

# Caractérisation hydrodynamique des turbines de Rushton dans une cuve agitée en régime turbulent

G. BOUZGARROU, Z. DRISS, A. KAFFEL, M. S. ABID

Laboratoire des Systèmes Electromécaniques, Ecole Nationale d'ingénieurs de Sfax  
BP 1173, Route de Soukra, 3038 Sfax, Tunisie  
E-mail : Ghazi.Bouzgarrou@enis.rnu.tn

## Résumé :

*L'étude numérique de l'influence du nombre des pales d'une turbine de Rushton sur la structure hydrodynamique d'une cuve agitée a été entamée. Les équations de Naviers-Stokes régissant le phénomène sont résolues par une méthode de discrétisation aux volumes finis. Le modèle de turbulence utilisé est du type k-ε standard. Les résultats issus de l'application de notre code de dynamique des fluides numérique (CFD) tels que les champs des vitesses, les caractéristiques de la turbulence et les caractéristiques globales sont présentés. La comparaison de nos résultats numériques avec ceux tirés de la littérature a montré une bonne concordance.*

## Abstract :

*The purpose of the present paper is to observe the effect of number's blade on the characteristic flow patterns in a stirred tank. In this study, three Rushton turbines were compared. Solutions of the Naviers-Stokes in conjunction with the standard k-ε turbulence model are developed using a control volume discretization method. The results obtained by our specific computational fluid dynamics (CFD) code are average velocity, turbulent flow characteristics and global characteristics. A very good agreement has been observed between the predicted hydrodynamic flow characteristics and the results published in the literature.*

**Mots clefs :** CFD, hydrodynamique, agitation mécanique, turbulence, turbine de Rushton

## 1 Introduction

L'étude expérimentale des turbines de Rushton a été abordée dans pas mal de travaux antérieurs. À titre indicatif, on peut citer les travaux réalisés par Rushton et al. [1], Costes [2], Javed et al. [3], Nienow [4], Karcz et Major [5], Baccar et al. [6], Dan Taca et al. [7], Alcamo et al. [8], Deglon et Meyer [9], Montante et al. [10] et Escudié et Liné [11]. Plus particulièrement, Alcamo et al. [8] ont étudié l'écoulement turbulent dans une cuve agitée non chicanée munie d'une turbine de Rushton à six pales droites. Montante et al. [10] ont étudié l'influence de la position d'une turbine de Rushton standard sur le comportement hydrodynamique d'une cuve agitée. Dan Taca et al. [7] ont étudié expérimentalement l'influence de la forme de la cuve d'agitation munie d'une turbine de Rushton et d'une turbine à pales inclinées sur le nombre de puissance. Deglon et Meyer [9] ont étudié par voie numérique la structure hydrodynamique d'une cuve chicanée munie d'une turbine de Rushton. Cependant, Karcz et al. [5] ont étudié l'influence de la longueur des chicanes dans une cuve agitée munie d'une turbine de Rushton standard. Escudié et Liné [11] ont étudié à l'aide d'un système de vélocimétrie par images de particules (PIV) les caractéristiques locales d'une cuve munie d'une turbine de Rushton. Les caractéristiques de la turbulence et le temps du mélange ont été également étudiée par Javed et al. [3]. Par ailleurs, Costes [2] a étudié expérimentalement à l'aide d'un système LDA, l'influence de la position angulaire des chicanes pour le cas d'une turbine de Rushton. Nienow et al. [4] ont étudié les caractéristiques hydrodynamiques d'une turbine de Rushton à douze pales et à dix-huit pales en régime transitoire. Dans ce papier, on s'est intéressé à l'influence du nombre des pales d'un système d'agitation constitué d'une cuve cylindrique munie d'une turbine de Rushton. Ceci étant fait à fin de mieux comprendre les divers phénomènes physiques qui peuvent coexister dans une cuve agitée.

## 2 Système d'agitation mécanique

Les configurations géométriques à lesquelles on s'est intéressé dans ce papier ressemblent à celle déjà adopté par Rushton et al. [1] et Dan Taca et al. [7] dans leurs travaux expérimentaux. Il s'agit d'une turbine de Rushton standard à six pales droites. Dans ces conditions, la turbine de diamètre  $d=0.33 D$  est placée dans une cuve cylindrique non chicanée à une position axiale égale à  $z=0.33H$  (figure 1). La hauteur de la cuve est égale à son diamètre ( $H=D$ ). Afin d'aborder l'étude de l'influence du nombre des pales sur la structure hydrodynamique de la cuve agitée, on a choisi d'étudier le cas des turbines de Rushton à quatre, à six et à huit pales (figure 2).

