

Conception d'une turbine éolienne installée dans une cheminée solaire

B. Negrou*, H. Belahia, B. Dokkar, M. Drid et N. Settou

Département de Mécanique et Electronique, Laboratoire de Valorisation
et de Promotion des Ressources Sahariennes, 'VPRS'
Université Kasdi Merbah, Ouargla, Algérie

Résumé - Une approche basée sur le calcul dynamique du rotationnel couplé au calcul de la vitesse est appliquée pour la conception des turbomachines ou des turbines éoliennes. Dans le cas des turbomachines, l'écoulement 3D est analysé en deux étapes par l'approche quasi-tridimensionnelle S2 (écoulement méridien) - S1 (écoulement aube à aube). En première étape, les tourbillons liés et libres simulant les aubes sont étalés d'une façon homogène suivant le sens azimutal, l'écoulement devient axisymétrique et peut donc être analysé dans le plan méridien S2. En seconde étape, on analyse l'écoulement aube à aube supposé confiné dans chaque nappe de révolution définie par la première étape. Ce calcul inverse est utilisé pour la conception d'une turbine éolienne dans une cheminée solaire.

Abstract - An approach based on the calculation of rotational dynamics coupled with the speed calculation is applied to the design of turbomachines or wind turbines. In the case of turbomachines, 3D flow is analyzed in two stages by the quasi-dimensional S2 (meridian flow) - S1 (flow down to dawn). In the first stage, bound and free vortices simulating the blades are spread in a consistent way along the azimuthal direction, the flow becomes axisymmetric and can be analyzed in the meridian S2. In the second step, we analyze the flow blade to blade assumed confined in each layer of revolution defined by the first step. This reverse calculation is used to the design of a wind turbine in a solar chimney.

Mots clés: Conversion d'énergie - Cheminée solaire - Conception - Turbomachine - Calcul inverse.

1. INTRODUCTION

Pour définir la géométrie des aubages, les méthodes inverses conventionnelles prennent, jusqu'à présent, la distribution de vitesse sur les deux faces de l'aube comme données initiales. En appliquant cette approche, on perd le contrôle de l'épaisseur de l'aube. D'autres approches, voulant remédier à ce problème de fermeture des profils d'aubes, imposent cette fois-ci, la distribution de vitesse uniquement sur l'une des faces de l'aube. Mais il s'avère que procédant ainsi, elles sont incapables de contrôler la déviation de l'écoulement liée au niveau d'échange énergétique souhaité.

L'approche proposée dans ce travail, prend comme données initiales, la loi d'épaisseur de l'aube exigée par la structure et la distribution du moment cinétique. Il faut toutefois noter que l'imposition d'une répartition de charge optimisée produit une distribution de pression statique sur l'aube permettant d'éviter, soit la formation de la cavitation, soit le décollement de la couche limite au régime nominal. De plus, il est possible d'incorporer un schéma de pertes moyennant l'imposition d'une valeur

* settou@hotmail.com _ b.negrou@yahoo.fr

plausible du rendement de chaque organe, valeur pouvant provenir bien évidemment de mesures expérimentales ou à partir de résultats d'analyse simulant l'écoulement réel.

L'écoulement tridimensionnel est analysé en deux étapes par l'approche tridimensionnelle S2-S1 proposée par Wu pour la conception des turbomachines [1].

2. CALCUL AXISYMETRIQUE

Dans cette première étape, on mène un calcul axisymétrique en étalant, suivant le sens azimutal, les tourbillons liés et libres que doivent engendrer les pales, et dans lequel le rotationnel provenant de l'infini amont est pris en compte. Ce calcul permet de déterminer la géométrie approximative des pales et la géométrie approchée du squelette et les surfaces de courant axisymétriques dans le cas des turbomachines.

Dans cette étape, la résolution du champ est faite par la fonction de courant. En utilisant des coordonnées curvilignes épousant les frontières du domaine, et en se basant sur la formulation tensorielle, on écrit l'équation discrétisée régissant le rotationnel, et ceci en prenant la circulation de la vitesse méridienne sur un circuit fermé élémentaire du maillage. On obtient l'équation régissant la variation du flux rotationnel traversant ce circuit considéré. Ce type de formulation permet d'avoir un contrôle rigoureux sur la variation dynamique du flux rotationnel dans le champ [2, 3].

2.1 Formulation

Les équations régissant le problème sont écrites dans un système de coordonnées curvilignes. Ce dernier est choisi de manière à épouser les frontières du domaine de calcul, ce qui permet d'avoir plus de précision dans la résolution numérique. Le fluide est considéré non visqueux, l'écoulement est supposé incompressible et permanent.

