

**YVES LABRECQUE**

**SIMULATION NUMÉRIQUE DES ÉCOULEMENTS DANS  
UNE TURBINE HYDRAULIQUE COMPLÈTE**

**Mémoire  
présenté  
à la Faculté des études supérieures  
de l'Université Laval  
pour l'obtention  
du grade maître ès science (M.Sc.)**

**Département de génie mécanique  
FACULTÉ DES SCIENCES ET DE GÉNIE  
UNIVERSITÉ LAVAL**

**DÉCEMBRE 1999**

**©Yves Labrecque, 1999**



National Library  
of Canada

Acquisitions and  
Bibliographic Services

395 Wellington Street  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada

Bibliothèque nationale  
du Canada

Acquisitions et  
services bibliographiques

395, rue Wellington  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada

*Your file* *Votre référence*

*Our file* *Notre référence*

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

The author retains ownership of the copyright in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

0-612-49029-7

Canada

# Résumé

La prédiction des écoulements par simulation numérique est un outil moderne de conception et d'analyse des turbines hydrauliques. Cette méthode permet un approfondissement de la connaissance de l'écoulement dans les composantes de la turbine.

L'approche classique consiste à réaliser des simulations sur les composantes de la turbine prises isolément. L'augmentation de la capacité des moyens informatiques permet d'envisager le calcul d'une turbine complète. Cependant, les capacités actuelles ne permettent pas encore de réaliser une simulation instationnaire. Les simulations sont limitées aux écoulements permanents.

La présence de la roue en rotation dans la turbine nécessite l'utilisation de domaines distincts pour chacune des composantes afin de réaliser des simulations d'écoulements permanents. L'intégration de l'interaction entre les composantes est nécessaire afin de simuler l'écoulement dans la turbine complète.

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés au développement et à l'application d'une méthode d'interaction rotor-stator afin de réaliser le calcul d'une turbine hydraulique complète. La modélisation de chacune des composantes de la turbine a été réalisée et la simulation a été exécutée en tenant compte de l'interaction entre chacune des composantes. Les résultats ont été comparés avec succès aux résultats expérimentaux des essais modèle correspondant.

L'application de la méthode d'interaction rotor-stator s'avère efficace pour la simulation de l'écoulement permanent dans une turbine hydraulique complète et les résultats satisfaisants obtenus permettent d'envisager son usage sur une base industrielle.

# **Avant-propos**

Je remercie professeure Claire Deschênes, du département de génie mécanique, pour m'avoir patiemment dirigé et encouragé tout au long de ce travail de recherche.

Je remercie Alstom à Tracy pour m'avoir accueilli et supporté pour ce projet, particulièrement le groupe d'hydraulique et notamment Bernard Mahé et Michel Sabourin. Le support, les conseils judicieux ainsi que l'accueil chaleureux que vous m'avez offert ont été indispensables à la réalisation de ce travail.

Enfin, je remercie Marie-Pierre ainsi que ma famille pour leur patience et encouragements constants durant la réalisation de ce travail.

# Table des matières

Résumé .....	i
Avant-propos.....	ii
Table des matières.....	iii
Liste des Figures .....	vii
Liste des Tableaux.....	x
Liste des Symboles .....	xi
<b>Chapitre 1. Introduction générale.....</b>	<b>1</b>
1.1 Les turbines hydrauliques.....	1
1.2 Modélisation numérique dans les turbines hydrauliques.....	5
1.3 Calculs Navier-Stokes turbulents dans une turbine hydraulique.....	9
1.4 Objectifs de la thèse .....	11
1.5 Plan de la thèse .....	12
<b>Chapitre 2. Théorie .....</b>	<b>14</b>
2.1 Analyse différentielle.....	15
2.1.1 Équations différentielles .....	16
Équations instantanées.....	16
2.1.2 Hypothèses de base.....	17
Écoulement stationnaire.....	17
Écoulement dans un repère en rotation .....	17
Fluide newtonien incompressible.....	18
Écoulement isotherme.....	18
Force de volume .....	18
Écoulement tridimensionnel .....	19
Écoulement turbulent.....	19
2.1.3 Équations simplifiées .....	21
Équation de continuité .....	21
Conservation de la quantité de mouvement .....	21

2.1.4 Modèles de turbulence.....	22
Modèle $k-\epsilon$ .....	22
2.2 Analyse par volume de contrôle.....	23
2.3 Expérimentation.....	25
2.4 Exploitation des résultats numériques .....	27
2.4.1 Couple.....	28
2.4.2 Pertes .....	28
2.5 Analyse dimensionnelle .....	30
<b>Chapitre 3. Outils et méthodes utilisés.....</b>	<b>33</b>
3.1 Description du logiciel <i>TASCflow</i> .....	33
3.1.1 Géométrie et Maillage.....	35
3.1.2 Critères de maillage .....	37
3.1.3 Conditions de frontières.....	38
Paroi.....	39
Condition d'entrée .....	40
Condition de sortie.....	41
Condition d'ouverture.....	42
Condition de symétrie .....	42
Condition de périodicité.....	42
3.1.4 Calcul de la solution.....	42
3.1.5 Analyse et post-traitement .....	45
3.1.6 Équipements informatiques utilisés.....	46
3.2 Modèle d'interaction rotor-stator .....	46
3.2.1 Interfaces entre les composantes .....	47
3.2.2 Transfert de conditions de frontières .....	48
3.2.3 Séquence d'itérations entre les composantes.....	51
3.2.4 Pertes à l'interface .....	52
3.3 Module d'interaction rotor-stator <i>Stage</i> .....	54
<b>Chapitre 4. Étude de cas simples .....</b>	<b>56</b>
4.1 Écoulement dans une cascade d'aube.....	57
4.1.1 Description physique.....	57

4.1.2 Modélisation numérique .....	58
Maillage.....	58
Conditions limites.....	60
4.1.3 Résultats numériques .....	61
4.1.4 Conclusion.....	64
4.2 Écoulement dans un coude tridimensionnel .....	65
4.2.1 Description physique.....	66
4.2.2 Modélisation numérique.....	67
4.2.3 Résultats numériques .....	68
Observation des contours de vitesse .....	68
Observation des écoulements secondaires .....	69
Observation du gradient de pression.....	70
4.2.4 Conclusion.....	71
<b>Chapitre 5. Écoulement dans une turbine hydraulique complète.....</b>	<b>72</b>
5.1 Description physique.....	72
5.2 Modélisation numérique .....	75
5.2.1 Maillage .....	75
Partie amont : bêche spirale, avant-distributeur et distributeur .....	75
La roue .....	80
La composante aval : l'aspirateur.....	83
Maillage couplé distributeur/roue pour calcul avec le module <i>Stage</i> .....	85
5.2.2 Conditions limites .....	86
Condition de paroi .....	87
Condition d'entrée.....	88
Condition de sortie.....	88
Condition de périodicité.....	88
Condition de paroi en mouvement .....	88
Condition pour le calcul avec le module <i>Stage</i> .....	88
5.3 Résultats et analyse.....	89
5.3.1 Paramètres hydrauliques .....	89
5.3.2 Convergence.....	92

5.3.3 Analyse par composantes .....	97
Partie amont : bache spirale, avant-distributeur et distributeur .....	97
Roue .....	101
Partie aval : aspirateur .....	107
Turbine complète.....	112
Résultats du calcul avec le module <i>Stage</i> .....	113
<b>Chapitre 6. Conclusion.....</b>	<b>116</b>
Commentaires sur les résultats.....	116
Commentaires sur le modèle d'interaction rotor-stator .....	117
Commentaires généraux et recommandations.....	118
<b>Chapitre 7. Bibliographie.....</b>	<b>120</b>

# Liste des Figures

Figure 1.1 Coupe d'une turbine Kaplan .....	2
Figure 1.2 Coupe d'une turbine Francis .....	4
Figure 3.1 Module de <i>TASCflow</i> .....	34
Figure 3.2 Maillage avec connexion multi-blocs.....	37
Figure 3.3 Éléments et volume de contrôle en deux et trois dimensions .....	43
Figure 3.4 Séquence de calcul .....	51
Figure 4.1 Géométrie de la cascade d'aube .....	58
Figure 4.2 Maillage d'un passage inter-aube de la cascade.....	59
Figure 4.3 Représentation de deux passages.....	59
Figure 4.4 Maillage du bord d'attaque.....	59
Figure 4.5 Conditions limites.....	61
Figure 4.6 Coefficient de portance et de traînée en fonction de l'angle d'incidence .....	62
Figure 4.7 Coefficient $C_s$ pour $\alpha=45^\circ$ .....	63
Figure 4.8 Coefficient $C_s$ pour $\alpha=55^\circ$ .....	64
Figure 4.9 Géométrie du coude 3D .....	66
Figure 4.10 Maillage du coude 3D.....	67
Figure 4.11 Comparaison des contours de vitesse avec mesures expérimentales (mesures expérimentales à gauche, calculs <i>TASCflow</i> à droite).....	68
Figure 4.12 Observation des écoulements secondaires .....	69
Figure 4.13 Vecteurs vitesse dans le coude .....	70
Figure 4.14 Pression statique dans le coude .....	71
Figure 5.1 Profils d'avant-directrices et de directrices (en position fermée et ouverture $50^\circ$ ).....	73
Figure 5.2 Maillage bache fronto-spirale .....	75
Figure 5.3 Passage avec directrice.....	76
Figure 5.4 Passage avec avant-directrice.....	76
Figure 5.5 Passage avec bec de bache.....	76

Figure 5.6 Maillage de deux passages.....	77
Figure 5.7 Coupe du maillage du distributeur .....	78
Figure 5.8 Maillage des 32 passages du distributeur .....	78
Figure 5.9 Maillage de la partie amont.....	79
Figure 5.10 Maillage complet de la partie amont.....	79
Figure 5.11 Maillage d'un passage de roue.....	80
Figure 5.12 Maillage du jeu.....	80
Figure 5.13 Représentation de la roue complète .....	81
Figure 5.14 Évolution du maillage en fonction de l'indice k.....	82
Figure 5.15 Maillage de l'aspirateur .....	83
Figure 5.16 Maillage du premier plan de l'aspirateur .....	84
Figure 5.17 Évolution du maillage dans l'aspirateur.....	84
Figure 5.18 Maillage de la turbine complète .....	85
Figure 5.19 Maillage pour le calcul avec le module <i>Stage</i> .....	86
Figure 5.20 Temps cumulatif de calcul par composante.....	92
Figure 5.21 Résidus maximaux obtenus pour chaque calcul de composante.....	94
Figure 5.22 Évolution des conditions entre le distributeur et la roue.....	95
Figure 5.23 Évolution circonférentielle des conditions entre le distributeur et la roue .....	96
Figure 5.24 Évolution de la pression totale dans la partie amont.....	98
Figure 5.25 Vitesse dans la partie amont (niveau $k=6/10$ ) .....	99
Figure 5.26 Vitesse dans le distributeur (niveau $k=3/10$ ).....	99
Figure 5.27 Visualisation de l'écoulement dans le distributeur (niveau $k=3/10$ ) .....	100
Figure 5.28 Évolution de la pression totale dans la roue.....	102
Figure 5.29 Évolution des pertes de pression totale relative dans la roue.....	103
Figure 5.30 Évolution des pertes dans la roue en fonction du nombre de nœuds .....	104
Figure 5.31 Champ de pression statique sur les aubes .....	105
Figure 5.32 Évolution de la pression et des vecteurs vitesse dans la roue .....	106
Figure 5.33 Évolution de la pression totale dans l'aspirateur .....	108
Figure 5.34 Champ de pression à l'entrée de l'aspirateur .....	110
Figure 5.35 Évolution des vitesses dans l'aspirateur.....	110
Figure 5.36 Vecteur vitesse au centre des pertuis .....	111
Figure 5.37 Évolution de la pression totale dans la turbine complète.....	112

Figure 5.38 Comparaison du calcul par composante isolée et avec le module <i>Stage</i> .....	114
Figure 5.39 Écoulement à l'interface distributeur-roue du calcul <i>Stage</i> .....	115

# Liste des Tableaux

Tableau 2.1 Constantes du modèle de turbulence .....	23
Tableau 3.1 Options disponibles avec <i>TASCflow</i> .....	34
Tableau 3.2 Schéma de discrétisation disponible.....	44
Tableau 3.3 Propriétés de l'écoulement calculées par <i>TASCflow</i> .....	45
Tableau 4.1 Angle d'attaque $\alpha_i$ .....	58
Tableau 4.2 Coefficients de portance et de traînée.....	62
Tableau 5.1 Points de fonctionnement.....	87
Tableau 5.2 Comparaison des résultats des calculs avec les essais.....	90
Tableau 5.3 Évolution de la pression totale dans la partie amont .....	97
Tableau 5.4 Pertes dans la roue.....	103
Tableau 5.5 Évolution de la pression totale dans l'aspirateur.....	107
Tableau 5.6 Perte numérique par mélange à l'interface .....	113
Tableau 5.7 Résultats des calculs avec le module <i>Stage</i> .....	113

# Liste des Symboles

$i, j, k$	Indice de position d'élément
$y^+$	Coefficient adimensionnel de distance du premier nœud à la paroi
$r$	Vecteur position
$F$	Vecteur de la force
$A$	Section de passage
$U, V$	Vecteur vitesse
$C_u, V_\theta$	Composante tangentielle de la vitesse
$n$	Vecteur normale à la surface
$u_i$	composantes du vecteur vitesse
$u'_i$	Partie fluctuante de la vitesse
$P_h$	puissance hydraulique
$P_m$	puissance mécanique hydraulique
$D$	Diamètre de roue
$k$	Énergie cinétique de turbulence
$\varepsilon$	Taux de dissipation
$Tu$	Intensité turbulente
$L$	Longueur des tourbillons moyens
$C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$	Constante du modèle de turbulence
$\rho$	masse volumique
$\mu$	Viscosité dynamique
$\mu_{turbulent}$	Viscosité turbulente
$\mu_{eff}$	Viscosité effective
$g$	Accélération gravitationnelle
$H$	chute nette
$Q$	Débit
$T, T_p, T_\tau$	Couple, de pression, de frottement
$\omega$	vitesse de rotation
$\eta$	Rendement
$P_m$	puissance mécanique

$u, v, w$	Composante du vecteur vitesse
$P_{total}$	pression totale
$P_{total\ relative}$	pression totale relative
$P$	pression statique
$P^*$	pression statique sans l'effet de la pression hydrostatique
$x_i$	vecteur position
$F_i, F_e$	termes sources additionnels
$H_t$	enthalpie totale
$\tau_{ij}$	Composantes du tenseur de contrainte visqueuse
$Q_j$	énergie moléculaire de transport dû à la convection
$\Omega$	vecteur vitesse de rotation
$\phi$	Champ scalaire
$\alpha$	Coefficient de relaxation
$h_{interface}$	Pertes à l'interface
$C_A, C_T$	Coefficient de portance et de traînée
$C_p$	Coefficient de pression

# Chapitre 1. Introduction générale

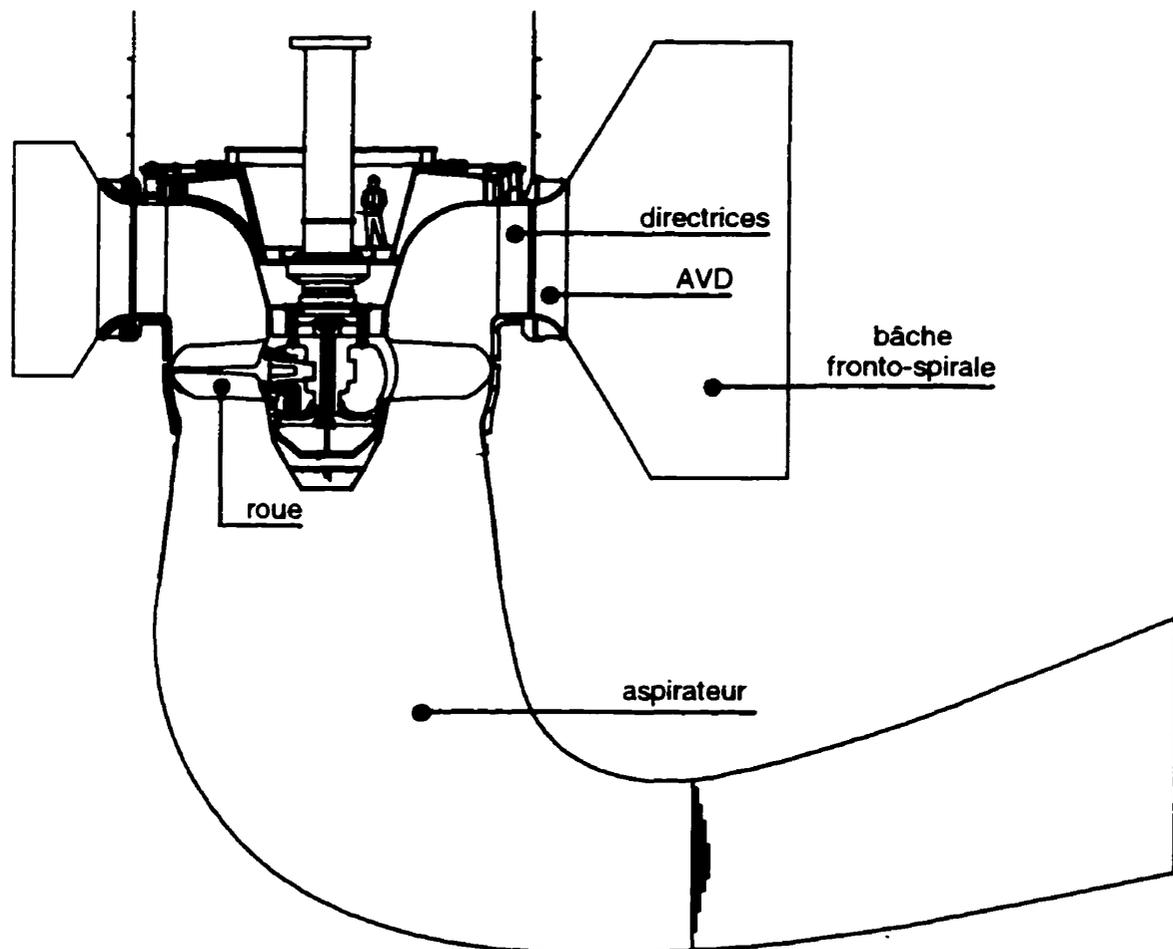
## 1.1 Les turbines hydrauliques

Les turbines hydrauliques servent à transformer l'énergie potentielle de l'eau en énergie mécanique lors de l'écoulement de l'eau d'un réservoir supérieur à un réservoir inférieur. Il existe plusieurs types de turbines hydrauliques, regroupés en deux catégories : les turbines à action et les turbines à réaction.

La turbine à action typique est la turbine Pelton. L'énergie potentielle de l'eau est transformée en jet qui frappe une roue, constituée principalement de godets et d'un moyeu, et l'entraîne en rotation. La turbine à action est dénoyée, i.e. elle n'est pas entourée d'eau. L'énergie produite dépend uniquement des conditions de l'écoulement avant la roue.

Les turbines à réaction fonctionnent complètement immergées. Le transfert d'énergie à la turbine dépend des conditions de l'écoulement avant et après la roue. Les turbines à réaction les plus fréquemment rencontrées sont les turbines Francis et les turbines axiales. La turbine axiale peut avoir les aubes fixes (turbine hélice) ou mobiles (turbine Kaplan). Ce projet porte sur l'étude d'une turbine Kaplan mais l'ensemble de la théorie est applicable aux turbines à réaction en général.

La turbine hydraulique (Figure 1.1, Figure 1.2) est composée de l'ensemble des composantes hydrauliques et mécaniques d'une installation. La partie tournante est appelée la roue. La turbine est installée entre un réservoir supérieur (amont) et un réservoir inférieur (aval). La conduite d'amenée dirige l'eau de l'amont vers la turbine. La bêche sert à entraîner l'eau en rotation et à répartir le débit le plus uniformément possible dans l'avant-distributeur. Généralement, la bêche est de type spiral et en acier pour les turbines Francis alors que pour les turbines axiales, la bêche est de type fronto-spirale et en béton.



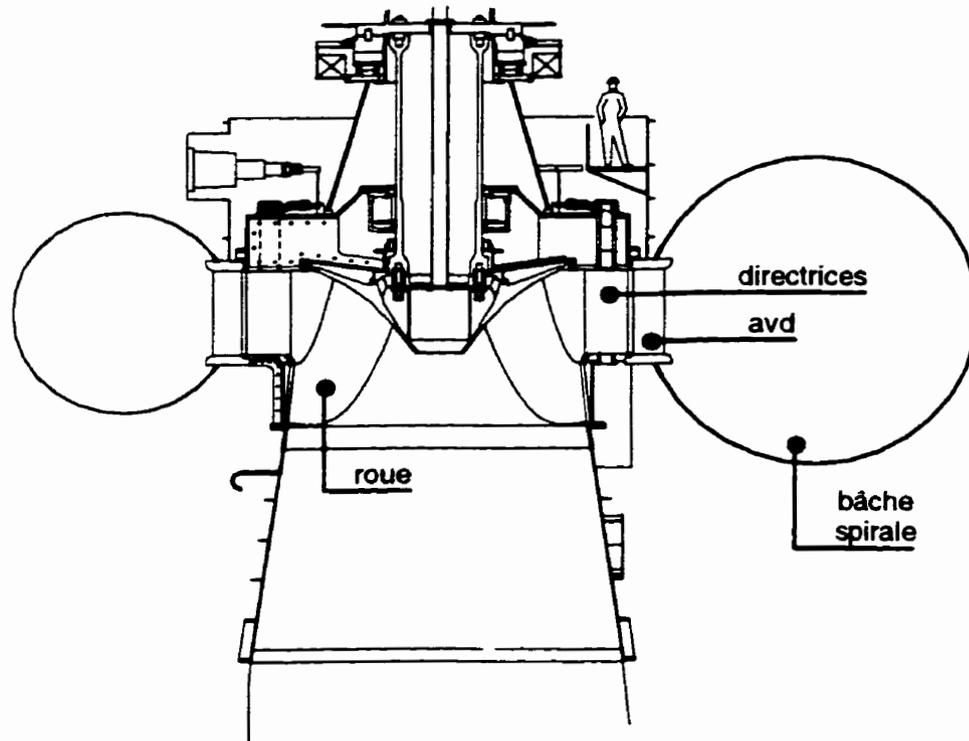
**Figure 1.1 Coupe d'une turbine Kaplan**

Le distributeur est constitué des directrices. Les directrices sont des aubes mobiles qui peuvent tourner autour de leur tourillon. Les directrices sont actionnées par le cercle de vannage, lui-même contrôlé par servomoteur. En position fermée, les directrices s'appuient les unes sur les autres et bloquent complètement le passage à l'eau. L'ouverture variable des directrices permet de contrôler

le débit dans la turbine. La position des directrices détermine l'angle de l'écoulement à l'entrée de la roue. La forme et l'épaisseur des directrices varient selon la conception de l'avant-distributeur et en fonction de la pression de l'eau qu'elles subissent lorsqu'elles sont en position fermée (dans cette position, toute la chute est supportée par les directrices). L'ensemble bêche/avant-directrices/directrices fournit à l'écoulement sa composante de rotation.

L'avant-distributeur est constitué des avant-directrices (AVD), qui ont principalement un rôle mécanique. Les AVD servent à retenir l'ouverture de la bêche (conduit sous pression) et à supporter le poids des éléments mécaniques de la turbine et de l'alternateur. Puisqu'elles se retrouvent dans le passage hydraulique, les AVD doivent être alignées avec l'écoulement et conçues de manière à minimiser les pertes hydrauliques.

La roue est la composante qui récupère l'énergie disponible dans l'écoulement. Cette récupération se fait en annulant (presque en totalité) la composante de rotation de l'écoulement. L'énergie de rotation est transmise à la roue sous forme de couple mécanique. Les aubes ont un profil aérodynamique qui varie en épaisseur et en cambrure en fonction de l'écoulement et des efforts mécaniques. Au point de fonctionnement nominal, l'écoulement à la sortie de la roue conservera une légère composante de rotation afin de bien coller aux parois de l'aspirateur. On retrouve généralement de 13 à 17 aubes dans une roue de turbine Francis. Pour les roues de turbine axiale, ce nombre varie de 3 à 6 en général. Contrairement aux aubes des roues Francis et hélices, les aubes des roues Kaplan sont mobiles pour s'ajuster aux variations des conditions d'opérations de la turbine (débit et chute). Cette configuration permet d'obtenir un meilleur rendement pour une plus grande plage de conditions d'opération que lorsque les aubes sont fixes, où le rendement est optimal uniquement au point nominal de fonctionnement.



**Figure 1.2 Coupe d'une turbine Francis**

La composante qui suit la roue est appelée aspirateur. Même si le transfert d'énergie a lieu dans la roue, la fonction de l'aspirateur est très importante. L'aspirateur détermine les conditions sous la roue et les performances d'une turbine à réaction dépendent autant des conditions avant qu'après la roue. L'aspirateur a pour but de récupérer une grande partie de l'énergie cinétique de l'écoulement, encore très importante à la sortie de la roue. Cette récupération d'énergie se fait par une augmentation progressive de la section de passage, qui a pour effet de diminuer la pression directement sous la roue et de créer un effet d'aspiration. À la sortie, l'aspirateur peut être séparé en plusieurs canaux, appelés pertuis, et séparés par des piles.

## 1.2 Modélisation numérique dans les turbines hydrauliques

Bien que les turbines hydrauliques existent dans leurs formes actuelles depuis le début du XIX<sup>ème</sup> siècle, les turbines hydrauliques sont aujourd'hui des machines modernes conçues avec des outils modernes. L'objectif des concepteurs de turbine reste toujours l'augmentation des performances générales de la turbine. L'augmentation des performances des turbines hydrauliques passe par une meilleure connaissance de l'écoulement dans la turbine.

La conception et l'étude de performance des turbines et de ses composantes sont historiquement des sciences expérimentales. Cependant, année après année, l'utilisation des méthodes numériques gagne en importance. Ces gains sont dus à l'augmentation de la puissance de calcul des ordinateurs, permettant ainsi l'utilisation de méthodes numériques nécessitant de moins en moins d'hypothèses et d'approximations sur la nature de l'écoulement.

L'écoulement réel dans une turbine hydraulique est extrêmement complexe. La turbine est constituée d'aubes fixes et d'aubes tournantes. L'écoulement dans cet ensemble varie dans le temps et est fortement tridimensionnel. Le fluide est visqueux et le régime de l'écoulement est turbulent. Le modèle mathématique qui exprime les lois de la dynamique des fluides est constitué des équations appelées *équations de Navier-Stokes*. Ces équations différentielles sont obtenues en appliquant les principes de conservation de la masse et de la quantité de mouvement sur un volume de contrôle. Ces équations sont présentées ici dans leur forme instantanée pour un écoulement incompressible sans échange de chaleur (en suivant la convention de sommation d'Einstein) :

Équation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1.1)$$

Équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + F_i \quad (1.2)$$

$u_i$  : vitesse dans la direction  $x_i$  ;

$p$  : pression statique ;

$\rho$  : masse volumique du fluide ;

$\tau_{ij}$  : composantes du tenseur de contraintes visqueuses ;

$F_i$  : composantes des forces de volume.

Dans l'équation 1.2, on peut identifier les termes suivants comme étant :

le terme de convection, qui représente l'action des forces d'inertie :  $\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

le terme de gradient de pression, qui traduit l'effet de la pression sur l'écoulement :  $-\frac{\partial p}{\partial x_i}$

le terme de diffusion, qui traduit l'action du frottement visqueux :  $\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$

Bien que le modèle mathématique constitué des équations de Navier-Stokes permette de représenter tous les écoulements fluides, l'obtention d'une solution numérique complète de ces équations dans une turbine hydraulique est encore hors de portée de la puissance de calcul actuelle des ordinateurs. Il est cependant possible de réduire la complexité du modèle mathématique en appliquant certaines hypothèses et approximations et ainsi obtenir une solution numérique de l'écoulement.

Les premières applications du calcul numérique dans les turbomachines sont apparues dans les années 1950. Le premier modèle d'analyse des écoulements tridimensionnels dans une roue a été conçu par Wu à la NACA [1]. Ce modèle est à la base des modèles quasi-3D encore largement utilisés aujourd'hui par les concepteurs de turbines [2] [3] [4]. La particularité de ce modèle est de réduire le problème 3D complet en plusieurs problèmes 2D plus simples. La solution à l'écoulement 3D est obtenue par la combinaison des écoulements 2D sur deux familles de surface de courant. La première famille de surface (S1) représente l'espace inter-aube tandis que la seconde famille (S2) représente les surfaces méridiennes. Les premières applications considéraient un écoulement stationnaire et non-visqueux (équations d'Euler) sur les deux familles de surface. Bien que la décomposition en problèmes 2D permette de résoudre le problème 3D, le temps de calcul nécessaire reste suffisamment long. Une simplification supplémentaire qui consiste à ne

considérer qu'une seule surface S2 moyenne appelée S2m a été apportée au modèle. Cette simplification permet de réduire de façon importante le temps nécessaire à la résolution du problème. Les méthodes quasi-3D sont encore largement utilisées aujourd'hui en raison de la très grande rapidité d'exécution (quelques secondes).

Les premiers calculs 3D dans les composantes de turbomachines apparurent dans les années 70. Les calculs 3D potentiels (appelés aussi calculs en fluide parfait) permettaient de calculer l'écoulement dans une composante isolée de turbine hydraulique (bâche, distributeur, roue ou aspirateur) en considérant l'écoulement comme étant sans vorticité (irrotationnel) et sans viscosité. Le champ de vitesse peut alors être déterminé par une simple fonction potentielle  $\phi$  définie par :

$$\vec{u} = \vec{\nabla} \phi \quad (1.3)$$

La connaissance du champ de vitesse tridimensionnel  $(u, v, w)$  est réduite à la connaissance de la fonction scalaire  $\phi$ . L'équation de continuité devient, en formulation potentielle :

$$\Delta \phi = 0 \quad (1.4)$$

La pression totale est uniforme dans tout le domaine de calcul. La connaissance de l'écoulement (vitesses et pression) peut donc être réalisée par la connaissance de la seule variable  $\phi$ . Le calcul des écoulements avec la méthode potentielle est donc très rapide et exige très peu d'espace mémoire.

Le développement des moyens informatiques a permis l'implantation des calculs 3D utilisant les équations d'Euler dans les années 80. Les équations d'Euler sont obtenues à partir des équations de Navier-Stokes en négligeant les termes de viscosité. Contrairement aux écoulements potentiels, les écoulements d'Euler conservent le caractère rotationnel de l'écoulement. Pour certain type d'écoulement, notamment dans l'espace inter-aubes d'une turbine, l'écoulement peut être considéré, en dehors de la couche limite, comme étant essentiellement non-visqueux. Il est préférable d'utiliser ce type de calcul à des points de fonctionnement correspondant au point nominal de conception, où l'écoulement est généralement bien conditionné et les pertes faibles. Les équations d'Euler permettent d'obtenir la distribution de pression et de vitesse pour toutes les régions en dehors de la couche limite. Dans une turbine hydraulique, la distribution de pression sur les aubes

permet de déterminer le couple produit ainsi que la puissance de la machine tandis que la distribution des vitesses permet d'observer les angles d'incidence sur les aubes. La modélisation par les équations d'Euler peut être combinée à un modèle de résolution de la couche limite, à l'introduction d'un champ de force simulant la perte par frottement ou encore à des informations empiriques permettant d'estimer la perte par frottement et incidemment le rendement de la machine. Les équations d'Euler réduisent la complexité mathématique des équations originales en diminuant l'ordre de dérivation de la vitesse de 2 à 1 tout en conservant les principales caractéristiques de l'écoulement. Le calcul de l'écoulement avec les équations d'Euler est cependant beaucoup plus long qu'avec la méthode potentielle puisque les équations d'Euler sont non-linéaires et qu'une méthode de résolution itérative doit être utilisée.

Les équations de Navier-Stokes sont suffisantes pour décrire les écoulements laminaire et turbulent. Cependant, pour les écoulements turbulents, le nombre de points de discrétisation du domaine nécessaire à la résolution est beaucoup trop grand pour les moyens de calcul actuels. Il est alors nécessaire de modifier les équations de Navier-Stokes afin d'introduire des informations sur le comportement turbulent. Les équations de Navier-Stokes en moyenne de Reynolds permettent de décomposer l'écoulement en partie moyenne et fluctuante. La partie moyenne est résolue tandis que la partie fluctuante est prise en compte par un modèle de turbulence [5]. Ce modèle permet de déterminer les propriétés de l'écoulement moyen (vitesse et pression), tout en tenant compte de la viscosité. Il est donc possible de déterminer la puissance d'une roue et les pertes par frottement et ainsi déterminer le rendement. Ce modèle peut être utilisé quel que soit le point de fonctionnement, que l'écoulement soit bien conditionné ou non, puisque le caractère visqueux de l'écoulement est conservé. Cependant, puisque la partie turbulente est modélisée, la qualité du modèle de turbulence affectera la qualité de la solution.

Dans le cadre de ce projet, nous utiliserons les équations de Navier-Stokes en moyenne de Reynolds, avec un modèle de turbulence  $k-\epsilon$  pour le calcul d'une turbine hydraulique complète. Ces équations, ainsi que le modèle de turbulence, seront décrits en détails dans le chapitre 2.

## 1.3 Calculs Navier-Stokes turbulents dans une turbine hydraulique

La première application importante des calculs Navier-Stokes turbulent pour les turbines hydrauliques se retrouve dans le calcul de l'écoulement dans les aspirateurs [6] [7] [8] [9].

L'écoulement dans l'aspirateur, un canal divergent, est fortement influencé par les effets visqueux en paroi, provoquant recirculations et décollements. En faisant abstraction de la viscosité, les équations d'Euler ne parviennent pas à reproduire fidèlement les écoulements dans les aspirateurs. L'utilisation d'un code Navier-Stokes turbulent permet de reproduire plus fidèlement ces écoulements et permet un avancement intéressant dans l'étude des turbines hydrauliques.

Le développement des codes Navier-Stokes turbulent ainsi que l'augmentation de la puissance de calcul des ordinateurs permettent maintenant une analyse plus approfondie des toutes les composantes de la turbine. Bien que les effets visqueux soient beaucoup moins déterminants du comportement de l'écoulement dans la bêche et le distributeur, l'utilisation d'un code Navier-Stokes turbulent de préférence à un code Euler est bénéfique puisqu'il devient possible de déterminer toutes les pertes directement du calcul, quel que soit le point de fonctionnement [10]. Les calculs Navier-Stokes turbulent permettent entre autre de réaliser l'optimisation du distributeur [11]. Contrairement aux calculs en fluide parfait, les calculs Navier-Stokes turbulent permettent la simulation de l'écoulement dans la roue en dehors du point nominal de fonctionnement, où l'écoulement est généralement moins bien conditionné et possède un niveau de perte plus élevé.

La recherche d'une solution plus précise pose alors un problème particulier : la difficulté de déterminer des conditions de frontières réalistes aux bornes de chacune des composantes. La solution de l'écoulement obtenue du calcul ne sera valable que lorsque les conditions de frontières sont réalistes. L'approche classique en mécanique des fluides numérique consiste à allonger le domaine de calcul en amont et en aval de la composante à analyser afin d'éloigner les frontières de la zone d'intérêt et de diminuer leur influence sur le résultat. Cependant, dans le cas des composantes d'une turbine hydraulique, chacune des composantes est très rapprochée de la suivante et il n'est pas possible d'allonger le domaine de calcul.

Les frontières réelles de la turbine sont l'entrée de la conduite d'amenée et la sortie de l'aspirateur. Pour ces frontières réelles, il est assez simple de déterminer des conditions de frontières réalistes. Cependant, pour isoler les composantes de la turbine, il est nécessaire de déterminer les limites du domaine de calcul de chaque composante. Il est généralement impraticable de les faire correspondre avec des frontières réelles du domaine physique. L'écoulement est généralement inconnu et difficile à mesurer ou à évaluer à ces endroits et il est alors difficile de déterminer les conditions de frontières réalistes à utiliser.

Les conditions de sortie sont généralement plus faciles à déterminer et ont moins d'influence sur l'écoulement dans la composante que les conditions d'entrée. Typiquement, pour les calculs de distributeur, l'approche utilisée consiste à inclure la bêche dans le domaine de calcul de manière à repousser la frontière d'entrée loin en amont de la zone à analyser [10] [11]. L'écoulement à l'entrée de la bêche est considéré uniforme. Dans le cas des calculs d'aspirateur, les conditions d'entrée proviennent du champ de vitesse mesuré expérimentalement sous la roue, considéré comme étant axisymétrique [6]. Aucune information n'est disponible concernant les conditions de la turbulence à l'entrée de l'aspirateur et elles doivent donc être estimées pour le calcul. Des difficultés se posent pour la détermination des conditions à l'entrée de la roue. La proximité des directrices ne permet pas d'allonger le domaine pour éloigner la frontière tandis qu'il est plutôt rare de disposer de mesures expérimentales qui pourraient servir comme conditions d'entrée.

La solution aux problèmes de détermination des conditions de frontières est de réaliser un calcul incluant toutes les composantes de la turbine. Ainsi, les conditions de frontières devront être déterminées seulement aux frontières naturelles de la turbine. Cependant, la roue est en mouvement et donc à chaque instant, la géométrie du domaine de calcul est différente. Les moyens de calculs actuels ne permettent pas de résoudre un écoulement qui varie dans le temps pour un domaine aussi complexe qu'une turbine hydraulique. Seulement les écoulements permanents pourront être considérés.

L'écoulement permanent n'existe pas dans une turbine hydraulique complète en raison du mouvement de la roue par rapport aux autres composantes. Par contre, en moyenne dans le temps, le comportement de la turbine peut être considéré comme constant. Il est donc possible de représenter l'écoulement dans la turbine par un écoulement permanent. Pour éliminer les effets du

mouvement de la roue, il est nécessaire de calculer l'écoulement pour chaque composante en utilisant le repère de référence approprié afin de permettre la représentation d'un écoulement permanent. Les écoulements sont calculés dans l'ensemble bêche-distributeur ainsi que dans l'aspirateur dans un référentiel fixe tandis que le calcul est fait dans un référentiel en rotation pour la roue.

Pour réaliser le calcul de la turbine complète, il est alors nécessaire de relier la sortie d'une composante avec l'entrée de la suivante. Ce lien entre les conditions de frontières implique un changement de repère de référence des propriétés de l'écoulement. Le transfert des conditions de frontières entre composantes se fera par le biais du modèle d'interaction rotor-stator, qui sera présenté en détails dans le chapitre 3.

## 1.4 Objectifs de la thèse

Au moment de débiter cette thèse, aucune simulation complète dans une turbine à l'aide d'un code visqueux n'avait été réalisée. C'est le but que nous nous sommes fixé.

L'écoulement dans les composantes d'une turbine hydraulique peut être simulé numériquement à l'aide des équations de Navier-Stokes en moyenne de Reynolds avec un modèle de turbulence approprié. Cependant, pour certaines composantes, la détermination de conditions de frontières réalistes pose des problèmes. Dans le but d'obtenir une solution de l'écoulement dans la turbine complète, il devient nécessaire de déterminer les conditions de frontières aux bornes de chaque composante. Les principaux objectifs que nous voulons atteindre pour réaliser le but sont :

- de réaliser la simulation numérique de l'écoulement dans une turbine hydraulique complète, en l'occurrence une turbine Kaplan, à l'aide du logiciel de résolution des équations de Navier-Stokes en moyenne de Reynolds *TASCflow* ;
- de développer et d'appliquer à une turbine hydraulique un modèle d'interaction entre les composantes fixes et en rotation pour déterminer les conditions de frontières et permettre la simulation d'écoulements permanents ;

- de déterminer le couple, la puissance et les pertes d'une turbine hydraulique à partir des résultats de la simulation numérique ;
- de comparer les résultats obtenus de la simulation numérique avec les résultats d'un essai modèle sur la même turbine;
- de comparer les résultats du modèle d'interaction rotor-stator avec un modèle équivalent (*Stage*) implanté dans un logiciel commercial.

