

MODÈLE DYNAMIQUE POUR LES FRÉQUENCES DE DEFAUT DES MULTIPLICATEURS DE VITESSE DANS LES CENTRALES ÉOLIENNES

LINCĂ Claudiu-Nicolae

REZUMAT:

L'intérêt majeur pour le comportement et durée de vie des éoliennes et ces composants devient vitale. Dans ce travail l'objectif est de mettre en évidence les différents types des défauts qui rentrent en compte au niveau des engrenages respectivement du multiplicateur de vitesse de rotation. Pour l'identification des défauts lors de mesures vibratoires une caractérisation des différents types de défauts existants en littérature a été présentée. Le travail continuera avec les mesures de vibrations que nous volons effectuer sur le multiplicateur d'une éolienne de 2.5MW en Dobrogea.

CUVINTE CHEIE: Éoliennes, le multiplicateur, défauts

1 INTRODUCTION

Les éoliennes font partie dans le domaine d'énergie, le secteur vert qui présent depuis 10 ans un important développement en Roumanie. L'intérêt majeur pour le comportement et durée de vie des éoliennes et ce composant devient vitale. Dans ce travail l'objectif est de mettre en évidence les différents types des défauts qui rentrent en compte au niveau des engrenages respectivement du multiplicateur de vitesse de rotation. Pour une bonne compréhension une présentation du multiplicateur est son rôle dans l'ensemble d'éolienne est réalisé.

2 ETAT DE L'ART

Il existe deux grandes catégories d'éoliennes selon la disposition géométrique de l'arbre sur lequel est montée l'hélice (Walker et al, 1997) :

- les turbines éoliennes à axe horizontal ;
- les turbines éoliennes à axe vertical.

Eolienne à axe horizontal

Elles sont similaires aux éoliennes que l'on rencontre actuellement sur les fermes éoliennes. Les caractéristiques des éoliennes à axe horizontal sont les suivantes : de petite taille, de 5 à 20 m avec un diamètre compris entre 2 et 10 m, et avec une production pouvant aller jusqu'à 20 kW.

Eolienne à axe vertical

Elles ont été conçues pour s'adapter au mieux avec les contraintes engendrées par les turbulences du milieu urbain comme décrit ci-dessus.

Grâce à ce design, elles peuvent fonctionner avec des vents provenant de toutes les directions et sont moins soumises à ces perturbations que les éoliennes à axe horizontal. Elles sont relativement silencieuses et peuvent facilement s'intégrer au design des bâtiments. Leurs faiblesses résident principalement dans la faible maturité du marché (coûts d'investissement élevés) et leur coefficient de puissance inférieur à celui offert par les turbines à axe horizontal. En raison de leur petite taille, l'énergie produite reste faible. Ces éoliennes trouvent donc leur place essentiellement dans le milieu urbain.

Eolienne à axe horizontal ou à axe vertical ?

En milieu urbain, la vitesse du vent et sa direction sont imprévisibles, surtout près des bâtiments. Là où la turbulence ne peut être évitée, les éoliennes à axe vertical peuvent plus facilement capter le vent. D'autre part, les éoliennes peuvent être classées selon leur caractéristique aérodynamique, c'est-à-dire fonctionnant avec un design utilisant la portance ou la traînée. Les éoliennes à axe horizontal fonctionnent avec la portance alors que les éoliennes à axe vertical utilisent soit la traînée (Savonius) soit la portance (Darrieus).



Fig.1. Types d'éolienne

L'éolienne de modèle Darrieus se caractérise par la forme en C de ces pales qui rappelle vaguement un batteur. Elle est normalement constituée de deux ou trois pales.

L'éolienne utilise l'effet de la portance.

Il existe différents types de machine utilisant ce principe : conique, cylindrique ou parabolique. L'éolienne peut être fixée par des haubans. L'éolienne WindWall est un exemple de machine Darrieus alors que le modèle Turby est connu pour être basé sur un design Darrieus modifié.

3 LA STRUCTURE DES ÉOLIENNES

Les fondations :

Les fondations sont composées d'épais blocs de béton armé d'environ 100 tonnes voire plus, enterrés à 5 à 6 mètres de profondeur. Au-dessus de ces fondations, une autre dalle est coulée afin de fixer la première partie du mat.



