

Détection d'anisotropie d'un rotor d'éolienne par suivi du changement de phase des modes propres

A. CADORET^{a,b}, E. DENIMAL^b, J.M. LEROY^a, J.L. PFISTER^a, L. MEVEL^b

a. IFP Energies nouvelles, 92852 Rueil-Malmaison, France, ambroise.cadoret@ifpen.fr,
jean-marc.leroy@ifpen.fr, jean-lou.pfister@ifpen.fr

b. Université Gustave Eiffel, Inria, COSYS-SII, I4S, 35042 Rennes, France, enora.denimal@inria.fr,
laurent.mevel@inria.fr

Résumé :

La détection de défaut par analyse modale est un domaine très développé dans le génie civil. Malgré la rotation des pales, il est possible de l'appliquer et de développer des approches similaires pour les éoliennes en utilisant une modélisation des modes propres en base de Fourier. Une perte d'isotropie du rotor peut être la conséquence d'un défaut d'angle d'attaque (pitch) des pales, de l'accumulation de glace ou bien de la présence de défauts structurels entraînant une perte de raideur sur une ou plusieurs pales. La surveillance de ce phénomène à partir des déformées des modes estimés est validée avec un exemple où une baisse globale de raideur de 5% d'une pale du rotor est simulée.

Abstract :

Fault detection by modal analysis is a highly developed field in civil engineering. Despite the rotation of the blades, it is possible to apply it and develop similar approaches for wind turbines using a Fourier modeling of the eigenmodes. A loss of isotropy for the rotor can be the consequence of a defect in the angle of attack (pitch) of the blades, of the accumulation of ice or else the presence of structural defects resulting in a loss of stiffness on one or more blades. The monitoring of this effect using the deformations of the estimated modes is validated with an example where a global drop in stiffness of 5% of a rotor blade is simulated.

Mots clefs : Analyse modale - Éolienne - Méthodes sous-espace - Incertitudes

1 Introduction

Aujourd'hui de nouveaux parcs éoliens sont en construction et toutes les prévisions annoncent une forte hausse du nombre de parcs en France et en Europe pour les dix prochaines années. Il est donc important de mettre en place des méthodes de suivi de santé fiables et robustes pour assurer l'intégrité mécanique des éoliennes en utilisation. Les méthodes basées sur l'OMA (*Operational Modal Analysis*) sont une solution, puisqu'elles permettent de suivre l'évolution des propriétés modales de la structure (modes et fréquences) au cours du temps à partir de données issues de capteurs.

L'intégrité mécanique des éoliennes peut être affectée par une perte d'isotropie du rotor. L'anisotropie peut être la conséquence d'un défaut d'angle d'attaque (pitch) des pales, de l'accumulation de glace ou bien de la présence de défauts structurels entraînant une perte de raideur sur une ou plusieurs pales. Les effets structuraux de ces changements sont différents et ce travail se focalise sur le dernier cas. L'anisotropie en raideur peut être observée à travers deux indicateurs, à savoir l'apparition de nouvelles harmoniques dans les modes de Floquet au niveau de la tour et le changement de phase entre les modes de flexion du rotor [12]. Il est à noter que ce changement de phase est un indicateur plus de 10 fois plus sensible que le changement de fréquence propre [4].

L'identification des modes propres d'une structure avec une méthode OMA s'appuie sur une modélisation stochastique, par conséquent les modes identifiés peuvent être modélisés par des variables aléatoires [10]. Ainsi, la comparaison et le suivi des modes au cours du temps se doit d'intégrer leurs incertitudes respectives. Il peut être montré que les méthodes OMA couplées au calcul des incertitudes associées définies pour les structures de génie civil restent valables pour des structures tournantes comme les éoliennes. Ici, le calcul d'incertitude de la phase et de l'amplitude des modes propres est défini en utilisant la méthode de la perturbation du premier ordre.

Ainsi, une méthode OMA de détection de l'anisotropie par étude du changement de phase et d'amplitude est présentée. Les modes propres de la structure saine sont comparés avec les modes propres identifiés en étudiant le changement de phase et d'amplitude tout en incluant les incertitudes associées. Enfin, les modes propres sont également comparés avec le critère de MAC (*Module Assurance Criterion*) et ses incertitudes associées [7] afin de valider la méthode de détection d'anisotropie et ainsi démontrer son efficacité pour le suivi de santé des éoliennes.

