

Adaptation des Angles d'Incidence de l'écoulement à l'entrée des roues d'un Turbocompresseur de Suralimentation à Géométrie Variable

Izidi Lahouari^a, Liazid Abdelkrim^b, Tazerout Mohand^a

a. École des Mines de Nantes, La Chantrerie, 4, rue Alfred Kastler. B.P. 20722F-44307 NANTES Cedex 3, France.

b. Laboratoire LTE, ENSET d'Oran, BP 1523 El-M'naouer Oran 31100 Algérie.

Résumé -

La conception des turbocompresseurs de suralimentation à partir de leurs conditions de fonctionnement nominales est insuffisante pour qu'ils soient adaptés à un large domaine d'exploitation notamment en suralimentation des moteurs thermiques alternatifs. L'introduction de la géométrie variable apporte une solution au problème de fonctionnement Off-Design de ces machines.

Cet article étudie les performances du compresseur centrifuge de suralimentation sous l'influence simultanée d'un dispositif de prérotation positive que l'on veut concevoir à son entrée et celui du distributeur à ailettes orientables existant à l'entrée de la turbine d'entraînement. Conjointement aux investigations expérimentales, un modèle 1D a été élaboré pour mener cette étude. Les résultats sont présentés et discutés.

Mots clefs : Suralimentation, compresseur centrifuge, prérotation

Abstract-

Turbocharger design from nominal operating conditions is insufficient for its adaption to a wide operation range notably in the automotive field. The introduction of variable geometry provides a solution to the Off-design problem of these machines.

This paper studies the performances of turbocharger centrifugal compressor under the conjugated actions of an existing turbine variable guide vanes and a suggested compressor inlet guide vanes which will be designed. Both experimental investigations and a 1D model were used to achieve this study. The results are presented and discussed.

Keywords : Turbocharging ; Centrifugal compressor ; Prewhirl

Notations			
C	Vitesse absolue [m/s]	Indices	
C_p	Chaleur spécifique à pression constante [kJ/kg K]	1	Entrée de la roue
D	Diamètre de la roue [m]	2	Sortie de la roue
GV	Ouverture de la géométrie variable de la turbine [%]	a	Composante axiale
\dot{m}	Débit massique [kg/s]	c	Compresseur
M	Nombre de Mach	i	Entrée de l'étage du compresseur
N	Vitesse de rotation [tr/min]	is	Isentropique
P	Pression [Pa]	m	Moteur, moyen
r	Rayon [m]	o	Sortie de l'étage du compresseur
T	Températures [K]	r	Base
W	Vitesse relative [m/s]	s	Spécifique
α_w	Angle de prérotation [°]	t	Sommet
η	Rendement	tc	Turbocompresseur
π	Taux de compression	w	Composante de prérotation, relative

1 Introduction

L'adaptation de la géométrie du turbocompresseur de suralimentation aux conditions de fonctionnement du

moteur assure normalement de bonnes performances. Les bénéfices des turbocompresseurs à géométrie variable sont décrits dans les références [1], [3]. Plusieurs configurations ont été testées et évaluées telles que les volutes à parois mobiles ou stators à géométrie variable [2]. Une des plus importantes consiste à faire pivoter les aubes du distributeur pour modifier l'incidence de l'écoulement et donc varier l'aire de la section de passage. L'influence de ce système sur les performances de la turbine est étudiée en [4]. Ces auteurs trouvent que l'écart par rapport aux paramètres de design perturbe sensiblement les caractéristiques de la machine. Ils suggèrent d'étendre l'approche de conception classique de la machine à partir du point nominal de fonctionnement vers une approche de conception qui s'appuie sur tout un intervalle de fonctionnement. Cependant, il est toujours difficile pour les concepteurs de tenir compte de la complexité des étages à géométrie variable à partir des premières étapes de conception.

Les performances du compresseur sont importantes en suralimentation des moteurs à combustion interne puisqu'elles déterminent l'alimentation du moteur en gaz frais. Cet article concerne l'influence simultanée de la Géométrie Variable (GV) du distributeur de la turbine et d'une prérotation positive à concevoir, sur les performances du compresseur en régime de fonctionnement stationnaire. Un modèle de prédiction des performances du compresseur incluant la prérotation positive a été élaboré et validé. Les résultats obtenus sont présentés et discutés.