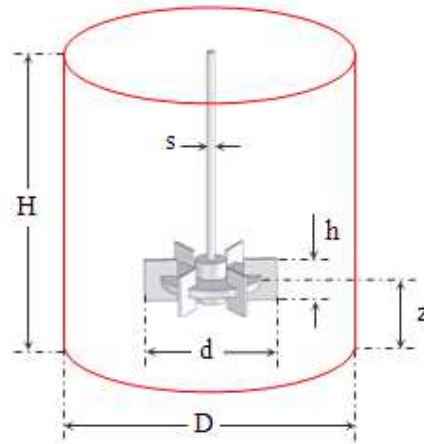


FIG. 1 – Paramètres géométriques du système d'agitation mécanique

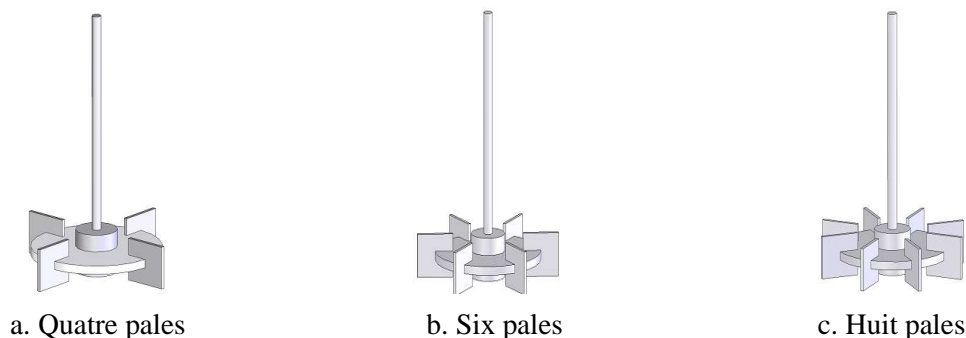


FIG. 2 – Turbines de Rushton à différents nombres de pales

## 3 Résultats numériques

Les résultats numériques présentés sont issus de l'application de notre code de dynamique des fluides numérique [12, 13, 14]. Le régime d'écoulement est défini par un nombre de Reynolds  $Re=10^5$ . Ce qui correspond à un écoulement pleinement turbulent.

### 3.1 Profils radiaux de la vitesse

Sur la figure 3 sont superposés les résultats issus de l'application de notre code de calcul. Plus particulièrement, on s'est intéressé à la comparaison des courbes présentant l'évolution radiale des composantes radiale  $U(r)$  et tangentielle  $V(r)$  de la vitesse. Les profils présentés appartiennent à trois plans horizontaux différents définis par les positions axiales  $z=0.6$ ,  $z=0.7$  et  $z=1.16$  d'une cuve agitée munie d'une turbine de Rushton à quatre, à six et à huit pales. Les plans définis par les positions axiales égales à  $z=0.6$  et  $z=0.7$  correspondent respectivement à des plans horizontaux localisés juste en bas et en haut de la turbine. Cependant, la position axiale égale à  $z=1.16$  est définie en haut de la cuve. D'après la figure 3, on constate que la composante radiale  $U$  de la vitesse atteint sa valeur maximale dans le plan horizontal situé au niveau de la turbine  $z=0.7$ . La position radiale correspondant à cette valeur maximale est égale à  $r=0.28$ . Cette position radiale correspond au courant de décharge situé au bout des pales. En comparant les trois configurations entre elles, on constate que la valeur maximale de la composante radiale de la vitesse est

obtenue dans le cas d'une turbine de Rushton à huit pales et vaut  $U=0.23$  (figure 3.b). Cette valeur diminue tout en diminuant le nombre des pales. En effet, la valeur maximale de la composante radiale pour les turbines de Rushton à six et à quatre pales est égale respectivement à  $U=0.2$  et  $U=0.18$  (figure 3.b). Ce résultat est également observé pour la composante tangentielle  $V$  de la vitesse. En effet, pour une turbine de Rushton à huit pales, la composante tangentielle  $V$  atteint sa valeur maximale  $V=0.6$  à une position radiale égale à  $r=0.4$  (figure 3.e). Loin de la pale, on constate une diminution progressive de la vitesse. Par ailleurs, le mouvement disparaît car les composantes radiale et tangentielle de la vitesse atteignent des valeurs très faibles en haut de la cuve (figures 3.c et 3.f).