L'article est organisé de la manière suivante. Dans un premier temps l'approche utilisée pour l'analyse modale des systèmes éoliens est présentée. Dans un second temps l'impact de l'anisotropie sur les modes de flexion du rotor est évalué, avec une application au modèle d'éolienne théorique DTU 10MW. Par la suite, la méthode d'identification utilisée ainsi que le calcul d'incertitudes associé sont résumés. Enfin, la méthode de détection d'anisotropie par étude des variations du déphasage et de l'amplitude est présentée, avec un exemple de détection pour une baisse de 5% de raideur pour une pale, à partir de données simulées avec un modèle de la DTU 10MW.

2 Approche pour l'analyse modale d'une éolienne

2.1 Modélisation

La dynamique d'une éolienne à rotation constante peut être exprimée comme un système LTP (*Linear Time Periodic*),

$$\mathcal{M}(t)\ddot{\xi}(t) + \mathcal{C}(t)\dot{\xi}(t) + \mathcal{K}(t)\xi(t) = v(t), \quad (1)$$

où $\xi(t) \in \mathbb{R}^m$ représente les déplacements des différents degrés de liberté (DDL) du système, et $\mathcal{M}(t+T) = \mathcal{M}(t)$, $\mathcal{C}(t+T) = \mathcal{C}(t)$, $\mathcal{K}(t+T) = \mathcal{K}(t)$, respectivement les matrices de masse, d'amortissement et raideur. T représente la période de rotation de l'éolienne. L'entrée (chargement) inconnue $v(t)$ est supposée être un bruit blanc gaussien. Dans la suite du papier, le système mécanique est exprimé sous la forme d'un espace d'état, avec la définition du vecteur d'état $x(t) \in \mathbb{R}^n$ où $n = 2m$ et des mesures $y(t) \in \mathbb{R}^r$.

$$x(t) = \begin{bmatrix} \xi(t) \\ \dot{\xi}(t) \end{bmatrix} \text{ and } y(t) = C_a \ddot{\xi}(t) + C_v \dot{\xi}(t) + C_d \xi(t), \quad (2)$$

où C_a , C_v et C_d sont les matrices de sélection. Un bruit $w(t)$ peut être ajouté aux mesures. $w(t)$ est supposé être un bruit blanc gaussien. L'expression en espace d'état est la suivante

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A_c(t)x(t) + B_c(t)v(t) \\ y(t) = C(t)x(t) + D(t)v(t) + w(t) \end{cases}, \quad (3)$$

avec

$$A_c(t) = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\mathcal{M}(t)^{-1}\mathcal{K}(t) & -\mathcal{M}(t)^{-1}\mathcal{C}(t) \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$C(t) = \begin{bmatrix} C_d - C_a\mathcal{M}(t)^{-1}\mathcal{K}(t) & C_v - C_a\mathcal{M}(t)^{-1}\mathcal{C}(t) \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$B_c(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ -\mathcal{M}(t)^{-1} \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad D(t) = C_a\mathcal{M}^{-1}(t). \quad (6)$$

En utilisant la théorie de Floquet [11], la partie homogène du vecteur d'état peut être exprimée comme une somme de n modes propres avec une amplitude périodique, à savoir les modes de Floquet

$$x_h(t) = \sum_{j=1}^n X_j(t) \exp(\mu_j t) q_j(t_0), \quad (7)$$

avec μ_j le j -ème exposant caractéristique, $q_j(t_0)$ une constante fonction des conditions initiales et $X_j(t)$ l'amplitude périodique associée au mode.

La décomposition en modes propres de l'espace d'état est équivalente à la décomposition en modes propres du système mécanique. Considérons le système défini par les matrices constantes \mathcal{M} , \mathcal{C} et \mathcal{K} correspondant à la forme d'espace d'état A_c avec λ une valeur propre de ce système associée au vecteur propre $\psi = \begin{bmatrix} \psi_1^T & \psi_2^T \end{bmatrix}^T$. Ainsi

$$A_c \begin{bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{bmatrix} = \lambda \begin{bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\begin{bmatrix} 0 & I \\ -\mathcal{M}^{-1}\mathcal{K} & -\mathcal{M}^{-1}\mathcal{C} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{bmatrix} = \lambda \begin{bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

nous obtenons les équations suivantes

$$\psi_2 = \lambda\psi_1 \quad (10)$$

$$\mathcal{K}\psi_1 + \lambda\mathcal{C}\psi_1 + \lambda^2\mathcal{M}\psi_1 = 0. \quad (11)$$

Finalement, nous retrouvons bien la décomposition en modes propres du système physique à partir de ψ , le mode de l'espace d'état. Notons que la déformée associée à λ est $\phi = C\psi$. De la même manière, les modes de Floquet de l'espace d'état, calculés à partir de l'intégration de la partie homogène de l'équation différentielle (équation (3)), sont reliés à ceux du système physique. En effet, les valeurs propres sont identiques et les amplitudes périodiques du système physique sont contenues dans celle de l'espace d'état [11].

