

# PRÉDICTION NUMÉRIQUE DES PERFORMANCES D'UN ROTOR A 10 AUBES D'UNE TURBINE SEMI-AXIALE

Sid Ali LITIM, Miloud ABIDAT, Hamel Mohammed

Laboratoire de Mécanique Appliquée. / Faculté de Génie Mécanique  
Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf d'Oran.  
École Normale Supérieure de l'Enseignement Technique ENSET d'Oran  
Laboratoire de recherche Technologique de l'Environnement. / Faculté de Mécanique  
[litimsidali@yahoo.fr](mailto:litimsidali@yahoo.fr), [miloud\\_abidat04@yahoo.fr](mailto:miloud_abidat04@yahoo.fr), [hamel\\_moh78@yahoo.fr](mailto:hamel_moh78@yahoo.fr)

Reçu le : 04/12/2006

Accepté le : 11/04/2007

**RESUMÉ :** La suralimentation des moteurs diesel ainsi que les petites unités de production ou de récupération de l'énergie constituent les domaines où les turbines semi axiales sont les plus utilisées. La suralimentation des moteurs diesel de faible ou moyenne puissances est cependant le domaine où ce type de turbines trouve le plus d'application. C'est dans ce sens, que nous avons mis au point une démarche complète pour l'optimisation des performances d'un rotor qui est l'un des éléments essentiels de la turbine. Les équations moyennées de Reynolds régissant l'écoulement turbulent dans un rotor à 10 aubes d'une turbine semi axiale, sont résolues à l'aide de la méthode des volumes finis implémentée dans le code de calcul CFX.5.7. L'étude a permis d'obtenir les performances de la turbine pour différentes vitesses de rotation et une large plage de taux de détente.

## 1. INTRODUCTION

Parmi les types de machines rencontrés dans les moteurs de suralimentation, la turbine demeure l'un des éléments essentiels dont le rôle est de fournir par la détente des gaz d'échappement une énergie motrice nécessaire à l'entraînement du compresseur. L'écoulement dans ce type de machines est parmi les plus complexes en mécanique des fluides en raison de la complexité de la géométrie, des effets de la compressibilité et de la rotation.

Différents types de turbines sont utilisées pour l'entraînement du compresseur dans la suralimentation des moteurs à combustion interne. Parmi les turbines utilisées, on peut citer les turbines radiales (centripètes), les turbines axiales et une configuration intermédiaire, dite turbine semi axiale (mixed flow turbine), dans laquelle la projection de la vitesse dans un plan méridien à l'entrée du rotor a des composantes axiales et radiales. Ce dernier type de turbine (turbine semi axiale) fera l'objet de cette étude.

De nombreuses études numériques et expérimentales ont été effectuées dans le but de mesurer les performances des turbines radiales et semi-axiales et de comprendre les phénomènes qui régissent leur fonctionnement. Ceci a permis de construire des modèles numériques pour la prévision des cartes caractéristiques de performances basées sur des corrélations empiriques pour l'estimation des pertes dans les différentes composantes de la turbine.

En ce qui concerne la recherche dans le domaine de la conception de ce type de machines, des formulations alternatives des équations, ainsi que

diverses techniques numériques pour la résolution de l'écoulement tridimensionnel et quasi-tridimensionnel (cas d'un écoulement méridien) ont été développées. Hirsch et Warze [1] proposent l'utilisation de la méthode des éléments finis pour la résolution de l'écoulement méridien. Dans leur modèle, la condition axisymétrique est remplacée par le calcul exact d'une moyenne massique sur la surface méridienne.

Les travaux de Whitfield et Baines [2] montrent que la géométrie de la volute a une influence directe sur le rendement total de la turbine, la géométrie doit donc avoir une réduction de section pour compenser les pertes d'énergie dues au passage de fluide dans la volute.

La simulation numérique entreprise par Martinez-Botas et al [3] établit que l'angle de déviation de l'écoulement à la sortie de la volute peut être considéré constant. Toutefois, le champ d'utilisation de ces turbomachines est large, et il n'est pas rare que les conditions d'utilisation s'éloignent du point de fonctionnement. Cette désadaptation entraîne une pénalisation sur le fonctionnement de la machine.