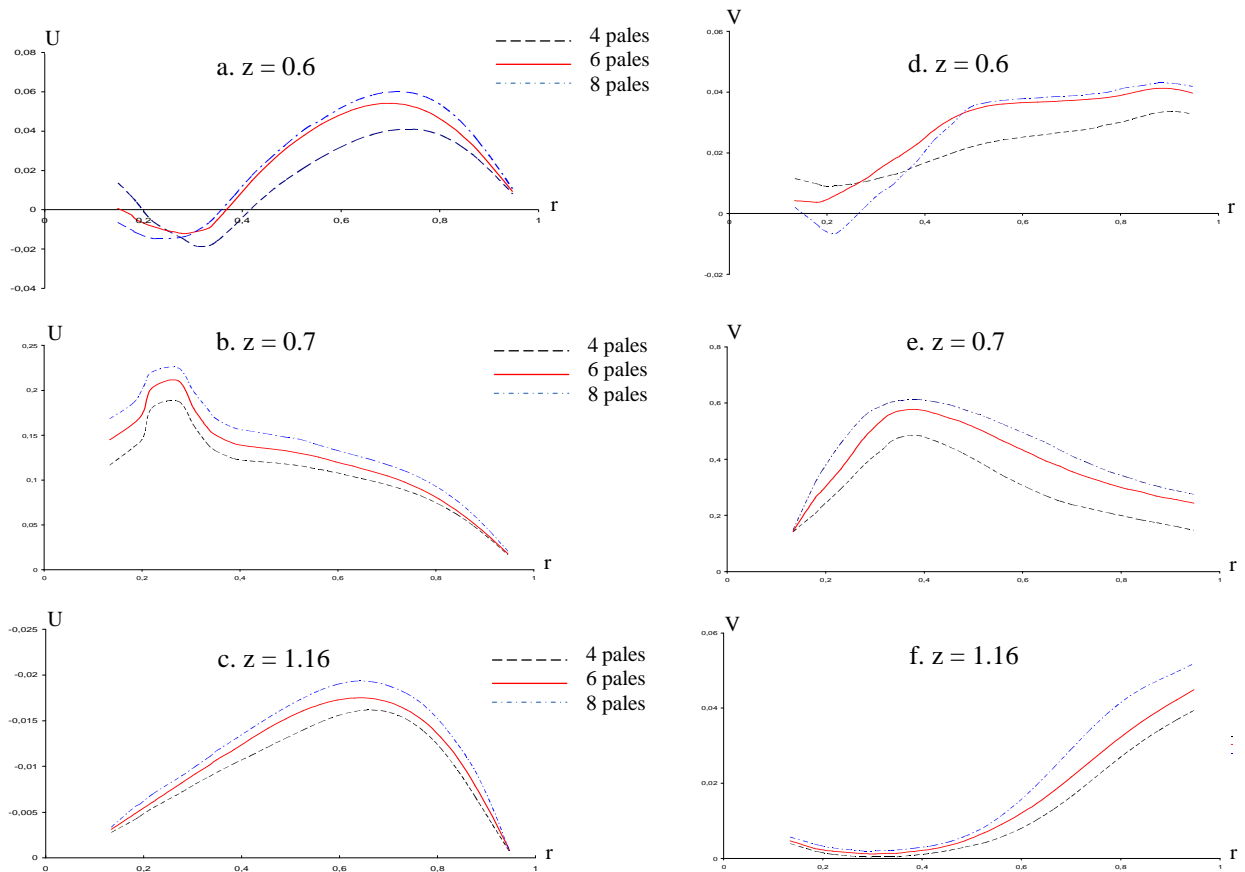


FIG. 3 – Profils radiaux de la vitesse radiale et tangentielle pour différentes positions axiales