2.2 Approximation des modes de Floquet

Après avoir effectué la décomposition en modes de Floquet, les mesures peuvent aussi être exprimées comme une somme de modes de Floquet. De manière similaire à l'équation (7), la décomposition en modes de Floquet des mesures $y_h(t)$ est

$$y_h(t) = \sum_{j=1}^n Y_j(t) \exp(\mu_j t) q_j(t_0), \quad (12)$$

où $Y_j(t) = C(t)X_j(t)$ est l'amplitude du j -ème mode de Floquet de période $T = \frac{2\pi}{\Omega}$. En utilisant l'équation (12) et en exprimant les amplitudes en série de Fourier, nous obtenons

$$y_h(t) = \sum_{j=1}^n \sum_{l=-\infty}^{\infty} Y_{j,l} \exp((\mu_j + il\Omega)t) q_j(t_0). \quad (13)$$

avec $Y_{j,l}$ les coefficients de Fourier et $i = \sqrt{-1}$. La contribution des différentes harmoniques des séries de Fourier est déterminée grâce au facteur de participation [1]

$$\phi_{j,l}^y = \frac{\|Y_{j,l}\|}{\sum_{l=-\infty}^{\infty} \|Y_{j,l}\|}. \quad (14)$$

Un facteur de participation minimum (ϕ_{min}^y) est utilisé pour sélectionner les harmoniques avec les contributions les plus importantes. Par la suite, l'approximation des mesures $\hat{y}_h(t)$ est définie comme une somme finie de modes propres,

$$\hat{y}_h(t) = \sum_{(j,l), \phi_{j,l}^y \geq \phi_{min}^y} Y_{j,l} \exp((\mu_j + il\Omega)t) q_j(t_0), \quad (15)$$

$\hat{y}_h(t)$ peut être exprimée comme une somme de \tilde{n} modes propres

$$\hat{y}_h(t) = \sum_{p=1}^{\tilde{n}} Y_p \exp(\mu_p t) q_p(t_0), \quad (16)$$

où chaque indice p correspond à une paire d'indices (j, l) tel que $\mu_p = \mu_j + il\Omega$ et $Y_p = Y_{j,l}$.

Finalement, les modes de Floquet d'un système LTP ont été approximés par une somme finie de modes propres identiques à ceux d'un système linéaire invariant. Par conséquent, le comportement dynamique d'un système LTP peut théoriquement être approximé comme celui d'un système invariant. La validité de cette approximation est démontrée dans [2] et utilisée pour l'identification d'un modèle complexe d'éolienne en rotation dans [3]. La section suivante est dédiée à l'évaluation de l'évolution des modes propres de l'approximation en fonction de l'anisotropie du rotor, avec une application au modèle d'éolienne de la DTU 10MW.

3 Impact de l'anisotropie du rotor sur les modes de flexion dans le plan retour

Pour évaluer l'impact de l'anisotropie sur les modes propres d'une éolienne, un modèle de l'éolienne théorique DTU 10MW est utilisé [6]. Avec le logiciel OpenFAST [8], les matrices du système linéarisé

peuvent être exportées, par la suite l'approximation présentée dans la section précédente peut être réalisée. Pour évaluer les changements dans les modes propres, l'approximation du modèle est calculée pour trois réductions de raideur d'une pale, à savoir une baisse de 1%, 2.5% et 5%.

Nous reprenons ici le vocabulaire utilisé couramment dans l'éolien. *Side-Side* et *Fore-Aft* définissent la flexion de la tour respectivement dans le plan et orthogonalement au plan rotor. *Edge* et *Flap* définissent la flexion des pales respectivement dans le plan et orthogonalement au plan rotor. Pour les modes de flexion *Edge* plusieurs dénominations existent, le mode de *Collective edge* correspond à la flexion en phase des pales. *Backward* et *Forward edge* correspondent à la flexion déphasée des pales, pour le *Backward edge* la flexion de la deuxième pale est en retard par rapport à la flexion de la première. Alors que pour le *Forward edge* la flexion de la deuxième pale est en avance. Ces deux modes de flexion du rotor ont un impact sur la tour, avec respectivement des fréquences de $f_{bw} - \frac{\Omega}{2\pi}$ et $f_{fw} + \frac{\Omega}{2\pi}$, où Ω représente la vitesse de rotation.

