

PHILIPPE GOUIN

**Analyse expérimentale en entrée et en sortie de
l'aspirateur d'une turbine hydraulique de basse
chute**

Mémoire présenté
à la Faculté des études supérieures de l'Université Laval
dans le cadre du programme de maîtrise génie mécanique
pour l'obtention du grade de Maître ès sciences (M.Sc)

FACULTÉ DES SCIENCES ET DE GÉNIE
UNIVERSITÉ LAVAL
QUÉBEC

2011

À ma soeur,

Sourit à la vie, et la vie te sourira.

Remerciements

Ce projet de maîtrise a été soutenu et encadré par plusieurs professeurs, chercheurs, industriels, collègues et amis, qui méritent d'être chaleureusement remerciés avant toutes choses.

J'aimerais d'abord remercier la directrice des programmes de 2e et 3e cycles en génie mécanique, directrice du Laboratoire de Machines Hydrauliques de l'Université Laval et professeure titulaire, Mme. Claire Deschênes, pour son soutien constant tout au long du projet, pour sa compréhension et pour son souci particulier de la qualité de la formation de ses étudiants. Merci tout autant à M. Guy Dumas, directeur du Laboratoire de Mécanique des Fluides Numérique, professeur titulaire et codirecteur de ce projet avec qui, malgré les imprévus et les changements de plans, il m'a été donné de travailler. Sous sa supervision, le projet de maîtrise de Félix-Antoine Payette, que je tiens à remercier par la même occasion, a servi de base à ce projet de recherche.

Le projet a également été supporté par le Consortium en machines hydrauliques. Pour leur contribution indispensable tant financière que scientifique, je tiens à remercier Alstom Hydro & Power Canada, Andritz Hydro LTD, Edelca, Hydro-Quebec, l'Université Laval, NRCan et Voith Hydro Inc. Ma gratitude va également au Conseil de recherche en sciences naturelles et en génie du Canada pour son financement au projet.

Au sein du LAMH, la collaboration de Richard Fraser et Monica Illiescu a été d'une importance inestimable pour les volets de conception et de traitement et analyse de données. Merci à vous deux pour votre temps et votre disponibilité constante. Enfin, l'aide répétée de Jean-Mathieu Gagnon, de Sébastien Houde et de Sébastien Beaulieu ne peut être passée sous silence. Merci pour votre patience et pour toutes ces heures passées dans le labo à visser, percer, aligner, calibrer, monter, démonter, remplir, vider, noter, débogger, mesurer, et j'en passe.

Pour ces deux belles années, à vous tous, merci.

Résumé

L'objectif du présent mémoire est de contribuer à la caractérisation de l'écoulement dans l'aspirateur d'une turbine hydraulique de type hélice. Pour y arriver, un anémomètre laser à effet Doppler (LDV) est utilisé dans plusieurs sections de l'aspirateur d'un modèle de cette turbine, maintenu sous plusieurs conditions d'opération, pour créer une base de données de vitesse. La composante radiale en sortie de roue est particulièrement recherchée puisque son acquisition constitue un défi technique au niveau expérimental et que son importance dans l'évolution de l'écoulement est établie.

Les résultats principaux font ressortir que la vitesse radiale arbore une grandeur non négligeable en sortie de roue et varie de façon importante suivant les conditions d'opération. L'asymétrie circonférentielle des trois composantes de vitesse est également confirmée dans cette section. L'évolution de l'écoulement dans le coude de l'aspirateur engendre un débalancement du débit sortant à travers les deux pertuis. Finalement, l'écoulement dans l'aspirateur de ce type de turbine est fortement instationnaire, ce qui rend essentielle l'étude des fluctuations qui s'y développent.

Abstract

The main goal of this study is to contribute to the characterisation of the draft tube flow of an axial propeller turbine. To do so, a velocity database is gathered using a laser Doppler velocimeter (LDV) in various sections of the draft tube of a model of this turbine, maintained under different operating conditions. The radial component at the runner outlet is of particular interest due to the technical challenge of its experimental acquisition and to its relevance in the evolution of the flow.

The main results clearly states that the radial velocity cannot be neglected at the runner outlet and varies significantly with the operating condition. The circumferential asymmetry of the three components is equally confirmed in this section. The evolution of the flow in the draft tube bend generates an unbalance in the flow repartition between the two channels at the outlet. Finally, the flow in the draft tube of this kind of turbine is strongly unsteady which makes the study of fluctuations critical.

Table des matières

Remerciements	iii
Résumé	iv
Abstract	v
Table des matières	vi
Table des figures	viii
Liste des tableaux	xii
Nomenclature	xiii
1 Introduction	1
1.1 Contexte de l'étude	1
1.2 Définition de la problématique et objectifs	2
1.3 Méthodologie	5
1.3.1 Modèle de turbine hélice et banc d'essai	5
1.3.2 Appareils de mesure LDV	6
1.3.3 Obtention de la vitesse radiale	7
1.4 Organisation du mémoire	8
2 Utilisation du LDV pour la mesure de l'écoulement dans l'aspirateur	10
2.1 Définition des sections de mesures	11
2.2 Conception de la mesure en sortie d'aspirateur	12
2.2.1 Rappel des principes de fonctionnement du LDV	13
2.2.2 Objectifs et contraintes de conception	15
2.2.3 Conception des accès optiques	17
2.2.4 Grilles de mesure et paramètres d'acquisition en sortie d'aspirateur	18
2.3 Conception de la mesure en entrée d'aspirateur	19
2.3.1 Méthode de calcul de la vitesse radiale	20
2.3.2 Objectifs et contraintes de conception	21
2.3.3 Conception de l'accès optique pour la mesure de la vitesse radiale	22

2.3.4	Conception du système de positionnement	26
2.3.5	Grilles de mesure et paramètres d'acquisition en entrée d'aspirateur	32
3	Traitement des données et analyse d'incertitude	35
3.1	Analyse par moyennes temporelles et moyennes de phase	36
3.1.1	Moyennes temporelles	36
3.1.2	Moyennes de phase	38
3.1.3	Calcul du débit	40
3.1.4	Calcul de l'énergie cinétique fluctuante	41
3.1.5	Calcul de la vorticité en Z	41
3.2	Méthodes li�es � l'analyse spectrale	42
3.3	Analyse détaillée d'incertitude	44
3.3.1	Incertain�e de vitesse	45
3.3.2	Incertain�es spatiales	48
3.3.3	Analyse de l'importance de chaque incertain�e	52
3.3.4	Propagation d'incertain�e dans le calcul de la vitesse radiale . .	53
4	Analyse des résultats expérimentaux	55
4.1	Présentation des conditions d'opérations	56
4.2	Analyse spécifique � la sortie de l'aspirateur	58
4.2.1	Champs de vitesse moyenne et d'énergie cinétique fluctuante . .	58
4.2.2	Analyse temporelle et spectrale	71
4.3	Analyse spécifique � l'entrée de l'aspirateur	79
4.3.1	Validation des résultats	81
4.3.2	Analyse des moyennes temporelles	83
4.3.3	Analyse des moyennes de phase	105
4.3.4	Analyse spectrale	117
4.4	Corrélations entre les sections de mesure	121
5	Conclusion	125
	Bibliographie	130

Table des figures

1.1	Modèle de la turbine hélice à l'étude	3
1.2	Banc d'essai disponible au LAMH	6
1.3	Visées employées pour la reconstruction de la vitesse radiale	8
1.4	Organigramme des méthodes de mesure LDV pour obtenir trois composantes de vitesse. Haut : Méthode 3D classique. Bas : Méthode utilisée dans le cadre de cette étude	9
2.1	Sections de mesure ciblées pour la caractérisation de l'écoulement dans l'aspirateur	12
2.2	Schéma du système LDV utilisé - Dantec Dynamics (2010) [6]	14
2.3	Structure de l'aspirateur	15
2.4	Configuration du LDV et zone de mesure ciblée pour la section de sortie de l'aspirateur	16
2.5	Grilles de mesure en sortie d'aspirateur	19
2.6	Systèmes de coordonnées de la visée latérale et de la visée directe	21
2.7	Position détaillée de la section de mesure en entrée d'aspirateur	22
2.8	Géométrie du diffuseur conique avant modification pour l'accès optique rotatif	23
2.9	Schéma de la conception de l'accès optique pour la mesure en visée latérale	24
2.10	Possibilités de positionnement de l'accès optique et couverture de la zone de mesure	25
2.11	Accès optique éclaté. De gauche à droite : fixation tubulaire, fenêtre d'accès cylindrique, structure externe de l'accès optique (anneau de téflon assemblé), rotule, structure interne de l'accès optique (anneau de téflon assemblé).	27
2.12	Schéma du système de positionnement pour la mesure de la vitesse radiale	28
2.13	Dimensions principales et structure globale des moteurs du système de traverses	29
2.14	Système de positionnement : table de support et guide en rotation	30
2.15	Système de positionnement : Vue détaillée du pivot	31
2.16	Identification des sous-ensembles du système de positionnement	31
2.17	Système de positionnement et accès optique pour la mesure en visée latérale	32

2.18	Positions azimutales couvertes par la mesure en visée directe	33
3.1	Évolution de la moyenne pour trois conditions d'opérations	37
3.2	Influence du nombre de phases sur la distribution statistique des échantillons. Haut : Ensemble des échantillons de vitesse axiale en entrée d'aspirateur, au point d'opération à meilleur rendement, à mi-rayon, référencés par rapport à la position angulaire de la roue. Bas : Séparation des échantillons en 45 (gauche) et 720 (droite) phases.	39
3.3	Convergence statistique des moyennes de phase	40
3.4	Ré-échantillonnage d'une portion de signal temporel LDV	43
3.5	Spectres en puissance obtenus par ré-échantillonnage et par LSSA	44
3.6	Alignement de la sonde LDV par rapport à la fenêtre de l'accès optique (fenêtres entrée et sortie)	46
3.7	Méthode d'alignement en X et Z du volume de mesure pour la mesure en sortie d'aspirateur	49
3.8	Systèmes de coordonnées relatifs aux alignements dans la section d'entrée de l'aspirateur	51
3.9	Incertitudes spatiales des points de mesure en entrée d'aspirateur pour les quatre positions circonférentielles couvertes	52
3.10	Contribution des différents facteurs aux incertitudes totales de vitesse	53
3.11	Valeurs du facteur multiplicatif de l'incertitude sur la mesure de C_1 par rapport à l'angle β	54
4.1	Colline de rendement du modèle et identification des points d'opération. L'échelle de droite situe l'ouverture réduite des directrices.	57
4.2	Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #1	62
4.3	Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #2	63
4.4	Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #3	64
4.5	Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #4	65
4.6	Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #5	66
4.7	Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #6	67
4.8	Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #7	68
4.9	Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #8	69
4.10	Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #9	70
4.11	Exemples typiques d'un spectre de puissance obtenu en sortie d'aspirateur	73
4.12	Spectres de puissance en sortie d'aspirateur - point d'opération #1	74
4.13	Spectres de puissance en sortie d'aspirateur - point d'opération #2	76
4.14	Spectre de puissance en sortie d'aspirateur - point d'opération #5	77
4.15	Spectre de puissance en sortie d'aspirateur - point d'opération #6	78
4.16	Puissance associée à la fréquence $0.23 \cdot f_{Roue}$ de pour la section de mesure dans le pertuis de droite pour le point d'opération #9	79

4.17 Spectres de puissance en sortie d'aspirateur - point d'opération #9 . . .	80
4.18 Identification des positions circonférentielles mesurées en entrée (voir aussi les figures 2.7 et 2.18)	81
4.19 Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #1 et les quatre positions azimutales	84
4.20 Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #2 et les quatre positions azimutales	85
4.21 Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #3 et les quatre positions azimutales	86
4.22 Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #4 et les quatre positions azimutales	87
4.23 Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #5 et les quatre positions azimutales	88
4.24 Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #6 et les quatre positions azimutales	89
4.25 Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #7 et les quatre positions azimutales	90
4.26 Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #8 et les quatre positions azimutales	91
4.27 Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #9 et les quatre positions azimutales	92
4.28 Profils de vitesse moyenne pour les trois composantes de vitesse en entrée d'aspirateur - points d'opération #1, #2 et #3	95
4.29 Profils de vitesse moyenne pour les trois composantes de vitesse en entrée d'aspirateur - points d'opération #4, #5 et #6	96
4.30 Profils de vitesse moyenne pour les trois composantes de vitesse en entrée d'aspirateur - points d'opération #7, #8 et #9	97
4.31 Profils de vitesse tridimensionnels en entrée d'aspirateur regroupés selon les points d'opération : même vitesse de rotation unitaire	99
4.32 Profils de vitesse tridimensionnels en entrée d'aspirateur regroupés selon les points d'opération : même ouverture des directrices	100
4.33 Profils de vitesse tridimensionnels en entrée d'aspirateur regroupés selon les points d'opération : vitesse unitaire maximale	102
4.34 Profils de vitesse tridimensionnels en entrée d'aspirateur regroupés selon les points d'opération : vitesse unitaire minimale	103
4.35 Profils d'énergie cinétique turbulente en entrée d'aspirateur regroupés selon les points d'opération	104
4.36 Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport � la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #1	107

4.37	Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #2	108
4.38	Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #3	109
4.39	Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #5	110
4.40	Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #6	111
4.41	Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #8	113
4.42	Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #9	114
4.43	Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #4	115
4.44	Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #7	116
4.45	Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #1 . . .	117
4.46	Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #2 . . .	118
4.47	Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #3 . . .	118
4.48	Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #4 . . .	118
4.49	Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #5 . . .	119
4.50	Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #6 . . .	119
4.51	Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #7 . . .	119
4.52	Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #8 . . .	120
4.53	Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #9 . . .	120

Liste des tableaux

1	Liste des variables utilisant l'alphabet grec	xiii
2	Liste des variables utilisant l'alphabet latin et des abbréviations	xiv
1.1	Caractéristiques du système LDV utilisé	7
2.1	Matériaux constituant les différentes composantes de l'accès optique pour la mesure de la vitesse radiale	26
3.1	Incertitudes de vitesse pour les différentes sections de mesure	48
3.2	Incertitudes spatiales pour la mesure de la section de sortie	50
4.1	Conditions d'opération du modèle investiguées	56
4.2	Répartition du débit mesuré dans les sections de mesure de chacun des deux pertuis de l'aspirateur, en pourcentage du débit mesuré par le débitmètre électromagnétique	59
4.3	Principales caractéristiques observées au niveau des profils de vitesse moyenne en x et en z , et des profils d'énergie cinétique fluctuante.	71
4.4	Zones de validité de la vitesse radiale pour l'ensemble des données recueillies	83
4.5	Principales caractéristiques observées au niveau des profils de vitesse moyenne pour les trois composantes, $\theta = 213.5^\circ$	94
4.6	Zones d'influence des phénomènes à basse fréquence et des phénomènes autour de la fréquence de passage des aubes	117
4.7	Phénomènes identifiés dans les sections d'entrée et de sortie de l'aspirateur	123

Nomenclature

Tableau 1 – Liste des variables utilisant l’alphabet grec

Paramètre	Description	Unités
α	Angle d’ouverture des directrices par rapport à une position complètement fermée	°
α_{Ref}	Angle d’ouverture des directrices au PMR	°
β	Angle séparant le système de coordonnées (R, θ, Z) global de la turbine et le système de coordonnées local de la fenêtre de l’accès optique rotatif	°
σ	Écart type associé aux distributions statistiques des échantillons LDV	m/s
λ_b	Longueur d’onde des faisceaux LDV dans l’eau	m
λ_n	Longueur d’onde des faisceaux LDV dans le milieu d’indice n	m
Θ_{bi}	Angle de croisement des faisceaux dans le milieu i ($0 =$ air, $1 =$ verre, $2 =$ eau)	°
ν_p	Vitesse de passage des particules dans le volume de mesure LDV	m/s
$\nu_{p\perp}$	Vitesse de passage des particules dans le volume de mesure LDV. Composante perpendiculaire à la direction de propagation des faisceaux et dans le plan des faisceaux	m/s
ϕ	Désalignement angulaire de la sonde LDV par rapport à la surface externe de la fenêtre de l’accès optique rotatif	°
ϵ_{ij}	Angle d’incidence ou de réfraction des faisceaux LDV ($j = A$ ou B) au niveau des surfaces de la fenêtre de l’accès optique rotatif dans le milieu i ($0 =$ air, $2 =$ eau)	°
Ω_Z	Vorticité en Z dans le repère cylindrique global	s ⁻¹
$\Delta\beta$	Variation de l’angle β	m/s

Tableau 2 – Liste des variables utilisant l’alphabet latin et des abréviations

Paramètre	Description	Unités
A_{Ref}	Aire de la section de référence à mi-hauteur de la roue	m^2
Azim.	Position azimutale investiguée en entrée d’aspirateur par rapport à l’axe X positif	$^\circ$
C_R, C_θ, C_Z	Composante de vitesse radiale, circonférentielle et axiale dans la section d’entrée de l’aspirateur	m/s
C'_R, C'_θ, C'_Z	Fluctuation de vitesse radiale, circonférentielle et axiale dans la section d’entrée de l’aspirateur	m/s
C_{Ref}	Vitesse de référence basée sur le débit mesuré par le débitmètre électromagnétique divisé par l’aire de référence	m/s
C_{Min}	Vitesse minimale mesurée pour les points considérés	m/s
C_{Max}	Vitesse maximale mesurée pour les points considérés	m/s
$\Delta C_R, C_\theta, C_Z$	Variation des composante de vitesse radiale, circonférentielle et axiale dans la section d’entrée de l’aspirateur	m/s
e_1, e_2	Vecteurs unitaires associés à la direction de propagation de chaque faisceau LDV	m
e_{pr}	Vecteur unitaire associé à la direction de déplacement d’une particule d’ensemencement	m
f_1, f_2	Fréquence de chaque faisceau LDV après réflexion sur les particules d’ensemencement	Hz
f_b	Fréquence des faisceaux LDV à la sortie de la sonde	Hz
f_D	Fréquence perçue par le détecteur du système LDV	Hz
f_{Roue}	Fréquence de rotation de la roue pour le point d’opération considéré	Hz
k	Énergie cinétique fluctuante	m^2/s^2
LDV	Anémomètre laser à effet Doppler (Laser Doppler Velocimetry)	-
LSSA	Analyse spectrale des moindres carrés (Least Square Spectral Analysis)	-
N	Nombre d’échantillons LDV pour chaque point de mesure et chaque point d’opération	-
N_{11}	Vitesse unitaire du modèle	RPM
N_{11Ref}	Vitesse unitaire du modèle au PMR	RPM
n_i	Indice de réfraction du milieu i	-

Paramètre	Description	Unités
OP	Point d'opération du modèle	-
R_{Ref}	Rayon caractérisant le profil hydraulique à mi-hauteur de la roue	m
PIV	Anémomètre laser par images de particules (Particle Image Velocimetry)	-
P_{max}	Puissance maximale normalisée obtenu dans les spectres en puissance calculés sur certains points de mesure	-
PMR	Point de meilleur rendement du prototype	-
Q_{11}	Débit unitaire du modèle	m ³ /s
Q_{11Ref}	Débit unitaire du modèle au PMR	m ³ /s
Ra, ψ, γ	Système de coordonnées sphérique local de l'accès optique	m, °
R, Θ, Z	Système de coordonnées cylindrique du modèle	m, °
X, Y, Z	Système de coordonnées cartésien global du modèle	m
X_f, Y_f, Z_f	Système de coordonnées cartésien local de la fenêtre de l'accès optique rotatif	m
Δx_i	Distance interfrange du volume de mesure LDV dans le milieu i	

Chapitre 1

Introduction

Ce chapitre d'introduction situe le présent mémoire dans le contexte de recherche et de développement du Laboratoire de Machines Hydrauliques de l'Université Laval. Une définition de la problématique étudiée et les objectifs encourus sont ensuite présentés. La méthodologie utilisée, qui mise sur l'approche expérimentale de la mécanique des fluides, est finalement détaillée, suivie d'une brève description de l'organisation de ce mémoire.