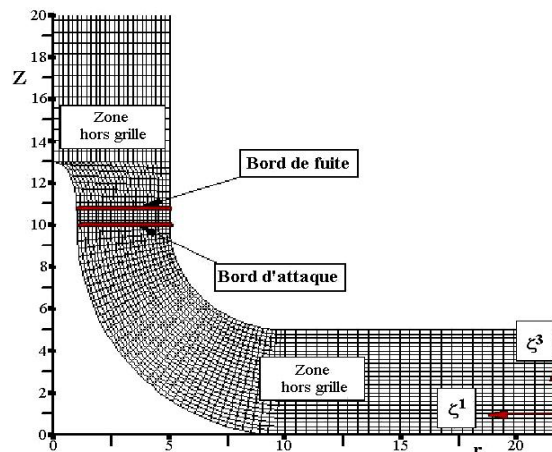


Fig. 1: Maillage et domaine de calcul

D'autre part, l'hypothèse d'axisymétrie nous permet d'écrire, $(\partial(\dots)/\partial\theta = 0)$. La figure 1 montre le maillage dans le plan méridien utilisé. Un maillage curviligne épousant les frontières du domaine de calcul (ξ^1, ξ^3) est créé avec $\xi^2 = \theta$, la vitesse méridienne donnée par:

$$U = V^1 e_1 + V^3 e_3 = W^1 e_1 + W^3 e_3$$

L'équation de continuité peut s'écrire:

$$\frac{1}{\sqrt{\tilde{g}}} \cdot \left[\frac{\partial \sqrt{\tilde{g}} U^1}{\partial \xi^1} + \frac{\partial \sqrt{\tilde{g}} U^3}{\partial \xi^3} \right] = 0 \quad (1)$$

Où $\sqrt{\tilde{g}}$ représente le tenseur métrique modifié dû à la striction de la section de passage du fluide, qui compte tenu de la conservation du débit, entraîne une augmentation de la vitesse méridienne.

Par conséquent, $\sqrt{g_1}$ représente le volume élémentaire du cube : $(e_3 \times e_1) \cdot e_2$, dans l'espace hors grille $|e_2| = \sqrt{g_{22}} = r$, par contre dans l'espace grille, l'épaisseur des pales réduit la section de passage, si on représente par $r \partial \theta_e$, l'épaisseur d'une section mesurée dans la direction périphérique et par N_b , le nombre de pales de l'hélice, le terme modifié \tilde{g}_{22} du tenseur métrique sera donné par:

$$\tilde{g}_{22} = \left(1 - \frac{N_b \partial \theta_e}{2\pi} \right)^2 r^2$$

qui représente donc le volume élémentaire avec effet de striction utilisé seulement dans l'équation de continuité. En utilisant la fonction de courant Ψ pour représenter le champ de vitesses, on pourra écrire:

$$U^1 = \frac{1}{\rho \sqrt{\tilde{g}}} \frac{\partial \Psi}{\partial \xi^3} \quad \text{et} \quad U^3 = \frac{1}{\rho \sqrt{\tilde{g}}} \frac{\partial \Psi}{\partial \xi^1} \quad (2)$$

L'équation gouvernant la fonction de courant Ψ est obtenue à partir de la définition de la composante azimutale du rotationnel Ω^2 , qui s'écrit:

$$\frac{\partial U_1}{\partial \xi^3} - \frac{\partial U_3}{\partial \xi^1} = \sqrt{g} \cdot \Omega^2$$

où U_1 et U_3 sont les composantes covariantes de la vitesse s'exprimant à partir de la fonction de courant Ψ , en utilisant les relations $U_m = g_{mn} U^n$ et la relation (2). L'équilibre dynamique du rotationnel dans le sens radial permet d'avoir la composante azimutale du rotationnel.

Soit H l'enthalpie et I la rothalpie données par:

$$H = \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \frac{p_t}{\rho} \quad \text{et} \quad I = \frac{p}{\rho} + \frac{W^2}{2} - \frac{\omega^2 r^2}{2} = H + \omega(V_\theta r)$$

L'équation de quantité de mouvement peut s'écrire:

$$\begin{cases} \Omega \times W = -\nabla I + \frac{F_b}{\rho} + \frac{F_d}{\rho} & \text{rotor} \\ \Omega \times V = -\nabla H + \frac{F_b}{\rho} + \frac{F_d}{\rho} & \text{stator} \end{cases}$$

Dans le cas réel, la présence des pales va créer une dépression sur l'extrados et une surpression sur l'intrados de chaque pale. Cette différence de pression se traduit dans l'espace inter-pales par un gradient de pression dans la direction azimutale qui donnera la déviation nécessaire à l'écoulement.

