Modèles numériques de l’effet Morton

Les chercheurs et les ingénieurs se consacrent à l'amélioration du modèle de prédiction de l’effet Morton, qui implique souvent la résolution du problème multi-physique combinant la thermo-hydrodynamique de la lubrification, la dynamique des rotors et la thermomécanique des rotors. Ces modèles de prédiction peuvent globalement regroupés par 4 catégories :

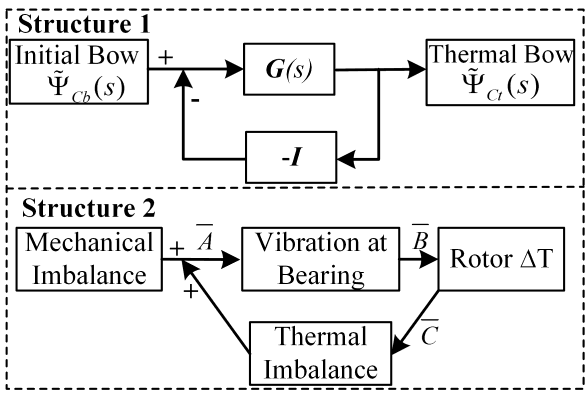
## Méthodes inspirées de la théorie du contrôle

La première catégorie se base sur la théorie du contrôle.

**En 1993**, Koegh et Morton **[1]** proposent une approche analytique avec mécanisme de rétroaction pour prédire l’instabilité provoqué par l’effet Morton. Cette méthode est reconnue comme le premier modèle complet dédié à l’analyse de l’effet Morton. Dans leur modèle analytique, une orbite elliptique arbitraire est imposée au niveau du palier. Cette ellipse est décomposée en trois orbites circulaires : un cercle en position équilibrée et deux cercles de perturbation. Cette technique a pour but d’écrire des relations mathématiques plus facilement et de voir les influences de précession directe et rétrograde séparément sur les paramètres du modèle tels que l’épaisseur de film (H), la température (T) et l’angle de flexion thermique (ψ). Ils utilisent l’approximation du palier court et supposent que le lubrifiant possède une viscosité constante afin de simplifier les calculs. Une fois la distribution de la température au sein du film lubrifiant obtenue, la conduction thermique dans le rotor est calculée. Le résultat de cette conduction permet d’avoir la flexion du rotor grâce au travail de Dimoragonas en 1970 **[3]**. Enfin, inspiré de la théorie de contrôle, la stabilité du type l’effet Morton est étudiée en calculant le ratio G qui est un rapport entre la flexion initiale du rotor et celle due à la distribution de la température :

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Ils proposent que si Re(G)>1, l’instabilité sera amplifiée alors que si Re(G) <1, celle-ci sera atténuée. Cependant, le balourd thermique dû à la partie en porte-à-faux n’est pas pris en compte dans le calcul. **Un an après**, Koegh et Morton **[2]** ont adapté le modèle pour étudier l’instabilité vibratoire engendrée par la distribution non-uniforme de la température en régime transitoire. Dans ce modèle amélioré, la flexion thermique dépend du temps. Cette flexion est calculée en combinant les équations du transfert de la chaleur vers le rotor et celles de la dynamique des rotors dans le domaine fréquentiel. Elle est également intégrée dans le modèle du rotor complet afin d’évaluer la stabilité du système. Les caractéristiques de la stabilité sont présentées par un diagramme de Nyquist. L’application de ce modèle sur un système de rotor avec un disque monté en porte-à-faux montre que l’instabilité vibratoire peut avoir lieu à grandes vitesses de rotation et autour des vitesses critiques. Les systèmes présentant des structures en porte-à faux sont plus à même d’engendrer ce type d’instabilité.



Figure

**En 1998**, de Jongh **[4]** a adopté une stratégie similaire de modélisation. Il a modélisé la flexion thermique par un balourd thermique qui est le produit de la masse et de la distance déviée de l’axe de rotation. Le balourd total est la somme vectorielle du balourd mécanique initial et le balourd thermique généré. Il a utilisé les fonctions de transferts pour présenter la contribution de l’effet thermique au niveau du palier hydrodynamique à l’instabilité, à savoir, décrit la relation entre la vibration et le balourd, caractérise la sensibilité de la différence de la température Δ𝑇 à la surface de rotor par rapport à la vibration, permet d’exprimer la sensibilité du balourd thermique généré par la déformation thermique de rotor par rapport à la différence de la température Δ𝑇. Le niveau de vibration au niveau du palier est calculé à partir de cette somme du balourd. Comme illustré dans la "structure 2" dans la Figure 1, le produit vectoriel est équivalent au ratio G dans la structure 1.