Fig.2 La préparation de la fondation

Fondation: composé de trois parties vient se fixer sur la partie supérieure des fondations prévues à cet effet : En général, le mât est composé de

Le rotor: Il est constitué des pales et du nez (ou moyeu), ainsi que les nombreux dispositifs de commande situés dans le nez. De nombreuses études en souffleries ont été réalisées afin de déterminer le nombre optimal de pales pour le fonctionnement de l'éolienne.

éolienne le dysfonctionnement des freins peut être fatal à l'éolienne. Le freinage a d'ailleurs été l'un des

premiers problèmes rencontrés par les ingénieurs lors des débuts des éoliennes.

La nacelle

L'éolienne de modèle Savonius utilise la traînée différentielle entre les aubes constituées de parties cylindriques en opposition. Un couple se crée mettant alors le générateur en mouvement.

La vitesse de démarrage de ces machines est plutôt basse, autour de 2 m/s

Les éoliennes à axe vertical s'adaptent particulièrement bien aux effets de la turbulence. De plus, ce design ne fait pas beaucoup de bruit et finalement convient bien au milieu urbain.

trois parties permettant un transport plus simple. Il est fixé aux fondations par des boulons, partiellement serrés, permettant ainsi une certaine extension de la structure soumise en permanence à de nombreuses forces.

Lourne



Fig.3. Trocon du bâti de l'éolienne

La girouette et l'anémomètre permettent de connaître la direction et la vitesse du vent. Ils participent ainsi à l'autonomie presque complète des éoliennes.

Ils sont souvent associés à un dispositif d'orientation de l'éolienne

Le système de freinage :

Un système de freinage est très important dans une

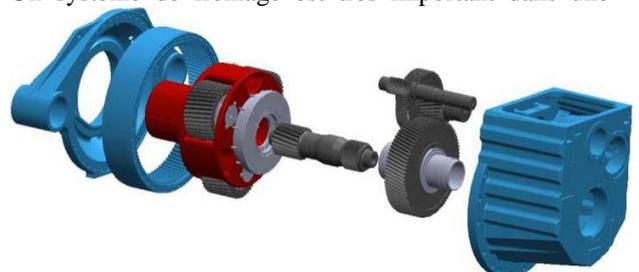
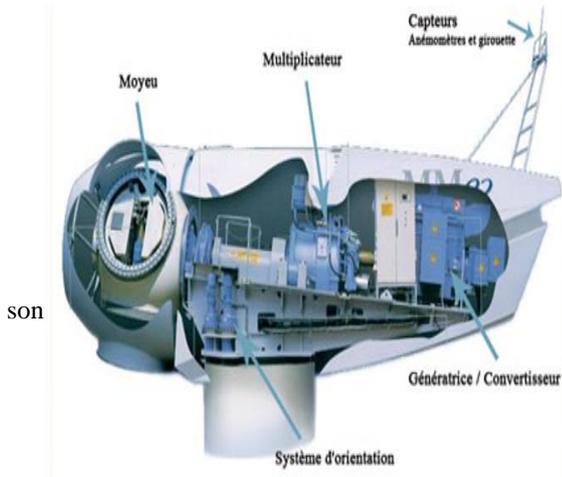


Fig.6. Vue 3D des engrenages



La nacelle contient tous les éléments mécaniques qui permettent de transformer l'énergie mécanique produite par les pales en énergie électrique : les pales, l'anémomètre et le rotor

