

Conception préliminaire d'une Transmission Continument Variable adaptée à un système éolien

A. AIT TALEB, A. CHAËBA, M. SALLAOU

Équipe M2I, ENSAM-Meknès, BP 4024, Meknès, Ismaïlia, Maroc

Résumé :

Dans ce travail, on s'intéresse à la recherche et la définition de solutions dans la phase de conception préliminaire à travers une analyse structurelle et comportementale d'un produit. Le système choisi pour illustrer notre étude est une éolienne. On s'intéresse particulièrement au transmetteur d'énergie mécanique entre le rotor et la génératrice permettant d'adapter l'énergie mécanique du rotor à la génératrice, et on envisage y intégrer la fonction régulation de vitesse. En effet, les éoliennes à vitesse variable sont capables de s'adapter à des vitesses faibles de vent et ont donc, un rendement plus important que celles à vitesse fixe ; mais, le coût et la faible fiabilité de l'électronique de puissance de variation de la vitesse limitent son utilisation. Une alternative est donc d'avoir la vitesse du rotor continuellement adaptée à la vitesse du vent tout en maintenant la vitesse de la génératrice constante et en respectant les contraintes de conception (puissance transmise, masse, encombrement, rendement).

Nous traitons dans cet article, la conception préliminaire du transmetteur constitué d'un multiplicateur épicycloïdal et d'une transmission continument variable à dérivation de puissance. La qualification de la configuration proposée est basée sur plusieurs variables (variables de conception, critères et contraintes technologiques).

Mots clés : Conception préliminaire, Transmission continument variable à dérivation de puissance, Train planétaire.

1 Introduction

La présente étude concerne l'énergie éolienne et particulièrement le système de transmission de puissance. Une éolienne extrait le maximum d'énergie aéraulique lorsqu'elle fonctionne à une vitesse optimale du rotor, qui dépend de la vitesse du vent. Celle-ci est fluctuante par nature, donc, la vitesse optimale du rotor l'est également. Des recherches antérieures ont montré qu'en fonctionnement à vitesse variable du rotor, la production d'énergie est plus élevée par rapport au fonctionnement à une vitesse constante. En plus de l'augmentation de la production, le fonctionnement à vitesse variable permet une réduction des charges dynamiques exercées sur les composants mécaniques [1-2]. Cependant, un problème se pose lorsque la vitesse du rotor varie, l'éolienne doit fournir une puissance avec la même fréquence du réseau. Pour répondre à ces exigences, les éoliennes actuelles à vitesse variable, intègrent une électronique de puissance (EP) coûteuse pour convertir la puissance à fréquence variable à une fréquence constante. L'électronique de puissance a une efficacité limitée et elle peut introduire des défauts harmoniques du courant alternatif injecté dans le réseau électrique, ce qui réduit la qualité de l'énergie produite [3]. En plus, de ces inconvénients, l'EP est parmi les principaux facteurs de défaillance des éoliennes (environ 25% des défaillances) [3]. Ces inconvénients peuvent être surmontés si la vitesse du rotor est continuellement adaptée à la vitesse du vent tout en maintenant, la vitesse de l'arbre de la génératrice constante. Par conséquent, la transmission doit être conçue comme une transmission à variation continue (CVT). Dans [4] est présentée une analyse d'une CVT à dérivation de puissance. L'efficacité de son intégration passe par l'étude du gain en performance basée sur les données du vent [5-6]. L'étude a montré des gains supérieurs à 10%, quelle que soit la classe du vent. D'autres solutions préconisent un asservissement de puissance par servomoteur [7].

2 Modélisation et approche de conception

2.1. Architectures proposées

La définition de l'architecture du système passe par le choix des composants. Pour concrétiser notre approche, on s'intéresse à la conception préliminaire des composants de transmission de puissance mécanique liée au flux fonctionnel principal (rotor, adaptateur, génératrice) et particulièrement à l'adaptateur. L'analyse est faite en comparaison par rapport la transmission classique, habituellement utilisée sur les systèmes éoliens standards (Fig.1).