1.1 Contexte de l'étude

Le Laboratoire de Machines Hydrauliques (LAMH) de l'Université Laval œuvre dans le domaine de la mécanique des fluides et se spécialise dans la recherche et développement liés aux turbines hydrauliques. Ses activités se structurent autour d'une mission définie par quatre aspects : fournir aux entreprises nord-américaines et internationales une installation d'essais répondant aux normes internationales ; réaliser des mesures classiques de collines de rendement, de cavitation et d'autres caractérisations des turbines ; réaliser des études de recherche et développement (R&D) axées sur la mécanique des fluides incompressibles et les turbomachines ; former des personnes hautement qualifiées pour l'industrie hydroélectrique. Les buts visés par la R&D sont d'améliorer la connaissance de la physique des écoulements tournants turbulents et non stationnaires et d'aider à l'amélioration de la précision des modèles de simulations numériques. S'inscrivant dans la lignée de ces mandats, plusieurs projets de recherche ont été réalisés par le LAMH dont le projet AxialT dans lequel s'inscrit ce mémoire de maîtrise. A terme, ce projet aura permis d'approfondir la connaissance des écoulements

dans une machine axiale de type hélice, en investiguant plusieurs de ses différentes composantes.

Le LAMH a l'opportunité de travailler de pair avec l'industrie hydroélectrique, en prenant part au Consortium en machines hydrauliques. Ce dernier vise à créer et à maintenir un pôle de recherche majeur pour le développement des turbines hydrauliques au Canada. Ses membres sont : Alstom Hydro & Power Canada, Andritz Hydro, Edelca, Hydro-Québec, RNCAN CanmetENERGIE, Voith Hydro et l'Université Laval.

1.2 Définition de la problématique et objectifs

L'optimisation de la conception des nouvelles turbines et la restauration de centrales existantes nécessitent un processus de recherche et développement de longue haleine. L'une comme l'autre poursuit l'objectif d'améliorer les caractéristiques de machines qui procurent déjà des rendements supérieurs à 90%. Dans le contexte d'une production d'énergie à grande échelle qui doit satisfaire à des besoins en constante augmentation, cet objectif prend tout son sens et quelques dixièmes de pour cent seulement d'amélioration constituent un gain majeur. Par contre, la recherche dans le domaine se bute à la complexité des phénomènes physiques en jeu et aux limitations techniques des outils, numériques et expérimentaux, disponibles pour les étudier. Le développement des techniques de calcul et des systèmes de mesures pour les valider arbore ainsi une importance particulière.

Ce mémoire se situe dans le cadre de l'étude des turbines hydrauliques de type axial. Ce type de machine convient généralement aux sites caractérisés par une chute inférieure à 70 mètres, ce qui lui attribue une part importante du potentiel hydroélectrique canadien maintenant que les sites exploitables de plus haute chute se font rares. Plusieurs projets récents de réhabilitation concernent aussi ces machines qui sont employées depuis le début du 20^e siècle. Les turbines de cette famille, telles que les Kaplan, hélice et bulbe, intéressent de plus en plus d'équipes de recherche, dont le Consortium en machines hydrauliques. La turbine axiale de type hélice, étudiée plus spécifiquement dans cette étude, est similaire à la turbine Kaplan à la distinction que ses aubes ne sont pas orientables. La figure 1.1 illustre la géométrie de la turbine étudiée.

Au-delà de ces grandes lignes, la problématique du projet de maîtrise ici présenté concerne une partie importante des turbines axiales : l'aspirateur. Cette composante, dont le rôle est de récupérer l'énergie disponible à la sortie de la roue, est de première importance pour le rendement global des machines de basse chute [13]. Donnant par

ailleurs lieu à des écoulements tournants fortement turbulents et instationnaires, l'aspirateur pose un problème important pour l'optimisation de ces turbines. Sa simulation numérique nécessite, avec les capacités de calcul actuelles, plusieurs simplifications dont l'impact sur le résultat est difficilement quantifiable. Des hypothèses de stationnarité ou de symétrie sont couramment utilisées et justifient l'investigation expérimentale des turbines à des fins de validation.

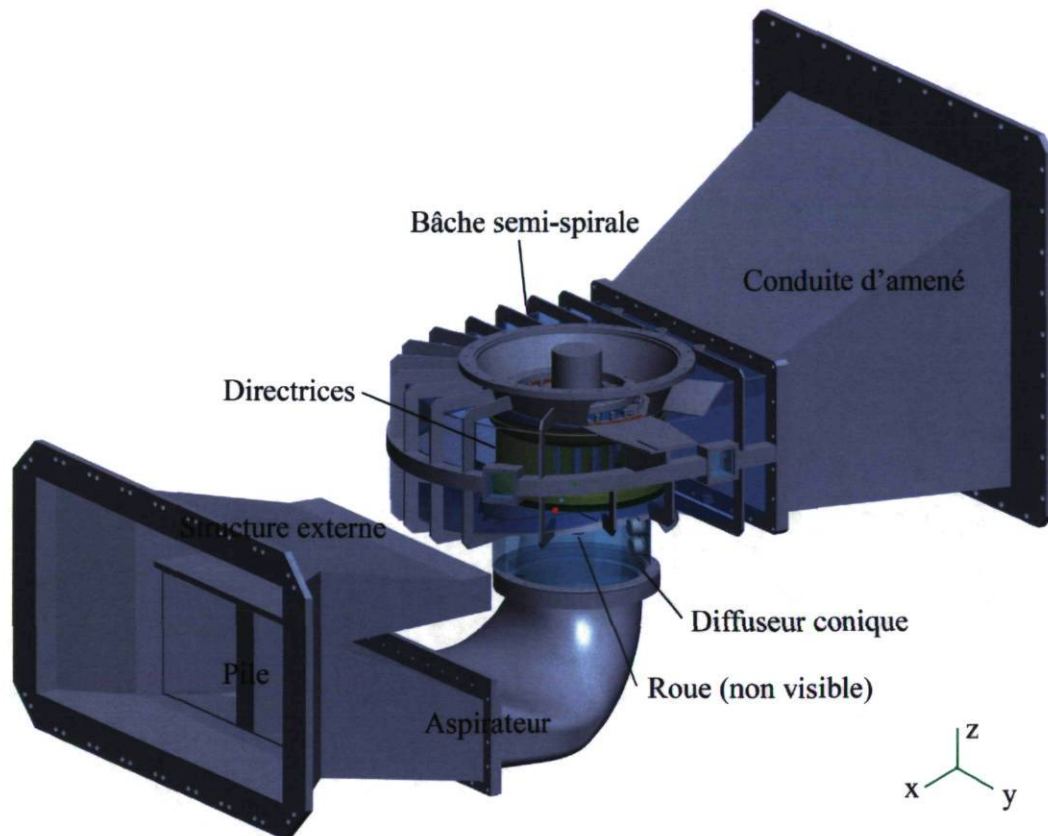


FIGURE 1.1 – Modèle de la turbine hélice à l'étude

Un des paramètres sensibles de telles simulations numériques est la composante radiale de la vitesse imposée à l'entrée du domaine de calcul de l'aspirateur. Cette composante constitue un problème au niveau des hypothèses utilisées pour les conditions aux limites puisque sa grandeur moyenne est généralement faible, mais que son impact sur la physique de l'écoulement est marqué. Par exemple, l'étude approfondie de l'impact des conditions d'entrée sur les simulations de l'écoulement dans l'aspirateur de Payette et coll. (2008)[21] a permis d'identifier cette influence de la vitesse radiale sur le décollement des couches limites et sur la présence de recirculations dans un écoulement tournant soumis à un gradient de pression adverse. Comme il existe peu de mesures expérimentales qui fournissent la vitesse radiale, plusieurs conditions ont été utilisées

pour définir cette composante en entrée de domaine : une variation linéaire de l'angle de l'écoulement, pour respecter l'angle des parois et du moyeu de la roue, a été notamment utilisée par Page et coll. (2005)[20] ; un écoulement en rotation solide, entraînant une vitesse radiale nulle, peut aussi être imposé [19, 22] ; l'utilisation de résultats de simulations numériques de machine complète est par ailleurs chose courante [25].

Par contre, au-delà de ces simplifications utiles pour améliorer les simulations numériques, Andersson et coll. (2004)[2] identifient l'importance d'imposer des conditions d'entrée complètes et bien définies pour bien représenter la physique des écoulements. Selon cette étude, la récupération de la pression faite par l'aspirateur a lieu majoritairement dans le diffuseur conique, ce qui souligne l'importance de la section d'entrée. Les recommandations de cette étude vont ainsi de pair avec celles de Page et coll. (2001)[19] qui reconnaissent la nécessité de mesurer les trois composantes de vitesse en entrée d'aspirateur.

Cependant, l'investigation expérimentale des champs de vitesse tridimensionnels pose également plusieurs défis techniques. Sans être contrainte par des hypothèses simplificatrices, l'étude expérimentale est souvent limitée quant à l'information qu'elle peut fournir avec les outils disponibles. Plusieurs systèmes de mesure permettent par exemple l'obtention de deux composantes de vitesse, souvent au détriment d'une troisième composante telle que la composante radiale à l'entrée de l'aspirateur. En outre, des compromis entre la résolution temporelle et la résolution spatiale ou la taille de la zone d'interrogation sont généralement inévitables et les couches limites très près des parois sont souvent inaccessibles.

L'objectif principal de ce mémoire consiste à étudier l'écoulement dans l'aspirateur des turbines axiales de type hélice en prêtant une attention particulière à la distribution de la vitesse radiale. Les objectifs spécifiques encourus se résument à :

- concevoir un système de mesures de la vitesse radiale à l'entrée de l'aspirateur basé sur l'utilisation du Vélocimètre Laser à effet Doppler (LDV) ;
- obtenir avec le système conçu un champ de vitesse tridimensionnel et résolu dans le temps ;
- obtenir le champ de vitesse à la sortie de l'aspirateur ;
- former une base de données qui pourra servir à la validation de simulations numériques ;
- analyser les structures de l'écoulement qui prennent forme dans l'aspirateur.

1.3 Méthodologie

La démarche de recherche suivie dans ce projet de maîtrise est axée sur l'approche expérimentale de la mécanique des fluides et s'articule autour de l'utilisation de plusieurs outils de mesure et méthodes d'analyse qui seront présentés ici. Avant tout, l'écoulement à travers l'aspirateur sera investigué par le biais de deux sections de mesure, une à son entrée et une à sa sortie. Ces sections seront détaillées à la section 2.1. L'écoulement sera donc décrit, au chapitre 4, par le biais de ces deux sections et le comportement à l'intérieur même de l'aspirateur ne pourra qu'être hypothétiquement prédit.

1.3.1 Modèle de turbine hélice et banc d'essai

D'abord, l'étude expérimentale est basée sur l'utilisation d'un modèle de turbine axiale de type hélice correspondant aux turbines des groupes hydrauliques d'une centrale réelle faisant partie du réseau hydroélectrique québécois. Cette centrale est caractérisée par une chute de 24 mètres et une production de plus de 2000 MW.

Le modèle à l'essai comprend deux conduits d'amenée qui dirigent l'eau dans une bêche semi-spirale dont l'objectif est de la distribuer de façon quasi uniforme à travers les 24 avant-directrices. Par la suite, 24 directrices orientent l'écoulement en amont de la roue. Leur position est caractérisée par l'angle d'ouverture α défini par rapport à une position complètement fermée. L'énergie potentielle est ensuite soustraite par la roue qui est formée de six aubes fixes. Puis l'écoulement passe à travers une section divergente (diffuseur conique) avant d'entrer à la verticale dans l'aspirateur. Le rôle de l'aspirateur est de récupérer au maximum l'énergie résiduelle à la sortie de la roue et de rediriger l'écoulement à l'horizontale. Cette partie est donc caractérisée par une forte courbure et une augmentation de la section de 206.5%. Pour des raisons structurales, un pilier central sépare l'aspirateur en deux pertuis, qui sont dans le cas présent non symétriques par rapport à l'axe de rotation de la roue. Pour ce qui est du modèle, la géométrie est réduite à environ 10% de la taille réelle (voir figure 1.1).

En second lieu, l'utilisation du banc d'essai disponible au LAMH rend possible cette étude expérimentale sur modèle. L'installation, illustrée à la figure 1.2, est composée d'un circuit en boucle fermée alimenté par une pompe fournissant jusqu'à 260 kW. Cette dernière propulse l'eau à travers un débitmètre électromagnétique puis à travers la section d'essai qui permet l'étude de différents modèles de turbine. Cette section d'essai est limitée par deux cuves qui permettent d'uniformiser l'écoulement à l'entrée et d'engendrer une dépression à la sortie du modèle. Enfin, un générateur permet de

contrôler la vitesse de rotation du modèle et d'extraire la puissance fournie par ce dernier. La boucle est remplie d'eau provenant d'un bassin d'alimentation de 300000 litres via une pompe de remplissage (non illustrée).

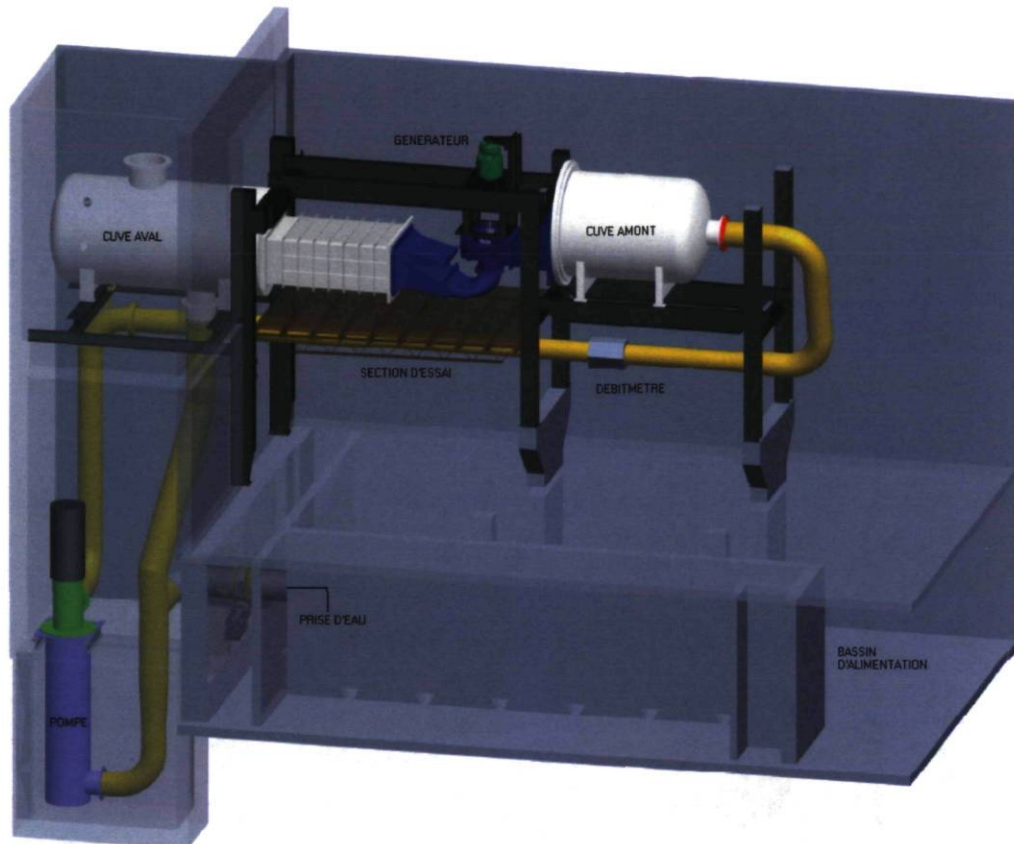


FIGURE 1.2 – Banc d'essai disponible au LAMH

Un système de contrôle classique permet d'ajuster la chute brute imposée au modèle, la vitesse de rotation de la roue et l'angle d'ouverture des directrices, ce qui donne accès à une vaste plage d'opération. Lors de chaque essai, ces paramètres sont asservis de façon à obtenir une condition d'opération stable. Le rendement du modèle dans ces conditions peut ainsi être calculé et gardé constant avec une précision de 0.2%. L'installation est en outre conforme avec la norme CEI-60193 pour turbines hydrauliques.