Les travaux de Karamanis et al [4] ont été destinés à étudier numériquement et dans un régime instationnaire, l'effet de l'incidence des aubes d'un rotor sur les performances d'une turbine semi-axiale employée dans un moteur Diesel. L'objectif de ce travail a été de trouver une corrélation entre les effets combinés de l'incidence et de l'angle d'écoulement sur le rendement de la turbine. Il est bon de noter que ces démarches peuvent aider très



bien le concepteur à choisir le point correct de fonctionnement pour les calculs réguliers effectués pendant l'évaluation d'une nouvelle turbine de turbocompresseur.

Dans le même contexte, M. Abidat et al [5] ont mené une étude expérimentale et théorique de l'effet de l'angle d'incidence sur le rendement total de deux turbines ayant presque les mêmes géométries. Seule la longueur et l'angle de déviation des aubes diffèrent. L'angle géométrique des aubes à l'entrée du rotor est maintenu constant dans la première turbine alors qu'il est variable dans la deuxième. Quatre vitesses de rotations ont été utilisées (100%, 90%, 70% et 50% de la vitesse nominale) et pour chaque vitesse de rotation, les deux turbines ont été testées pour trois rapports de détente.

La synthèse des résultats a prouvé que la perte de rendement des turbines semi-axiales à faible puissance augmente lorsque l'angle de l'écoulement en mouvement relatif à l'entrée du rotor s'écarte d'une direction optimale. L'influence de la longueur du rotor a été aussi mise en évidence. Les faibles rapports de pression peuvent provoquer un écoulement secondaire qui est l'une des formes des pertes d'énergie.

L'étude numérique présentée dans cet article a pour objectif la détermination des performances d'un rotor à dix aubes d'une turbine semi-axiale. Le travail s'inscrit dans la compréhension des écoulements complexes qui se développent dans le rotor de ce type de turbine en s'appuyant fortement sur des investigations expérimentales faites par Chen et al [6]. Nous cherchons à connaître et comprendre les phénomènes mis en jeu, à évaluer leurs influences sur la structure de l'écoulement, afin de dégager les mécanismes prédominants et d'optimiser les grandeurs globales.

## 2. PROCÉDURES DE CALCUL

Le travail mené sur ce thème a été effectué dans le but de déterminer les performances du rotor et de comprendre les phénomènes qui régissent le fonctionnement de la turbine. Quant à l'optimisation, la question est de savoir s'il est possible d'améliorer ces performances et selon quels critères ? Pour cela, quels paramètres pourrions-nous modifier ? Quelle est leur influence sur le rendement de la turbine semi-axiale ?

Pour répondre à ces objectifs, à partir des performances de la turbine, nous avons établi les caractéristiques de performances correspondantes. Les caractéristiques géométriques de la turbine sont données au tableau 1.

| Description                            | Dimension                 |
|--|---------------------------|
| Diamètre moyen à l'entrée du rotor     | 83.58 x10 <sup>-3</sup> m |
| Hauteur de l'aube à l'entrée du rotor  | 17.99 x10 <sup>-3</sup> m |
| Angle d'entrée de l'aube               | 20.0 deg                  |
| Angle conique à l'entrée du rotor      | 40.0 deg                  |
| Angle d'écoulement à l'entrée du rotor | 13.00 deg                 |
| Diamètre du moyeu                      | 27.07 x10 <sup>-3</sup>   |
| Diamètre à la sortie du rotor          | 78.65 x10 <sup>-3</sup>   |
| Diamètre moyen à la sortie du rotor    | 59.7 x10 <sup>-3</sup> m  |
| Angle moyen à la sortie de l'aube      | -52.0 deg                 |
| Longueur du rotor                      | 40 x10 <sup>-3</sup> m    |
| Nombre d'aubes                         | 10                        |
| Jeu (clearance)                        | 0.4 x10 <sup>-3</sup> m   |

**Tableau 1 :** Caractéristiques géométriques de la turbine Semi-Axiale

L'influence de la vitesse de rotation  $N$  ainsi que le rapport de pression  $Pr$  sur les caractéristiques de performance en écoulement stationnaire, ont été étudiées, en comparant les résultats obtenus pour 3 valeurs de la vitesse de rotation, 29500 tr/mn, 41300 tr/mn et 59700 tr/mn qui sont respectivement 50%, 70% et 100% de la vitesse de rotation nominale. Pour chaque cas, on a étudié l'influence du taux de détente  $Pr$  en faisant varier sa valeur. La température totale à l'entrée de la turbine a été maintenue constante. Elle est égale à 333.82 K pour les deux premières vitesses de rotation et à 341.79 K pour la troisième vitesse de rotation.