Les fonctions de transfert et ont été calculées par simulation, tandis que a été acquise à partir des données d’essai **[4]**. Cette méthode a été appliquée à un compresseur avec deux disques en porte à faux **[5]** et la vitesse d'instabilité prédite était d'environ 10 500 tr / min, ce qui concordait avec l'observation.

**En 2010**, J.A. Lorentz et B.T. Murphy **[6]** ont complété la méthode de Jongh et traité les fonctions de transfert présenté en **[4]** comme des vecteur de coefficients d’influence pour analyser l’instabilité vibratoire provoquée par l’effet Morton. Cette approche suppose que la réponse thermique ne dépende que de la réponse dynamique en régime stationnaire, ainsi la vibration du rotor est assumée tous les temps en quasi-statique.

Cette approche décrit l’effet Morton par trois coefficients d’influence. Ces trois coefficients d’influence sont exprimés sous forme de vecteur et peuvent être représentés par le nombre complexe. Quantité des coefficients signifie une sensibilité qui contribue au déclenchement de l’instabilité vibratoire causée par l’effet Morton. Phase des coefficients décrit un déphasage entre deux vecteurs qui sont utilisés pour décrire les informations physiques concernés. Le détail de ces trois coefficients d’influence est présenté dans la partie suivante.

* Coefficient d’influence

décrit la relation linéaire entre le vecteur de vibration et le vecteur du balourd (Eq.2).

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

La quantité du vecteur présente le niveau de vibration crêt-à-crêt au niveau du palier et sa phase permet de positionner le point haut à la surface du rotor. Le vecteur du balourd permet de connaitre la quantité du balourd et l’endroit du balourd (le point lourd) dans la direction circonférentielle de rotor. La quantité du vecteur montre une sensibilité du niveau de vibration par rapport au balourd présent sur le rotor. Sa phase définit le déphasage entre le point lourd et le point haut à la surface de rotor. La phase des vecteurs peut être déterminée en se référant à une position fixe marquée à la surface d’un rotor.

* Coefficient d’influence

est un coefficient important pour détecter l’existence de l’instabilité provoquée par l’effet Morton. Il caractérise la sensibilité de la différence de la température à la surface de rotor par rapport à la vibration. En régime stationnaire, il est assumé que cette différence de température varie linéairement en fonction de l’amplitude de vibration synchrone.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

La phase du vecteur donne la position du point chaud dans la direction circonférentielle du rotor. La phase donnée par le coefficient montre le déphasage entre le point haut et le point chaud. Cette phase ne peut pas être déterminée par la méthode proposée ici, car l’approche n’a pas pris en compte l’effet en régime transitoire et ce déphasage dépende fortement la réponse thermique en transitoire. Ainsi, une valeur approximative et empirique de 30 dégrée (retard du point chaud par rapport à point haut) est proposée par les auteurs.

En fait, selon les données mesurées publiée dans la littérature, cette valeur est reconnue d’être compris entre 0 à 60 dégrée (retard du point chaud) et la valeur médiane est utilisé pour approximer la valeur réelle.

* Coefficient d’influence

permet d’exprimer la sensibilité du balourd thermiquegénéré par la déformation thermique de rotor par rapport à la différence de la température de rotor.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Le balourd thermique va être combiné avec le balourd mécanique pour donner le balourd total qui contribue à la vibration synchrone.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Contrairement aux deux autres coefficients, est indépendant de la vibration ainsi que de la vitesse de rotation. Pour déterminer, il suffit de connaitre la configuration géométrique du banc et les caractéristiques du matériau de rotor. D’après [6] et Eq.4, l’expression du vecteur est déduite :

|  |  |
| --- | --- |
| *: masse du disque au porte-à-faux en [g] : coefficient de dilatation thermique : largeur du palier en [mm] : distance axiale entre le milieu du disque et le milieu du palier [mm] : Rayon de l’arbre [mm] : 180 degré à cause de la courbure de rotor générée par* |  |