1.3.2 Appareils de mesure LDV

L'utilisation d'outils de mesure de haute précision est également nécessaire à l'étude. Ce projet de maîtrise mise sur l'emploi du LDV pour mesurer la vitesse de l'écoulement

en plusieurs points. Cette méthode de mesure est reconnue pour sa bonne précision (10^{-4} m/s), sa résolution spatiale (de l'ordre du millimètre) et sa résolution temporelle (10^{-4} s). Par contre, la mesure LDV est faite en un seul point spatial à la fois, ce qui implique la répétition du processus pour chaque point du domaine investigué et un temps de mesure considérable. De plus, les points mesurés n'ayant pas la même référence temporelle, l'ajout d'une référence commune est souhaitable pour avoir accès à plus que de simples vitesses moyennes. Cette référence commune est définie via la position angulaire de la roue, qui est enregistrée lors des essais avec une précision de 0.175° , et est associée à chaque échantillon de vitesse mesuré par le LDV.

Les paramètres du système LDV utilisé lors de cette étude, qui a la capacité de mesurer deux composantes de vitesse simultanément, sont présentés au tableau 1.1. Suivant le principe de fonctionnement du LDV, les deux composantes mesurées sont perpendiculaires entre elles et avec la direction de propagation des faisceaux.

Source laser	5.8W Argon-Krypton
Longueur d'onde	488 / 514.5 nm
Diamètre initial des faisceaux	1 mm \pm 0.02
Séparation initiale des faisceaux	39 mm \pm 0.02
Longueur focale	400 et 1000 mm
Diamètre du volume de mesure	189 et 238 μm
Longueur du volume de mesure	3.97 et 6.33 mm

Tableau 1.1 – Caractéristiques du système LDV utilisé

1.3.3 Obtention de la vitesse radiale

L'utilisation du système LDV en visée directe, dans un référentiel cylindrique, permet la mesure des vitesses axiales (C_Z) et circonférentielles (C_θ). En effet, la configuration en visée directe est caractérisée par un déplacement de la sonde laser sur l'axe de propagation des faisceaux. Lorsque les points de mesures se situent sur un rayon, ce déplacement correspond à une translation radiale. Pour ce qui est d'obtenir la vitesse radiale (C_R), une méthode particulière doit être appliquée compte tenu du système bidimensionnel disponible. L'objectif de la méthode est le même qu'avec les systèmes tridimensionnels : mesurer en visée latérale une composante quelconque (C_1) (autre que tangentielle) dans le plan horizontal et la combiner avec la composante circonférentielle pour reconstruire la vitesse radiale.

Dans le cadre de cette étude, cette seconde mesure ne peut pas être faite simultanément avec la mesure en visée directe, mais est plutôt réalisée avec le même système

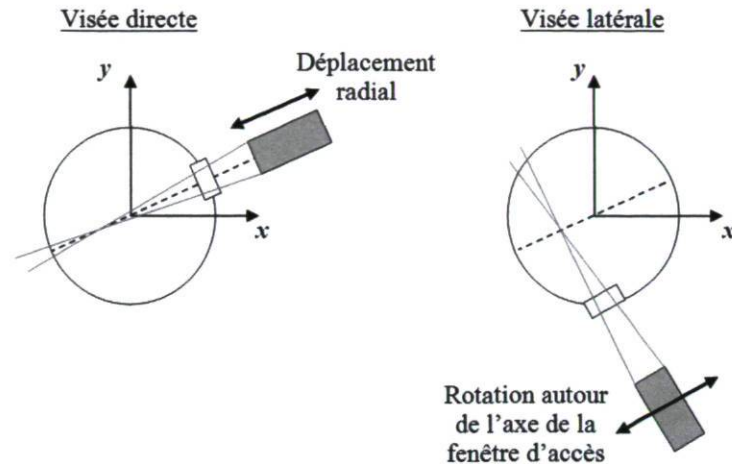


FIGURE 1.3 – Visées employées pour la reconstruction de la vitesse radiale

bidimensionnel à posteriori. Cette façon de procéder a comme inconvénient de faire en sorte que les échantillons de vitesse de chaque série de mesure sont indépendants. Des valeurs moyennes (voir section 3.1) doivent donc être calculées avant de pouvoir calculer la vitesse radiale, ce qui élimine la partie fluctuante de cette composante. Par contre, l'utilisation du LDV bidimensionnel à deux reprises pour calculer la vitesse radiale permettra de comparer les vitesses axiales des deux séries de mesure et d'investiguer, entre autres, la variation des conditions d'opération du modèle. L'organigramme présenté à la figure 1.4 illustre les différences entre la méthode LDV 3D classique et la méthode utilisée dans le cadre de cette étude. La méthode de mesure simultanée LDV 3D classique (figure 1.4 : haut) est caractérisée par l'obtention d'échantillons regroupant les trois composantes de vitesse (C_1, C_θ, C_Z) et leur partie fluctuante. La reconstruction de la vitesse radiale peut alors fournir la partie fluctuante de cette composante (C'_R), ce qui n'est pas possible dans le cas de la méthode non simultanée (figure 1.4 : bas). La figure 1.3 schématise les configurations en visée directe et en visée latérale.

1.4 Organisation du mémoire

Ce mémoire est structuré en cinq chapitres qui présentent différents aspects de l'étude introduite jusqu'ici. D'abord, les sujets d'ordre plus techniques sont couverts par le deuxième chapitre qui aborde la conception du système de mesures de l'écoulement dans l'aspirateur. Ce chapitre détaille également le domaine couvert par l'étude expérimentale et les différentes grilles de mesure. Les bases théoriques reliées au traitement des données et à l'analyse détaillée d'incertitude sont présentées au chapitre 3. Elles

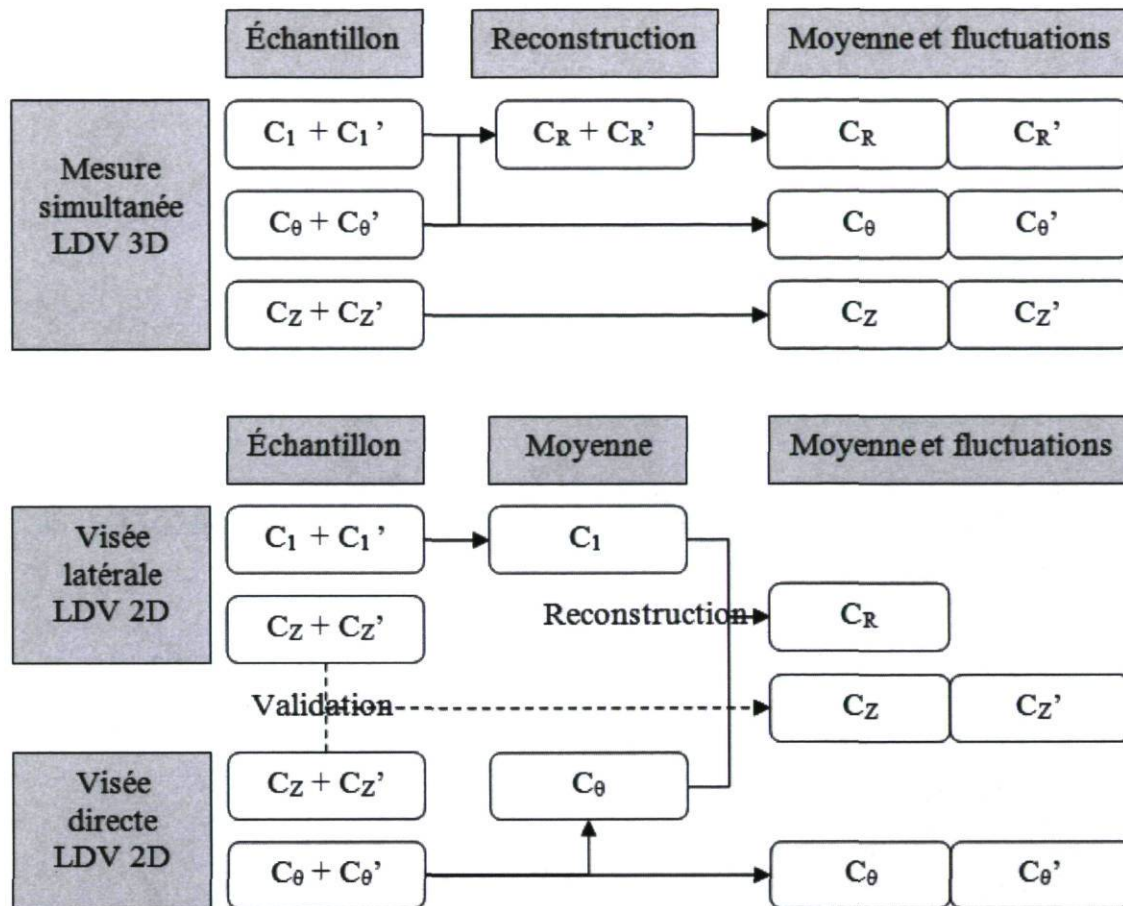


FIGURE 1.4 – Organigramme des méthodes de mesure LDV pour obtenir trois composantes de vitesse. Haut : Méthode 3D classique. Bas : Méthode utilisée dans le cadre de cette étude

constituent des étapes inévitables du processus expérimental, particulièrement dans le cas de cette étude qui comporte une partie importante de développement d'outils. Ces chapitres précèdent l'analyse des résultats expérimentaux présentée au chapitre 4. La première analyse donne lieu à l'identification des structures principales de l'écoulement sous différentes conditions d'opérations du modèle. Les différentes sections de mesures sont analysées séparément puis comparées entre elles. En conclusion, le chapitre 5 vient rappeler les grandes lignes de la démarche suivie au cours de l'étude, mettre l'accent sur les résultats les plus marquants et proposer des pistes d'étude à faire ultérieurement. Ces différents chapitres sont précédés d'une courte revue de littérature qui introduit le lecteur aux développements antérieurs spécifiques à chaque chapitre.

Chapitre 2

Utilisation du LDV pour la mesure de l'écoulement dans l'aspirateur

Le volet expérimental de ce mémoire s'articule autour de l'utilisation d'un système de mesures LDV bidimensionnel classique pour caractériser l'écoulement dans l'aspirateur d'une turbine hélice et pour mesurer la vitesse radiale à l'entrée de ce dernier. Cet objectif, qui découle avant tout de la disponibilité d'un tel système au LAMH et de l'intérêt de mesurer la composante radiale, implique l'adaptation du système à cette application spécifique. Le présent chapitre précise d'abord l'objectif susmentionné et les sections de mesures qui y sont associées. Il décrit ensuite les contraintes et la configuration de mesure spécifiques à chaque section de mesure. La conception des accès optiques et du système de positionnement de la sonde requis dans chaque cas est également détaillée, avant de clore avec la définition des paramètres d'acquisition et des grilles de mesures.

Avant tout, plusieurs méthodes pour la mesure LDV tridimensionnelle sont présentées dans la littérature. Celles-ci peuvent être orthogonales, alors caractérisées par une mesure directe des trois composantes de vitesse, ou non. Les méthodes orthogonales se prêtent bien à la mesure dans les souffleries par exemple. Cependant, la plupart des systèmes LDV tridimensionnels actuels sont configurés de façon non orthogonale, même s'ils ne sont pas conçus pour être utilisés à travers une paroi. *Dans tous les cas de configuration non orthogonale, des équations de transformations doivent être utilisées pour résoudre les composantes orthogonales à partir des composantes mesurées* [18]. Ces mesures incluent généralement une mesure en visée directe et au moins une mesure en visée latérale pour obtenir la troisième composante en un ou plusieurs points. Parmi les nombreuses études impliquant la mesure LDV tridimensionnelle, celle de Butefisch (1989)[4], détaille la méthode dans son ensemble pour une application en soufflerie. S'approchant davantage du présent projet de recherche, deux campagnes de mesure

LDV tridimensionnelle à travers une paroi plane ont été réalisées respectivement par Malak et coll. (1987)[14], et par Murugan et coll. (1996)[17]. Ces deux campagnes ont caractérisé l'écoulement dans la bêche puis en sortie d'une turbine radiale. Présentant une géométrie plus complexe, le diffuseur vanné d'une pompe à vitesse spécifique moyenne a été étudié par Eisele et coll. (1997)[7]. Un système LDV bidimensionnel y est utilisé pour la mesure de trois composantes à travers des accès optiques à surfaces parallèles. Enfin, Mesquita et coll. (1992)[1] présentent l'étude par LDV bidimensionnel de l'écoulement tridimensionnel dans une bêche de turbine-pompe.

Ces trois dernières études ont en commun le fait qu'elles réalisent la mesure dans une configuration hors axe, qui met en jeu l'utilisation d'une sonde laser de façon telle que l'axe de propagation des faisceaux n'est pas perpendiculaire aux surfaces de la fenêtre de l'accès optique. Cette configuration hors axe est la plupart du temps employée pour effectuer la mesure en visée latérale utile pour résoudre la troisième composante de vitesse orthogonale. Or, elle engendre une certaine distorsion du volume de mesure LDV qui se traduit par une erreur de biais sur la vitesse mesurée [26]. Par ailleurs, similairement à l'étude présentée par Mesquita (1992)[1], le présent projet de maîtrise se confronte à la mesure à travers un profil hydraulique courbe. Cet aspect, si non corrigé, induit également une distorsion du volume de mesure[1]. L'impact de ces distorsions de même que les possibilités relatives à la correction du biais qu'elles impliquent ne seront pas traités dans le cadre de cette étude. L'effort est plutôt dirigé vers la conception d'un accès optique qui ne produit pas de déformation du volume de mesure.

Cet objectif implique de concevoir des fenêtres d'accès à surfaces parallèles, qui ne respectent alors pas le profil hydraulique et qui perturbent l'écoulement au niveau de la section de mesure. Cependant, cette perturbation de l'écoulement est restreinte à la zone près de la fenêtre d'accès, tel qu'observé par Mesquita (1992)[1]. Dans le cas présent, elle sera donc considérée comme négligeable puisque les points de mesures ciblés sont situés à plus de 1/3 de diamètre de la fenêtre d'accès.

2.1 Définition des sections de mesures

La caractérisation de l'écoulement dans l'aspirateur poursuit l'objectif fastidieux de décrire un écoulement tournant, fortement turbulent et instationnaire. Une maximisation de la résolution spatiale et temporelle est donc souhaitable sur l'ensemble de la géométrie de l'aspirateur. Par contre, la conception de l'expérience est complexifiée par le grand nombre de facteurs à prendre en compte, tels que la faisabilité des accès

optiques, la pertinence de l'information ciblée par la mesure ou l'encombrement associé au système de mesures et au système de positionnement. Ces facteurs, de même que le temps alloué à cette étude, ont justifié la limitation du domaine de mesure sur deux sections de l'aspirateur : une en entrée et une en sortie (voir figure 2.1).