### 3.2 Energie cinétique turbulente

Sur les figures 4 et 5 est présentée la répartition de l'énergie cinétique turbulente dans le cas de différents nombre des pales  $n_p=4$  (figure a),  $n_p=6$  (figure b) et  $n_p=8$  (figure c). Le plan de présentation horizontal choisi est défini par la position axiale  $z=0.66$  (figure 4). Cependant, le plan de présentation vertical correspond à un plan situé en aval de la pale (figure 5). Globalement, on constate que la région siège des valeurs maximales de l'énergie cinétique turbulente se localise dans le sillage qui se développe au bout des pales (figure 4). Dans tout le domaine balayé par les pales de la turbine, l'énergie cinétique turbulente demeure assez élevée. Loin de ce domaine, l'énergie cinétique turbulente devient rapidement très faible. Par ailleurs, on remarque que la valeur maximale de l'énergie cinétique turbulente augmente avec le nombre des pales. En effet, Dans le cas d'une turbine à huit pales, l'énergie cinétique turbulente atteint une valeur maximale égale à  $k=0.025$  (figure 4.c). Cependant, pour des nombres des pales moins élevés, cette valeur diminue. Elle est égale à 0.023 pour une turbine à six pales et 0.02 pour une turbine de Rushton à quatre pales (figures 4.b et 4.a). La figure 5 montre un sillage localisé dans le domaine balayé par la turbine. Ce sillage est caractérisé par des valeurs élevées de l'énergie cinétique turbulente. En s'éloignant de ce domaine, ces valeurs décroissent rapidement. Le nombre des pales intervient également dans la caractérisation de la forme du sillage qui se développe dans le domaine balayé par les pales. En effet, dans le cas des turbines de Rushton à quatre et à six pales, la forme de ce sillage est ovale, alors que pour la turbine à huit pales elle se rétrécit davantage (figure 5.c).