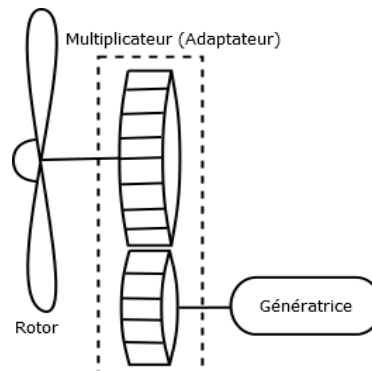


FIG.1 Système éolien de référence [8]

L'architecture proposée de l'adaptateur se compose d'un multiplicateur épicycloïdal et d'une transmission continument variable à dérivation de puissance constituée d'un variateur, d'un réducteur à rapport fixe et d'un train épicycloïdal (Fig.2). La capacité de la dérivation de puissance du train planétaire est utilisée pour qu'une partie de la puissance générée par le rotor s'écoule à travers l'unité à variation continue permettant de réguler la vitesse de l'arbre de la génératrice. La qualification de la configuration se base sur des variables de décisions tels que, les variables de conception des composants du transmetteur du système étudié et les critères de qualification (dans cette étude c'est la masse et l'encombrement). Bien sûr, d'autres critères peuvent être analysés de façon similaire (coût, performances de la transmission, ...), en respectant les contraintes technologiques liées à la conception et à l'exploitation des éoliennes vis-à-vis des multiplicateurs conventionnels à rapports discrets largement utilisés (Fig.1).

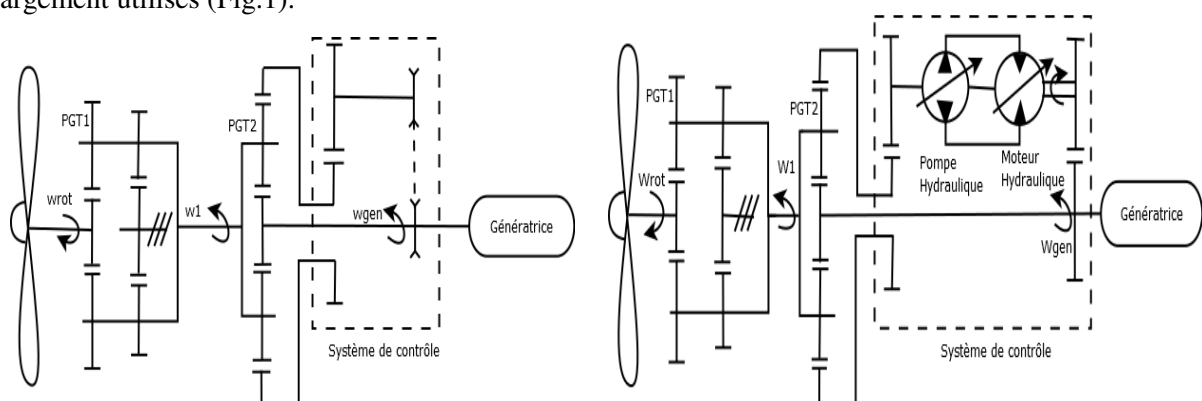


FIG.2- Schéma de principe du train d'entraînement à dérivation de puissance pour une éolienne

La figure 2 montre le train d'entraînement, qui est composé du rotor de la turbine, d'un multiplicateur épicycloïdal (PGT : Planetary Gear Trains), sa raison de base est τ_{PGT1} , un deuxième train planétaire (PGT2, τ_{PGT2}) lié à une unité de transmission continue (CVU : Continuously variable Unit) par une paire de roues dentées d'ajustement. Le noyau de la deuxième partie est le train épicycloïdal constitué d'un planétaire (P), une couronne (C) et le porte satellite (PS). Le système d'asservissement (non traité dans ce travail) commande la CVU de façon à avoir la vitesse constante de l'arbre de la génératrice.

3 Modèles de comportement

Pour examiner l'efficacité de l'insertion d'une transmission à dérivation de puissance dans une éolienne et démontrer l'approche de conception de celle-ci, nous adoptons le modèle d'éolienne présenté ci dessous.

