HAL open science

Simulation numérique et mesure de l'erreur de transmission d'engrenage spiro-conique aéronautique

Jean Pierre de Vaujany, Didier Remond, Michèle Guingand

To cite this version:

Jean Pierre de Vaujany, Didier Remond, Michèle Guingand. Simulation numérique et mesure de l'erreur de transmission d'engrenage spiro-conique aéronautique. 17e Congrès Français de Mécanique, Aug 2005, Troyes, France. hal-04219969

HAL Id: hal-04219969

https://hal.science/hal-04219969v1

Submitted on 27 Sep 2023

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Simulation numérique et mesure de l'erreur de transmission d'engrenage spiro-conique aéronautique

Jean-Pierre de Vaujany, Didier Remond et Michèle Guingand

Laboratoire de Dynamique des Machines et des Structures (LDMS)
INSA de Lyon – 18 rue des Sciences, 69621 Villeurbanne Cedex

Résumé :

Dans le cadre de l'analyse du comportement quasi-statique sous charge des engrenages spiro-coniques, un modèle numérique a été développé au laboratoire. Afin de qualifier ce modèle, une mesure de l'erreur de transmission a été réalisée sur une boîte d'hélicoptère avec des codeurs optique et magnétique. L'article présenté synthétise les méthodes intégrées dans la simulation numérique et les mesures effectuées.

Abstract :

A numerical model has been developed at the laboratory to analyse the loaded behavior of the spiral bevel gears. In order to qualify this model a measurement of the transmission error has been carried out in a helicopter box using optical and magnetic coders. The paper presented synthesizes the simulation methods and the measurements.

Mots clefs :

Engrenage ; Spiro-conique ; Codeur ; Erreur de transmission ; Expérimental.

1 Introduction

L'étude de la modélisation numérique du comportement sous charge des engrenages fait apparaître trois aspects complémentaires . Les modèles doivent prendre en compte : le comportement élastique des engrenages, le contact entre le pignon et la roue et le partage de la charge entre les différentes dents en prise simultanément. Les études effectuées dans ce domaine sur différents types d'engrenages montrent une grande diversité de méthodes utilisées pour modéliser le comportement. Certaines modélisations découplent les différents effets [1], alors que d'autres modélisent le comportement dans sa globalité [2]. Afin de répondre à des exigences industrielles (rapidité de calculs…) et des géométries complexes d'engrenages aéronautiques, nous avons choisi au laboratoire de développer des modèles de simulation en découplant les effets de flexion et de contact. Le modèle développé permet de simuler l'engrènement sous charge des engrenages spiro-coniques (figure 1(b)) [3].

La validation du modèle numérique a été réalisée à partir de mesures de l'erreur de transmission sous charge. Cette dernière est définie comme étant le déphasage de la roue menée par rapport à sa position théorique donnée par le rapport de transmission. Cette comparaison permet donc de valider l'ensemble de notre modèle et toutes ses étapes : géométrie, engrènement et partage de charge. Les mesures ont été réalisées sur une boîte de transmission arrière d'hélicoptère à l'aide de codeurs optiques et magnétiques pour mesurer les positions angulaires du pignon et de la roue. Dans un premier temps, l'article présente le modèle numérique développé. Ensuite, un descriptif des méthodes de mesure sera réalisé.

2 Modèle numérique

2.1 Processus de simulation de l'engrènement

La modélisation du comportement sous charge peut être effectuée selon un processus général divisé en trois étapes principales distinctes. Ce processus a déjà été utilisé et validé pour l'étude des engrenages cylindriques [4], des engrenages face [5], des engrenages spiro-coniques [3] et actuellement appliqué au cas des engrenages roue et vis. La première étape consiste à simuler la fabrication des engrenages afin d'obtenir le profil des dents. La simulation de la cinématique à vide permet ensuite de définir les zones de contact potentiel, ainsi que l'erreur cinématique. Les résultats de ces deux premières étapes peuvent déjà être exploités pour étudier l'influence de différents paramètres de taillage et d'assemblage. Dans la dernière étape, le partage de charge est déterminé par la résolution de l'équation de compatibilité des déplacements. Cette résolution permet d'obtenir outre le partage de charge, les pressions instantanées de contact, l'erreur de transmission sous charge ainsi que la raideur d'engrènement et les contraintes en pied de dents. L'équation de compatibilité des déplacements prend en compte à la fois les déformations globales de flexion et les déformations locales de contact, caractérisées par des coefficients d'influence.