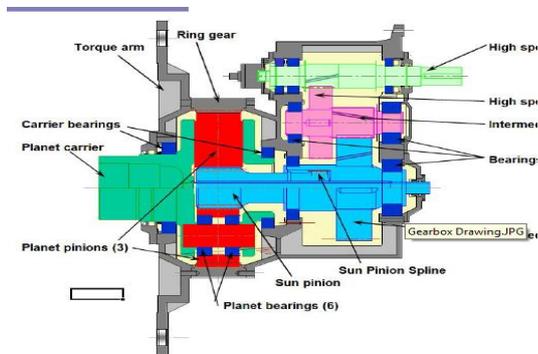


Fig.5. Section multiplicateur

Les types des défauts :
 -BENDING FATIGUE
 -HERTZIAN FATIGUE

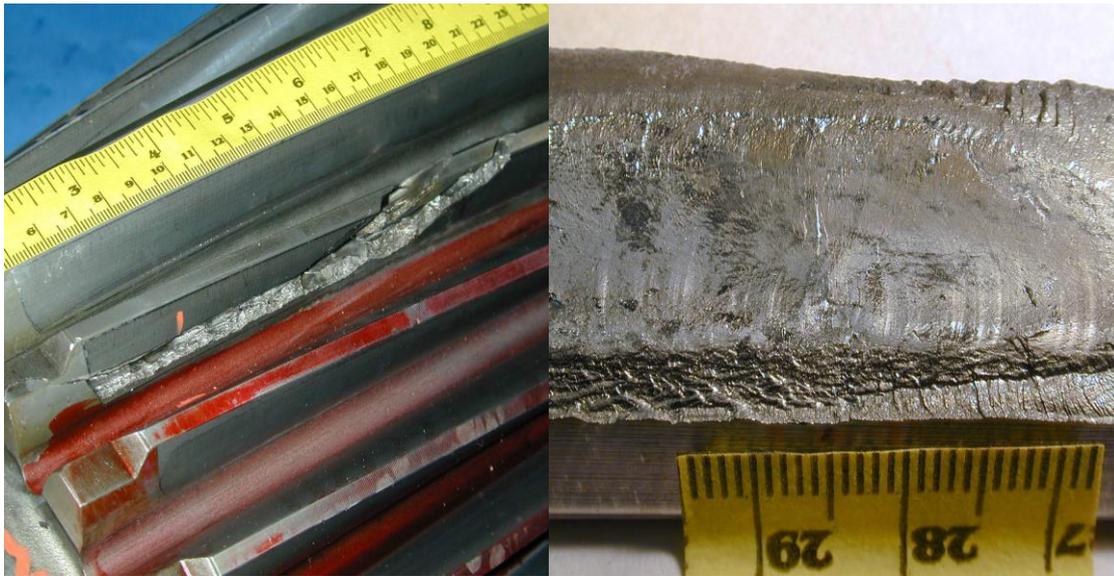
-WEAR
 -SCUFFING
 -CRACKING

Bending Fatigue/High-Cycle/Root Fillet C



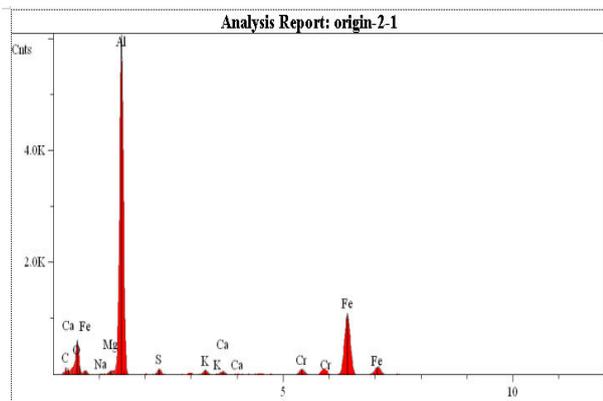
4 Bending Fatigue/High-Cycle/Root Fillet Cracks

Bending Fatigue/High-Cycle/Tooth End Cracks



Bending Fatigue on INT Pinion

Inclusion Origin on Tooth Fragment



Frecventele de angrenare in multiplicator						
	Tr.1	frecv. De angrenare	Tr2-intermediar			Tr3
		planetar				
Frecv. nRotor intrare fRotor (zRotor)	z1	$f_{Rotor} * (z_{Rotor}/z1) = f_{Rotor2}$	$f_{Rotor2} * (z4/z5) = f_{Rotor3}$			fRotor3 * (z6/z7) = fRotor4 generator
n/60	z2	$f_{Rotor} * (z_{Rotor}/z2) = fz4$				
	z3	$f_{Rotor} * (z_{Rotor}/z3) = fz4$				
	coroana	fz1/coroana				
		fz2/coroana				
		fz3/coroana				

