ d'écoulement généré par le rotor perturbe la formation d'un vortex. Dans les simulations numériques d'écoulement effectuées par l'IAG, les tourbillons sont visibles même en état de fonctionnement, mais ceux-ci perdent leur dominance par rapport à une turbine stationnaire.

(1)

Les effets d'excitation structurelle montrent que l'excitation 1P et 3P sont dominantes, mais aussi que leurs multiples apportent des vibrations significatives dans le système WT. Ceci est présenté en détail dans les références <u>15</u> et <u>19</u>. Atténuation

Outre les effets excitants décrits ci-dessus, l'amplitude réelle de l'oscillation dans un WT est déterminée par divers autres effets. L'atténuation structurelle dans les structures en acier et en béton armé joue un rôle secondaire. Il pourrait, par exemple, atteindre δ = 0,015 (décrémentation logarithmique¹⁷) pour les cheminées en acier, conformément à la référence <u>25</u>.

Ainsi, avec le WT observé pour la présente recherche, l'atténuation dans le sol n'a entraîné qu'une réduction négligeable des amplitudes.

Lorsqu'un WT est en fonctionnement, l'atténuation de la force aérodynamique ou aérodynamique est dominante et dépend directement du rapport de vitesse de pointe de la turbine λ^{15} (dans ce cas, $\lambda = 6$).

Une façon de représenter cela à l'aide d'un modèle simplifié est comme un amortisseur visqueux qui influence le degré de liberté de translation dans la tête de la tour.

Une observation plus précise montre également un mouvement d'inclinaison du rotor pour provoquer des effets atténuants. Les mesures de l'atténuation aérodynamique et les instructions étape par étape sont disponibles dans la référence <u>19</u>. Pour l'éolienne de référence simulée dans la présente étude, nous avons supposé qu'à une vitesse du vent de 10 m/s, l'affaiblissement visqueux serait de 12 Ns/mm. Un test simulé pour montrer la dissipation des vibrations a donné une décrémentation logarithmique de δ = 0,1. Cette valeur peut augmenter dans la plage de charge nominale.

4 MÉTHODES DE SIMULATION

Profondeur de la modélisation et de la conception du modèle

Si nous voulons capturer la dynamique d'un WT de manière appropriée, nous devons simuler la dynamique globale. De telles simulations sont non seulement utilisées pour optimiser le contrôle de la turbine, mais sont également nécessaires pour déterminer les charges en jeu sur la tour qui sont pertinentes pour les mesures, comme dans la référence <u>18</u>. Cela contraste avec une procédure de mesure quasi statique. Dans ces simulations, les charges individuelles affectant la turbine sont normalement simulées pour l'intervalle de temps à l'aide des cas de charge de conception (DLC). Les simulations tiennent compte des propriétés pertinentes pour la dynamique structurelle, telles que la rigidité et la répartition de la masse dans tous les composants WT (moyeu, rotors, boîte de vitesses, tour et fondations), l'interaction aérodynamique avec l'écoulement incident turbulent et le système de contrôle WT. Nous examinons plus en détail la meilleure méthode de simulation pour cela, MBS, à la section <u>4.5.</u> Cependant, une connaissance précise de la géométrie de la pale et des paramètres du système de contrôle est nécessaire pour effectuer les simulations.

Il n'est pas possible d'estimer simplement les effets attendus pour un WT particulier. Si l'intention est de ne saisir que les principales caractéristiques des vibrations induites dans le sol, une option consiste à appliquer un modèle réduit du WT comme modèle de structure de tour/masse de tête (figure 5). Comme nous le déterminons dans la section 6 ci-dessous, la fréquence de passage des pales telle qu'expliquée à la section 3.3 et ses multiples harmoniques supérieurs jouent un rôle clé, ce qui signifie que la vitesse de rotation doit être connue afin de produire une observation simplifiée. Cela peut être estimé pour une vitesse de vent donnée en utilisant les coefficients de puissance et les courbes – qui dépendent de la vitesse moyenne du vent – et les valeurs limites extérieures pour la plage de vitesse de rotation. Pour de nombreux types de turbines, les informations requises seront fournies par le fabricant



GRAPHIQUE 5 Ouvrir dans la visionneuse de figures PowerPoint (en anglais)