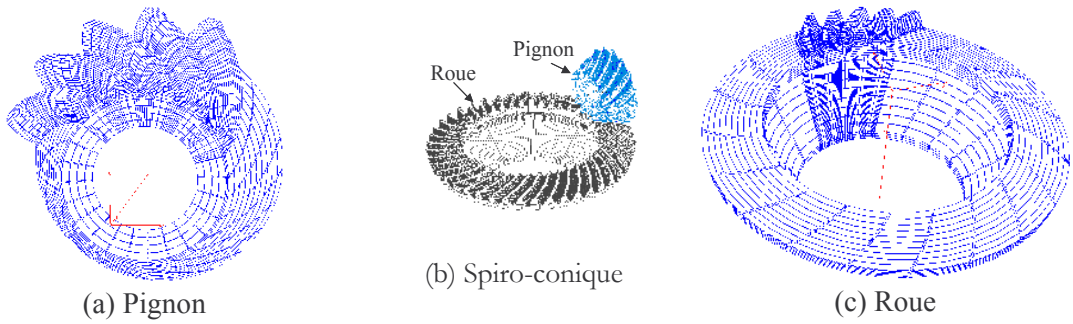
2.2 Calcul du partage de charge et de l'erreur de transmission

Le calcul de la répartition des charges doit prendre en compte à la fois les effets de flexion globale du corps (flexibilité des dents, de la jante et des voiles) et les propriétés mécaniques de déformations de surface au niveau du contact. Pour une modélisation optimale, les deux effets sont séparés et peuvent être traduits par des coefficients d'influence. L'effet de flexion globale du corps est calculé grâce à une modélisation par Eléments Finis, et celui de surface est déterminé par une approche locale. Cette approche est basée sur une discrétisation de la zone de contact à travers les théories de Boussinesq et Cerruti [6]. Un maillage localisé suivant les lignes de contact est réalisé dans le plan tangent au contact. L'aire potentielle de contact est discrétisée en N rectangles de taille constante. Sur chaque rectangle, la distribution de pression normale est considérée constante $\left(P_j = Cte\right)$. Le calcul du partage de charge entre les deux corps revient à résoudre l'équation de compatibilité des déplacements dans la zone potentielle de contact discrétisée:

$$\sum_{j=1}^{N}\left(C_{ij}^{f} + C_{ij}^{s}\right)P_j + \varepsilon_i = \alpha \qquad (1)$$

avec : α : rapprochement global des corps, P_j : pression, ε_i : écart initial au point k, C_{ij}^{f} est représentatif des effets associés aux déformations de flexion (pignon et roue) et C_{ij}^{s} représente les effets associés aux déformations de surface.

La théorie de Boussinesq permet de calculer les coefficients de déformation de surface pour chaque carreau du maillage. Le calcul des coefficients de flexion est réalisé à l'aide d'une méthode EF. La figure 1 présente un exemple de maillage du pignon (Figure 1(a)) et de la roue (Figure 1(b)) à partir d'éléments iso paramétriques hexaédriques à 20 nœuds et à 3ddl par noeud. Pour chaque position cinématique, le coefficient d'influence de flexion (C_{ij}^{f}) correspond au déplacement du point I induit par le chargement unitaire en un point de contact potentiel J. Chaque point potentiellement en contact doit être chargé successivement afin d'obtenir l'ensemble des coefficients d'influence de flexion.



(a) Pignon (b) Spiro-conique (c) Roue

FIG.1 – Maillage EF de l'engrenage (CATIA V4).