## 3. MODELISATION DE LA TURBULENCE

L'écoulement turbulent et 3D dans une turbomachine est décrit par les équations de conservation de la masse, des quantités de mouvement et de l'énergie pour un fluide compressible. A ces équations on adjoint l'équation d'état du fluide.

### 3.1. Équation de conservation de masse:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (1)$$

Où  $\rho$  et  $\vec{U}$  sont respectivement la masse volumique et le vecteur de la vitesse moyenne.

### 3.2. Équations de quantités de mouvements :

$$\frac{\partial(\rho \bar{U})}{\partial t} + \nabla \{ \rho \bar{U} \otimes \bar{U} \} = \nabla \{ \tau - \rho \overline{\bar{u} \otimes \bar{u}} \} + S_M \quad (2)$$

où  $\bar{u}$  est le vecteur de la vitesse fluctuante et  $\tau$  représente le tenseur des contraintes visqueuses du fluide.

$\rho \bar{u} \otimes \bar{u}$  est le tenseur des contraintes de Reynolds qui traduit l'effet de la turbulence sur l'évolution du mouvement moyen et rendent les systèmes d'équations ouverts.

$S_M$  est un terme source.

### 3.3. Équation de conservation d'énergie :

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{U} H + \rho \overline{\bar{u} h} - \lambda \nabla T) = \frac{\partial P}{\partial t} \quad (3)$$

$H$  représente l'enthalpie totale moyenne et est donnée par l'équation suivante :

$$H = h + \frac{1}{2} \bar{U}^2 + k \quad (4)$$

Les grandeurs  $h$ ,  $\lambda$ ,  $T$  et  $P$  sont respectivement l'enthalpie statique, la conductivité thermique, la température statique moyenne et la pression statique.

Le terme  $\frac{1}{2} \bar{U}^2$  de l'équation (4) représente l'énergie cinétique de l'écoulement moyen et  $k$  est l'énergie cinétique de turbulence et est donnée par la formule suivante :

$$k = \frac{1}{2} \bar{u}^2 \quad (5)$$

Afin de minimiser le nombre d'inconnues du système, on lui adjoint l'équation d'état d'un gaz parfait.

$$P = \rho R T \quad (6)$$

Cette équation fait apparaître une deuxième inconnue : la température  $T$ . On a utilisé comme équation complémentaire : l'équation liant l'enthalpie du fluide à la température qui est définie comme suit :

$$h = C_p T \quad (7)$$

Comme il a été cité auparavant, les équations moyennes de Reynolds contiennent neuf termes qui sont de nouvelles inconnues. Afin de prédire la distribution du champ des vitesses moyennes et de la température moyenne, il est nécessaire d'adopter des hypothèses ou trouver un moyen raisonnable pour modéliser les contraintes de Reynolds et les flux turbulents.

L'une des méthodes de résolution statique des équations de Navier-Stokes en écoulement turbulent

consiste à adopter l'hypothèse faite par Boussinesq. Dans cette méthode, on fait une analogie entre les contraintes visqueuses  $\tau_{ij}$  et le tenseur des tensions turbulentes apparentes (Tenseur de Reynolds -  $\rho u_i u_j$ )

Ainsi, les tensions ou contraintes de Reynolds sont assimilées à des tensions visqueuses dues à la turbulence (contraintes de viscosité turbulente). On les pose égales à :

$$\tau_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad (8)$$

$\mu_t$  est la viscosité turbulente qui sera donc calculée dans ce cas par le modèle de turbulence à deux équations  $k-\varepsilon$  et la loi de la paroi.

Le modèle  $k-\varepsilon$  fait partie de la famille des modèles à viscosité turbulente (modèle du 1<sup>er</sup> ordre) (Eddy Viscosity Turbulence Models). Bien que relativement facile à utiliser, la qualité de modélisation de  $\mu_t$  influe directement sur la qualité de l'écoulement moyen.

