

Étude numérique de la structure de l'écoulement dans un alternateur discoïde d'une éolienne

François BEAUBERT*, Tiffany FOURMEAU, Souad HARMAND

Université de Lille Nord de France, F-59000 Lille

UVHC, Laboratoire de Mécanique et Énergétique, F-59313 Valenciennes Cedex

* (auteur correspondant: francois.beaubert@univ-valenciennes.fr)

Résumé - Le travail réalisé ici a pour objectif l'étude numérique de l'écoulement turbulent dans un alternateur discoïde de type rotor-stator non confiné destiné à équiper une éolienne. Le modèle numérique, basé sur une approche par volumes finis, est validé en comparant les présents résultats à des mesures obtenues précédemment sur la même configuration. Une étude paramétrique est ensuite mise en œuvre pour quantifier l'influence de l'espacement inter-disques et de la vitesse de rotation sur la structure de l'écoulement.

Nomenclature

G	espacement inter-disques adimensionné	u_r	vitesse radiale, $m.s^{-1}$
r	position radiale, m	u_θ	vitesse tangentielle, $m.s^{-1}$
R_s	rayon stator, m	z	position axiale, m
R_r	rayon rotor, m	ν	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
R_{os}	rayon de l'ouverture du stator, m	ω	vitesse de rotation, $rad.s^{-1}$
Re	nombre de Reynolds de rotation		
s	espacement inter-disques, m		

1. Introduction

Les écoulements turbulents entre deux disques, l'un fixe (stator) et l'autre tournant (rotor) autour de son axe de révolution sont présents dans de très nombreux systèmes industriels. Le présent travail concerne l'étude numérique de la structure de l'écoulement dans un alternateur discoïde de type rotor-stator destiné à équiper une éolienne. L'optimisation du refroidissement passe en effet par une bonne connaissance des échanges convectifs dans l'entrefer entre le rotor et le stator. La surface du rotor étant refroidie par l'écoulement induit par la rotation du disque, ces échanges dépendent fortement de la structure de l'écoulement qui est liée à la géométrie du système, l'espacement entre les deux disques ainsi que la vitesse de rotation du rotor. L'objectif est ici double puisqu'il s'agit dans un premier temps de valider le modèle numérique afin de permettre dans un second temps une étude paramétrique à moindre coût de la structure de l'écoulement.

Les écoulements de type rotor-stator confinés ont été très largement étudiés dans la littérature mais moins en configuration ouverte. Nous pouvons cependant citer les travaux de Owen [1], Daily et Nece [2], Boutarfa et Harmand [3,4] qui concernent l'amélioration des échanges en configuration non confinées avec une ouverture centrale sur le stator. Les auteurs distinguent plusieurs régimes d'écoulement en fonction de l'espacement inter-disques et de la vitesse de rotation. Le régime I est obtenu pour des faibles valeurs de l'espacement adimensionné $G = s / R_s$ et correspond à des couches limites laminaires sur le rotor et le stator qui se joignent. Le régime II est obtenu pour des coefficients G plus importants. Il est caractérisé par des couches limites qui ne se joignent pas. Les régimes III et IV sont identiques à ceux obtenus pour les régimes I et II mais pour des couches limites turbulentes. Dans le cas des couches limites disjointes, observées pour les régimes II et IV, on distingue

l'écoulement de type Batchelor [5] avec un cœur de fluide en rotation et l'écoulement de type Stewartson [6] sans cœur de fluide en rotation.

2. Formulation du problème

La configuration géométrique du système étudié est non confinée, elle est composée de deux disques parallèles lisses qui se font face et séparés d'une distance s comme le montre la figure 1. Le disque inférieur (rotor) en $z = 0$ est animé d'un mouvement de rotation uniforme de vitesse angulaire ω . Le disque supérieur en $z = s$ (stator) est fixe et possède une ouverture centrale de rayon R_{os} créant ainsi une entrée d'air supplémentaire dans l'entrefer.