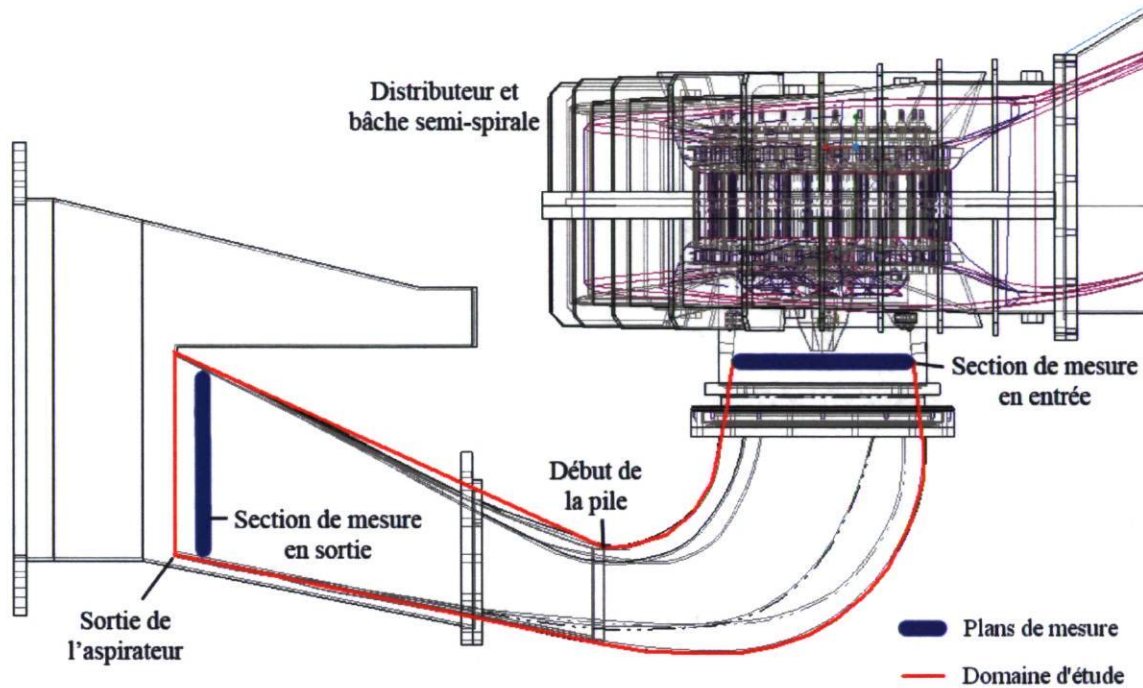


FIGURE 2.1 – Sections de mesure ciblées pour la caractérisation de l'écoulement dans l'aspirateur

Telle qu'illustrée, la section de sortie se trouve pratiquement dans le plan de sortie de l'aspirateur. Le positionnement détaillé de la section de mesure sera présenté à la section 2.2. Pour la section d'entrée, son positionnement vertical a été déterminé de façon à le faire correspondre à la zone de mesure couverte par une campagne de mesure LDV 2D précédente. Parmi les sections mesurées antérieurement, la section visible à la figure 2.1 a été retenue dans le cadre de cette étude pour des raisons d'encombrement. La section se trouve à 0.73_{Ref} sous le bord de fuite des aubes. Cette démarche sera détaillée à la section 2.3.2.

2.2 Conception de la mesure en sortie d'aspirateur

La section de sortie de l'aspirateur nécessite un positionnement du système LDV dans une configuration assez simple. Cette configuration sera décrite en premier lieu et

sera suivie, à la section 2.3.3, de la configuration plus complexe associée à la section d'entrée. Pour expliquer ces configurations, un bref rappel des principes de fonctionnement du système LDV utilisé dans le cadre de cette étude sera d'abord présenté. La conception en tant que telle sera ensuite détaillée en ce qui a trait aux accès optiques, aux grilles de mesure et aux paramètres d'acquisition.

2.2.1 Rappel des principes de fonctionnement du LDV

Le système LDV en question permet la mesure de deux composantes simultanées de vitesse en un point spatial. La mesure de vitesse est basée sur l'effet Doppler qui se produit lors de la dispersion, par des particules d'ensemencement, de faisceaux laser dont les caractéristiques sont connues. Deux paires de faisceaux de couleurs différentes sont utilisées dans le cas présent (une couleur par composante de vitesse). La lumière dispersée par les particules lors de leur passage à travers les faisceaux est captée par un récepteur et les différentes couleurs sont séparées. Pour chaque couleur, le décalage en fréquence entre les faisceaux émis et la lumière dispersée, proportionnel à la vitesse des particules, peut alors être déterminé. Dans le cas présent, l'optique qui capte la lumière dispersée est incorporée avec l'optique qui contrôle l'émission des faisceaux, tel qu'illustré à la figure 2.2. Cette configuration dite à dispersion arrière offre l'avantage d'être insensible aux vibrations.

Par ailleurs, la nécessité de deux faisceaux (1 et 2) pour chaque composante vient de la différence d'ordre de grandeur entre la fréquence des faisceaux émis et le décalage en fréquence dû à l'effet Doppler (fréquence Doppler). Ce dernier étant petit pour les vitesses mesurées dans les turbines hydrauliques (ν_p), il devient difficilement discernable par rapport à la fréquence source (f_b)[24]. L'ajout d'un deuxième faisceau de même couleur résulte en la dispersion par les particules de la lumière des deux faisceaux distincts et en leur interférence destructive au niveau du détecteur. La fréquence perçue par le détecteur (f_D) n'est alors fonction que du décalage fréquentiel proportionnel à la vitesse de la particule perpendiculaire à la direction de propagation des faisceaux ($\nu_{p\perp}$) et de paramètres connus tels que l'angle de croisement des faisceaux dans l'eau (Θ_b) et la longueur d'onde des faisceaux à la source (λ_b) (voir équation ci-dessous).

$$f_1 = f_b + \frac{\nu_p(e_{pr}-e_1)}{\lambda_b}, f_2 = f_b + \frac{\nu_p(e_{pr}-e_2)}{\lambda_b}.$$

$$f_D = f_1 - f_2 = \frac{\nu_p(e_1-e_2)}{\lambda_b}$$

$$f_D = \frac{2\sin(\Theta_b/2)}{\lambda_b} |\nu_p| \cos(\psi) = \frac{2\sin(\Theta_b/2)}{\lambda_b} \nu_{p\perp}$$

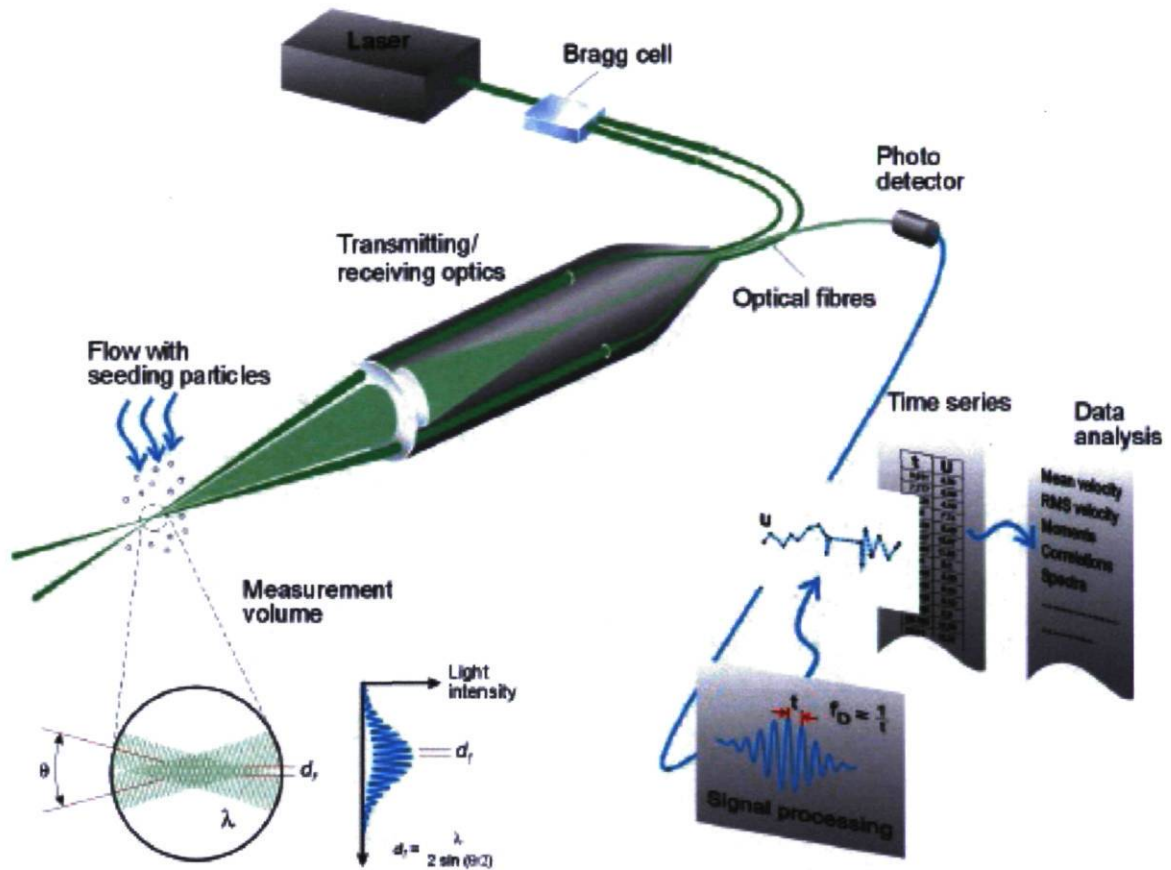


FIGURE 2.2 – Schéma du système LDV utilisé - Dantec Dynamics (2010) [6]

Pour discerner la direction de passage d'une particule (qui produirait la même fréquence Doppler qu'elle passe de haut en bas ou inversement), un des faisceaux de chaque couleur est décalé en fréquence initialement par un modulateur acousto-optique (*bragg cell*). La fréquence mesurée est donc également fonction de ce décalage. Dans le cas où une particule traverserait le volume de mesure avec une vitesse nulle dans une direction, la fréquence lue par le détecteur associé à cette direction sera égale à ce décalage initial. Cette méthode palie à ce qu'on appelle *l'ambigüité directionnelle*.

Enfin, cette méthode des paires de faisceaux implique la nécessité de contrôler précisément leur chemin optique de façon à assurer la focalisation des deux paires de faisceaux sur le point de mesure. Les faisceaux ayant une distribution d'intensité gaussienne, cette focalisation engendre un volume de mesure de forme ellipsoïde et de distribution d'intensité gaussienne autour du point de mesure ciblé. Toute altération du chemin optique des faisceaux résulte donc en une modification du volume de mesure et souvent en une erreur de biais plus ou moins importante sur la vitesse mesurée.

2.2.2 Objectifs et contraintes de conception

Gardant en tête ces principes de base, la conception de l'expérience en sortie d'aspirateur a pour objectif de permettre la mesure LDV sur la plus grande partie possible de cette section. Ce faisant, la possibilité de mesurer les trois composantes de vitesse doit être évaluée et la qualité du chemin optique parcouru par les faisceaux doit être maximisée. De plus, le profil hydraulique de l'aspirateur doit être conservé au mieux pour minimiser la perturbation de l'écoulement. Les obstacles à ces objectifs sont d'abord liés aux interférences avec la structure externe du modèle et à la structure de l'aspirateur lui-même qui ne permet pas certaines modifications (voir figure 2.3). Ainsi, la mesure de la composante transversale de vitesse a été délaissée au profit de la simplicité de la configuration du LDV pour cette section. Cette configuration, illustrée à la figure 2.4, fait une lecture des vitesses suivant les axes X et Z . De plus, la sonde LDV doit être déplacée suivant Y et Z pour couvrir la zone de mesure. Cela permet l'utilisation directe du système de traverses disponible au laboratoire.

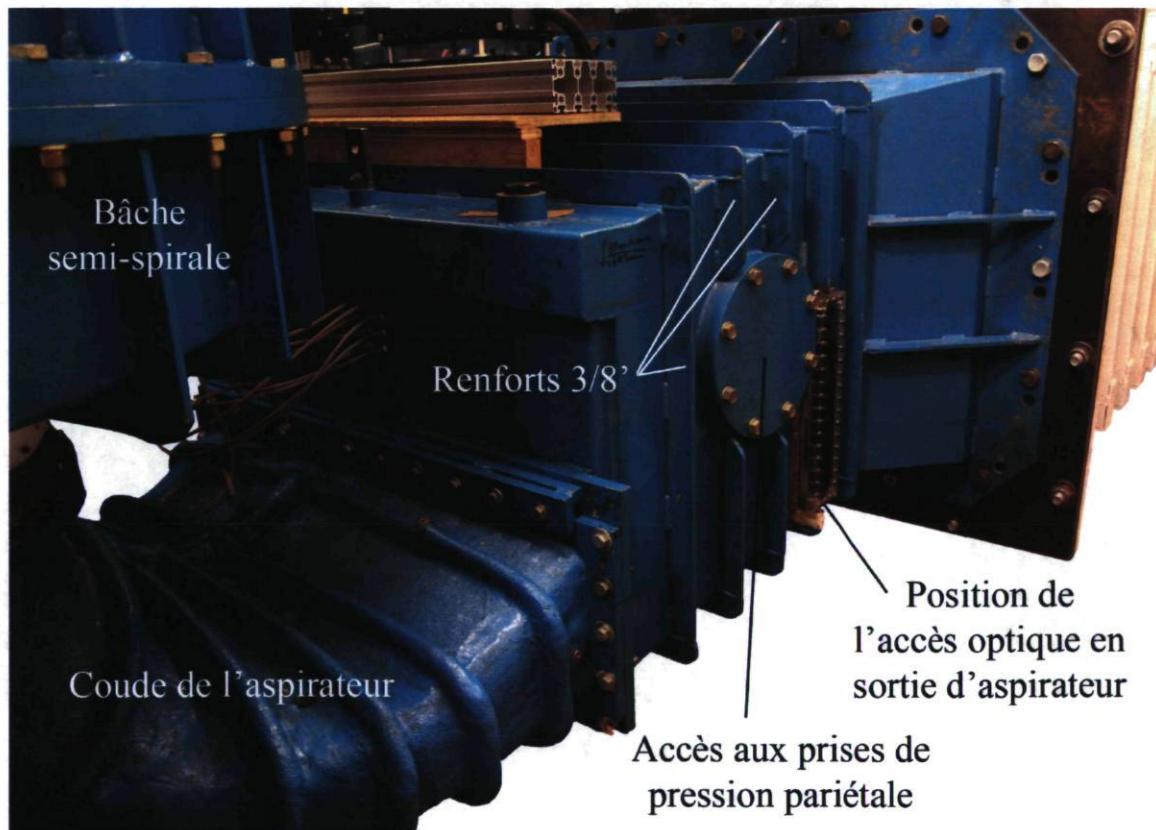


FIGURE 2.3 – Structure de l'aspirateur

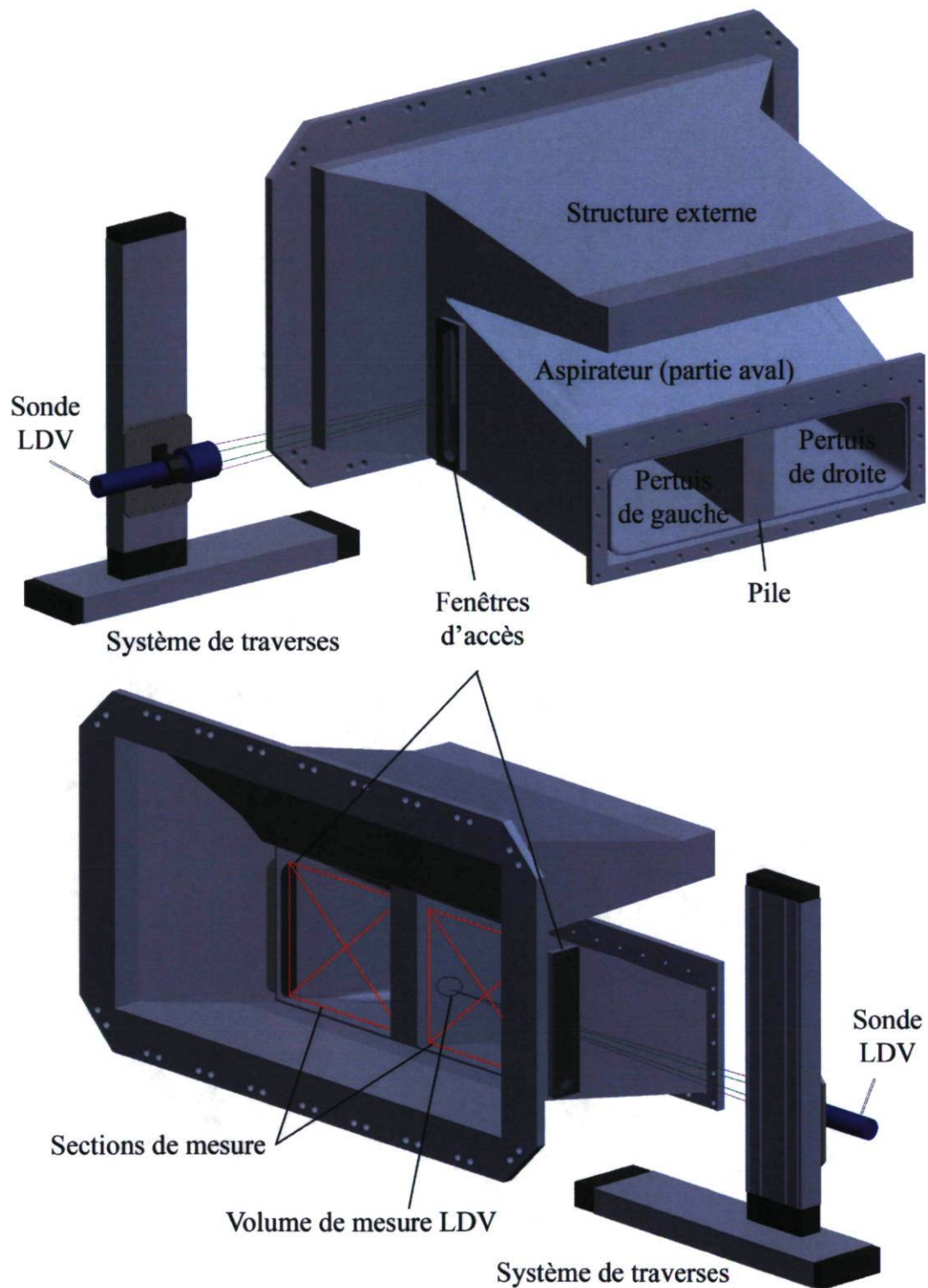


FIGURE 2.4 – Configuration du LDV et zone de mesure ciblée pour la section de sortie de l'aspirateur

2.2.3 Conception des accès optiques

Plusieurs possibilités ont été envisagées pour donner accès à la zone de mesure en question. La section étant située à la sortie de l'aspirateur, le profil hydraulique est séparé en deux pertuis. Pour couvrir ces deux zones, deux accès optiques sont requis : un premier disposé d'un côté de l'aspirateur qui traverse la structure externe de l'aspirateur et atteint le profil hydraulique ; un deuxième disposé soit à travers le pilier central pour permettre aux faisceaux d'atteindre le deuxième pertuis à partir d'une seule configuration, ou de l'autre côté de l'aspirateur nécessitant ainsi deux configurations distinctes. Or, la puissance des faisceaux émis et de la lumière dispersée par les particules diminue rapidement avec la distance parcourue dans l'eau jusqu'au point de mesure. Avec le système LDV et les paramètres utilisés, cette diminution rend le taux d'acquisition très lent voire nul au-delà de 0.5 mètre. Cet aspect force la création d'un accès optique de chaque côté de l'aspirateur et la réalisation d'une série de mesures distincte pour chaque pertuis.