Ce modèle utilise  $k$  et  $\varepsilon$  pour définir une échelle de vitesse  $\mathcal{D}$  et une échelle de longueur  $l$ . Il suppose aussi que la viscosité turbulente peut être liée à l'énergie cinétique de turbulence et à son taux de dissipation par la relation suivante :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

où  $C_\mu = 0.09$  et  $k$  et  $\varepsilon$  sont calculés par les deux équations suivantes :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{U} k) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{U} \varepsilon) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (11)$$

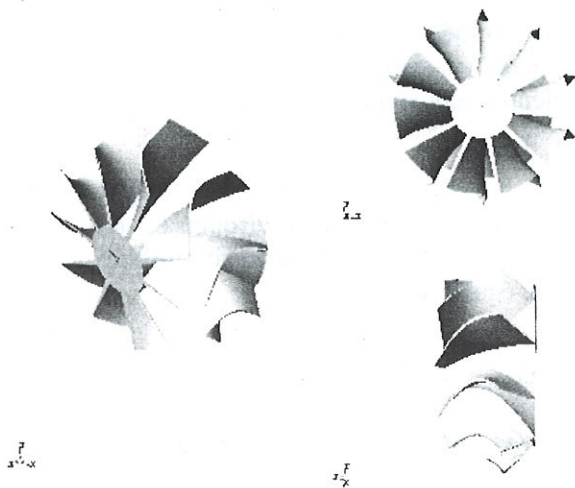
Où

$P_k$  est la production turbulente.

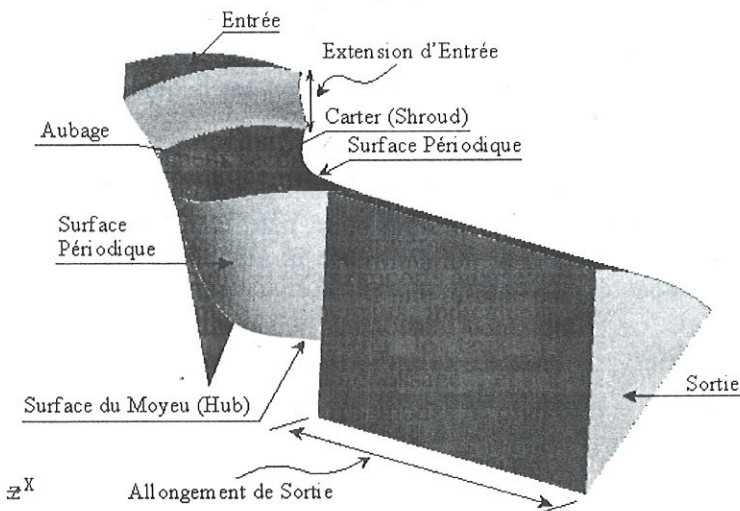
$C_\mu$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$  et  $\sigma_\varepsilon$  sont des constantes ajustables et sont obtenues à partir des données expérimentales.

$$\sigma_k = 1.00, \quad \sigma_\varepsilon = 1.30, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \text{ et } C_{\varepsilon 2} = 1.92$$





**Figure 1 :** Vue en 3D du rotor de la turbine semi-axiale



**Figure 2 :** Domaine de calcul du rotor de la turbine semi-axiale

#### 4. DOMAINE DE CALCUL ET GENERATION DU MAILLAGE

La solution de l'écoulement dans la turbine semi axiale, dont le rotor est montré en figure 1, est obtenue à l'aide de la méthode des volumes finis. Le domaine physique de l'écoulement montré en figure 2 est discrétisé en éléments de volumes de forme hexahedrale. Le logiciel ICEM CFD 4.CFX est employé pour la création de la géométrie du domaine et son maillage de nature non structurée.

Pour voir l'influence de la vitesse de rotation sur les performances de la turbine semi-axiale, les résultats des différents tests ont été observés sur une ligne moyenne de la surface méridienne pour une aube du canal inter-aubes avec une condition de périodicité. On présente sur la figure 3 un aperçu du maillage obtenu.

Durant la génération du maillage, l'espace de la première ligne du maillage a été choisi soigneusement et ça dans le seul but d'obtenir une résolution appropriée des différents paramètres de l'écoulement près de la paroi. En bref, l'écoulement moyen et le champ de la température sont donc déterminés à partir de la résolution des équations moyennes de Reynolds sous leur forme tridimensionnelle. Les contraintes turbulentes sont exprimées par l'approximation de Boussinesq et la distribution de la viscosité  $\mu_t$  est calculée par le modèle  $k - \varepsilon$  et la loi de la paroi. Comme indication [7], la couche limite devrait avoir :

$$\Delta y^+ = \begin{cases} 20 \leq y^+ \leq 100 & \text{pour la loi de la paroi.} \\ y^+ \leq 2 & \text{pour le bas nombre de Reynolds} \end{cases} \quad (12)$$

#### 5. METHODE NUMERIQUE

Comme il a été cité auparavant, la méthode des volumes finis est utilisée dans le code de calcul CFX-5.7, nous adoptons donc cette méthode pour résoudre les équations différentielles non linéaires qui régissent l'écoulement de fluide dans ce type de machines. L'intégration des équations moyennes de Reynolds sur chaque volume de contrôle, conduit à l'obtention d'une équation discrétisée qui reliera les variables d'une cellule à celles des cellules voisines. Et l'ensemble de ces équations formera finalement un système matriciel.