L'erreur de transmission sous charge est liée au rapprochement global des corps α (équation (1)) auquel est ajoutée l'erreur cinématique à vide. L'erreur de transmission sous charge est exprimée angulairement d'après la méthode GLEASON [7]. Elle est variable d'un côté à l'autre de la dent. Afin de déterminer une erreur de transmission sous charge moyenne et de limiter les approximations, le rayon du point de milieu de denture et sur le cône primitif R_{moy} a été choisi pour caractériser l'erreur de transmission. L'erreur de transmission sous charge $\Delta\Theta_2$ peut-être exprimée alors par :

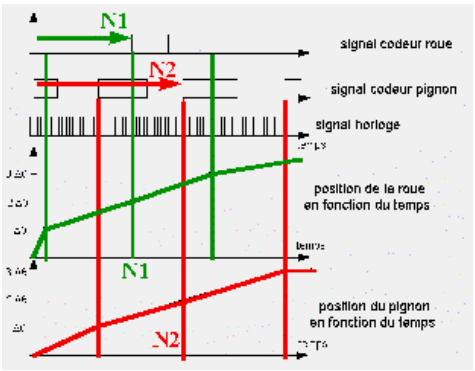
$$\Delta\Theta_2 = \Delta\theta_2 - \frac{\alpha}{R_{moy}} \qquad (2) \qquad \text{avec : } \Delta\theta_2 = \theta_2 - \theta_1 . \frac{Z_1}{Z_2}$$

où $\Delta\theta_2$ est l'erreur cinématique à vide, R_{moy} le rayon du point de milieu de denture et sur le cône primitif, Z1etZ2 le nombre de dents du pignon et de la roue.

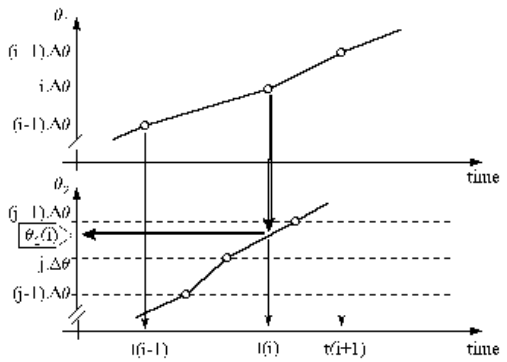
3 Dispositif expérimental

3.1 Principe de la mesure

Afin de mesurer la position angulaire du pignon et de la roue, il est possible de monter des codeurs optiques et magnétiques directement sur les arbres de rotation, sans l'intermédiaire d'un accouplement, toujours gênant pour la mesure. Ces codeurs magnétiques et optiques sont à arbre creux et la partie fixe est maintenue sur le bâti par l'intermédiaire d'un montage souple, tolérant des désalignements dynamiques. Ces montages sont donc très intéressants pour une mesure d'erreur de transmission, puisque les codeurs peuvent être montés très proches des engrenages, directement sur l'arbre les supportant. La technique de mesure proposée permet de dissocier la précision de la mesure et sa résolution et donc de mesurer l'erreur de transmission à l'aide de codeurs optiques (ou magnétiques) ayant une faible résolution, c'est-à-dire un faible nombre de traits par tour. Le principe de cette mesure repose sur le comptage du nombre d'impulsions délivrées par une horloge à très haute fréquence entre deux fronts montants du signal délivré par le codeur optique (ou magnétique) [8] [9]. Ce comptage doit s'effectuer en simultané sur les deux voies (codeurs pignon et roue) en ayant la même référence, c'est-à-dire la même horloge et le même compteur (Figure 2). Ceci permet d'obtenir une solide référence temporelle sur les deux voies et de mesurer l'écart simultané entre les deux voies. Il est possible ensuite de reconstruire la loi d'évolution des positions de la roue et du pignon en fonction du temps et cela à une cadence donnée par le nombre de raies sur chaque codeur.



(a) Loi d'évolution des positions de la roue et du pignon en fonction du temps.



(b) Méthode angulaire de calcul de l'erreur de transmission.

FIG. 2 – Principe de la mesure angulaire.