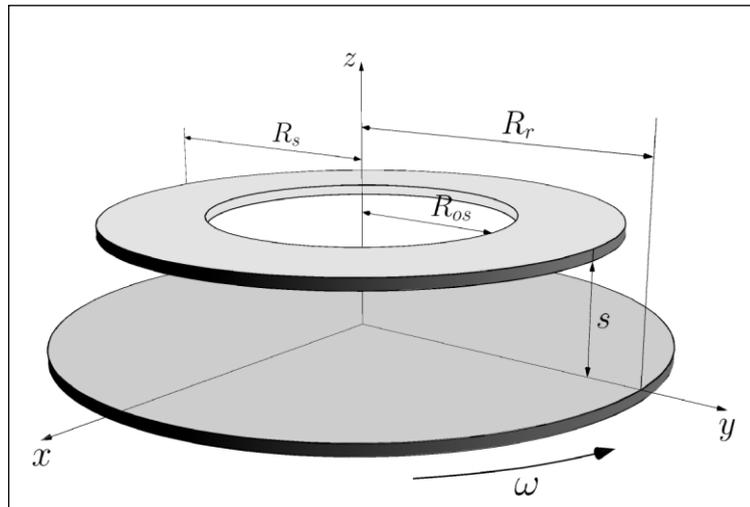


Figure 1 : Schéma de la configuration étudiée

Le rayon R_r du rotor est de 310 mm et son épaisseur e_r est de 45 mm, sa vitesse de rotation ω est comprise entre 200 tr/min et 1500 tr/min. Le stator quant à lui a un rayon R_s de 284 mm, une épaisseur e_s de 6 mm et possède une ouverture centrale de rayon R_{os} de 176 mm. L'écoulement est gouverné par les deux paramètres sans dimensions suivants: le nombre de Reynolds global $Re = \omega R_r^2 / \nu$, compris entre $1,34 \cdot 10^5$ et $10 \cdot 10^5$ et l'espacement inter-disques adimensionné $G = s / R_s$, compris entre 0,02 et 0,06.

3. Méthode numérique

L'écoulement est gouverné par les équations de Navier-Stokes incompressibles écrites en variables primitives (formulation vitesse-pression). Le problème est supposé ici axisymétrique et statistiquement stationnaire. Ces hypothèses sont nécessaires afin de mener à bien l'étude paramétrique avec un coût en temps de calcul raisonnable. L'étude numérique est réalisée en utilisant une approche par volumes finis à l'aide du progiciel « Fluent ».

3.1. Domaine de calcul et conditions aux limites

La méthode numérique met en œuvre un domaine de calcul borné et des conditions aux limites appropriées doivent être employées. L'influence de la taille du domaine de calcul (figure 2) a été testée afin de garantir l'innocuité des dimensions H et L sur les résultats. Les paramètres retenus sont : $L=4R_r$ et $H=5R_r$.

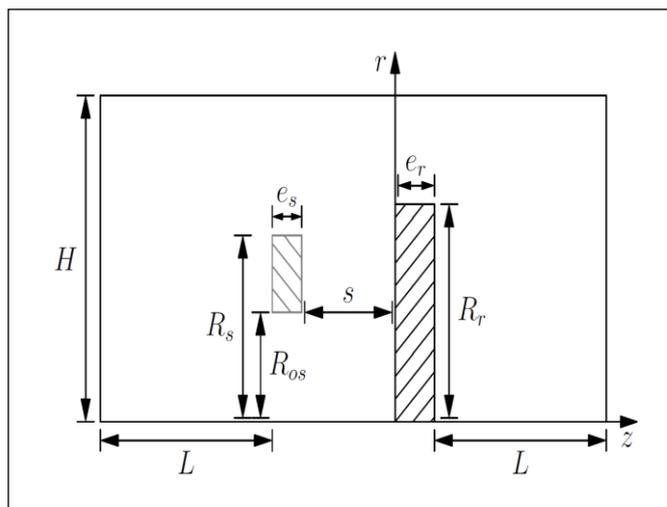


Figure 2 : Schéma du domaine de calcul

Pour les conditions aux limites du problème, l'axe Oz est défini comme axe de symétrie de révolution, une condition d'adhérence de vitesse nulle est appliquée sur les parois solides excepté sur le rotor où la vitesse tangentielle est fixée à $u_\theta = \omega r$. Sur les frontières latérales et supérieures du domaine de calcul une condition de sortie en pression est imposée.

3.2. Maillage

Pour la discrétisation spatiale un maillage structuré, composé de cellules hexahédriques est utilisé afin de minimiser la diffusion numérique. Le maillage est non uniforme dans les directions axiale et radiale afin de prendre en compte les zones de forts gradients où les cellules sont raffinées près des parois et dans l'espace inter-disques. Au voisinage des parois du rotor et du stator un maillage de type couche-limite est utilisé afin de capturer finement le comportement de l'écoulement dans ces régions. Dans la mesure du possible nous avons essayés de maintenir une distribution identique des cellules de calcul entre les différents cas mais des ajustements ont été nécessaires pour tenir compte de l'augmentation du nombre de Reynolds et de l'espacement G . Pour chaque cas étudié le maillage est très raffiné près des parois de façon à avoir suffisamment de points dans la couche limite en garantissant que la première couche de cellules dans la direction normale à la paroi est à $y^+ < 5$.