Un schéma axisymétrique ne va retenir que le niveau de pression moyenné dans l'espace inter-pales, et il est alors bien clair qu'un gradient azimutal ne peut plus exister dans ce schéma. Il est nécessaire de traduire l'effort exercé par les pales sur le fluide par l'introduction d'une force de pales qui devient une force volumique F_b / ρ . Cette force est supposée dirigée suivant la direction normale au squelette des pales. L'approche inverse est développée dans le cadre de fluide non visqueux afin de pouvoir utiliser la notion de tourbillons liés pour schématiser les pales.

Il est donc nécessaire d'introduire un schéma de pertes, où l'on traduit les effets visqueux sur les pales par une force volumique de dissipation F_d / ρ , selon l'approche suggéré par Horlock [4], qui consiste à écrire que F_d / ρ est un vecteur colinéaire et de sens opposé au vecteur vitesse relatif W .

$$\frac{F_d}{\rho} = -C_f \frac{|U|^2}{d \cdot \cos \beta} \frac{U}{|U|}$$

où $d = r(2\pi / N_b - \partial \theta_e)$, β l'angle d'inclinaison du squelette et C_f un coefficient de frottement constant et ajustable en fonction du nombre de Reynolds de l'écoulement et de la rugosité des pales.

La répartition du moment cinétique $V_\theta r$ dans une nappe de courant est liée à la circulation produite par les tourbillons liés engendrés par les sections de pales. En effet, si on considère un circuit fermé autour d'une section de pale clé, et compte tenu de la périodicité des circuits interpales, la circulation de la vitesse absolue V prise sur ce circuit fermé se réduisant aux contributions prises seulement à l'entrée et à la sortie de l'écoulement.

La projection de l'équation de mouvement suivant e_3 traduit l'équilibre dynamique du rotationnel suivant le sens radial, donnée par:

$$\sqrt{g} \Omega^2 = \frac{1}{W^1} \frac{\partial I}{\partial \xi^3} - \frac{F_{d3}}{\rho} + \frac{n_1}{n_2} \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial \xi^3} - \frac{n_3}{n_2} \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial \xi^1} \quad \text{rotor}$$

$$\sqrt{g} \Omega^2 = \frac{1}{V^1} \frac{\partial H}{\partial \xi^3} - \frac{F_{d3}}{\rho} + \frac{n_1}{n_2} \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial \xi^3} - \frac{n_3}{n_2} \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial \xi^1} \quad \text{stator}$$

$$\sqrt{g} \Omega^2 = \frac{1}{V^1} \left(\frac{\partial H}{\partial \xi^3} - \frac{(V_\theta r)}{r^2} \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial \xi^3} \right) \quad \text{hors grille}$$

L'incorporation du schéma de pertes conduit à une dégradation de la rothalpie dans la zone grille. En prenant le produit scalaire de l'équation de mouvement par la vitesse W , on obtient:

$$\frac{\partial I}{\partial m} = (1 - \eta) \omega \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial m} \quad \text{rotor}$$

$$\frac{\partial H}{\partial m} = (\eta - 1) \omega \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial m} \quad \text{stator}$$

$$\frac{\partial H}{\partial m} = 0 \quad \text{hors grille}$$

Ces équations permettent la mise à jour de l'enthalpie H et de la rothalpie I au cours du calcul itératif. En écrivant $\nabla \times \mathbf{U} = \Omega^2 \mathbf{e}_2$, nous obtenons l'équation gouvernant la fonction de courant Ψ :

$$\frac{\partial}{\partial \xi^3} \left(\frac{g_{11}}{\rho \sqrt{\tilde{g}}} \frac{\partial \Psi}{\partial \xi^3} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^1} \left(\frac{g_{33}}{\rho \sqrt{\tilde{g}}} \frac{\partial \Psi}{\partial \xi^1} \right) - \frac{\partial}{\partial \xi^3} \left(\frac{g_{13}}{\rho \sqrt{\tilde{g}}} \frac{\partial \Psi}{\partial \xi^1} \right) - \frac{\partial}{\partial \xi^1} \left(\frac{g_{31}}{\rho \sqrt{\tilde{g}}} \frac{\partial \Psi}{\partial \xi^3} \right) = \sqrt{g} \Omega^2$$

2.2 Conditions aux limites

Les conditions relatives au problème méridien sont les suivantes:

A l'infini amont, l'écoulement est supposé à entrée axiale, le profil de vitesse est a priori connu. Le débit massique et l'enthalpie sont calculés, ceci nous conduira à imposer une condition de type Dirichlet sur la fonction de courant Ψ ; le moyeu et la limite supérieure du domaine de calcul seront des lignes de courant ($\Psi = \text{cte}$).