2 Fonctionnement réel du compresseur

Tous les grands constructeurs des turbocompresseurs de suralimentation (Schwitzer, Garrett, Brown Boveri,...) fournissent sous forme de cartographie les caractéristiques de leur machines. Cependant, le domaine de fonctionnement réel de ces machines reste à déterminer en fonction du type du moteur auquel elles sont destinées. Ainsi, la détermination du domaine de fonctionnement du compresseur étudié sans prérotation, a nécessité une investigation expérimentale menée sur un banc d'essais de moteur diesel lourd à 06 cylindres en ligne, 04 temps, à injection directe et qui développe une puissance maximale effective de 264 kW à 2200 tr/min. Pour chaque point de fonctionnement du moteur, défini par sa vitesse de rotation et son couple, les variables suivantes ont été mesurées :

- Débit massique d'air : \dot{m}
- Pression et température d'air avant et après compresseur : P_1, T_1, P_0, T_0
- Vitesse de rotation du turbocompresseur : N_{tc}
- Vitesse de rotation du moteur : N_m
- Charge du moteur.

Les essais ont couvert tout le domaine de fonctionnement du moteur en faisant varier sa vitesse de rotation de 800 tr/min à 2200 tr/min. Pour chaque vitesse, six charges ont été considérées depuis la plus faible jusqu'à la pleine charge. La figure (1) montre la courbe expérimentale du point de fonctionnement du compresseur à pleine charge du moteur pour différentes vitesses de rotations.

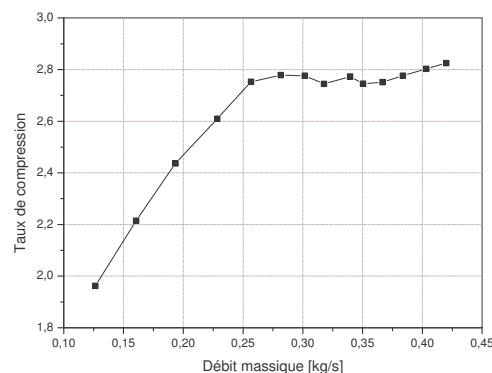


FIG. 1 – Evolution du point de fonctionnement du compresseur à pleine charge du moteur.

3 Description du modèle élaboré

L'approche consiste à déterminer les pertes partielles de l'étage du compresseur. Celles-ci sont de nature

visqueuse, aérodynamique ou par fuite. Le bilan de ces pertes combiné aux relations thermodynamiques décrivant le processus de compression, permet l'émergence du modèle. Par ailleurs, l'élaboration du modèle exige la connaissance de la géométrie du compresseur. Ces données ont été obtenues à l'aide d'un microscope optique universel d'une résolution de 5.10^{-3} mm. Les résultats sont récapitulés sur le tableau (1). Le modèle obtenu est à faible coût de calcul et ne souffre d'aucun problème de stabilité. La figure (2) montre l'organigramme général de calcul. La figure (3) illustre la capacité de prédiction de la courbe représentée en figure (1) à l'aide du modèle élaboré. Il est clair que c'est un modèle performant.

Nombre d'aubes de la roue Z	12
Diamètre à l'entrée du canal d'aspirations D_0	120 mm
Diamètre à la sortie du canal d'aspiration D_1	61 mm
Diamètre à l'entrée de la roue D_{1ext}	60 mm
Diamètre à la sortie de la roue D_2	83.5 mm
Diamètre à la base de l'aube de la roue D_{1b}	19 mm
Longueur hydraulique du canal inter-aube L_R	46.5 mm
Diamètre à la sortie du diffuseur D_3	117 mm
Section à la sortie de la volute A_4	2.55E-03 m ²
Rayon à la sortie de la volute r_4	60 mm
Angle d'aube à l'entrée de la roue β_{1b}	150°
Angle d'aube à la sortie de la roue β_{2b}	126°

Tableau 1 – Données géométriques du compresseur.