Pour assurer l'intégrité du volume de mesure, les surfaces des accès optiques doivent être parallèles entre elles et les faisceaux doivent les traverser de façon symétrique (c.-à-d. que la direction de propagation des faisceaux doit être perpendiculaire aux deux surfaces). De plus, pour mesurer les composantes X et Z de la vitesse, la direction de propagation des faisceaux doit être parallèle à l'axe Y (voir figure 2.4). Donc les surfaces des fenêtres d'accès doivent être parallèles au plan $X-Z$. Heureusement, dans le cas de la section de sortie, les parois externes verticales du profil hydraulique sont parallèles à ce même plan, ce qui permet aux fenêtres de correspondre au profil hydraulique.

En considérant la structure externe de l'aspirateur, illustrée à la figure 2.3, et la zone de mesure ciblée, la détermination de l'emplacement et de la taille des accès optiques est simple. Pour atteindre le pilier central et maximiser la zone de mesure, les faisceaux doivent suivre un chemin optique précis, symétrique dans chaque pertuis. Connaissant la distance parcourue dans l'eau et l'angle de croisement des faisceaux dans l'eau (défini par les paramètres optique de la sonde LDV), la largeur minimale des accès optiques en sortie est proportionnelle à leur épaisseur. Par souci de simplicité, l'épaisseur des fenêtres est définie de façon à ce qu'elles occupent tout l'espace entre le profil hydraulique de l'aspirateur et sa structure externe. Cela permet de fixer les fenêtres sur la structure externe grâce à un épaulement. L'épaisseur est donc définie à 96.1 mm ce qui fixe la largeur à 60 mm pour permettre le passage des faisceaux jusqu'à la pile.

2.2.4 Grilles de mesure et paramètres d'acquisition en sortie d'aspirateur

Pour compléter la présentation de la conception de l'expérience en sortie d'aspirateur, plusieurs paramètres viennent préciser l'utilisation du LDV avec les accès optiques décrits précédemment. D'abord, le rôle de l'aspirateur étant globalement de dissiper l'énergie cinétique en minimisant les pertes, l'écoulement à sa sortie dans les conditions d'opération optimales devrait être assez uniforme et bien distribué. Par contre, cette étude ayant comme objectif de créer une base de données représentant l'écoulement dans l'aspirateur, plusieurs conditions d'opération loin du point de fonctionnement optimal sont investiguées. Les écoulements retrouvés dans la section de sortie peuvent donc être fortement turbulents et non uniformes, ce qui justifie la définition d'une grille de mesure assez fine et d'une fréquence d'acquisition haute. Par contre, un compromis doit être fait entre la capacité à traiter et emmagasiner les données (relative au temps disponible à cette étude), et l'information disponible pour analyser l'écoulement. Tel que mentionné précédemment, les mesures LDV sont faites, dans le cadre de cette étude, en un point spatial à la fois et la seule référence commune entre chaque point de mesure est la position de la roue.

En sortie d'aspirateur, la grille de mesure pour chaque pertuis a été définie comme suit : 9 rangées verticalement espacées de 40 mm, et une rangée positionnée à 30 mm au-dessus de la dernière. Chaque rangée comprend 23 points de mesure à 20 mm d'intervalle. Cela porte l'étendue de la campagne de mesure en sortie à un total de 460 points de mesure, pour 9 conditions d'opération. La figure 2.5 illustre les grilles de mesure pour la section de sortie.

La mesure LDV est sujette à certaines complications lorsqu'elle est effectuée près des parois, telles que les réflexions des faisceaux ou la présence de décollements liés à la présence de l'accès optique, qui créent des irrégularités dans le profil hydraulique. L'étude des couches limites demandant des instruments de mesure particuliers auxquels nous n'avons pas accès ici, les grilles définies ci-dessus n'incluent pas les zones près des parois. Elles couvrent par contre une grande portion de la section de passage (environ 95%) ce qui permettra d'intégrer la vitesse pour investiguer le débit.

En outre, différentes lentilles peuvent être utilisées pour fixer la longueur focale de l'optique de la sonde LDV, et donc la position de la sonde par rapport au volume de mesure. Pour la présente section, une lentille de 1000 mm de longueur focale a été utilisée pour le pertuis gauche (direction positive de l'axe Y) et une lentille de 400 mm pour le pertuis droit (direction négative de l'axe Y). Ce changement s'explique par

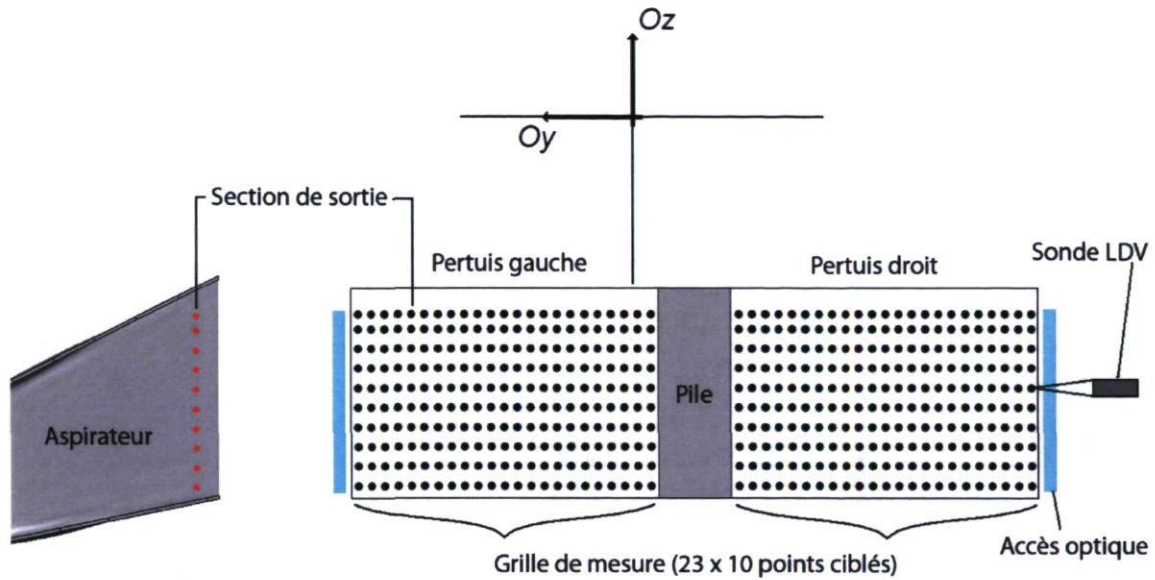


FIGURE 2.5 – Grilles de mesure en sortie d'aspirateur

l'interférence entre la sonde de longueur focale de 1000 mm et le mur du laboratoire pour la mesure dans le pertuis de droite.

Enfin, le nombre d'échantillons à acquérir lors de la mesure est déterminé de façon à assurer une certaine indépendance statistique. Ce nombre a été fixé arbitrairement à 10000, ce qui correspond, estimant la fréquence d'acquisition maximale du LDV utilisé dans ce cadre à 3000 Hz, à un temps d'acquisition minimal de 3.3 sec. L'indépendance statistique sera discutée en détail à la section 3.1.

2.3 Conception de la mesure en entrée d'aspirateur

La configuration du système LDV qui sera utilisée pour obtenir de l'information tridimensionnelle sur l'écoulement en entrée d'aspirateur est complexifiée par plusieurs facteurs. D'abord, l'objectif de mesurer la composante radiale nécessite une mesure en visée latérale, à travers une surface conique (voire figure 1.3). Ensuite, cette visée latérale doit être réalisée à travers un accès optique à surfaces parallèles et qui ne perturbe pas trop l'écoulement. Enfin, plusieurs points de mesure, à diverses positions radiales et circonférentielles, doivent être couverts pour dresser un portrait global de l'écoulement. Cette section détaille la méthode de calcul de la vitesse radiale, avant de décrire la conception des accès optiques pour cette seconde section de mesure, le

système conçu pour positionner la sonde LDV, les grilles de mesure et les paramètres d'acquisition.

2.3.1 Méthode de calcul de la vitesse radiale

La méthode se résume à la résolution des équations de la rotation du système de coordonnées d'un repère de mesure à l'autre. Le premier repère correspond au système cylindrique global dans lequel la mesure en visée directe est faite. Cette mesure donne accès aux vitesses axiales (C_z) et circonférentielles (C_θ). Le second correspond au repère propre à la visée latérale, qui varie selon le point de mesure ciblé. Cette mesure donne accès à la vitesse axiale utile pour la validation des mesures et à la vitesse transversale (C_1). L'angle β est défini comme l'angle de rotation, autour de l'axe Z , entre les deux repères. Le développement mathématique lié à la résolution de ce système d'équations est présenté ci-dessous.

$$\begin{bmatrix} C_1 \\ C'_\theta \\ C'_z \end{bmatrix} = R(\beta) \times \begin{bmatrix} C_r \\ C_\theta \\ C_z \end{bmatrix}$$

Pour une rotation autour de l'axe Z :

$$R_z(\beta) = \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$C_1 = C_r \cos \beta - C_\theta \sin \beta$$

$$C'_\theta = C_\theta \cos \beta + C_r \sin \beta$$

$$C'_z = C_z;$$

$$C_r = \frac{C_1 + C_\theta \sin \beta}{\cos \beta}$$

Dans le cas d'une rotation autour de l'axe Z (rotation bidimensionnelle), la composante radiale de la vitesse est donc fonction de la vitesse circonférentielle (C_θ), de la vitesse transversale mesurée en visée latérale (C_1) et de l'angle de rotation (β) entre les deux systèmes de coordonnées (illustrés à la figure 2.6). Dans le cas contraire, pour lequel la visée latérale serait faite hors du plan de mesure, la composante C_1 ne serait pas mesurée directement et une troisième série de mesures d'une autre visée serait nécessaire pour résoudre les équations de la rotation tridimensionnelle.

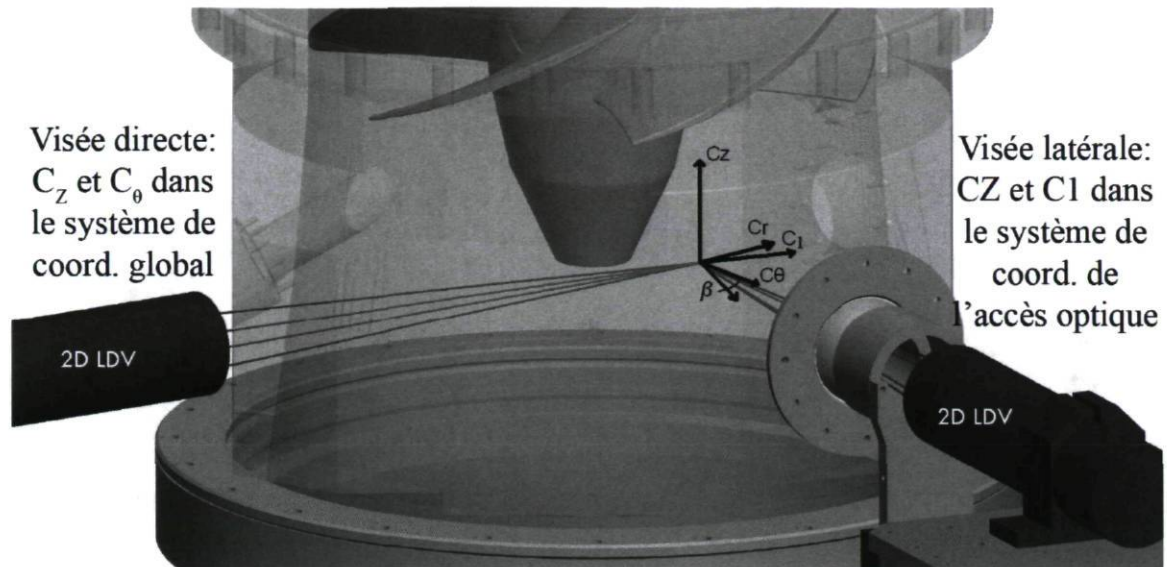


FIGURE 2.6 – Systèmes de coordonnées de la visée latérale et de la visée directe

2.3.2 Objectifs et contraintes de conception

La présente étude est complémentaire à une campagne expérimentale effectuée précédemment par Gagnon (2010)[9]. Cette campagne a complété la mesure en visée directe dans cette section de mesure. Les valeurs de C_θ qui ont été acquises seront utilisées pour le calcul de la vitesse radiale. La conception de l'expérience en entrée d'aspirateur a donc comme objectif de permettre la mesure en visée latérale pour l'obtention de C_r . De plus, la mesure en visée directe a été effectuée sur une grille de points précise. La mesure en visée latérale devra donc être effectuée, dans la mesure du possible, exactement sur ces points. Enfin, les mêmes conditions d'opération et paramètres d'acquisition devront être reproduits pour assurer la cohérence entre les vitesses utilisées dans le calcul de la vitesse radiale.

Les contraintes relatives à la conception de l'expérience dans la section d'entrée sont d'emblée beaucoup plus nombreuses que pour la section de sortie compte tenu de la géométrie et la structure relatives à cette section. Cette section de mesure a été positionnée verticalement légèrement en dessous de la roue pour correspondre aux mesures de la visée directe et pour éviter l'encombrement entre le système de mesures, la bache semi-spirale et la structure externe de l'aspirateur. La figure 2.7 détaille la position de la section de mesure.

La géométrie de cette section, illustrée à la figure 2.8, est conçue en fonction de plusieurs autres campagnes de mesure de l'écoulement en sortie de roue. Les modifications

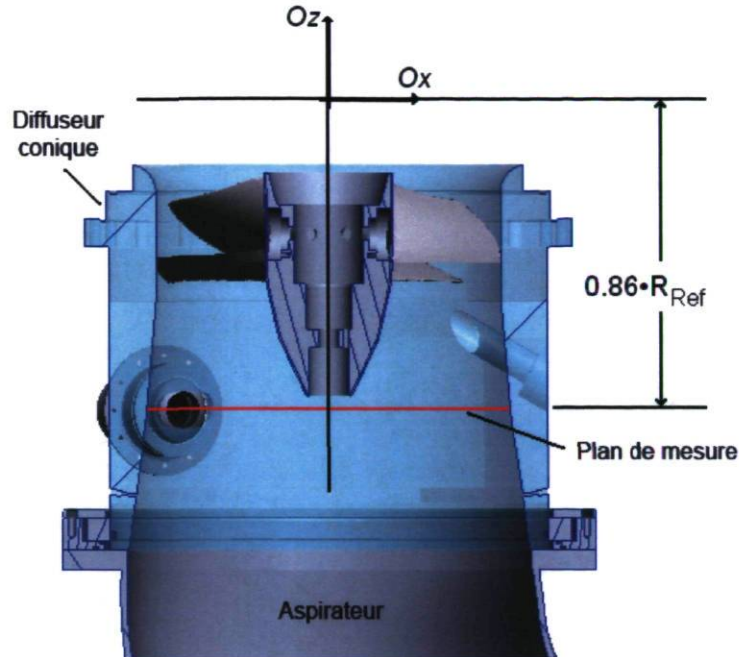


FIGURE 2.7 – Position détaillée de la section de mesure en entrée d'aspirateur

à apporter à cette géométrie pour fixer l'accès optique ne doivent donc pas nuire aux autres campagnes de mesure. Deux des surfaces planes et perpendiculaires identifiées S1 à S4 à la figure 2.8, utiles aux mesures PIV, ne doivent notamment pas être altérées.

Par ailleurs, le profil hydraulique du diffuseur conique doit être conservé autant que possible. Contrairement à la section de sortie où le profil est droit, la courbure de la paroi interne du diffuseur conique ne peut pas être respectée par un accès optique à surfaces planes et parallèles. Ainsi, plus la fenêtre de l'accès optique sera petite, moins la modification du profil sera importante.