Les termes des équations différentielles sur les interfaces de volume sont obtenus par l'un des schémas, premier ordre (Upwind) ou encore du deuxième ordre High resolution. Le schéma du premier ordre (upwind) est généralement employé pour obtenir une solution approximative de l'écoulement tandis que le schéma High resolution (second ordre du schéma upwind) lequel est employé dans cette recherche a pour but d'obtenir une solution finale plus appréciable.

Et contrairement au maillage décalé qui utilise quatre mailles pour la détermination des différents paramètres de l'écoulement ( $u$ ,  $v$ ,  $w$  et  $p$ ), CFX-5.7 utilise un algorithme nommé « Coupled solver » ou une seule maille est utilisée pour le calcul des paramètres déjà cités avant, cet algorithme fait recours à la méthode d'interpolation de « Rhie and Chow » [8] et cela pour empêcher les perturbations du champ de pression en raison de l'arrangement du maillage non décalé de la grille de calcul. Cette méthode est parmi les méthodes qui économisent au mieux l'espace mémoire et le temps de calcul effectué par le module « Solver ». Il est important de dire que dans l'ensemble, l'écoulement est supposé stationnaire et subsonique.



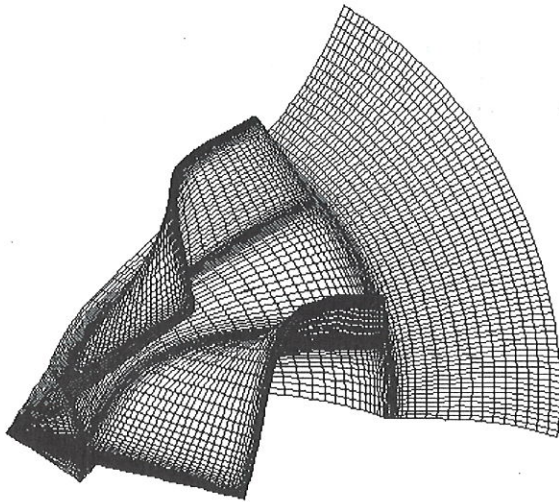


Figure 3 : Vue approchée du canal inter-aubes

## 6. CONDITIONS DE CALCUL

Les différentes frontières du domaine de calcul ont déjà été schématisées sur la figure 2. Ainsi, pour toutes les simulations, les conditions aux limites sont les suivantes :

- ▼ À l'entrée : la pression totale, la température et l'angle de l'écoulement ;
- ▼ À la sortie : une pression statique est imposée ;
- ▼ Périodicité : deux surfaces périodiques pour la simulation d'un canal ;
- ▼ Parois : parois tournantes dans tout le domaine sauf, à l'entrée, à la sortie au niveau du carter, les parois sont maintenues fixes ;
- ▼ Les sections d'entrée et de sortie sont définies à une distance suffisante pour ne pas avoir d'influence sur l'écoulement.

## 7. RESULTATS ET DISCUSSIONS

### 7.1. Influence du nombre d'éléments sur la solution :

Pour analyser la qualité du maillage et son influence sur la solution, quatre maillages ont été testés avec ICEM CFD 4.CFX. L'étude a été menée dans des conditions d'opération nominales, en atteignant des résidus maximaux de  $10^{-5}$ . Le nombre d'éléments formant chaque maillage est présenté sur le tableau 2

| Caractéristiques | Nombre d'éléments |
|------------------|-------------------|
| Maillage A       | 135723            |
| Maillage B       | 201184            |
| Maillage C       | 303595            |
| Maillage D       | 403732            |

Tableau 2 :  
Maillages pour le domaine de calcul du rotor.

En prenant comme critère la variation de la pression le long de la ligne moyenne au niveau de l'intrados et l'extrados de l'aube, la vitesse de rotation  $N$  et le rapport de pression  $Pr$  dans ce cas étaient respectivement de l'ordre 29500 tr/min et 1.54471, de même, la température d'arrêt à l'entrée du rotor a pris une valeur de 333.82 °k.

Les courbes présentées sur la figure 4 donnent la distribution de la pression en fonction de la position axiale sur une ligne moyenne pour les deux surfaces de l'intrados et l'extrados.