Modélisation de la profondeur de la tour hybride, des modèles de poutre et de coque, des modes de coque dans la

tour tubulaire en acier

La structure de la tour doit refléter les propriétés géométriques et matérielles décrites à la figure <u>5</u>. En plus de cela, dans le cadre de nos recherches, nous avons créé un modèle d'éléments finis basé sur des éléments de poutre et un modèle de surface haute définition basé sur des éléments de coque. Le modèle de coque vise à la fois à décrire plus précisément la variation de la rigidité et de la répartition de la masse avec la hauteur, et à identifier les modes de coque qui contribuent au rayonnement sonore (à droite de la figure <u>5</u>). La comparaison dans le tableau <u>1</u> des fréquences naturelles calculées montre des divergences de < 2% entre les deux approches de modélisation. Aux fins d'un prédimensionnement rapide, l'approximation après *Morleigh*¹⁷ avec une divergence de ~ 6% est un outil alternatif efficace, qui prend en compte à la fois la variation de rigidité et de répartition de masse avec la hauteur de la tour et la masse de la tête. Dans ce cas particulier, la structure de la tour a été divisée en sept segments à ces fins (indice i).

TABLEAU 1. Comparaison des fréquences naturelles en Hz en supposant un serrage rigide des fondations

Type of vibration	Cantilever arm vibration after EC1-4	Estimate after Morleigh	Beam model in/across wind direction	Shell model	MBS
First TBEF	0.43	0.37	0.35/0.35	0.35	0.36
Second TBEF	_	_	1.45/1.46	1.46	1.52
Third TBEF	-	_	3.30/3.30	3.33	3.33
Fourth TBEF	_	_	6.17/6.19	6.22	6.69
Fourth TBEF	-	-	6.17/6.19	6.22	6.69

Les masses dépendantes du segment ont été soulevées sur un bras horizontal en porte-à-faux en tant que charges horizontales individuelles (*Fi*) et un calcul de déformation a été effectué. L'évaluation a été réalisée en tenant compte de l'accélération due à la pesanteur *g* et des déformations horizontales (*ui*) des points de masse conformément à l'équation (<u>2</u>). En raison de la grande masse de la tour impliquée dans les vibrations, l'estimation la plus simple est une vibration de bras en porte-à-faux avec une seule masse de tête, comme celle de la référence <u>24</u>. L'annexe *F* diverge de 23 % de la solution numérique.

(2) Pour l'observation numérique plus précise, il convient d'identifier une direction privilégiée pour les modes naturels. Un exemple de ceci est présenté dans le « modèle de faisceau » dans le tableau <u>1</u>. Cette direction provient de l'excentricité de la masse de la tête par rapport au centre de gravité pour le diamètre de la tour, mais ne joue qu'un rôle mineur aux basses fréquences naturelles. Selon les



conditions locales au sol, les fréquences naturelles peuvent diverger de la valeur limite supérieure lorsqu'un système de serrage de fondation entièrement rigide est appliqué. De petites divergences peuvent être observées par rapport au MBS. Certains d'entre eux peuvent être attribués à l'interaction entre les vibrations dans les pales et dans la tour, et d'autres au deuxième moment de la masse de surface, qui n'est pas cartographié dans la masse de la tête groupée.

Les comparaisons entre les données de simulation et de mesure examinées au point <u>6.3</u> ne permettent pas de dégager de points notables dans la gamme de fréquences observées qui pourraient être attribués à l'excitation des modes de coque. Cela montre que l'effort de modélisation et de calcul significativement plus important pour un modèle de coque n'est pas nécessaire pour les vibrations du sol observées dans la présente recherche. Nous avons donc effectué toutes les recherches ultérieures en utilisant le modèle de faisceau. Plusieurs procédures conviennent au calcul du comportement dynamique. Sauf indication contraire, les calculs ont été effectués à l'aide d'Ansys v19.2.²⁶

La présente étude n'explore pas la base dynamique des systèmes oscillants. Nous recommandons aux lecteurs intéressés de consulter la présentation détaillée de la référence <u>17</u> ou le résumé des problèmes de vibrations linéaires et non linéaires et le traitement numérique de ceux-ci dans les références <u>27</u> et <u>28</u>.

Pour tous nos calculs, nous avons supposé un problème de vibration linéaire à l'état de fonctionnement. Si cette condition n'est pas remplie, des défis supplémentaires se posent à la fois dans la résolution numérique des équations²⁹ et dans l'interprétation des résultats.³⁰

Analyse des valeurs propres

Si un système capable de vibrer sort de son état de repos ou est soumis à une charge impulsionnelle, la vibration de dissipation peut être décrite à l'aide de l'équation différentielle homogène du mouvement. La fréquence à laquelle il s'installe correspond à la fréquence naturelle pertinente, et le mode de mouvement correspond au mode naturel pertinent. Il est déterminé en résolvant un problème de valeurs propres basé sur les matrices du système. Compte tenu du degré habituel d'atténuation des structures, l'influence sur la fréquence naturelle résultante est négligeable.