Tout d'abord, la variation des fréquences propres est évaluée pour les différentes baisses de raideur. Dans la Table 1, les valeurs des fréquences propres de certains modes propres de l'approximation sont reportées. La différence entre les fréquences du modèle sain et du modèle le plus endommagé est faible, avec un maximum de 0.015 Hz pour le mode du *Collective edge*. Cet ordre de grandeur n'est pas significatif pour une structure réelle, où les effets des conditions environnementales seront plus importants. Par conséquent, les variations de fréquences ne peuvent pas être utilisées pour détecter l'anisotropie du rotor. Ainsi, les variations dans les déformées des modes vont être évalués, comme cela a été introduit dans [4, 12].

TABLE 1 – Fréquences propres sélectionnées en fonction de la raideur de la troisième pale

Nom	Cas isotrope	99% de raideur	97,5% de raideur	95% de raideur
<i>2-Side-Side</i>	2.349	2.348	2.348	2.348
<i>Collective edge</i>	2.061	2.058	2.054	2.046
<i>Forward edge</i> : Tour	1.108	1.107	1.106	1.105
<i>Forward edge</i> : Rotor	1.008	1.007	1.006	1.005
<i>Backward edge</i> : Rotor	1.001	0.999	0.995	0.988
<i>Backward edge</i> : Tour	0.901	0.899	0.896	0.888
<i>1-Fore-Aft</i>	0.257	0.257	0.257	0.257
<i>1-Side-Side</i>	0.253	0.253	0.253	0.253

Avec la Figure 1, les évolutions des amplitudes et des déphasages entre les pales en fonction de la raideur de la troisième pale sont représentées dans un diagramme en coordonnées polaires. Ici, les trois premiers modes de flexion du rotor suivant *Edge* sont considérés, avec les mêmes baisses de raideur que pour la Table 1. Tout d'abord, il doit être noté qu'une pale doit définir la référence avec une amplitude unité et une phase à zéro, dans notre cas ce sera la pale n°1. Pour les modes de *Backward edge* et *Forward edge* les évolutions des déphasages et des amplitudes sont importantes. Quant au *Collective edge*, uniquement les amplitudes évoluent. Plus précisément, seule l'amplitude de la pale endommagée diminue en fonction de la baisse de raideur.

Pour mieux évaluer les changements dans les déformées, le critère de MAC (*Modale Assurance Criterion*) [9] peut être utilisé. Ce critère est une métrique entre 0 et 1 et qui évalue la vraisemblance entre deux déformées

$$MAC(\phi, \psi) = \frac{|\phi^H \psi|^2}{(\phi^H \phi)(\psi^H \psi)}. \quad (17)$$

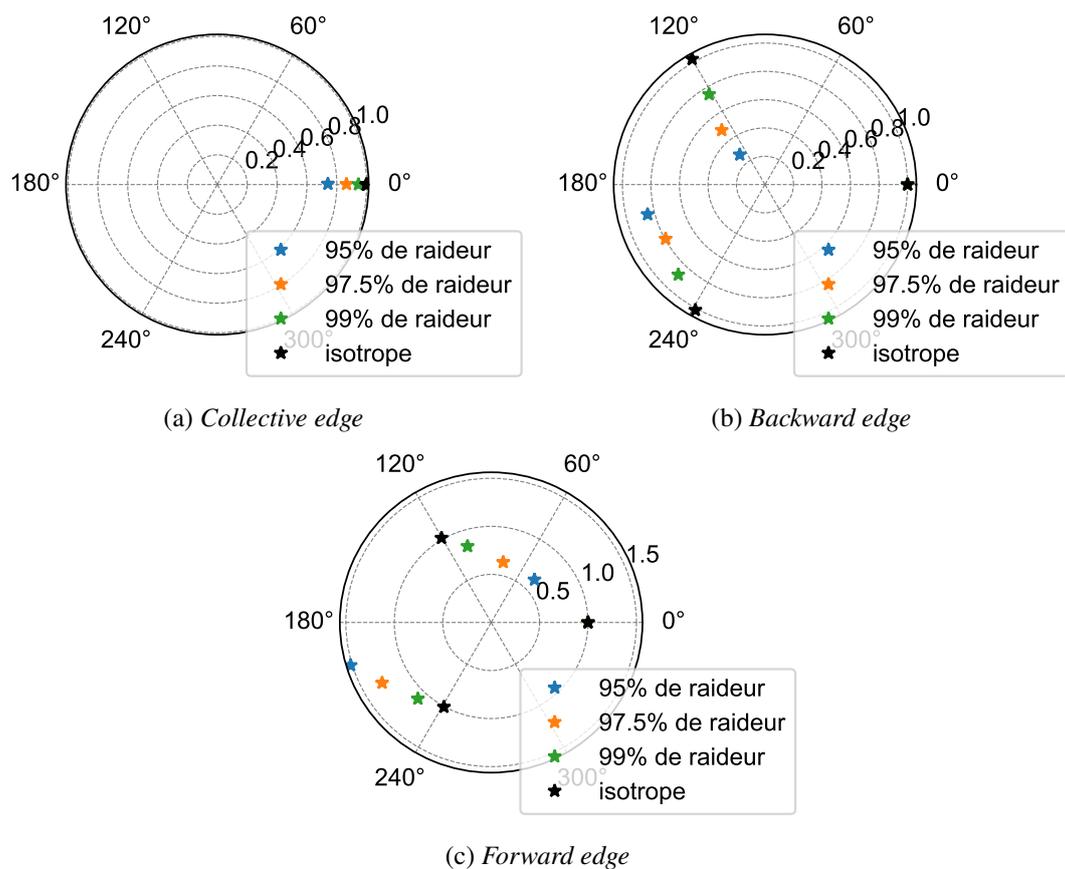
FIGURE 1 – Évolution des modes de flexion suivant *Edge* en fonction de la raideur de la troisième pale