2.3.3 Conception de l'accès optique pour la mesure de la vitesse radiale

Pour couvrir les points de mesures ciblés en maximisant la qualité de la mesure, la méthode de l'accès optique rotatif a été retenue en début de projet (voir section 1.3.3). Cette méthode permet de conserver la perpendicularité entre la direction de propagation des faisceaux LDV et les surfaces de la fenêtre de l'accès optique, tout en ciblant différents points de mesure. Par contre, cette mobilité engendre un défi au niveau de l'étanchéité du modèle, qui doit être assurée sur toute la plage des conditions

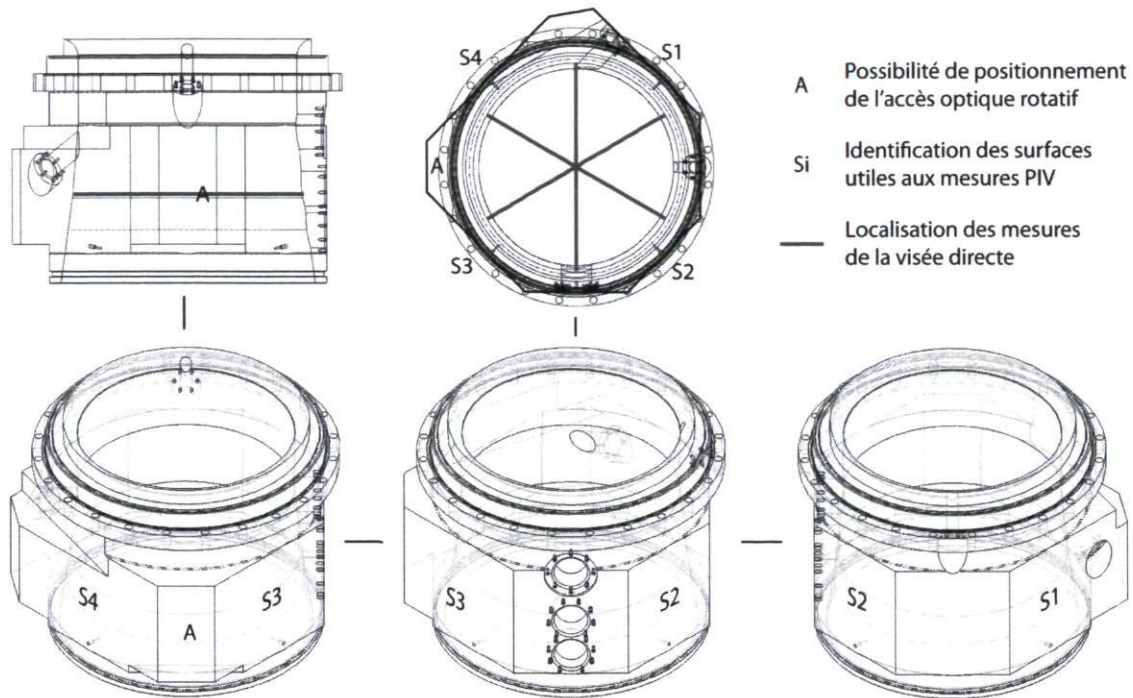


FIGURE 2.8 – Géométrie du diffuseur conique avant modification pour l'accès optique rotatif

d'opérations et lors du démarrage de la boucle d'essai.

Design mécanique

La conception qui a été élaborée est basée sur le fonctionnement d'un robinet à bille qui permet la rotation d'une sphère, percée d'un bord à l'autre, dans une structure cylindrique. Dans le cas présent, l'accès optique est fixé à l'intérieur de la sphère rotative (rotule) et l'ensemble de la structure de l'accès optique est fixée au diffuseur conique. Des joints toriques assurent alors l'étanchéité entre la fenêtre d'accès et la rotule, et entre la structure et le diffuseur conique. Enfin, l'étanchéité entre la rotule et la structure de l'accès optique est garantie par deux anneaux de téflon qui positionnent la rotule en translation en conservant les trois degrés de liberté en rotation. La structure est faite en deux pièces vissées l'une dans l'autre afin de permettre son assemblage et l'ajustement du serrage imposé aux anneaux de téflon. La figure 2.9 présente schématiquement cette conception de l'accès optique pour la section d'entrée de l'aspirateur.

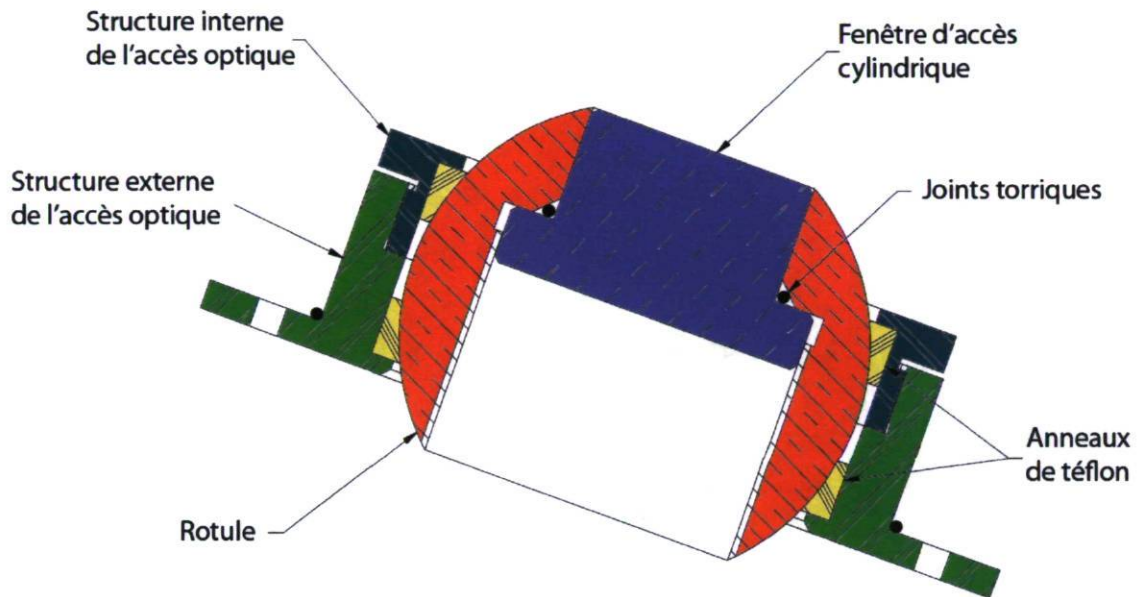


FIGURE 2.9 – Schéma de la conception de l'accès optique pour la mesure en visée latérale

Dimensionnement des diamètres

Basant la conception de l'accès optique sur cet assemblage, la géométrie du diffuseur conique offre la possibilité de positionner l'accès à l'endroit identifié par A à la figure 2.8. Cet emplacement permet de ne pas altérer les surfaces utiles aux mesures PIV et procure une épaisseur suffisante pour bien ancrer l'accès optique. Le dimensionnement des différentes composantes de l'accès optique est fonction de plusieurs autres facteurs :

- D'abord, l'angle de croisement des faisceaux du LDV dans l'eau et le diamètre de la section dictent le diamètre minimal de la fenêtre de l'accès optique. En définissant un diamètre légèrement supérieur, on s'assure que le volume de mesure pourra être positionné à l'opposé de l'accès optique et atteindre la paroi du diffuseur conique, c.-à-d. couvrir toute la zone de mesure. Le diamètre de la fenêtre a ainsi été fixé à $0.21 \cdot R_{Ref}$.
- L'épaisseur du diffuseur conique au niveau de la position de l'accès optique limite les dimensions de la structure de l'accès optique et donc des autres composantes.
- Le diamètre de la rotule qui soutient la fenêtre d'accès est la principale dimension à définir. Partant d'un diamètre minimal permettant un soutien adéquat de la fenêtre, une augmentation de ce diamètre a comme effets : d'augmenter la taille de la structure de soutien et donc la taille de la modification créée dans le diffuseur ; d'augmenter l'altération du profil hydraulique ; de faciliter le maintien de l'étanchéité par l'augmentation de la surface de contact entre les anneaux de téflon et la rotule. Plusieurs itérations entre ce diamètre, les dimensions de la structure

de l'accès et la géométrie du diffuseur conique ont permis de le fixer à $0.42 \cdot R_{Ref}$.

Course angulaire

Compte tenu des points de mesures ciblés, deux possibilités étaient envisagées : couvrir l'ensemble de la section de mesure à partir d'une seule position de l'accès, ce qui implique une grande course angulaire et donc une modification importante du profil hydraulique ; couvrir la section de mesure en deux étapes, en tournant le diffuseur conique pour positionner l'accès optique en deux endroits distincts, ce qui diminue la course angulaire et la modification au profil hydraulique, mais implique de déplacer le système entre les deux séries de mesure. La figure 2.10 illustre ces deux possibilités et donne une idée de la modification au profil hydraulique qu'elles requièrent.

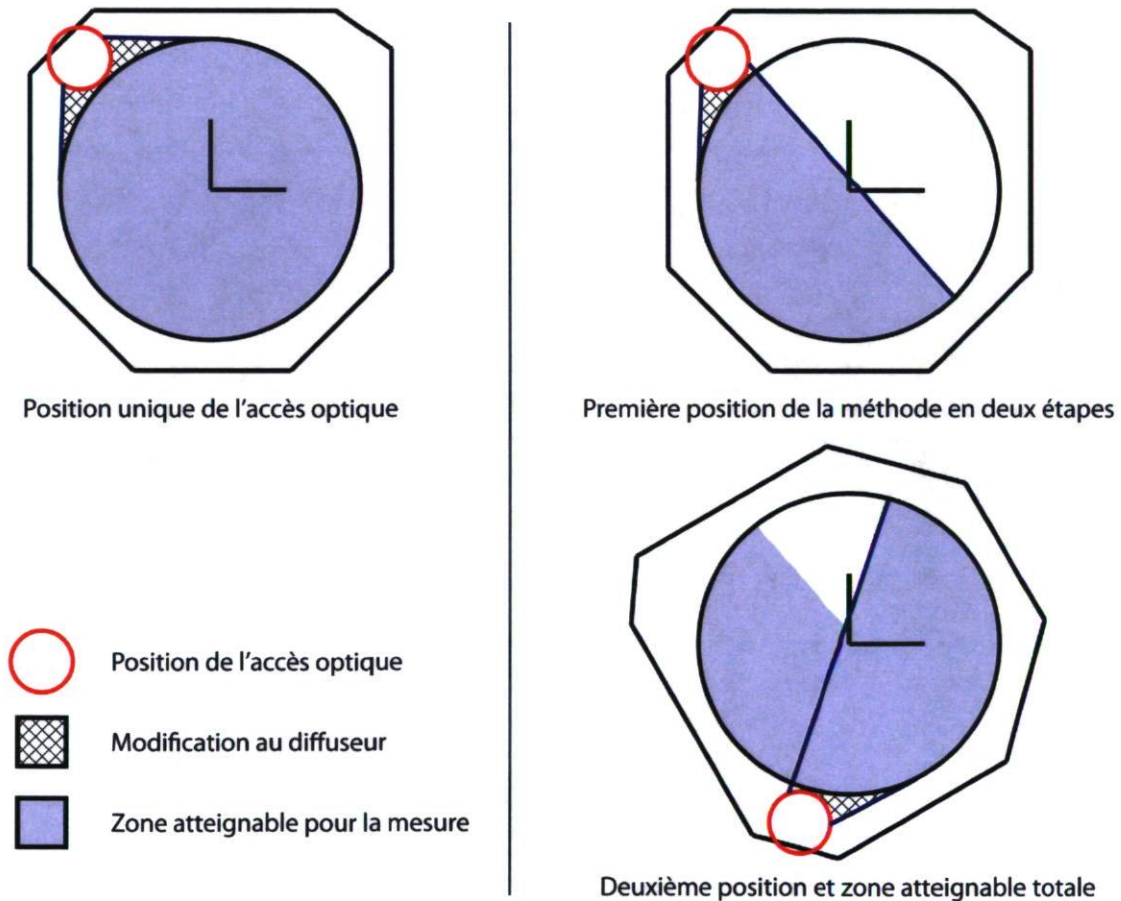


FIGURE 2.10 – Possibilités de positionnement de l'accès optique et couverture de la zone de mesure

Le choix d'effectuer la mesure en deux séries a été privilégié pour conserver au

mieux le profil hydraulique au prix d'une diminution de la zone atteignable de mesure. En effet, tel que conçu et décrit à la section 2.3.4 du présent chapitre, le système de positionnement de la sonde LDV et l'accès optique ne peuvent pas être positionnés de façon à couvrir cette zone manquante pour cause d'interférence avec l'aspirateur.

Matériaux

Le tableau 2.1 dresse la liste des matériaux choisis pour chaque composante de l'accès optique.

Composante	Matériau	Justification
Rotule	Laiton	Simplicité du machinage et du polissage.
Structure de l'accès optique	Laiton	Idem.
Anneaux d'étanchéité	Téflon	Capacité à maintenir l'étanchéité avec la rotule.
Fenêtre de l'accès optique	Verre	Indice de réfraction similaire à l'eau. Fini de surface durable.

Tableau 2.1 – Matériaux constituant les différentes composantes de l'accès optique pour la mesure de la vitesse radiale

Fixation tubulaire

Finalisant la conception de l'accès optique, une composante identifiée comme *fixation tubulaire* a été conçue pour fixer la fenêtre dans la rotule tout en permettant de positionner la rotule en rotation. Cette composante sert de lien entre l'accès optique et le système de positionnement dont la conception sera décrite dans la section qui suit. La figure 2.11 montre une photo de l'accès optique éclaté.

2.3.4 Conception du système de positionnement

Pour effectuer la mesure LDV en visée latérale sur les points ciblés, la sonde LDV doit être alignée par rapport à la fenêtre et positionnée par rapport à la section de mesure. La direction de propagation des faisceaux doit être perpendiculaire aux surfaces de la fenêtre de l'accès optique. La sonde LDV doit donc être solidaire en rotation avec la rotule de l'accès. Pour ce qui est du chemin optique des faisceaux jusqu'au point de

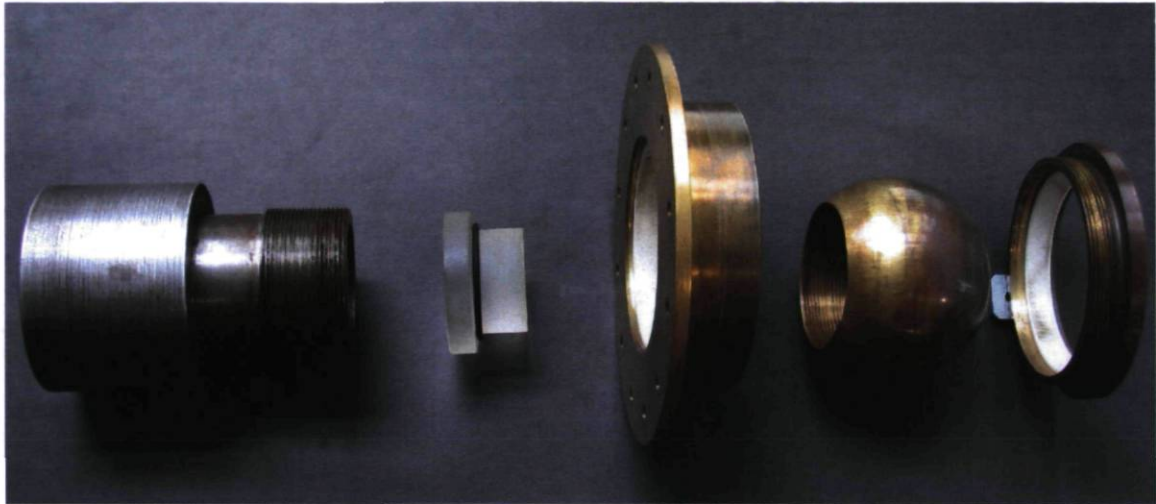


FIGURE 2.11 – Accès optique éclaté. De gauche à droite : fixation tubulaire, fenêtre d'accès cylindrique, structure externe de l'accès optique (anneau de téflon assemblé), rotule, structure interne de l'accès optique (anneau de téflon assemblé).

mesure, la distance entre la sonde et la surface extérieure de la fenêtre détermine la distance parcourue par les faisceaux dans l'eau. En effet, la réfraction des faisceaux au travers des deux surfaces de la fenêtre est dictée par les propriétés des faisceaux et des matériaux en présence (air, verre, eau). Pour déplacer le point de croisement des faisceaux dans l'eau, la sonde doit être positionnée radialement par rapport au centre de rotation de l'accès optique. Chaque point de mesure correspond donc à une position (r, θ) spécifique de la sonde dans le repère local de l'accès optique.

La figure 2.12 schématise le système de positionnement utilisé pour le déplacement de la sonde LDV pour la mesure de la vitesse radiale. Une photographie de l'ensemble du système conçu est présentée à la figure 2.17. Ce système est composé des traverses disponibles au laboratoire qui ont été adaptées pour réaliser un déplacement dans un repère polaire. Le système de traverses est composé de deux moteurs linéaires identiques : le premier moteur déplace le second moteur dans une direction, tandis que le second moteur déplace la sonde LDV dans une direction perpendiculaire à la première. La sonde peut donc être positionnée en x et en y par exemple. L'adaptation de ce système a consisté à monter le second moteur sur des rails circulaires qui le guident en rotation autour de l'axe de la rotule. Le premier moteur positionne ainsi le second moteur suivant ce degré de liberté en rotation tandis que la sonde peut être positionnée radialement par le second moteur. La rotule doit alors être liée au second moteur pour maintenir la perpendicularité entre les surfaces de la fenêtre et la sonde LDV.