Analyse harmonique

Pour une charge harmonique, la solution homogène de l'équation différentielle se dissipe en raison de l'atténuation et la structure suit le schéma de charge appliqué au fil du temps avec un déphasage et une amplitude modifiée. Le rapport d'amplitude entre les signaux d'excitation et de réponse est décrit à l'aide de la fonction d'amplification. Dans la simulation, cet état stationnaire est reflété dans une analyse de réponse en fréquence ou une analyse harmonique. Le calcul permet aux constructeurs de turbines d'enregistrer les effets des excitations harmoniques sur d'autres composants du système et est limité aux structures ayant des propriétés géométriques et matérielles linéaires. Lors de l'observation des WT, l'idée de base d'un état d'équilibre ne doit pas être négligée. Certaines excitations réelles, telles que la première fréquence naturelle de la tour en état de fonctionnement (voir la section <u>7</u>), n'affectent normalement pas cet état stationnaire, mais se présentent comme dominantes en raison de la résonance dans les résultats de simulation. 6/13

Si ces phénomènes sont évalués de manière appropriée, le processus de calcul aidera à enregistrer rapidement les effets des changements structurels. Outre les amplitudes appliquées constamment sur toute la gamme de fréquences observée, les programmes d'éléments finis actuels peuvent également appliquer des angles de phase et d'autres charges dépendantes de la fréquence, et ainsi rendre compte plus précisément des caractéristiques d'excitation.

Dans le cadre de la présente recherche, les résultats préparés à l'aide d'une analyse de Fourier ont été soumis à un MBS (section <u>4.5</u>) pour nos investigations ultérieures.

Analyse transitoire

L'analyse transitoire calcule l'équation de mouvement pour chaque intervalle de temps. Nous disons que cette équation est résolue dans le domaine temporel. Pour la présente recherche, ces calculs n'ont normalement été effectués que lors d'essais visant à montrer une dissipation des vibrations ou lors de l'évaluation d'états sélectionnés. Nous avons exécuté la solution réelle dans le domaine temporel à l'aide de MBS.

Simulation multi-corps

Le MBS est un procédé de simulation numérique qui n'est pas utilisé en standard dans la construction. Plusieurs corps rigides ou mous sont connectés à l'aide de contraintes cinématiques pour former un modèle global. Cela garantit que leurs interactions peuvent être calculées efficacement. La solution peut être soit dans un état linéarisé, par exemple, pour déterminer les fréquences naturelles du système global, soit dans le domaine temporel à l'aide de processus d'intégration numérique. Nous avons utilisé le logiciel Simpack MBS³¹ pour la présente recherche. Les méthodes d'analyse décrites aux sections <u>4.2-4.4</u>, 4.2-4.4 <u>peuvent être appliquées à cette procédure.</u>

La topologie MBS pour un WT à axe horizontal comprend les composants de base : fondations, tour, nacelle, transmission, moyeu et pales de rotor. La tour, les pales du rotor et certains composants de la transmission sont normalement incorporés dans la formulation de la poutre en tant que corps flexibles. Avec des éléments de construction plus complexes qui ont des élasticités qui ne peuvent être ignorées dans le cas d'analyse, leur structure est maillée dans un outil FE externe, réduite modalement et incorporée dans le MBS. Des exemples de ceux-ci incluent le châssis de la machine et le modèle de coque pour la tour. Les matrices système transférées entre les programmes contiennent des distributions de masse et de rigidité, des modes naturels et des fréquences naturelles. L'intégration temporelle pour le modèle dans son ensemble est clairement accélérée dans ce cas et la déformation d'un corps est décrite en superposant un nombre limité de modes naturels.