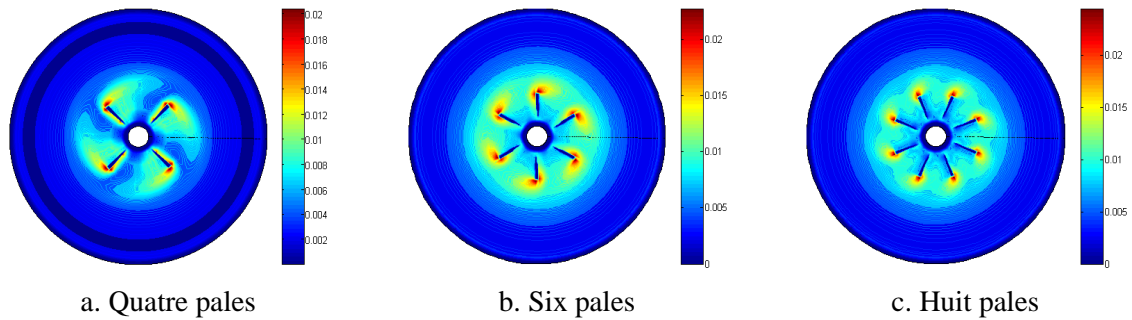


FIG. 4 – Energie cinétique turbulente dans le plan situé au niveau de la pale

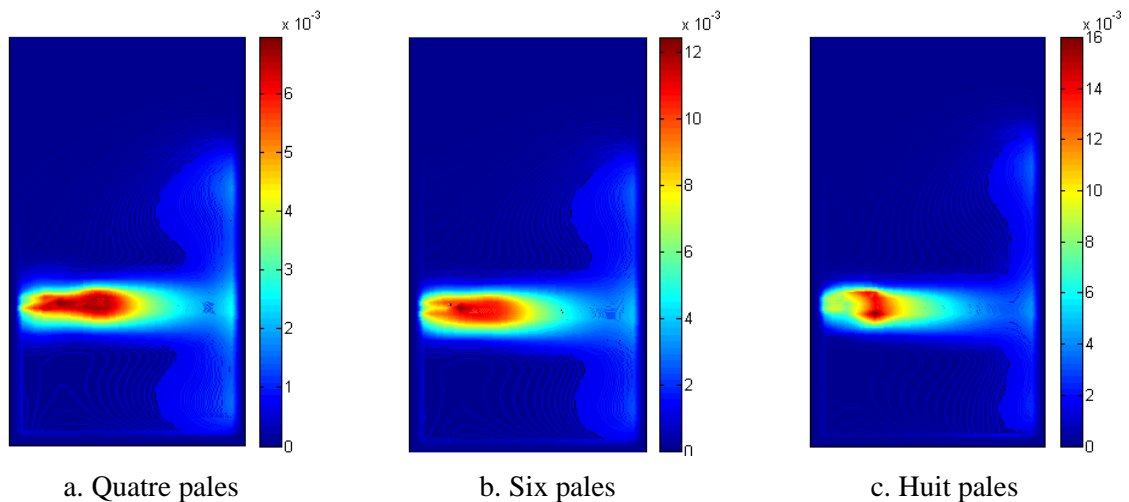


FIG. 5 – Energie cinétique turbulente dans le plan situé en aval de la pale

### 3.3 Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente

Sur les figures 6 et 7 est présentée la répartition du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente. Pour la présentation de ses caractéristiques, on a choisi les plans adoptés pour l'étude de l'énergie cinétique turbulente dans le paragraphe précédent. D'après ces résultats, on observe une répartition similaire à celle relative à l'énergie cinétique turbulente. En effet, on constate que la région siège des valeurs maximales du taux de dissipation se localise au bout des pales (figure 6). De même, on remarque que la valeur maximale du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente diminue avec la diminution du nombre des pales. En effet, dans le cas d'une turbine à huit pales, le taux de dissipation atteint une valeur maximale égale à  $\varepsilon=0.037$  (figure 6.c). Cependant, dans le cas d'une turbine à six et à quatre pales, cette valeur vaut 0.035 et 0.03 respectivement (figures 6.b et 6.a). Dans le domaine balayé par les pales, on constate que la répartition du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente est caractérisée par la formation d'un sillage dont les valeurs de  $\varepsilon$  atteignent les valeurs les plus élevées (figure 7). Les valeurs maximales sont atteintes pour le cas d'une turbine à huit pales (figure 7.c).