Un critère de stabilité (Eq.7) est utilisé pour prédire si le système comporte une instabilité vibratoire provoquée par l’effet Morton.

|  |  |
| --- | --- |
| stable |  |

Le critère de stabilité montre que cette instabilité vibratoire dépend uniquement des trois vecteurs de coefficient d’influence. Plus la valeur de chaque vecteur est importante, plus le système pourrait être instable. Cependant, la phase associée avec ces coefficients joue aussi un rôle important. Malgré de valeur importante de ces trois vecteurs, le système du rotor pourrait rester stable si la partie réelle du produit vectoriel de ne dépasse pas 1.

Grâce à cette approche simple, l’analyse simple de l’effet Morton devient possible avec les outils numériques universels en dynamique de rotor et en lubrification. Cependant, le fait que la méthode utilise seulement les informations en régime stationnaire, ce qui rend la méthode dédiée à prédire l’existence de l’effet Morton et ne permet pas de l’analyse de l’effet Morton en régime transitoire.

Murphy and Lorenz applied this method to a double overhung turboexpander **[7]** and predicted a ME instability onset speed which was close relative to the observed speed.

## Méthodes du balourd critique prédéfini

**En 2004**, Kirk et Balbahadur **[8]** ont proposé une méthode de balourd critique pour la prédiction de l'effet Morton. L’objectif de ce modèle simple était d’effectuer l’analyse en régime permanent et de prédire l’amorçage de l’effet Morton. Dans cette méthode, le balourd mécanique initial est imposé au centre de masse du disque en porte à faux et sa quantité est supposée égale à 10% de la masse total du rotor à la vitesse maximum de son fonctionnement.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Le balourd mécanique initial a ensuite été utilisé pour prédire l’orbite à l’état stationnaire et la position du point haut du rotor dans le palier. En outre, le point chaud est supposé coïncident avec le point haut. La distribution non uniforme de la température à la surface du rotor dans le palier a été calculée en résolvant l’équation de l’énergie simplifiée 1D, qui néglige l’effet transitoire et le flux thermique axial. Enfin, le balourd thermique causé par la flexion thermique a été calculé en multipliant la masse concentrée du disque 𝑀 et la distance de déviation de l’axe de rotation 𝑒. La phase de la flexion thermique correspondait à la déformation thermique au niveau du palier hydrodynamique. Cette modélisation du balourd thermique peut également être retrouvé dans les modèles de de Jong **[4]** and Murphy **[6]**. Le balourd total était la somme vectorielle du balourd mécanique et thermique et s'il dépassait le balourd critique prédéfini, le système était instable. Tout ce processus est représenté par le diagramme dans la **Figure 2**.

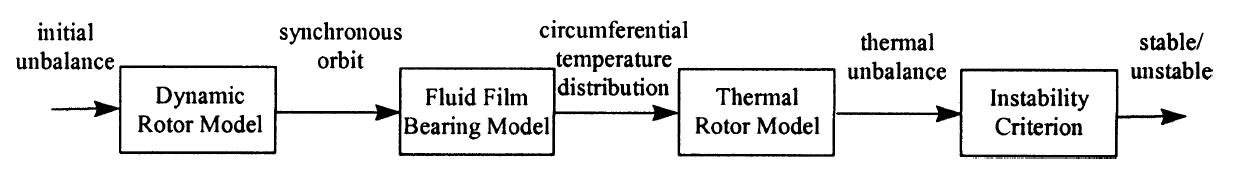


Figure 2 - Diagramme du processus complet du modèle proposé par Kirk et Balbahadur.

d'abord a été défini comme dépendant de la vitesse et sa valeur était de 15% du poids du rotor(Eq.9 a.) . En 2013, Kirk [11] a adopté une version du balourd critique constant (Eq.9 b.) car les ingénieurs utilisant la version dépendant de la vitesse peuvent observer une vitesse critique au-delà de celle de vitesse maximum de fonctionnement, même sans augmentation du balourd thermique. Cette valeur du balourd critique prédéfini a été optimisée en se basant sur plusieurs cas d’études de sorte que la vitesse d’apparition de l’instabilité ME prédite puisse être cohérente avec la vitesse de départ observée.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