3.1. Modélisation au niveau « système éolien »

Les éoliennes à axe horizontal sont préférées en raison des avantages de facilité de conception et de faible coût, en particulier pour les puissances élevées. La puissance extraite par l'éolienne est une fonction de trois facteurs principaux: l'énergie éolienne disponible, la courbe de puissance de la machine et la capacité de la machine à réagir à des fluctuations du vent. L'expression de l'énergie produite par le vent est donnée par [8]:

$$P_w(v) = \frac{\pi}{8} D_{rot}^2 \rho_{air} C_p(\lambda, \beta) v^3 \quad \text{Avec : } \lambda = \frac{R_{rot} \omega_{rot}}{v_{vent}} \quad (1)$$

D_{rot} est le diamètre du rotor, ρ_{air} la densité d'air (1.225 kg/m^3), v_{vent} la vitesse du vent (ρ_{air} , v_{vent} sont des caractéristiques du site), Le coefficient de puissance (C_p) varie avec l'angle d'orientation des pales (β) et le ratio de vitesse (λ). La relation (1) montre qu'une petite variation de la vitesse du vent induit une grande variation de la puissance générée. L'évolution du coefficient de puissance est une donnée spécifique à chaque éolienne. A partir de relevés réalisés sur une éolienne, l'expression du coefficient de puissance a été approchée, pour ce type d'éolienne, par l'équation suivante [9]:

$$C_p(\lambda, \beta) = 0.22 \left(\frac{116}{\lambda_i} - 0.4\beta - 5 \right) \exp\left(\frac{-21}{\lambda_i} \right) \quad (2)$$

$$\text{Avec : } \frac{1}{\lambda_i} = \frac{1}{\lambda + 0.08\beta} - \frac{0.035}{\beta^3 + 1} \quad (3)$$

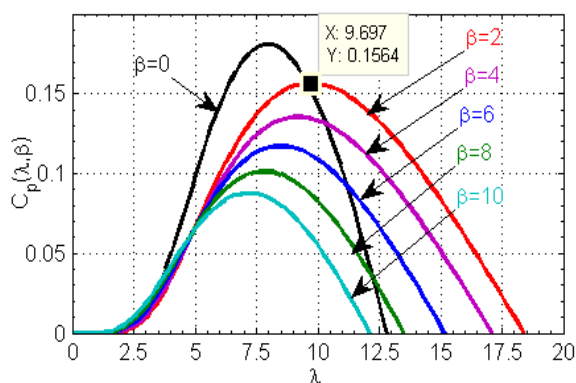


FIG.3- Coefficient de puissance en fonction du ratio de vitesse (λ) et de l'angle de calage (β)

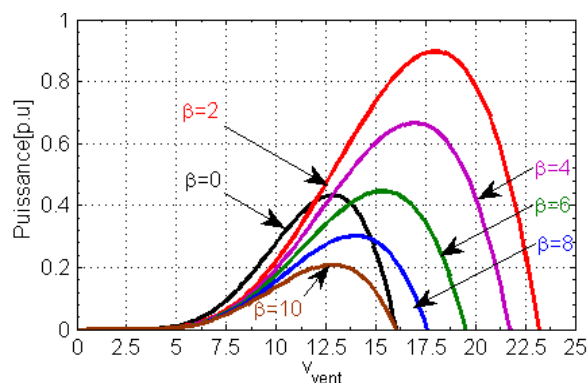


FIG.4- Puissance théorique en fonction de l'angle de calage (β) et la vitesse du vent

Les figures 3 et 4 montrent l'influence de l'angle de calage β sur le coefficient de puissance C_p et la puissance aéraulique. Par conséquent, le choix de cet angle s'avère une décision prépondérante dans la suite de l'étude, dans notre cas, nous avons pris $\beta = 2^\circ$. On régle le système de façon à ce que pour chaque vitesse de vent, l'éolienne fonctionne à puissance maximale (*Maximum Power Point Tracking*) (Fig.5). La puissance maximale est atteinte pour une vitesse de rotation de la turbine donnée par la caractéristique de l'éolienne $P(\omega)$, en fixant le ratio de vitesse à λ_{opt} (Fig.6).