Constituant les principales contraintes à la conception du système de positionnement, les dimensions et la structure globale des moteurs du système de traverses sont

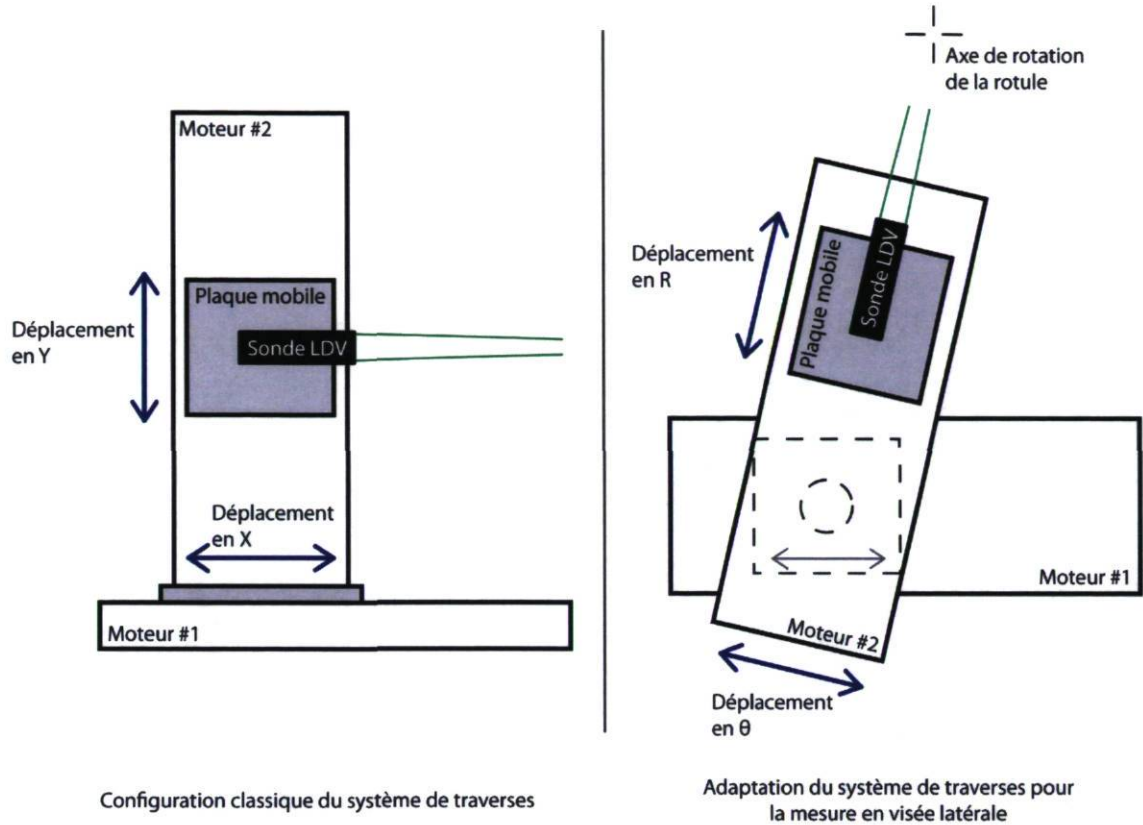


FIGURE 2.12 – Schéma du système de positionnement pour la mesure de la vitesse radiale

présentées à la figure 2.13.

Les composantes qui ont été conçues pour adapter ce système de traverses peuvent être regroupées en trois sous-ensembles : *le guide en rotation*, *le pivot* et *la liaison à l'accès optique*. L'assemblage final est présenté à la figure 2.16.

Guide en rotation

Illustré à la figure 2.14, ce sous-ensemble a pour rôle de guider le second moteur en rotation autour du centre de la rotule. Le second moteur devant être solidaire avec la rotule, le rayon de courbure de son déplacement doit être constant et centré sur la rotule. Deux rails circulaires ont été choisis de façon à remplir cet objectif et pour être en mesure de supporter le poids du second moteur et de la sonde LDV sans trop de déformation. Un rail de rayon de courbure de $2.63 \cdot R_{Ref}$ et un de $5.26 \cdot R_{Ref}$ permettent de positionner le moteur suffisamment loin de l'accès optique pour qu'il n'entre pas

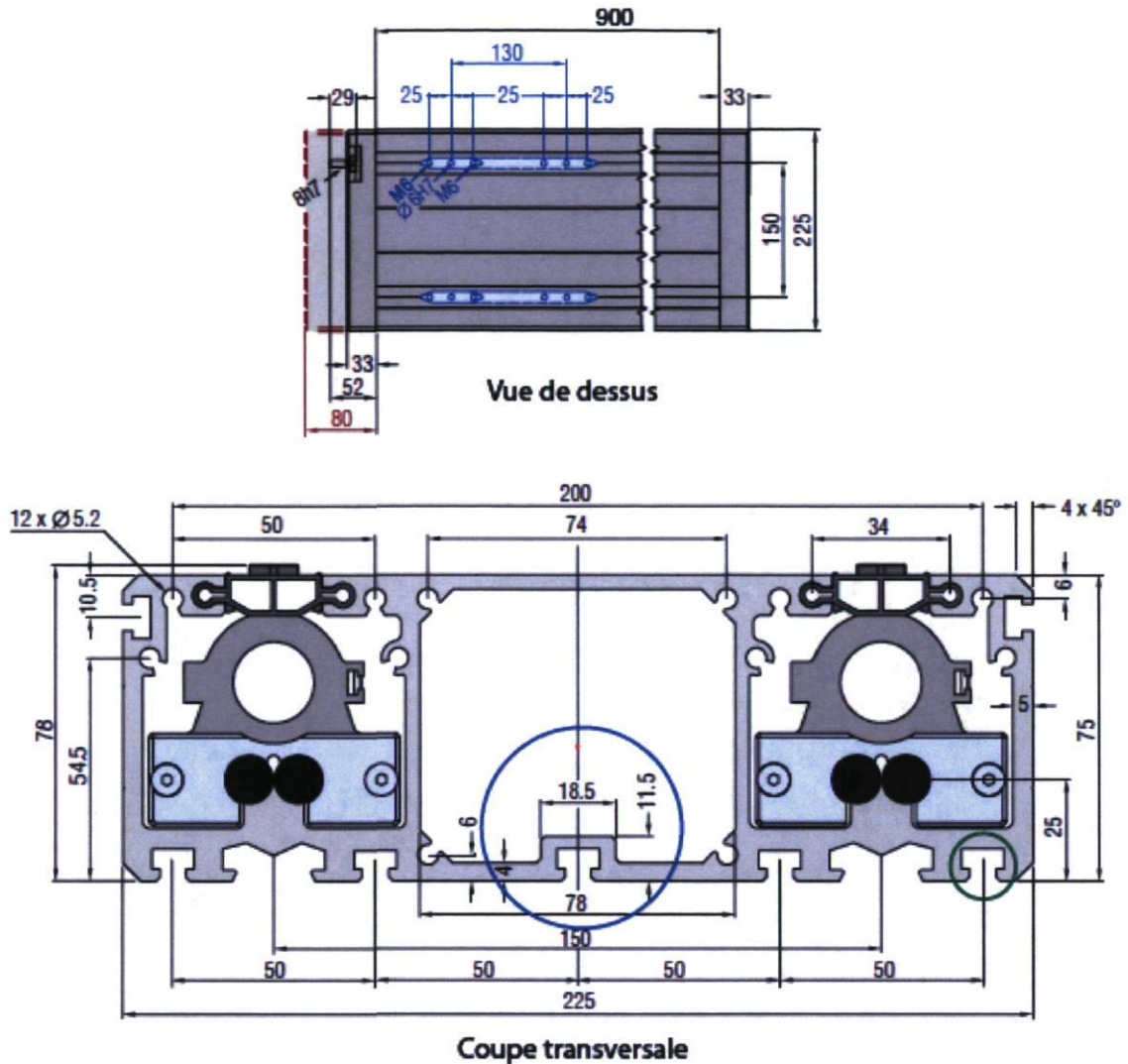


FIGURE 2.13 – Dimensions principales et structure globale des moteurs du système de traverses

en interférence avec le diffuseur conique. Les autres composantes du guide en rotation ont comme fonction de fixer le second moteur sur les rails et de l'élever au-dessus du premier moteur. Les rails et le premier moteur sont en effet fixés sur une même plaque de soutien.

Pivot

Le sous-ensemble du pivot, identifié à la figure 2.14, est présenté en vue détaillée à la figure 2.15. Ce sous-ensemble sert de lien entre les deux moteurs. Le premier moteur effectue un déplacement linéaire qui doit être converti en une rotation du second moteur sur les rails. Ainsi, le pivot doit permettre la rotation des moteurs l'un par rapport à l'autre et la translation du point de liaison par rapport à un des deux moteurs. Le mécanisme simple conçu à cette fin utilise un rail linéaire qui permet la translation et un joint rotatif sur roulement à billes qui permet la rotation.

Liaison à l'accès optique

Ce dernier sous-ensemble assure que la sonde LDV reste alignée avec la fenêtre de l'accès optique. Son dimensionnement a été fait pour lui donner une rigidité suffisante pour qu'elle ne se déforme pas de façon notable lors du déplacement du second moteur. L'étanchéité de l'accès optique étant garantie par un serrage entre la rotule et les anneaux de téflon, l'accès optique présente une certaine résistance lors de sa rotation.

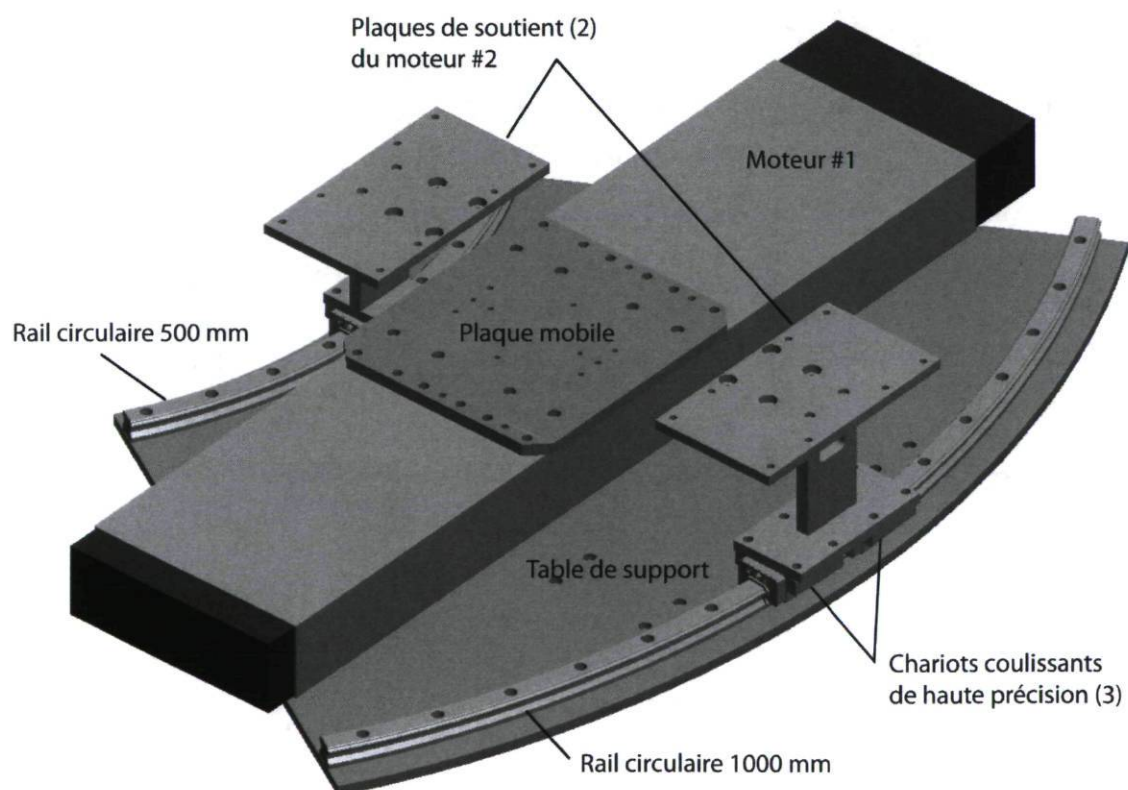


FIGURE 2.14 – Système de positionnement : table de support et guide en rotation

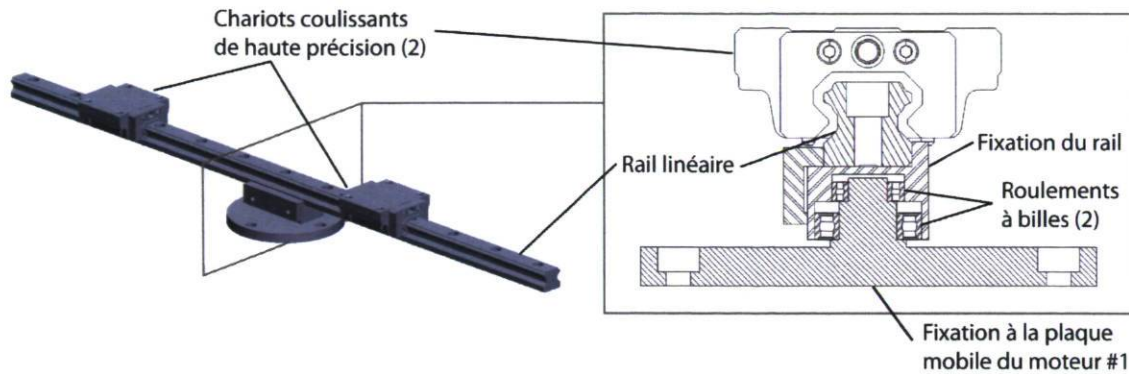


FIGURE 2.15 – Système de positionnement : Vue détaillée du pivot

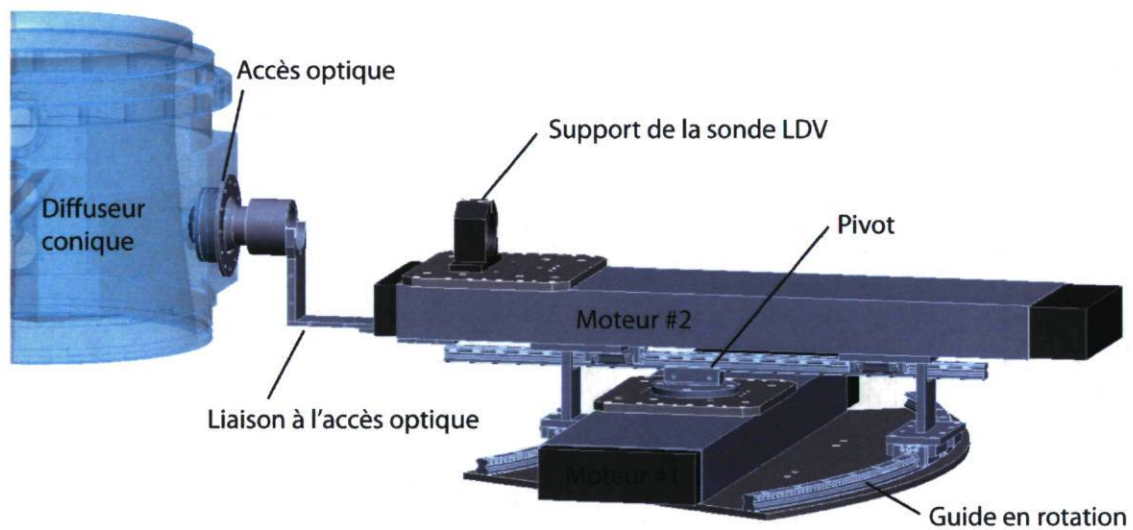


FIGURE 2.16 – Identification des sous-ensembles du système de positionnement

En outre, le système de positionnement doit être aligné avec le diffuseur conique afin de bien positionner le volume de mesure LDV sur les points de mesure ciblés. Cet alignement est rendu possible par l'ajout d'une encoche dans la surface interne du diffuseur conique à l'opposé de l'accès optique. L'encoche est pratiquée à une hauteur qui correspond au centre de la fenêtre de l'accès optique et à une position à 180° de l'axe de rotation de la rotule. Le système de positionnement peut alors être aligné en faisant correspondre, pour une position connue des deux moteurs, les faisceaux laser avec l'encoche en question. La méthode d'alignement du système de positionnement et de la sonde LDV sera détaillée à la section 3.3.