Ce principe a été mis en oeuvre sur une carte d'acquisition spécifique mais peut être réalisé aujourd'hui à l'aide de cartes commerciales. La vitesse maximale de rotation est donnée par la résolution des codeurs et

par la cadence de sauvegarde des informations enregistrées. Pour les applications développées jusqu'ici, il est possible d'atteindre des fréquences des signaux codeurs d'environ 200 kHz, ce qui représente une vitesse de 6000 tr/min pour un codeur à 2000 raies. La longueur de l'enregistrement ne dépend que de la taille de la mémoire mise à disposition pour le stockage. La reconstruction du signal de l'erreur de transmission peut se faire à partir de plusieurs méthodes. L'une d'elles consiste à échantillonner les deux lois d'évolution angulaire des codeurs en référence avec les positions angulaires données par le codeur 1 ou le codeur 2. Les positions angulaires de chacun des codeurs sont reconstruites au cours du temps en replaçant les intervalles entre chaque front montant sur l'axe temporel, les intervalles sur l'ordonnée étant tous égaux à $\Delta\theta$. Le calcul de l'Erreur de Transmission s'effectue alors seulement aux instants d'apparition des fronts montants sur la voie 1 (respectivement sur la voie 2), nécessitant une seule interpolation sur la voie 2 (respectivement sur la voie 1). L'expression de l'erreur de transmission sera donc reconstruite en tenant compte du rapport de réduction de manière numérique, aux instants correspondants au passage d'une raie du codeur 2, et pourra donc s'écrire sous la forme suivante :

$$\Delta\Theta_{a2}(i) = \theta_2(i) - \frac{Z_1}{Z_2}\cdot\theta_1(i) = i\cdot\Delta\theta_2 - \frac{Z_1}{Z_2}\cdot\theta_1(i)$$

3.2 Banc d'essai et traitement des mesures

Les essais ont été effectués sur un banc d'essais de fatigue et de qualification de la société EADS EUROCOPTER à Marignane et les mesures d'erreur de transmission sous charge ont été réalisées sur une boîte de transmission arrière (BTA) d'hélicoptère (figure 3). Pour ce type d'appareils, le rotor de queue étant excentré par rapport à la poutre de queue de l'appareil, une boîte de transmission intermédiaire (BTI) est alors utilisée pour effectuer le renvoi d'angle entre l'arbre moteur venant de la boîte de transmission principale (BTP) et l'arbre d'entrée de la boîte de transmission arrière (BTA). L'architecture du banc d'essais ne permettant pas d'effectuer la mesure du couple à l'entrée de la boîte de transmission arrière (problème d'encombrement), cette mesure a été effectuée à l'entrée de la boîte de transmission intermédiaire. De manière similaire, la vitesse de rotation imposée du banc d'essai correspond à la vitesse de rotation en entrée de la boîte de transmission intermédiaire et celle de la boîte de transmission arrière est ensuite calculée à partir du rapport de réduction de la boîte de transmission intermédiaire (*rapport de réduction BTI = 33/43*). Un codeur magnétique a été utilisé pour le pignon et un codeur optique monté sur l'arbre de la roue.

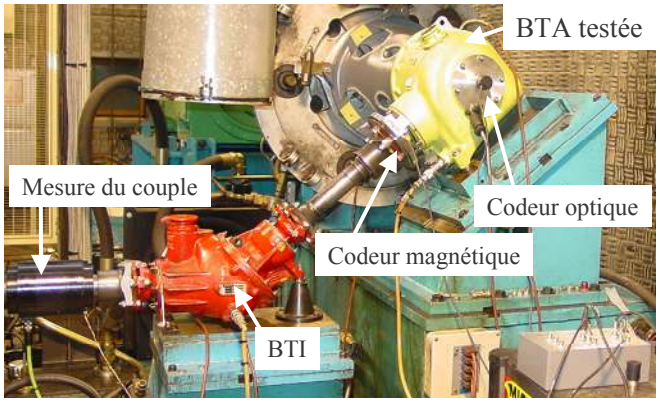
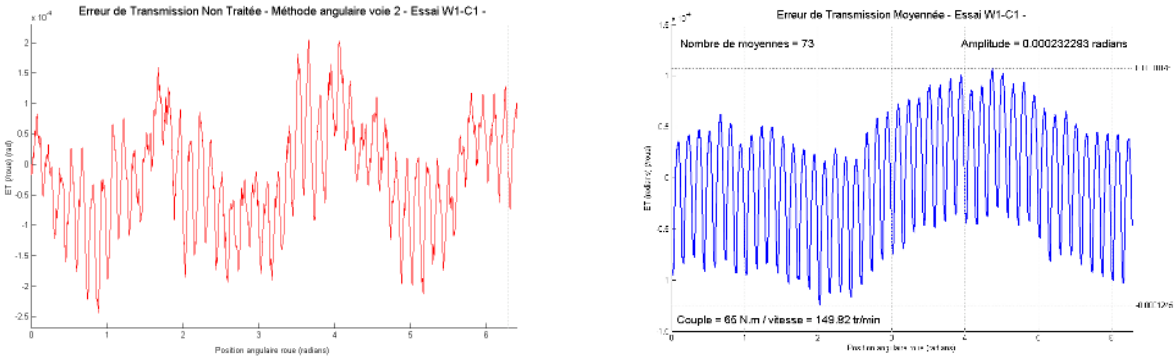