Conclusions

1. Pliage fatigue est le mode d' échec primaire
 2. Pas de défauts de surface ont été trouvés à la surface des dents
 3. Aucun défaut de matériau dû à un traitement thermique ont été trouvés
 4. L'inclusion d'alumine a été trouvée à l'origine de la fissure
 5. Racine cause de fatigue par flexion est insuffisante propreté des matériaux
- COMMENT PRÉVENIR BENDING FATIGUE
UTILISATION DE L'ACIER QUI EST :

- CLEAN , DURCISSABLE
- CARBURE
- GRENAILLE
- FINE GRAINS
- REDUIRE:
- BAINITE , PERLITE
- CARBURES RESEAU
- MICROFISSURES
- VICES
- STRESS CINTRAGE

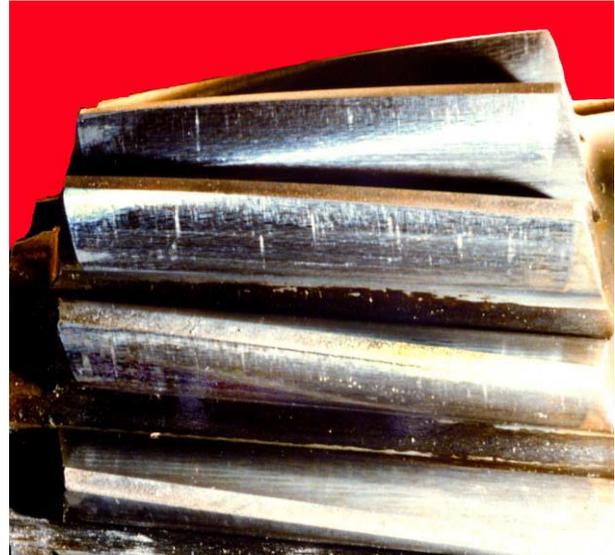
HERTZIAN FATIGUE



Hertzian Fatigue/Macropitting

COMMENT PRÉVENIR MACROPITTING

- Reduire le stress de contact
- Utilisez acier propre
- Utilisez acier cemente
- Broyer / affuter les dents d'engrenage
- Gardez lubrifiant cool, propre et sec
- Utilisez haute lubrifiant de viscosite



COMMENT PRÉVENIR COLLE USURE

- Utilisez les surfaces des dents lisses
- Executez en nouveaux trains a des charges reduites
- Gardez lubrifiant cool, propre et sec
- Utilisez des vitesses elevees
- Si faible vitesse , utiliser des engins nitrures et haute viscosite du lubrifiant
- Si tres faible vitesse , eviter s- p additifs

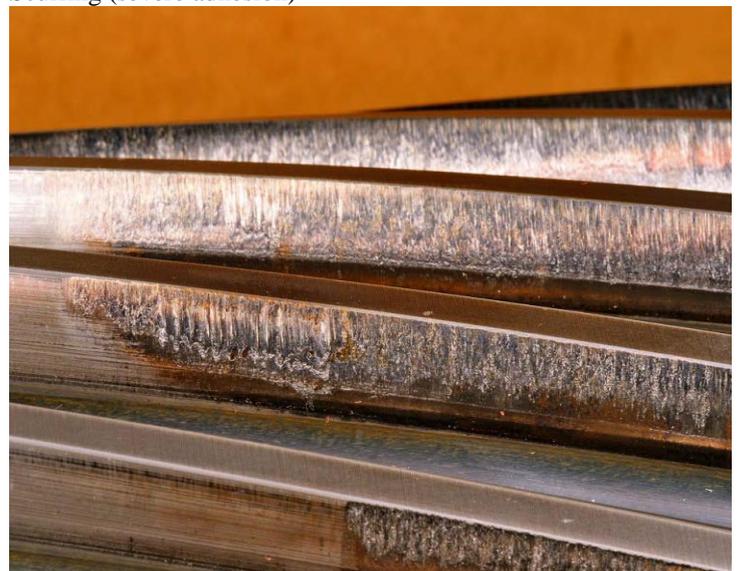


Hertzian Fatigue/Micropitting

COMMENT PRÉVENIR MICROPITTING

- Grind / hone / dents d'engrenage polonais
- Évitez les flancs grenailles
- Faire le plus dur engrenage aussi lisse que possible
- Faire pignon 2 hrc souligne plus difficile que les engins
- Utiliser de l'huile a haute resistance a micropitting
- Gardez lubrifiant cool, propre et sec
- Utilisez haute lubrifiant de viscosite
- Utilisez des vitesses elevees
- Dents coat avec du phosphate , cu , ag
- Run -in avec lubrifiant special et charges controlees