## 1.5 Plan de la thèse

Suite à ce chapitre d'introduction sur les turbines hydrauliques et les méthodes de simulation numérique, le deuxième chapitre présente la formulation mathématique du système d'équation différentielle des équations de Navier-Stokes utilisé pour la résolution par *TASCflow*. Les équations différentielles de base de la mécanique des fluides sont décrites ainsi que les hypothèses posées pour en réduire la complexité. Les méthodes d'analyse de la solution de l'écoulement appliquées aux turbines hydrauliques sont également présentées dans ce chapitre. L'interprétation de la solution numérique en terme de puissance et de rendement de la turbine est présentée dans ce chapitre également.

La description du logiciel *TASCflow* est présentée dans la première partie du chapitre 3. Le processus de modélisation du domaine de calcul est présenté ainsi que les diverses conditions de frontières disponibles. La méthode de résolution et de discrétisation est également abordée brièvement. La seconde partie de ce chapitre traite du développement et de l'application du modèle d'interaction rotor-stator pour le calcul d'une turbine hydraulique complète. Le transfert des conditions de frontières entre les composantes est présenté ainsi que la séquence itérative de calcul entre chaque composante.

Le chapitre 4 est consacré à la simulation d'écoulements pour des géométries simples mais possédant des caractéristiques d'écoulements similaires aux turbines hydrauliques. Le calcul d'une cascade d'aube bidimensionnelle est étudié pour le transfert de quantité de mouvement tandis que l'écoulement tridimensionnel dans un coude à 90° est étudié pour le comportement tridimensionnel de l'écoulement.

Le chapitre 5 est consacré à la modélisation et au calcul de l'écoulement dans une turbine Kaplan complète. La modélisation numérique de chacune des composantes est présentée en détail. Les résultats obtenus de la simulation numérique sont comparés aux résultats des essais expérimentaux sur modèle. L'application et le comportement du modèle d'interaction rotor-stator sont présentés et comparés au modèle d'interaction *Stage* disponible avec *TASCflow*.

Le chapitre 6 présente les conclusions générales de ce projet et propose la stratégie d'utilisation optimale des méthodes et outils présentés pour le calcul des turbines hydrauliques complètes.

## Chapitre 2. Théorie

La turbine est une machine hydraulique qui fonctionne sous une dénivellation d'eau de hauteur  $H$  et un débit  $Q$ , produisant une puissance mécanique  $P_m$  par le biais d'un couple  $T$  appliqué sur les aubes d'une roue de diamètre  $D$  tournant à vitesse  $\omega$

La puissance hydraulique  $P_h$  disponible à la turbine est donnée par :

$$P_h = \rho g H Q \quad (2.1)$$

La puissance mécanique  $P_m$  fournie par la roue est créée au moyen d'un couple  $T$  appliqué sur les aubes tournant à vitesse  $\omega$ . La puissance mécanique produite par la roue est donnée par :

$$P_m = T \omega \quad (2.2)$$

Le rendement hydraulique  $\eta$  de la turbine est le rapport entre la puissance disponible à la turbine et la puissance mécanique obtenue :

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} = \frac{T \omega}{\rho g H Q} \quad (2.3)$$

La différence entre la puissance hydraulique disponible et la puissance mécanique obtenue correspond à la somme des pertes. Du point de vue strictement hydraulique, les pertes se produisent dans l'écoulement de différentes façons : frottement sur les parois (couche limite), choc des particules d'eau sur les aubes, friction interne entre les particules (sillage, turbulence).

La définition, l'évaluation et la mesure des termes définissant le rendement hydraulique sont particulièrement importantes puisque que le rendement constitue généralement la base des garanties du manufacturier vis-à-vis de l'acheteur.

La détermination des paramètres hydrauliques est possible à partir de la connaissance de l'écoulement dans la turbine. Les méthodes traditionnelles d'analyse en mécanique des fluides sont utilisées. La connaissance de l'écoulement peut être obtenue par l'analyse différentielle ou par expérimentation. L'analyse par volume de contrôle permet ensuite de déterminer les paramètres hydrauliques.

## 2.1 Analyse différentielle

La connaissance de l'écoulement dans la turbine est réalisée par l'analyse différentielle. Les équations de Navier-Stokes ne peuvent être résolues analytiquement que pour des écoulements simples. Pour des écoulements plus complexes, l'analyse numérique est nécessaire. Cette méthode permet de déterminer l'écoulement à un nombre fini (jusqu'à plusieurs centaines de milliers) de points dans le domaine considéré.

L'analyse numérique est basée sur les équations différentielles de la mécanique des fluides, auxquelles sont ajoutées différentes hypothèses afin de rendre le système d'équations plus facile à résoudre. Selon la portée des hypothèses, la solution obtenue sera plus ou moins près de la solution réelle. L'interprétation des résultats doit donc se faire en tenant compte des hypothèses posées.

## 2.1.1 Équations différentielles

L'écoulement d'un fluide est considéré connu si, à chaque instant dans le temps et à chaque position dans l'espace, on connaît le champ de vitesse et un certain nombre de propriétés d'état du fluide dépendant de la nature et du comportement, comme la pression statique et la densité.

Le modèle mathématique qui exprime les lois de la dynamique des fluides est constitué des équations appelées *équations de Navier-Stokes*. Ces équations différentielles sont obtenues en appliquant les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sur un volume de contrôle. Ces équations sont présentées ici dans leur forme complète (en suivant la convention de sommation d'Einstein).

### Équations instantanées

Équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (2.4)$$

Équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + F_i \quad (2.5)$$

Équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H_t) - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j H_t) = -\frac{\partial q_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij}) + F_E \quad (2.6)$$

$u_i$  représente la vitesse dans la direction  $x_i$

$p$  est la pression statique

$H_t$  est l'enthalpie totale

$\rho$  est la densité

$\tau_{ij}$  est le tenseur de contraintes visqueuses

$q_j$  est l'énergie moléculaire de transport due à la conduction

$F_i$  et  $F_E$  sont les termes sources additionnels

## 2.1.2 Hypothèses de base

L'étude porte sur l'écoulement d'un fluide, l'eau, dans une turbine hydraulique. Les équations précédentes peuvent être appliquées à ce type d'écoulement.

Des hypothèses peuvent être posées afin de réduire la complexité de résolution de ces équations. Certaines hypothèses représentent fidèlement la physique de l'écoulement tandis que d'autres sont posées pour réduire la complexité du modèle mathématique et permettre la résolution avec les moyens de calculs actuels.

### Écoulement stationnaire

Seuls les écoulements permanents sont considérés. Un écoulement est considéré permanent s'il ne varie pas dans le temps. Toutes les dérivées par rapport au temps peuvent alors être éliminées des équations instantanées puisque la variation de l'écoulement dans le temps est considérée nulle. Les écoulements dans les turbines hydrauliques fluctuent dans le temps, en particulier à cause des perturbations causées par le passage des aubes (géométrie en mouvement). Cependant, le comportement moyen des paramètres hydrauliques peut être considéré sans variation dans le temps pour un point de fonctionnement déterminé.

La présence d'une composante de la turbine en mouvement ne permet cependant pas d'utiliser un seul domaine de calcul pour toute la turbine avec l'hypothèse d'écoulement permanent. Il est nécessaire de décomposer le domaine de calcul selon les repères de référence des composantes de la turbine. L'écoulement permanent est calculé pour les composantes fixes dans le repère absolu tandis qu'un repère en rotation est utilisé pour calculer l'écoulement permanent dans la roue.

### Écoulement dans un repère en rotation

Pour les écoulements dans un repère en rotation, on peut montrer que les effets des forces de Coriolis et centripète sont modélisés par :

$$\vec{F}_i = -2\vec{\Omega} \times \vec{U} - \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (2.7)$$

représenté sous forme vectorielle où  $\vec{\Omega}$  est la vitesse de rotation,  $\vec{r}$  est le vecteur position et  $F_i$  un terme source additionnel dans l'équation 2.5.

## Fluide newtonien incompressible

L'eau est considérée comme incompressible et cette hypothèse représente fidèlement les écoulements dans les turbines hydrauliques. L'eau est également un fluide newtonien, ce qui permet de définir la relation entre la contrainte visqueuse sur un élément de fluide et le taux de déformation de cet élément. Le tenseur de contraintes visqueuses est défini pour un fluide newtonien incompressible par :

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.8)$$

où  $\mu$  est la viscosité dynamique du fluide.

## Écoulement isotherme

L'écoulement du fluide dans la turbine comporte un frottement sur les parois produisant une élévation de la température du fluide et impliquant un échange d'énergie. L'augmentation de la température du fluide étant très faible, le fluide s'écoulant dans une turbine hydraulique est considéré comme isotherme. La simulation numérique néglige donc tout échange d'énergie thermique dans l'écoulement. Il n'est donc pas nécessaire de résoudre l'équation de conservation d'énergie (équation 2.6).

## Force de volume

La seule force de volume présente pour les écoulements dans les turbines hydrauliques est la force gravitationnelle. Il est possible d'éliminer le terme source correspondant à la force gravitationnelle des équations si les variations de densité du fluide sont négligeables, sachant que la pression hydrostatique créée par l'action de la gravité est présente, que l'écoulement soit en mouvement ou non [24]. La force gravitationnelle peut être représentée par un potentiel et s'écrire sous la forme :

$$F_i = \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \quad (2.9)$$

avec  $\Phi = \rho g(z_{ref} - z)$  représentant la pression hydrostatique.  
en définissant

$$p^* = p - \Phi = p - \rho g(z_{ref} - z) \quad (2.10)$$

on peut écrire

$$-\frac{\partial p^*}{\partial x_i} = -\left(\frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial x_i}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i \quad (2.11)$$

La pression statique  $p$  est remplacée dans les équations différentielles par la nouvelle pression statique  $p^*$ . La pression statique  $p^*$  obtenue de la résolution des équations doit alors être augmentée de la pression hydrostatique pour obtenir la pression statique réelle.

$$p = p^* + \rho g(z_{ref} - z) \quad (2.12)$$

De cette manière, les équations sont résolues sans terme de volume. Il est important de se rappeler que la pression obtenue du calcul  $p^*$  ne contient pas le terme de pression hydrostatique.

Pour la suite de ce projet, nous indiquerons par  $p$  la pression statique obtenue du calcul.

## Écoulement tridimensionnel

Tous les écoulements fluides sont tridimensionnels. Cependant, quand les propriétés de l'écoulement varient peu dans une direction, il est d'usage de réduire le nombre de dimensions du domaine de calcul à deux. Dans le cas d'une turbine hydraulique complète, aucune simplification de ce genre ne peut être faite et les domaines de calcul considérés sont tridimensionnels.

## Écoulement turbulent

Le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses dans un écoulement est caractérisé par le nombre de Reynolds. Ce nombre détermine le régime de l'écoulement. Les écoulements dans les turbines hydrauliques sont à nombre de Reynolds suffisamment élevé pour que les écoulements soient turbulents.

Un écoulement turbulent est caractérisé par son comportement aléatoire, fluctuant dans le temps et tridimensionnel. Bien que les équations de la dynamique des fluides permettent de calculer de tels écoulements, la puissance de calcul nécessaire est encore trop considérable. De plus, l'intérêt ici n'est pas dans la connaissance des fluctuations de l'écoulement mais bien dans la connaissance de l'écoulement moyen.

Un modèle de turbulence est utilisé pour représenter le comportement turbulent de l'écoulement. Le modèle de turbulence permet d'exprimer les effets de la partie fluctuante sur l'écoulement moyen en fonction des propriétés de l'écoulement moyen.

En décomposant les scalaires de l'écoulement en partie moyenne et fluctuante tel que :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (2.13)$$

$$\text{avec } \bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi dt$$

et  $\Delta t$  plus grand que l'échelle de temps des fluctuations turbulentes, il est possible de réécrire les équations de continuité (2.4) et de conservation (2.5) en fonction de ces valeurs moyennes et fluctuantes. Ces nouvelles équations sont appelées équations de Navier-Stokes en moyenne de Reynolds. Si on laisse tomber la barre indiquant la valeur moyenne, on obtient :

Équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (2.14)$$

Équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \tau_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right\} \quad (2.15)$$

(en négligeant les termes sources additionnels)

Ces équations sont similaires aux équations instantanées à l'exception d'un terme supplémentaire  $\overline{\rho u'_i u'_j}$  représentant le tenseur de contrainte turbulent, appelé tenseur de contraintes de Reynolds.

Le terme  $\tau_{ij}$  est appelé tenseur de contrainte laminaire.

Un modèle de turbulence est nécessaire pour évaluer le tenseur de Reynolds en fonction des propriétés de l'écoulement moyen et permettre la fermeture du système d'équations. Le modèle de turbulence utilisé par *TASCflow* est le modèle  $k-\epsilon$ . C'est le modèle de turbulence retrouvé le plus couramment dans les logiciels commerciaux de nos jours.

Le modèle  $k-\epsilon$  utilise le concept de viscosité effective. Ce concept suppose que les effets du tenseur de contraintes turbulent sur l'écoulement sont similaires à ceux du tenseur de contraintes laminaires. Les effets de la turbulence sont transmis à l'écoulement moyen par le biais d'une viscosité dite turbulente. La viscosité turbulente n'est pas une propriété du fluide mais est fonction des propriétés de l'écoulement. La viscosité effective est la somme de la viscosité dynamique et de la viscosité turbulente :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_{turbulent} \quad (2.16)$$

Contrairement à la viscosité dynamique, la viscosité turbulente varie dans le temps et dans l'espace puisqu'elle dépend des valeurs des propriétés de l'écoulement. Pour un écoulement turbulent, la viscosité turbulente est beaucoup plus importante que la viscosité dynamique, sauf pour la région près des parois appelée couche limite, où les effets visqueux du fluide sont dominants.

### 2.1.3 Équations simplifiées

En appliquant les hypothèses précédentes aux équations instantanées (2.4, 2.5), on obtient la forme simplifiée des équations à résoudre.

#### Équation de continuité

Avec un écoulement stationnaire et incompressible, l'équation de continuité devient :

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.17)$$

#### Conservation de la quantité de mouvement

En considérant l'écoulement stationnaire d'un fluide newtonien, incompressible et turbulent, sans force de volume extérieure dans un repère stationnaire, l'équation de conservation de mouvement devient :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu_{eff} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} \quad (2.18)$$

## 2.1.4 Modèles de turbulence

Le rôle du modèle de turbulence est de déterminer localement la viscosité turbulente  $\mu_t$  et de permettre la fermeture du système d'équations.

Un modèle à zéro équation utilise directement une approximation de la viscosité turbulente. Le modèle à une équation, proposé par Prandtl, utilise l'hypothèse de longueur de mélange. La viscosité turbulente est reliée à une longueur caractéristique de l'écoulement et au gradient de vitesse local. Ces modèles sont applicables uniquement pour des écoulements simples, puisqu'il est très difficile de déterminer les constantes à utiliser.

### Modèle $k$ - $\epsilon$

Le modèle  $k$ - $\epsilon$  est un modèle à deux équations. Ce modèle permet de décrire le transport de propriétés turbulentes de l'écoulement : l'énergie cinétique de turbulence  $k$  et sa dissipation  $\epsilon$ .

La viscosité turbulente est déterminée localement à partir de ces deux quantités :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.19)$$

où  $C_\mu$  est une constante.

Les quantités  $k$  et  $\epsilon$  sont déterminées dans tout le domaine par leurs équations de transport respectives :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + P_k + \rho \epsilon \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \Gamma_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right\} + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - \rho C_{\epsilon 2} \epsilon) \quad (2.21)$$

où  $C_{\epsilon 1}$  et  $C_{\epsilon 2}$  sont des constantes.

Les coefficients de diffusion  $\Gamma_k$  et  $\Gamma_\epsilon$  sont donnés par :

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.22)$$

$$\Gamma_\epsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \quad (2.23)$$

où  $\sigma_k$  et  $\sigma_\epsilon$  sont des constantes.

Le taux de production turbulente  $P_k$ , qui se simplifie pour un écoulement incompressible, est modélisé par :

$$P_k = \overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (2.24)$$

Les constantes du modèle de turbulence recommandées par Rodi [5] et utilisées par *TASCflow* sont données dans le tableau 2.1.

$C_\mu$	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

**Tableau 2.1**

**Constantes du modèle de turbulence**

## 2.2 Analyse par volume de contrôle

L'analyse différentielle a permis de connaître l'écoulement par la détermination du champ de vitesse ainsi que le champ de pression statique de l'écoulement. Ces valeurs doivent maintenant être interprétées afin de déterminer les paramètres hydrauliques qui déterminent le comportement général de la turbine. L'analyse par volume de contrôle permet d'utiliser la solution de l'écoulement pour déterminer les paramètres hydrauliques.

L'analyse par volume de contrôle est basée sur des principes fondamentaux de la physique : la conservation de la masse et la seconde loi de Newton. Ces principes sont appliqués à un volume de contrôle qui contient la composante à analyser.

La conservation de la masse spécifie que le débit massique dans le volume de contrôle est conservé. La seconde loi de Newton spécifie que la somme des forces agissant sur le volume de contrôle correspond au taux de changement de la quantité de mouvement dans le volume de contrôle. Dans le cas d'une turbine hydraulique, cette loi s'applique mieux sous sa forme particulière pour un volume de contrôle en rotation. Elle spécifie que le changement de la quantité de mouvement angulaire dans le volume de contrôle est égal à la somme des couples agissant sur ce volume de contrôle :

$$\sum (\mathbf{r} \times \mathbf{F}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vol} (\mathbf{r} \times \mathbf{F}) \rho dV + \int_{sur} (\mathbf{r} \times \mathbf{V}) \rho \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} dA \quad (2.25)$$

Si on considère uniquement les écoulements permanents, on obtient :

$$\sum (\mathbf{r} \times \mathbf{F}) = \int_{sur} (\mathbf{r} \times \mathbf{V}) \rho \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} dA \quad (2.26)$$

Considérant uniquement le couple dans l'axe z :

$$\sum T_z = \int_{sur} r C_u d\dot{m} \quad (2.27)$$

où  $d\dot{m} = \rho \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} dA$

$C_u$  est la composante tangentielle de la vitesse

Cette équation est souvent exprimée sous la forme simplifiée :

$$\sum T_z = \dot{m}(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (2.28)$$

où

$T_z$  est le couple autour de l'axe z

$r_1, r_2$  représentent les surfaces d'entrée et de sortie du volume de contrôle

$r C_u$  est donnée par :

$$rC_u = \frac{\int_{sur} rc_u d\dot{m}}{\int_{sur} d\dot{m}} \quad (2.29)$$

Cette équation détermine le couple appliqué par les parois du volume de contrôle sur l'écoulement. Dans le cas d'une turbine, il est plus intéressant d'obtenir le couple exercé par l'écoulement sur le volume de contrôle (qui est égal mais en direction opposée). On écrit habituellement pour une turbine :

$$\sum T = \dot{m}(r_1 C_{u1} - r_2 C_{u2}) \quad (2.30)$$

En multipliant par la vitesse de rotation  $\omega$ , on obtient la puissance mécanique fournie par la roue :

$$P_m = \sum T\omega = \dot{m}(U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}) \quad (2.31)$$

Cette dernière équation démontre que la turbine récupère la composante de rotation (vitesse tangentielle) de l'écoulement pour fournir le couple et la puissance. En simplifiant pour le cas d'une turbine axiale, le rayon d'écoulement peut être considéré constant ( $r_1 = r_2$ ) et on obtient  $U_1 = U_2$ . La puissance est déterminée par la différence ( $C_{u1} - C_{u2}$ ), qui correspond à la différence de la composante de rotation de l'écoulement entre l'entrée et la sortie du volume de contrôle.

Le volume de contrôle est défini par toutes les parois de la composante considérée. Considérant un volume de contrôle qui contient la roue, si toutes les parois sont en rotation, le couple obtenu correspond au couple transmis par l'écoulement à la roue. Par contre, si certaines parois ne sont pas en rotation avec la roue, ce qui est le cas avec une turbine axiale où le manteau de la roue est une paroi fixe, une partie du couple est transmise à la paroi fixe par frottement visqueux, ce qui réduit le couple transmis à la roue et disponible en puissance mécanique.

## 2.3 Expérimentation

L'analyse des écoulements et du fonctionnement de la turbine dans le prototype n'est possible qu'après l'implantation sur site. Lors du développement et de la conception, on a recours à l'expérimentation sur modèles réduits. On relie ensuite les caractéristiques du modèle avec le

prototype par l'analyse dimensionnelle. L'expérimentation sur modèle réduit est l'objet d'une norme de la Commission Électrotechnique Internationale [33].

Les essais sur modèle réduit permettent de déterminer les paramètres hydrauliques de la turbine et de déterminer le rendement pour chaque point de fonctionnement. Le diamètre de référence de la roue est déterminé lors de la construction du modèle. Le couple produit par la turbine ainsi que la vitesse de rotation sont mesurés à l'arbre de la roue et permettent de déterminer la puissance produite. Le débit est mesuré à l'aide de débitmètres. Si la définition de ces paramètres est évidente, la définition de la chute est plus délicate. La chute correspond à la différence d'énergie disponible entre l'entrée et la sortie de la turbine. Comme tous ces termes sont sujets à interprétation (position de l'entrée, de la sortie, définition de l'énergie disponible), leurs définitions précises sont importantes.

L'énergie disponible est représentée par la différence de pression totale aux bornes de la turbine. Comme il est difficile de mesurer expérimentalement la pression totale sur une surface, l'approximation suivante est habituellement utilisée :

*La pression totale d'une section est définie comme étant la moyenne de la pression statique aux parois de la section plus le terme d'énergie cinétique associé à la vitesse moyenne dans cette section.*

La vitesse moyenne d'une section de la conduite est définie par le rapport du débit sur l'aire de la section :

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} \quad (2.32)$$

Expérimentalement, la pression statique est mesurée à un certain nombre de points sur le périmètre de la section et la moyenne de ces mesures est considérée comme étant la pression statique moyenne à cette section :

$$\bar{P}_s = \frac{\sum P_i}{n} \quad (2.33)$$

La pression totale approximative  $\bar{P}_{tot}$  d'une section est donc définie par :

$$\bar{P}_{tot} = \bar{P}_s + \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.34)$$

Cette approximation de la pression totale sur une section sera d'autant plus précise que le profil de vitesse sera uniforme sur cette section.

La chute étant définie par la différence entre la pression totale à l'entrée et à la sortie, on obtient :

$$H = \bar{P}_{tot\ entrée} - \bar{P}_{tot\ sortie} = \left( \bar{P}_s + \frac{\bar{V}^2}{2g} \right)_{\text{entrée}} - \left( \bar{P}_s + \frac{\bar{V}^2}{2g} \right)_{\text{sortie}} \quad (2.35)$$

La section d'entrée correspond à une section déterminée de la conduite d'amenée tandis que la section de sortie correspond à la sortie de l'aspirateur.

Bien que l'évaluation de la pression totale dans une section de la conduite soit facile avec les simulations numériques, il est nécessaire de calculer l'approximation de la pression totale afin de comparer adéquatement les résultats numériques aux résultats des essais. Lors des essais, les pressions sont mesurées à l'aide de colonnes de fluide, toutes ramenées à la même altitudes pour éliminer les effets de la pression hydrostatique qui, comme exposé dans le paragraphe 2.1.2, sont présents qu'il y ait écoulement ou non. Les mesures de pressions obtenues des essais modèle ne contiennent donc pas les effets de la pression hydrostatique, tout comme les pressions obtenues du calcul.

## 2.4 Exploitation des résultats numériques

Les simulations numériques fournissent la solution de l'écoulement par la connaissance des champs de vitesse, de pression statique et des paramètres de turbulence. Ces résultats sont utilisés pour déterminer les paramètres hydrauliques de la turbine. Le diamètre est fixé tandis que le débit et la vitesse de rotation sont imposés comme conditions de frontières. La chute est évaluée selon la méthode décrite pour les essais sur modèle réduit (paragraphe 2.3).

## 2.4.1 Couple

Le couple produit par la turbine a été évalué avec l'analyse par volume de contrôle (appelé méthode de conservation de la quantité de mouvement, paragraphe 2.2) mais la solution numérique permet également de déterminer le couple par une autre méthode. Il s'agit d'intégrer directement les forces de pression et de frottement appliquées sur la surface de l'aube. On appellera cette méthode intégration des forces.

Pour calculer le couple par intégration des forces appliquées sur l'aube, la définition de la surface de l'aube, le champ de pression statique ainsi que les forces de frottement visqueux sur les parois de l'aube sont nécessaires et tous disponibles des résultats numériques.

Le couple moteur est créé autour de l'axe  $Z$ . Seules les forces en  $X$  et en  $Y$  créent un couple autour de cet axe. Sur les faces des volumes coïncidant avec la paroi, une force de pression et une force de frottement sont calculées dans les directions  $X$  et  $Y$  :

$$\begin{aligned} T_p &= F_{py} \cdot x - F_{px} \cdot y \\ T_\tau &= F_{\tau y} \cdot x - F_{\tau x} \cdot y \end{aligned} \quad (2.36)$$

Le couple résultant est la somme du couple de pression et du couple de frottement, sur chaque nœud appartenant à la paroi de l'aube :

$$T = \sum_{aube} (T_p + T_\tau) \quad (2.37)$$

En théorie, l'évaluation du couple par conservation de la quantité de mouvement ou par intégration doit conduire à la même valeur. Cependant, en pratique, les erreurs numériques conduisent à des valeurs sensiblement différentes pour les deux méthodes. Le niveau de convergence de la solution est particulièrement important pour obtenir une bonne concordance entre le résultat des deux méthodes.

## 2.4.2 Pertes

Les pertes correspondent à la différence de puissance disponible entre deux sections de la turbine, moins la puissance produite.

La puissance disponible est donnée par l'équation 2.1. Comme le débit est constant pour tout le domaine et dans le temps (écoulement permanent), il est d'usage de représenter les pertes en termes de pression totale (unité Pa) en divisant la puissance disponible à chaque section par le débit. Le terme « pertes de pression totale » sera alors utilisé. De même, comme l'accélération gravitationnelle et la densité sont également constantes pour tout le domaine de calcul, on exprime généralement les pertes en terme de « mètre de colonne d'eau » (unité mce). La relation entre la hauteur d'eau et la pression totale est donnée par :

$$P_{tot} = \rho g H \quad (2.38)$$

La pression totale est définie par :

$$P_{tot} = P + \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.39)$$

On évalue la pression totale disponible à une section en intégrant la puissance disponible et en divisant par le débit.

$$\overline{P_{tot}} = \frac{\int_{section} \rho g H dq}{\int_{section} dq} = \frac{\int_{section} P_{tot} dq}{\int_{section} dq} \quad (2.40)$$

Cette relation représente la moyenne pondérée par le débit de la pression totale sur la surface considérée.

Il est pertinent de déterminer les pertes pour chacune des composantes, et donc d'évaluer la pression totale aux bornes de chacune des composantes.

$$\Delta P_{tot\ composante} = \frac{\int_{entrée} P_{tot} dq - \int_{sortie} P_{tot} dq}{Q} \quad (2.41)$$

La puissance récupérée par la roue n'est pas considérée comme des pertes et donc la différence de puissance disponible entre l'entrée et la sortie est égale à la somme du travail produit par la roue et des pertes de puissance.

$$\Delta P_{tot\ roue} = \frac{W}{Q} + \frac{\int_{entrée} P_{tot} dq - \int_{sortie} P_{tot} dq}{Q} \quad (2.42)$$

Pour les composantes en rotation, la pression totale relative est définie par :

$$P_{tot\ rel} = P + \frac{\rho V_{rel}^2}{2} - \frac{\rho \omega^2 R^2}{2} \quad (2.43)$$

À l'aide de la pression totale relative, la puissance perdue dans une composante en rotation peut être exprimée par la différence de pression totale relative entre l'entrée et la sortie de la composante en rotation.

La différence entre la pression totale absolue et la pression totale relative prise aux bornes de la roue permet de déterminer la puissance produite par la roue. Cette différence est donnée par :

$$P_{tot\ abs} - P_{tot\ rel} = \frac{\rho}{2} (V_{abs}^2 - V_{rel}^2 + \omega^2 R^2) \quad (2.44)$$

Avec l'aide du triangle de vitesse, il peut être démontré que :

$$\frac{1}{2} (V_{abs}^2 - V_{rel}^2 + \omega^2 R^2) = \omega R V_{abs\ u} = U C_u \quad (2.45)$$

Le différence de la pression totale absolue et de la pression totale relative (entre l'entrée (1) et la sortie de la roue (2) ) donne :

$$(P_{tot\ abs} - P_{tot\ rel})_1 - (P_{tot\ abs} - P_{tot\ rel})_2 = \rho (U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}) \quad (2.46)$$

En multipliant cette dernière relation par le débit, on retrouve bien la puissance produite par la roue tel d'illustré par l'équation 2.31.

## 2.5 Analyse dimensionnelle

L'analyse dimensionnelle est à la base de l'expérimentation sur modèle réduit. Des relations de similitude sont utilisées afin de prédire les caractéristiques d'une turbine, connaissant les caractéristiques d'une autre turbine géométriquement semblable, mais différente d'un facteur d'échelle  $\lambda_L$ .

L'analyse dimensionnelle est basée sur la relation

$$\frac{V_1}{V_2} = \left( \frac{H_1}{H_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.47)$$

qui provient de l'équation de Bernoulli appliquée à deux systèmes géométriquement semblables.

En exprimant une vitesse caractéristique de la turbine par le produit de la vitesse de rotation et du diamètre ( $V = n \frac{D}{2}$ ) et en combinant cette relation avec l'équation de continuité ( $Q = \rho A V$ , où

$A = \frac{\pi D^2}{4}$ ) et avec l'équation de la puissance d'une turbine ( $P = \eta \rho g H Q$ ), on peut

déterminer plusieurs invariants de similitude. En combinant ces différentes relations, on peut obtenir [20][32] :

$$\frac{n^2 D^2}{H} \quad \frac{n D^3}{Q} \quad \frac{D^4 H}{Q^2} \quad \frac{n^3 D^5}{P} \quad \frac{D^2 H^{\frac{3}{2}}}{P} \quad (2.48)$$

qui sont des invariants de similitude pour deux turbines géométriquement semblables mais différentes d'un facteur d'échelle  $\lambda_L$ . Les invariants impliquant la puissance supposent que le rendement est le même pour les deux turbines. Cependant, les pertes par frottement sont variables en fonction du nombre de Reynolds et donc le rendement varie en fonction de l'échelle de la turbine. Pour compenser l'effet d'échelle, on utilise des formules de transposition de rendement lors de la comparaison entre des échelles différentes [34].

En combinant les invariants de similitude, il est possible de créer des nombres sans dimension. Regroupés en famille, on retrouve généralement dans chaque famille un coefficient de débit, un coefficient de puissance et un coefficient d'énergie.

Les coefficients  $Q_{11}$ ,  $P_{11}$  et  $n_{11}$  sont historiquement les plus utilisés par les manufacturiers :

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 H^{\frac{1}{2}}} \quad P_{11} = \frac{P}{D^2 H^{\frac{3}{2}}} \quad n_{11} = \frac{n D}{H^{\frac{1}{2}}} \quad (2.49)$$

$Q_{11}$  [m<sup>3</sup>/s] : débit d'une machine similaire avec  $D= 1$  m fonctionnant sous  $H=1$  m.

$P_{11}$  [MW] : puissance d'une machine similaire avec  $D= 1$  m fonctionnant sous  $H=1$  m

$n_{11}$  [rpm] : vitesse de rotation d'une machine similaire avec  $D= 1$  m fonctionnant sous  $H=1$  m.

Malheureusement, afin de simplifier les calculs lorsque les moyens étaient plus limités, on a évité l'usage de constantes répétitives. C'est ce qui fait que ces coefficients (équation 2.49) ne sont pas véritablement sans dimension. On peut par contre facilement les rendre sans dimension en remplaçant la chute  $H$  par l'énergie  $E$  où  $E=gH$ , comme proposé par le code CEI 995 [34] :

$$Q_{ed} = \frac{Q}{D^2 E^{\frac{1}{2}}} \quad P_{ed} = \frac{P}{D^2 E^{\frac{3}{2}}} \quad n_{ed} = \frac{nD}{E^{\frac{1}{2}}} \quad (2.50)$$

## **Chapitre 3. Outils et méthodes utilisés**

Les équations différentielles de la mécanique des fluides présentées au chapitre 2 sont résolues par un code commercial, *TASCflow*, développé et commercialisé par *Advanced Scientific Computing*, de Waterloo (Ontario, Canada). Les principes d'utilisation du logiciel sont présentés dans ce chapitre. *TASCflow* permet de réaliser le maillage du domaine de calcul, l'application des conditions de frontières, la résolution des écoulements ainsi que l'analyse et l'affichage des résultats.

Le modèle d'interaction rotor-stator, qui permet le transfert des propriétés de l'écoulement entre les composantes fixes et en rotation est également présenté dans ce chapitre. Ce modèle permet d'intégrer l'interaction entre les composantes pour l'obtention d'une solution dans la turbine complète en utilisant des simulations avec *TASCflow* dans les composantes isolées.

### **3.1 Description du logiciel *TASCflow***

*TASCflow* est un logiciel de simulation des écoulements utilisant une méthode de volumes finis. Il résout les équations de Navier-Stokes combinées au modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  en trois dimensions. Le logiciel comprend un ensemble de modules (Figure 3.1) permettant de discrétiser le domaine de

calcul (maillage), d'appliquer les conditions limites, de résoudre le système d'équations et d'effectuer l'analyse de la solution et le post-traitement. La version de *TASCflow* utilisée pour ce projet est la version 2.4.

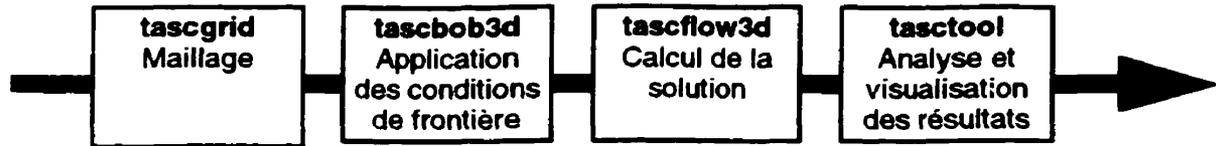


Figure 3.1 Module de *TASCflow*

*TASCflow* est un logiciel général de résolution des équations de Navier-Stokes avec modèle de turbulence  $k-\epsilon$ . Il n'est pas destiné exclusivement aux calculs des turbines hydrauliques. Plusieurs applications fluides et thermiques sont basées sur ces équations et peuvent utiliser *TASCflow* comme code de base. Il est cependant nécessaire d'ajouter les options nécessaires pour les particularités propres à l'application considérée. Le tableau 3.1 donne un aperçu des options disponibles avec *TASCflow*.

Options	Applications
<i>Rotating Frame of Reference</i>	simulation des écoulements dans un repère tournant
<i>Multiple Frame of Reference</i>	simulation des écoulements dans plusieurs repères simultanément
<i>Supersonic and Transonic</i>	simulation des écoulements supersonique et transsonique
<i>Reacting Combusting Species</i>	modèle de combustion
<i>Lagrangian Tracking Module</i>	injection de particules de masse non nulle dans l'écoulement
<i>Conjugate Heat Transfer</i>	Transfert de chaleur avec diffusion dans les parois solides

Tableau 3.1 Options disponibles avec *TASCflow*

L'implantation de *TASCflow* utilisée pour ce projet comprend les modules de base ainsi que les options de calculs en repère tournant (*Rotating Frame of Reference*) et de calculs dans plusieurs repères simultanément (*Multiple Frame of Reference*). Ces modules sont nécessaires afin de simuler l'écoulement permanent dans la roue (repère tournant) et l'interaction entre les composantes fixes et en rotation de la turbine (plusieurs repères simultanément).

### 3.1.1 Géométrie et Maillage

La première étape dans la simulation des écoulements est la définition du domaine de calcul. Le domaine de calcul doit être modélisé géométriquement et ensuite représenté de manière discrète par des éléments ou volumes. L'intersection entre les arêtes des éléments est appelée nœud. Cette étape est connue sous le nom de maillage du domaine.

Dans le cas de la turbine hydraulique Kaplan, les ouvertures des directrices et des aubes de la roue doivent être fixées à cette étape puisque chaque position constitue une géométrie différente. Il est donc nécessaire de connaître dès cette étape les points de fonctionnement qui seront calculés.

*TASCgrid* est le module de maillage du domaine de calcul proposé par *TASCflow* et utilisé pour ce projet. Il est possible d'utiliser d'autres logiciels de maillage pour cette étape, pourvu que le maillage final soit un maillage hexaédrique structuré par blocs et compatible avec *TASCflow*.

La discrétisation du domaine est divisé en 4 étapes :

- construction de la géométrie
- distribution des nœuds sur les courbes
- interpolation des nœuds sur les surfaces
- interpolation des nœuds à l'intérieur des volumes

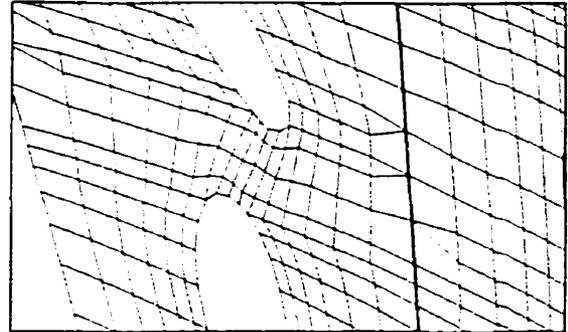
*TASCgrid* n'est pas un logiciel muni d'une interface graphique évoluée et facile d'utilisation. Il s'agit plutôt d'un logiciel qui s'apparente à un compilateur. L'utilisation se fait par l'écriture des commandes dans un fichier dans le format ACL pour « *ASC Command Language* » et par l'exécution de ce fichier par *TASCgrid*. Cette approche plutôt aride offre cependant la possibilité de découpler la création de la géométrie des étapes subséquentes de distribution et d'interpolation des nœuds. Les entités géométriques étant référencées par leurs noms dans les fichiers de commande, il est possible dans le cas de maillage de composantes de même type, de réutiliser les fichiers de commandes utilisés pour les étapes de distribution des nœuds, indépendamment de la géométrie, pourvu que les entités géométriques possèdent les noms correspondant.

Cependant, la définition de la géométrie dans un format texte est une étape particulièrement délicate, surtout dans le cas de la géométrie tridimensionnelle et complexe d'une turbine hydraulique. L'utilisation d'un modéleur géométrique plus puissant est alors nécessaire. Le logiciel *CATIA* de *Dassault* est utilisé ici pour générer la géométrie. *CATIA* est un logiciel muni d'une interface graphique et est conçu pour la modélisation géométrique tridimensionnelle. Un logiciel maison permet de transférer les entités géométriques du format *CATIA* au format ACL de *TASCgrid*.