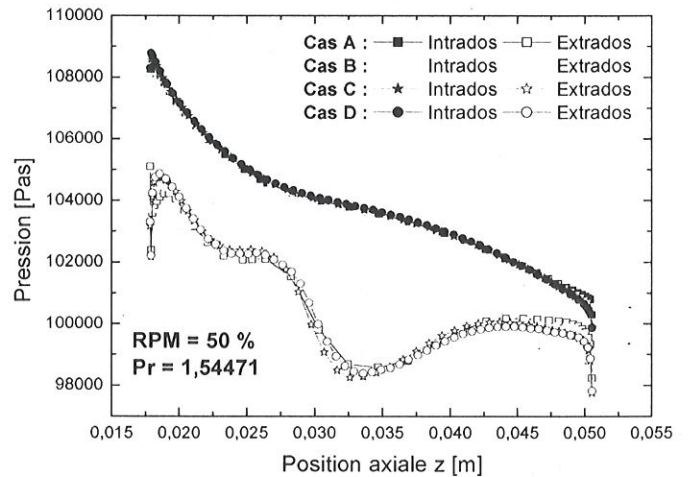


Figure 4 : Validation du maillage (50 % de la vitesse de rotation,  $Pr = 1.54471$ ,  $T_{0^*} = 333.82^{\circ}K$ )

Bien que l'augmentation du nombre d'éléments produise, en principe, des résultats de meilleure qualité, les allures des différentes grilles de calcul pour les 4 maillages A, B, C et D étaient presque les mêmes dans tous les cas, une légère différence a été aperçue au niveau de l'extrados d'où le siège de diverses perturbations. La seule différence entre ces quatre cas était le temps de calcul pour que les résultats convergent vers le résidu moyenné, c'est-à-dire  $10^{-5}$ . En moyenne, la taille maximale utilisable correspond au maillage B, ce maillage sera donc suffisamment fiable pour la présente étude.

### 7.2. Caractéristiques de performance :

L'influence de la vitesse de rotation sur les caractéristiques de performance est présentée sur les quatre figures 5 à 8.

Les courbes des rapports de pression en fonction des débits réduits présentés sur la figure 5 montrent une très bonne concordance de nos résultats numériques avec ceux de l'expérimental obtenus par Chen et al [1] et cela pour les trois valeurs 50, 70 et 100% de la vitesse de rotation. Notons que le débit réduit est donné par la formule suivante :

$$q_{mr} = \frac{m\sqrt{T_{0*}}}{P_{0*} 10^{-5}} \quad (13)$$

Pour les deux premières vitesses 50% et 70%, un léger écart de 1% entre le numérique et l'expérimental est observé. Dans le cas général, et pour tous les calculs numériques un tel écart est inhérent aux méthodes de calcul utilisées et représente une marge d'erreur ou degré d'incertitude de la méthode utilisée.

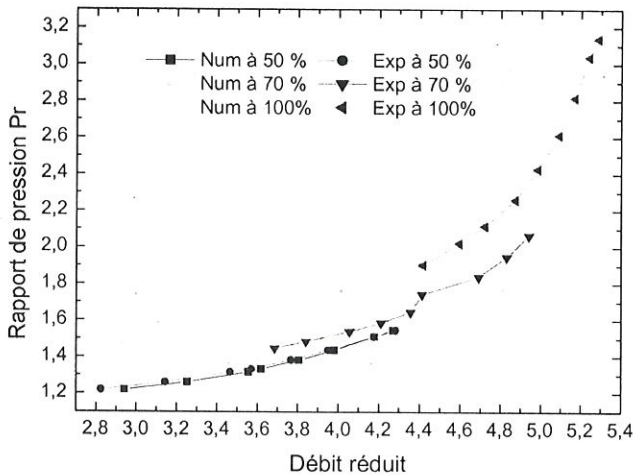


Figure 5 : Caractéristiques du débit massique

Dans l'ensemble, nous remarquons d'après la figure 6 que pour les trois valeurs de la vitesse de rotation, le débit réduit a pris respectivement les valeurs maximales de 4.3, 4.95 et 5.3, cela donne une idée sur la progression du débit massique en fonction de la vitesse de rotation et le taux de pression.