Scuffing (severe adhesion)

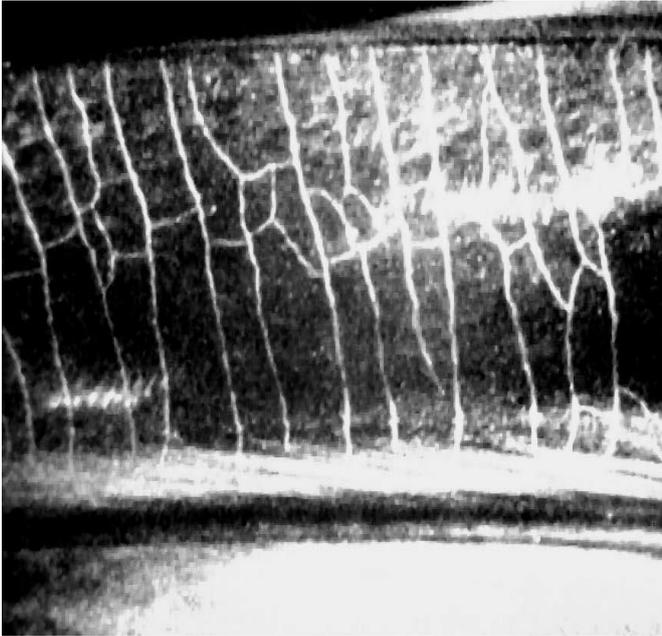


COMMENT PRÉVENIR SCUFFING

- Optimiser engins geometrie / exactitude
- Utilisation nitrure acier
- Grind / hone vitesses dents
- Coat vitesses dents w / phosphate , cu , ag
- Utilisation high - visc , antiscuff lube
- Dents gear cool avec lube
- Run -in new gearsets at charges reduites

Wear/Adhesion

Cracking/Grinding Cracks



COMMENT PRÉVENIR FISSURES RECTIFICATION
Utilisez une bonne roue, l'alimentation, la vitesse, et du liquide de refroidissement
Gardez austénite < 20 %
Gardez cas libre de réseaux de carbure
Gardez la dureté de surface < 60 hrc
Inspecter la colere w / attaque acide
Inspecter les fissures w / particule magnétique

5 CONCLUZII

Dans ce travail a été réalisé un étude centre sur la caractérisation des différents défauts existantes dans le cadre du multiplicateur d'éolienne. Un premier point concerne la structure d'éolienne respectivement la présentation cinématique.

Pour l'identification des défauts lors de mesures vibratoires une caractérisation des différents types de défauts existantes en littérature a été présenté.

Le travail continuera avec les mesures de vibrations que nous volons effectuée sur le multiplicateur d'une éolienne de 2.5MW en Dobrogea.

7 BIBLIOGRAFIE

1. Motavalli, J. (2004). "Catching the Wind." *The Environmental Magazine*; Dec 31, 2004. <http://www.emagazine.com/archive/2176>
2. Link, L.; LaCava, W.; van Dam, Jeroen.; McNiff, B.; Sheng, S.; Wallen, R.; McDade, M.; Lambert, S.; Butterfield, S.; Oyague, Francisco. *Gearbox Reliability Collaborative Project Report: Findings from Phase 1 and Phase 2 Testing*. NREL/TP-5000-51885. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, June 2011. <http://www.nrel.gov/docs/fy11osti/51885.pdf>.
3. Sheng, S.; Link, L.; LaCava, W.; van Dam, J.; McNiff, B.; Veers, P.; Keller, J.; Butterfield, S.; Oyague, Francisco. *Wind Turbine Drivetrain Condition Monitoring During GRC Phase 1 and Phase 2 Testing*. NREL/TP-5000-52748. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, October, 2011. <http://www.nrel.gov/docs/fy12osti/52748.pdf>