Quelle que soit la composante, la géométrie finale est constituée de surfaces formant un volume fermé, définissant l'ensemble des frontières du domaine de calcul. Chaque surface est constituée de courbes frontières à ses extrémités et, possiblement de courbe de contrôle sur la surface. La première étape de distribution des nœuds s'applique aux courbes. Le nombre de nœuds sur chaque courbe est déterminé, ce qui fixe le nombre de nœuds total du domaine de calcul. Les courbes perpendiculaires aux parois permettent de déterminer la concentration des nœuds près des parois. L'étape suivante consiste à interpoler les nœuds sur les surfaces à partir de la distribution des nœuds sur les courbes qui délimitent la surface. La présence de courbes de contrôle sur les surfaces permet de subdiviser l'interpolation sur les grandes surfaces en plusieurs petites surfaces, ce qui permet un meilleur contrôle du positionnement des nœuds. La dernière étape consiste à interpoler les nœuds à l'intérieur des volumes à partir de la distribution sur les surfaces. De la même manière, certaines surfaces peuvent ne pas faire partie de la géométrie de la composante mais être présentes uniquement pour permettre un meilleur contrôle de la distribution des nœuds.

Le maillage requis par *TASCflow* est de type structuré par bloc. Chaque bloc de maillage doit être représenté par trois paires de faces opposées, chacune des faces étant constituée de deux paires d'arêtes opposées. On peut ainsi identifier les trois directions de maillage  $(i,j,k)$ . Chacun des nœuds dans un bloc de maillage sera représenté par un indice unique  $(i,j,k)$ .

La difficulté, dans la construction de ce type de maillage appliqué aux géométries complexes, est de déterminer trois paires de faces opposées dans le domaine de calcul. Afin de réduire cette difficulté, *TASCflow* supporte les maillages multi-blocs, c.-à-d. un maillage qui est constitué de plusieurs blocs structurés. Cette option, qui permet de subdiviser le domaine en plusieurs sous-domaines, requiert cependant la création de surfaces et courbes de contrôle. Ces surfaces et courbes ne font pas partie de la définition géométrique de la composante mais sont nécessaires pour la subdivision en plusieurs blocs. Pour simplifier encore davantage la construction de ce type de maillage, la connexion entre les blocs ne doit pas nécessairement se faire nœud à nœud. On peut utiliser une distribution et un nombre de nœuds différents pour deux blocs adjacents. *TASCflow* se charge de déplacer les nœuds lors de la connexion entre les blocs. La figure 3.2 illustre un exemple de connexion avec distribution et nombre de nœuds différents sur chaque bloc.



**Figure 3.2**

**Maillage avec connexion multi-blocs**

La figure 3.2 illustre également une autre propriété des maillages supportés par *TASCflow*, soit la possibilité de supprimer certains nœuds du maillage pour représenter un objet solide (*block-off*). Cette propriété est utilisée dans le cas de la turbine Kaplan pour représenter les profils de directrices et d'avant-directrices dans le distributeur, l'aube de la roue ainsi que les piles dans l'aspirateur.

### 3.1.2 Critères de maillage

La construction du maillage doit se faire dans le but d'obtenir une solution de l'écoulement qui soit indépendante du maillage. Le nombre de nœuds ainsi que le positionnement de ceux-ci sont choisis dans le but de respecter cette contrainte le plus possible. Le nombre de nœuds dépend des capacités informatiques de stockage et a un impact direct sur le temps de résolution du problème. Il devient donc important de bien positionner les nœuds afin de minimiser le nombre nécessaire. Les nœuds sont concentrés aux endroits où les gradients des propriétés de l'écoulement sont les plus importants (à déterminer avant la connaissance de la solution si possible). Pour cette raison, on

concentre davantage les nœuds près des parois. Ceci permettra de bien saisir les effets de la couche limite et du gradient de vitesse important à cet endroit.

La taille des éléments doit aussi varier de manière progressive dans tout le domaine de calcul. Les changements rapides de taille entre éléments consécutifs entraînent des problèmes de discontinuité dans la solution, en particulier pour la pression totale qui n'est pas calculée d'une équation de conservation mais plutôt par une combinaison des propriétés de l'écoulement.

La construction du maillage doit également tenir compte des méthodes numériques. Pour faciliter la convergence et obtenir une solution de qualité, certains critères sont importants à respecter. La distorsion de l'élément (*skew angle*) correspond à l'angle interne minimum de l'élément. *TASCflow* recommande de limiter cet angle à une valeur minimum de 20° en général et à 10° dans les cas extrêmes. Le rapport de forme (*aspect ratio*) représente le rapport entre le côté le plus long et le côté le plus court de l'élément. *TASCflow* recommande de maintenir ce rapport à des valeurs inférieures à 100. Si ces critères ne sont pas respectés, les éléments ont une forme qui s'éloigne beaucoup de la forme de base et les interpolations numériques, qui utilisent les valeurs aux nœuds voisins, donneront des résultats faussés par la forme des éléments. De même, il est recommandé d'aligner les éléments avec la direction de l'écoulement.

### 3.1.3 Conditions de frontières

Lorsque le domaine de calcul est modélisé et discrétisé, les propriétés de l'écoulement aux frontières du domaine de calcul sont définies en attribuant à chaque frontière un type de condition. Ces types de conditions et les paramètres qui leurs sont attachés définissent les conditions du calcul. Il y a six variables à déterminer pour la solution de l'écoulement (3 de vitesse, 1 de pression, 2 paramètres de turbulence). La fonction des conditions de frontières est d'imposer une ou plusieurs de ces variables pour permettre le calcul des autres.

On retrouve deux types différents de conditions de frontière : les conditions qui ont une correspondance physique (paroi, entrée, sortie...) et les conditions qui permettent des simplifications aux domaines de calculs (périodicité, symétrie, interface rotor-stator...).

## Paroi

C'est la condition par défaut pour toutes les frontières du domaine de calcul. La paroi peut être fixe ou en mouvement (translation/rotation). La paroi est considérée hydrauliquement lisse à moins qu'une rugosité lui soit attribuée (*equivalent sand roughness*). Les parois sont représentées numériquement par une condition d'imperméabilité et de non-glissement (vitesse normale nulle et vitesse tangentielle égale à la vitesse de la paroi).

Comme la détermination des propriétés  $k$  et  $\epsilon$  près des parois nécessiterait une résolution du maillage très fine dû aux gradients de vitesse importants, les paramètres de turbulence sont déterminés en paroi par une loi logarithmique. En effet, afin d'éviter l'utilisation d'un nombre de nœuds excessif, l'approche courante consiste à utiliser une loi de paroi logarithmique en remplacement de la couche limite, loi qui permet le raccordement de la zone turbulente à la paroi.

La vitesse tangentielle près de la paroi est associée au cisaillement de paroi par une relation logarithmique :

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(n^+) + C \quad (3.1)$$

où

$$u^+ = \frac{u_t}{u_\tau} \quad n^+ = \frac{\rho \Delta n u_\tau}{\mu} \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

avec

- $\tau_w$  = cisaillement de parois
- $u_t$  = vitesse tangentielle à une distance  $\Delta n$  de la paroi
- $\kappa$  = constante de Von Karman pour paroi lisse
- $C$  = constante fonction de la rugosité de la paroi

Cette formulation présente cependant un inconvénient. Aux points de séparation de l'écoulement où  $u_t$  approche zéro, cette formulation devient singulière. En assumant des conditions d'équilibre dans la couche limite turbulente (production de l'énergie turbulente = dissipation de l'énergie

turbulente), la relation qui relie le cisaillement de paroi  $\tau_w$  avec l'énergie cinétique turbulente  $k$  est obtenue :

$$\frac{\tau_w}{\rho} = \sqrt{c_\mu k} \quad (3.2)$$

où  $c_\mu$  est une constante.

Cette relation pour  $\tau_w$  ne devient jamais nulle lorsque  $u_r$  approche zéro puisque  $k$  n'est jamais complètement nulle dans un écoulement turbulent. Le cisaillement de paroi  $\tau_w$  est exprimé par :

$$\tau_w = \tau_{visc} \frac{y^+}{u^+} \quad (3.3)$$

où

$$\tau_{visc} = \frac{\mu u_t}{\Delta n} \quad y^+ = \frac{\rho u^* \Delta n}{\mu} \quad u^* = c_\mu^{1/4} \sqrt{k} \quad u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C$$

Cette formulation est utilisée par *TASCflow* pour éviter les problèmes aux points de séparations.

En théorie, il est recommandé de positionner le premier nœud de paroi afin d'obtenir une valeur de  $y^+$  variant entre 30 et 500.

Bien que *TASCflow* fonctionne pour des valeurs de  $y^+$  inférieures à 30, les hypothèses du modèle de turbulence utilisé sur  $k$  et  $\varepsilon$  ne sont plus valides dans cette région puisque qu'on se trouve en dehors de la zone turbulente. Il est donc nécessaire de respecter le minimum de 30 pour  $y^+$ . Cependant, la valeur de  $y^+$  est un résultat de l'écoulement et n'est pas disponible lors de la construction du maillage. Il est alors souhaitable de vérifier après le calcul les valeurs de  $y^+$  et de corriger le maillage en conséquence, quoique pour certaines régions du domaine où l'écoulement est très faible, il est pratiquement impossible de respecter la contrainte sur le  $y^+$ .

### Condition d'entrée

La frontière d'entrée correspond à une ouverture physique où l'écoulement entre dans le domaine. Les composantes de la vitesse sont spécifiées à cet endroit. En plus des composantes de vitesse, la pression statique peut aussi être spécifiée, ce qui équivaut à imposer la pression totale. Pour

*TASCflow*, la vitesse peut être spécifiée en imposant un débit sur toute la frontière ou en spécifiant la vitesse à chaque nœud individuellement. La vitesse peut être spécifiée en coordonnées cartésiennes ou cylindriques mais il est nécessaire de spécifier chacune des trois composantes de la vitesse. Dans le cas des écoulements turbulents, les paramètres de turbulence doivent être également spécifiés. Les valeurs de  $k$  et de  $\varepsilon$  peuvent être spécifiées directement à chaque nœud mais, ces valeurs sont rarement connues. Il est plutôt d'usage de spécifier une intensité turbulente  $Tu$  et une longueur de mélange  $L$ . La longueur de mélange représente une longueur caractéristique de la turbulence et est associée à la « grosseur des tourbillons moyens ». Pour *TASCflow*, il est recommandé d'utiliser une valeur de  $L$  correspondant à 10% du diamètre hydraulique. Les paramètres de turbulence sont calculés à partir de ces deux valeurs par :

$$k = \frac{3}{2} Tu^2 V^2 \quad \varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{L} \quad (3.4)$$

où  $V$  est la norme de la vitesse localement au point considéré.

### Condition de sortie

Une sortie représente une frontière où l'écoulement quitte le domaine de calcul. La pression statique est spécifiée sur la frontière soit par une pression constante, soit en imposant la valeur moyenne sur la frontière ou encore en spécifiant la pression statique à chaque nœud. Notons que le niveau de référence de la pression statique est sans importance pour la résolution puisque les équations de Navier-Stokes font intervenir un gradient de pression. La pression à la sortie est donc utilisée pour fixer le niveau de référence de la pression.

La condition de sortie supporte uniquement des écoulements qui sortent du domaine. Dans les cas d'un écoulement qui tente d'entrer, une condition de mur sera appliquée automatiquement sur la face de l'élément pour empêcher l'écoulement d'entrer. Dans les cas où on prévoit un écoulement qui peut entrer partiellement par la sortie, il est préférable d'utiliser une condition de type ouverture.

## Condition d'ouverture

C'est une condition similaire à la condition de sortie à la différence que les écoulements qui entrent sont supportés. En plus de spécifier les mêmes paramètres que pour une condition de sortie, les paramètres de turbulence  $T_u$  et  $L$  doivent être spécifiés pour les endroits où l'écoulement est entrant.

## Condition de symétrie

La condition de symétrie permet de calculer la moitié du domaine d'un écoulement supposé symétrique par rapport à une frontière. Ce type de condition permet aussi de représenter une paroi sans frottement.

## Condition de périodicité

Cette condition permet de spécifier la périodicité entre deux frontières, établissant une correspondance des valeurs des propriétés de l'écoulement entre les deux surfaces. Les frontières périodiques peuvent être en translation ou en rotation.

### 3.1.4 Calcul de la solution

Lorsque les conditions sont appliquées sur chaque frontière du domaine de calcul, on procède à la résolution du problème. *TASCflow* utilise une méthode de volumes finis. La méthode des volumes finis procède à l'intégration des équations simplifiées 2.17 à 2.21 sur un volume de contrôle.

L'application du théorème de Gauss donne :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dv + \int_S \rho u_j dn_j = 0 \quad (3.5)$$

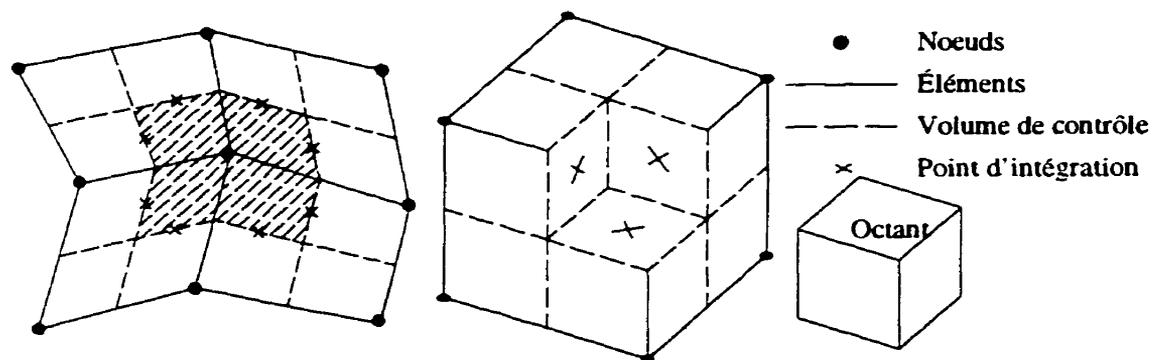
$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u_i dv + \int_S \rho u_j u_i dn_j = - \int_S p dn_j + \int_S \mu_{eff} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho k dv + \int_S \rho u_j k dn_j = \int_S \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} dn_j + \int_V (P_k - \rho \epsilon) dv \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \epsilon dv + \int_S \rho u_j \epsilon dn_j = \int_S \Gamma_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} dn_j + \int_V \frac{\epsilon}{k} (c_{\epsilon 1} P_k - \rho c_{\epsilon 2} \epsilon) dv \quad (3.8)$$

qui se résume en une série d'intégration de volumes (indice  $v$ ) et de surfaces du volume (indice  $s$ ). Les termes de dérivée en temps qui avaient été supprimés à partir des hypothèses posées sur les écoulements permanents sont utilisés par la méthode de résolution numérique. *TASCflow* utilise une technique d'avancement dans le temps (*time marching technique* aussi appelé *pseudo-unsteady method*). Cette méthode s'apparente à la résolution d'un écoulement non-permanent puisque la solution évolue dans le temps. Lorsque la convergence de la solution est obtenue, la solution est indépendante du temps.

*TASCflow* utilise des volumes de contrôle centrés sur les nœuds. Les surfaces du volume de contrôle sont définies par le plan milieu des éléments. Les éléments sont les volumes définis par les nœuds. En trois dimensions, un volume de contrôle est défini par 8 octants centrés sur un nœud, ainsi que de 24 points d'intégration.



**Figure 3.3 Éléments et volume de contrôle en deux et trois dimensions**

Pour passer à la forme discrète, les intégrations de surfaces sont évaluées aux points d'intégration. Les termes de gradient de pression et de diffusion sont évalués aux points d'intégration en utilisant une interpolation linéaire modifiée. La modification permet d'éliminer les oscillations et problèmes de convergence rencontrés lors de l'utilisation d'éléments avec rapport de forme importants. Cette propriété est très importante et permet la résolution de la couche limite près de la paroi en utilisant des éléments avec un rapport de forme très grand (jusqu'à 100).

Pour les termes de convection, *TASCflow* utilise des schémas de discrétisation appelés LPS (*Linear Profile*) et MWS (*Mass Weighted Skewed*). Ce sont des schémas basés sur les schémas de

différenciation amont (*Upstream Differencing Schemes* ou *UDS*) avec correction physique pour la convection (*Physical Advection Correction* ou *PAC*).

Le schéma LPS est le plus précis. Cependant, la convergence est souvent difficile à obtenir avec ce schéma. Pour cette raison, une version modifiée du schéma LPS, appelé MLPS (*Modified Linear Profile*) est disponible. Le paramètre *ISKEW* permet de sélectionner le schéma de discrétisation utilisé. Le tableau 3.2 présente les valeurs du paramètre *ISKEW* ainsi que le schéma correspondant.

<i>ISKEW</i>	Schéma de discrétisation
1	UDS
2	MWS
3	Modified LPS
4	LPS

**Tableau 3.2 Schéma de discrétisation disponible**

Dans le cadre de ce projet, un schéma linéaire modifié est utilisé ( $ISKEW = 3$ ) afin de combiner qualité de solution et robustesse de convergence.

L'avancement dans le temps se fait en spécifiant un pas de temps. La résolution se fait de manière implicite, ce qui permet une convergence plus rapide comparativement aux méthodes explicites qui imposent des contraintes sur le choix du pas de temps (critère *CFL*). Le pas de temps est déterminé par le rapport entre une vitesse caractéristique du problème et une longueur caractéristique. Un pas de temps trop petit entraîne une convergence lente tandis qu'un pas de temps trop grand entraîne des oscillations dans la résolution. L'expérience permettra de déterminer rapidement l'ordre de grandeur du pas temps à utiliser.

A chaque pas de temps, un système d'équations linéaires discrétisées est construit en fonction des variables au temps précédent. La résolution de ce système d'équations linéaires se fait par une méthode multi-grid. Comme la résolution requiert la valeur des variables au temps précédent, il est nécessaire de déterminer une approximation initiale de la solution pour lancer la résolution.

Après résolution des équations algébriques, l'introduction de la solution obtenue dans les équations à résoudre permet de déterminer les résidus. Les résidus sont définis par la différence entre le terme de gauche et le terme de droite des équations de conservation de chacune des variables de l'écoulement (équations 3.5 à 3.8). *TASCflow* calcule pour chaque équation les résidus moyens (RMS) pour l'ensemble du domaine ainsi que les résidus maximaux et leurs positions (coordonnées des nœuds). La simulation converge lorsque les résidus diminuent avec la progression dans le temps. La convergence est considérée atteinte lorsque les résidus maximaux de chacune des équations atteignent une valeur inférieure au critère spécifié. Pour les calculs dans la turbine hydraulique, le critère de convergence utilisé est de  $1 \times 10^{-4}$ .

Lorsque certains résidus ne diminuent pas, la connaissance de la position des nœuds permet de repérer le type de problème et d'apporter les correctifs. Le problème peut être lié à une mauvaise qualité du maillage localement ou à des oscillations de l'écoulement dues la géométrie. On doit alors corriger le maillage ou appliquer un facteur de relaxation sur les équations pour diminuer les oscillations de l'écoulement.

### 3.1.5 Analyse et post-traitement

Lorsque la simulation atteint la convergence, les 6 propriétés de l'écoulement sont connues. *TASCflow* calcule automatiquement certaines autres propriétés utiles tel que présenté dans le tableau 3.3.

Variable	Définition
<i>P</i>	pression statique
<i>u v w</i>	composante vitesse en direction X Y Z
<i>tke</i>	énergie cinétique turbulente
<i>epsilon</i>	dissipation de l'énergie cinétique turbulente
<i>visc_turbulent</i>	viscosité turbulente $\mu_t$
<i>Ptotal, ptotal_rel</i>	pression totale et pression totale relative
<i>speed</i>	module de la vitesse
<i>tau_wall</i>	force de cisaillement en paroi

Tableau 3.3 Propriétés de l'écoulement calculées par *TASCflow*

*TASCtool* est le module d'analyse de *TASCflow* qui permet de manipuler ces propriétés et de définir les variables nécessaires pour l'analyse. *TASCtool* permet également d'afficher les résultats graphiquement. Les régions d'affichage doivent correspondre à un des indices  $(i,j,k)$  du maillage. *TASCtool* ne fait pas d'interpolation entre les éléments pour le calcul des propriétés ainsi que pour l'affichage graphique.

### 3.1.6 Équipements informatiques utilisés

Le logiciel *TASCflow* requiert l'utilisation de stations de travail utilisant le système d'exploitation UNIX. Les simulations réalisées avec *TASCflow* ont été exécutées sur deux ordinateurs différents : une station de travail IBM 590 avec 256 Mo de mémoire vive, et un ordinateur SGI Power Challenge contenant 4 processeurs et 1024 Mo de mémoire vive. L'implantation utilisée de *TASCflow* ne permet cependant pas d'avoir recours à plus d'un processeur à la fois. La mémoire nécessaire est approximativement de 100 Mo de mémoire pour 100 000 nœuds. Les temps de résolution dépendent de la taille du problème mais varient généralement de quelques heures à plusieurs jours.

## 3.2 Modèle d'interaction rotor-stator

Le modèle d'interaction rotor-stator permet de relier les calculs des différentes composantes afin d'établir la continuité de la solution de l'entrée de la turbine jusqu'à la sortie, en considérant un écoulement permanent pour chacune des composantes. Le rôle du modèle d'interaction rotor-stator est de transférer les propriétés de l'écoulement d'un repère en rotation à un repère stationnaire et inversement. Le transfert des propriétés de l'écoulement se fait par le biais des conditions de frontières, appliquées sur les frontières de chacune des composantes.

La méthode utilisée consiste à uniformiser l'écoulement dans la direction du mouvement relatif entre les composantes. Le transfert des propriétés de l'écoulement entre les composantes se fait en prenant la moyenne des propriétés dans la direction du mouvement (moyenne circonférentielle pour les composantes en rotation) et en effectuant le changement de repère approprié. Cette méthode est appelée moyenne par étage (*stage averaging*) [26] [27] [28] et est appropriée lorsque les variations

de l'écoulement dans la direction de la rotation sont faibles et/ou que la vitesse de rotation entre les composantes est grande.

Concrètement, les variations de l'écoulement entre le distributeur et la roue sont principalement dues à la traînée induite par les directrices, l'écoulement étant réparti assez uniformément par le distributeur sur toute la circonférence. En raison de la vitesse de rotation élevée, l'influence des variations est faible et l'écoulement tel que vu par la roue correspond assez bien à un écoulement moyen axisymétrique. L'inconvénient de cette approche est la perte des effets transitoires entre les composantes, comme les effets de la traînée sur la composante en aval.

Pour conserver les effets transitoires entre les composantes, la méthode du rotor figé (*frozen rotor*) devrait être utilisée [26]. Cette méthode consiste à fixer la position relative de chacune des composantes et à effectuer le calcul dans cette position. Le transfert des propriétés de l'écoulement entre chaque composante est effectué par un simple changement de repère. Les résultats obtenus représentent le comportement instantané de la turbine contrairement au comportement moyen pour la méthode précédente. Cette méthode est nécessaire dans les cas où les variations de l'écoulement entre les composantes sont importantes dans la direction de la rotation.

Étant donné que nous sommes intéressés au comportement moyen de la turbine, nous utilisons la méthode de la moyenne par étage pour le cas de la turbine Kaplan.

### **3.2.1 Interfaces entre les composantes**

Le modèle d'interaction rotor-stator s'applique uniquement à l'interface entre les composantes. C'est à cet endroit que se produit le transfert des propriétés de l'écoulement entre les composantes. Le domaine de calcul est décomposé selon les composantes stationnaires et en rotation et la frontière entre les composantes est appelée interface. La forme de l'interface ne varie pas dans la direction du mouvement relatif entre les composantes, afin de permettre à chacune des composantes de toujours être en contact avec l'interface. Les interfaces sont des surfaces de révolution. L'interface est une surface d'épaisseur nulle puisqu'il n'y a pas de chevauchement entre les composantes.

D'autre part, la méthode de moyenne par étage présente un avantage considérable pour le calcul : comme les propriétés de l'écoulement transférées entre les composantes sont obtenues par moyenne circonférentielle, elles sont indépendantes de la position azimutale ( $\theta$ ). Cette particularité nous permet d'utiliser des domaines de calcul de différente envergure pour chaque composante, sans modifier l'effet sur les autres composantes. Le domaine complet peut être calculé d'un côté de l'interface et uniquement une partie du domaine de l'autre côté de l'interface. C'est le cas pour l'interface roue-distributeur dans le cas de la turbine Kaplan. Le distributeur est calculé au complet (32 directrices, domaine couvrant 360 degrés) alors que du côté roue, une seule aube est calculée (domaine couvrant 72 degrés), en assumant la périodicité entre chaque aube.

### 3.2.2 Transfert de conditions de frontières

Le changement de repère de calcul se produit à l'interface entre les composantes. Le transfert des conditions de frontières se fait en deux étapes :

- Changement de repère
- Uniformisation de l'écoulement dans la direction de la rotation

En exprimant les propriétés de l'écoulement dans un repère cylindrique, le changement de repère à l'interface consiste à modifier la vitesse circonférentielle, toutes les autres propriétés de l'écoulement étant inchangées.

$$V_{\theta \text{ repère fixe}} = V_{\theta \text{ repère rotation}} + \omega_{\text{repère rotation}} \cdot r \quad (3.9)$$

Pour l'obtention d'une solution à l'écoulement permanent, les conditions de frontières utilisées doivent être fixes dans le temps. Les variations de l'écoulement dans la direction de la rotation dans un repère fixe sont des variations dans le temps dans un repère en rotation. L'uniformisation de l'écoulement dans la direction de la rotation consiste à éliminer les variations en calculant la moyenne circonférentielle des propriétés de l'écoulement.

Considérant un scalaire  $\phi$  comme une propriété de l'écoulement,  $\phi$  est uniformisé dans la direction circonférentielle en éliminant toutes les variations dans la direction  $\theta$ . La moyenne circonférentielle de  $\phi=f(r, \theta, z)$  est donnée par

$$\bar{\phi}(r,z) = \frac{\int \phi(r,\theta,z) d\theta}{\int d\theta} \quad (3.10)$$

La moyenne circonférentielle  $\bar{\phi}(r,z)$  est calculée pour plusieurs positions sur la courbe méridienne associée à l'interface ( $r$  et  $z$  fixés). Une interpolation linéaire est utilisée entre chaque point calculé pour obtenir une fonction continue sur toute la courbe méridienne. La fonction peut être appliquée sur des maillages différents de chaque côté de l'interface. Les maillages sont donc indépendants de part et d'autre de l'interface. Un nombre d'éléments différents et des types de maillage différents peuvent être utilisés pour chaque composante.

Les propriétés de l'écoulement sont transférées à l'interface. Comme il est d'usage d'utiliser comme conditions de frontières des conditions de vitesse et de turbulence à l'entrée et des conditions de pression statique à la sortie, les conditions de vitesse sont transférées vers l'aval tandis que les conditions de pression sont transférées vers l'amont. Plus spécifiquement, les conditions d'entrée de la roue proviennent du champ de vitesse obtenu à la sortie du distributeur tandis que le champ de pression obtenu à l'entrée de la roue est utilisé comme condition de sortie du distributeur. Ces mêmes principes sont appliqués à l'interface roue-aspirateur.

Le transfert de conditions est effectué en post-traitement des résultats de la solution obtenue. Les résultats à l'interface considérée sont extraits de la solution et le calcul de la moyenne circonférentielle est effectué avec *TASCtool*. Pour chaque propriété de l'écoulement, un profil moyen indépendant de la position azimutale est obtenu (fonction de  $r$  et  $z$  uniquement).

Ce profil est appliqué comme conditions de frontières à la composante suivante par le biais d'un ensemble de programmes maison développés en *Fortran*. Ces programmes lisent le maillage de la nouvelle composante à calculer et déterminent, pour chaque nœud de l'interface, les valeurs à appliquer à partir de la moyenne circonférentielle calculée pour chaque propriété de l'écoulement. Il existe un programme différent pour chaque type de transfert à effectuer.

**PROVR : application d'un profil de vitesse à l'entrée de la roue et changement de repère**

Paramètres de l'écoulement transférés :  $u, v, w, tke, epsilon$

À partir du profil de vitesse, de  $k$  et  $\epsilon$  obtenus par moyenne circonférentielle à la sortie du distributeur, ce programme détermine et applique les valeurs de vitesse à chaque nœud de l'entrée du maillage de la roue. La vitesse de rotation de la roue est soustraite de la vitesse circonférentielle obtenue du calcul du distributeur pour effectuer le changement de repère :

$$V_{\theta_{roue}} = V_{\theta_{distributeur}} - \omega r \quad (3.11)$$

L'utilisation d'un facteur de correction du champ de vitesse à cette étape est nécessaire pour conserver le débit constant en raison des manipulations numériques.

PROVA : application d'un profil de vitesse à l'entrée de l'aspirateur

Paramètres de l'écoulement transférés :  $u, v, w, k, \epsilon$

À partir du profil de vitesse, de  $k$  et  $\epsilon$  obtenus par moyenne circonférentielle à la sortie de la roue, ce programme détermine et applique les valeurs de vitesse à chaque nœud de l'entrée du maillage de l'aspirateur. La vitesse de rotation de la roue est ajoutée à la vitesse circonférentielle obtenue du calcul de la roue pour effectuer le changement de repère :

$$V_{\theta_{aspirateur}} = V_{\theta_{roue}} + \omega r \quad (3.12)$$

L'utilisation d'un facteur de correction du champ de vitesse à cette étape est nécessaire pour conserver le débit constant en raison des manipulations numériques.

PROPR : application d'un profil de pression à la sortie de la roue

Paramètre de l'écoulement transféré :  $p$

À partir du profil de pression obtenu par moyenne circonférentielle à l'entrée de l'aspirateur, ce programme détermine et applique les valeurs de pression statique à chaque nœud de la sortie du maillage de la roue.

PROPD : application d'un profil de pression à la sortie du distributeur

Paramètre de l'écoulement transféré :  $p$

À partir du profil de pression obtenu par moyenne circonférentielle à l'entrée de la roue, ce programme détermine et applique les valeurs de pression statique à chaque nœud de la sortie du maillage du distributeur.

### 3.2.3 Séquence d'itérations entre les composantes

Pour simuler l'interaction entre les composantes, une séquence itérative de calcul est utilisée (Figure 3.4). Quatre calculs sont nécessaires pour obtenir une itération complète sur toute la turbine.

- ① Le calcul de bêche-distributeur produit le champ de vitesse utilisé comme condition d'entrée pour le calcul de roue.
- ② Un premier calcul de roue fournit le champ de vitesse nécessaire comme condition d'entrée pour le calcul d'aspirateur.
- ③ Le calcul d'aspirateur produit un nouveau champ de pression utilisé comme condition de sortie pour un second calcul de roue.
- ④ Le second calcul de roue produit un nouveau champ de pression à la sortie du distributeur, utilisé comme conditions de sortie du distributeur pour la seconde itération.

Cette séquence de calcul est répétée jusqu'à ce que la différence entre les conditions de frontières aux interfaces pour deux itérations successives soit inférieure à certains critères. Puisque nous en sommes à la première utilisation de ce modèle, ces critères sont déterminés en observant le comportement du modèle lors du premier calcul complet.

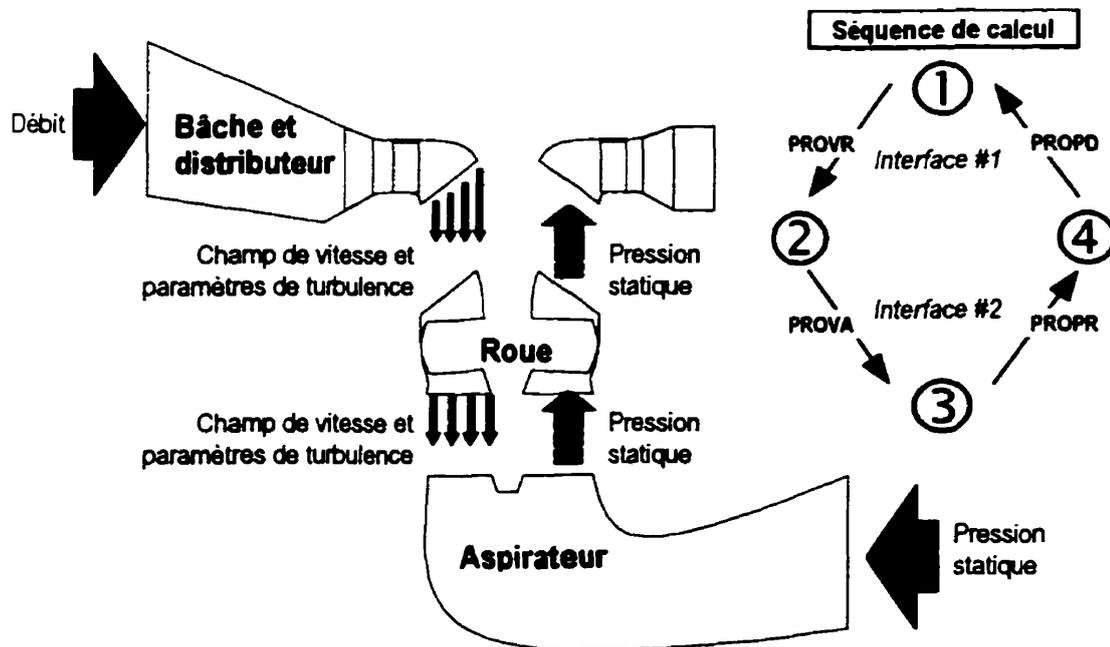


Figure 3.4 Séquence de calcul

C'est un schéma de point fixe. La convergence de ce schéma n'est pas garantie. Cependant, l'expérience démontre qu'il est possible d'atteindre une convergence des conditions de frontières avec un nombre raisonnable d'itérations (5 à 10).

Pour accélérer la convergence, il est utile d'utiliser un facteur de relaxation  $\alpha$  pour atténuer les oscillations des conditions de frontières. Considérant  $\phi_n$  la propriété à déterminer et à appliquer à la composante suivante, les facteurs de relaxation permettent de déterminer  $\phi_n$  à partir des résultats de  $\phi$  des itérations  $i, i-1, \dots, i-n$ .

$$\begin{aligned}\phi_n &= \alpha_1 \phi_i + \alpha_2 \phi_{i-1} + \dots + \alpha_n \phi_{i-n} \\ \sum_n \alpha &= 1\end{aligned}\quad (3.13)$$

En pratique, les résultats provenant de deux ou trois itérations précédentes ont été utilisés ( $n=2$  ou  $n=3$ ).

### 3.2.4 Pertes à l'interface

Le calcul de la moyenne circonférentielle des propriétés de l'écoulement à l'interface entre les composantes entraîne une perte par mélange. L'énergie disponible de chaque côté de l'interface est la somme de l'énergie potentielle, représentée par le terme de pression ( $P$ ) et l'énergie cinétique, représentée par le terme de vitesse au carré ( $V^2$ ). Exprimée en terme de pression totale, la perte à l'interface s'exprime par la différence entre les pressions totales côté amont et aval de l'interface :

$$h_{interface} = \bar{P}_{tot\ amont} - \bar{P}_{tot\ aval} = \int_{amont} \left(P + \frac{\rho V^2}{2}\right) dS - \int_{aval} \left(P + \frac{\rho V^2}{2}\right) dS \quad (3.14)$$

La vitesse côté aval est obtenue par moyenne circonférentielle de la vitesse amont tandis que la pression amont est obtenue par moyenne circonférentielle de la pression aval.

$$V_{aval} = \frac{\int V_{amont} d\theta}{\int d\theta} \quad P_{amont} = \frac{\int P_{aval} d\theta}{\int d\theta} \quad (3.15)$$

En considérant uniquement la direction  $\theta$ , on peut démontrer qu'il n'y a pas de perte  $h$  associée à la pression statique, comme suit :

$$h_p = \int P_{amont} d\theta - \int P_{aval} d\theta \quad (3.16)$$

Comme  $P_{amont}$  est la moyenne circonférentielle de  $P_{aval}$ ,  $P_{amont}$  est indépendant de  $\theta$  :

$$\begin{aligned} h_p &= P_{amont} \int d\theta - \int P_{aval} d\theta \\ h_p &= \frac{\int P_{aval} d\theta}{\int d\theta} \int d\theta - \int P_{aval} d\theta \end{aligned} \quad (3.17)$$

finalement :

$$h_p = 0 \quad (3.18)$$

Il n'y a pas de différence de pression statique entre le côté amont et aval de l'interface.

La perte à l'interface est donc donnée uniquement par la partie cinétique de la pression totale :

$$h_v = \frac{\rho}{2} \left( \int V_{amont}^2 d\theta - \int V_{aval}^2 d\theta \right) \quad (3.19)$$

Comme  $V_{aval}$  est la moyenne circonférentielle de  $V_{amont}$ ,  $V_{aval}$  est indépendant de  $\theta$  :

$$\begin{aligned} h_v &= \frac{\rho}{2} \left( \int V_{amont}^2 d\theta - V_{aval}^2 \int d\theta \right) \\ h_v &= \frac{\rho}{2} \left( \int V_{amont}^2 d\theta - \left( \frac{\int V_{amont} d\theta}{\int d\theta} \right)^2 \int d\theta \right) \end{aligned} \quad (3.20)$$

On ne peut pas, comme dans le cas de la pression statique, éliminer de terme dans cette équation à cause de la présence du carré. La perte due au terme d'énergie cinétique n'est donc pas nulle à l'interface pour un champ de vitesse quelconque. La perte à l'interface est relative à la différence entre l'intégration de la vitesse au carré et l'intégration du carré de la vitesse à l'interface.

Pour limiter les effets de cette perte, la position de l'interface entre deux composantes est importante. Il est souhaitable de positionner l'interface aux endroits où les variations de vitesse dans la direction circonférentielle sont faibles. Par exemple, l'interface entre la roue et le distributeur doit être assez éloignée des directrices puisque la traînée des directrices induit des variations dans le champ de vitesse en direction circonférentielle. Cependant, il faut éviter de

placer l'interface trop près de l'aube de la roue pour permettre à l'écoulement de se développer avant d'atteindre la zone d'intérêt (l'aube).

### 3.3 Module d'interaction rotor-stator *Stage*

Un module d'interaction rotor-stator a été intégré à *TASCflow* dans la version 2.4. Le module permet de simuler l'écoulement des composantes en rotation et fixe simultanément dans un seul calcul. Le transfert de condition de frontière entre les composantes est traité de manière interne par *TASCflow*. Il n'est alors plus nécessaire d'itérer entre les composantes.

Les maillages des composantes à étudier sont connectés ensemble et une condition de type interface rotor-stator est spécifiée sur les frontières communes. Deux modèles d'interaction sont disponibles :

- moyenne par étage (*stage averaging*)
- rotor figé (*frozen rotor*)

Comme pour la méthode de calcul par composantes séparées, le modèle de moyenne par étage sera utilisé (module *Stage*) puisqu'il est plus approprié pour les conditions retrouvées dans les turbines hydrauliques.

Le module *Stage* utilise les hypothèses de moyenne circonférentielle présentées précédemment appliquées sur une surface d'épaisseur nulle (appelée interface) entre les deux composantes. L'intégration des équations de conservation (équations 3.5 à 3.8) est réalisée sur l'interface, la moyenne circonférentielle calculée et le changement de repère effectué. La continuité et la conservation des propriétés de l'écoulement sont donc assurées à l'interface mais, on retrouve tout de même la perte causée par le processus de moyenne circonférentielle.

Des contraintes sur le maillage des composantes à l'interface sont imposées par le module *Stage*. Le nombre de nœuds dans la direction de la rotation peut être différent mais le nombre et la distribution des nœuds dans le plan méridien doivent être identiques sur les deux composantes. Cette contrainte ne permet donc pas de connecter des maillages de topologie différente. Dans le cas

de la turbine Kaplan étudiée, il est alors impossible de connecter l'aspirateur et la roue en utilisant ce module. D'autre part, si les deux (ou plus) composantes sont calculées simultanément, le nombre de nœuds total ne peut pas excéder les capacités de l'ordinateur. Par rapport à la méthode précédente, ceci limite le nombre de nœuds possible dans chacune des composantes.