TABLE 2 – Critères de MAC des modes de flexion du rotor, calculés entre les déformées des modes du modèle isotrope et celles du modèle anisotrope, pour les différentes baisses de raideur

Mode	Stiff. 99%	Stiff. 97.5%	Stiff. 95%
<i>Collective edge</i>	0.999	0.996	0.982
<i>Backward edge</i>	0.968	0.846	0.691
<i>Forward edge</i>	0.973	0.849	0.704

Dans la Table 2, le critère de MAC est calculé entre les déformées du modèle isotrope et du modèle endommagé pour les différentes baisses de raideur et les différents modes propres. Nous pouvons noter que pour une baisse de 5% de raideur, le critère de MAC diminue de 30% pour les modes de *Backward edge* et *Forward edge*, ce qui est nettement plus important que l'évolution des fréquences propres. Même le critère de MAC du *Collective edge*, qui n'a une baisse que d'environ 2% a une évolution plus importante que les fréquences.

En conclusion, pour détecter l'anisotropie du rotor, les déformées des modes de flexion suivant *Edge* sont à étudier en priorité. Cette étude paramétrique est réalisée à l'aide d'un modèle numérique, ainsi les modes calculés sont exacts. Il est alors facile de déterminer les écarts entre les modes. En opération, les modes identifiés eux ne sont pas exacts car issus de données capteurs, ainsi il faudra déterminer qu'est ce qu'un changement significatif pour les modes identifiés.

4 Méthode d'identification des modes propres

Maintenant que nous connaissons les modes propres que nous voulons suivre, il faut choisir une méthode permettant de les retrouver dans les mesures. Ici la méthode SSI (*Stochastic Subspace Identification*) est choisie.

4.1 Méthode SSI (Stochastic Subspace Identification)

Avant d'effectuer une identification du système, il faut connaître la représentation en espace d'état qui va être identifiée. D'après la définition des systèmes LTP et de leur approximation définie lors de la Section 2, il est possible de définir l'espace d'état discret suivant

$$\begin{cases} z_{k+1} = \mathbf{A}z_k + \mathbf{B}_k v_k \\ y_k = \mathbf{C}z_k + \mathbf{D}_k v_k + \tilde{w}_k \end{cases}, \quad (18)$$

Avec z_k le nouveau vecteur d'état défini en fonction de l'approximation des mesures, \mathbf{A} et \mathbf{C} deux matrices constantes et \mathbf{B}_k et \mathbf{D}_k deux matrices périodiques de période $T_d = \frac{T}{\Delta t}$ (Δt le pas de temps des mesures). \mathbf{A} représente la matrice d'état discrète du système, telle que $\mathbf{A} = \exp(\mathbf{A}_c \Delta t)$, où \mathbf{A}_c est la matrice d'état continue de l'approximation. La définition complète de l'espace d'état et l'applicabilité de la méthode SSI sont détaillées dans [2]. La méthode SSI [13] a pour objectif d'identifier les modes propres d'un système à partir d'estimation de corrélations des mesures.