4. Errichello, R.; Muller, J. (2012) *Gearbox Reliability Collaborative Gearbox 1 Failure Analysis Report*. NREL/SR-5000-530262. Work performed by Geartech, Townsend, Montana. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, February 2012. <http://www.nrel.gov/docs/fy12osti/530262.pdf>
5. Musial, W.; McNiff, B. "Wind Turbine Testing in the NREL Dynamometer Test Bed." *American Wind Energy Association's WindPower 2000 Conference; April 30-May 4, 2000, Palm Springs, CA*. NREL/CP-500-28411. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, June 2000. <http://www.nrel.gov/docs/fy00osti/28411.pdf>
6. National Renewable Energy Laboratory. *Dynamometer Testing (Fact Sheet)*. NREL/FS-5000-45649. Golden, CO. <http://www.nrel.gov/docs/fy11osti/45649.pdf>.
7. Frarey, J.L. "The History and Application of the Envelope Detector." *Technology Showcase: Integrated Monitoring, Diagnostics and Failure Prevention, Proceeding of a Joint Conference, Mobile, Alabama, and April 22-26, 1996*. Haymarket, VA: Society for Machinery Failure Prevention Technology. <http://www.dtic.mil/cgi-bin/GetTRDoc?AD=ADP010154>
8. Broderick, J.J.; Burchill, R.F.; Clark, H.L. *Design and Fabrication of Prototype System for Early Warning of Impending Bearing Failure*. NASA-CR-123717, MTI-71TR1. Huntsville, AL: National Aeronautics and Space Administration (NASA), January 1972. http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19720020851_1972020851.pdf
9. Luo, H.; Qiu, H.; Ghanime, G.; Hirz, M.; van der Merwe, G. "Synthesized Synchronous Sampling