## Chapitre 4. Étude de cas simples

Dans ce chapitre, nous allons appliquer les équations de base de la mécanique des fluides pour les écoulements dans les turbines hydrauliques à l'aide du logiciel *TASCflow* à des cas simples représentant des écoulements similaires aux écoulements dans les turbines hydrauliques mais possédant des géométries beaucoup plus simples. L'objectif de ce chapitre n'est pas de valider l'utilisation du code *TASCflow* mais plutôt de se familiariser avec ses possibilités et ses imprécisions et de tester nos méthodes de calcul des caractéristiques globales. La validation du schéma de point fixe de la simulation des composantes fixes et en rotation se fera avec l'application d'une turbine réelle au chapitre suivant.

Le premier cas est constitué d'un écoulement bidimensionnel dans une cascade d'aube. Cet écoulement est similaire aux écoulements dans une roue de turbine par la présence d'un transfert de quantité de mouvement entre l'écoulement et les aubes. Le but de ce calcul est d'appliquer les différentes méthodes de calcul de la portance (intégration de la pression et du frottement, conservation de quantité de mouvement) similaire au calcul du couple pour une aube de turbine.

Le second cas est un coude tridimensionnel dans lequel un écoulement turbulent est simulé. La présence du coude induit des écoulements secondaires et tridimensionnels intéressants. La

comparaison avec des résultats expérimentaux illustre les capacités fondamentales du schéma numérique.

## 4.1 Écoulement dans une cascade d'aube

L'écoulement dans une cascade d'aubes produit une force de portance et une force de traînée. L'évaluation de ces forces est très importante pour déterminer le comportement de l'aubage. La simulation de l'écoulement dans une cascade d'aube est réalisée avec *TASCflow*. Les résultats obtenus sont comparés aux résultats obtenus par calculs de Shyy et Vu [17] et aux mesures expérimentales des laboratoires NACA [18]. Shyy et Vu ont utilisé une méthode de volumes finis, avec schéma de différenciation amont de second ordre pour les termes de convection et un modèle de turbulence  $k-\epsilon$ .

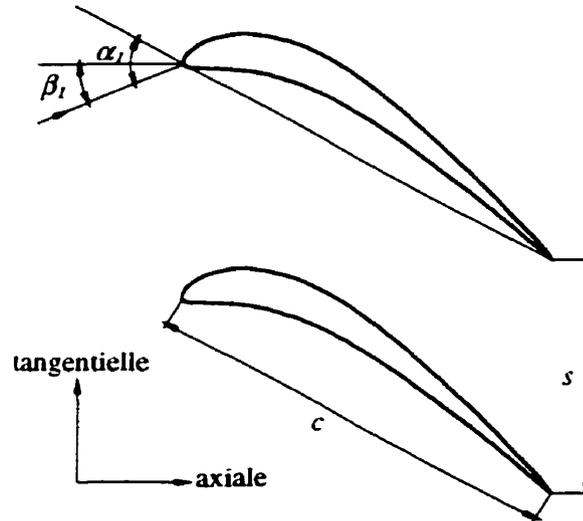
Les méthodes de calcul utilisées pour l'évaluation de la conservation de la quantité de mouvement et des forces de pression et de frottement sur les aubes d'une cascade sont identiques aux méthodes utilisées pour les aubes d'une turbine, à la différence que les aubes de turbine sont en rotation. Les calculs de cascade en 2D sont souvent une étape de la conception des aubes de turbine.

### 4.1.1 Description physique

La cascade est constituée d'une série d'aubes de géométrie NACA 80. La cascade est caractérisée par les paramètres suivants (Figure 4.1) :

- longueur de la corde  $c$
- espacement entre les aubes  $s$
- angle d'attaque de l'écoulement  $\alpha_i$
- angle de l'aubage par rapport à la direction axiale  $\beta_i$
- la solidité  $\sigma$  de la cascade, définie comme le rapport de la longueur de corde sur l'espacement entre les aubes.

$$\sigma = \frac{c}{s} \quad (4.1)$$



**Figure 4.1 Géométrie de la cascade d'aube**

La longueur de corde utilisée est  $c = 1$  et l'espacement entre les aubes est  $s = 0.666$ , pour une solidité  $\sigma = 1.5$ . L'angle  $\beta_i$  n'étant pas connu précisément, il a été estimé graphiquement à partir des résultats de Vu et Shyy à  $\beta_i = 30^\circ$ . Plusieurs maillages et calculs sont réalisés pour différents angles d'attaque  $\alpha_i$  donnés dans le Tableau 4.1.

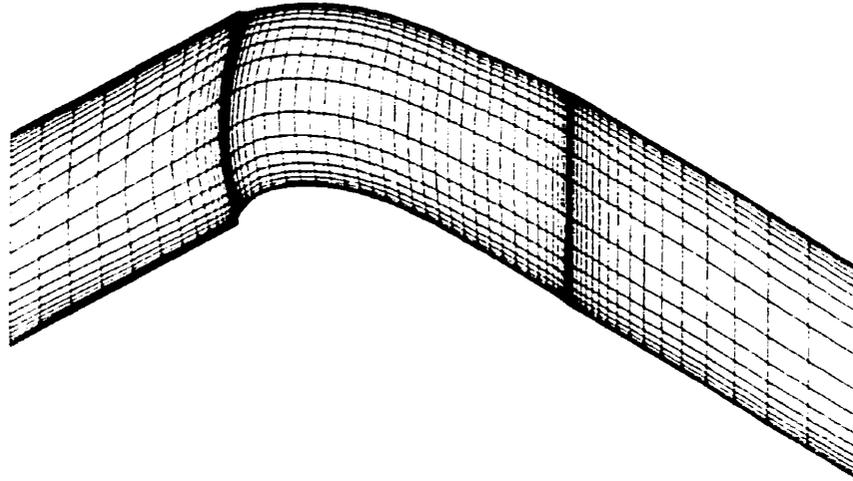
45.2°	49.0°	55.0°	61.0°	66.8°
-------	-------	-------	-------	-------

**Tableau 4.1 Angle d'attaque  $\alpha_i$**

## 4.1.2 Modélisation numérique

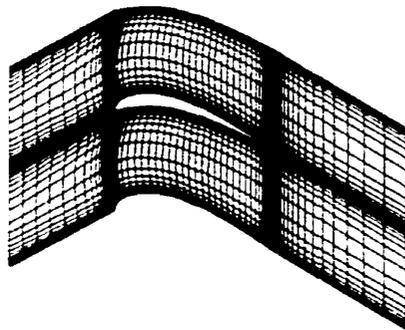
### Maillage

Le maillage est de type structuré et construit en un seul bloc. Le domaine de calcul comprend uniquement la région comprise entre deux aubes (passage inter-aubes). Des conditions de périodicité sont appliquées pour simuler un nombre d'aubes infini.

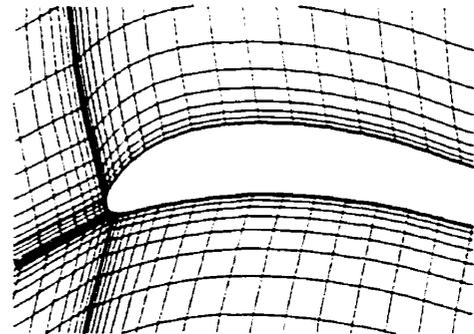


**Figure 4.2** Maillage d'un passage inter-aube de la cascade

La simulation est bidimensionnelle mais notre implantation de *TASCflow* ne supporte pas les écoulements 2D. Le maillage possède donc 3 nœuds dans la direction normale à l'écoulement (correspondant à deux éléments, le minimum recommandé par *TASCflow*). La dimension du maillage est de 70 nœuds dans la direction axiale, 26 nœuds dans la direction tangentielle et de 3 nœuds dans la direction normale, pour un total de 5 460 nœuds (Figure 4.2). Une attention particulière a été portée au maillage dans la région du bord d'attaque des aubes ainsi que près des parois (Figure 4.4).



**Figure 4.3** Représentation de deux passages



**Figure 4.4** Maillage du bord d'attaque

## Conditions limites

L'écoulement est considéré bidimensionnel, incompressible et turbulent. Le fluide modélisé est l'eau ( $\rho = 1 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 1 \times 10^{-3}$ ). Les calculs sont réalisés pour un nombre de Reynolds de  $5 \times 10^5$  basé sur la longueur de la corde et la vitesse à l'infini (loin en amont des aubes).

$$\text{Re} = \frac{\rho U_{\infty} c}{\mu} \quad (4.2)$$

La condition d'entrée correspond à la vitesse à l'infini, déterminée par le nombre de Reynolds fixé pour le calcul :

$$U_{\infty} = \frac{\mu \text{Re}}{\rho c} \quad (4.3)$$

L'angle de la vitesse est déterminé par l'angle d'attaque  $\alpha_i$ , considérant que l'angle de l'écoulement par rapport à la direction axiale  $\beta_i$  est de  $30^\circ$ .

Les conditions de turbulence utilisées à l'entrée sont identiques à celles utilisées par Vu et Shyy, c.-à-d.. une intensité turbulente  $Tu$  correspondant à 0.5% de l'énergie cinétique moyenne de l'écoulement moyen et une longueur de tourbillons moyens  $L$  de 0.03 fois l'espacement de la cascade  $s$ .

Les aubes sont considérées comme des parois lisses, (imperméables, sans glissement) avec détermination des conditions de turbulence par la loi de paroi logarithmique. Des conditions de périodicité sont appliquées sur les frontières en amont et en aval des aubes (dans la direction perpendiculaire à l'écoulement) pour simuler l'effet du nombre infini d'aubes dans la cascade. Comme le code nous impose un maillage 3D, des conditions de symétrie sont appliquées sur les faces parallèles au plan de l'écoulement. Les conditions de symétrie simulent un mur sans frottement et permettent donc de faire une analyse bidimensionnelle à partir d'un maillage 3D sans induire d'effets tridimensionnels. Chacune des faces du domaine ainsi que les conditions de frontières correspondantes sont illustrées à la Figure 4.5.

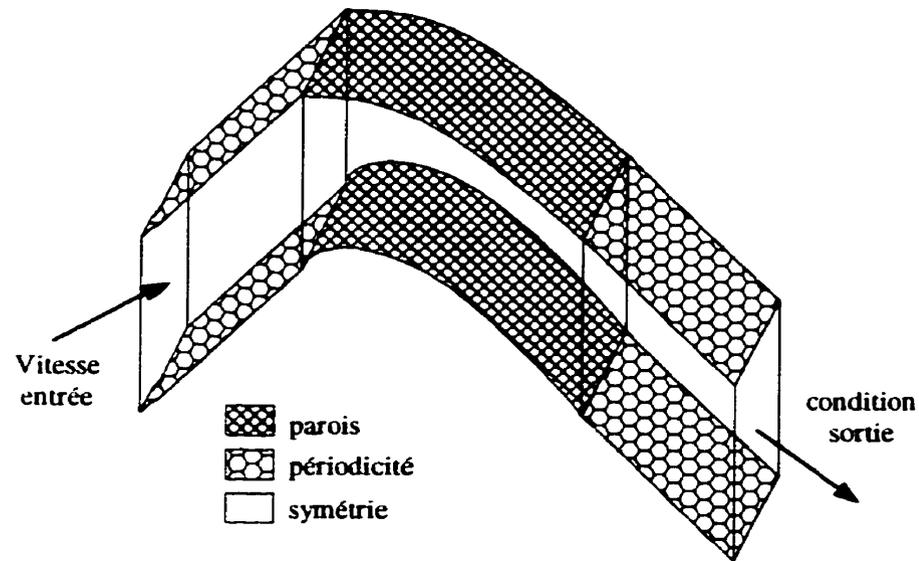


Figure 4.5 Conditions limites

### 4.1.3 Résultats numériques

L'écoulement est dévié par les aubes. L'effort produit par l'écoulement sur les aubes est décomposé en composante axiale et tangentielle. La force produite sur l'aube dans la direction axiale ( $A$ ) permet de déterminer le coefficient de traînée  $C_A$  tandis que la force produite dans la direction tangentielle ( $T$ ) permet de calculer le coefficient de portance  $C_T$ .

$$C_A = \frac{F_A}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} \quad C_T = \frac{F_T}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} \quad (4.4)$$

Pour déterminer les coefficients de portance et de frottement, on doit évaluer les forces  $F_A$  et  $F_T$ . Comme démontré au chapitre 2, ces forces peuvent être déterminées par deux méthodes différentes. L'analyse par volume de contrôle permet de faire un bilan de quantité de mouvement entre l'entrée et la sortie du domaine de calcul. Cependant, à la différence des équations démontrées au chapitre 2, on doit utiliser ici la seconde loi de Newton pour un volume de contrôle fixe et non en rotation. L'intégration des forces de pression et de frottement sur les parois de l'aube est identique que le domaine soit en rotation ou non.

Les résultats du calcul des coefficients obtenus avec les calculs de la cascade d'aube sont présentés dans le tableau 4.2 et à la figure 4.6.

$\alpha_i$	Intégration des forces de pression et de frottement		Conservation de la quantité de mouvement	
	$C_T$	$C_A$	$C_T$	$C_A$
45.2	1.1754	0.0415	1.1755	0.0415
49	1.2727	0.1084	1.2727	0.1084
55	1.4475	0.2542	1.4475	0.2542
61	1.6589	0.4742	1.6590	0.4741
66.8	1.9166	0.8064	1.9166	0.8063

Tableau 4.2 Coefficients de portance et de traînée

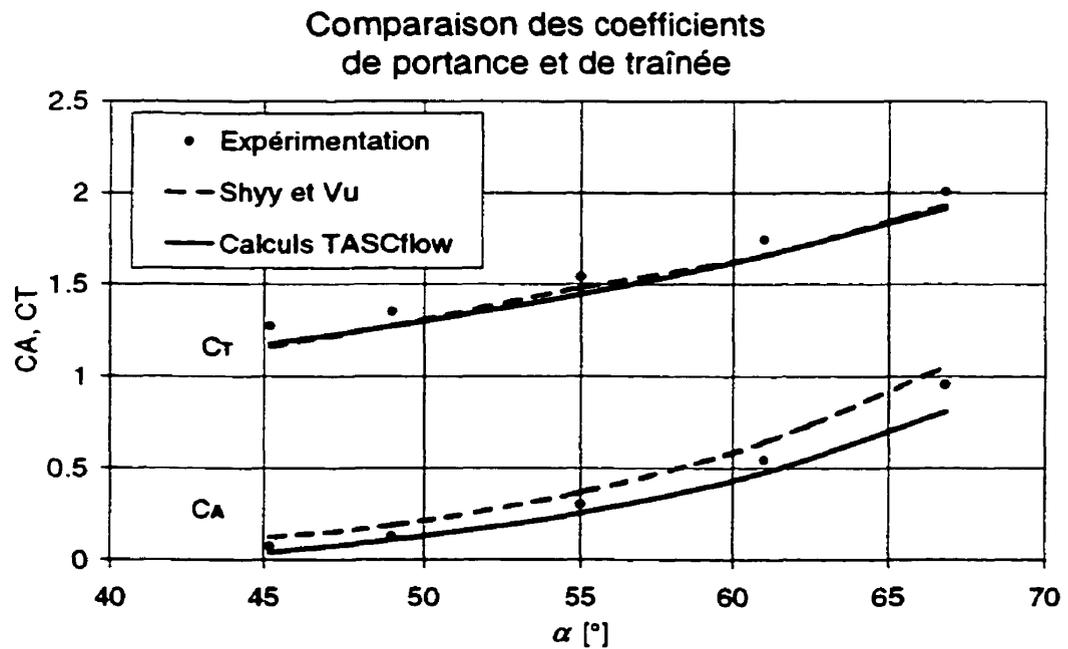


Figure 4.6 Coefficient de portance et de traînée en fonction de l'angle d'incidence

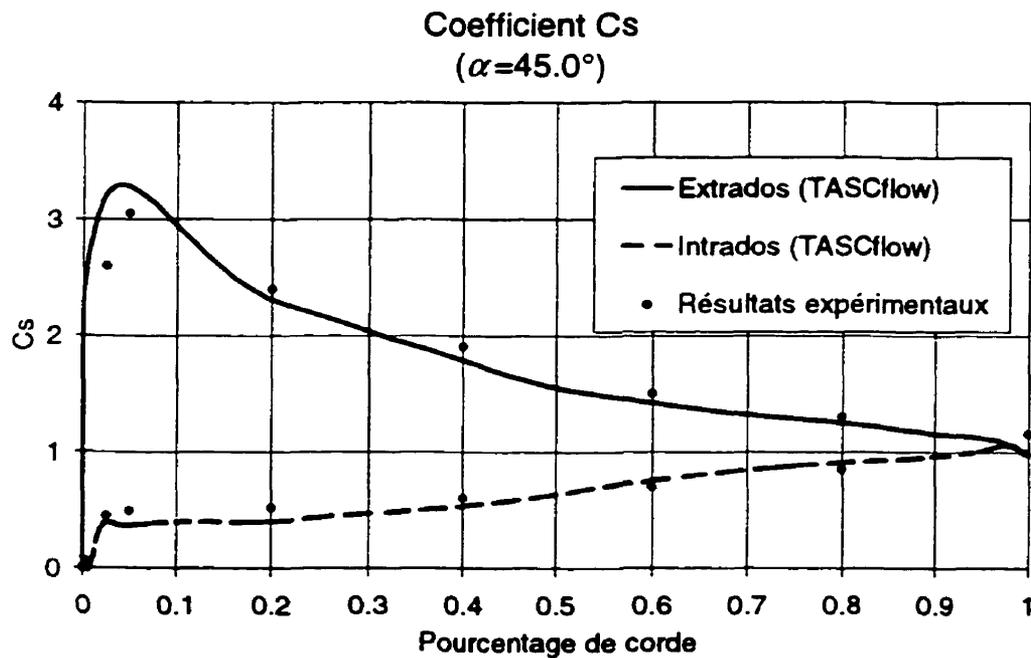
La corrélation des résultats des calculs *TASCflow* et des résultats expérimentaux est assez bonne malgré une tendance à sous-estimer les coefficients de portance et de traînée. Les courbes obtenues par calculs sont parallèles à la courbe des résultats expérimentaux. L'évaluation des coefficients

par les deux méthodes différentes démontre des résultats identiques, avec une convergence habituelle de la solution où les résidus sont inférieurs à  $1 \times 10^{-4}$ .

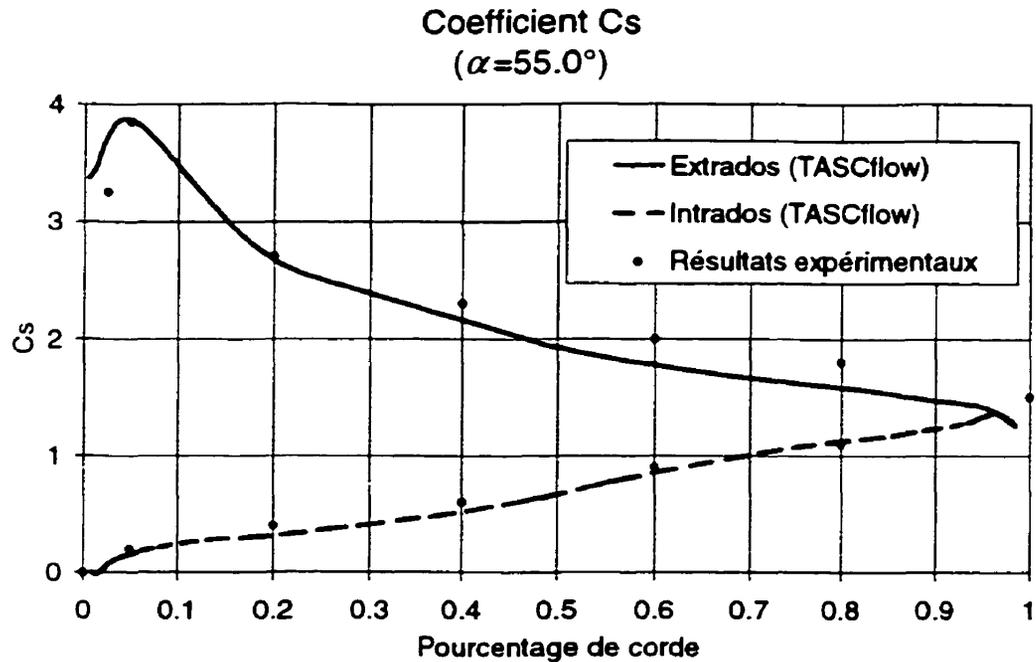
Le coefficient de pression  $C_p$  est également calculé tout le long du profil par

$$C_p = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2} = \frac{p_\infty - p}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2} \quad (4.5)$$

où  $p_\infty$  est la pression à l'infini (égale à la pression à l'entrée du domaine de calcul) et  $p$  est la pression au point considéré sur le profil. Pour des fins de comparaison avec les résultats de Shyy et Vu, le coefficient  $C_s$  est représenté, où  $C_s = 1 - C_p$  (Figure 4.7, Figure 4.8).



**Figure 4.7 Coefficient  $C_s$  pour  $\alpha = 45^\circ$**



**Figure 4.8 Coefficient  $C_s$  pour  $\alpha=55^\circ$**

Les résultats obtenus par le calcul se comparent avec satisfaction aux résultats expérimentaux. On ne peut pas dégager de tendance à sur ou sous-estimer puisque les résultats des calculs oscillent légèrement au-dessus et au-dessous des résultats expérimentaux.

#### 4.1.4 Conclusion

L'analyse d'une cascade d'aube 2D a permis de démontrer l'utilisation satisfaisante de *TASCflow* pour ce type d'écoulement. Les efforts exercés par l'écoulement sur les aubes ont été évalués par une intégration directe des forces de pression et de frottement sur les aubes ainsi que par le bilan de quantité de mouvement sur le domaine de calcul. Les résultats identiques obtenus par les deux méthodes illustrent que la simulation numérique est cohérente avec les principes de la physique (ce qui n'est pas surprenant mais malgré tout essentiel), que le niveau de convergence atteint est suffisant et que l'implémentation des calculs de pression et frottement est correcte.

Malgré les résultats très satisfaisants obtenus des calculs faits avec *TASCflow*, différentes hypothèses peuvent expliquer les écarts obtenus avec les résultats expérimentaux et calculés avec d'autres codes.

L'utilisation de conditions de frontière identiques est nécessaire pour une comparaison valable. La connaissance de la valeur exacte de l'angle  $\beta_l$  qui a été estimée pourrait influencer les résultats. Un changement de l'angle  $\beta_l$  peut être assimilé à une variation de l'angle d'attaque  $\alpha_l$ . Les courbes des coefficients calculés en fonction de l'angle d'attaque (Figure 4.6) pourraient être translatées horizontalement selon la valeur de  $\beta_l$  et avoir un effet favorable ou non sur les comparaisons. Malgré tout, après observation des résultats, l'estimation faite de l'angle  $\beta_l$  peut être considérée comme étant très bonne.

Aucune optimisation du maillage n'a été effectuée. Il pourrait être souhaitable d'ajuster le maillage en parois afin de rapprocher le premier nœud sans toutefois dépasser les limites imposées sur le critère  $y^+$  ( $30 < y^+ < 500$ ). Les valeurs de  $y^+$  obtenues varient de 25 à 200, mais ceci n'est pas certain étant données les imprécisions intrinsèques au modèle de turbulence avec lois de parois (constantes et hypothèses de fermeture). Cette optimisation permettrait une meilleure représentation de la couche limite en dehors de la sous-couche visqueuse. Un meilleur maillage en parois pourrait donner une meilleure estimation de la force de frottement (et du coefficient de traînée) sur l'aubage.

Cependant, une des plus grandes utilités du calcul est illustrée par les résultats obtenus pour la cascade 2D. Bien que les résultats ne soient pas rigoureusement exacts, la forme des courbes des résultats calculés est très proche de la forme des courbes des résultats expérimentaux. Le calcul reproduit donc très bien la tendance. L'utilisation des résultats des calculs sur une base relative donne donc d'excellents résultats (exemple : augmentation du coefficient de portance en fonction de l'angle d'attaque).

## 4.2 Écoulement dans un coude tridimensionnel

L'analyse de l'écoulement turbulent dans un tube carré avec un coude à  $90^\circ$  est réalisée avec *TASCflow* et les résultats sont comparés aux mesures expérimentales obtenues par Humphrey *et al.* [19]. Le but de cette simulation est d'observer et de comparer les effets tridimensionnels de l'écoulement calculé avec l'expérimentation.

## 4.2.1 Description physique

La géométrie est constituée d'une conduite de section carrée et constante avec une longue section d'approche, un coude à 90° et une longue section de sortie. La géométrie du coude est illustrée à la figure 4.9.

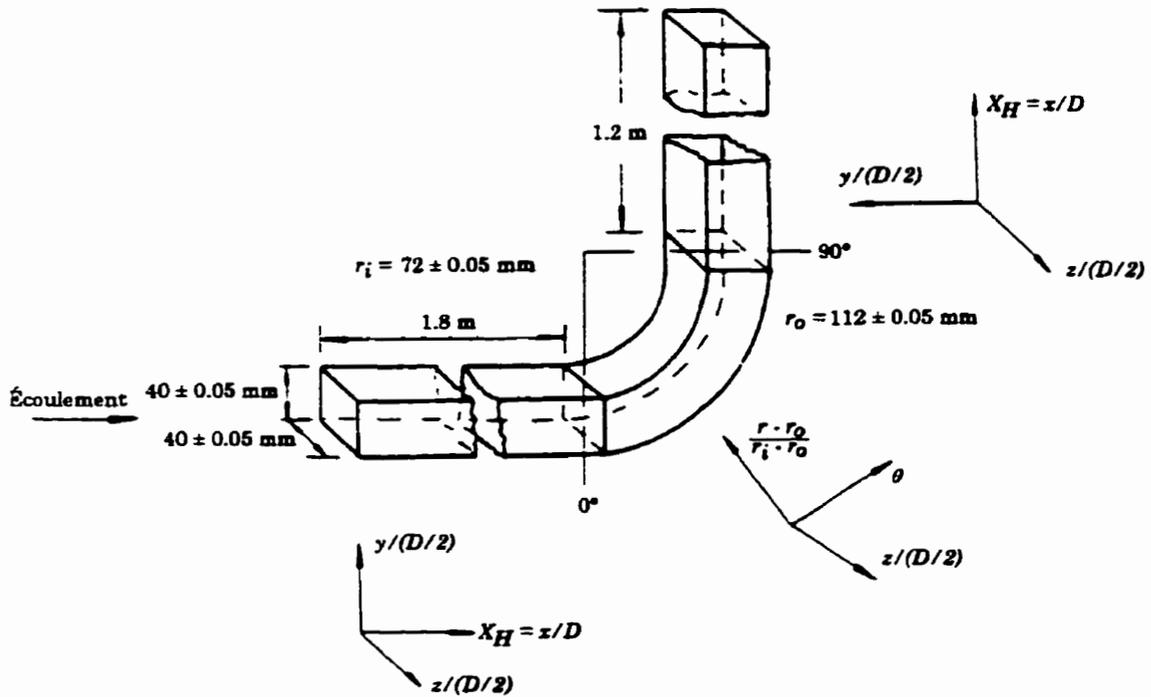


Figure 4.9 Géométrie du coude 3D

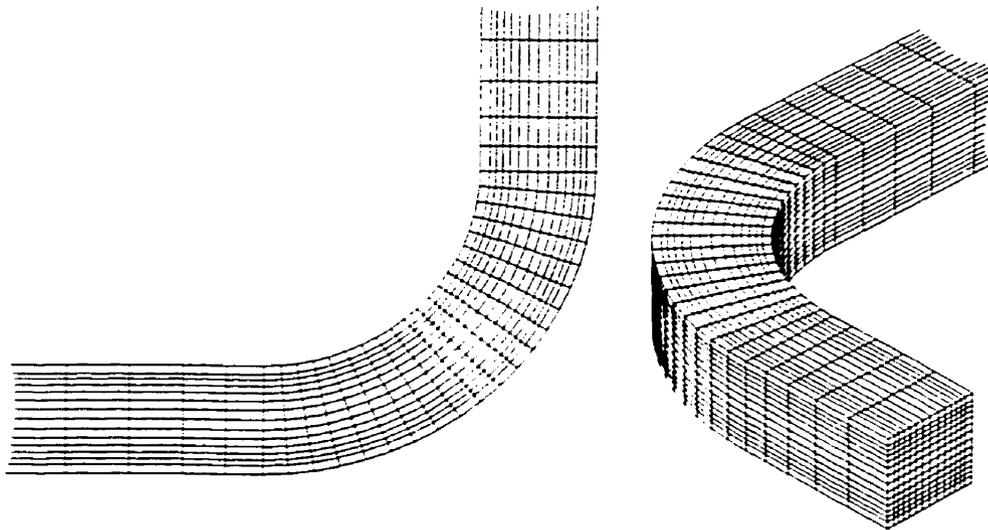
Les conditions du calcul tentent de reproduire les conditions de l'expérimentation. Le débit est de 1.42 kg/s, correspondant à un nombre de Reynolds de  $4 \times 10^4$ . L'eau est utilisée comme fluide ( $\nu = 1 \times 10^{-3}$ ,  $\rho = 1 \times 10^3$ ). La vitesse moyenne à l'entrée (*bulk velocity*) est déterminée par le rapport du débit sur la section.

$$V = \frac{Q}{\rho A} = \frac{1.42}{(1000) \cdot 0.0016} = 0.8875 \text{ m/s} \quad (4.6)$$

La vitesse moyenne à l'entrée est considérée comme la vitesse de référence. Les résultats des champs de vitesse seront présentés en rapport avec cette vitesse.

## 4.2.2 Modélisation numérique

Le maillage est de type structuré et constitué d'un seul bloc. La géométrie d'essai est fidèlement représentée avec une section transversale de 40 mm x 40 mm, une distance de 1.8 m entre la section d'entrée et le coude et de 1.2 m entre le coude et la section de sortie. Le maillage contient 60 éléments dans la direction de l'écoulement, dont 20 éléments dans la section d'entrée, 20 éléments dans le coude et 20 éléments dans la section de sortie. La section transversale est constituée de 15 x 15 éléments. Le nombre total d'éléments est de 13 500.



**Figure 4.10 Maillage du coude 3D**

Une attention particulière a été portée sur le maillage près des parois afin de respecter la contrainte sur le coefficient  $y^+$  prescrite par *TASCflow* ( $30 < y^+ < 500$ ).

Les conditions limites appliquées sont les suivantes :

- à l'entrée, débit imposé de 1.42 kg/s, intensité turbulente de  $Tu=5\%$ , longueur caractéristique des tourbillons moyens  $L= .004$  (10 % du diamètre hydraulique);
- à la sortie, condition de sortie avec pression de référence nulle en moyenne sur la face;
- paroi (imperméable, sans glissement) pour tout le conduit.

Ces conditions correspondent aux conditions utilisées par Humphrey *et al.* pour l'expérimentation. La condition de sortie sert à fixer le niveau de référence de la pression tandis que la condition

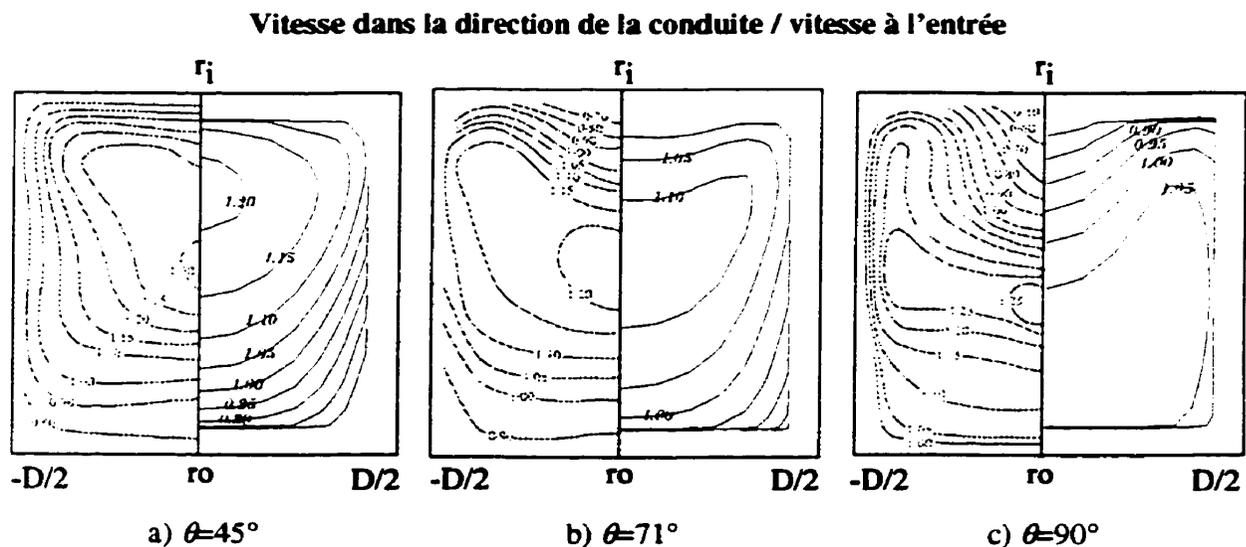
d'entrée détermine le débit. Le débit à l'entrée est uniforme sur toute la section, avec les inexactitudes que cela comporte (vitesse non nulle en paroi sur la section d'entrée).

### 4.2.3 Résultats numériques

Les résultats de la simulation sont comparés avec les observations et mesures expérimentales de Humphrey *et al.* L'écoulement uniforme et développé dans la section d'entrée est perturbé par la présence du coude. La perturbation se conserve dans la section de sortie. Un gradient de pression est créé dans le coude et entraîne la présence d'écoulements secondaires.

#### Observation des contours de vitesse

Les contours de vitesse (composante dans la direction de la conduite) sont observés à plusieurs sections dans la conduite (Figure 4.11). Les vitesses sont normalisées par la vitesse à l'entrée.

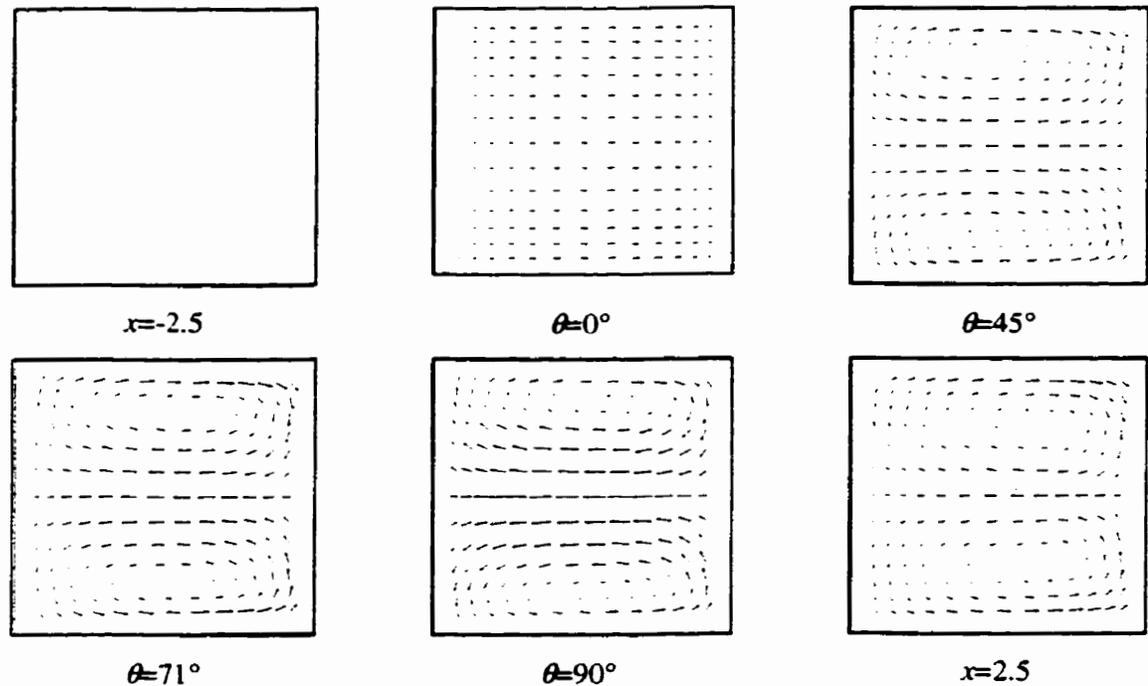


**Figure 4.11 Comparaison des contours de vitesse avec mesures expérimentales (mesures expérimentales à gauche, calculs TASCflow à droite)**

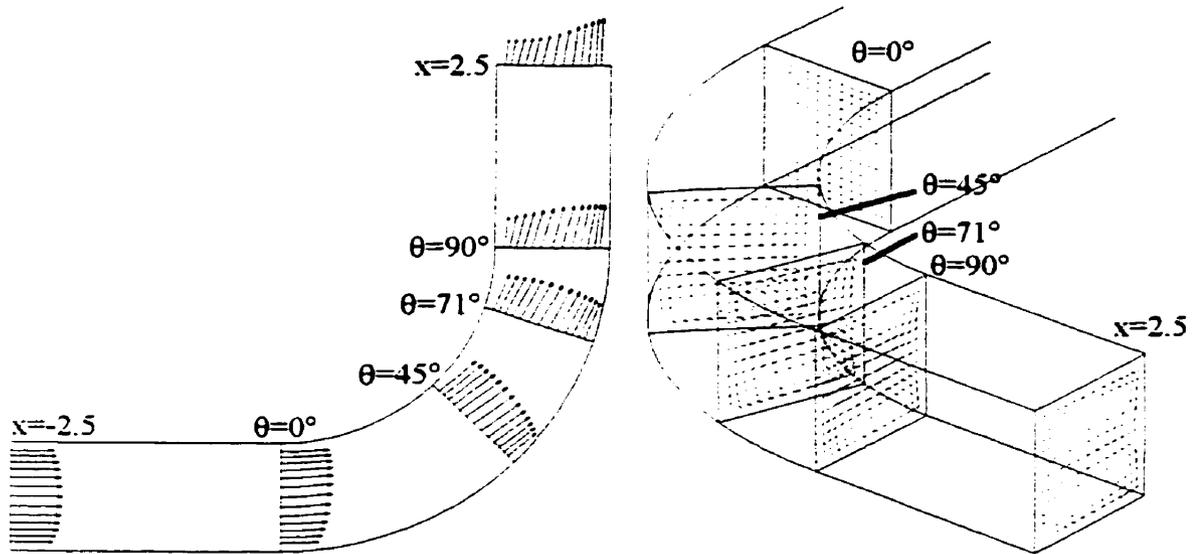
Les résultats démontrent la similarité des contours de vitesse entre le calcul et les mesures, mais on constate que le calcul sous-estime les valeurs maximum de la vitesse à chaque section.

## Observation des écoulements secondaires

Un des effets tridimensionnels importants est la présence d'écoulements secondaires. On appelle les écoulements secondaires les écoulements que l'on peut observer dans un plan transversal à l'écoulement principal (indiqué par la direction de la conduite). La présence du coude induit un gradient de pression vers l'extérieur du coude. Les vecteurs vitesses dans les sections transversales sont présentés à plusieurs sections du coude (Figure 4.12, Figure 4.13).