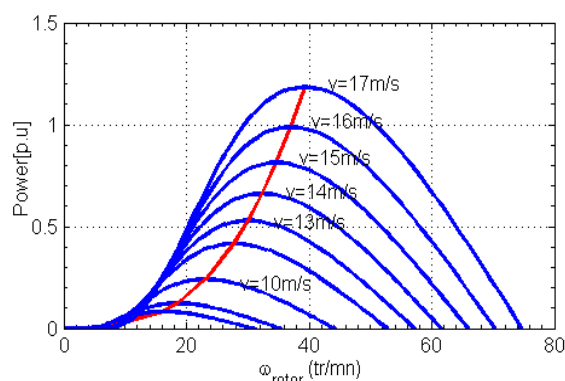


FIG. 5- Puissance maximale pour chaque vitesse de vent pour un type d'éolienne donnée

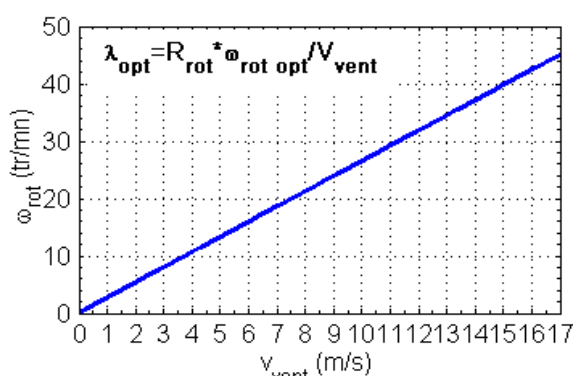


FIG.6- $\omega_{rot-opt}$ en fonction de la vitesse du vent [7]

3.2. Modélisation au niveau « adaptateur »

Le comportement du train d'engrenages planétaire est caractérisé par la relation caractéristique donnant le rapport de base τ_{PGT} . Soient ω_p , ω_c et ω_{ps} les vitesses angulaires respectives du planétaire, couronne et porte satellite. En fonctionnement général, ce rapport τ_{PGT} s'exprime selon la formule usuelle de Willis :

$$\tau_{PGT} = \frac{\omega_p - \omega_{ps}}{\omega_c - \omega_{ps}} \quad (3)$$

Le rapport du multiplicateur est τ_1 , celui de la CVU est τ_{CVU} et τ_{FR} celui du train d'engrenages entre la CVU à l'arbre de sortie du train épicycloïdal. En utilisant l'équation (3) :

$$\text{Le rapport de la transmission est : } \tau = \frac{\omega_{gen}}{\omega_{rot}} = \frac{1 - \tau_{PGT2}}{(1 - \tau_{PGT1})(1 - \tau_{PGT2}\tau_{CVU}\tau_{FR})} \quad (4)$$

Par un contrôle du rapport de la CVU, la vitesse ω_{rot} peut être maintenue variable pour un ratio de vitesse optimal (section 3.1), relativement au changement de la vitesse du vent en fonctionnement à charge partielle (équation 4). La vitesse de la génératrice restant constante, ou approximativement constante.

3.3. Cas d'étude

L'étude se rapporte au transmetteur (adaptateur) qui doit satisfaire les conditions suivantes :

- gamme du rapport global de la transmission $[\tau_{min} = \frac{\omega_{gen}}{\omega_{rot|max}}, \tau_{max} = \frac{\omega_{gen}}{\omega_{rot|min}}]$, sachant que ω_{gen} est constante et ω_{rot} est définie dans la plage de la région 2 (Fig.7) ;
- le variateur a une gamme de rapports de vitesses de 0.5 à 2.5.

Il est important de noter que l'efficacité aérodynamique est maximale au ratio de vitesse optimal. La

$$\text{valeur du couple est obtenue comme suit : } T_{rot}(v, \omega_{rot}) = \frac{1}{2} \pi \rho_{air} R_{rot}^3 v^2 C_i(\lambda) \quad (5)$$

$$\text{Avec } C_i \text{ est le coefficient de couple du rotor : } C_i(\lambda) = \frac{C_p(\lambda)}{\lambda} \quad (6)$$

Après le calcul du couple maximal appliqué à l'arbre lent (279100 N.m), nous avons choisi le multiplicateur suivant REDEX ANDANTEX SR 240 (Tableau.1).

TABLEAU.1- Variables de décision du multiplicateur

Couple (N.m)	τ_{PGT1}	τ_1	Combinaison	Masse (kg)	Inertie (kg.m ²)	Encombrement
282540	0.9569= A.b/a.B	23.2	A=40 a=28 B=36 b=32	4104	775	Ø1300×730

Ensuite, nous déterminons les variables de conception, en l'occurrence la raison de base τ_{PGT2} et le rapport τ_{FR} du train d'ajustement.