Pour résumer, la méthode SSI, à partir d'estimation de corrélations de mesures et d'opérations mathématiques, les matrices du système (\mathbf{A} et \mathbf{C}) peuvent être identifiées. De ces matrices et avec une décomposition en valeurs propres, les modes propres du système sous-jacent peuvent être identifiés

$$\mathbf{A} = \Psi [\lambda_i] \Psi^{-1}, \quad (19)$$

les valeurs propres continues μ_i du système sont obtenues des valeurs propres discrètes λ_i avec la relation $\mu_i = \frac{\log(\lambda_i)}{\Delta t}$. Par la suite les fréquences (f_i) et les amortissements (ζ_i) associés aux modes propres peuvent être calculés avec $f_i = \frac{|\lambda_i|}{2\pi}$ et $\zeta_i = -100 \cdot \frac{Re(\lambda_i)}{|\lambda_i|}$. Enfin la matrice des déformées est obtenue avec $\Phi = \mathbf{C}\Psi$.

4.2 Calcul d'incertitudes

Une fois l'identification effectuée, une méthode de calcul d'incertitudes est utilisée [5]. Définie initialement dans [10], cette méthode estime les matrices de covariances des modes identifiés en utilisant les mêmes données que lors de l'identification. À partir de ces matrices de covariances, il est possible de calculer les écarts types des fréquences (σ_f) et amortissements (σ_ζ) identifiés.

Dans cette méthode, la méthode delta et un développement limité à l'ordre 1 sont utilisés. Ainsi, à partir de l'estimation de la matrice de covariance des corrélations ($\hat{\Sigma}_R$) il est possible d'exprimer la matrice de covariance de n'importe quel paramètre des modes propres à partir de la matrice de sensibilité de ce paramètre par rapport aux corrélations. Par exemple pour une fréquence propre

$$\text{cov}(\hat{f}_i) = \mathcal{J}_{f_i} \hat{\Sigma}_R \mathcal{J}_{f_i}^T. \quad (20)$$

Où \mathcal{J}_{f_i} représente la sensibilité de la fréquence du i -ème mode par rapport aux corrélations, avec $\mathcal{J}_{f_i} = \frac{\partial f_i}{\partial \text{vec}(R)}$. Les sensibilités des fréquences, amortissements et déformées des modes propres sont

définies théoriquement dans [5]. Avec l'utilisation de la méthode delta, les paramètres sont supposés suivre une loi gaussienne à condition que les corrélations suivent elles aussi une loi gaussienne. Comme les corrélations sont des estimations de moyennes, le théorème central limite nous permet de l'affirmer.

Dans la Section 3, nous avons montré que le déphasage et l'amplitude des déformées des modes de flexion du rotor devaient être suivis. En utilisant leurs incertitudes, nous allons définir une méthode de détection de l'anisotropie du rotor.

5 Détection d'anisotropie du rotor

Comme les modes identifiés sont obtenus à partir d'estimations de corrélations, ils sont incertains. Ainsi pour déterminer si un mode a changé il faut comparer les valeurs identifiées et les incertitudes associées.

Le critère de MAC peut être utilisé pour déterminer si deux déformées sont statistiquement distinctes. L'idée exposée dans [7] est que le critère de MAC suit différents types de distributions suivant les déformées comparées. En effet chaque déformée de mode propre suit une loi gaussienne (comme énoncé dans la Section 4), ainsi si les déformées sont identiques le MAC suit une gaussienne au carrée, ce qui est un χ^2 . Pour définir l'intervalle de confiance d'un χ^2 , le quantile à 95% peut être utilisé, avec la borne supérieure égale à 1. Dans les cas où les déformées comparées sont différentes, le MAC suit un produit de différentes gaussiennes et suit alors une loi gaussienne, par approximation linéaire. L'intervalle de confiance est alors centré à la valeur calculée et définie par son écart type. Finalement, la méthode de détection d'anisotropie se déroule comme suit :

1. Identification des modes de la structure de référence (saine) avec le calcul d'incertitude pour les déformées, les déphasages et les amplitudes. Comme nous ne nous intéressons qu'aux modes de flexion du rotor suivant *edge*, nous utilisons uniquement les moments en pied de pale associés à la flexion suivant *edge*.
2. Identification des modes de la structure actuelle (potentiellement endommagée) en utilisant les mêmes points de mesures que pour le cas de référence. Les modes identifiés sont aussi associés avec leurs incertitudes.
3. Comparaison des déformées des modes de flexion du rotor entre celles de la structure de référence et celles de la structure actuelle. Les déformées sont considérées comme différentes si les intervalles de confiance (IC) à 95% ne se croisent pas.
4. Calcul du critère de MAC entre les déformées de la structure de référence et actuelle, ainsi que les incertitudes associées définies dans [7]. Si le MAC suit une loi χ^2 alors les déformées utilisées pour calculer le critère sont identiques, si le MAC suit une loi gaussienne alors les déformées sont différentes.