Lors de la conception d'un WT et du calcul des charges de turbine pertinentes en fonction des DLC, il suffit de prendre en compte les fréquences naturelles des pales de tour et de rotor jusqu'à une limite de 20 Hz. Cependant, si des phénomènes plus complexes sont observés, tels que la propagation de vibrations d'entraînement à haute fréquence, des fréquences naturelles plus élevées doivent être activées en conséquence. Lors du maillage de modèles partiels, la gamme de fréquences observée doit être prise en compte. Le modèle de turbine interagit aéroélastiquement avec l'écoulement incident turbulent. La distribution de la vitesse du vent dans l'espace et le temps est stochastique et peut être décrite spectralement, par exemple, en utilisant le spectre de Kaimal.³² Une « transformation inverse » construit le signal temporel d'un champ de vent 3D soumis à la turbulence de ce spectre de fréquences. Cela peut être comparé à la génération de processus synthétiques pour les trajectoires de mouvement dans la terre causées par les tremblements de terre. Les mouvements relatifs entre le profil de la pale du rotor et la vitesse locale du vent induisent des forces d'écoulement modifiables sur la pale du rotor. Ceux-ci peuvent être calculés à l'aide de la méthode de l'impulsion de l'élément de lame.

5 MESURES SISMIQUES

Les stations de mesure sismique, telles que le réseau de Gräfenberg dans le Jura franconien, sont utilisées pour identifier les tremblements de terre ou pour surveiller le Traité de non-prolifération nucléaire. Afin de garantir la validité des mesures, ces stations de mesure seront idéalement situées dans des endroits ayant peu d'influences perturbatrices, par exemple dans les galeries des mines abandonnées. Avec l'augmentation du nombre de WT onshore au cours des dernières années, une augmentation des influences sur ces mesures a été observée. Des fréquences discrètes qui peuvent clairement être attribuées aux WT ont été identifiées lorsque de nombreux ensembles de données de mesure ont été évalués. ³³⁻³⁵ Ces mouvements du sol ont été observés à des distances allant jusqu'à plusieurs kilomètres, et interprétés comme une superposition de fréquences naturelles spécifiques WT avec l'excitation 3P et ses multiples.

Pour la recherche menée dans le cadre de la présente étude, des sismomètres à large bande ont été installés le long d'un profil à des distances allant jusqu'à ~1,8 km du WT de référence, comme décrit à la section 2.1. Afin de mesurer le WT en tant que source de vibrations, libre d'autres influences perturbatrices dans la mesure du possible et sans aucun changement supplémentaire pendant la propagation des ondes, nous avons cherché à obtenir un couplage fort entre un capteur et le WT. Le sismomètre a été installé sous terre à une distance d'environ 3 m du mur extérieur de la tour, près du bord extérieur des fondations. La couche de sol au-dessus de la fondation WT peut être négligée pour les fréquences observées (<10 Hz). Nous nous sommes assurés que le capteur était bien connecté à la terre lors de son installation, afin de minimiser les effets de couplage. À une fréquence d'échantillonnage de 100 Hz, les instruments d'enregistrement ont détecté de très faibles vibrations sismiques (vitesse de mouvement du sol de <1 μ m/s), à la fois dans deux directions horizontales (N-S et E-W) et verticalement (Z). La synchronisation temporelle des capteurs a été réalisée à l'aide du signal GPS, et les influences spécifiques de l'équipement de mesure sur le signal de mesure ont été éliminées en déconvoltant la réponse de l'instrument au niveau logiciel.

Pendant la campagne de mesure, le WT a été intentionnellement éteint pendant 20 minutes toutes les 2 heures. Dans cette étude, nous ne prenons en compte que les vibrations verticales du sol mesurées par le capteur sur les fondations WT, car elles caractérisent la source de vibration sans aucune influence de propagation à travers le sous-sol. L'IBF et le GPI du KIT effectuent actuellement des recherches pour publication sur les effets dépendants de l'azimut sur les amplitudes des signaux en ce qui concerne la direction du vent, la propagation des ondes le long du chemin de propagation, l'influence du sol et de la stratification, et les effets de champ proche et lointain. La figure <u>6</u> montre le spectrogramme pour le sol vitesse de mouvement sur une période de 3 heures. 7/13

En utilisant la transformée de Fourier pour des intervalles de temps superposés de 20 secondes, les composantes de fréquence ont été calculées dans la gamme de fréquences de 0,1 à 30 Hz et sont indiquées sous forme de densité spectrale de puissance au fil du temps. Les couleurs reflètent l'intensité de la densité spectrale de puissance en dB par rapport au maximum du spectrogramme.

La période pendant laquelle le WT est éteint peut être clairement vue sur la figure $\underline{6}$ à partir de t = 100 minutes. Les intervalles de temps indiqués sur le spectrogramme (figure $\underline{6}$, rouge et bleu) constituent la base du calcul de la densité spectrale de puissance moyenne sur une période de 10 minutes. À l'aide des spectres de densité de puissance, la section $\underline{6}$ illustre et interprète l'influence du mouvement du rotor par comparaison avec un WT non rotatif dans les mêmes conditions de vent.