A l'infini aval, l'écoulement est supposé redevenu axial ($\partial \Psi / \partial n = 0$, où n est la direction de la normale extérieure à la section de sortie de l'écoulement).

Au bord d'attaque, on impose une condition d'adaptation, c'est-à-dire que la vitesse sur l'extrados V^+ est égale à celle sur l'intrados V^- , ceci se traduit par une pente nulle de la fonction de répartition de charge.

Au bord de fuite, on impose une condition de Kutta-Joukowski qui revient à y imposer une égalité des pressions extrados et intrados, ce qui se traduit par la relation $\mathbf{W} \cdot \nabla (V_\theta r) = 0$.

Une condition de glissement sur les pales ($\mathbf{W} \cdot \mathbf{n} = 0$, où \mathbf{n} est la normale au squelette de la pale), cette condition permet de définir la géométrie des pales.

3. APPLICATION AU CALCUL DES TURBINES EOLIENNES

L'énergie solaire occupe une grande importance pour les programmes de recherches des énergies renouvelables. Des études modernes montre qu'avec l'exploitation de l'énergie solaire, on peut créer un mouvement d'air, sous forme de vent artificiel. Cet écoulement de l'air est utilisé pour entraîner une ou plusieurs turbines éoliennes et produire de l'énergie électrique. Cette exploitation se fait par un dispositif appelé la cheminée solaire. Elle est constituée de trois composantes principales: la serre chaude (le collecteur solaire), la cheminée qui est une longue structure tubulaire et la turbine éolienne. Ces trois éléments essentiels ont été familiers depuis un temps immémorial, mais la cheminée solaire les combine dans un nouveau système de fonctionnement.

Le collecteur est ouvert à la périphérie pour introduire l'air frais qui sera chauffé par les rayons solaires, sous l'effet de serre, où la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur produit un gradient de la masse volumique de l'air interne qui se relève; une turbine éolienne est mise dans la trajectoire de l'écoulement de l'air pour convertir l'énergie cinétique en énergie mécanique, et le générateur, entraîné par la turbine convertit l'énergie mécanique en énergie électrique.

La cheminée solaire a été conçue la première fois en 1931 par un ingénieur Allemand, H. Gunther, et le premier prototype a été conçu par le Professeur J. Schlaich de Stuttgart, en 1968. Après 12 ans de calcul et de théorie, et avec des fonds fournis par

le ministère allemand de la recherche et de la technologie, la construction a commencé à Manzanares (environ 150 km au sud de Madrid).

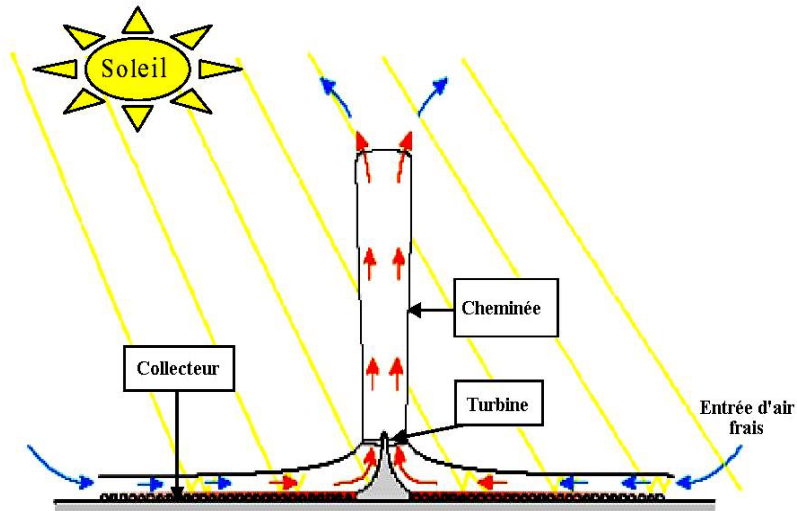


Fig. 2: Principe de fonctionnement d'une cheminée solaire

Une station expérimentale d'une cheminée de 195 m de hauteur et 10 m de diamètre a été construite, entourée par un collecteur de 240 m de diamètre et de 2 m de hauteur, pour une production électrique de 50 kW. En 1983, L'ensemble des organes principaux de la cheminée solaire est en amélioration continue, grâce aux études menées sur leur performance [5].