En utilisant le modèle établi précédemment, Kirk et Balbahadur **[9]** ont réalisé des études de cas avec le palier circulaire et le palier à patins oscillants. Ils ont repris les cas classiques de l’effet Morton rencontrés dans l’industrie tel que le rotor de l’article de Keogh et Morton **[1]**, le compresseur de gaz présenté par de Jongh et Morton **[2]** et le compresseur de pipeline rencontré par de Jongh et Van Der Hoeven **[4]**. Les comparaisons sont réalisées entre les résultats de simulation obtenus par ce modèle et les résultats expérimentaux cités dans les publications. D’une manière générale, ce modèle permet d’avoir une bonne cohérence avec les résultats expérimentaux. Ils concluent que l’effet Morton a une plus grande chance d’apparaître quand l’orbite de vibration est centrée, circulaire et que l’amplitude de cette orbite est grande. La réduction de phase entre le balourd thermique et le balourd mécanique pourrait également augmenter la possibilité d’apparition du phénomène.

## Méthodes du rapport thermique

La méthode du rapport thermique a été introduite par Schmied [13] **en 1987** pour calculer la stabilité vibratoire déduit de la distribution non uniforme de la température à la surface du rotor sans distinguer les sources de l’échauffement du rotor, i.e. le contact entre le stator et le rotor ou le cisaillement visqueux de lubrifiant. Cette méthode s’est basée sur le modèle du point chaud proposé par Kellenberger [14] qui a été initialement conçue pour analyser les vibrations spirale induites par le contact entre les rotors et les stators [13]. Malgré la source de chaleur différente, cette méthode pourrait également être utilisée pour l’analyse de l’effet Morton.

La modélisation du phénomène des points chauds était basée sur

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

La chaleur générée dans le système est supposée proportionnelle à la vitesse de rotation Ω et à l’amplitude de vibration à la position axiale du point chaud, alors que la chaleur dégagée est proportionnelle à la déformation thermique. La valeur critique de la stabilité était le rapport . Les coefficients de proportionnalité et pour la chaleur générée et la chaleur dégagée devaient être calculés selon le mécanisme de l’échauffement du système. La méthode de calcul est détaillée en annexe de **[12]**. Si le rapport de la chaleur ajoutée à la chaleur éliminée était proche de la valeur critique de stabilité ou même au-dessus de cette valeur, le rotor pourrait être considéré comme sensible à l’effet Morton.

## Méthodes non-linéaire en régime transitoire

Les approches précédentes se concentrent principalement sur l'analyse en régime permanent de l’effet Morton. Cependant, étant donné que l’effet Morton pourrait être un processus transitoire et très sensible à l’évolution de conditions de fonctionnement, la prédiction transitoire entièrement non linéaire avec une modélisation haute-fidélité est nécessaire. Depuis 2009 [Article de review palazolo], les chercheurs se sont penchés sur l'analyse transitoire de Morton, visant à voir le profil de vibration et de température du rotor dans le domaine temporel.

**En 2013**, Lee et Palazzolo **[15]** ont utilisé un modèle éléments finis pour résoudre l’équation de Reynolds couplée avec l’équation de l’énergie pour le fluide film ainsi que l’équation de conduction thermique pour le rotor. L’équation de l’énergie est limitée au cas 2D. Les simulations ont porté sur un rotor flexible guidé en rotation par un palier à patins oscillants en régime transitoire. Les déformations thermomécaniques des patins n’ont pas été prises en compte dans ce modèle. Le balourd thermique a été modélisé par l’approche de masse concentrée du disque en porte-à-faux, qui est similaire à Murphy **[6]** et Kirk **[8]**.