Les figures 6, 7 et 8 reflètent respectivement la variation du rendement (total à statique) en fonction du débit réduit  $q_{mr}$ , du rapport de vitesse UC et du rapport de pression Pr. Nous remarquons que pour les trois figures, l'allure des graphes est presque la même, mais la marge d'erreur entre les numériques et celles de l'expérimentale est bien visible cette fois-ci. Cet écart a été causé probablement par le manque des pertes d'énergie dans la volute, puisqu'on ne les a pas pris en considération.

La figure 6 montre la variation du rendement (total à statique) en fonction du débit réduit  $q_{mr}$ , on s'aperçoit que pour les trois vitesses de rotation 50, 70 et 100%, le rendement croît intensément et proportionnellement au débit réduit, jusqu'à atteindre une valeur maximale. Cette valeur est considérée comme un point de fonctionnement optimal pour l'ensemble des paramètres de l'écoulement, par contre au-delà de cette valeur, l'influence du débit réduit est négative d'où la

variation est inversement proportionnelle et assez peu considérable.

Il a été observé que le rendement a bien atteint une valeur de 0.82295 à 100 % de la vitesse de rotation pour un débit réduit de 5.03964.

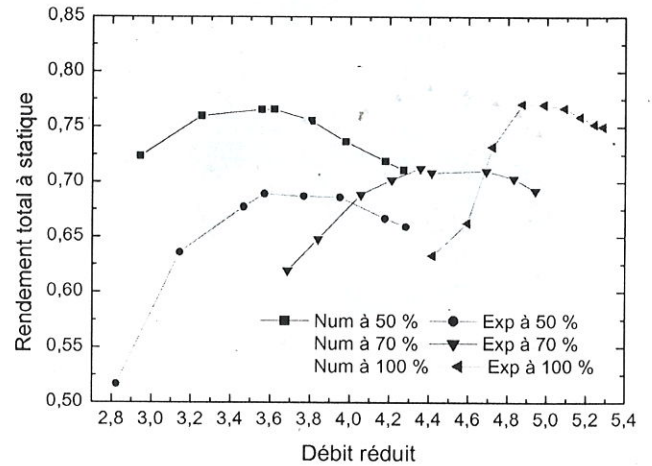


Figure 6 : Variation du rendement isentropique en fonction du débit réduit

D'après la figure 7, nous remarquons clairement que pour un écoulement stationnaire et pour une turbine semi-axiale, le rendement total à statique peut atteindre des valeurs maximales pour des rapports de vitesses UC inférieurs à 0.7 c'est-à-dire le rapport habituel d'une turbine radiale. Il est important de dire que nos résultats ont prouvés que le rendement optimum dépend fortement du rapport de vitesse qui est lié directement à la vitesse de rotation.

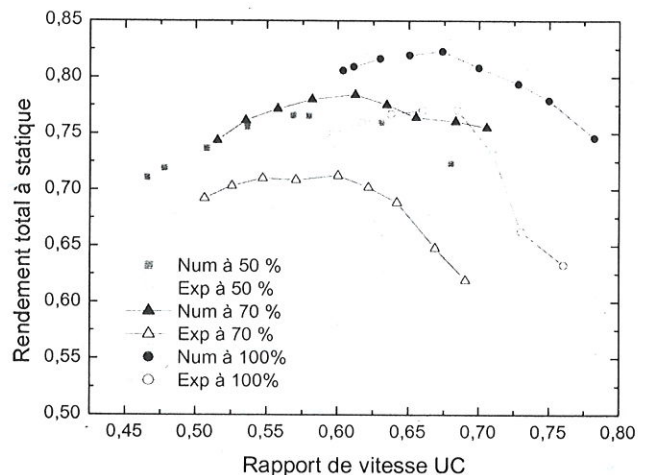


Figure 7 : Variation du rendement isentropique en fonction des rapports de vitesses

Les courbes du rendement total à statique en fonction des rapports de pressions Pr représentées sur la figure 9 reflètent des allures presque similaires à celles des deux figures précédentes 6 et 7. Cela explique que le rendement augmente en fonction des différents rapports de pressions avant d'atteindre une



valeur précise, à partir de cette valeur ou elle est considérée comme maximale et pour les trois vitesses de rotation, le rendement total à statique commence à diminuer progressivement. On s'aperçoit que le rendement total à statique a pris une valeur maximale de 0,82295 pour un rapport de pression de 2,42658 à 100 % de la vitesse de rotation.