Les mesures du vent effectuées simultanément par le groupe Énergie éolienne de l'Université de Stuttgart, à une hauteur de 10 m dans les environs immédiats





Open in figure viewer DeverPoint

The frequency spectrum for the vertical ground vibration velocity at the seismic sensor on the foundation of the WT within a 3 hours time interval

du WT (à environ 150 m) avec une extrapolation à la hauteur du moyeu, ont donné une vitesse moyenne du vent de 8 à 9 m/s. Combinée à la procédure d'estimation décrite au point 4.1, Cela donne une vitesse de rotation d'environ 16 tr / min: un état de fonctionnement d'échantillon dans la plage partiellement chargée. Dans le projet de recherche décrit, des états de fonctionnement supplémentaires ont été étudiés à l'aide de mesures et de simulations numériques. Comme le présent document décrit les principes fondamentaux, nous n'examinerons pas ces constatations plus en détail.

Les densités spectrales de puissance des vibrations du sol mesurées au cours des présentes recherches sont d'un ordre de grandeur comparable à celui de la microsismicité en mer, mais dans une gamme de fréquences plus élevée. Il n'est pas possible de faire une déclaration directe sur le chemin de propagation, ni aucune possibilité de le percevoir, dans le contexte des résultats présentés ici

6 DISCUSSION des résultats

Interprétation des données de mesure

Le spectrogramme présenté à la figure <u>6</u> constitue le point de départ de nos observations. La poussée moyenne du rotor a provoqué une excursion moyenne de 0,15 m dans la hauteur WT dans les conditions de vent applicables. La tête de la tour oscillait de ±0,13 m dans le plan horizontal.

Ces valeurs peuvent atteindre 0,2 m \pm 0,2 m à pleine charge.

Dans l'état de fonctionnement de la turbine, des fréquences discrètes avec une densité de puissance élevée peuvent être identifiées sur toute la gamme de fréquences. Certaines de ces

toute la gamme de fréquences. Certaines de ces fréquences (telles que 0,8, 1,6 ou 2,4 Hz) varient peu dans le temps et apparaissent à intervalles réguliers sous forme de multiples de 0,8 Hz. Des composantes de fréquence discrètes similaires ont déjà été enregistrées à proximité des WT à l'aide d'autres capteurs sismiques et peuvent être corrélées à la vitesse de rotation. Nous supposons donc que les composantes de fréquence que nous avons observées, qui ont varié au fil du temps, étaient l'excitation 3P et ses multiples. On peut donc dire que la variation des fréquences mesurées a été causée par une modification de la vitesse de rotation de la turbine.

Un autre exemple très prononcé de signal pour une fréquence variable a été identifié dans la gamme 20 Hz. Ce signal semblait suivre le mouvement de rotation de la turbine et était probablement dû aux effets découlant de la



FIGURE 7

Open in figure viewer

PowerPoint

Variation over time of the vertical vibrations velocity measured at the outer edge of the foundation in the operating

state (red) and with the turbine switched off (blue)

technologie du générateur. Des recherches sont actuellement en cours pour déterminer dans quelle mesure le signal mesuré est dû à une entrée électromagnétique dans le capteur ou s'il s'agit d'un véritable signal de vibration sismique. 8/13

Outre ces bandes de la figure <u>6</u> qui varient selon les fréquences, des lignes de densité de puissance accrue apparaissent également à fréquence constante. Certaines de ces bandes de fréquences ont également pu être identifiées lorsque la turbine a été éteinte et doivent donc provenir des fréquences naturelles des composants structurels individuels du WT. Lorsqu'on considère l'ensemble du spectre de fréquences, beaucoup moins de vibrations ont été émises dans le sol lorsque la turbine a été éteinte. La figure <u>7</u> compare les signaux temporels mesurés à la fois en état de fonctionnement et en état d'arrêt, montrant que les amplitudes d'oscillation juste à la fondation WT différaient de plusieurs ordres de grandeur.