Les turbines dans la cheminée solaire sont toujours placées à la base de la cheminée où la vitesse d'écoulement d'air est plus élevée, pour transformer le maximum d'énergie cinétique en énergie mécanique, le générateur entraîné par la turbine transforme l'énergie mécanique en énergie électrique. Le nombre de turbines utilisées est, soit une turbine dont les pales couvrent la coupe transversale de la cheminée, soit de petites turbines distribuées sur toute la section de la cheminée. Mais il est aussi possible d'arranger entre le collecteur et la base de la cheminée un grand nombre de petites turbines avec des axes horizontaux à la périphérie de la section du passage.

Le petit prototype dans Manzanares (Espagne), a une simple turbine axiale, posée verticalement, avec quatre aubes. Elle a des caractéristiques entre les turbines éoliennes et les turbines à gaz: elle a plus d'aubes que les turbines éoliennes, mais non autant comme les turbines à gaz. Les aubes de rotor sont réglables, comme ceux des turbines éoliennes, mais, comme dans la turbine à gaz, l'écoulement est inclus, et la turbine de la cheminée solaire peut avoir les ailettes de guidage d'admission radiales [6]. La fonction principale de la turbine est la conversion efficace de l'énergie cinétique du fluide en énergie mécanique sur l'axe.

Récemment, la turbine éolienne pour les cheminées solaires a été étudiée en détail [7]. Elle se compose de: (i) des aubages d'admission qui donnent à la circulation d'air une direction, (ii) la turbine, et (iii) un diffuseur. La littérature existante sur la cheminée solaire n'est pas importante pour fournir l'ensemble des caractéristiques hydrodynamiques des machines utilisées dans de tels systèmes de conversion. Certains auteurs ont obtenus pour le rendement de la turbine les valeurs suivantes: e.g, 83 %,

(Haaf *et al.*, 1983) [8], 80 % (Schlaih, 1995) [9], 77.0, 78.3 et 80.1 % (Pasumarthi et Sherif, 1998) [10].

3.1 Effet des pertes sur le calcul S2 inverse

La méthode décrite, dans cet article, concernant le calcul méridien S2 a été testée pour concevoir des aubages d'une turbine éolienne installée dans une cheminée solaire basée sur les dimensions globales du prototype de Manzanares en Espagne [5]. Dont l'objectif principale est de développer un modèle efficace pour la prévision des caractéristiques d'efficacité et de fonctionnement, qu'il nous aide dans l'optimisation de la conception de la turbine. Une loi de charge f soigneusement choisie nous permet d'éviter tout phénomène de décollement de la couche limite au régime nominal (Fig. 3).

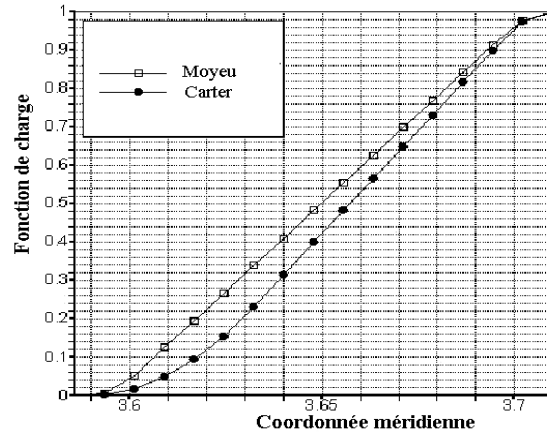


Fig. 3: Fonction de charge f initialement imposée dans le calcul S2 inverse

On suppose que les pertes se produisent uniquement dans les zones grille et qu'elles sont exprimées en terme de rendement η supposé constant. Dans le but de déterminer l'effet des pertes, en zone grille, sur la forme du squelette d'aubes obtenue par le calcul S2 inverse, ce dernier a été effectué pour les valeurs du rendement 0.7 et 1.0, en conservant une même loi de fonction de charge f , c'est-à-dire celle qui a servi à obtenir des aubes avec un bord d'attaque adapté. La variation du rendement entraîne une augmentation du moment cinétique au bord de fuite de la roue, ce qui modifie toute la répartition de la charge sur l'aube.

La figure 4 montre la géométrie de la turbine éolienne ayant 4 aubes dans une vue en perspective. La géométrie obtenue des aubes pour quelques sections du plan méridien est présentée dans les figures 5-a et 5-b.