Pour valider la méthode de détection d'anisotropie, celle-ci est appliquée à des mesures simulées avec le modèle d'éolienne DTU 10MW présentée dans la Section 3, avec un rotor dont la pale n°3 est affectée par une baisse globale de raideur de 5% dans le cas endommagé. Dans cet exemple les conditions de chargements sont les mêmes pour le cas de référence et endommagé, à savoir un vent turbulent (voir Figure 2a).

Les figures 2b, 2c et 2d permettent de comparer les déformées des trois différents modes de flexion du rotor suivant *Edge*. Comme énoncé dans la Section 3, la pale n°1 définit la référence, par conséquent l'amplitude et le déphasage de cette pale sont exacts (d'incertitudes nulles). Nous pouvons voir que pour les modes *Backward edge* et *Collective edge* les intervalles de confiance sont séparés. Par conséquent les

deux déformées sont différentes entre les cas de références et endommagés. Pour le mode de *Forward edge*, les intervalles de confiance se croisent, donc nous ne pouvons pas considérer que les déformées sont différentes.

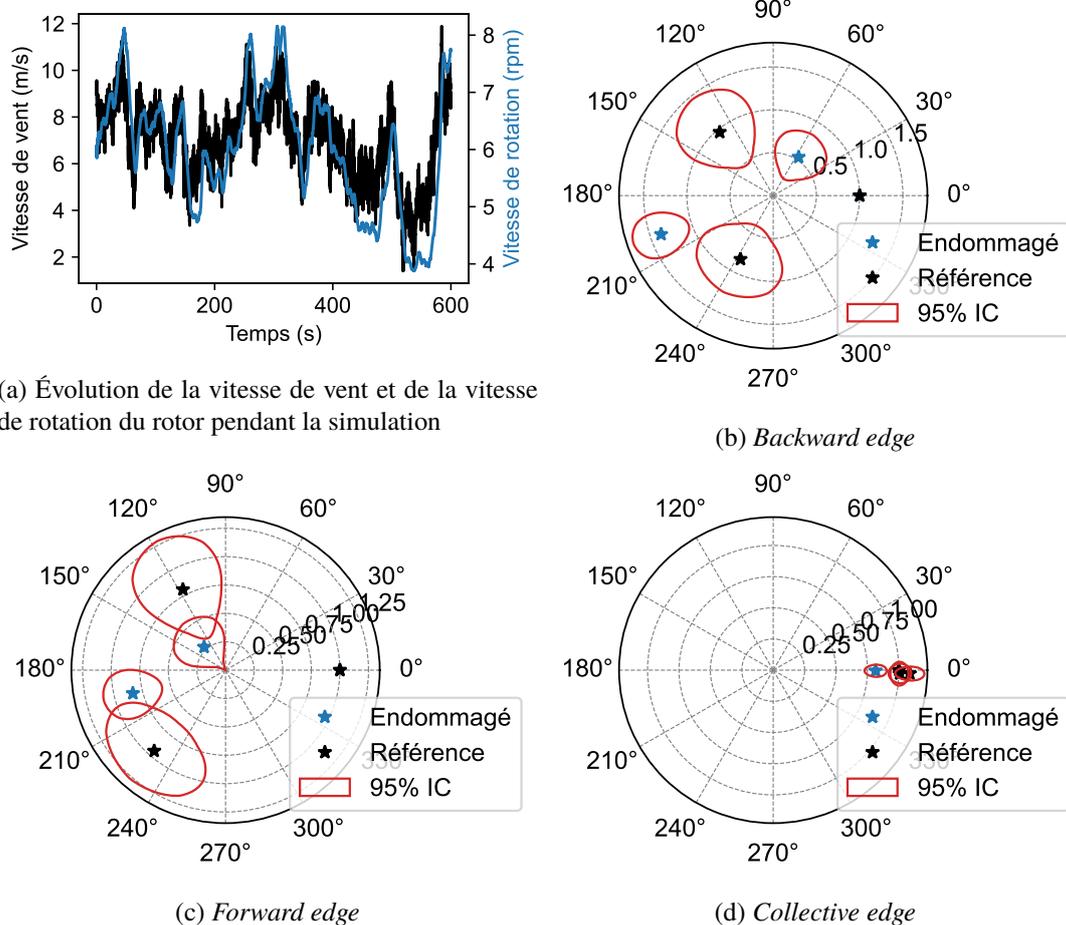


FIGURE 2 – Comparaison des déformées entre le cas de référence et le cas endommagé (baisse de 5% de la raideur de la pale n°3)