3.3. Modèle de turbulence

Le modèle de turbulence utilisé pour fermer les équations de Navier-Stokes moyennées est un modèle robuste à deux équations basé sur une hypothèse de viscosité turbulente. Afin d'avoir une description précise de l'écoulement et des transferts pariétaux le modèle $k - \omega$, en formulation bas Reynolds, a été retenu pour son bon comportement en proche paroi puisque sa formulation lui permet d'être utilisé jusque dans la sous-couche visqueuse sans employer de fonction d'amortissement. Le choix de ce modèle est aussi motivé par le fait que la transition de la couche limite laminaire à turbulente est mieux prise en compte par rapport à d'autres modèles à deux équations et qu'il est reconnu pour son bon comportement dans des écoulements à gradients de pression adverse.

4. Résultats et discussion

4.1. Configurations étudiées

Les calculs mis en œuvre ont permis de tester l'influence des paramètres géométriques et cinématiques de l'étude sur la structure de l'écoulement dans l'espace entre le rotor et le stator. Les valeurs de l'espacement inter-disque adimensionné G sont 0,01; 0,02; 0,04 et 0,06. Le nombre de Reynolds de rotation Re est lui fixé à $1,34 \cdot 10^5$; $2 \cdot 10^5$; $4 \cdot 10^5$; $6,710^5$ et $10 \cdot 10^5$.

4.2. Validation

Avant d'étudier l'influence des différents paramètres de l'étude, il s'agissait dans un premier temps de valider le modèle numérique par rapport à l'expérience. Les résultats numériques sont comparés aux mesures issues d'une étude précédente sur la même configuration [4]. L'évolution suivant $z^* = z/s$ des vitesses moyennes tangentielles u_θ et radiales u_r , pour différentes positions radiales $r^* = r/R_s$, sont comparées aux mesures PIV disponibles pour $G=0,06$ et pour $Re=6,7 \cdot 10^5$. Comme le montre la figure 3, un bon accord est obtenu entre les deux, validant ainsi le modèle numérique utilisé.

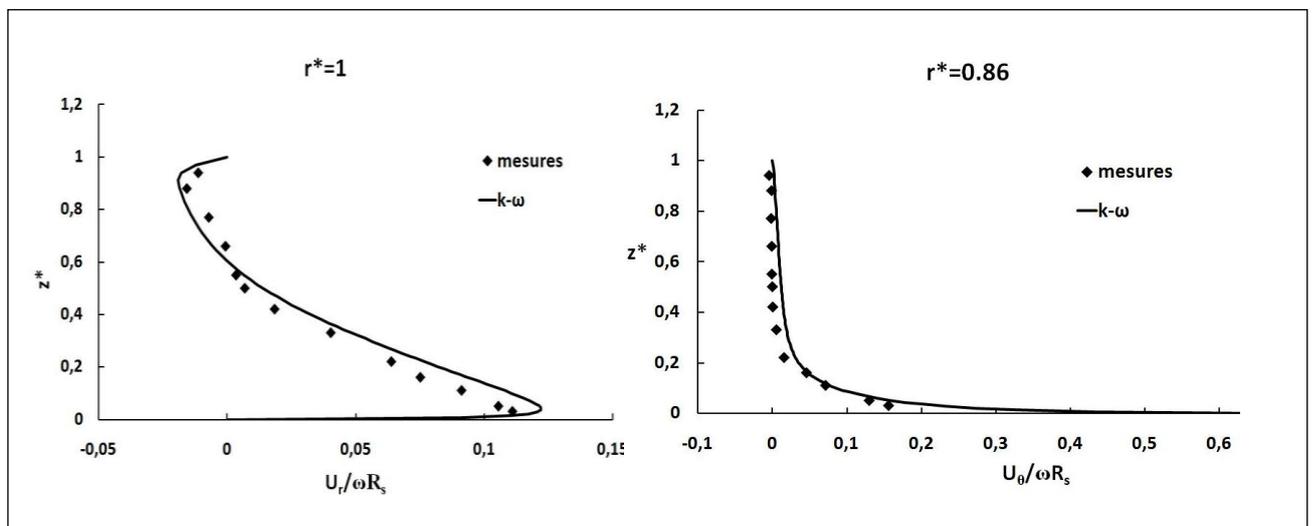


Figure 3 : Distribution axiale de u_r en $r^*=1$ et u_θ en $r^*=0,86$ pour $G=0,06$ et $Re= 6,7 \cdot 10^5$