- Technique for Differential Bearing Damage Detection.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*; Vol.132, Issue 7, 2010. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4000092>
10. Hochmann, D.; Sadok, M. “Theory of Synchronous Averaging.” *Proceedings of the 2004 IEEE Aerospace Conference; March 6-13, 2004, Big Sky, Montana*. Washington, DC: IEEE, 2004; pp. 3636-3653. <http://dx.doi.org/10.1109/AERO.2004.1368181>
11. Hanna, J.; Hatch, C.; Kalb, M.; Weiss, A.; Luo, H. “Detection of Wind Turbine Gear Tooth Defects Using Sideband Energy Ratio™.” *China Wind Power 2011; October, 19-21, 2011, Beijing, China*. <http://www.ge-mcs.com/download/monitoring/SER-Technical-Paper.pdf>
12. Marple, L. Jr., “Computing the Discrete-Time Analytic Signal via FFT.” *IEEE Transactions on Signal Processing*, Vol. 47, No. 9, 1999; pp.2600-2603. <http://dx.doi.org/10.1109/78.782222>
13. Luo, H.; Fang, X.; Ertas, B. “Hilbert transform and its engineering applications.” *AIAA Journal*, Vol. 47, No. 4, 2009’ pp. 923-932. <http://dx.doi.org/10.2514/1.37649>
14. Bagnoli, S.; Capitani, R.; Citti, P. “Comparison of Accelerometer and Acoustic Emission signals as Diagnostic Tools in Assessing Bearing Damage,” *Proceedings of the 2nd International Conference: Condition Monitoring; 24-25 May 1988, London, UK*. Cranfield, England: BHRA, 1988.
15. Braun, S.; Datner, B. “Analysis of Roller/Ball Bearing Vibrations.” *Transactions of the ASME*, Vol. 101, 1979; pp. 118-125.
16. Harris, T.A. *Rolling Bearing Analysis*. 4th edition. New York, NY: John Wiley & Sons, York, 2001; pp. 993-1000.
17. Braun, S.G.; Seth. B.B. “On the Extraction and Filtering of Signals Acquired from Rotating Machines.” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 65, No. 1, 1979; pp. 37-50.
18. Lebold, M.; McClintic, K.; Campbell, R.; Byington, C.; Maynard, K. “Review of Vibration Analysis Methods for Gearbox Diagnostics and Prognostics.” *Proceedings of the 54th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology; May 1-4, 2000, Virginia Beach, VA*. Haymarket, VA: Society for Machinery Failure Prevention Technology, 1985.
19. T. Thomas : « Schäden durch Schwingungen noch nicht im Griff ». *VDI Nachrichten*, 26 fév. 2010, n° 8.
20. T. Korzeniewski : « Gearbox Protection Concept for Wind Turbine Generator Systems ». *DEWI* n° 36, 2010.
21. FVA 541 : « Wälzlagerlebensdauer-Windgetriebe ». 2010
22. B. Kamchev : « Wind Energy Encounters Turbulence ». *Lubes'n'greases*, 2011.
23. R .Heemskerk : « Challenges on Rolling Bearings in Wind Turbines ». VDI Gleit- und Wälzlagerungen 2011.
24. CEI/ISO 61400-1 à 25 : Exigences de conception des boîtes de vitesses d’aérogénérateurs.
25. ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 : Standard for Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines, 2003.
26. O. Klempert : « Belastungen im Getriebe werden zum Streitthema ». *VDI Nachrichten*, 14 mai 2010, n° 19.
27. W. Musial, S. Butterfield, B. McNiff : « Improving Wind Turbine Gearbox Reliability ». NREL, 2007.
28. Link, H.; LaCava, W.; van Dam, J.; McNiff, B.; Sheng, S.; Wallen, R.; McDade, M.; Lambert, S.; Butterfield, S.; Oyague, F. *Gearbox Reliability Collaborative Project Report: Findings from Phase 1 and Phase 2 Testing*. NREL/TP-5000-51885. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, 2011.
29. Sheng, S.; Link, H.; LaCava, W.; van Dam, J.; McNiff, B.; Veers, P.; Keller, J. *Wind Turbine Drivetrain Condition Monitoring During GRC Phase 1 and Phase 2 Testing*. NREL/TP-5000-52748. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, 2011.
30. “Dynamometer Testing (Fact Sheet), National Wind Technology Center (NWTC).” National Renewable Energy Laboratory, 2010. Accessed Nov. 20, 2012: <http://www.nrel.gov/docs/fy11osti/45649.pdf>.
31. McNiff, B.; van Dam, J.; Oyague, F.; Wallen, R.; Sheng, S.; Lambert, S.; Link, H. *Gearbox Reliability Collaborative Phase 2 Test Plan*. National Renewable Energy Laboratory, 2010. (internal only).
32. Keller, J.; Guo, Y.; McNiff, B.; LaCava, W.; Link, H. “Gearbox Reliability Collaborative Phase 1 and 33: Testing and Modeling Results.” *International Conference on Noise and Vibration Engineering*; September 17–19, 2012, Leuven, Belgium.
34. Malkin, M.; Byrne, A. “Torque-Induced Shaft Misalignment as a Potential Source of Gearbox High-Speed Bearing Failure.” *American Wind Energy Conference & Exhibition*; June 3–6, 2012, Atlanta, Georgia.
35. Whittle, M.; Shin, W.; Trevelyan, J.; Wu, J. “A Parametric Study of the Effect of Generator Misalignment on Bearing Fatigue Life in Wind

Turbines.” *European Wind Energy Conference & Exhibition*; March 14–17, 2011, Brussels, Belgium.

36. “Product Catalog CL-07-08.” CENTA. Accessed Feb. 21, 2013: http://www.centa.info/data/products/43/int/cl-07-08_01.pdf.

37. International Electrotechnical Commission. *61400-4:2012(E) Wind Turbines—Part 4: Design Requirements for Wind Turbine Gearboxes*. Geneva, Switzerland : International Organization for Standardization, 2012.

38. Helsen, J. *The Dynamics of High Power Density Gear Units with Focus on the Wind Turbine Application*. Leuven, Belgium: Katholieke Universiteit Leuven, 2012.