**Figure 4.12** Observation des écoulements secondaires



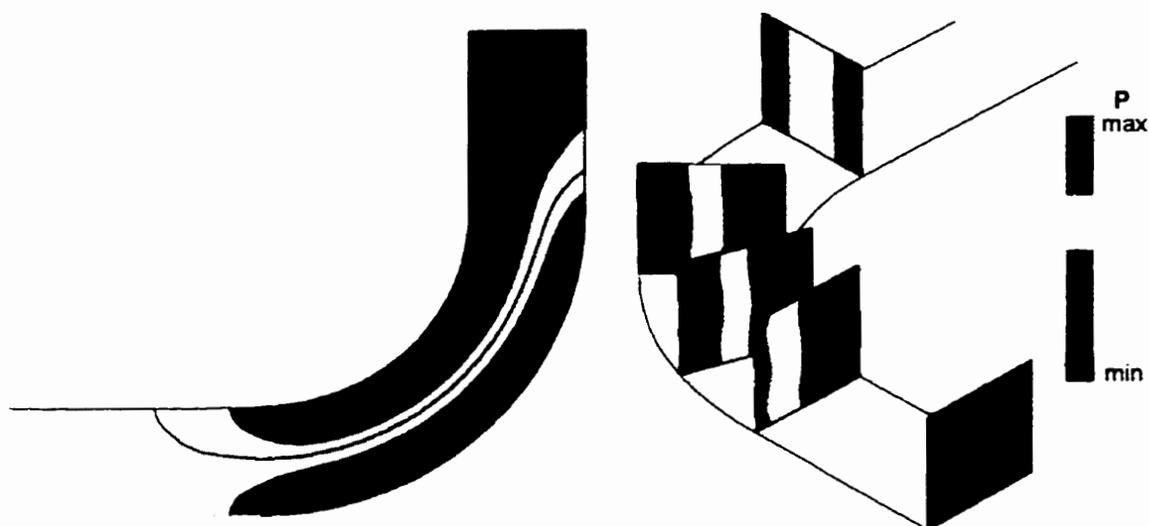
**Figure 4.13 Vecteurs vitesse dans le coude**

On constate que les écoulements secondaires sont inexistant loin en amont du coude (section  $x=-2.5$ ). À partir de la section  $\theta=45^\circ$ , on observe la création de deux centres de rotation importants. La rotation s'intensifie dans le coude et est conservée dans la section de sortie de la conduite (section  $x=2.5$ ), en s'atténuant légèrement.

La Figure 4.13 illustre l'effet du coude sur les vecteurs dans la direction de la conduite. On constate que les effets se propagent progressivement et sont très importants à la sortie comme le démontre la distribution de vitesse.

### **Observation du gradient de pression**

Le coude induit un gradient de pression vers l'extérieur. Ce gradient de pression est responsable des modifications du champ de vitesse observé précédemment. Le gradient de pression est observable dans les résultats du calcul (Figure 4.14).



**Figure 4.14 Pression statique dans le coude**

On constate que la pression augmente vers l'extérieur du coude et que l'effet est similaire quelque soit le plan observé. Une diminution du niveau de pression statique entre la section d'entrée et la section de sortie du coude est visible.

#### **4.2.4 Conclusion**

La comparaison des contours de vitesse calculés avec l'expérimentation n'est pas parfaite mais on peut encore constater que la tendance des résultats du calcul indique la tendance des mesures. La forme des courbes de contour de vitesse est similaire dans les deux cas. L'augmentation du nombre de nœuds utilisé dans la direction de la conduite contribuerait probablement au rapprochement des résultats du calcul et laisserait apparaître les imprécisions du modèle numérique lui-même.

Les effets tridimensionnels induits par la présence du coude sont bien représentés par la simulation numérique. Les écoulements secondaires sont bien visibles ainsi que le gradient de pression dans le coude.

# Chapitre 5. Écoulement dans une turbine hydraulique complète

L'objectif de ce chapitre est de simuler numériquement l'écoulement dans une turbine hydraulique complète, en appliquant la théorie de la mécanique des fluides avec le logiciel *TASCflow* et en utilisant le modèle d'interaction rotor-stator présenté au chapitre 3.

## 5.1 Description physique

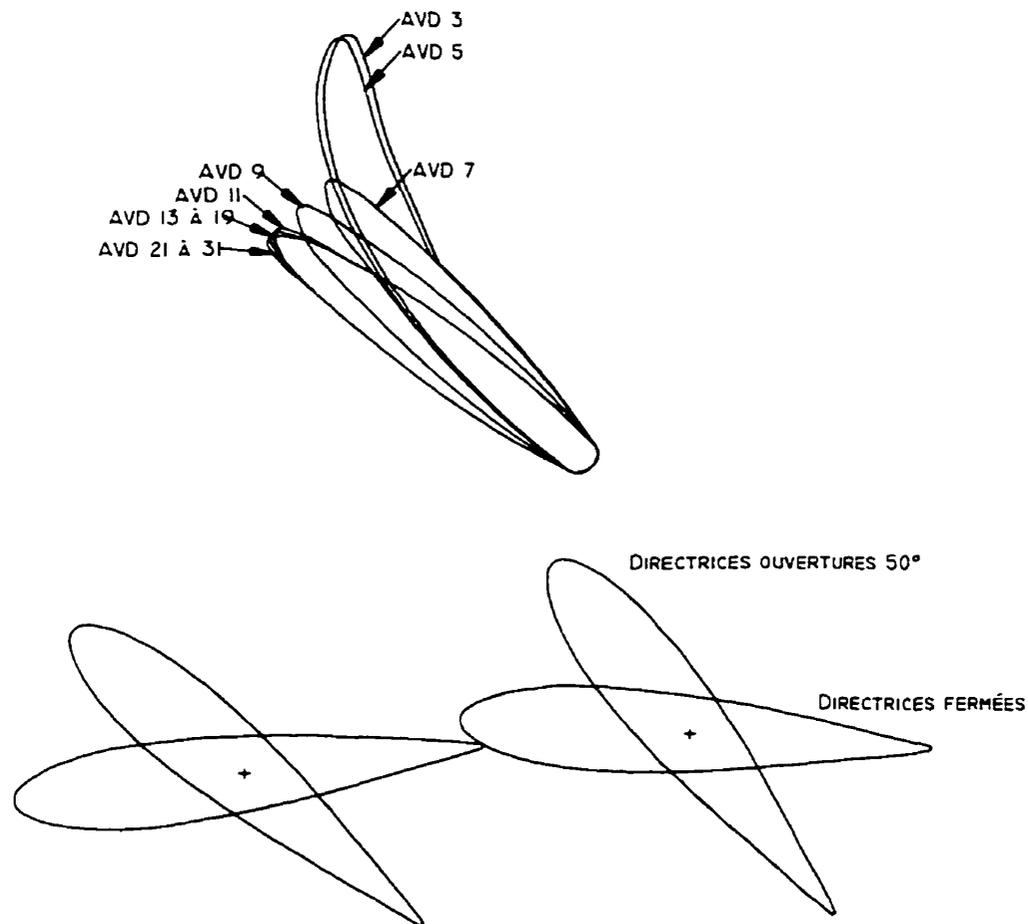
La turbine hydraulique étudiée est de type Kaplan (Figure 1.1). Le domaine est modélisé de l'entrée de la bêche jusqu'à la sortie de l'aspirateur. La turbine Kaplan comporte deux composantes mobiles : les aubes directrices et les aubes de la roue. La position de ces composantes doit être établie avant la modélisation géométrique et le maillage. La position est établie en fonction du point de fonctionnement désiré.

La turbine est séparée en trois composantes principales afin de permettre le calcul de chacune des composantes dans leur repère de référence naturel. Les trois composantes considérées sont :

- la partie amont, comprenant la bêche, l'avant-distributeur et le distributeur

- la roue
- la partie aval, comprenant l'aspirateur

La partie amont est constituée de la bêche, de l'avant-distributeur et du distributeur. Cette composante possède la géométrie la plus complexe des trois. La bêche est de type fronto-spirale et est composée de trois canaux d'entrée. L'avant-distributeur contient 16 avant-directrices et le distributeur 32 directrices. Les avant-directrices n'ont pas toutes le même profil hydraulique et portent un numéro correspondant à la directrice située dans le même passage (Figure 5.1). Les directrices sont toutes identiques et modélisées à une ouverture de 50°. La fin du domaine de la partie amont est située légèrement en aval des directrices, à mi-chemin dans le canal vers la roue.



**Figure 5.1 Profils d'avant-directrices et de directrices (en position fermée et ouverture 50°)**

La deuxième composante est constituée de la roue de type Kaplan avec 5 aubes. Contrairement aux aubes d'une turbine hélice, les aubes d'une turbine Kaplan sont mobiles. Pour cette raison, la

présence d'un jeu entre l'aube et le moyeu est nécessaire. Cependant, l'angle d'ouverture des aubes choisi de  $36^\circ$  correspond à l'angle maximum d'ouverture des aubes. Dans cette position, la forme de l'aube épouse parfaitement la forme du moyeu et le jeu est petit. Le jeu est donc négligé entre l'aube et le moyeu. Par contre, à la périphérie, le jeu entre l'aube et le manteau varie le long de l'aube. Il est donc nécessaire de modéliser le jeu à cet endroit. Le jeu est inférieur à 0.1% du diamètre dans sa partie la plus petite.

La troisième composante, la partie avale, comprend l'aspirateur. Le domaine de calcul de l'aspirateur commence près des aubes et contient la partie inférieure du moyeu de la roue. Cette position correspond à la position du plan de sondage sous la roue lors des essais modèle. Il est d'usage de débiter le domaine de calcul de l'aspirateur à cet endroit afin de permettre le calcul des aspirateurs à l'aide des sondages obtenus lors des essais modèles. Le domaine de calcul de l'aspirateur s'étend au-delà de la sortie réelle de l'aspirateur afin d'éloigner l'application des conditions de frontières de la région d'intérêt.

Les domaines de calcul de chaque composante sont parfaitement coïncidants. Il n'y a pas de recouvrement entre les domaines de calcul. La modélisation et les simulations sont réalisées à l'échelle du modèle réduit (diamètre de roue  $D=0.3845$  m), ce qui correspond à 1/20 du prototype. Les résultats des calculs peuvent donc être aisément comparés avec les résultats expérimentaux mesurés et observés durant les essais sur le modèle réduit. Un avantage important relié à l'utilisation de l'échelle modèle pour le calcul est la réduction importante du nombre de Reynolds par rapport à l'échelle prototype. Pour un nombre de Reynolds plus bas, la couche limite est moins contractée et le nombre de nœuds requis près des parois pour saisir les variations dans cette région est plus petit. Le nombre de nœuds nécessaire à la résolution à l'échelle modèle est donc inférieur au nombre de nœuds nécessaire à la résolution à l'échelle prototype.

## 5.2 Modélisation numérique

### 5.2.1 Maillage

#### Partie amont : bêche spirale, avant-distributeur et distributeur

Le maillage de la partie amont est le plus complexe. Il est constitué de 34 maillages monoblocs attachés ensemble : 1 maillage pour la partie frontale de la bêche, 1 maillage pour la partie spirale de la bêche et 32 maillages pour les passages du distributeur.

La partie spirale de la bêche est constituée d'un maillage monobloc de  $90 \times 16 \times 24 = 34\,650$  éléments. La partie frontale de la bêche est constituée d'un maillage monobloc de  $30 \times 50 \times 24 = 36\,000$  éléments. Il y a deux piles qui séparent les trois canaux d'entrée de la bêche à l'intérieur de ce domaine. Le maillage de la partie frontale et spirale de la bêche est présenté à la figure 5.2.

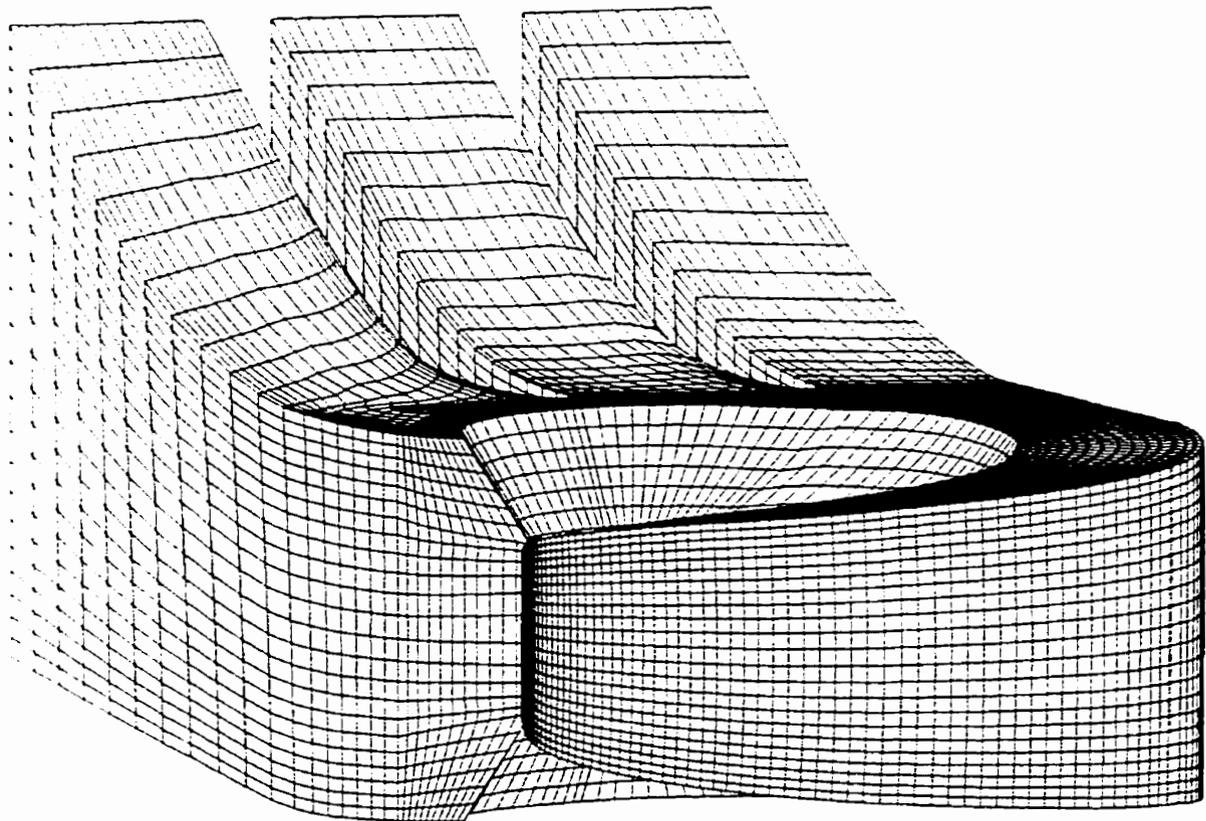
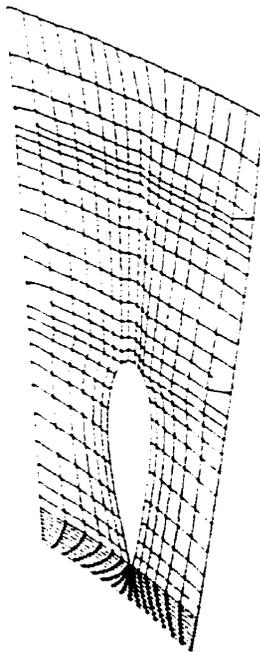


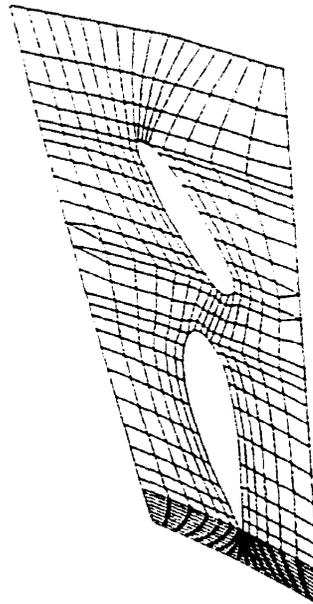
Figure 5.2 Maillage bêche fronto-spirale

L'avant-distributeur et le distributeur sont maillés ensemble. Le maillage est divisé en passages, chaque passage contenant une directrice. Il y a 16 passages qui contiennent uniquement une directrice (Figure 5.3), 15 passages qui contiennent une directrice et une avant-directrice (Figure 5.4) et un passage qui contient une directrice et le bec de bêche (Figure 5.5). Les seize passages contenant uniquement une directrice sont tous identiques. Il y a 10 profils d'avant-directrice différents et donc 10 maillages différents sont nécessaires pour représenter les 15 passages contenant une avant-directrice et une directrice. La géométrie de ces passages est différente mais la structure est la même. Il y a donc réutilisation des fichiers de maillage pour tous ces passages. La section de l'avant-distributeur qui fait le lien entre le début et la fin de la bêche spirale est appelée bec de bêche et nécessite un maillage particulier.



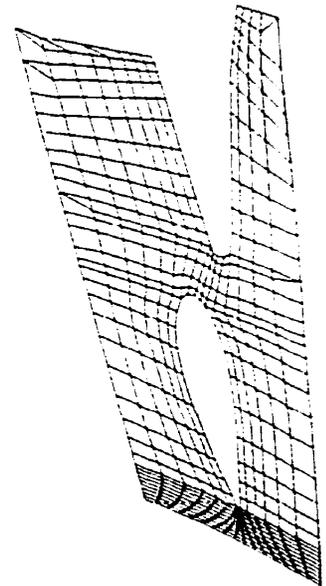
**Figure 5.3**

**Passage avec directrice**



**Figure 5.4**

**Passage avec avant-directrice**



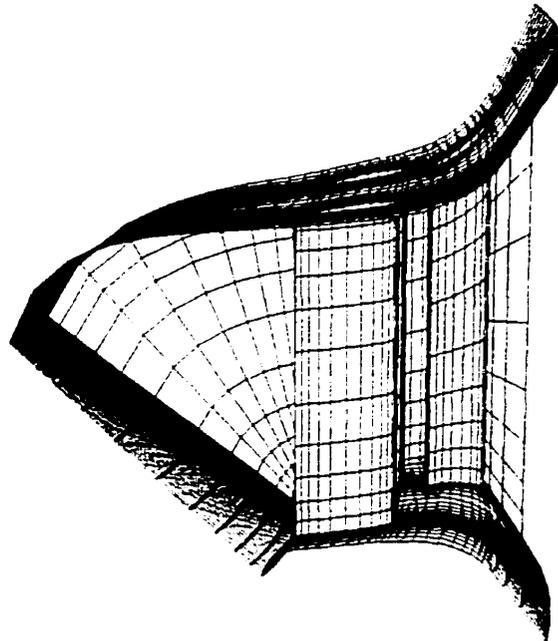
**Figure 5.5**

**Passage avec bec de bêche**

Chacun des passages est constitué d'un maillage monobloc de  $36 \times 17 \times 12 = 7\,344$  éléments. Les éléments à l'intérieur des profils sont enlevés du domaine de calcul (*block-off*). La concentration de nœuds est augmentée près du bord d'attaque et du bord de fuite des profils. La distribution des nœuds sur les frontières des passages n'est pas identique afin de permettre une plus grande liberté

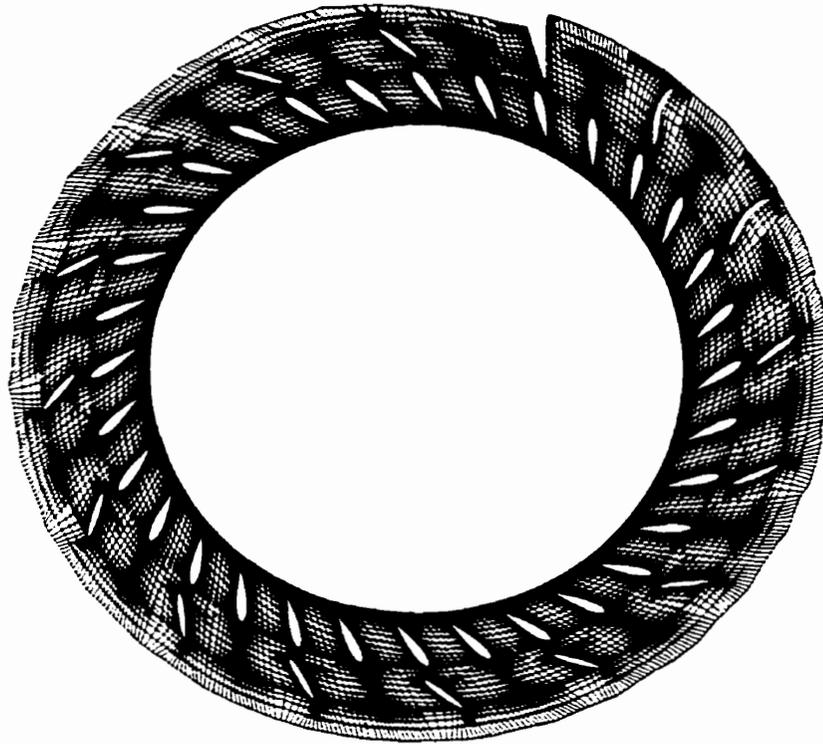
dans la distribution des nœuds à l'intérieur des passages. Il est ainsi possible de minimiser la distorsion des éléments dans les passages. Il est nécessaire d'utiliser des connexions de type « *many-to-one* » pour attacher chacun des passages sur son voisin. Ce type de connexion permet de connecter plusieurs éléments sur un seul.

Le maillage des passages se prolonge dans le canal vers la roue et doit inclure une partie du coude (Figure 5.6). Cette géométrie présente des difficultés pour un maillage structuré puisque le nombre de nœuds est identique au centre et à l'extérieur du coude, ce qui crée des variations importantes dans la taille des éléments.

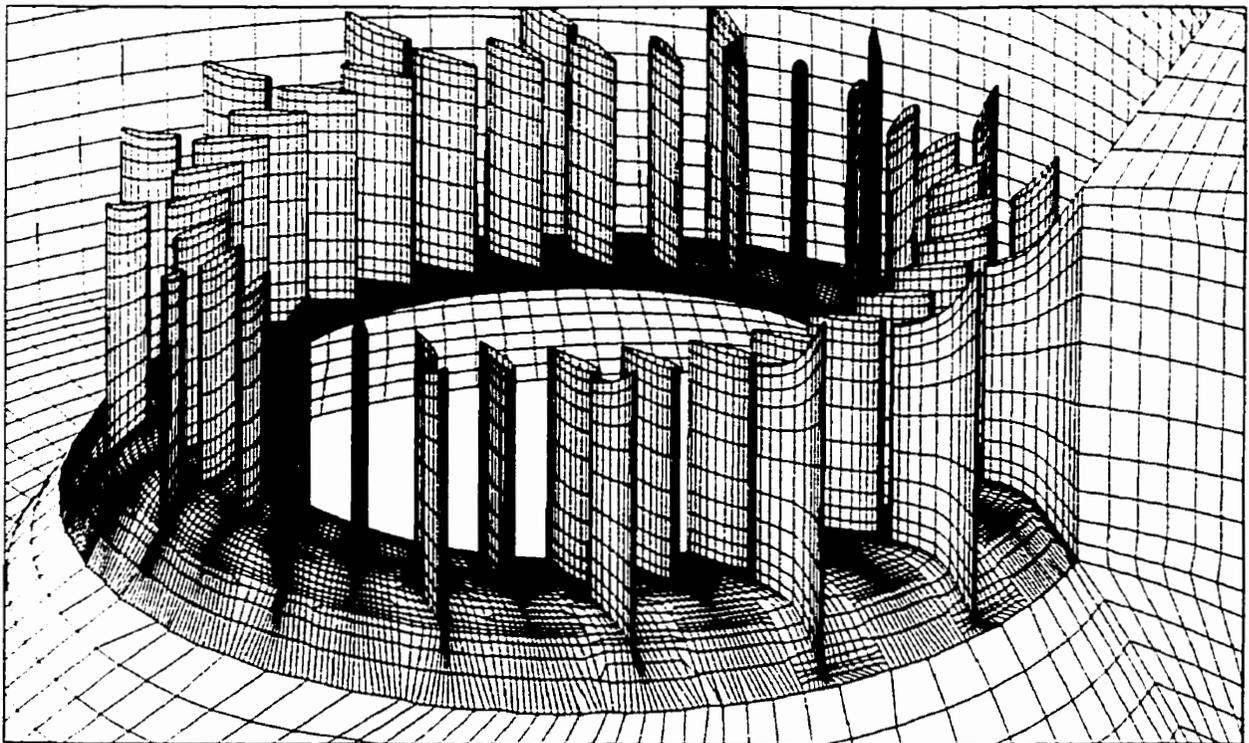


**Figure 5.6 Maillage de deux passages**

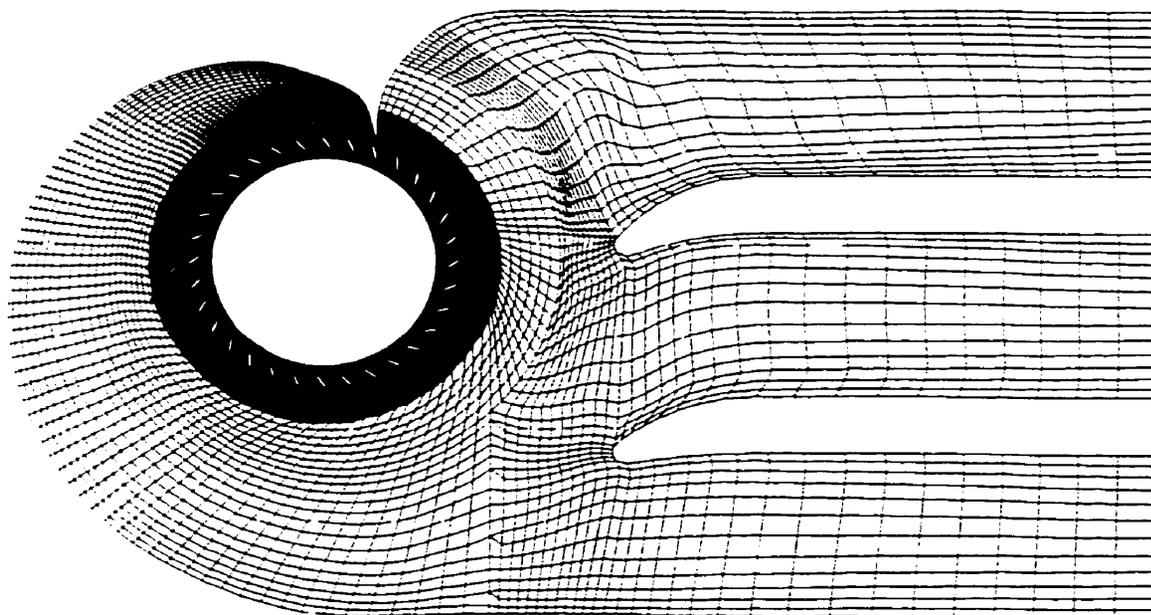
Pour réaliser le maillage de la partie amont, chacun des blocs de maillage est créé. Chaque passage est ensuite attaché sur son voisin (Figure 5.7). L'ensemble des 32 passages est attaché avec les parties frontale et spirale de la bache pour donner le maillage complet de la partie amont. Le nombre total de nœuds est supérieur à 305 000 nœuds. Ce nombre de nœuds ainsi que le nombre de blocs utilisés dans ce maillage correspondent à la limite admissible par les ordinateurs utilisés. Bien que le nombre de nœuds total soit impressionnant, ce maillage est considéré malgré tout comme étant grossier. En particulier, le nombre de nœuds en direction verticale dans les passages (12) est très faible et permet peu de raffinement en paroi.



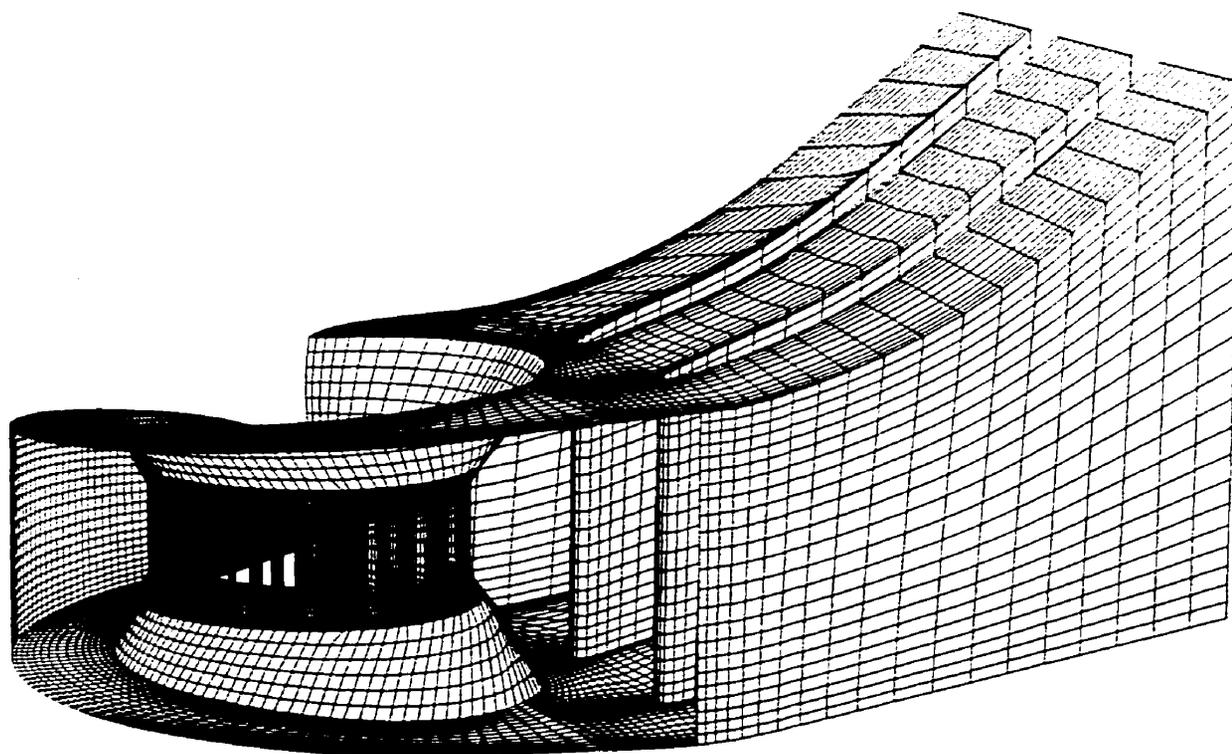
**Figure 5.7 Coupe du maillage du distributeur**



**Figure 5.8 Maillage des 32 passages du distributeur**



**Figure 5.9** Maillage de la partie amont



**Figure 5.10** Maillage complet de la partie amont

## La roue

Un passage contenant une seule aube de la roue est modélisé, assumant une périodicité de l'écoulement entre chaque passage. Le maillage est centré sur l'aube (Figure 5.11) et est constitué d'un seul maillage monobloc avec éléments inactifs pour représenter l'aube. Le maillage de la roue contient  $70 \times 40 \times 30 = 84\ 000$  éléments. Le jeu entre l'aube et le moyeu est négligé tandis que le jeu entre le manteau de roue et l'aube est représenté (Figure 5.12). Le maillage du jeu représente une difficulté supplémentaire avec un maillage de type structuré, puisque la dimension du jeu varie le long de l'aube et est très petite au centre de la roue. Il y a 4 éléments dans l'épaisseur du jeu.

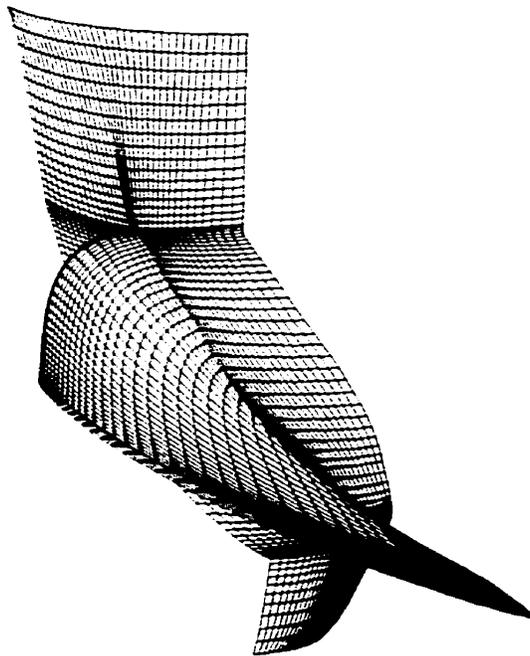


Figure 5.11 Maillage d'un passage de roue

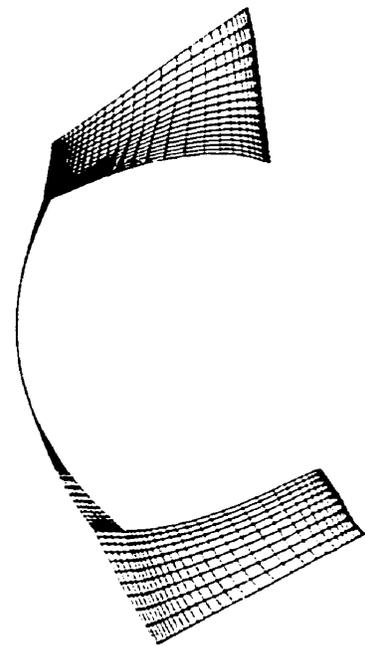
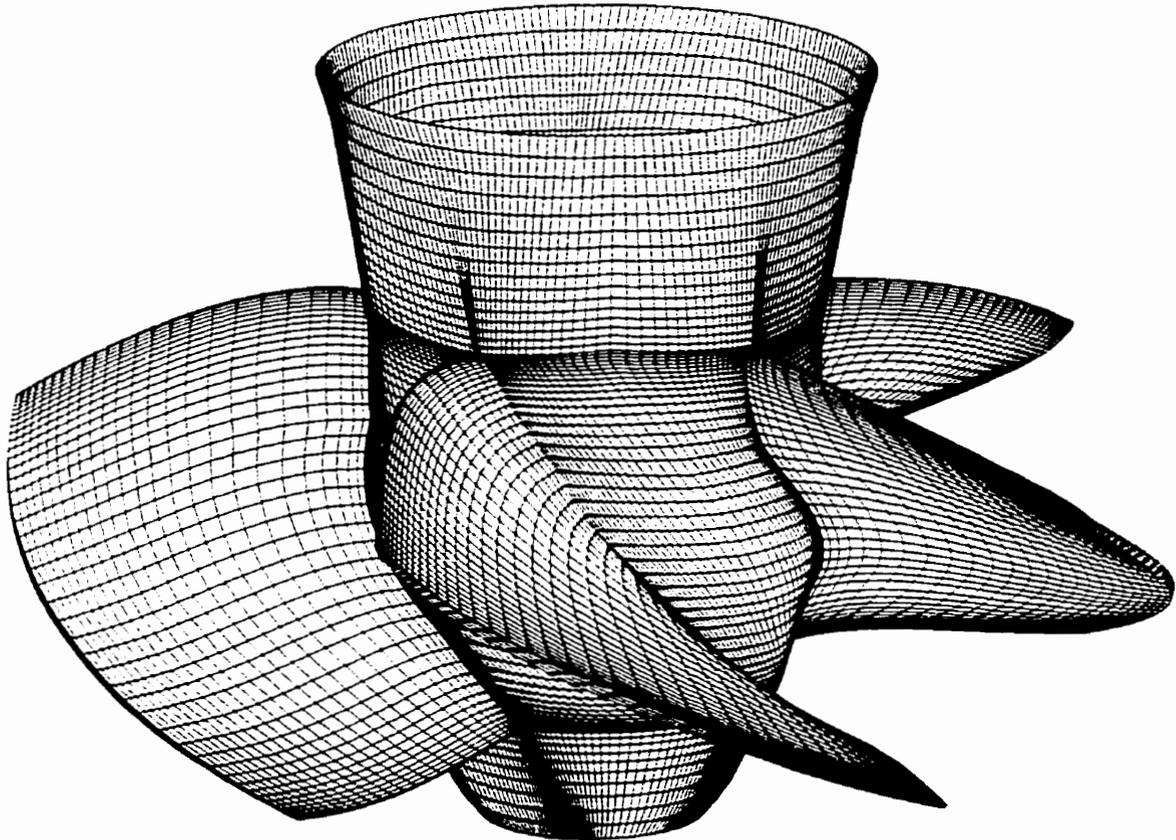


Figure 5.12 Maillage du jeu

La concentration de nœuds est augmentée près du bord d'attaque et du bord de fuite de l'aube, ainsi que près du moyeu et du manteau, pour augmenter la qualité de la résolution dans ces régions de fortes variations des propriétés de l'écoulement. La distribution des nœuds sur les frontières périodiques du maillage de roue est identique des deux côtés. Ainsi, une connexion périodique nœud-à-nœud est réalisée sur ces frontières. La figure 5.13 illustre le maillage de toutes les aubes de la roue.

Le nombre de nœuds dans la roue a été limité afin d'obtenir des temps de calcul raisonnables. Cependant, comme le maillage et le traitement de chacune des composantes sont indépendants pour le calcul de la turbine complète, des maillages de roue avec différents nombres de nœuds ont été essayés. Sur un ordinateur possédant plus de mémoire, un calcul de roue avec un maillage de 400 000 nœuds (100 x 80 x 50) a été réalisé.



**Figure 5.13 Représentation de la roue complète**

L'angle, l'épaisseur et la longueur de l'aube varient avec le rayon. L'aube est plus épaisse au moyeu pour des raisons mécaniques et s'amincit avec l'augmentation du rayon. Le maillage varie selon l'indice  $k$  qui correspond à la direction radiale (Figure 5.14). L'aube se termine au plan  $k=26$ . Au plan  $k=30$ , il n'y a plus d'aube mais on peut apercevoir le profil de l'aube dans le maillage de la paroi afin de bien contrôler le maillage dans la région du jeu entre l'aube et la paroi. L'étendue du maillage dans la direction axiale (verticale) diminue avec l'augmentation du rayon en raison de l'entrée du domaine qui inclut une partie du coude en amont. La section de sortie du maillage est contenue dans un plan horizontal.