4.3. Étude de l'influence de G et de la vitesse de rotation

Dans un premier temps l'influence des paramètres cinématiques et géométriques sur les valeurs des débits aspirés dans l'ouverture centrale du stator a été étudiée. Comme le souligne la figure 4 on observe, pour toutes les valeurs de G , une augmentation linéaire des débits Q_v avec ω qui est d'autant plus importante que G est grand. La conservation du débit est bien vérifiée ici : en effet la différence entre le débit entrant calculé dans l'ouverture centrale du stator et celui sortant calculé dans l'entrefer entre le rotor ($z^*=0$) et le stator ($z^*=1$) varie entre 0,01% (pour $G=0,06$) et 0,21 % (pour $G=0,1$).

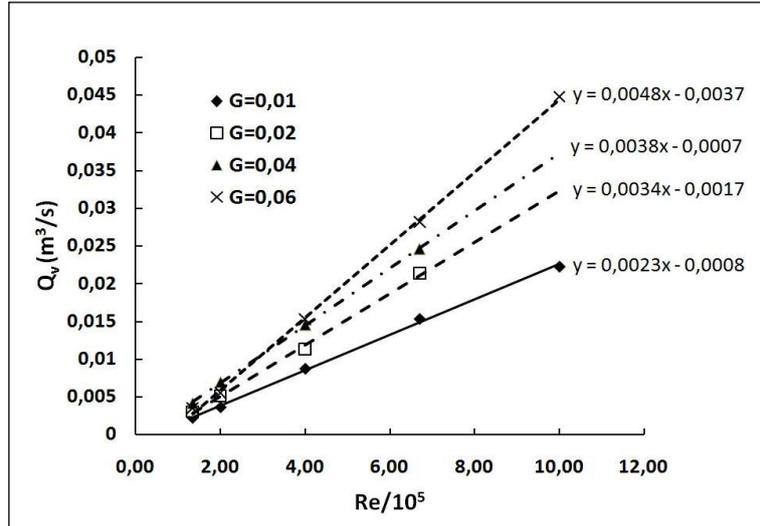


Figure 4 : Évolution du débit aspiré dans l'ouverture centrale du stator en fonction de G et Re

La structure de l'écoulement entre le rotor et le stator a été étudiée en fonction des différentes valeurs de G et ω . Pour cela les distributions axiales de la vitesse moyenne radiale u_r et tangentielle u_θ entre le rotor ($z^*=0$) et le stator ($z^*=1$) ont été analysées. La figure 5 illustre à titre d'exemple l'évolution axiale de la vitesse moyenne u_r pour $G=0,06$ et $Re=6,7.10^5$ en fonction de r^* . L'étude de la distribution axiale de la vitesse moyenne tangentielle u_θ dans l'entrefer montre qu'il n'existe pas de cœur en rotation quasi solide séparant les couches limites du rotor et du stator et suggère donc une structure d'écoulement de type Stewartson.

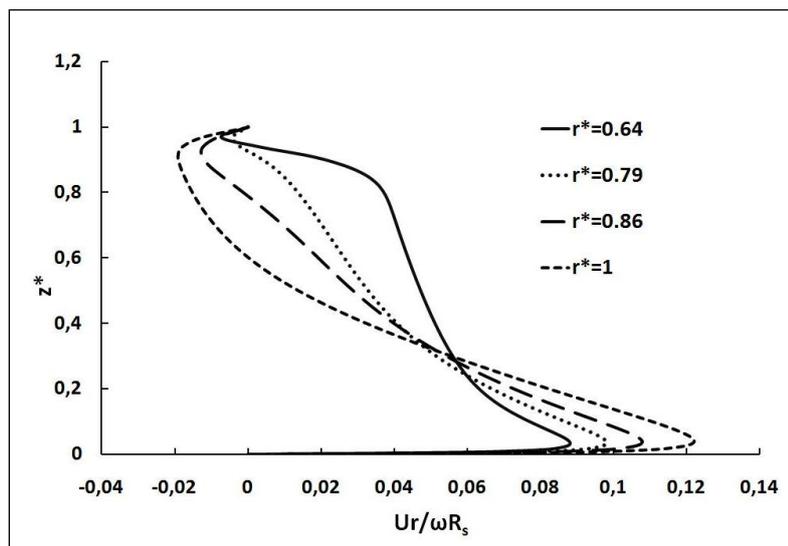


Figure 5 : Distribution axiale de la vitesse moyenne radiale u_r pour $G=0,06$ et $Re=6,7.10^5$