FIG. 3 – Banc d'essai.

Le principe de déclenchement d'une acquisition synchronisée repose sur la localisation d'un « Top Tour » délivré par les codeurs optiques et magnétiques. Une procédure de décomptage du nombre de tours multiple d'une périodicité complète de l'engrenage permet, à partir d'une position repérée à l'arrêt, de déclencher l'acquisition de la mesure de l'erreur de transmission lorsqu'un couple de dents du pignon et de la roue se retrouvent en début d'engrènement à une vitesse stabilisée. Cette synchronisation nécessite néanmoins le positionnement relativement précis du codeur optique (ou magnétique) sur l'arbre supportant l'engrenage, positionnement qui a été réalisé lors du montage des codeurs. Les essais ont été réalisés à faible vitesse pour se rapprocher des conditions quasi-statiques. Trois valeurs de vitesse (entrée BTI : 200, 250, 530 tr/min) et de couple (entrée BTI : 6.5, 13 et 26 m.daN) ont été utilisées. Pour les exploitations, la

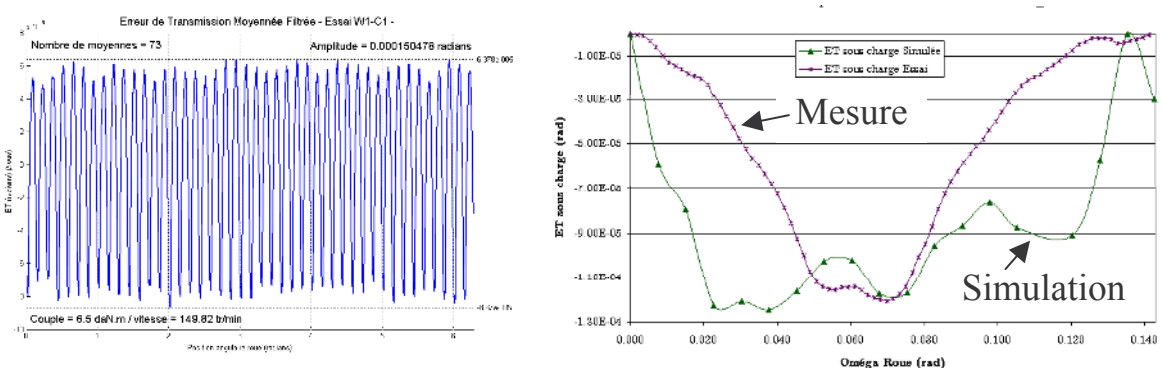
méthode d'échantillonnage angulaire en référence au codeur 2 a été utilisée, c'est-à-dire que nous avons pris comme référence la roue et que nous avons reconstitué l'erreur de transmission de la roue à partir de la formule vue précédemment (Figure 4(a)).



(a) Erreur de transmission non-traitée. (b) Erreur transmission moyennée.

FIG. 4 – Mesure de l'erreur de transmission (200 tr/min et 6.5 N.daN).

Pour s'affranchir des variations du couple au cours de l'acquisition, nous traitons les résultats en effectuant la moyenne pour un ou deux tours de roue successifs pour l'ensemble de l'acquisition. En prenant comme référence la roue, la moyenne permet de s'affranchir des défauts du pignon (Figue 4(b)). Afin de s'affranchir de la composante basse fréquence correspondant à l'excentricité, le signal d'erreur de transmission obtenu est filtré à l'aide d'un filtre numérique « Passe Haut » (Figure 5(a)).



(a) Mesure moyennée et filtrée. (b) Mesure et simulation.