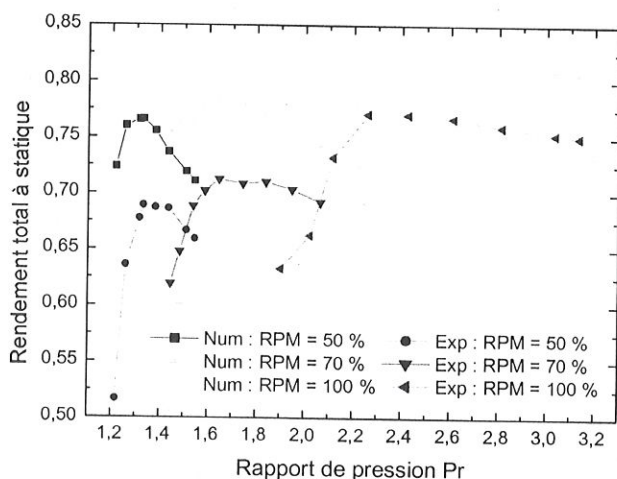


Figure 8 : Variation du rendement isentropique en fonction des rapports de pressions

## 8. CONCLUSION

Le code de calcul utilisé, a permis de construire des images instantanées en trois dimensions du champ de mouvement, les résultats obtenus sont en bonne concordance avec des résultats expérimentaux trouvés dans la littérature [6] et sont suffisamment détaillés pour permettre de suivre l'évolution de l'écoulement interne à travers les espaces inter-aubes de la turbine mise en évidence. La détente de l'air à travers les sections de passages entre les aubes est exprimée par une chute de la pression statique, celle-ci peut produire une augmentation importante de l'énergie cinétique du fluide.

La comparaison des performances moyennes de la turbine au cours de plusieurs tests sur l'écoulement interne de la turbine a permis de faire les suggestions suivantes :

- Sur cette turbine, les calculs en faibles vitesses de rotation et pour les rapports élevés de pressions montrent l'apparition d'une faible perturbation au niveau du moyeu et précisément sur la partie extradors de l'aube, traduisant une distribution de vitesse moins uniforme. Si cette information peut être utile, il est nécessaire de l'utiliser avec prudence puisque dans ces conditions la, d'autres phénomènes plus complexes prennent naissance en fluide visqueux (décollement, recirculation) provoquant ainsi une chute du rendement total à statique de la turbine.

- Pour les vitesses de rotation élevées et pour les faibles rapports de pression, la recirculation a tendance à s'affaiblir puis à disparaître complètement. Ceci est observé à 100% de la vitesse de rotation soit 59700 tr/mn.

- La turbine semi-axiale, a permis d'atteindre un rendement total à statique maximal valant 0,82295 pour un rapport de vitesse de 0,67383, ce rapport est inférieur aux rapports habituels des turbines radiales.

Dans l'ensemble, les résultats obtenus mettent en lumière l'intérêt de l'utilisation d'un tel code de calcul pour la conception, l'analyse et l'optimisation des performances de ce type de machines. Il est bon de noter que dans l'ensemble, l'optimisation des grandeurs globales constitue une bonne illustration de la robustesse de la méthode de simulation utilisée. Cependant une autre alternative qui peut faire l'objet d'une recherche ultérieure nous paraît intéressante à explorer. Elle consiste à reprendre la présente étude en introduisant éventuellement des modèles de turbulence plus sophistiqués: en l'occurrence des modèles du second ordre. Il semble donc très intéressant de poursuivre la recherche dans cette direction.

## 9. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- HIRSCH, C., ET WARZEE, G., 1979, "An integrated quasi three-dimensional finite element.
- WHITFIELD A, BAINES N 1990 "Design of radial turbomachines. Longman Scientific and Technical".
- MARTINEZ-BOTAS R.F, PULLEN K.R, SHI F, 1996 "Numerical calculations of a turbine volute using 3-D Navier Stokes solver", ASME 96-GT-66.
- N. KARAMANIS, R F. MARTINEZ-BOTAS ET C C.SU "Inlet and Exit Flow Under Steady and Pulsating Conditions", ASME (Journal of Turbomachinery) APRIL 2001.
- M. ABIDAT, H. CHEN , ET N. C BAINES "Exit traverse study of mixed-flow turbines".
- H. CHEN, M. ABIDAT AND N. C BAINES, "The effects of blade loading in radial and mixed flow turbines." Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine. Congress and Exposition Cologne, Germany June (1992).
- DOCUMENTATIONS ANSYS-CFX 6.7 SolverTheory / Turbulence and Near Wall Theory
- Rhie, C.M. and Chow, W.L., "A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation", AIAA pp 82-0998, (1982).