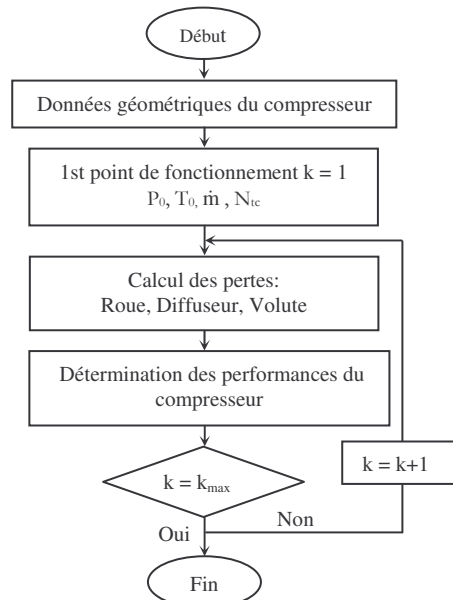


FIG. 2 – Organigramme général de calcul.

Il nous est apparu suite à l'investigation expérimentale dont on a déjà publié les résultats [5] que la GV améliore favorablement les taux de compression et les débits du compresseur. Cependant, le rendement ne s'améliorait pas tellement aux ouvertures de la GV= 50%÷100% pour les fortes charges du moteur diesel. La figure (4) reprend quelques résultats à titre d'illustration. Ces résultats sont présentés sous la forme adimensionnelle. La référence étant les performances du compresseur obtenues lorsque la position GV=50%.

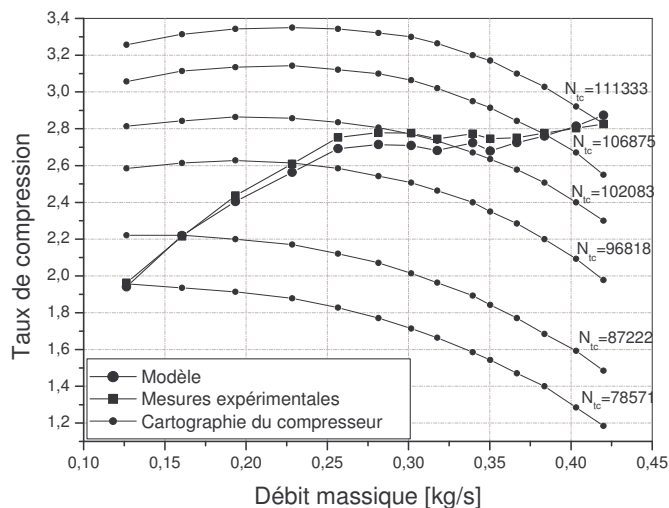


FIG. 3 – Prédiction des caractéristiques du compresseur à pleine charge du moteur.

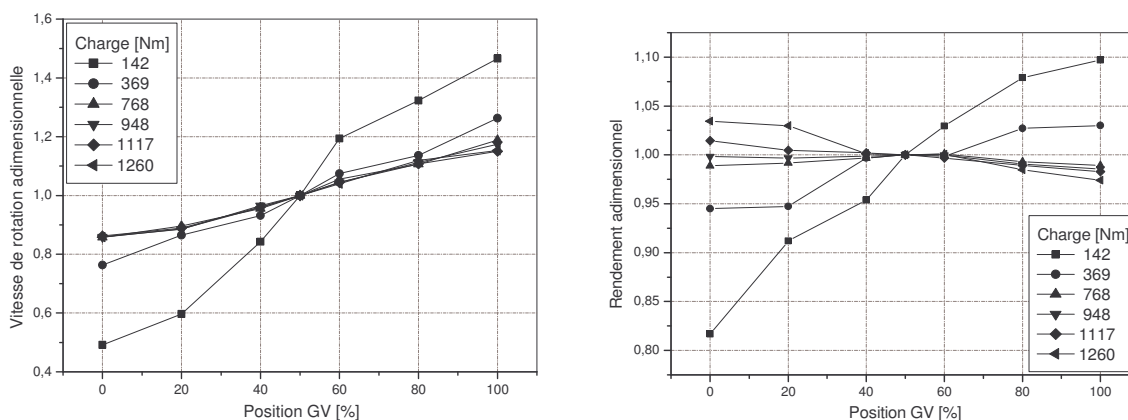


FIG. 4 – Influence de la GV sur les performances du compresseur.

4 Examen de la contribution de la prérotation

L'idée dans cet article est d'introduire la prérotation dans le but d'essayer d'améliorer davantage les performances du compresseur et notamment son rendement. En effet, la prérotation permet de réduire l'effet de compressibilité pour éviter les chocs à l'entrée du compresseur et donc les pertes conséquentes, figure (5).