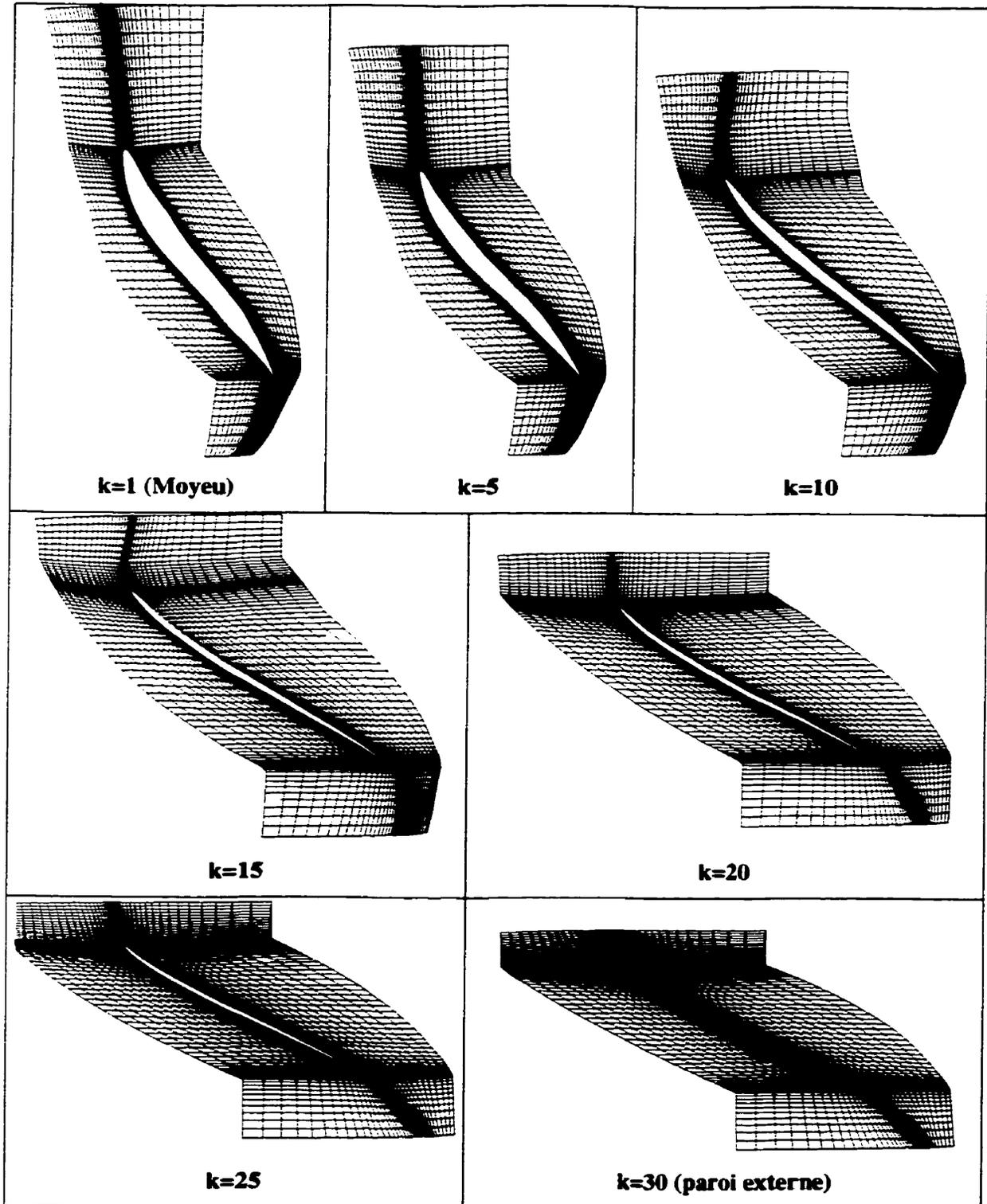


Figure 5.14 Évolution du maillage en fonction de l'indice  $k$

## La composante aval : l'aspirateur

Le maillage de l'aspirateur est constitué d'un seul bloc de 71 553 éléments (61 x 51 x 23) (Figure 5.15). On retrouve dans ce maillage la pointe du moyeu de la roue puisqu'il débute au plan de sondage déterminé pour les essais modèle, situé légèrement sous les aubes de roue. On retrouve également dans l'aspirateur la présence de deux piles, qui sont constituées d'éléments inactifs. Le maillage de l'aspirateur est prolongé au-delà de la sortie réelle mais sans augmentation de la section de passage dans l'extension.

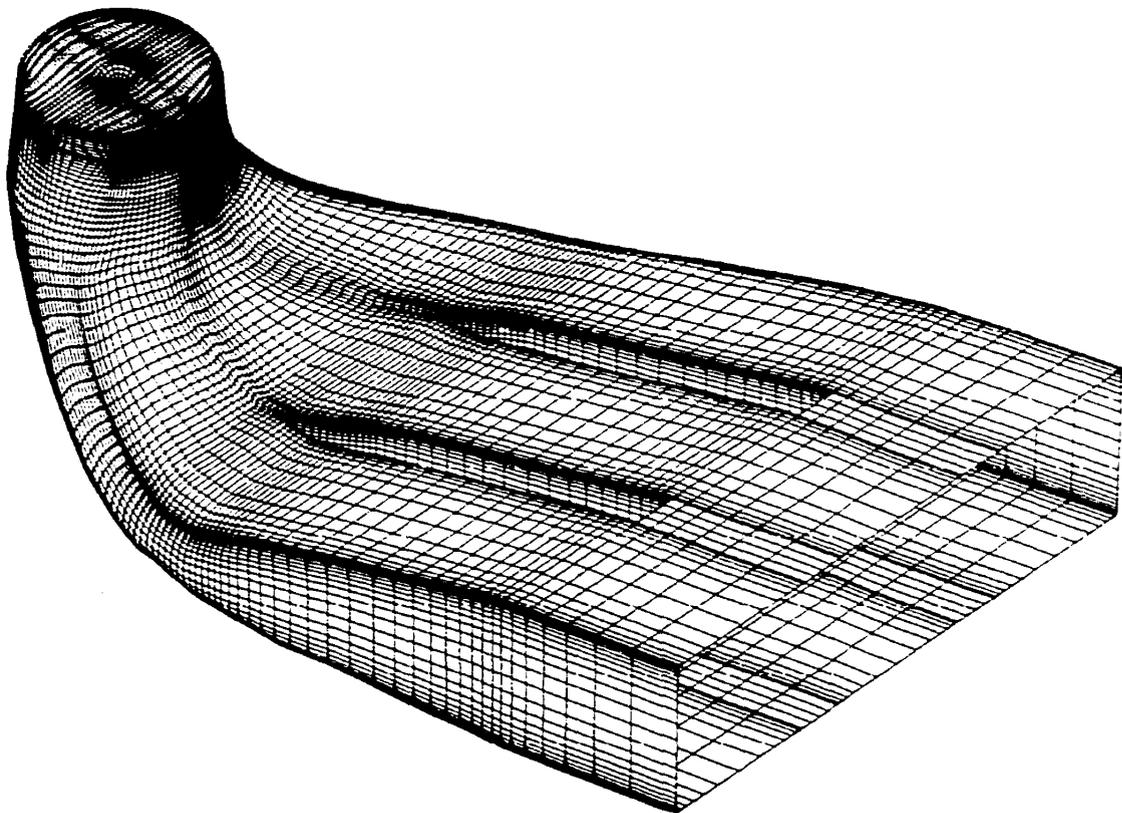
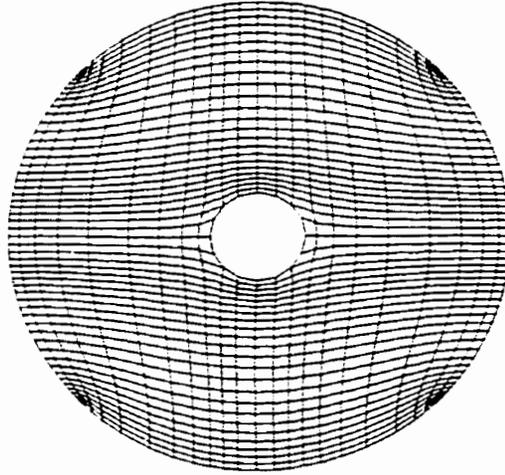


Figure 5.15 Maillage de l'aspirateur

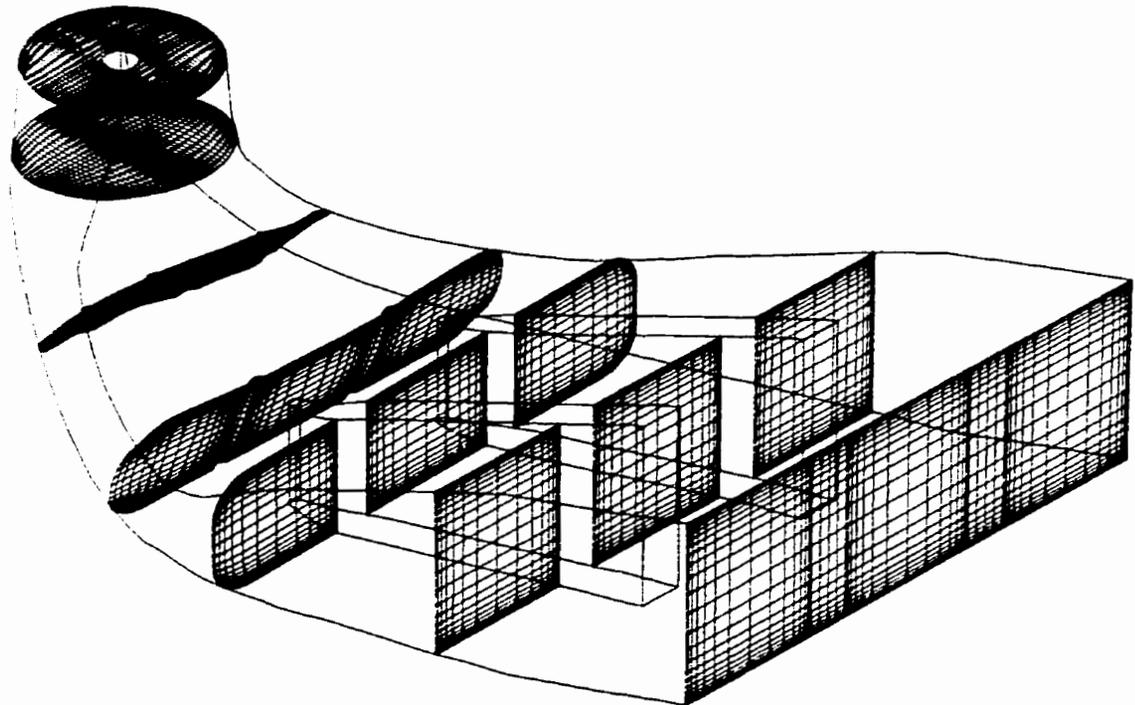
Le maillage utilisé pour l'aspirateur est de type H (un seul bloc avec deux directions de maillage orthogonales). Ce type de maillage n'est pas approprié pour une géométrie circulaire comme l'entrée de l'aspirateur. On observe donc des éléments déformés en paroi à l'intersection des deux directions de maillage (Figure 5.16). Le maillage idéal serait composé d'éléments orthogonaux à la paroi. Les éléments déformés pourraient causer des problèmes de convergence et/ou de qualité de

solution. Ce type de maillage a par contre l'avantage d'être simple à réaliser. La forme de l'aspirateur devient plus favorable au maillage monobloc en progressant dans celui-ci. Les dernières sections sont rectangulaires et parfaites pour un maillage monobloc.



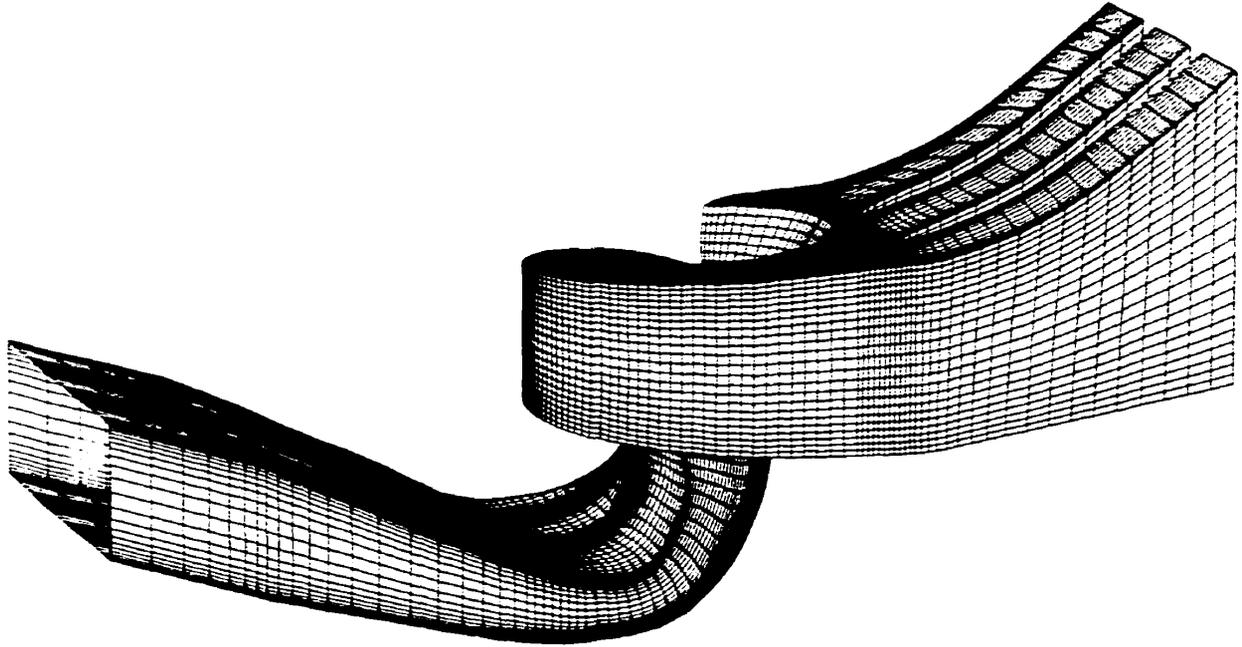
**Figure 5.16**

**Maillage du premier plan de l'aspirateur**



**Figure 5.17 Évolution du maillage dans l'aspirateur**

Le nombre total de nœuds pour tout le domaine de la turbine est de plus de 460 000 éléments. À la Figure 5.18, tous les maillages ont été assemblés symboliquement mais la simulation se fait par des calculs séparés pour chacune des composantes.

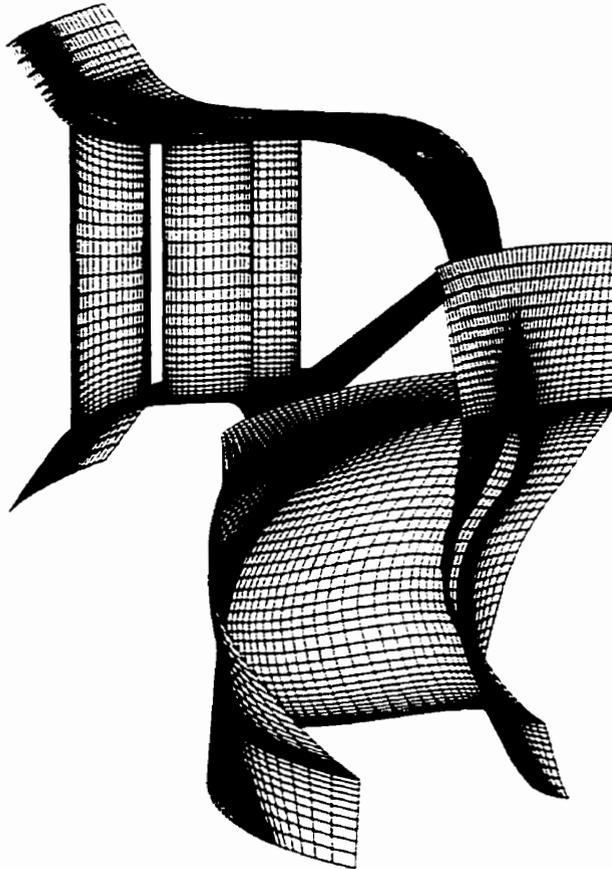


**Figure 5.18 Maillage de la turbine complète**

### **Maillage couplé distributeur/roue pour calcul avec le module *Stage***

Un calcul utilisant le module *Stage* de *TASCflow* a été réalisé. Les maillages existant des composantes de la turbine sont utilisés pour construire le maillage nécessaire. Étant donné que les maillages doivent avoir la même topologie de chaque côté de l'interface, il est impossible de connecter le maillage de l'aspirateur au maillage de roue (le maillage de l'aspirateur est de type H tandis que le maillage à la sortie de la roue est circulaire). Le calcul est donc réalisé uniquement en couplant le distributeur et la roue. Étant donné que le nombre de nœuds du maillage global ne doit pas excéder la capacité des ordinateurs disponibles, il n'est pas possible de connecter le maillage de la partie amont au complet puisque celui-ci est à la limite des moyens de calcul disponibles. Seulement le distributeur sera connecté sur la roue. Enfin, les distributions de nœuds devant être identiques de chaque côté de l'interface, il est nécessaire de modifier le maillage des passages existants pour qu'il corresponde à celui de la roue. Cette augmentation du nombre de nœuds dans

les passages limite alors le nombre de passages qui peuvent être calculés simultanément. Pour simplifier au maximum, seulement deux passages du distributeur seront connectés au maillage de roue pour le calcul avec le module *Stage*. Chaque passage contient  $40 \times 30 \times 30 = 36\ 000$  nœuds tandis que le maillage de la roue contient  $70 \times 40 \times 30 = 84\ 000$  nœuds pour un total de 156 000 nœuds (Figure 5.19).



**Figure 5.19** Maillage pour le calcul avec le module *Stage*

### **5.2.2 Conditions limites**

L'utilisation du modèle d'interaction rotor-stator appliqué au domaine complet de la turbine simplifie la définition des conditions limites. Il s'agit alors de déterminer la condition à l'entrée de la bache, la condition à la sortie de l'aspirateur, ainsi que la vitesse de rotation de la roue.

Les conditions limites sont déterminées à partir des points de fonctionnement choisis. Deux points de fonctionnement de la turbine sont calculés. Les deux points de fonctionnement ont été choisis parmi les points mesurés sur modèle de manière à avoir des ouvertures des directrices et d'aubes de la roue presque identiques dans les deux cas. Ainsi, il est possible d'utiliser les mêmes maillages pour les deux points de fonctionnement, ce qui constitue un avantage puisque le temps nécessaire à la modélisation et à la réalisation du maillage est considérable. Les paramètres  $H$ ,  $Q$  et  $n$  sont différents pour les deux points. Les deux points de fonctionnement retenus des essais modèles sont présentés dans le tableau 5.1.

	Symbole	Unités	Point #1	Point #2
Diamètre de la roue	$D$	m	0.3845	0.3845
Ouverture des directrices		°	49.4	48.8
Ouverture des aubes		°	36	36
Débit	$Q$	m <sup>3</sup> /s	0.829	0.713
Vitesse de rotation	$n$	rpm	1073.4	910.5
Chute nette	$H_n$	mce	8.016	5.99
Puissance	$P$	MW	57.58	37.09
Rendement	$\eta$	% $H_n$	88.52	88.58
Débit unitaire	$Q_{11}$	m <sup>3</sup> /s	1.98	1.97
Puissance unitaire	$P_{11}$	MW	17.16	17.11
Vitesse unitaire	$N_{11}$	rpm	145.8	143.0

**Tableau 5.1 Points de fonctionnement**

On remarque dans le tableau précédent que, malgré que les conditions d'essai soient différentes pour les deux points, les coefficients unitaires sont presque identiques et donc les points de fonctionnement prototype sont les mêmes, mais essayés dans des conditions différentes.

### Condition de paroi

La condition par défaut correspond à une paroi fixe dans le repère correspondant, c.-à-d. fixe dans un repère stationnaire et en mouvement avec le repère dans un repère en rotation.

## **Condition d'entrée**

L'entrée de la bache est constituée de 3 conduites. La répartition du débit dans chacune des conduites étant inconnue, on ne peut pas fixer une condition de débit à l'entrée. La condition d'entrée idéale pour la bache serait une condition de pression totale (détermination de l'énergie disponible, et donc de la chute nette). Cependant, la convergence avec ce type de condition d'entrée s'est avérée particulièrement longue et difficile. Pour accélérer les calculs, seuls les deux premiers calculs de bache-distributeur ont été réalisés avec une condition de pression totale. Une fois ces calculs convergés, la répartition du débit dans chacune des conduites a été calculée et cette répartition a été considérée comme étant indépendante de la condition de sortie du distributeur (qui varie durant la séquence d'itérations). Pour les itérations suivantes, une condition de débit à l'entrée de la bache a été utilisée en respectant la répartition du débit obtenue, ce qui a permis d'obtenir une convergence plus rapide et plus facile des calculs.

## **Condition de sortie**

À la sortie de l'aspirateur, une condition de sortie est fixée pour déterminer la pression de référence du calcul. Une pression statique nulle en moyenne est imposée sur la face de sortie de l'aspirateur. Les distributions de pression et de vitesses sont donc libres à la sortie.

## **Condition de périodicité**

Une condition de périodicité est appliquée entre chaque passage de la roue puisque un seul passage est modélisé.

## **Condition de paroi en mouvement**

Une condition de paroi fixe est appliquée au manteau de roue, la paroi en périphérie de la roue, puisque le calcul est effectué dans un repère tournant. Cette paroi est donc en mouvement dans le repère tournant.

## **Condition pour le calcul avec le module *Stage***

À l'entrée des passages, la moyenne circonférentielle du champ de vitesse à la sortie de la bache est appliquée comme condition d'entrée. À cet endroit dans le calcul complet, le champ de vitesse n'est pas uniforme en direction circonférentielle et le débit varie d'un passage à l'autre. En modélisant

seulement deux passages du distributeur, on doit utiliser la moyenne du champ de vitesse comme condition d'entrée pour avoir le bon débit et tenter de simuler des passages représentatifs de l'ensemble du distributeur, afin de fournir des conditions réaliste à l'entrée de la roue. Cette moyenne est calculée à partir des résultats des calculs complets réalisés auparavant. Le champ de pression à l'entrée de l'aspirateur utilisé lors de la séquence d'itérations entre les composantes est appliqué à la sortie de la roue. Des conditions de périodicité sont appliquées entre chaque passage de roue ainsi qu'entre les deux passages modélisés du distributeur.

## 5.3 Résultats et analyse

### 5.3.1 Paramètres hydrauliques

Des paramètres hydrauliques définis au chapitre 2, le diamètre  $D$  est déterminé par la géométrie du domaine de calcul, le débit  $Q$  et la vitesse de rotation  $\omega$  sont spécifiés comme conditions limites tandis que la chute  $H$ , le couple  $T$  et la puissance  $P$  sont des résultats du calcul.

La chute nette est calculée par la différence de pression totale entre la section de mesure à l'entrée de la bache et la section de mesure à la sortie de l'aspirateur tel que présenté à la section 2.4. Cette différence est possible même si les sections de mesure sont situées dans des domaines de calculs différents puisque la solution du calcul est continue entre chaque composante suite à l'utilisation du modèle d'interaction rotor-stator. La puissance est déterminée par la méthode d'intégration de pression et de frottement visqueux (section 2.4.1) sur l'aube et la partie tournante du moyeu ainsi que par la méthode conservation de la quantité de mouvement (section 2.2) sur le domaine de calcul de la roue.

Connaissant tous les paramètres hydrauliques, on peut déterminer le rendement de la turbine calculée. Les résultats obtenus pour les simulations avec le modèle d'interaction rotor-stator sont présentés pour chaque point de fonctionnement calculé au Tableau 5.2.

<b>Résultats des calculs TASCflow</b>				
<i>(entre parenthèses, % d'écart avec les essais modèle.)</i>				
	<b>Symbole</b>	<b>Unités</b>	<b>Point #1</b>	<b>Point #2</b>
<b>Débit</b>	$Q$	m <sup>3</sup> /s	.829	0.713
<b>Vitesse de rotation</b>	$n$	rpm	1073.4	910.5
<b>Chute nette</b>	$H_n$	mce	8.74 (+9.09%)	6.54 (+9.26%)
<b>Puissance</b>				
<i>Intégration Pression et Frottement Visqueux</i>	$P$	MW	57.54 (-0.06%)	37.38 (+0.78%)
<i>Conservation de la Quantité de Mouvement</i>			55.53 (-3.57%)	37.06 (-0.08%)
<b>Rendement</b>				
<i>Intégration Pression et Frottement Visqueux</i>	$\eta$	% $H_n$	80.89 (-7.62%)	81.70 (-6.88%)
<i>Conservation de la Quantité de Mouvement</i>			78.06 (-10.46%)	80.99 (-7.57%)

**Tableau 5.2 Comparaison des résultats des calculs avec les essais**

Les résultats démontrent que pour un débit et une vitesse de rotation déterminés, la puissance produite par la turbine et très bien prédite par le calcul, quelle que soit la méthode utilisée. Pour le premier point de fonctionnement, la puissance est prédite avec moins de 1% d'écart avec la méthode d'intégration de pression. Dans le cas du deuxième point, les résultats sont impressionnants avec un écart de moins de 1% pour les deux méthodes de calcul de la puissance. Cependant, les résultats démontrent une erreur importante sur la chute nette pour les deux points de fonctionnement. Cette erreur se répercute sur le calcul du rendement calculé puisque le rendement est déterminé par rapport à la chute nette. Il est inutile de présenter les résultats en utilisant les coefficient unitaires ( $n_{11}$ ,  $Q_{11}$ ,  $P_{11}$ ) puisque l'erreur importante sur la chute nette influencera ces résultats. L'observation de chacun des paramètres hydrauliques individuellement permet de mettre en évidence l'origine des erreurs.

L'écart entre les simulations numériques et les mesures expérimentales est donc dû essentiellement à la détermination de la chute nette, la puissance étant prédite presque parfaitement.

Par calcul, la chute nette est surestimée et le rendement calculé est sous-estimé. Ce constat indique donc que les pertes calculées sont plus élevées que les pertes réelles comme c'était le cas pour le coude à la section 4.2. Les pertes dans l'écoulement réel et simulé numériquement sont de différentes natures :

- perte par frottement visqueux sur les parois ;
- perte par frottement entre les particules dans l'écoulement ;
- perte par chocs sur les profils (défaut d'incidence);
- perte numérique par mélange à l'interface entre les composantes (calcul seulement).

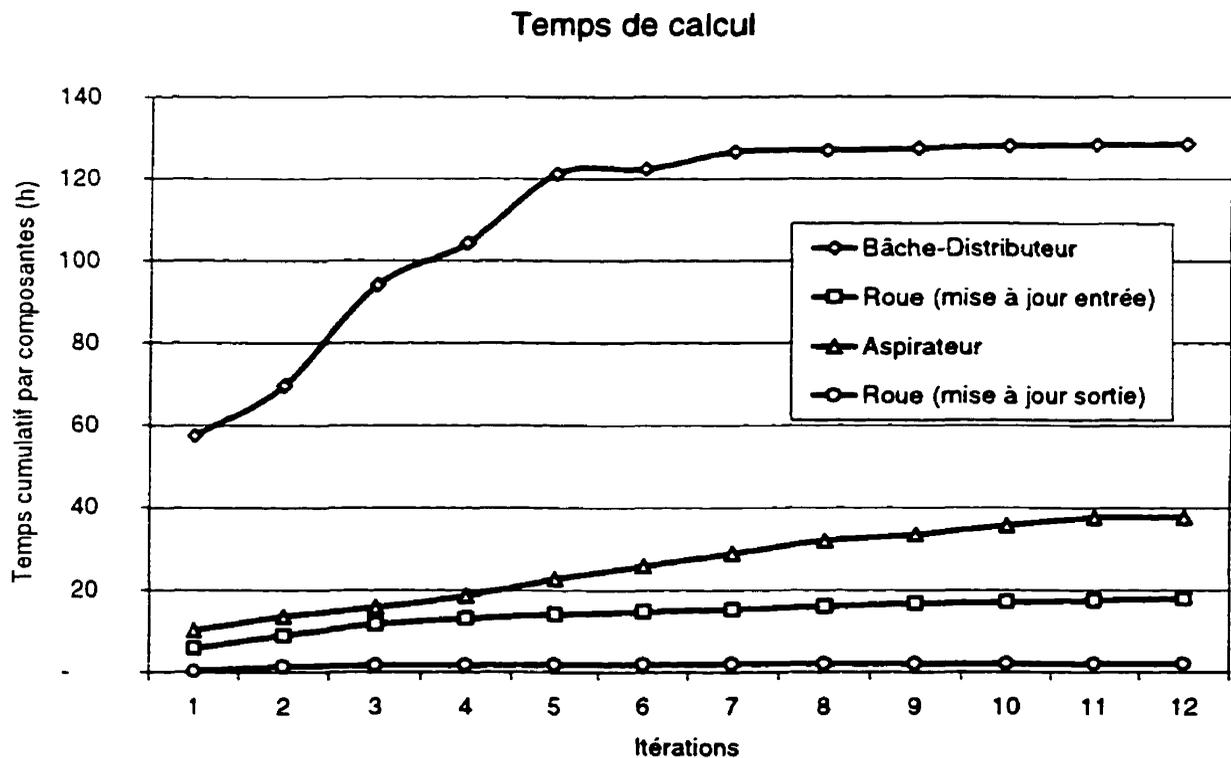
Une mauvaise prédiction de l'angle d'incidence de l'écoulement sur les aubes aurait des répercussions immédiates sur le calcul du couple et de la puissance produite. La force de portance produite par l'aube (qui crée le couple) dépend fortement de l'angle de l'écoulement sur l'aubage. La prédiction de la direction de l'écoulement (composantes de vitesse) est donc considérée juste puisque le calcul de la puissance est correct. La perte numérique par mélange à l'interface peut être évaluée (voir Tableau 5.6 ) et explique seulement une petite partie de l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques. Une part importante de l'erreur sur le calcul des pertes provient donc de la prédiction des pertes par frottement visqueux sur les parois et par frottement entre les particules dans l'écoulement. Cette erreur peut être attribuable à une mauvaise discrétisation (nombre de nœuds insuffisants, particulièrement en parois) et au modèle de turbulence (qui détermine les pertes internes dans l'écoulement).

La connaissance de la chute nette est essentielle pour l'analyse et l'utilisation des résultats des simulations numériques. Par contre, même si une erreur importante est obtenue, on constate que cette erreur est du même ordre de grandeur pour les deux points de calcul. Puisque les mêmes maillages ont été utilisés, on peut considérer que cette erreur est liée au maillage et non au point de fonctionnement. Ce constat permet de recommander l'utilisation des simulations numériques sur une base relative. En utilisant des maillages similaires, les résultats des simulations numériques

devraient permettre de prédire la tendance des résultats expérimentaux, avec un écart par rapport à la valeur absolue. La capacité de prédiction de la tendance des résultats par les simulations numériques a été également constatée dans les calculs de cascade au chapitre 4.

### 5.3.2 Convergence

L'utilisation du modèle d'interaction rotor-stator nécessite plusieurs calculs de chaque composante. Pour le premier point de fonctionnement calculé, 12 itérations ont été effectuées dans la séquence d'itération du modèle d'interaction rotor-stator. Les premiers calculs de chaque composante sont les plus longs puisque cette première solution est utilisée comme approximation initiale pour les calculs suivants. On peut observer (Figure 5.20) le temps de CPU cumulatif pour chaque composante. Rappelons que la séquence d'itérations comporte deux calculs de roue (Figure 3.4), le premier avec mise à jour de la condition d'entrée (profil de vitesse) et le second avec mise à jour de la condition de sortie (profil de pression).



**Figure 5.20 Temps cumulatif de calcul par composante**

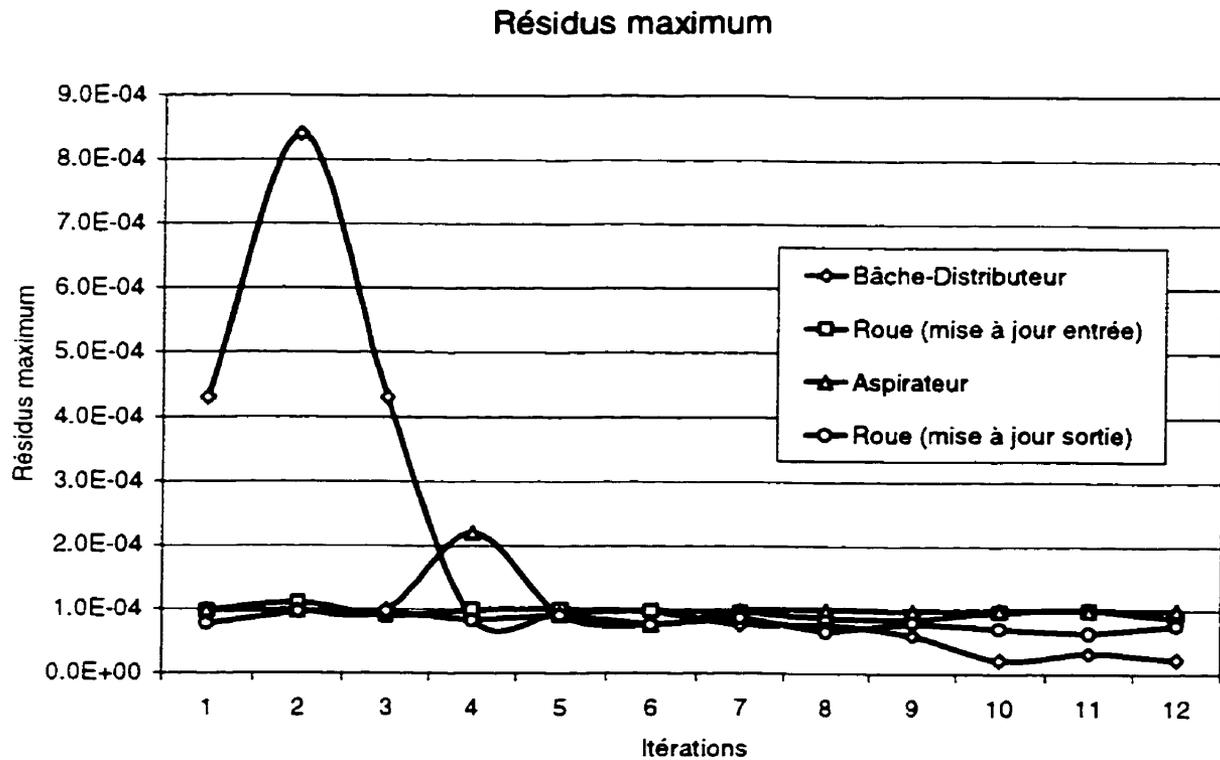
On remarque que la première itération pour le calcul du distributeur est particulièrement longue (plus de 50 heures de calcul). Pour les deux premiers calculs, la condition de frontière à l'entrée de la bêche est une condition de pression totale. A partir de la troisième itération, la condition d'entrée de la bêche est une condition de débit avec répartition imposée.

On observe un schéma similaire pour le calcul des autres composantes, les premières itérations étant les plus longues. On observe cependant que la modification des conditions de sortie a moins d'influence sur le temps de calcul que la modification des conditions d'entrée. On peut considérer que lorsque la solution est établie, la modification des conditions de sortie des calculs bêche-distributeur et roue (mise à jour sortie) a peu d'influence sur la solution et converge rapidement comme le montre la pente très faible de la courbe de temps cumulatif pour ces composantes. Les calculs d'aspirateur et de roue avec mise à jour de la condition d'entrée ont des temps de calcul presque constants pour toute la séquence d'itérations, ce qui signifie que la condition d'entrée influence fortement la solution numérique et nécessite un temps de convergence plus long. On remarque que malgré un nombre de nœuds plus faible, les calculs d'aspirateur sont plus longs que les calculs de roue (mise à jour entrée). La solution de l'écoulement dans l'aspirateur est plus difficile à obtenir en raison de la divergence géométrique. On remarque finalement que le calcul de roue avec mise à jour de la condition de sortie est très rapide, révélant le peu d'influence des variations de condition sous la roue sur les résultats.

Le temps de calcul pour toutes les composantes totalise plus de 180 heures de CPU, ce qui représente plus d'une semaine complète de calcul. Considérant les manipulations à faire entre chaque calcul de composante et les difficultés de convergence, plus de deux mois de calcul ont été nécessaires à l'obtention de la solution dans la turbine complète pour le premier point de fonctionnement.

Malgré le temps de calcul très long pour la bêche distributeur dans les premières itérations, le niveau de convergence obtenu représenté par le résidu maximum de chaque calcul (Figure 5.21) n'atteint pas l'objectif de convergence désiré ( $1 \times 10^{-4}$ ). Cependant, il n'est pas nécessaire d'atteindre ce niveau de convergence pour chaque calcul, l'important étant d'obtenir le niveau de convergence désiré pour les derniers calculs de la séquence, puisque que seulement ceux-ci seront utilisés pour l'analyse. Il a cependant été relativement facile d'atteindre le niveau de convergence

désiré pour toutes les composantes et pour toutes les itérations une fois le problème de la condition d'entrée de la bache réglé.



**Figure 5.21 Résidus maximaux obtenus pour chaque calcul de composante**

La cause de la diminution du temps de calcul dans la séquence d'itérations pour chaque composante est que les conditions de frontières internes (déterminées par le modèle d'interaction rotor stator) convergent vers un état stable très rapidement. Le critère d'arrêt de la séquence d'itérations est donc la stabilité des conditions internes. Il y a quatre profils de conditions internes :

- Profil de pression à la sortie du distributeur
- Profil de vitesse (trois composantes) à l'entrée de la roue
- Profil de pression à la sortie de la roue
- Profil de vitesse (trois composantes) à l'entrée de l'aspirateur

La stabilité et la convergence de ces profils étant assez difficiles à définir et à spécifier, le premier point de fonctionnement nous a permis d'observer le comportement du modèle. Le critère d'arrêt

de la séquence d'itérations a été déterminé graphiquement et correspond au moment où les variations des conditions de frontières à transférer sont suffisamment faibles.

On observe (Figure 5.22) l'évolution des conditions entre le distributeur et la roue durant la séquence de calcul. Ces conditions sont représentées sous la forme d'un profil axisymétrique obtenu après le calcul de la moyenne circonférentielle pour toutes les positions axiales. On constate que, malgré l'absence d'information sur le comportement de la roue, les résultats des trois composantes de vitesse obtenus à la première itération (Calcul 1) sont déjà assez près de la solution finale (Calcul 12). Cette constatation renforce l'idée que la solution des calculs est peu sensible à la condition de sortie.