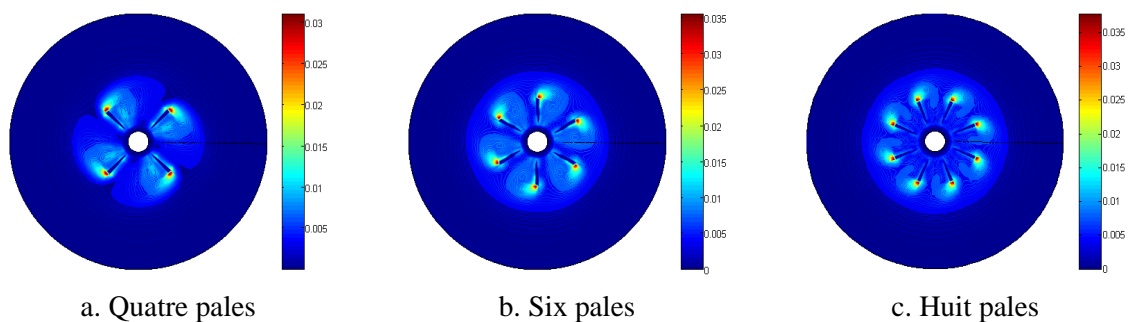


FIG. 6 – Taux de dissipation dans le plan situé au niveau de la pale

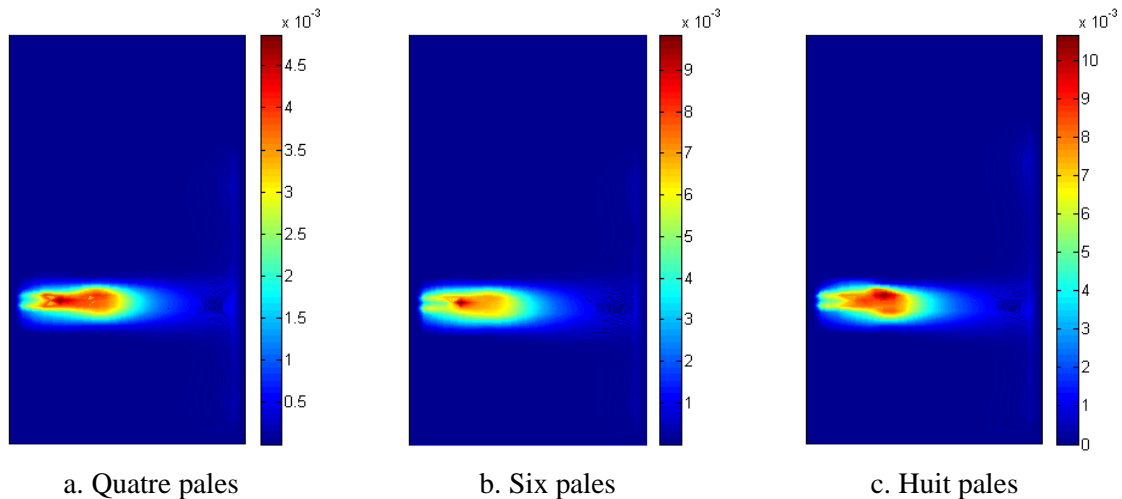
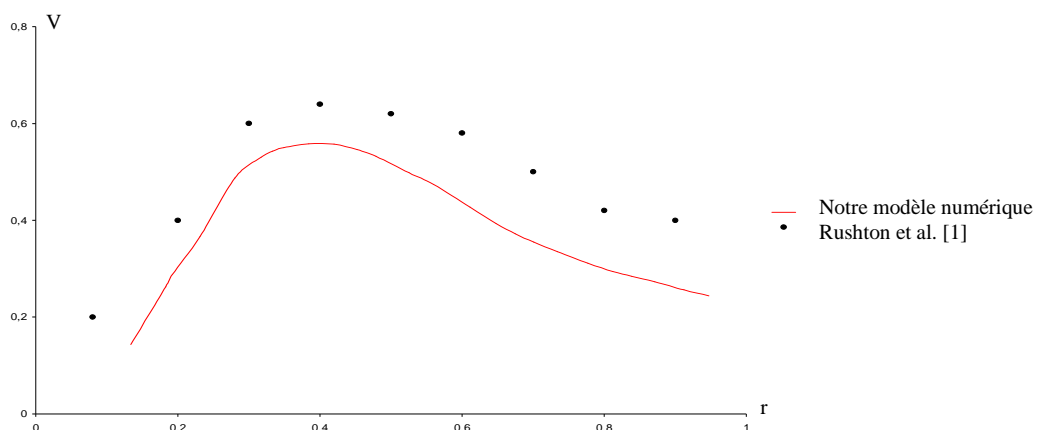


FIG. 7 – Taux de dissipation dans le plan situé en aval de la pale

### 3.4 Comparaison avec des résultats antérieurs

Sur la figure 8 est superposée l'évolution radiale de la composante tangentielle de la vitesse dans le plan horizontal  $z=0.7$  avec celle trouvée expérimentalement par Rushton et al. [1] et qui correspond à une turbine de Rushton à six pales. Globalement, on constate une bonne concordance entre nos résultats numériques et les résultats expérimentaux tirés de la littérature. Ceci prouve la validité de la méthode d'analyse adoptée. En effet la valeur maximale de la composante tangentielle de la vitesse est égale à  $V=0.58$ , elle est proche de celle obtenue par Rushton et al. [1]; soit une valeur de 0.62. L'erreur est ainsi égale à 6 %.

Par ailleurs, on s'est intéressé à l'étude de l'influence du nombre des pales sur les caractéristiques globales des turbines. Dans le tableau 1, on a rassemblé les valeurs du nombre de puissance  $N_p$ , du nombre de pompage  $NQ_p$ , de l'efficacité de pompage  $\eta_e$  ainsi que l'efficacité énergétique  $E_p$ . Ces valeurs correspondent à un régime d'écoulement pleinement turbulent défini par un nombre de Reynolds  $Re=10^5$ . D'après ces résultats, on remarque que les nombres de puissance  $N_p$  et de pompage  $NQ_p$  augmentent avec le nombre des pales. Par ailleurs, on constate que l'efficacité énergétique de la turbine à huit pales est la meilleure et vaut  $E_p=10.45$ . Par contre, on remarque que l'efficacité de pompage  $\eta_e$  diminue en augmentant le nombre des pales. Les résultats numériques issus de notre code de dynamique des fluides numérique sont comparés avec les résultats expérimentaux de Dan Taca et al. [7] et ont montré une bonne concordance. En effet, pour une turbine de Rushton à six pales, le nombre de puissance déterminé à partir de notre code de calcul est égal à  $N_p=1.22$ . Cette valeur est proche de celle obtenue par Dan Taca et al. [7], soit une valeur égale à  $N_p=1.2$ .