La vitesse à l'entrée de la CVT sera comprise entre 301.6 et 1044 (tr/mn), et par conséquent $1.44 \leq \tau_2 \leq 4.97$ (rapport des vitesses de la deuxième partie). Les variables de conception sont données

$$\text{par [12] : } \tau_{FR} = \left(1 + \frac{1 - \tau_{PGT2}}{\tau_{2\max}}\right) \frac{1}{\tau_{CVU\min}} \quad \text{et} \quad \tau_{PGT2} = 1 + \frac{1 - rr_{CVU}}{\frac{rr_{CVU}}{\tau_{2\max}} - \frac{1}{\tau_{2\min}}} \quad \text{avec : } rr_{CVU} = \frac{\tau_{CVU\max}}{\tau_{CVU\min}} \quad (7)$$

4 Critères de choix et résolution

4.1. Minimisation de la masse du PGT

L'approche utilisée pour minimiser la masse du PGT permet d'optimiser à la fois l'agencement cinématique des trains d'engrenages et la géométrie des dents pour atteindre une transmission à haute densité [11]. Elle introduit des fonctions de volume adimensionnelles de boîte à engrenages (par exemple : PGT) qui peuvent être minimisées par l'optimisation du rapport d'engrenage interne. La capacité de charge ou la densité de transmission est définie par la durée de travail du flanc d'une dent d'engrenage. Pour une paire de roues conjuguées, le coefficient de la densité de transmission de la roue dentée est décrit par K_0 [11] :

$$K_0 = \frac{2 \cdot T_1}{d_1^2 \cdot b} \times \frac{u \pm 1}{u} \quad (8)$$

T_1 : couple du pignon moteur ($T_1 = T_{rot}/\tau_1$), d_1 : diamètre primitif du pignon d'attaque, b : largeur de la surface effective des roues en prise, $u = n_2/n_1$: rapport d'engrènement, n_2 , n_1 : nombre de dents respectivement des roues motrice et réceptrice, + : engrenage externe, - : engrenage interne.

4.2. Encombrement

Selon l'application, le coefficient de la densité de transmission d'un engrenage K_0 varie de 0.5 à 12 MPa. En considérant l'équation (13), Le poids total des deux roues engrenées est :

$$w \begin{cases} = w_1 + w_2 = \rho \cdot (V_1 \cdot k_{v1} + V_2 \cdot k_{v2}) \\ = \rho \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \frac{T_1}{k_0} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot (k_{v1} + u^2 \cdot k_{v2}) \end{cases} \quad (9)$$

ρ : masse volumique (kg/m^3), k_v : coefficient d'utilisation du volume de pignon.

D'où la fonction de volume adimensionnelle de l'engrenage : $F_v = \frac{u \pm 1}{u} \cdot (k_{v1} + u^2 \cdot k_{v2})$ (10)

Nous supposons que tous les composants de PGT2 (FIG. 3) ont la même masse volumique, son poids total est :

$$w = \rho \cdot V_1 \cdot (n \cdot k_{v1} + u^2 \cdot k_{v2} + \tau_{PGT2}^2 \cdot k_{v3} \cdot k_{bw}) \quad (11)$$

Avec n : nombre de satellites, $k_{bw} = b_i/b_e$ rapport effectif des largeurs des dents intérieures et extérieures, V_1 : Volume du cylindre primitif du pignon d'attaque. Enfin la fonction adimensionnelle de PGT2 est :

$$F_{ve} = \frac{u + 1}{u \times n} \times (n \times k_{v1} + u^2 \times k_{v2} + \tau_{PGT2}^2 \times k_{v3} \times k_{bw}) \quad (12)$$

Le coefficient d'utilisation du volume k_v dépend de la forme de l'engrenage (corps solide, jante, trous d'allègement, ...), pour le pignon d'entraînement k_v varie de 0.8 à 1, les roues entraînées de 0.3 à 0.7 et pour les roues internes (couronne) de 0.05 à 1. Pour atteindre une pression de contact similaire (planétaire/satellite, satellite/couronne), le coefficient k_{bw} est généralement <1 , de 0.7 à 0.9.