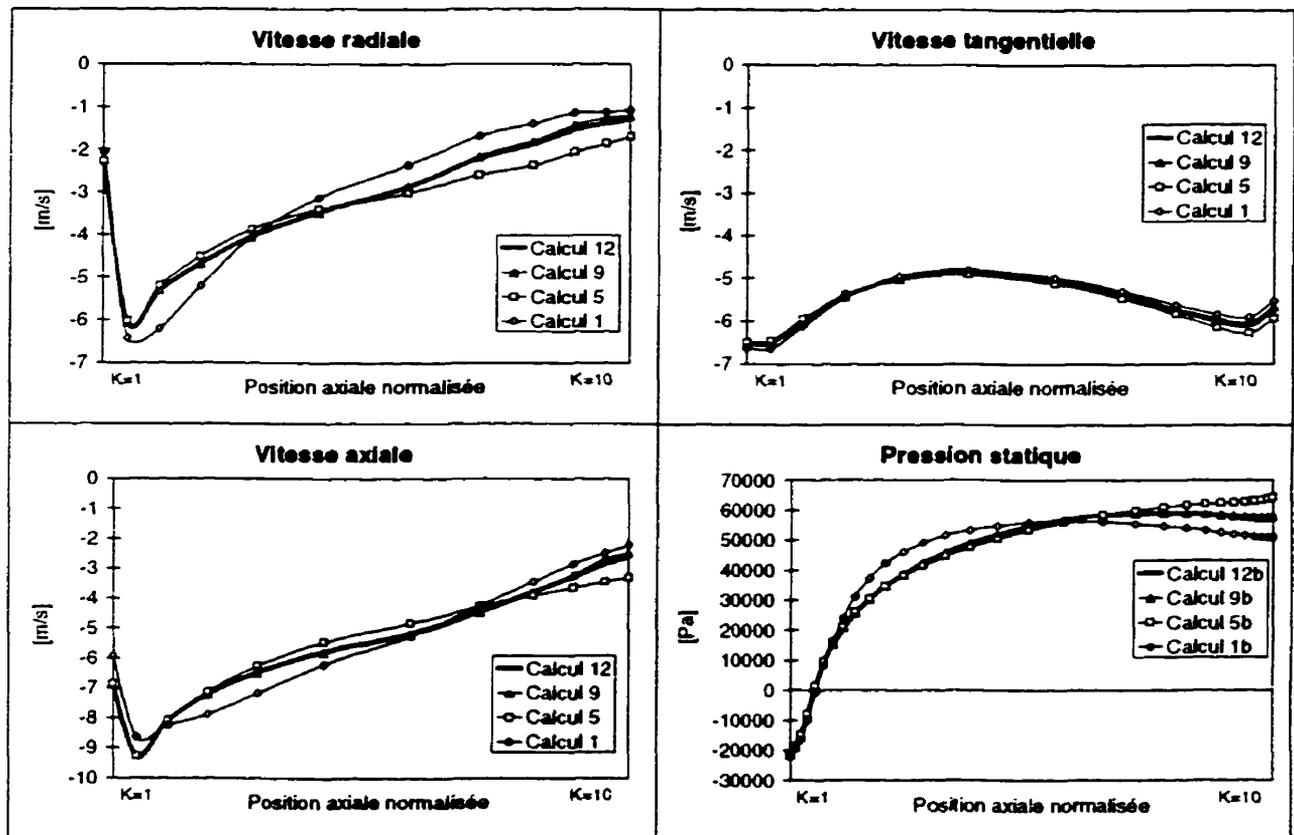
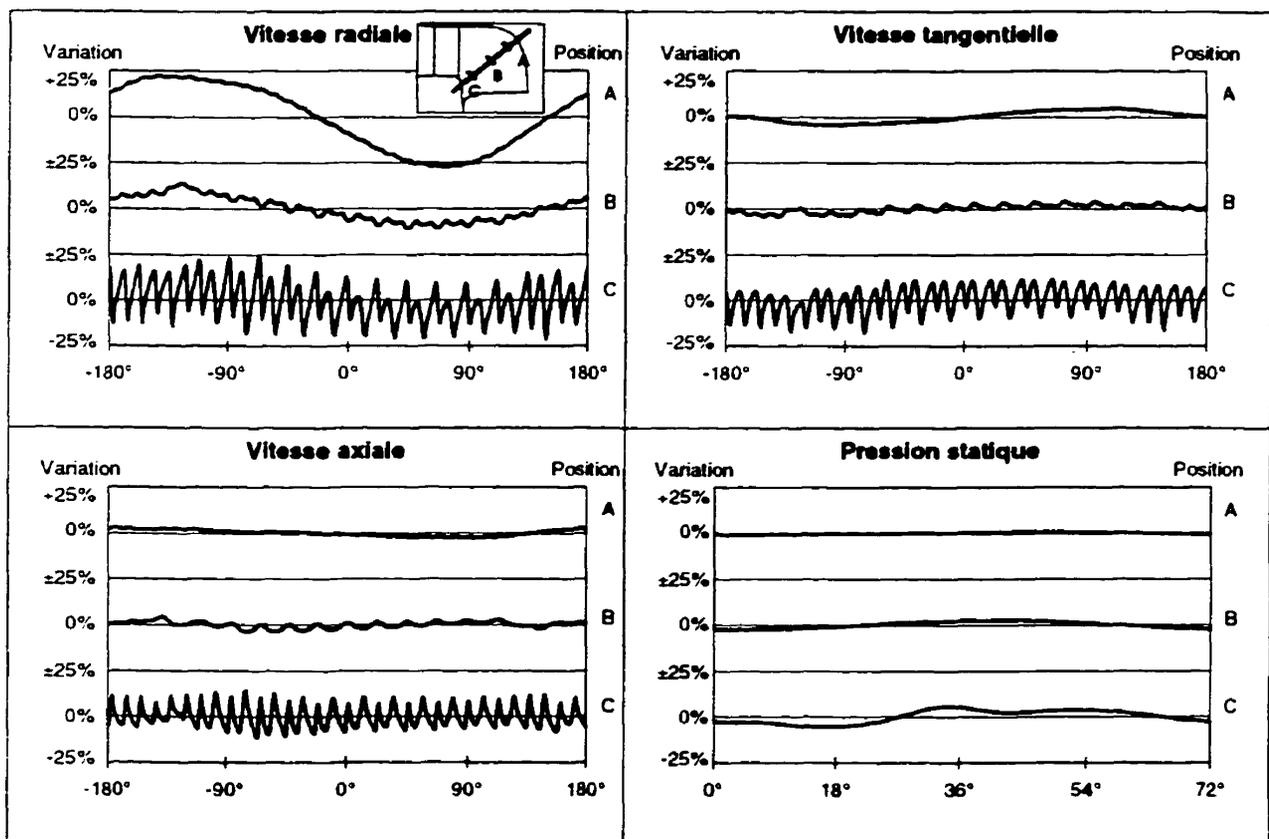


Figure 5.22 Évolution des conditions entre le distributeur et la roue

On observe que les conditions oscillent autour de la solution finale durant la séquence de calcul. Pour minimiser ces oscillations, un facteur de relaxation est utilisé tel que démontré par l'équation 3.13 avec  $\alpha_1=0.75$ ,  $\alpha_2=0.25$  et  $\alpha_3 \dots \alpha_n=0$ . La variation des conditions de frontières

internes est également observée par le temps de calcul nécessaire pour atteindre la convergence pour chaque composante (Figure 5.20). Des temps de calcul qui diminuent représentent un faible niveau de variation de la solution et donc des conditions limites stabilisées.

Comme les conditions de frontières transférées par le modèle d'interaction rotor-stator sont des moyennes circonférentielles, il est pertinent d'examiner l'évolution des conditions en direction circonférentielle avant la moyenne (Figure 5.23). Les observations sont faites à trois positions méridiennes (A,B,C) sur l'interface entre la roue et le distributeur et sont exprimées en pourcentage de variation par rapport à la moyenne circonférentielle obtenue.



**Figure 5.23 Évolution circonférentielle des conditions entre le distributeur et la roue**

La position C est la plus rapprochée des directrices. On peut apercevoir aisément dans les trois composantes de vitesse l'influence de la traînée de chacune des 32 directrices par les variations rapides des profils de vitesse. La position A étant plus éloignée des directrices, la traînée des directrices est dissipée et on peut observer la répartition de vitesse à la sortie du distributeur.

Considérant que la vitesse radiale est plutôt faible à l'interface, on convient que le distributeur produit une répartition de vitesse à la sortie passablement uniforme. On confirme donc que la moyenne circonférentielle utilisée pour le transfert de conditions entre les composantes représente adéquatement les conditions réelles de l'écoulement entre les composantes.

Dans le cas de la pression statique, on observe à la position C la présence d'une augmentation de pression au centre du canal qui correspond à la présence de l'aubage dans cette région. On peut également observer une pression supérieure côté intrados et une pression inférieure à la moyenne côté extrados. Malgré ces variations, la moyenne circonférentielle est une bonne approximation des conditions réelles car les fluctuations sont faibles. Il faut noter que la pression statique est représentée uniquement sur un cinquième du domaine puisque un seul passage de roue est calculé.

### 5.3.3 Analyse par composantes

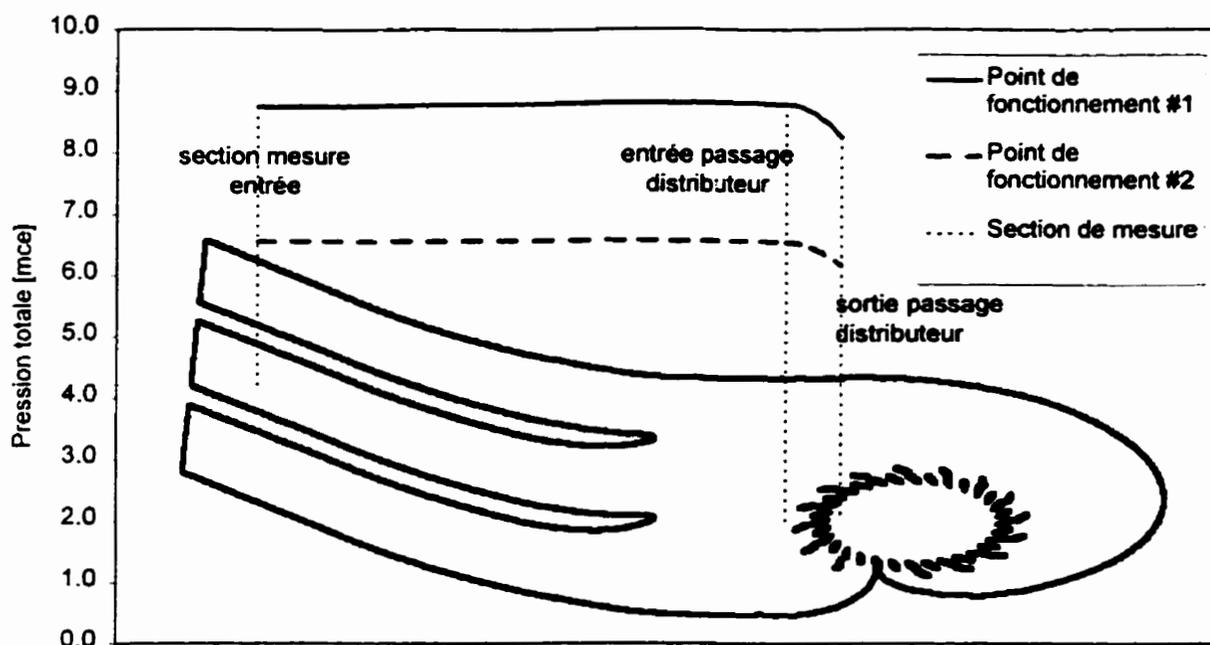
En observant les résultats des paramètres hydrauliques, il a été constaté que les pertes étaient surestimées globalement. L'analyse par composante permet d'observer localement les pertes ainsi que le comportement de la turbine composante par composante. Les pertes sont observées en suivant l'évolution de la pression totale pour chaque composante. La pression totale de référence est nulle à la section de mesure de sortie de l'aspirateur et correspond à la chute nette à la section de mesure à l'entrée.

#### Partie amont : bêche spirale, avant-distributeur et distributeur

L'évolution de la pression totale pour ce maillage complexe est calculée seulement sur certaines surfaces dans le domaine. La présence de plusieurs blocs de maillage rend difficile, avec les outils disponibles, l'observation de l'évolution de la pression totale dans tout le domaine.

	Point #1		Point #2	
	$P_{\text{totale}}$	Pertes	$P_{\text{totale}}$	Pertes
	[mce]	%Hn	[mce]	%Hn
Section de mesure entrée	8.74	-	6.54	-
Entrée des passages de distributeur	8.78	-0.4%	6.53	0.2%
Sortie du domaine de calcul	8.25	5.7%	6.16	5.9%

**Tableau 5.3 Évolution de la pression totale dans la partie amont**



**Figure 5.24 Évolution de la pression totale dans la partie amont**

La pression totale à la section mesure entrée (Tableau 5.3, ligne 2) est calculée selon la méthode expérimentale (pression et vitesse moyenne, équation 2.34) alors que pour les autres régions, la pression totale est obtenue par intégration des résultats du calcul sur la région considérée (équation 2.40). C'est la raison pour laquelle on observe une très légère augmentation de pression totale entre la section de mesure et l'entrée des passages du distributeur pour le point #1. Les pertes sont en référence à des pertes nulles à la section de mesure de l'entrée. Les pertes dans les conduites de la bache jusqu'au distributeur sont minimales en raison des vitesses faibles dans cette région (Figure 5.25). À l'entrée de la bache, l'énergie disponible est constituée de 99% d'énergie potentielle (pression) et de 1% d'énergie cinétique (vitesse). Donc, les pertes de la partie amont sont engendrées en majeure partie dans l'avant-distributeur et le distributeur, en raison de l'accélération de l'écoulement et des profils présents dans l'écoulement (Figure 5.24).

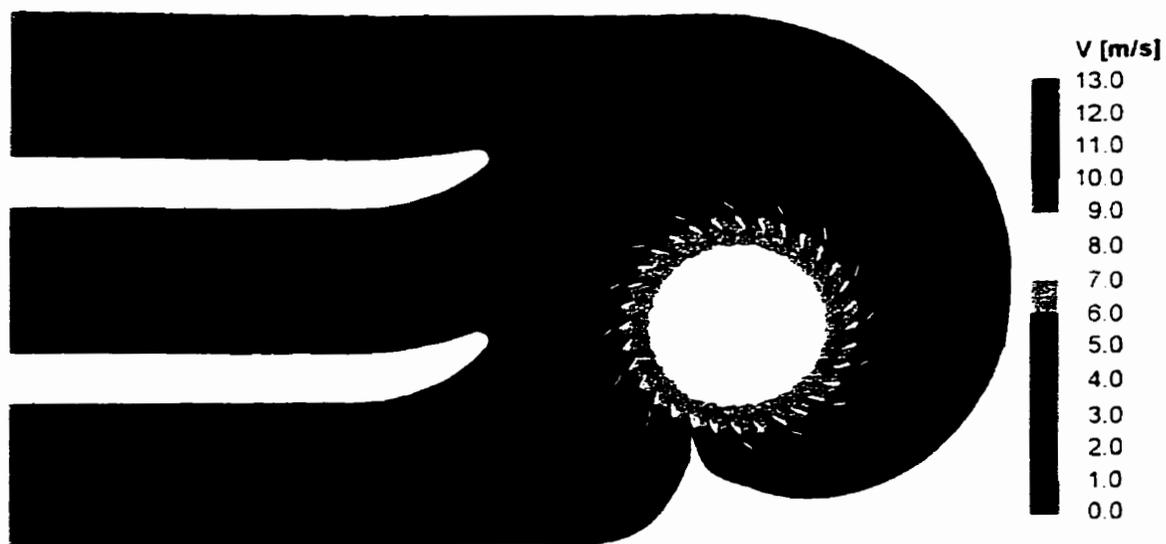


Figure 5.25 Vitesse dans la partie amont (niveau  $k=6/10$ )

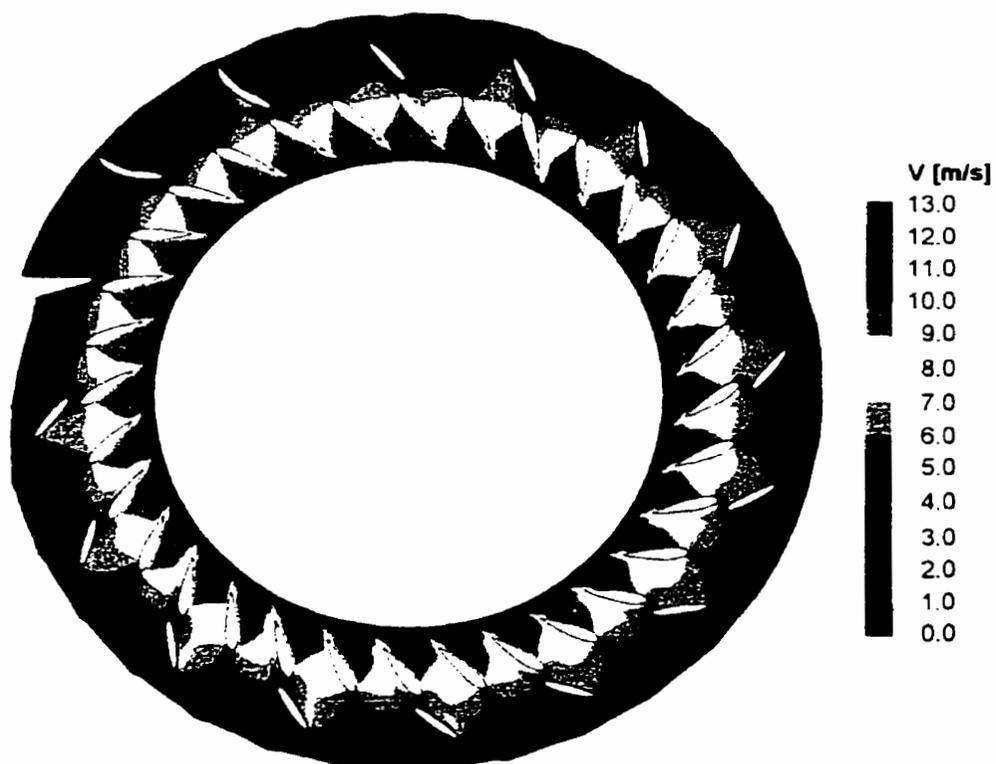
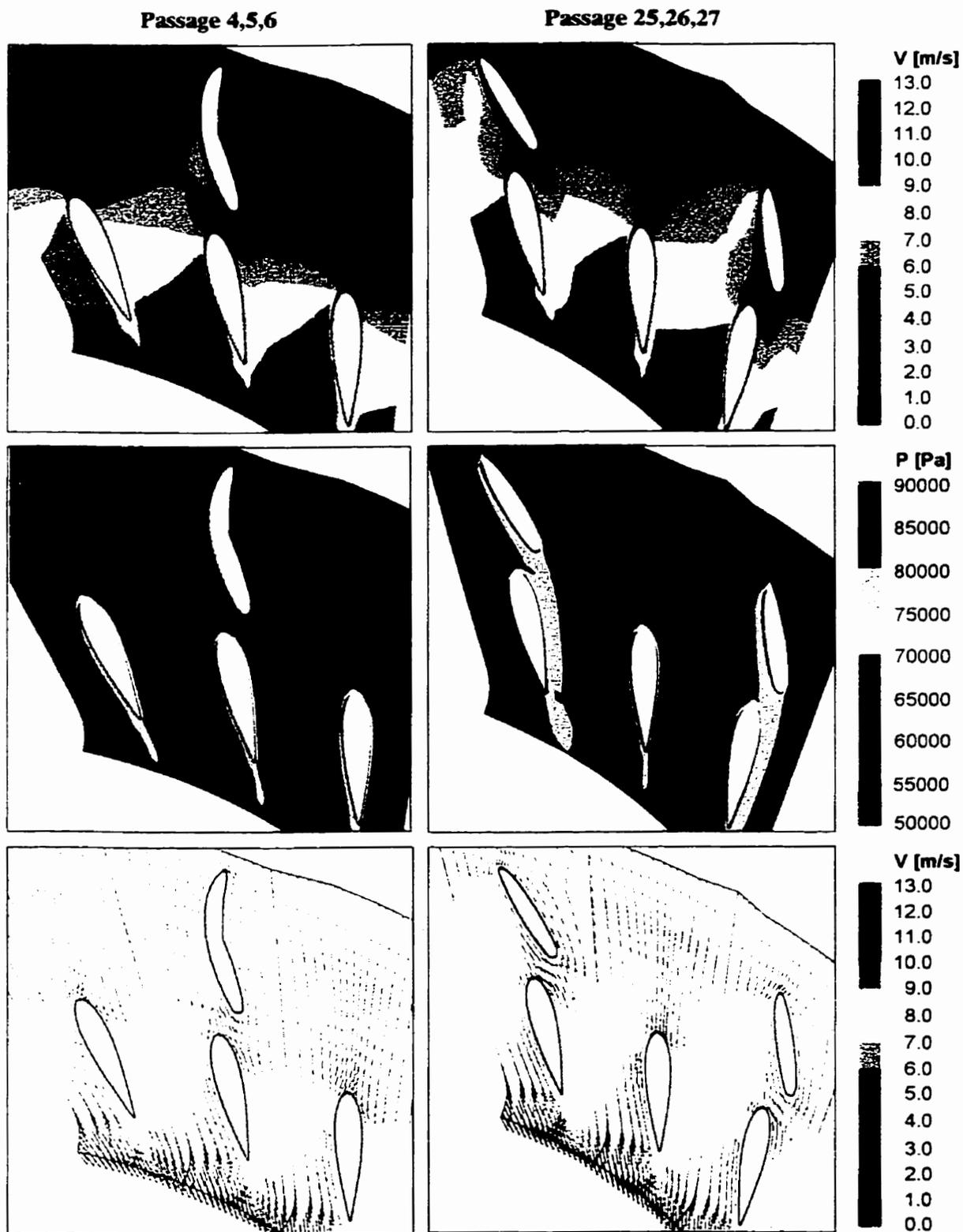


Figure 5.26 Vitesse dans le distributeur (niveau  $k=3/10$ )



**Figure 5.27** Visualisation de l'écoulement dans le distributeur (niveau  $k=3/10$ )

L'observation des vitesses dans un plan de maillage au centre de la partie amont (Figure 5.25) permet de constater le faible niveau des vitesses dans la bache. L'accélération de l'écoulement se produit quasi uniformément et rapidement dans le distributeur. Une zone de recirculation (identifiable par une diminution des vitesses) est présente dans le pertuis droit de la bache. On peut également observer que les piles séparant les pertuis produisent une légère traînée.

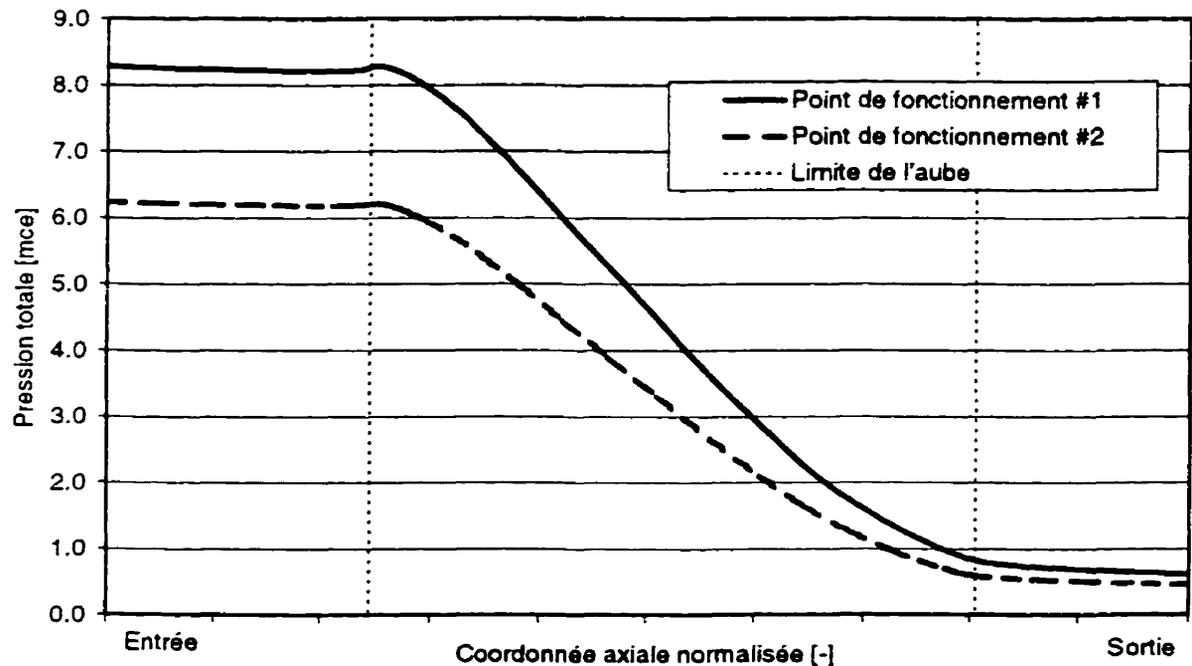
L'observation des vitesses dans le distributeur (Figure 5.26), dans un plan de maillage situé près du flasque inférieur ( $k=3$ ) permet d'illustrer l'uniformité des vitesses à la sortie du distributeur. L'uniformité des vitesses à la sortie signifie que les variations de l'écoulement dans la direction de la rotation de la roue sont faibles, ce qui valide l'utilisation de la méthode de la moyenne par étage du modèle d'interaction rotor-stator.

La Figure 5.27 illustre le comportement de l'écoulement dans deux groupes de trois passages. A partir du champ de vitesse, on peut observer la traînée induite par les avant-directrices et les directrices. On observe également l'augmentation progressive de la vitesse dans le distributeur. La traînée induite par les profils est plus évidente en observant le champ de pression totale. Les profils créent une diminution de la pression totale et donc une perte d'énergie. L'observation des vecteurs vitesse illustre que les directrices sont bien alignées avec l'écoulement tandis que les avant directrices ne sont pas parfaitement alignées. On peut également apercevoir la diminution des vitesses dans la traînée derrière les directrices ainsi que l'uniformité de l'écoulement à la sortie.

## Roue

Le maillage de la roue est constitué d'un seul bloc. L'évolution de la pression totale dans la roue en suivant les plans de maillage en direction I est présentée en fonction de la position axiale du centre du plan de maillage (normalisée entre l'entrée et la sortie du maillage) afin de conserver l'effet des distances (Figure 5.28). La pression totale chute rapidement le long de l'aube. C'est dans cette région que le transfert d'énergie se produit. La différence de pression totale peut être calculée entre l'entrée et la sortie de la roue. Cependant, cette différence ne correspond pas aux pertes de l'écoulement puisque la majeure partie de cette énergie est récupérée en énergie mécanique.

La pression totale relative (équation 2.43) est utilisée pour déterminer les pertes de l'écoulement dans la roue. On peut observer une légère augmentation de pression totale (et donc de l'énergie disponible) au bord d'attaque de l'aube. Cette augmentation n'est pas physique et résulte d'un défaut de la simulation numérique. Il serait alors souhaitable d'augmenter davantage la concentration des nœuds près du bord d'attaque de l'aube.



**Figure 5.28 Évolution de la pression totale dans la roue**

L'évolution des pertes de pression totale relative (Figure 5.29) permet de suivre l'évolution des pertes d'énergie dans la roue en excluant l'énergie récupérée. Au début de l'aube, on peut observer un saut assez abrupt. Ce saut correspond aux pertes par chocs créées par le bord d'attaque de l'aube. La courbe est ensuite régulière et représente les pertes par frottement sur l'aube et les parois. À la fin de l'aube, on observe à nouveau un saut, mais plus progressif : c'est la traînée de l'aube.

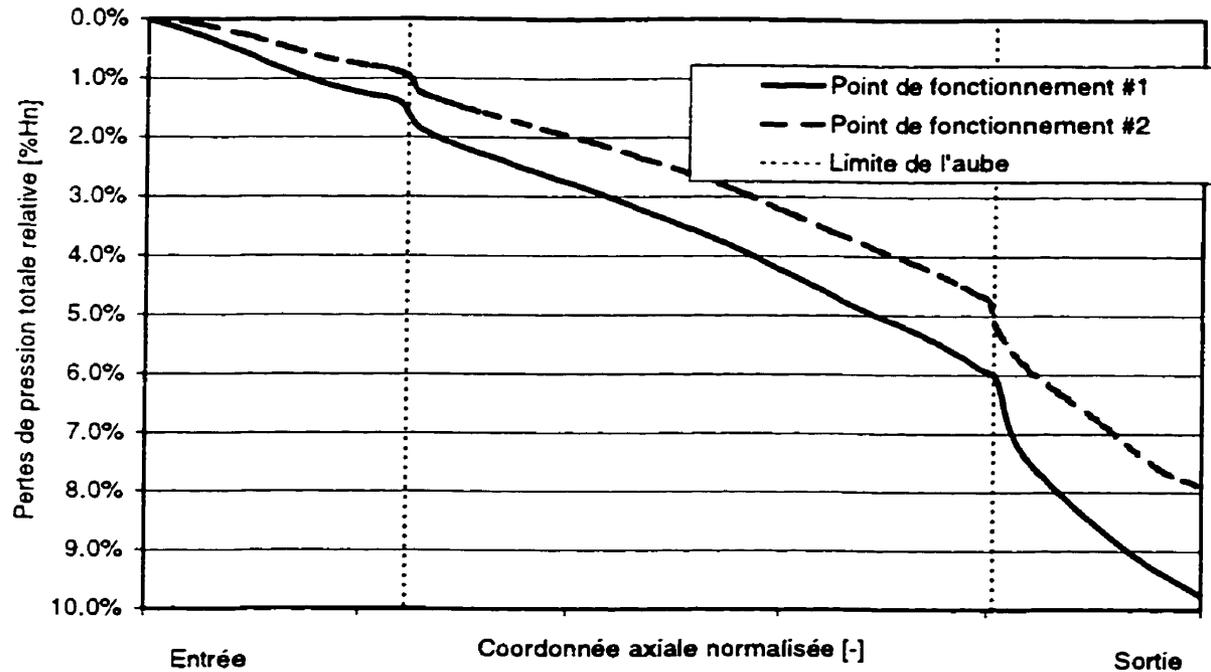


Figure 5.29 Évolution des pertes de pression totale relative dans la roue

Les pertes dans la roue sont donc données par la différence de pression totale relative entre l'entrée et la sortie du domaine (Tableau 5.4).

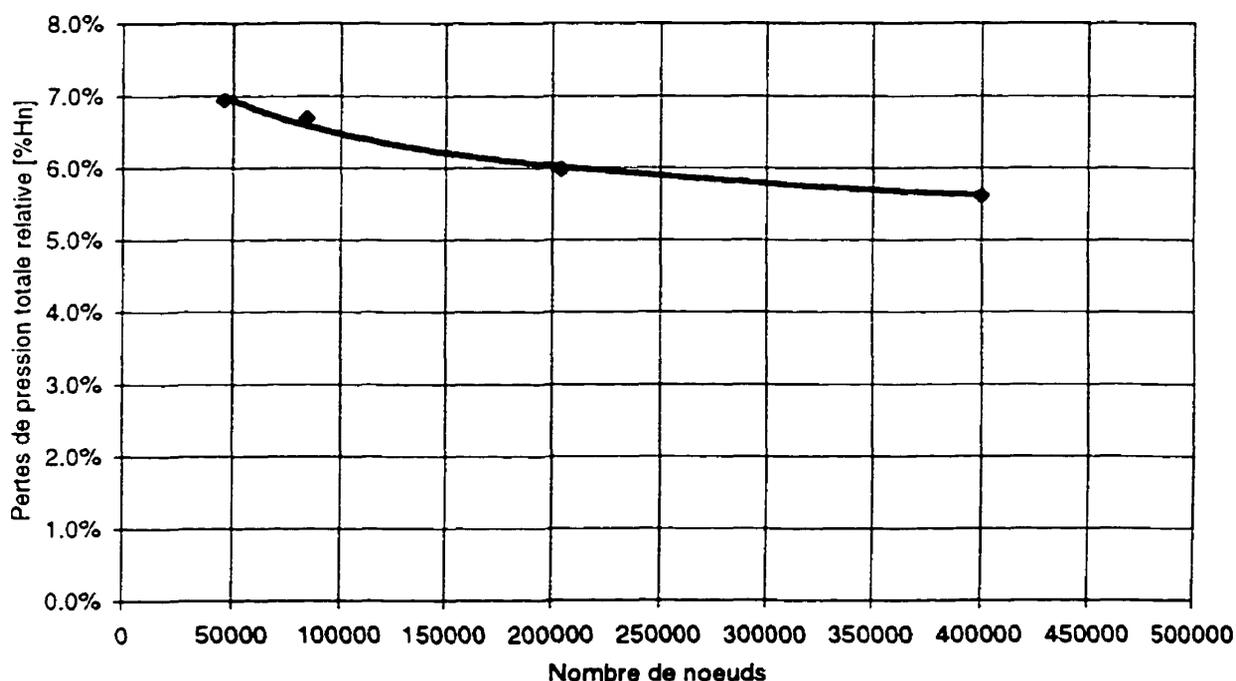
		Point #1		Point #2	
		$P_{\text{totale}}$	$P_{\text{totale relative}}$	$P_{\text{totale}}$	$P_{\text{totale relative}}$
Entrée	mce	8.28	-1.74	6.24	-1.04
Sortie	mce	0.62	-2.59	0.45	-1.56
Pertes	%Hn	87.7	9.8	88.4	7.9

Tableau 5.4 Pertes dans la roue

Pour déterminer l'effet du nombre de nœuds sur la qualité des résultats, plusieurs calculs de roue ont été effectués avec différents nombres de nœuds. L'évolution des pertes en fonction du nombre de nœuds est représentée à la Figure 5.30. On remarque immédiatement que les pertes calculées

diminuent avec l'augmentation du nombre de nœuds dans la roue. Le nombre de nœuds utilisé pour le calcul des deux points de fonctionnement précédent (84 000) est donc insuffisant. On constate cependant que, même pour un nombre de nœuds de 400 000, la courbe d'évolution des pertes avec le nombre de nœuds n'est pas encore asymptotique. Il faut noter que cet exercice a été réalisé après le calcul complet de la turbine et après avoir constaté que les pertes les plus importantes se produisaient dans la roue. Le nombre de nœuds a été augmenté proportionnellement dans chacune des directions. Les conditions de fonctionnement étaient légèrement différentes des deux points de fonctionnement considérés précédemment. Considérant que les pertes sont surestimées dans le calcul complet, il est évident que l'augmentation du nombre de nœuds est bénéfique à la précision des résultats, en particulier dans la roue.

### Pertes dans la roue



**Figure 5.30 Évolution des pertes dans la roue en fonction du nombre de nœuds**

Le champ de pression calculé permet de calculer le couple sur les aubes. Le champ de pression statique est illustré à la Figure 5.31. On peut observer que la pression est plus élevée sur le côté intrados que extrados, ce qui crée la force résultante sur l'aube dans la direction de la rotation.

Aussi, la pression statique sur le moyeu est plus élevée en haut (avant l'aube) qu'en bas. On peut observer à l'extrémité du bord d'attaque de l'aube (à gauche, côté intrados) un zone de faible pression. Cette zone illustre un mauvais angle d'attaque de l'écoulement sur l'aube dans cette région. Ce défaut d'incidence est généralement la cause de cavitation d'entrée dû à l'accélération locale des vitesses et à la baisse de pression qui en résulte. Il faut remarquer que la valeur de la pression statique représentée ici est donnée par rapport à une pression nulle en sortie d'aspirateur (déterminée par les conditions limites) et correspond à la pression statique  $p^*$ , sans la contribution de la pression hydrostatique, telle que définie par l'équation 2.10). On observe également une diminution de la pression en périphérie de l'aube, où le jeu est minimum entre l'aube et la paroi.

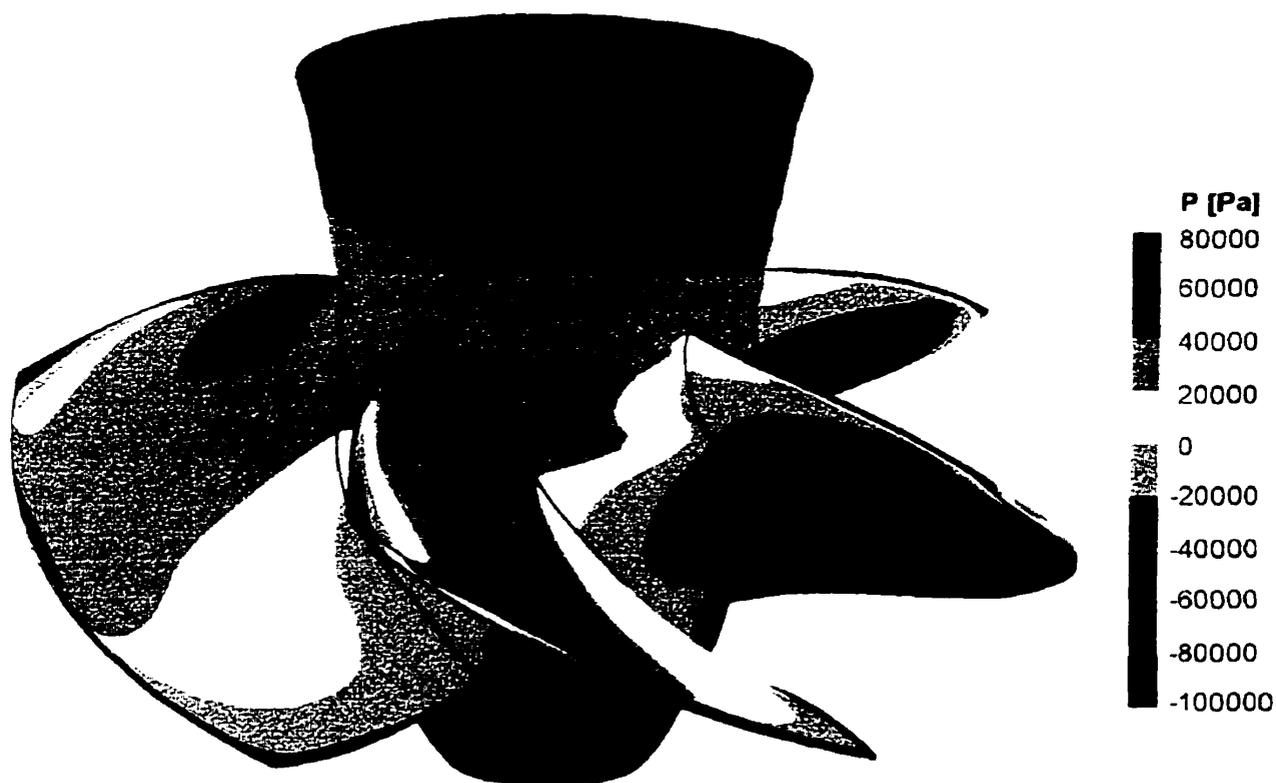


Figure 5.31 Champ de pression statique sur les aubes

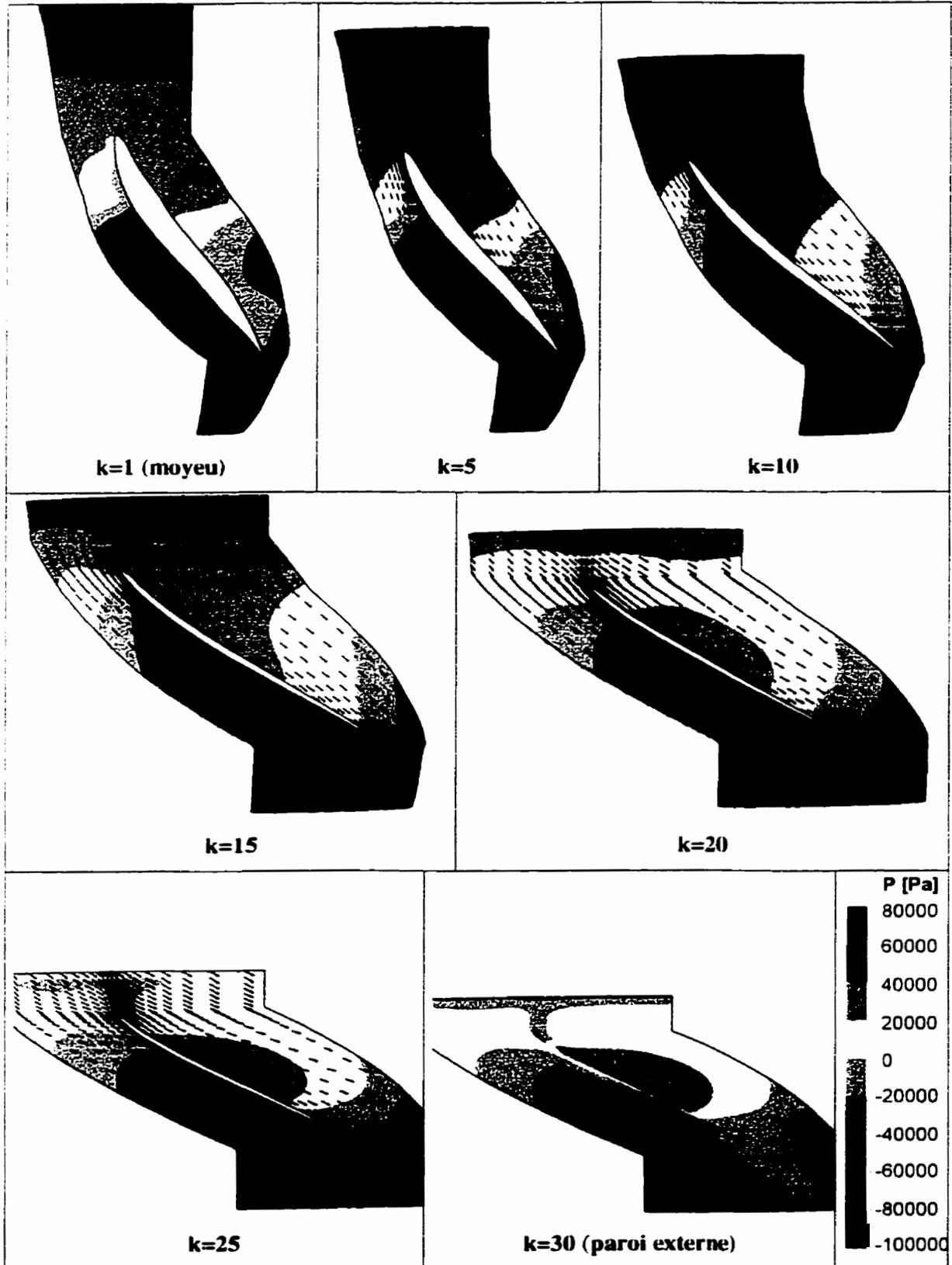


Figure 5.32 Évolution de la pression et des vecteurs vitesse dans la roue

La Figure 5.32 illustre l'évolution du champ de pression et des vecteurs vitesse sur des plans de maillage  $k$  constant. On observe à nouveau que la pression est plus élevée côté intrados que côté extrados. On voit par la direction des vecteurs vitesse que l'aube est bien alignée, sauf pour le plan  $k=25$ , où le bord d'attaque n'est pas parfaitement aligné avec les vecteurs, ce qui est compatible avec la diminution de la pression observée à cet endroit à la Figure 5.31. On peut aussi observer que la diminution des vecteurs vitesse après le bord de fuite de l'aube correspond à la traînée de l'aube.