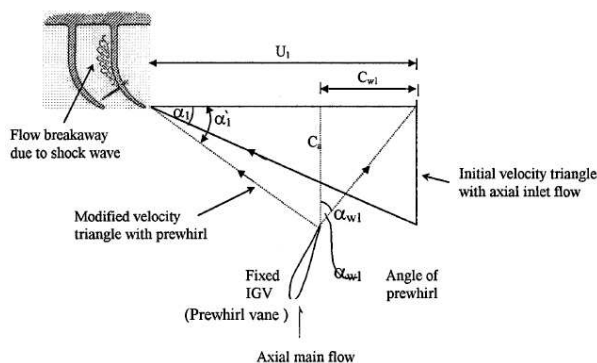


FIG. 5 – Effet de la prérotation.

Une recherche bibliographique poussée nous a renseigné sur les travaux concernant la prérotation et nous a permis de sélectionner tout particulièrement un travail qui a concerné l'étude de l'effet de la prérotation

positive sur les performances d'un compresseur centrifuge typique équipant un moteur d'aviation [6]. Il s'agissait d'une conception à géométrie fixe. Au sujet de l'angle d'aube de prérotation, trois cas ont été considérés : un angle de prérotation constant, une évolution linéaire et une évolution parabolique de l'angle le long du rayon à l'entrée du compresseur. Leurs résultats montrent que la progression parabolique de l'angle de prérotation de 0° au niveau de la base (rayon intérieur de la section d'entrée) jusqu'à 40° au sommet (rayon extérieur de la section d'entrée) fournissait les meilleurs résultats.

En considérant le même débit massique du compresseur (avec et sans prérotation), la vitesse axiale C_a reste pratiquement inchangée mais W_l diminue et la courbure des canaux de la roue à l'entrée est réduite, i.e. α_l augmente comme montré sur la figure (5). Le couple périphérique du compresseur ($C_{w2}r_2 - C_{w1}r_1$) est réduit. Supposant que C_{w1} est constant sur tout le rayon d'entrée, $C_{w1}r_1$ augmente depuis la base jusqu'au sommet de la section d'entrée. Donc, le travail développé dépend du rayon considéré. Puisque M_{w1} est grand seulement au sommet, il est préférable de varier α_{w1} graduellement en le réduisant de sa valeur maximale au sommet jusqu'à zéro au niveau de la base. Dans le cas où cette variation obéit à une relation parabolique on peut écrire :

$$C_{w1}^2 = C_a \tan(\alpha_{w1}) \quad (1)$$

$$\frac{C_{w1}^2}{\tan(\alpha_{w1})} = \text{const} = \left(\frac{C_{w1}^2}{\tan(\alpha_{w1})} \right)_r = \left(\frac{C_{w1}^2}{\tan(\alpha_{w1})} \right)_t \quad (2)$$

Soit $\left(\frac{r}{r_t} \right) = r_e$, on obtient l'équation (3):

$$\tan(\alpha_{w1}) = a.r_e + b \quad (3)$$

$$C_{w1} = \sqrt{C_a [a(r/r_t) - b]} \quad (4)$$

$$(C_{w1}.r)_m = \int_{r_r}^{r_t} C_a [a(r/r_t) - b] r_t d\left(\frac{r}{r_t} \right) \quad (5)$$

$$M_{w1} = \frac{W_1}{\sqrt{(U - C_{w1})^2 + C_a^2}} \quad (6)$$

Après extension du programme de calcul pour tenir compte de la prérotation, les performances du compresseur sont calculées. Les mêmes débits massiques et les mêmes vitesses de rotation ont été conservés. L'angle α_{w1t} a été varié dans l'intervalle 10° à 40° pour vérifier si la conservation du travail périphérique du compresseur est bien la meilleure pour $\alpha_{w1t}=40^\circ$ comme trouvé pour le compresseur étudié en référence [6]. Ce calcul fut mené pour des positions GV de la turbine allant de la pleine fermeture (GV=0%) à la pleine ouverture (GV=100%). Chaque position GV admet un large domaine de fonctionnement du moteur diesel (plusieurs vitesses de rotations et plusieurs charges). Par souci d'allègement de l'article nous considérons ici seulement le cas du régime moteur moyen N=1400 tr/min sous six différentes charges allant de la plus faible à la plus forte.