FIG. 8 – Profils radiaux de la vitesse tangentielle dans le plan  $z=0.7$

	Nombre des pales	$N_p$	$NQ_p$	$\eta_e$	$E_p$
Notre code CFD	4	1.22	2.19	1.79	8.61
	6	1.93	2.57	1.332	8.80
	8	2.10	2.80	1.333	10.45
Dan Taca et al. [7]	6	1.20			

Tableau 1 – Influence du nombre des pales sur les caractéristiques globales

## 4 Conclusion

Dans ce papier, on s'est intéressé à l'analyse de la structure hydrodynamique générée par des turbines de Rushton à quatre, à six et à huit pales en cuves agitées. Pour les configurations étudiées, on a constaté que les nombre de puissance et de pompage augmentent avec le nombre des pales. Par ailleurs, on a remarqué que la turbine à huit pales est la plus efficace. Le but est de quantifier les performances énergétiques des turbines du Rushton à différent nombre des pales. La comparaison de nos résultats numériques avec celles tirés de la littérature a montré une bonne concordance.

## References

- [1] Rushton J.H., Costich E.W., Everett H.J., Power characteristics of mixing impellers, *Chemical Engineering Progress*, 46, 467-476, 1950.
- [2] Costes J., Structure des écoulements générés par une turbine de Rushton dans une cuve agitée, Thèse de doctorat sciences physique, INP Toulouse, 1986.
- [3] Javed K.H., Mahmud T., Zhu J.M., Numerical simulation of turbulent batch mixing in a vessel agitated by a rushton turbine, *Chemical Engineering and Processing*, 45, 99-112, 2005.
- [4] Nienow A.W., Kendall A., Moore I.P.T., Ozcan T., Badham R.S., The characteristics of aerated 12-and 18-blade Rushton turbines at transitional Reynolds numbers, *Chemical Engineering Science*, 50, 593-599, 1995.
- [5] Karcz J., Major M., An Effect of a baffle Length on the power consumption in an agitated vessel, *Chemical Engineering and Processing*, 37, 249-256, 1998.
- [6] Baccar M., Kchaou H., Mseddi M., Abid M.S., Modélisation de l'écoulement turbulent induit par une turbine de Rushton en standard : approche pseudo-stationnaire, *Mécanique et Industries*, 4, 301-318, 2003.
- [7] Dan Taca C., Paunescu M., Power input in closed stirred vessels, *Chemical Engineering Science*, 56, p. 4445-4450, 2001.
- [8] Alcamo R., Micale G., Grisafi F., Brucato A., Ciofalo M., Large-eddy simulation of turbulent an unbaffled stirred tank driven by a Rushton turbine, *Chemical Engineering Science*, 60, 2303-2316, 2005.
- [9] Deglon D.A., Meyer C.J., CFD modelling of stirred tanks: Numerical considerations, *Minerals Engineering*, 19, 1059-1068, 2006.
- [10] Montante G., Lee K.C., Brucato A., Yianneskis M., Numerical simulations of the dependency of flow pattern on impeller clearance in stirred vessels, *Chemical Engineering Science*, 56, 3751-3770, 2001.
- [11] Escudíé R., Liné A., Experimental analysis of hydrodynamics in a radially agitated tank, *AIChE Journal*, 49, 586-603, 2003.
- [12] Kchaou H., Driss Z., Bouzgarrou G., Chtourou W., Abid M.S., Numerical investigation of internal turbulent flow generated by a flat-blade turbine and a pitched-blade turbine in a vessel tank, *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, 2, pp. 427-434, 2008.
- [13] Driss Z., Kchaou H., Baccar M., Abid M.S., Numerical investigation of internal laminar flow generated by a retreated-blade paddle and a flat-blade paddle in a vessel tank, *International Journal of Engineering Simulation*, 6, 1468-1137, 2005.
- [14] Bouzgarrou G., Driss Z., Chtourou W., Kchaou H., Abid M.S., Etude numérique de l'influence de l'inclinaison des pales sur la structure hydrodynamique des cuves agitées en régime turbulent, 7<sup>ème</sup> Journées d'Etudes Techniques, Marrakech, Maroc, 2008.