Enfin il est possible de valider les interprétations graphiques avec les incertitudes du critère de MAC. Dans la Table 3, les valeurs des critères de MAC sont reportées ainsi que les écarts types dans l'hypothèse d'une loi gaussienne et les bornes inférieures des quantiles à 95% dans le cas d'une loi χ^2 . Pour les modes *Collective edge* et *Backward edge*, les valeurs du MAC sont inférieures aux bornes inférieures des quantiles à 95%, par conséquent ces deux valeurs ne peuvent pas suivre une loi χ^2 , mais suivent une loi gaussienne. Comme énoncé précédemment, il peut être conclu que les déformées sont différentes. D'autre part, au vu de la valeur et des incertitudes du critère de MAC de la déformée du *Forward edge*, il peut être conclu que celui-ci suit une loi χ^2 , donc celle-ci ne peut pas être considérée comme différente entre cas de référence et endommagée. Ainsi nous retrouvons les mêmes résultats que l'analyse graphique précédente. Finalement nous pouvons conclure que nous avons pu détecter le changement de raideur d'une pale du rotor. De plus avec une analyse des déformées, il peut être conclu que la pale 3 est endommagée.

TABLE 3 – Valeurs et incertitudes des critères de MAC pour les différents modes de flexion du rotor

Nom	Valeur	Écart type	Quantile à 95%
<i>Collective edge</i>	0.9827	0.0089	0.9913
<i>Backward edge</i>	0.6672	0.1565	0.7853
<i>Forward edge</i>	0.8063	0.1515	0.6846

6 Conclusion

Nous avons pu déterminer que le changement de phase et d'amplitude des déformées des modes de flexion étaient des indicateurs de la présence d'un défaut dans le rotor. Avec l'utilisation d'une méthode d'identification associée à un calcul d'incertitudes, une méthode de détection d'anisotropie a pu être définie et validée numériquement par une baisse de 5% de raideur d'une pale. Des travaux futurs se focaliseront sur l'automatisation de la méthode de détection de défauts.

Références

- [1] C. L. Bottasso and S. Cacciola. Model-independent periodic stability analysis of wind turbines. *Wind Energy*, 18(5) :865–887, 2015.
- [2] A. Cadoret, E. Denimal, J.-M. Leroy, J.-L. Pfister, and L. Mevel. Linear time invariant approximation for subspace identification of linear periodic systems applied to wind turbines. In *11th IFAC Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety for Technical Processes - SAFEPROCESS*, Pafos, Cyprus, 2022.
- [3] A. Cadoret, E. Denimal, J.-M. Leroy, J.-L. Pfister, and L. Mevel. Periodic system approximation for operational modal analysis of operating wind turbine. In *EWSHM 2022 - 10th Workshop on Structural Health Monitoring*, Palermo, Italy, 2022.
- [4] E. Di Lorenzo. *Operational Modal Analysis for rotating machines*. PhD thesis, University of Naples" Federico II, 2017.
- [5] M. Döhler and L. Mevel. Efficient multi-order uncertainty computation for stochastic subspace identification. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 38(2) :346–366, 2013.
- [6] DTU. dtu-10mw-rwt. <https://rwt.windenergy.dtu.dk/dtu10mw/dtu-10mw-rwt>. Accessed : 2021-06-03.
- [7] S. Greś, M. Döhler, and L. Mevel. Uncertainty quantification of the modal assurance criterion in operational modal analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 152 :107457, 2021.
- [8] NREL. Openfast v2.5.0. <https://github.com/OpenFAST/openfast/releases/tag/v2.5.0>. Accessed : 2021-06-03.
- [9] M. Pastor, M. Binda, and T. Harčarik. Modal assurance criterion. *Procedia Engineering*, 48 :543–548, 2012.
- [10] E. Reynders, R. Pintelon, and G. de ROECK. Uncertainty bounds on modal parameters obtained from stochastic subspace identification. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22(4) :948–969, 2008.
- [11] P. F. Skjoldan and M. H. Hansen. On the similarity of the coleman and lyapunov–floquet transformations for modal analysis of bladed rotor structures. *Journal of Sound and Vibration*, 327(3) :424–439, 2009.

- [12] D. Tcherniak. Rotor anisotropy as a blade damage indicator for wind turbine structural health monitoring systems. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 74 :183–198, 2016.
- [13] P. van Overschee and B. de Moor. Subspace algorithms for the stochastic identification problem. *Automatica*, 29(3) :649–660, 1993.