Interprétation des composants vibratoires

Ensuite, nous avons analysé en détail les intervalles de temps marqués dans la figure <u>6</u> (en rouge et bleu) comme instantanés de la densité spectrale de puissance (0,1-5 Hz). Cette gamme de fréquences est particulièrement pertinente pour étudier la structure de la tour sur laquelle nous nous sommes concentrés dans nos recherches. La figure <u>8</u> présente les densités spectrales de puissance moyennes de la vitesse de déplacement vertical du sol pour ces deux intervalles de temps. Les phénomènes dérivés des modèles de simulation qui sont attribuables sont représentés à l'aide de marquages verticaux. Les fréquences naturelles marquées se rapportent à

la turbine générique. Dans cette gamme de basses fréquences, les propriétés structurelles déterminantes des turbines réelles et génériques sont très similaires, ce qui signifie que les bandes de fréquences de la turbine générique constituent une base solide pour la cartographie phénoménologique des spectres mesurés.

Avec la turbine en état de fonctionnement, l'excitation 3P et certains de ses multiples ont pu être identifiés clairement. Si ces excitations étaient proches des fréquences naturelles des pales ou des tours, elles amplifiaient les amplitudes. L'excitation 3P était si intense qu'elle a entraîné une réaction significative du système, même là où il n'y avait pas de fréquence naturelle à proximité. La densité spectrale de puissance la plus élevée a été induite dans le sol dans





Open in figure viewer

PowerPoint

Comparison of the power spectral density for measurement 1 in the operating state (red) and when the turbine was switched off (blue); the colors correspond to the marked time windows in Figure 6. Markings a-e denote vibration phenomena which are explained in the text

la gamme du deuxième TBEF (1,5 Hz), la suivante la plus élevée par le troisième TBEF (3,33 Hz) puis l'excitation 3P (0,8 Hz). À ce stade, le deuxième multiple de l'excitation 3P correspond à la fréquence naturelle d'une pale de rotor et à la vibration de la tour. Par rapport aux résultats de l'intervalle de temps où le WT a été éteint, les amplitudes qui peuvent être identifiées au fil du temps (Figure 7) sont significativement plus faibles et peuvent également être vues dans une représentation semi-logarithmique. Certains des pics de fréquence qui sont apparus lorsque le WT fonctionnait, en particulier à proximité des TBEF (marqués d'un a), ont également pu être identifiés lorsqu'il a été éteint.

Certains pics de fréquence à l'état de fonctionnement qui ne pouvaient pas être expliqués (marqués d'un b) sont également apparus sous une forme plus faible lorsque la turbine a été éteinte. D'autres pics de fréquence identifiés dans l'état de fonctionnement (marqués d'un c) ont été éclipsés par d'autres effets. L'excitation maximale au sol proche du deuxième TBEF est tombée à un niveau significativement inférieur (marqué d'un d). Il est frappant de constater que le premier TBEF était presque au même niveau ici qu'à l'état de fonctionnement, et dominait maintenant le comportement vibratoire (marqué d'un e). À la vitesse du vent applicable de 8 à 9 m/s et avec un diamètre de tour tubulaire en acier de 2,1 à 4,2 m, l'équation (1) montre que les tourbillons de Kármán peuvent se produire à une fréquence de perte de 0,38 à 0,76 Hz. Ces tourbillons se situeront donc très près du premier TBEF de 0,36 Hz et peuvent expliquer l'excitation lorsque la turbine est éteinte.

L'atténuation aérodynamique décrite au point <u>3.4</u> n'affecte pas cet état.

Comparaison des mesures et de la simulation

Afin d'évaluer le modèle de simulation, les mesures présentées à la section <u>5</u> ont été comparées à des simulations conformes à la DLC 1.1 (fonctionnement normal selon la CEI 61400-1 1) pour des vitesses d'écoulement incidentes moyennes similaires. Dans la figure <u>9</u>, le spectre de densité de puissance, moyenné sur l'intervalle de temps, pour les mesures sismiques du WT en rotation (Figure <u>6</u>, rouge) est comparé aux résultats d'un MBS. Les progressions simulées et mesurées ont été mises à l'échelle à leurs valeurs maximales respectives. Cela était nécessaire car, pour les résultats de la simulation, le moment de retenue au pied de la tour ou le carré de son changement dans le temps est considéré comme une variable équivalente (vibrations *My* in et *Mx* dans la direction du vent).