La simulation de l’effet Morton en transitoire nécessite de l’effort de calcul assez important à cause de la différence de l’échelle du temps entre le phénomène thermique et le phénomène dynamique. Afin de réduire le temps de calcul, un schéma en quinconce (staggered integration scheme) et une approche de moyennage dans le temps pour la température de rotor ont été utilisés. La Figure 3 montre le diagramme du schéma en quinconce, où chaque cycle comprend deux étapes. Au cours de la 1ère étape, les équations de Reynolds, d'énergie, de conduction thermique et de mouvement de rotor sont résolues. La température et la viscosité sont ensuite stockées à la fin de l'étape 1 et utilisées pour l'étape 2, où seulement l'équation de conduction thermique transitoire est résolue pour actualiser la température du rotor et du palier. Le pas de temps d'intégration pour l'étape 2 est beaucoup plus grand que l'étape 1 afin d’accélérer le calcul.

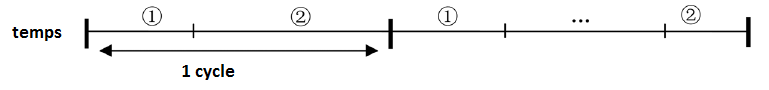


Figure 3 Diagramme du schéma en quinconce

Les auteurs ont utilisé ce modèle pour étudier le cas présenté dans l’article de Gomiciaga et Keogh **[18]**. Les résultats montrent que le déphasage entre le point chaud et le point haut issu de la simulation correspond bien à celui observé dans la réalité. Cependant, la différence de la température entre ces deux points est légèrement plus grande que celle issue de **[18]**. Des explications possibles sont données : l’hypothèse de l’isolation thermique entre le film lubrifiant et le coussinet est à améliorer et la distribution non-uniforme de la température dans la direction axiale devrait être considérée. En général, ce modèle donne un très bon accord quantitatif avec les publications sur la prédiction de la distribution non-uniforme de la température dans le palier circulaire. En outre, les deux effets antagonistes suite à l’augmentation de la température (diminution de viscosité et accentuation des balourds thermiques suite à l’augmentation de la température) ont été mentionnés et discutés.

**En 2014**, Suh et Palazzolo **[16]** publient une amélioration significative du modèle précédent. Cette dernière combine principalement : (1) la résolution de l’équation de Reynolds dans le film et de l’équation de l’énergie en 3D; (2) un modèle éléments finis 3D pour évaluer la conduction thermique et la déformation thermomécanique au niveau du rotor et des patins. Les équations de conduction 3D du rotor et du coussinet sont couplées avec le film de fluide par la condition de transfert de chaleur conjugué. Le flux thermique et la température sont supposés continus à l’interface du fluide-structure, ce qui est différent de la condition de la paroi adiabatique pour l’interface fluide-coussinet dans **[15].** Le flux thermique entre le fluide et l'arbre ont été stocké à chaque pas de temps et un flux thermique moyenné dans le temps en se basant sur l’orbite convergée a été calculées. Ce dernier a été imposé à la surface du rotor pour mettre à jour la distribution de température transitoire du rotor. En outre, la déformation thermique du rotor a été calculée par la 3D FEM au lieu d'utiliser la formule de Dimarogonas [6]. Un modèle du balourd thermique réparti a été proposé pour inclure tous les balourds thermiques nodaux le long de la ligne d’arbre, tandis que d'autres méthodes ne tenaient compte que du balourd généré au niveau du disque en porte-à-faux.

**En 2016**, afin de trouver un bon compromis entre l’efficacité et la précision de la simulation de l’effet Morton avec le modèle présenté dans [16], Tong et Palazzolo ont amélioré la démarche de Suh en utilisant une maillage des éléments finis hybride. En considérant la conclusion de Guo et al. **[19]** qui présument que le rotor avec une masse prépondérante entre les paliers pouvait également comporter l’instabilité du type l’effet Morton, l’approche améliorée a prise en compte la flexion thermique dans la partie du rotor en porte-à-faux et celle entre les paliers. De plus, une autre modélisation du balourd thermique nommée rotor fléchi méthode (bowed rotor method) a été proposée pour remplacer la démarche de la masse concentrée utilisé précédemment, qui peut surestimer la différence de la température **[20]**. Cette méthode a considéré le moment introduit par la rotation hors l’axe axiale.