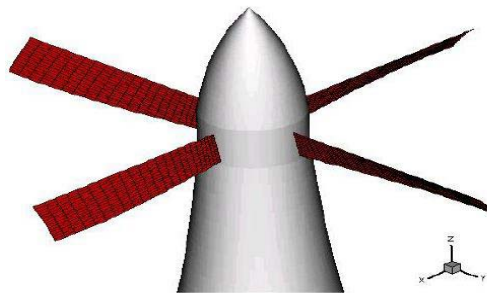


Fig. 4: Géométrie des aubages de turbine éolienne

Les figures 6 (a) et (b) présentent la distribution de pression obtenue par le calcul S2 inverse sur les deux faces extrados et intrados des aubes.

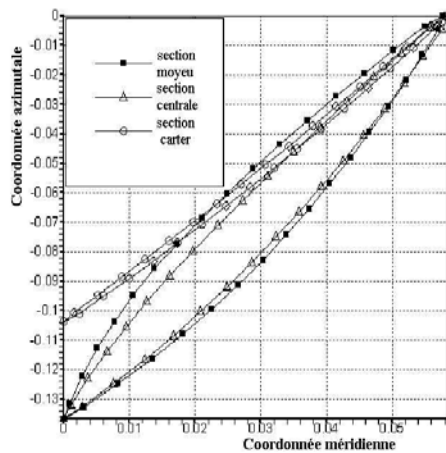


Fig. 5-a: Géométrie du squelette des aubages pour $\eta = 0.7$

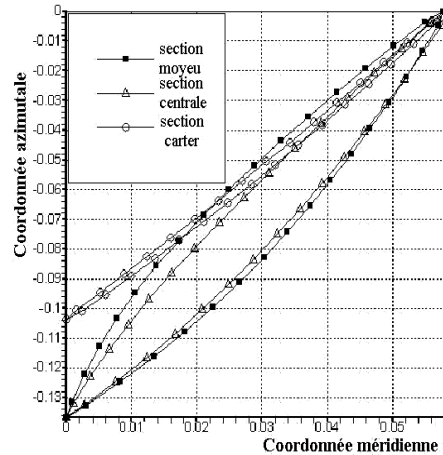


Fig. 5-b: Géométrie du squelette des aubages pour $\eta = 1.0$

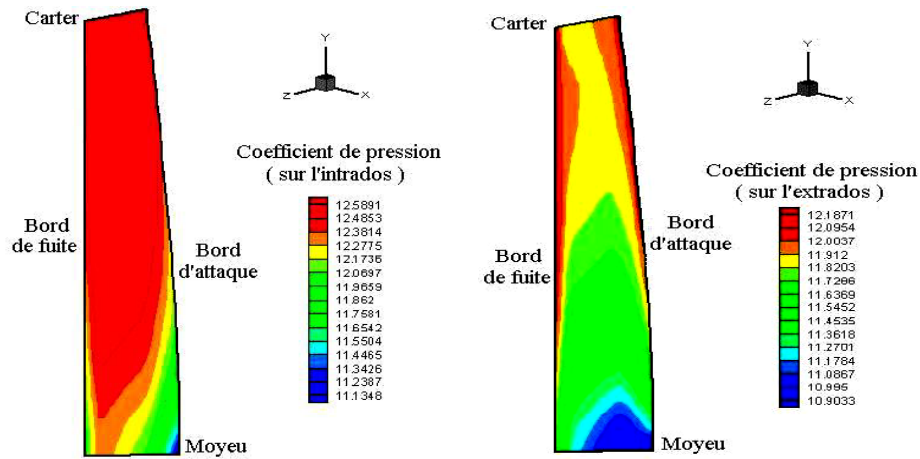


Fig. 6-a: Distribution des pressions sur les deux faces pour $\eta = 0.7$

3.2 Effet de l'orientation de l'écoulement sur le calcul inverse S2

Pour voir l'effet de la direction de l'écoulement sur le calcul S2 inverse, nous avons intégré dans le domaine de calcul une zone grille fixe. Le stator dans une turbine appelé distributeur, il est situé en amont de la roue mobile (rotor). Le rôle principal d'un distributeur est d'orienter l'écoulement de l'air vers le rotor avec une direction. Aussi il provoque une giration de l'écoulement, pour cela il transforme une partie de l'énergie

de pression statique disponible sous forme d'énergie cinétique. Cette énergie est ensuite récupérée au niveau du rotor.

Le calcul S2 inverse effectuée pour une valeur de rendement $\eta = 0.7$, donne la forme d'aube pour le distributeur (Fig. 7). Les figures 8-a et 8-b montrent les aubes des deux étages (fixe et mobile) avec une vue de face et une vue 3D.