Comparison of the normalized power spectral density of the rotating WT (red) and the multi-body simulation

(green)

Quatre mécanismes clés interagissent :

- 1. Une excitation proche de la fréquence naturelle conduit à des phénomènes de résonance et à des réponses d'amplitude majeures, même dans un système atténué.
- 2. Instinctivement, la première fréquence naturelle de flexion serait peut-être attribuée à la plus grande masse impliquée dans les vibrations, en raison de la taille de la masse de la tête. Cependant, le calcul des masses modales (en tant que sous-produit de l'analyse des valeurs propres)³⁶ montre que davantage de masses sont impliquées dans le deuxième TBEF (Figure <u>10</u>). Cela peut s'expliquer par la construction hybride de la tour et ne devrait pas se produire avec une tour en acier purement tubulaire. Les déplacements les plus importants avec le premier mode de flexion naturel se produisent à la tête de la tour. C'est là qu'une masse de tête d'environ 150 t se trouve au sommet d'une tour tubulaire en acier relativement légère (~220 t).

Avec le deuxième mode de flexion naturelle, l'excursion de la tête est nettement inférieure et l'excursion maximale se situe dans la zone de la tour où l'acier tubulaire et le béton se rencontrent. Par conséquent, une proportion nettement plus importante de la structure en béton est impliquée dans ce mode de vibration.

- 3. Un facteur déterminant dans les vibrations observées est le mouvement d'inclinaison des fondations encastrées élastiquement. Comme on peut le voir sur la figure <u>10</u>, la courbure locale de la ligne élastique augmente à mesure que le nombre de demi-cycles de flexion augmente. Cette courbure locale indique le moment de retenue et est directement corrélée au mouvement des fondations.
- 4. Par rapport au premier mode de flexion naturelle, les mouvements horizontaux de la tête de tour dans la direction du vent sont beaucoup plus faibles avec la deuxième fréquence de flexion naturelle. Ainsi, le premier TBEF est beaucoup plus atténué par l'amortissement aérodynamique résultant du mouvement horizontal.



peut être identifiée entre la simulation et la mesure, à la fois en termes de rapport d'amplitude et en termes de fréquence des pics qui apparaissent. Les effets décrits à la section 6.2, tels que l'excitation 3P et ses multiples ou la dominance des deuxième et troisième TBEF. sont reflétés dans le modèle numérique. Cependant, certains effets individuels qui n'ont pas été expliqués (marqués d'un a) apparaissent soit dans la simulation, soit dans les mesures, mais aucun n'est reflété dans les deux. À titre d'exemple, la dominance des deuxième et troisième TBEF peut être expliquée à l'aide de la modélisation.

En général, une corrélation

FIGURE 10

Open in figure viewer DowerPoint

Tower natural modes including foundation tilting and associated modal masses

Par conséquent, des écarts entre les résultats de la simulation et de la mesure peuvent survenir pour diverses raisons. Premièrement, le modèle de simulation ne peut pas accéder aux données WT originales, mais seulement au modèle générique décrit à la section 2.1. Les conditions d'écoulement incidentes simulées utilisées ici étaient des scénarios de mesure et des modèles de turbulence statistique supposés qui divergeaient des conditions réelles. La position du sismomètre n'a pas pu être ajustée pour refléter l'évolution de la direction du vent. Cela signifiait qu'il n'était pas possible de catégoriser clairement les directions de vibration comme « dans » ou « traversant » la direction du vent ou, par conséquent, de les comparer directement avec les valeurs simulées. Deuxièmement, les écarts sont inhérents à la modélisation. Cependant, il ressort clairement du modèle que les vibrations induites dans le sol et les phénomènes vibratoires sous-jacents représentés à l'aide du modèle de simulation peuvent être expliqués et influencés par les paramètres de la turbine.

7 RÉDUCTION À L'AIDE D'UN ABSORBEUR DE VIBRATIONS

TABLE 2. Details of the absorber design

Les gratte-ciel élancés tels que Taipei 101 et les ponts piétonniers légers, les cheminées et les escaliers utilisent normalement des amortisseurs de vibrations. Les principes de base pour réduire l'oscillation de fréquence naturelle dans un système sensible aux vibrations utilisant des éléments de suspension et d'amortissement pour connecter une masse ont été développés théoriquement par Den Hartog dès 1937 et rendus accessibles pour les applications de construction dans la référence <u>17</u>.

Les approches de calcul théoriques ne peuvent être directement appliquées qu'aux systèmes sans amortissement ou avec un amortissement faible. L'atténuation aérodynamique décrite au point <u>3.4</u> et les particularités des WT décrites ci-dessus nous permettent d'étudier l'effet des absorbeurs. Comme nous l'avons vu à la section <u>6</u>, les deuxième et troisième modes de flexion naturels de la tour WT observés dominent les vibrations induites dans le sol. La densité de puissance de ces deux TBEF devrait être réduite. À cette fin, chacun de ces types de vibrations doit être étudié individuellement et les propriétés dynamiques des éléments absorbants alloués doivent être déterminées. Les paramètres indiqués dans le tableau <u>2</u> doivent être appliqués à la turbine de référence générique.