# Référence:

1. P.Keogh and P.Morton, “Journal bearing differential heating evaluation with influence on rotor dynamic behavior”, Proceeding of the Royal society of London. Series A: Mathematical and physical Sciences, Vol.441, pp.527-548, 1993.
2. P.Keogh and P.Morton, “The Dynamic Nature of Rotor Thermal Bending Due to Unsteady Lubricant Shearing Within a Bearing,” Proc. R. Soc. London, Ser. A: Math. Phys. Sci., 445(1924), pp. 273– 290, 1994.
3. A.Dimorgonas, “Packing Rub Effect in Rotating Machinery,” Ph.D. thesis, RPI, Troy, NY. 1970.
4. F. de Jongh and P. Van Der Hoeven, eds.,“Application of a Heat Barrier Sleeve to Prevent Synchronous Rotor Instability,” 27th Turbomachinery Symposium, College Station, TX, pp. 17–26, 1998.
5. F. de Jongh and P. Morton, "The Synchronous Instability of a Compressor Rotor due to Bearing Journal Differential Heating," International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Hague, Netherlands, doi:10.1115/94-GT-035. 1994.
6. B.T. Murphy, and J.A. Lorenz, 2010, “Simplified Morton Effect Analysis for Synchronous Spiral Instability”, ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 132, October, 2010
7. B.T. Murphy, and J.A. Lorenz, “Case Study of Morton Effect Shaft Differential Heating in a Variable-Speed Rotating Electric Machine, Proceedings of GT2011, ASME Turbo Expo, June 6-11 2011, BC, Canada
8. A.C. Balbahadur and G.Kirk, “Part I-theoretical model for a synchronous thermal instability operating in overhung rotors”, International Journal of Rotating Machinery, vol. 10, pp.447-487, 2004.
9. A.C. Balbahadur and G.Kirk, “Part II-Case Studies for a Synchronous Thermal instability operating in Overhung Rotors”, International Journal of Rotating Machinery, vol. 10, pp.447-487, 2004
10. A.C. Balbahadur, 'A Thermoelastohydrodynamic Model of the Morton Effect Operating in Overhung Rotors Supported by Plain or Tilting Pad Journal Bearings', PhD Thesis, Virginia Polytechnic Institute and University, 2001.
11. G. Kirk and Z. Guo, "Design Tool for Prediction of Thermal Synchronous Instability," ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Portland, Oregon, USA, 2013.
12. J. Schmied, J. Pozivil and J. Walch, "Hot Spots in Turboexpander Bearings: Case History, Stability Analysis, Measurements and Operational Experience," ASME 2008 Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Berlin, Germany, pp. 1267-1277, 2008.
13. J. Schmied, "Spiral Vibrations of Rotors," Proceedings of the ASME Design Technology Conference, 1987.
14. W. Kellenberger, "Spiral Vibrations due to the Seal Rings in Turbogenerators Thermally Induced Interaction between Rotor and Stator," Journal of Mechanical Design, 102(1), pp. 177-184. 1980.
15. J.G. Lee and A. Palazzolo, “Morton Effect Cyclic Vibration Amplitude Determination for Tilt Pad Bearing Supported Machinery,” Journal of Tribology-Transactions of the ASME, vol.135, Jan 2013
16. J. Suh and A. Palazzolo, “Thre-Dimensional THD Morton Effect Simulation Part I: Theoretical Model,” Journal of Tribology-Transactions of the ASME, vol.136(3), Apr 2014
17. J. Suh and A. Palazzolo, “Thre-Dimensional THD Morton Effect Simulation Part II: Advanced Modeling and Parametric Studies,” Journal of Tribology-Transactions of the ASME, vol.136(3), Apr 2014
18. R.Gomiciaga and P.S.Koegh, “ Orbit Inducced Journal Temperature Variation in Hydrodynamic Bearings,” ASME Journal of Tribology , 121, pp.77-84, 1999
19. Z. Guo, et G. Kirk, "Morton Effect Induced Synchronous Instability in Mid-Span Rotor–Bearing Systems—Part I: Mechanism Study," J. Vib. Acoust., 133(6), p. 061004, 2011.
20. X. Tong, A. Palazzolo and J. Suh, "Rotordynamic Morton Effect Simulation With Transient, Thermal Shaft Bow," ASME J. Tribol., 138(3), p. 031705, 2016.