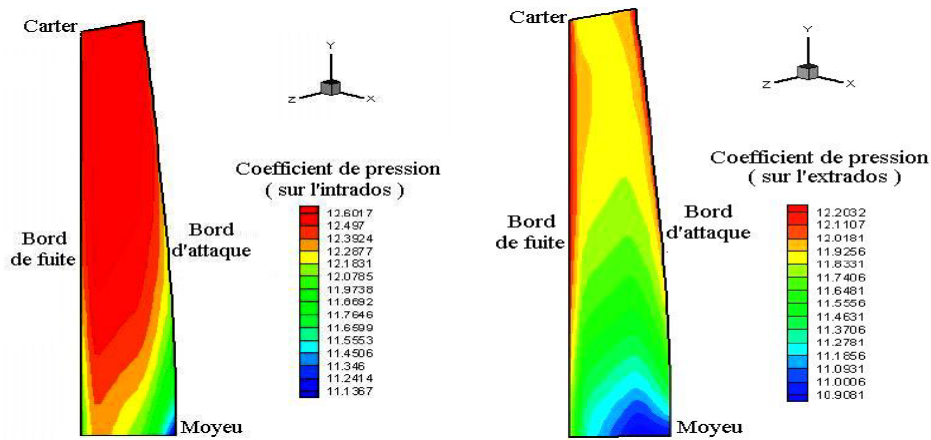


Fig. 6-b: Distribution des pressions sur les deux faces pour $\eta = 1.0$

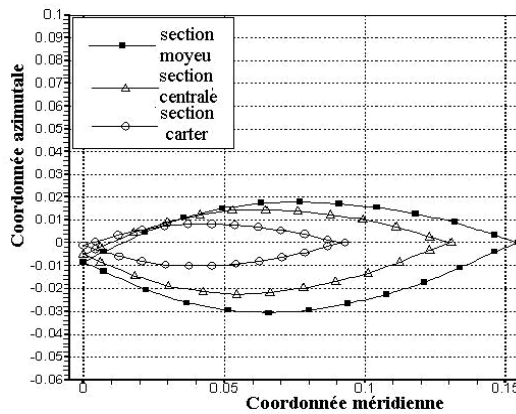


Fig. 7: Géométrie des aubes du distributeur

La figure 9 montre une comparaison entre la géométrie d'aubage de la roue mobile obtenue avec distributeur et sans distributeur sur la section moyeu.

Nous remarquons qu'avec un distributeur, la géométrie d'aubages de la roue mobile est moins cambrée. Le distributeur dirige l'orientation de l'air qui attaque la roue mobile, donc le moment cinétique va changer. Ce qu'il résulte une modification sur l'inclinaison des aubes.

Lorsqu'on compare les valeurs calculées de l'énergie cinétique adimensionnelle à l'entrée de la roue mobile pour les deux cas étudiés, nous trouverons que l'on va récupérer 21 % de l'énergie disponible au niveau du rotor.

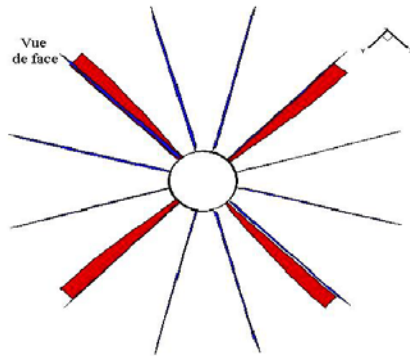


Fig. 8-a: Vue de face des aubages (distributeur et roue mobile)

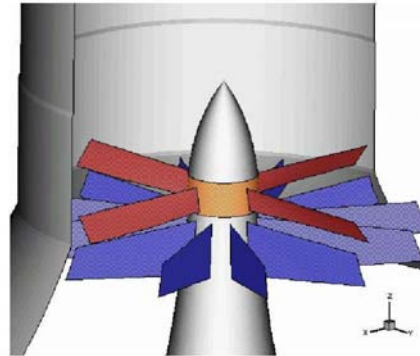


Fig. 8-b: Vue tridimensionnelle des aubages (distributeur et roue mobile)