La distribution radiale de la vitesse moyenne u_r près du stator montre que l'écoulement est centrifuge dans tout l'entrefer pour $G = 0,01$ puis évolue vers une structure d'écoulement centripète sur le stator à partir d'une certaine position radiale pour $G \geq 0,02$. Ces résultats sont en accord avec ceux obtenus par Boutarfa et Harmand [4] et Soo [7]. L'évolution de la position radiale adimensionnée r^* à partir de laquelle l'écoulement devient centripète sur le stator est représentée sur la figure 6 en fonction du nombre de Reynolds. A mesure que

l'espacement inter-disques G augmente l'écoulement centripète sur le stator se développe plus près de l'axe de symétrie. Ce comportement s'explique par le fait que l'aspiration radiale près de l'ouverture est plus importante pour les faibles valeurs de G .

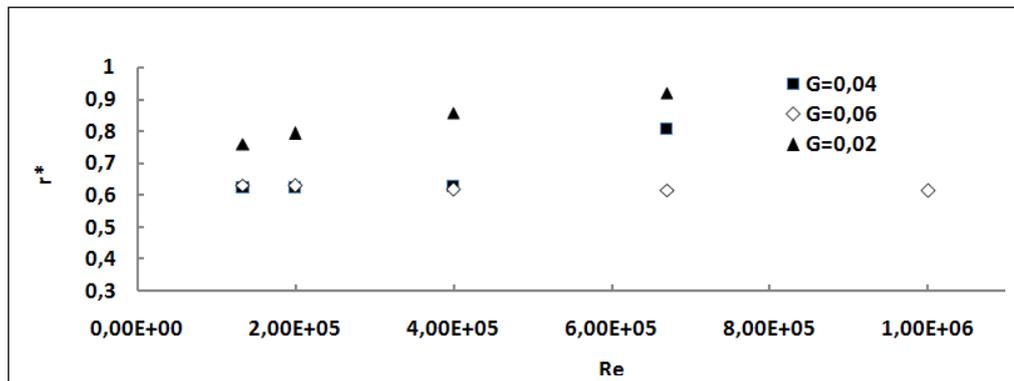


Figure 6 : Evolution du point d'apparition de l'écoulement centripète en fonction de G et de Re

5. Conclusion

Dans ce travail nous avons calculé par une approche volume finis l'écoulement dans une configuration rotor-stator non confinée de type discoïde avec une ouverture centrale sur le stator. La comparaison des profils de vitesses radiales et tangentielles avec des résultats expérimentaux [4] montre que le modèle de turbulence $k - \omega$ permet de reproduire fidèlement l'écoulement. Cette étude présente ensuite l'influence de la vitesse de rotation et de la distance inter-disques sur la structure de l'écoulement dans l'entrefer. Pour $G = 0,01$, l'écoulement est centrifuge dans tout l'espace entre le rotor et le stator. En revanche, pour $G \geq 0,02$, la structure de l'écoulement devient centripète sur le stator. L'évolution de la position radiale à partir de laquelle ce changement est observé montre que l'écoulement centripète se rapproche de l'ouverture centrale à mesure que G augmente. Du point de vue thermique, l'impact du jet dû à l'ouverture du stator devrait entraîner très localement des échanges convectifs supérieurs au cas du rotor-stator fermé. De plus, l'augmentation radiale du gradient de vitesse à la paroi du rotor et donc des contraintes pariétales devrait entraîner une augmentation du nombre de Nusselt avec le rayon.

Références

- [1] J.M. Owen, M.H. Rogers. Flow and Heat Transfer in rotating disk systems. *Research Studies Press Ltd*, 1 (1989).
- [2] J.W. Daily et R.E. Nece, Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks. *J. Basic Engng*, 82, 217-232 (1960).
- [3] R. Boutarfa, S. Harmand. Local convective heat transfer for laminar and turbulent flow in a rotor-stator system. *Experiments in Fluids*, 38 (2), 209-221 (2001).
- [4] R. Boutarfa, S. Harmand. Local convective heat exchanges and flow structure in a rotor-stator system. *Int. J. Thermal Sciences*, 42 (12), 1129-1143 (2003).
- [5] G.K. Batchelor. Note on a class of solutions of the navier-stokes equations representing steady rotationally-symmetric flow, *Appl. Math.*, 5, 29-41 (1951).
- [6] K. Stewartson. On the flow between two rotating coaxial disks. *Camb.Phil. Soc.*, 49, 333-341(1953).
- [7] S.L. Soo, Laminar flow over an enclosed rotating disc. *Trans. ASME*, 80, 287-296 (1958).