Name	Natural mode/frequency in Hz	Modal mass in t	z position in m	Absorber mass in t	Stiffness in N/mm	Damping in Ns/mm	Natural frequency of absorber element in Hz
Absorber 1	Second TBEF/1.52	457	93.7	9.14	801	13.4	1.49
Absorber 2.1	Third TBEF/3.33	245	111	2.45	1051	6.12	3.30
Absorber 2.2	Third TBEF/3.33	245	65.5	2.45	1051	6.12	3.30

l'absorbeur est positionné à l'extrémité locale de la courbe de flexion pour le type de vibration concerné. Pour simplifier, les effets de l'analyse harmonique illustrée à la figure <u>12</u> ont été étudiés compte tenu à la fois de l'amortissement aérodynamique et du support élastique et de l'atténuation visqueuse des fondations.

Comme le montre la figure 11,



FIGURE 11

Open in figure viewer

PowerPoint



Effects of the absorbers on the power density spectrum of the vertical movement at the foundation's outer edge in

the steady state

Une évaluation de la densité de puissance a été faite à un point d'observation sur le bord extérieur des fondations, derrière la structure de la tour dans la direction de l'écoulement incident. L'amplitude de l'excitation de la force dépendante de la fréquence résulte des MBS et n'est prononcée que dans la direction de l'écoulement incident à la tête de la tour. Les valeurs correspondent à l'état de fonctionnement décrit au point <u>5</u> à des vitesses de vent de 8 m/s.

Des amplitudes irréalistes apparaissent dans les résultats proches du premier mode de flexion naturel.

Il est particulièrement important de les évaluer, car ils n'ont aucun point commun avec le comportement soumis à une excitation réelle. Dans les deux ensembles de circonstances de charge, en comparant les structures avec et sans absorbeurs, une distribution optimisée des absorbeurs réduit la densité spectrale de puissance d'un facteur compris entre 250 et 600. Il n'est pas possible de transférer ces valeurs directement; cela ne peut être quantifié qu'à l'aide des MBS illustrés à la figure <u>13</u>. Sous réserve de l'excitation réelle avec des vitesses de rotation variables observées dans ceux-ci, et avec une influence non harmonique associée, la diminution de la densité spectrale de puissance induite dans le sol diminue d'un facteur 10



Pour résumer, nous avons établi que les absorbeurs de vibrations représentent un moyen approprié de réduire les vibrations induites par le WT dans le sol. Ils peuvent être utilisés de manière sélective pour influencer positivement les phénomènes vibratoires individuels et les gammes de fréquences associées, en d'autres termes pour les réduire. L'atténuation aérodynamique qui apparaît dans les calculs de l'échantillon actuel n'influence pas de manière significative le processus d'éradication de ces phénomènes vibratoires.

Reduction of spectral power density input from the tower's second and third natural frequencies through the use of absorbers; evaluating the spectral power density of the tower base moment using a MBS in the time domain

8 CONCLUSION

Dans la recherche que nous avons présentée ici, les résultats des simulations et des mesures des vibrations émises par un WT de 2 MW ont été comparés. Notre objectif a été d'étudier les circonstances techniques de la turbine et de décrire ainsi la source des émissions potentielles. Ce faisant, nous avons observé la densité de puissance des émissions de vibrations provenant des fondations de la turbine, à la fois pendant qu'elle fonctionne et lorsqu'elle ne fonctionne pas. Nous avons identifié et expliqué les effets du mouvement du rotor et des propriétés structurelles de la structure porteuse de la tour, et nous avons proposé des mesures pour réduire les vibrations induites dans le sol.

L'utilisation d'absorbeurs de vibrations permet de réduire l'amplitude d'oscillation survenant à des fréquences discrètes. Veuillez noter que les résultats présentés dans le cadre du présent document ne nous permettent pas de tirer des conclusions directes sur l'impact en champ lointain, car nous n'avons pas pris en compte les mécanismes de propagation.

REMERCIEMENTS

Les auteurs tiennent à remercier le ministère fédéral allemand de l'Économie et de l'Énergie pour leur soutien à la recherche présentée ici, ainsi que tous leurs partenaires du projet pour leur bonne et fructueuse coopération.