### Partie aval : aspirateur

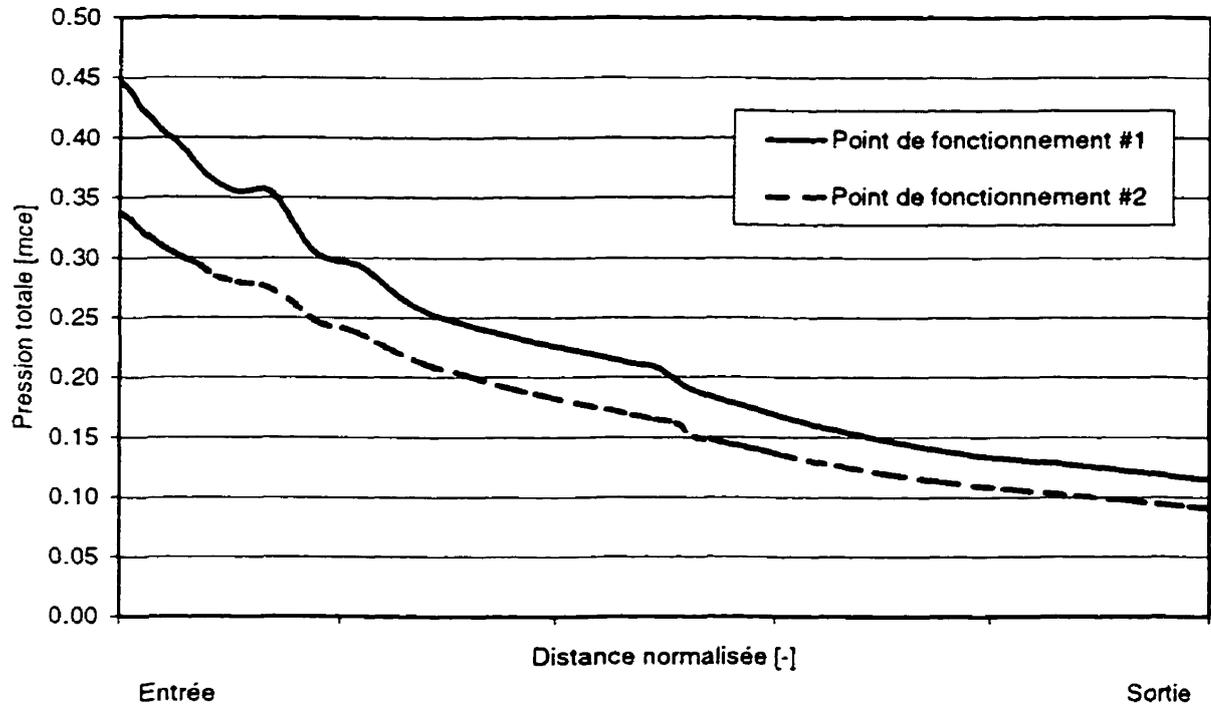
Dans l'aspirateur, il n'y a pas de transfert d'énergie et la différence de pression totale entre l'entrée et la sortie correspond aux pertes. Comme dans la partie amont, la pression totale est calculée à la section de mesure de sortie par la méthode expérimentale. On constate donc (Tableau 5.5), que pour une pression totale nulle à la section de mesure, il reste une quantité non négligeable de pression totale à la sortie de l'aspirateur. Cette quantité de pression totale restante est due à la méthode de calcul de la pression totale à la section de mesure. Contrairement à la partie amont, la composante d'énergie cinétique représente une part beaucoup plus importante de l'énergie totale disponible et l'écoulement n'est pas uniforme à la section de mesure. Il y a donc une différence importante entre la valeur calculée par la méthode expérimentale et celle calculée par intégration de la pression totale. Cette différence est due essentiellement à l'écart entre le champ de vitesse réelle (non-uniforme) et le champ de vitesse supposé uniforme par la méthode de calcul expérimentale.

	Point #1		Point #2	
	$P_{\text{totale}}$	Pertes	$P_{\text{totale}}$	Pertes
	[mce]	%Hn	[mce]	%Hn
Entrée	0.45	0.0%	0.34	0.0%
Section de mesure de sortie	0.00	5.1%	0.00	5.2%
Sortie	0.11	3.8%	0.09	3.8%

**Tableau 5.5 Évolution de la pression totale dans l'aspirateur**

L'évolution de la pression totale en suivant les plans de maillage  $I$  dans l'aspirateur est présenté à la Figure 5.33. Pour les deux points de fonctionnement, on peut observer une légère perte de

pression totale brusque vers le milieu de l'aspirateur. Cette position correspond au début des piles de l'aspirateur.



**Figure 5.33 Évolution de la pression totale dans l'aspirateur**

La représentation du champ de pression statique à l'entrée de l'aspirateur (Figure 5.34) illustre la présence du gradient de pression induit par le coude. Ce champ de pression est fortement non-axisymétrique. Le modèle d'interaction rotor-stator utilise ce champ de pression dans le transfert vers la roue. Le caractère non-axisymétrique est complètement perdu dans le processus de moyenne circonférentielle.

L'évolution de la vitesse dans l'aspirateur (Figure 5.35) montre cependant que le caractère axisymétrique du champ de vitesse à l'entrée de l'aspirateur est conservé sur une certaine longueur. On observe aussi sur cette image la fonction de l'aspirateur qui est de récupérer l'énergie cinétique par la diminution des vitesses. On remarque également que la répartition des vitesses à la sortie n'est pas uniforme. On peut observer dans le pertuis de gauche (à l'extrême droite sur la figure) une zone de stagnation des vitesses au plafond. Cette zone représente une zone de recirculation ou

de vitesses très faibles. À noter que cette représentation illustre uniquement le module de la vitesse sans indication sur sa direction.

La représentation des vitesses au centre de chacun des pertuis (Figure 5.36) permet également d'observer cette zone de recirculation et de diminution importantes des vitesses d'écoulement au plafond à la sortie du pertuis gauche. On remarque que la recirculation est amorcée au plafond juste à la sortie du virage du coude. Le pertuis du centre illustre bien l'influence du moyeu sur le champ de vitesse sous la roue. On observe une diminution des vitesses sous le moyeu qui se propage jusque dans le coude et dont on peut suivre la trace jusqu'à la sortie. Le pertuis de gauche présente un champ de vitesse uniforme au centre sur toute la longueur.

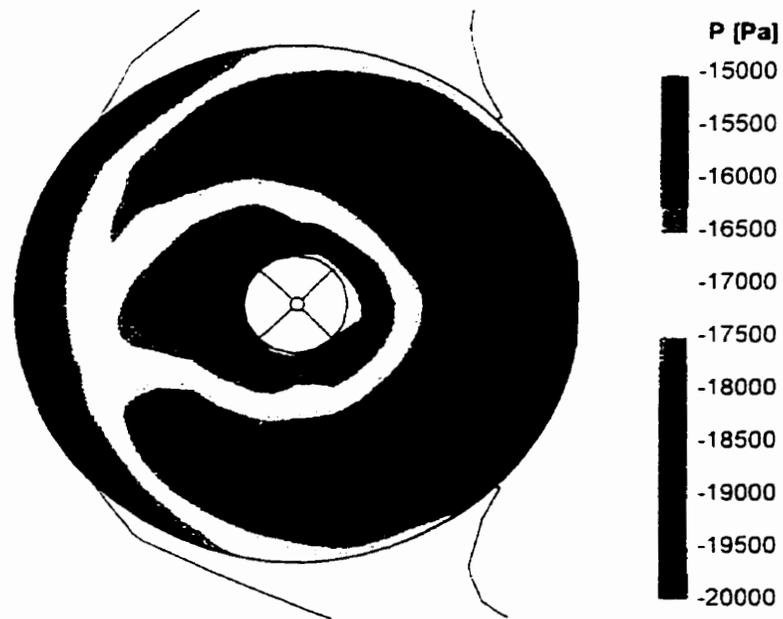
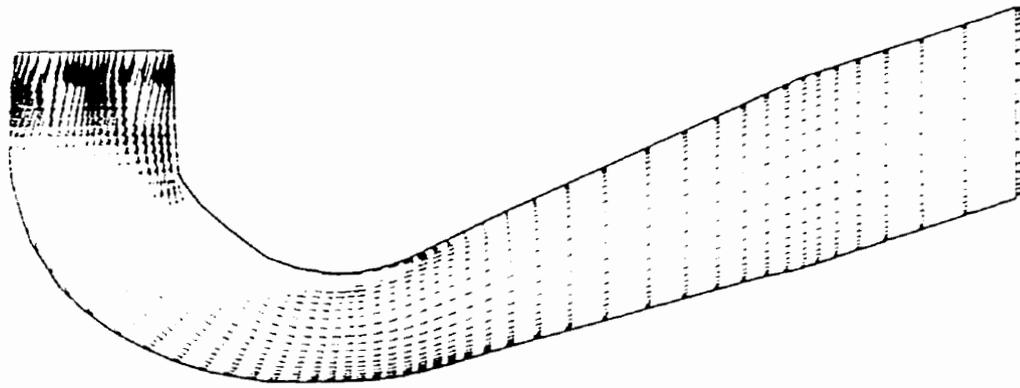


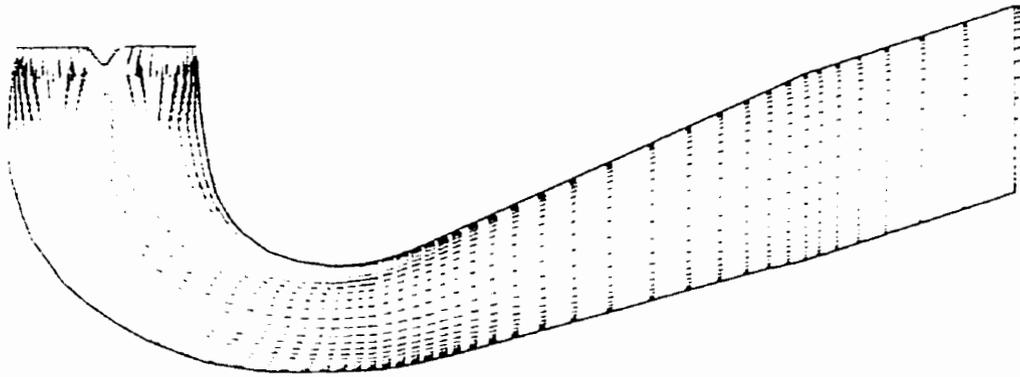
Figure 5.34 Champ de pression à l'entrée de l'aspirateur



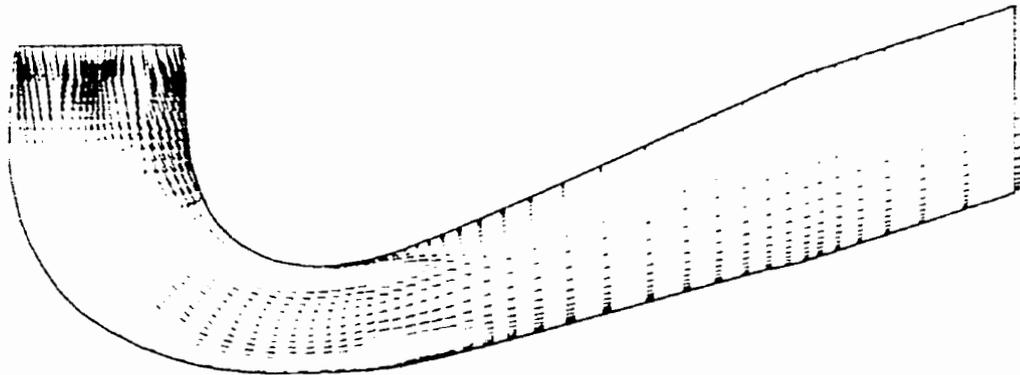
Figure 5.35 Évolution des vitesses dans l'aspirateur



**Pertuis droit ( $j=10/51$ )**



**Pertuis centre ( $j=25/51$ )**

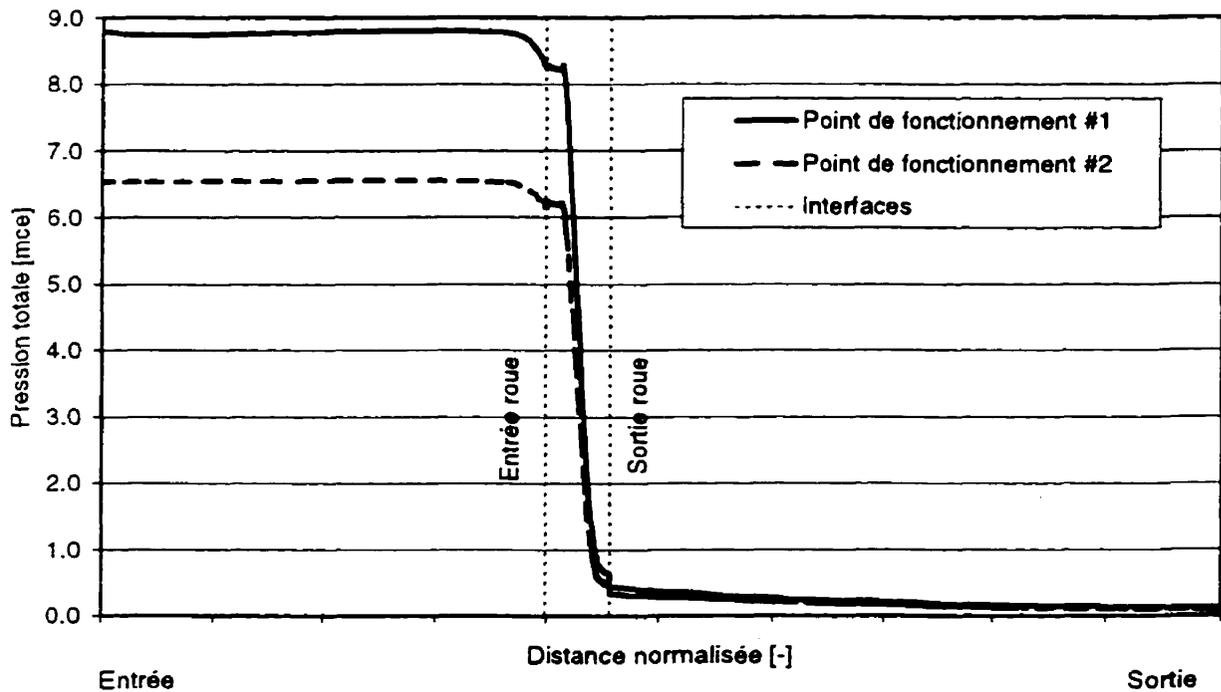


**Pertuis gauche ( $j=40/51$ )**

**Figure 5.36 Vecteur vitesse au centre des pertuis**

## Turbine complète

En combinant les résultats de toutes les composantes, l'évolution de la pression totale dans la machine complète est représentée à la Figure 5.37. On observe aux interfaces, particulièrement à l'interface roue-aspirateur, une perte abrupte de pression totale. Cette perte correspond à la perte numérique par mélange à l'interface.



**Figure 5.37 Évolution de la pression totale dans la turbine complète**

La perte numérique par mélange à l'interface obtenue du calcul est évaluée en prenant la différence de pression totale entre la sortie d'une composante et l'entrée de la suivante. Les valeurs de la perte numérique par mélange aux interfaces obtenues pour les deux points de fonctionnement sont présentées dans le Tableau 5.6. On remarque que l'erreur sur le calcul de la chute nette attribuable à la perte par mélange (1.7%) est assez importante pour le point de fonctionnement #1.

Interface	Point #1		Point #2	
	$\Delta P_{\text{totale}}$		$P_{\text{totale}}$	
	[mce]	%Hn <i>expérim.</i>	[mce]	%Hn <i>expérim.</i>
Distributeur-Roue	+0.03	+0.4%	+0.08	+1.3%
Roue-Aspirateur	-0.17	-2.1%	0.11	-1.8%
Global	-0.14	-1.7%	-0.03	-0.5%

**Tableau 5.6** Perte numérique par mélange à l'interface

### Résultats du calcul avec le module *Stage*

Le calcul avec le module *Stage* n'est pas un calcul de la turbine complète. Il n'est donc pas possible de déterminer les paramètres hydrauliques. Cependant, le calcul contient tout le domaine de la roue et il est alors possible de déterminer le couple et par incidence la puissance produite par la roue (Tableau 5.7). Le calcul avec le module *Stage* a été effectué dans les conditions du point de fonctionnement #2.

Résultats des calculs avec le module <i>Stage</i> (entre parenthèses, %écart avec essais modèle)			
	Symbole	Unités	Point #2
<b>Puissance</b>			
<i>Intégration Pression et Frottement</i>	<i>P</i>	MW	37.04
<i>Visqueux</i>			(0.15%)
<i>Conservation de la Quantité de Mouvement</i>			36.78 (0.83%)

**Tableau 5.7** Résultats des calculs avec le module *Stage*

Comme dans le cas du calcul complet, on constate que la puissance est prédite avec moins de 1% d'erreur par les deux méthodes de calcul. Puisque la roue produit la bonne puissance par le calcul complet ou avec le module *Stage* sur un maillage du distributeur réduit, les conditions d'entrée de la roue doivent être équivalentes dans les deux cas. La comparaison des conditions de frontière à l'interface entre la roue et le distributeur pour les deux méthodes (Figure 5.38) permet d'apprécier l'équivalence des méthodes et des résultats obtenus.

La différence la plus appréciable est observée près du flasque inférieur ( $k=1$ ) pour les vitesses radiale et axiale. A cet endroit, la variation de la vitesse est assez importante. Le nombre de nœuds, plus important dans cette direction pour le maillage du calcul *Stage* (30 nœuds) comparé à 12 nœuds pour le calcul complet, permet de mieux reproduire la variation du champ de vitesse. Les conditions de frontière à l'entrée de la roue (traitées de manière interne par le module *Stage*) sont donc considérées identiques pour les deux méthodes. Il est donc naturel d'obtenir des résultats identiques pour la puissance produite par la roue.

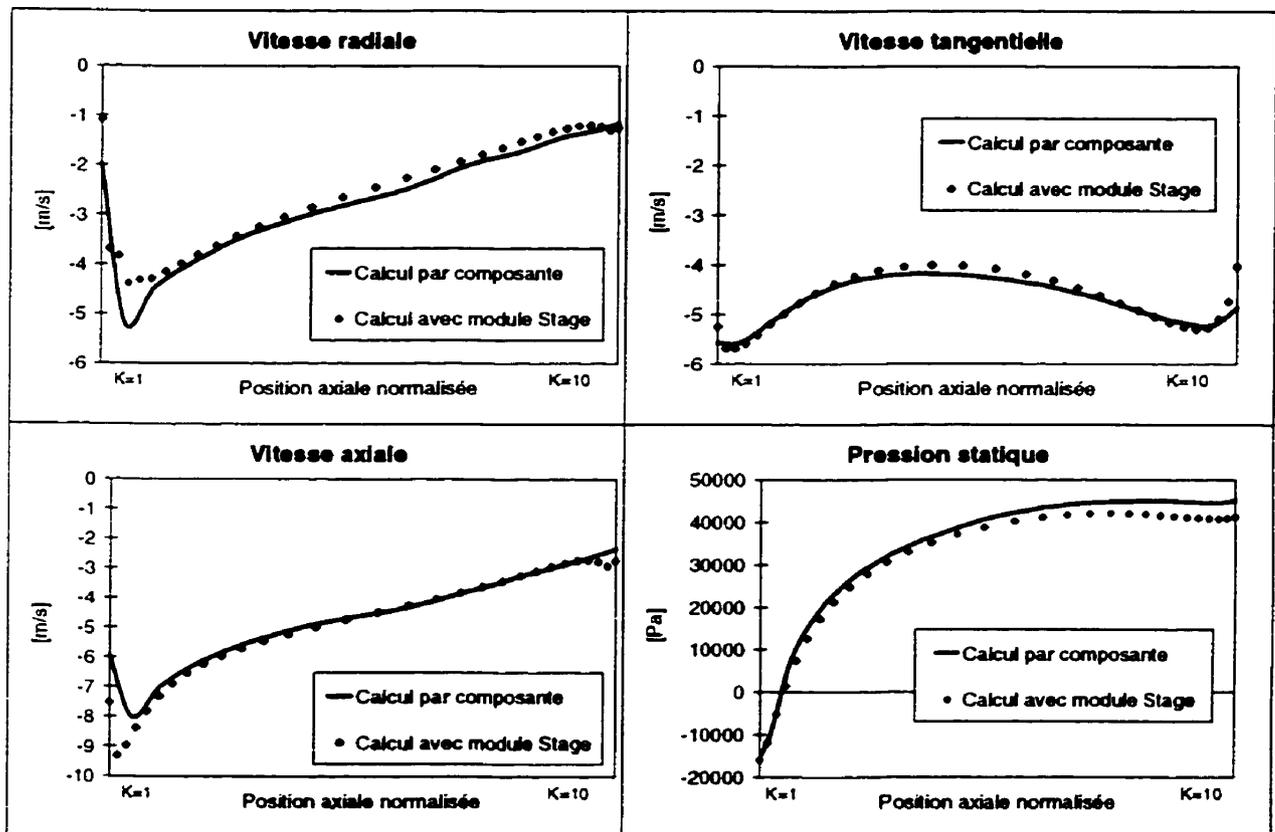
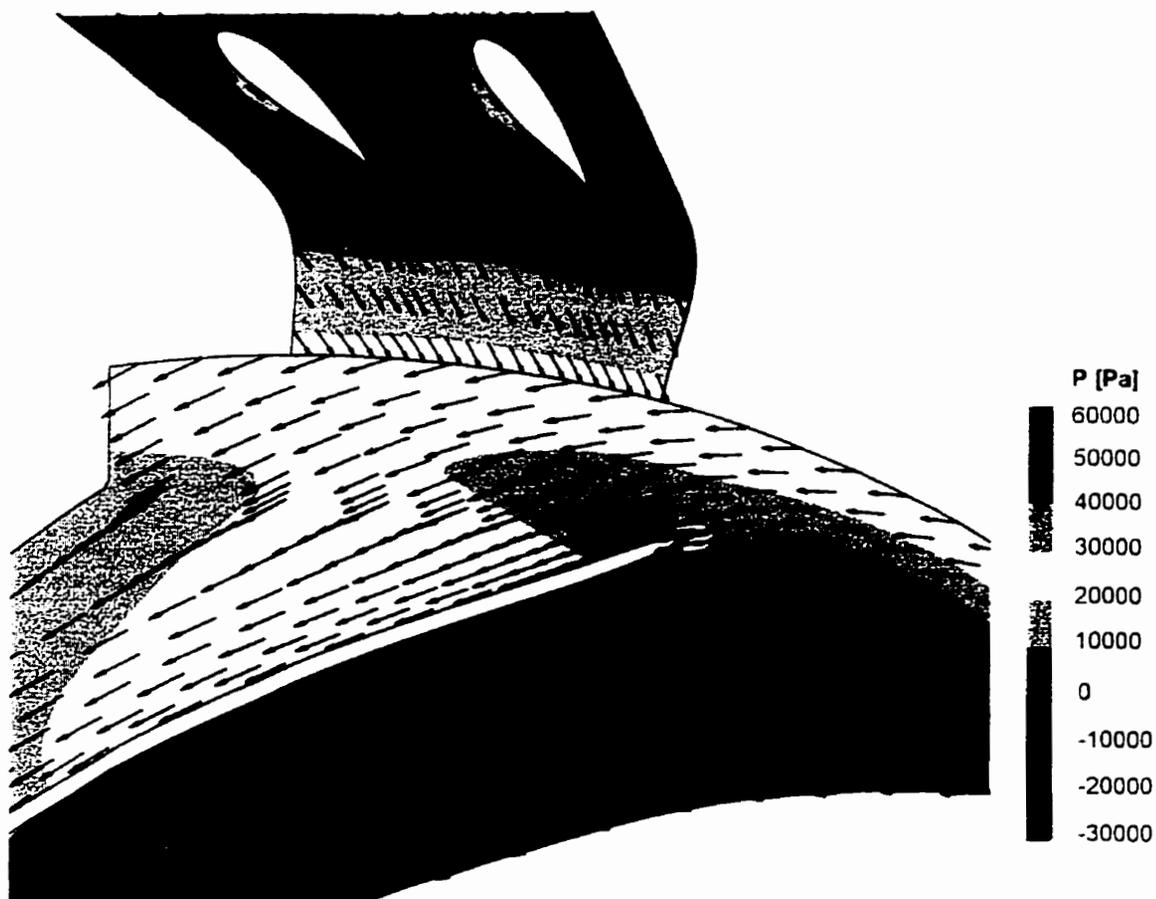


Figure 5.38 Comparaison du calcul par composante isolée et avec le module *Stage*

L'observation de l'écoulement à l'interface distributeur-roue (Figure 5.39) permet d'observer aisément le changement de repère par le changement de direction des vecteurs vitesse. On constate également la continuité de la solution entre les deux repères par la continuité de la pression statique à l'interface.



**Figure 5.39** Écoulement à l'interface distributeur-roue du calcul *Stage*

Même si le domaine de calcul est réduit, l'utilisation du module *Stage* est intéressante car, comme pour l'approche classique utilisée en mécanique des fluides numériques, elle permet d'éloigner les conditions de frontière de la zone à analyser (la roue) et donc de diminuer l'influence de ces conditions sur le résultat.

## **Chapitre 6. Conclusion**

L'objectif de ce travail était de réaliser la simulation numérique des écoulements dans une turbine hydraulique à réaction de type Kaplan. La turbine a été décomposée en trois composantes : l'ensemble bêche/distributeur, la roue et l'aspirateur. Le développement et l'application d'un modèle d'interaction rotor-stator a été nécessaire afin de permettre la calcul de l'écoulement permanent de chacune des composantes dans le repère de référence adéquat. Ce modèle d'interaction permet également de transférer les propriétés de l'écoulement d'une composante à l'autre pour simuler l'interaction entre les composantes.

Les résultats obtenus démontrent que les méthodes utilisées sont applicables aux calculs complets de turbines hydrauliques.

### **Commentaires sur les résultats**

Les résultats obtenus sont en général excellents. Les paramètres hydrauliques qui déterminent le comportement de la turbine sont prédits avec justesse excepté pour la chute nette. Pour un débit donné, la puissance est calculée numériquement avec une très bonne précision. Cependant, l'erreur sur le calcul de la chute nette est assez importante. Comme il a été démontré dans le cas de la roue, le maillage est trop grossier. Le même exercice démontrerait possiblement les mêmes résultats dans

le cas des autres composantes. Les résultats bénéficieraient donc d'une augmentation du nombre de nœuds, au détriment du temps de calcul. Cependant, considérant l'augmentation du nombre de nœuds, l'obtention de la solution exacte n'est pas garantie, en raison de l'utilisation d'un modèle de turbulence malgré tout assez simple. Le modèle de turbulence utilisé est considéré moins précis avec des écoulements en rotation (roue) ou avec présence de séparation (aspirateur) [14].

L'utilisation d'un modèle de turbulence plus adapté est toutefois encore hors de portée pour l'utilisation sur une base industrielle. Cependant, malgré l'erreur importante obtenue sur la chute, l'erreur du calcul se retrouve presque uniquement sur ce paramètre. L'utilisation des simulations numériques complètes est donc recommandée sur une base relative. En utilisant des maillages similaires et le même modèle mathématique pour effectuer des comparaisons entre résultats de plusieurs simulations numériques, on peut penser que l'ordre de grandeur de l'erreur sera le même pour les différents calculs et la tendance sera prédite avec succès.

### **Commentaires sur le modèle d'interaction rotor-stator**

Le modèle d'interaction rotor-stator a été appliqué avec succès pour le calcul de la turbine complète. La qualité des résultats des paramètres hydrauliques obtenus démontre que ce type de modèle est adéquat pour le calcul des turbines hydrauliques. Le modèle d'interaction permet de déterminer les conditions de frontières entre chaque composante. Les conditions obtenues représentent une approximation des conditions réelles (pas de variation dans le temps et dans la direction circonférentielle). Ce niveau d'approximation est toutefois suffisant pour la prédiction du comportement moyen de la turbine. Cette méthode de calcul est essentielle pour l'analyse de l'écoulement dans une turbine hydraulique complète.

La méthode d'interaction développée est de plus très flexible. La puissance maximale de l'ordinateur peut être utilisée sur chaque composante afin d'augmenter le nombre de nœuds, indépendamment des maillages utilisés pour les autres composantes.

L'inconvénient de la méthode est le temps de calcul qui est très long. Même si avec l'expérience, il est possible de réduire le nombre d'itérations entre les composantes, le temps de calcul demeure tout de même trop long pour une utilisation efficace et industrielle. L'introduction dans la dernière version de *TASCflow* d'un module d'interaction rotor-stator (module *Stage* [26]) basé sur les

mêmes méthodes que celles utilisées dans ce projet démontre bien que ce type de modèle est nécessaire pour le calcul des turbomachines en général. L'avantage du modèle intégré à *TASCflow* est l'élimination de la séquence d'itérations entre les composantes, celle-ci étant traitée de manière interne, et donc la réduction des manipulations et du temps de calcul. Par contre, ce modèle implique des contraintes sur le maillage des composantes à l'interface et limite le nombre de nœuds disponible pour toutes les composantes à la capacité maximale de l'ordinateur (maillage encore plus grossier ou plus simplifié). (Note : les contraintes imposées sur le nombre de nœuds et leur distribution à l'interface entre les composantes vont disparaître dans la prochaine version de *TASCflow*). La comparaison des résultats des deux méthodes démontre des résultats identiques.

Le module *Stage* permet de déterminer rapidement (en un seul calcul) des conditions de frontières réalistes pour le calcul de la roue mais nécessite la détermination des conditions à l'entrée des passages du distributeur et à la sortie de la roue. Cependant, ces conditions sont plus faciles à déterminer et ont moins d'influence sur les résultats que l'imposition de conditions arbitraires directement à l'entrée de la roue.

L'approche idéale serait d'utiliser une combinaison des deux méthodes. Le calcul d'une turbine complète serait réalisé par itération entre le calcul complet de la partie amont, un calcul *Stage* et un calcul d'aspirateur. Cette stratégie permettra de réduire le nombre d'itérations entre les composantes. De plus, le calcul *Stage* pourra être utilisé pour déterminer rapidement les conditions à l'entrée de la roue, lesquelles conditions seront réutilisées pour démarrer un calcul raffiné sur la roue avec un nombre de nœuds supérieur.

## **Commentaires généraux et recommandations**

Les outils et méthodes utilisés dans le cadre de ce projet permettent d'obtenir des informations pertinentes et autrement inaccessibles sur les écoulements dans les turbines hydrauliques. Ils restent toutefois certains éléments qui doivent être pris en compte lors de l'utilisation de ces méthodes et qui méritent une attention particulière de la part des développeurs et utilisateurs de ce type de méthode.

Le temps nécessaire à la discrétisation du domaine de calcul est important par rapport au temps de calcul et d'analyse de la solution. L'utilisation de mailleur automatique serait souhaitable afin de

diminuer le temps de préparation du modèle. Ce type d'outils existe à ce jour mais implique l'utilisation d'un maillage non-structuré et d'éléments tétraédriques. À cause de la forme des éléments, un nombre supérieur d'élément est requis avec ce type de maillage afin de parvenir à la même résolution de l'écoulement dans la couche limite et nécessite donc une puissance de calcul accrue. Il serait souhaitable de disposer d'un mailleur automatique combinant les éléments hexaédriques en parois et tétraédriques dans le restant du domaine de calcul.

L'utilisation d'un mailleur adaptatif, qui modifie le maillage en fonction de la solution, serait également très utile, entre particulier afin de positionner les premiers nœuds en parois pour respecter les exigences du modèle de turbulence.

Enfin, pour le concepteur de turbine, l'objectif principal de la simulation de l'écoulement dans une turbine hydraulique complète est d'obtenir les valeurs des paramètres hydrauliques. L'utilisation de modèles simples permet d'obtenir une bonne évaluation de ces paramètres dans certaines situations mais il est clair qu'il est nécessaire de diminuer encore le nombre d'hypothèses posées afin d'augmenter la qualité de la simulation et la confiance dans les résultats. En ce sens, le développement de meilleurs modèles de turbulence et surtout l'implantation dans les outils disponibles est nécessaire et souhaitable.

# Chapitre 7. Bibliographie

- [1] Wu, C.H., "A General Theory of the 3D Flow in Subsonic or Supersonic Turbomachines of Axial, Radial and Mixed Flow Type", NACA, Technical Note 2604, 1952
- [2] Eremeef, L.R., Philibert, R., "Modélisation quasi-tridimensionnelle des écoulements dans les turbomachines hydrauliques", La Houille Blanche No7/8, 1982
- [3] Watzelt, C., Sporer, L., Haas, H., Schilling, R., "Developpement of a Real-Time Design System for Hydraulic Machinery Blading", Proc. 17<sup>th</sup> IAHR Symposium, Beijing, Chine, 1994
- [4] Dou Hua-shu, Qu Lun,fu, Lin Ru-chang, "Computation of the Quasi-Three Dimensional Inviscid-Boundary Layer Interaction of The flow in the Runner of a Francis Turbine", Proc. 17<sup>th</sup> IAHR Symposium, Beijing, Chine, 1994
- [5] Rodi, W., "Turbulence Models and their Application in Hydraulics - A State of the Art Review", International Association for Hydraulic Research, Delft, Netherlands, 1980
- [6] Sabourin M., Couston M., "Turbine Rehabilitation: Experience Gained through Systematic Draft Tube Evaluation", IAHR Symposium, Beijing, China, 1994
- [7] Combès, J.F., Verry, A., Delorme, M., Philibert, R., Vanel, J.M., "Numerical and Experimental Analysis of the Flow Inside an Elbow Draft Tube", IARH Symposium, Belgrade, Yugoslavia, 1990
- [8] Ruprecht, A., "Numerical Analysis of the Flow in the Elbow Draft Tube of a Kaplan Turbine", IARH Symposium, Belgrade, Yougoslavie, 1990

- [9] Drtina, P., Göde, E., Schachenmann, A., "Three-Dimensional Turbulent Flow Simulation for Two Different Hydraulic Turbine Draft Tubes", First European Computational Fluid Dynamics Conference, Brussels, 1992
- [10] De Henau V., "Turbine Rehabilitation: CFD Analysis of Distributors", Water Power Symposium, San Francisco, U.S.A, 1995
- [11] De Henau V., Markovich M.S., "Optimization of the Sir Adam Beck II Turbine Distributor Using Computational Fluid Dynamics", Uprating & Refurbishing Hydro Powerplants Conference, Nice, France, 1995
- [12] Sabourin M., Eremeef R., De Henau V., "Extensive Use of Computational Fluid Dynamics in the Upgrading of Hydraulic Turbine", Canadian Electrical Association, Vancouver, British Columbia, Canada. 1995
- [13] Lipej, A., Jost, D., Oberdank, K., Velensek, B., Jamnik, M., "Numerical and Experimental Flow Analysis in Francis Turbine", IAHR Symposium, Beijing, China, 1994
- [14] Schilling, R., Riedel, N., Ritzinger, S., "A Critical Review of Numerical Models Predicting Flows Through Hydraulic Machinery Bladings", XVII IARH Symposium, Beijing, China, 1994
- [15] Combes, J.F., "Les méthodes de calcul en turbomachines", Programme Inter-Universitaire de Formation Lausanne-Grenoble, 1994
- [16] McNally, W. D., Sockol, P. M., "Computational Methods for Internal Flows with Emphasis on Turbomachinery", ASME Journal of Fluids Engineering, 107:6-22, 1985
- [17] Shyy, W., Vu, T.C., "A Numerical Study of Incompressible Navier-Stokes flow through Rectilinear and Radial Cascade of Turbine Blades", Computational Mechanics vol 1 pp 269-279, 1986

- [18] Dunavant, J.C., Erwin, J.R., "Investigation of a Related Series of Turbine-Blade Profiles in Cascade ", National Advisory Comitee for Aeronautics Research Memorandum, NACA RM L53G15, Washington, D.C., 1953
- [19] Humphrey, J.A.C., Whitelaw, J.H., Yee, G., "Turbulent Flow in a Square Duct with Strong Curvature", J. Fluid Mech. vol 103 pp 446-463, 1981
- [20] Vivier, L., "Turbines hydrauliques et leur régulation", Albin-Michel, Paris, 1966
- [21] Hirsch, C., "Numerical Computation of Internal Flows", volume 1, Wiley, 1988
- [22] Sayers, A.T., "Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines", McGraw-Hill, 1990
- [23] Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H., "Fundamentals of Fluids Mechanics", Wiley, 1990
- [24] Tritton, D.J., "Physical Fluid Dynamics", 2<sup>nd</sup> Edition, Oxford, 1988
- [25] Acheson, D.J., "Elementary Fluid Dynamics", Oxford, 1990
- [26] Galpin P.F., Broberg R.B., Hutchinson B.R., "Three-dimensional Navier-Stokes Predictions of Steady State Rotor/Stator Interaction with Pitch Change", Third Annual Conference of the CFD Society of Canada, Banff, Canada, 1995
- [27] Dawes, W.N., "Toward Improved Throughflow Capability : the Use of Three Dimensional Viscous Flow Solvers in a Multistage Environment", ASME J. of Turbomachinery, 114:8-17, 1992
- [28] Denton, J.D., "The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines", ASME J. of Turbomachinery, 114:18-26, 1992

- [29] "TASCflow Users Manual", Version 2.4.1, Advanced Scientific Computing Ltd, Waterloo, Ontario, Canada, 1995
  
- [30] Labrecque Y., Sabourin M., Deschênes, C., "Numerical Simulation of a Complete Turbine and Interaction between Components", Modelling, Testing and Monitoring for Hydro Powerplants, Lausanne, Switzerland, 1996
  
- [31] Sabourin M., Labrecque Y., De Henau V., "From Components to Complete Turbine Numerical Simulation", XVIII IAHR Symposium, Valencia, Spain, 1996
  
- [32] Labrecque Y., "Conception de turbines axiales", Projet de fin d'études, Université Laval, 1993
  
- [33] Commission Électrotechnique Internationale, "Code International concernant la réception sur modèle des turbines hydrauliques", Publication 193, Genève, Suisse, 1965
  
- [34] Commission Électrotechnique Internationale, "Détermination des performances industrielles des machines hydrauliques à partir des essais sur modèle en considérant les effets d'échelles ", Publication 995, Genève, Suisse, 1991