Les résultats obtenus sont présentés graphiquement sous une forme adimensionnelle. La référence étant les performances du compresseur sans prérotation. La figure (6) compare le niveau de conservation du travail périphérique du compresseur pour différents angles α_{w1t} . La valeur $\alpha_{w1t} = 10^\circ$ se distingue quelque soit la charge du moteur et la position de la GV.

Ce résultat est donc différent de celui trouvé en [6] pour une application d'aviation car le compresseur était d'une taille 6 fois plus grande que celui étudié dans cet article. Les figures (7) et (8) montrent des exemples d'amélioration du taux de compression et du rendement du compresseur. Il est à remarquer que la prérotation améliore le rendement sans pour autant redresser son allure pour les fortes charges du moteur. Cela parce que la somme des pertes de puissance dues au décollement du fluide à la sortie de la roue du compresseur ainsi

que celles générées dans le diffuseur restent prédominantes et gouvernent l'évolution du rendement.

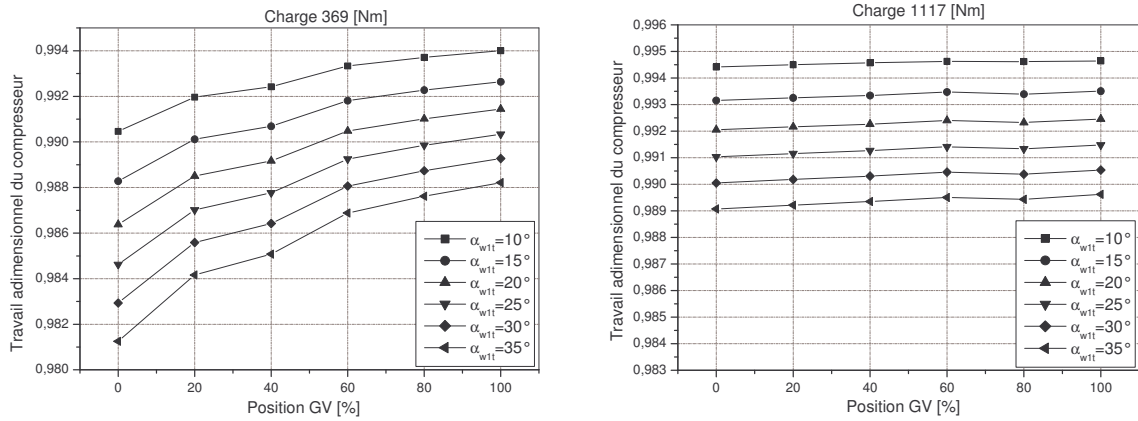


FIG. 6 – Niveau de conservation du travail périphérique du compresseur pour différents angles α_{wt1} . Cas des charges du moteur 369 [Nm] et 1117 [Nm].

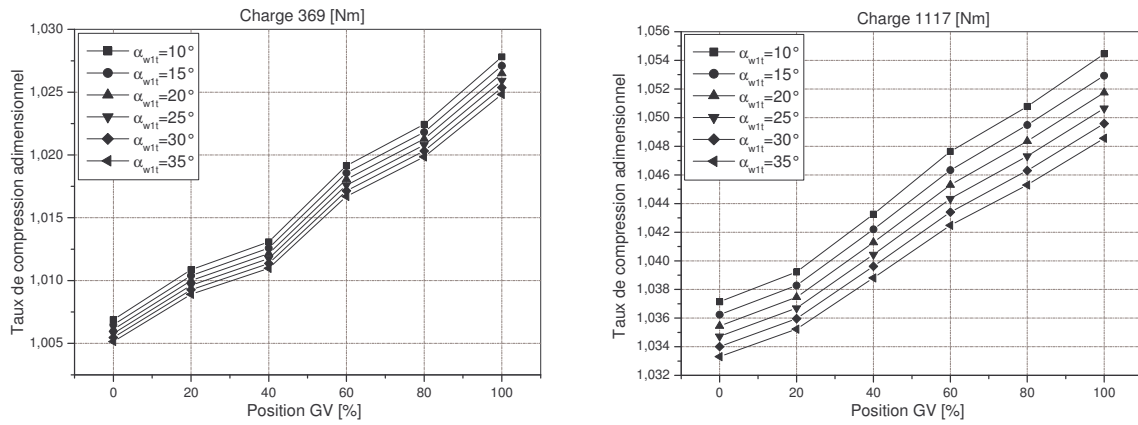


FIG. 7 – Amélioration du taux de compression. Cas des charges du moteur 369 [Nm] et 1117 [Nm].