4.3. Résultats

Les variables de conception (V_{co}) obtenues, en l'occurrence $\tau_{PGT2} = -11.84$ (PGT2 de type I) [12] et $\tau_{FR} = 7.17$ permettent de définir la solution proposée. L'optimisation de sa masse et de son volume en

comparaison par rapport aux trains standards abouti à ces résultats : la masse optimisée de PGT2 $M_{PGT} = 222.8283kg$ et la masse du train d'ajustement $M_{FR} = 158.992kg$. En considérant, la masse du multiplicateur ci-dessus et la masse de l'unité à variation continue, la masse totale de l'adaptateur sera comparée à celle relative à l'éolienne aux paramètres suivants : $P_n=1.5MW$ (puissance nominale), diamètre du rotor $D=65m$, un multiplicateur standards avec un gain $G=70$, la masse calculée du multiplicateur est $10676 Kg$.

6. Conclusion

Dans le présent article un système de transmission pour les convertisseurs d'énergie éolienne capables de gérer des puissances de $1.5 MW$ est proposé. Il permet de faire varier la vitesse du rotor en fonction de la vitesse du vent actuelle tout en conservant la vitesse de la génératrice constante, conduisant à une meilleure exploitation du potentiel de l'énergie éolienne disponible. Il peut être monté juste avant le générateur. Il se compose de deux parties: un multiplicateur planétaire sans couronnes et un système à variation continue composé d'un train planétaire, un variateur (à courroie métallique, hydraulique) et un train d'engrenage d'ajustement. La deuxième partie est utilisée pour la régulation de la vitesse du rotor. Le rapport de transmission de cette boîte de répartition de puissance est $1.44 \leq \tau_2 \leq 4.97$, conduisant à une grande vitesse, faible couple et par conséquent une taille compacte. Suite à une démarche d'optimisation, nous avons gagné presque 50% en masse. Un avantage supplémentaire est que, en adaptant la vitesse du rotor à la vitesse du vent, la charge dynamique sur le système de transmission est considérablement réduite. Enfin, il n'est pas nécessaire d'utiliser l'électronique de puissance de pointe, puisque la génératrice fonctionne à une vitesse de rotation constante.

Références

- [1] F. D. Kanellos, S. A. Papathanassiou, and N. D. Hatziaargyriou, 'Dynamic analysis of a variable speed wind turbine equipped with a voltage source ac/dc/ac converter interface and a reactive current control loop' in 10th Mediterranean Electrotechnical Conference, IEEE, vol. III, 2000, pp. 986–989.
- [2] L.Mangialardi and G.Mantriota. 'Dynamic behaviour of wind power systems equipped with automatically regulated continuously variable transmission,' *Renewable Energy*, vol. 7, no. 2, pp. 185–203, 1996.
- [3] website, <http://www.windpower.org/en/tour>.
- [4] Mihailidis A., Karaoglanidis G. Nerantzis I., A CVT system for wind energy converters, Proc. of the 2nd Intl. Conf. "Power Transmissions 2006", Novi Sad 2006, 411-416.
- [5] John F. Hall, Christine A. Mecklenborg, Dongmei Chen, S. B. Prata. 'Wind energy conversion with a variable-ratio gearbox: design and analysis', *Renewable Energy* 36, 1075-1080. 2011
- [6] John F. Hall, Dongmei Chen. 'Performance of a 100 kW wind turbine with a Variable Ratio Gearbox', *Renewable Energy* Vol. 44, 261-266. 2012.
- [7] Xueyong Zhao, Peter Maïßer, 'A novel power splitting drive train for variable speed wind power generators', *Renewable Energy* 28, 2001–2011, 2003.
- [8] F. D. Bianchi, H. De Battista and R. J. Mantz, 'Wind Turbine Control Systems, Advances in Industrial Control Series', Springer, 2007.
- [9] D. Aguglia, P. Viarouge, R. Wamkeue and J. Cros, 'Determination of Fault Operation Dynamical Constraints for the Design of Wind Turbine DFIG Drives', *Mathematics and Computers in Simulation*, Vol. 81, N°2, 252 – 262, 2010.
- [10] G. Mantriota. 'Performance of a series infinitely variable transmissions with a type I power flow', *Mechanism and machine theory* 37, 579-597, 2002.
- [11] A. L. Kapelevich, V.M. Ananiev. 'Gear Transmission Density', *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences*, 2011
- [12] G. Henriot. *Traité théorique et pratique des engrenages* 1.Paris, Dunod. 1979.