FIG. 5 – Erreur de transmission (200 tr/min et 6.5 N.daN).

La figure 5(b) présente pour les mêmes conditions de vitesse et de chargement, l'erreur de transmission mesurée et simulée. Au niveau de l'amplitude, nous obtenons une bonne corrélation. La forme des courbes diffèrent entre la mesure et la simulation pour des positions cinématiques où nous manquons de précision sur les calculs de la cinématique à vide (20µm). Lors de l'engrènement deux à trois couples de dents sont en contact. Pour des couples plus importants, la forme des courbes de la simulation et des mesures est similaire mais l'amplitude est différente à cause des déformations des éléments mécaniques de la BTI (arbre, carter, paliers) sous l'influence de la charge. N'ayant pas pu mesurer ces déformations afin de les introduire dans le modèle, le recalage n'a pas pu être réalisé pour ces couples importants.

4 Conclusion

Le modèle numérique développé permet de simuler le comportement sous charge des engrenages spiro-coniques dans le domaine aéronautique (jante fine et voile). Il est constitué en trois étapes : définition de la géométrie des dentures, cinématique à vide et calcul sous charge. A cette dernière étape, ils est possible de connaître le partage de charge entre les dents, l'erreur de transmission ou encore les contraintes en creux de

dents. Un banc d'essai constitué d'une boîte de transmission arrière d'hélicoptère a permis de mesurer l'erreur de transmission sous charge. Pour des couples modérés, nous obtenons une bonne corrélation entre la simulation et la mesure. Pour des couples plus importants la déformation des éléments de la BTA modifient le positionnement de l'engrenage et ainsi les résultats de l'erreur de transmission diffèrent au niveau de l'amplitude entre la mesure et le calcul. Il serait nécessaire de modéliser l'ensemble de la boîte de transmission pour connaître les positions des éléments mécaniques sous-charge et valider ces cas de chargement.

Remerciements

L'ensemble du travail a été réalisé par Yvan Icard dans le cadre d'une thèse avec un support EADS EUROCOPTER. Les auteurs remercient la société EUROCOPTER et tout particulièrement P. Amielh (ingénieur ECF) qui a suivi le projet.

References

[1] VIJAYAKAR S. M., BUSBY H. R., HOUSER D. R. "Finite element analysis of quasi-prismatic bodies using Chebyshev polynomials". *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1987, Vol. 24, n° 8, p. 1461-1477.

[2] AMBRUOSI G., BIANCO G., DELLA CORTE O. et al. « FEM model for the tooth root bending stress analysis of mating helical gears". *Proceedings of DETC'00, Baltimore, Maryland, September 10-13 2000.* [CD-ROM] DETC2000/PTG-14359, 9 p.

[3] ICARD Y, Engrenage spiro-conique : modélisation sous charge appliquée au domaine aéronautique, Thèse Génie Mécanique : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, n°2005-ISAL-007, 264 p.

[4] KIM H. C. *Etude des charges et des contraintes dans les engrenages cylindriques avec voile. Simulation numérique par la méthode des Prismes Finis.* Thèse Génie Mécanique : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, n° 96-ISAL-0045, 1996, 152 p.

[5] JACQUIN C.Y., *Modélisation et optimisation du comportement sous-charge des engrenages face.* Thèse Génie Mécanique : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, n°01-ISAL-0045, 2001, 262 p.

[6] BIBEL G. D., HANDSCHUH R. Meshing of a spiral bevel gear set with 3D finite element analysis. *Proceedings of the 1996, 7th International Power Transmission and Gearing Conference.* New York : ASME, Design Engineering Division, 1996. Vol. 88, p. 703-708.

[7] GLEASON. *Applied Gear Engineering Course : Bevel Gear and Hypoid Analysis.* Rochester : Gleason Works, 1985. 328 p.

[8] REMOND D. Practical performances of high-speed measurement of gear transmission error or torsional vibrations with optical encoders. *Journal Measurement Science and Technology,* 1998, n°9, p. 347-353

[9] REMOND D., PLAY D. Advantages and perspectives of gear transmission error measurement with optical encoders. *Proceeding of 4th World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, March 16-18 1999.* Paris : MCI, 1999. p. 1789-1802.