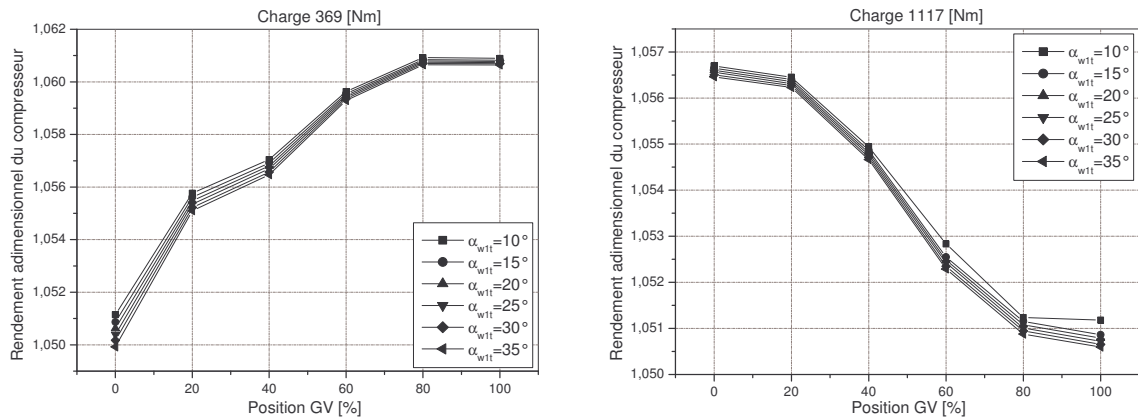


FIG. 8 – Amélioration du rendement du compresseur. Cas des charges du moteur 369 [Nm] et 1117 [Nm].

5 Conclusion

Ce travail a concerné l'étude de l'effet des angles d'incidence à l'entrée des roues d'un turbocompresseur de suralimentation sur les performances du compresseur. Il ressort que la prérotation positive conçue selon un profil parabolique le long du rayon de la section d'entrée de la roue du compresseur améliore ses performances. L'adaptation entre la position de l'aubage orientable du distributeur de la turbine et l'angle maximal de la prérotation à l'entrée du compresseur a été effectuée telle que la conservation du travail périphérique du compresseur soit la meilleure. L'étude a montré que la prérotation influe favorablement sur les performances du compresseur sans pouvoir redresser l'affaissement des rendements aux grandes ouvertures du distributeur à géométrie variable équipant la turbine. Un travail futur reste à développer pour réduire le niveau des pertes par décollement à la sortie de la roue ainsi que celles correspondantes au diffuseur.

Références bibliographiques :

- [1] A. R. S. McCutcheon, M. W. G Brown, Evaluation of a Variable Geometry Turbocharger Turbine on a Commercial Diesel Engine, IMechE Conference Publications, Paper n. C104/86, pp. 179-189, 1986.
- [2] M. Capobianco, A. Gambarotta, Variable Geometry and Wastegate Automotive Turbochargers: Measurements and Comparison of Turbine Performance, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114, n. 3, pp. 553-560, 1992.
- [3] Y. Okazaki, N. Matsudaira, A. Hishikawa, A case of Variable geometry Turbocharger Development, IMechE Conference Publications, Paper n. C111/86, pp. 191-195, 1986.
- [4] N. Binder, X. Carbonneau, P. Chassaing, Influence of a Variable Guide Vane Nozzle on the Design Parameters of a Radial Turbine Stage, Proc of the 6th European Conference on Turbomachinery, Lille, France, 2005.
- [5] A. Liazid, L. Izidi, M. Tazerout, Turbocharger Centrifugal Compressor Off-Design Performances Improvement by Inlet Prewhirl, International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol. 2, n. 4, pp. 608-613, 2008.
- [6] Y. S. H. Najjar, S. A. M. S. Akeel, Effect of Prewhirl on the Performance of Centrifugal Compressors, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 8, Issue 6, pp. 397-401, 2002.