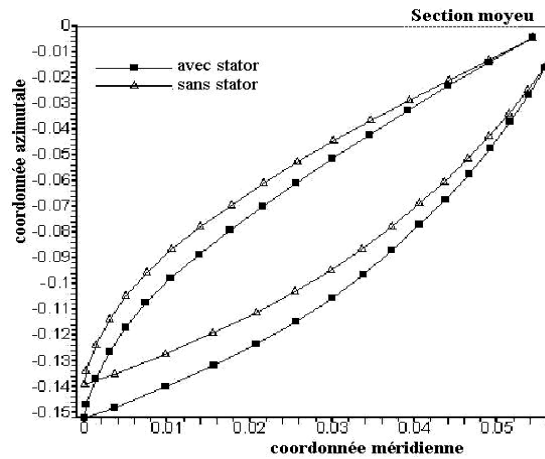


Fig. 9: Géométrie des aubages du rotor avec et sans distributeur

4. CONCLUSION

Le calcul inverse S2 méridien développée pour traiter la conception des turbomachines et des turbines éoliennes présente plusieurs avantages qui résident essentiellement sur l'imposition correcte des conditions aux limites, et peuvent se résumer comme suit:

- (i) respect de la loi d'épaisseur des pales exigée par la structure,
- (ii) contrôle de la déviation de l'écoulement liée au niveau d'échange énergétique souhaité,

(iii) optimisation du tracé des pales. Ce calcul inverse a été fait pour la conception d'une turbine éolienne installée dans une cheminée solaire, où nous avons essayé de développer un modèle efficace pour la prévision des caractéristiques d'efficacité et de fonctionnement.

NOMENCLATURE

V : Vitesse absolue	W : Vitesse relative
Ω : Rotationnel de la vitesse absolue	ψ : Fonction de courant
x, y, z : Système de coordonnées Cartésiennes	z, θ , r : Système de coordonnées Cylindriques
ξ_1, ξ_2, ξ_3 : Systèmes de coordonnées curvilignes, Bâti dans le plan méridien	U_1, U_2, U_3 : Composantes covariantes de la vitesse absolue ou relative
e_1, e_2, e_3 : Base covariante du système curviligne	e^1, e^2, e^3 : Base contravariante du système curviligne
ω : Vitesse de rotation (pales ou aubes)	ρ : Masse volumique
p : Pression statique	H : Enthalpie totale
F_b : Force des pales ou des aubes	I : Rothalpie, $H + r V_\theta \omega$
F_d : Force de dissipation	C_f : Coefficient de frottement
g : Déterminant du tenseur métrique	g_{ij} : Eléments du tenseur métrique
η : Rendement	R : Rayon de références
K_Q : Coefficient du couple moteur, $Q / (\rho n^2 D^5)$	K_T : Coefficient de propulsion, $T / (\rho n^2 D^4)$
J_A : Coefficient d'avancement, $V_A / n D$	Γ : Section de circulation autour de l'aube
n : Vecteur normal à l'aube	N_b : Nombre de pales

REFERENCES

- [1] C.H. Wu, 'A General Theory of Three Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, Radial and Mixed Flow Type', NACA TN 2604, 1952.
- [2] T.S. Luu, B. Viney and L. Bencherif, 'The Inverse Problem using S2-S1 Approach for the Design of the Turbomachine Blading', International Symposium on 'Recent Advances in Compressor and Turbine Aerothermodynamics', France, Nov. 24-25, 1992.
- [3] N. Settou et T.S. Luu, 'Contribution à la Conception des Hélices Marines', Quatrièmes Journées de l'Hydrodynamique, Nantes, France, 1-3 Mars 1993.
- [4] J.H. Horlock, 'An Entropy Production in Adiabatic Flow in Turbomachines', Journal of Basic Engineering, Tr. ASME Serie D, 1984.
- [5] J. Schlaich, Bergemann und Partner, 'The Solar Chimney', Structural Consulting Engineers, 2005.
- [6] A.J. Gannon and T.W.V. Backstrom, 'Solar Chimney Turbine Performance', ASME, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 125, pp. 101 – 145, 2003.

- [7] A.J. Gannon and T.W.V. Backstrom, '*Solar Chimney Turbine Characteristics*', ASME, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 76, pp. 235-241; 2004.
- [8] W. Haaf and J. Schlaich, '*Solar Chimneys: Part 1: Principal and Construction of the Pilot Plant in Manzanares*', In Journal of Solar Energy, Vol. 2, pp. 20 - 23, 1983.
- [9] J. Schlaich, '*The Solar Chimney: Electricity from the Sun*', In: C. Maurer, Editor Germany: Geislingen, 1995.
- [10] N. Pasumarthi and S.A. Sherif, '*Experimental and theoretical Performance of a Demonstration Solar Chimney Model: Part I: Mathematical Model Development*', International Journal of Energy Research, Vol. 22, pp. 277 – 288, 1998.