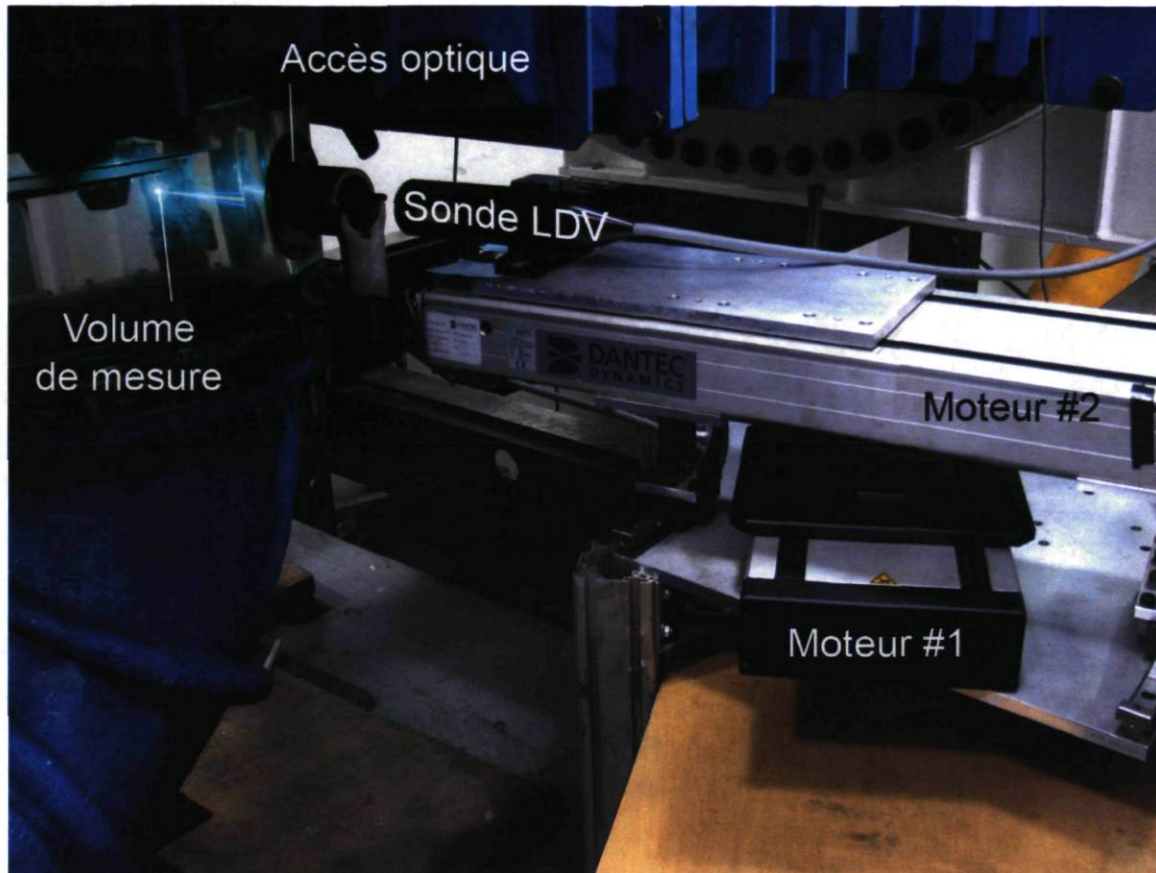


FIGURE 2.17 – Système de positionnement et accès optique pour la mesure en visée latérale

2.3.5 Grilles de mesure et paramètres d'acquisition en entrée d'aspirateur

Pour clore ce chapitre sur l'utilisation du LDV afin de caractériser l'écoulement dans l'aspirateur, quelques précisions d'ordre technique seront présentées. D'abord, la campagne de mesure en visée directe effectuée par Gagnon (2010)[9] a ciblé un bon nombre de points spatiaux, illustrés à la figure 2.18. Ces points sont regroupés sur six rayons décalés en angle de 60° , dont le premier est à $33,5^\circ$ de l'axe x positif vers l'axe y positif.

La configuration de la mesure en visée latérale rend impossible l'accès à une partie de ces points. En effet, l'aspirateur entre en interférence avec le système de positionnement lorsque ce dernier doit être aligné pour mesurer deux de ces six rayons. La mesure est donc réalisée sur quatre rayons identifiés 1, 2, 3 et 4 à la figure 2.18. La vitesse radiale ne pourra pas être obtenue et analysée sur les autres rayons.

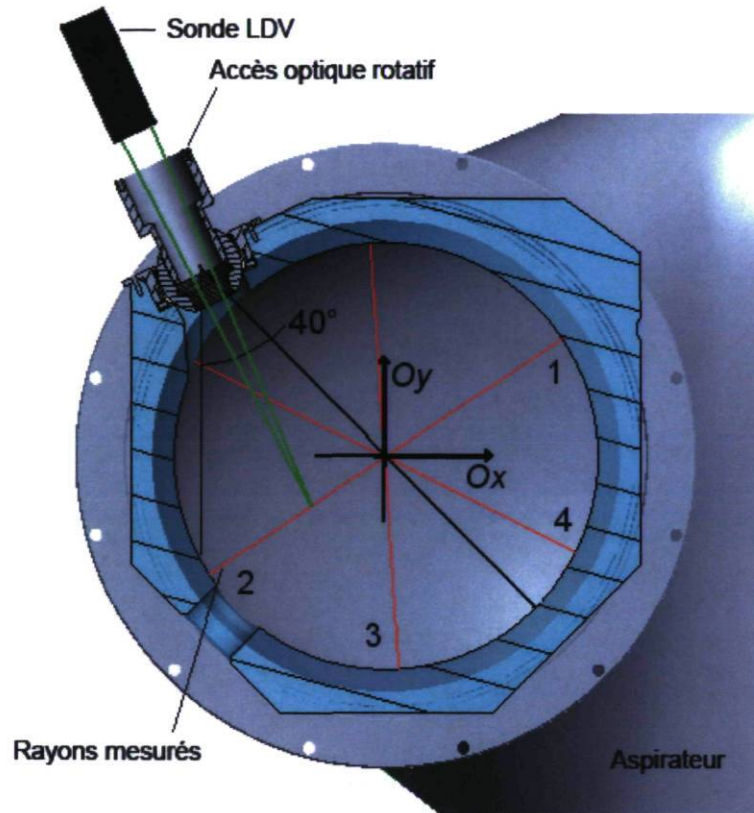


FIGURE 2.18 – Positions azimutales couvertes par la mesure en visée directe

Par ailleurs, Gagnon a utilisé pour la mesure en visée directe des grilles spatiales qui varient en résolution et en position d'un point d'opération à l'autre. Pour la mesure en visée latérale, la décision d'uniformiser ces grilles a été prise. La résolution a été augmentée sur chaque rayon et une grille de mesure a été définie de façon à correspondre au mieux aux grilles de la visée directe. Pour le calcul de la vitesse radiale qui doit être fait en un point, les données de la visée directe sont donc interpolées sur la grille de la visée latérale. Sur les quatre rayons illustrés à la figure 2.18, 41 points de mesures sont positionnés radialement à partir du centre à 5 mm d'intervalle. Le dernier point s'approche de la paroi du diffuseur conique à la limite de la capacité du LDV à réaliser la mesure (voire au-delà dans certaines conditions).

Pour ce qui est des paramètres de mesure, la lentille LDV de 400 mm de longueur focale a été utilisée pour la mesure en visée directe et en visée latérale. La conception de l'accès optique et du système de positionnement a d'ailleurs été faite en considérant cette lentille. L'avantage qu'elle offre par rapport aux lentilles à plus longue focale, notamment celle de 1000 mm utilisée en sortie d'aspirateur, est la taille inférieure du volume de mesure qu'elle crée. L'incertitude relative au volume de mesure, plus faible dans ce cas, sera détaillée à la section 3.3.

L'orientation de la sonde laser est déterminée de façon à mesurer la vitesse axiale et la vitesse latérale C_1 , d'orientation variable selon le point ciblé, mais qui reste dans le plan $X-Y$. L'alignement de la sonde est donc fait par rapport à la fenêtre de l'accès optique qui est positionnée précisément pour chaque point ciblé. La méthode d'alignement de la sonde fera l'objet de la section 3.3.2.

Enfin, le nombre d'échantillons à acquérir lors de la mesure pour la vitesse radiale est déterminé de façon à assurer une convergence statistique. Dans le cas présent, il faut tenir compte du fait que les données sont analysées en faisant des moyennes par phases (voir section 3.1). La position de la roue étant associée à chaque échantillon de vitesse, il est possible de regrouper les échantillons en un certain nombre de phases qui séparent un tour de roue. Le nombre d'échantillons total est réparti entre les différentes phases. Assurer la convergence statistique de chaque moyenne de phase nécessite donc un grand nombre total d'échantillons. Ce nombre a été défini dans le cas présent à 60000, ce qui donne une moyenne de 83 échantillons par phase pour 720 phases (0.5° par phase). La vérification de la convergence statistique et l'intervalle de confiance sur les moyennes de phases seront présentés à la section 3.1.2. Comparativement à la section de sortie de l'aspirateur, ce nombre d'échantillons plus élevé ne correspond pas à un temps de mesure plus élevé puisque la fréquence moyenne d'acquisition en entrée d'aspirateur est généralement supérieure. Ce fait peut être attribué à deux facteurs : la grandeur de la vitesse mesurée dans cette section est généralement plus importante ; la distance parcourue dans l'eau est plus faible ce qui améliore l'intensité de la lumière perçue par les détecteurs et le taux d'acquisition. On obtient ainsi des fréquences d'acquisition de l'ordre de 2500 Hz dans cette section, ce qui correspond à un temps d'acquisition de 24 secondes par point spatial et par conditions d'opération (9 au total). Le nombre de points s'élève à 164 pour les quatre rayons mesurés.

Chapitre 3

Traitement des données et analyse d'incertitude

Le système de mesures conçu et présenté au chapitre 2, utilisé de pair avec l'ensemble de l'installation d'essai du LAMH, permet l'acquisition d'une grande quantité de données représentant diverses grandeurs physiques relatives à l'écoulement à travers le modèle à l'étude. Dans le cadre d'une étude expérimentale, l'importance de la justesse des techniques utilisées pour le traitement de ces données ne peut être suffisamment soulignée. Leur influence sur la suite de l'analyse est entachée du risque de perdre ou de fausser l'information mesurée. Par ailleurs, l'interprétation des données traitées ne peut être faite de façon adéquate sans la connaissance de l'incertitude qui leur est associée. Préalable à la présentation des résultats de cette étude, le chapitre 3 détaille le traitement des données mesurées en entrée et en sortie d'aspirateur de même que la méthode suivie pour l'analyse détaillée d'incertitude. Les méthodes de calcul des moyennes temporelles et par phase sont d'abord présentées. Les méthodes relatives à l'analyse spectrale sont ensuite traitées avant de pointer quelques spécificités relatives au calcul de la vitesse radiale. En deuxième partie du chapitre, un rappel des bases du calcul d'incertitude est proposé. Les incertitudes sur la vitesse et sur la position des points de mesure sont présentées et l'impact de chaque incertitude élémentaire est analysé. La propagation de ces incertitudes dans le calcul de la vitesse radiale vient clore le chapitre 3.

3.1 Analyse par moyennes temporelles et moyennes de phase

Tel que mentionné aux chapitres précédents, la mesure LDV est effectuée en un point spatial. Les différentes mesures ponctuelles nécessaires pour couvrir les grilles présentées au chapitre 2 ne sont pas réalisées simultanément, ce qui implique qu'elles sont indépendantes du point de vue temporel. Pour analyser l'écoulement à travers l'ensemble d'une grille de points, la seule possibilité demeure de passer par des valeurs moyennes. Grâce à l'utilisation d'un encodeur monté sur l'arbre de la roue et à l'horloge interne du système d'acquisition, ces moyennes peuvent être faites selon deux référentiels : le temps et la position de la roue.

3.1.1 Moyennes temporelles

Pour chaque point de la grille de mesure, en entrée comme en sortie d'aspirateur, plusieurs milliers d'échantillons de vitesse sont amassés. Chaque échantillon correspond au passage d'une particule (dans le volume de mesure LDV) qui a été validé par les multiples filtres du système d'acquisition et par la méthode de Grubb pour la détection des valeurs aberrantes. Chacun est par ailleurs référencé en temps par rapport au début de la mesure en ce point ; début qui est déclenché par la réinitialisation de l'encodeur (une fois par tour de roue). Le début de la mesure correspond donc à une position donnée de la roue. Par la suite, l'acquisition se termine lorsqu'un certain nombre d'échantillons valides a été accumulé (10000 en sortie et 60000 en entrée) dans un temps proportionnel à la fréquence d'acquisition en ce point. En outre, la moyenne temporelle correspond à la moyenne sur tous les échantillons d'un point de mesure spatial donné.

En utilisant ces moyennes pour analyser l'écoulement, on suppose que ce dernier satisfait à l'hypothèse d'ergodicité (c.-à-d. qu'il peut être représenté correctement par une série de valeurs mesurées). Par ailleurs, on suppose que le nombre d'échantillons est suffisant pour assurer la convergence de la moyenne. La validité de cette hypothèse est fonction de la stationnarité de l'écoulement, de sa turbulence et de son caractère périodique. Un écoulement qui présente peu de ces fluctuations sera ainsi bien représenté en moyenne par un nombre d'échantillons relativement petit. Suivant la fréquence caractéristique des fluctuations du signal mesuré, le nombre d'échantillons amassé peut-être interprété en termes de nombre de cycles de ces fluctuations. Dans la section d'entrée, cette fréquence correspond à la fréquence de passage des aubes de la roue qui est suffisamment haute pour permettre aux 60000 échantillons de contenir un grand

nombre de cycles. Par contre, dans la section de sortie, la fréquence caractéristique est inférieure et le nombre d'échantillons également. Le degré de convergence de ces moyennes peut d'emblée être observé graphiquement par l'évolution de la moyenne avec le nombre d'échantillons amassé. Six exemples de cette évolution (en entrée et en sortie d'aspirateur, pour trois conditions d'opérations distinctes) sont présentés à la figure 3.1. Le point de mesure ciblé en sortie se situe au centre du pertuis de droite tandis que le point ciblé en entrée est positionné sur le rayon 2 (voir figure 2.18), à différentes positions radiales (R3, R7 et R30 respectivement à 7%, 17% et 71% du rayon).

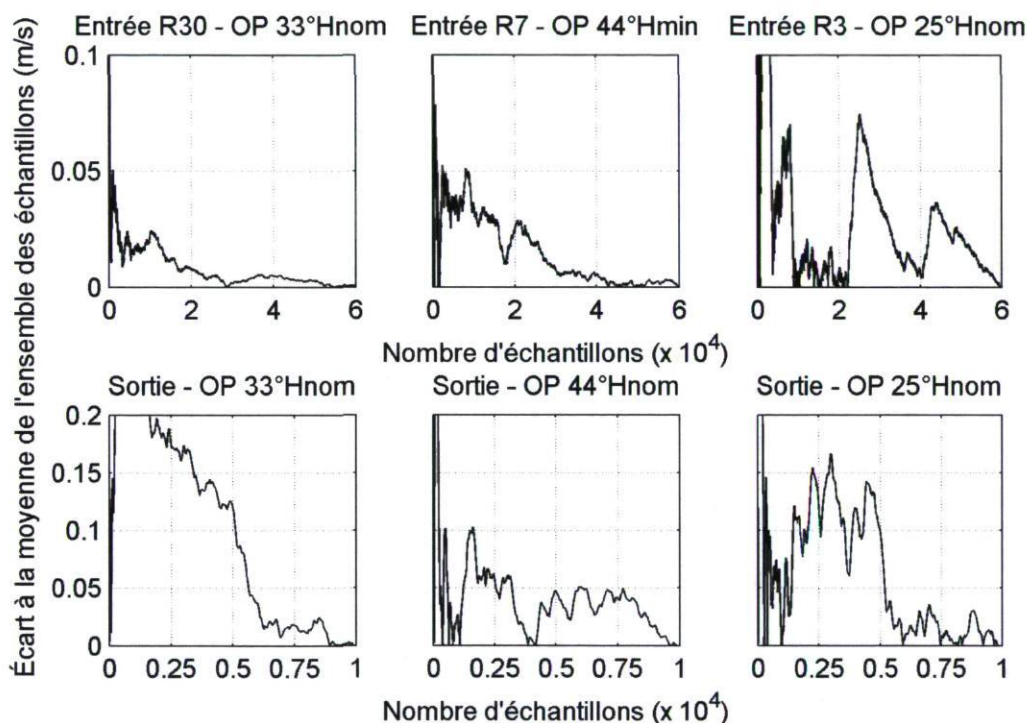


FIGURE 3.1 – Évolution de la moyenne pour trois conditions d'opérations

Dans tous les cas, les fluctuations de la moyenne s'estompent avec le nombre d'échantillons. Selon la position du point de mesure et la condition d'opération considérées, l'écoulement perçu sera plus ou moins fluctuant ce qui influence le nombre d'échantillons requis pour obtenir une moyenne stable. On observe ainsi que les moyennes en entrée d'aspirateur sont moins stables au centre de la section (R3 et R7) qu'à l'extérieur (R30). De plus, les moyennes en sortie convergent plus rapidement (en moins de 10000 échantillons) que les moyennes en entrée puisque l'écoulement y est généralement moins fluctuant. Le degré de convergence, par le biais d'intervalles de confiance, sera pris en compte dans l'analyse d'incertitude qui sera détaillée à la section 3.3 de ce chapitre.

3.1.2 Moyennes de phase

L'analyse fréquentielle de l'écoulement dans la section de sortie de l'aspirateur révèle globalement peu de traces de la fréquence de rotation de la roue ou de celle du passage des aubes (voir section 4.2.2 du chapitre 4). Analyser l'écoulement dans cette section selon le référentiel de la position de la roue est donc peu pertinent. Par contre, en entrée d'aspirateur, le sillage des aubes n'est pas encore complètement dissipé et la dépendance de l'écoulement à la position de la roue est notable. La séparation des échantillons en compartiments suivant la position de la roue a pour objectif de discrétiser plus finement l'écoulement. Tel que mentionné précédemment, chaque échantillon est associé à une position angulaire de la roue. La précision fournie par l'encodeur qui fournit cette mesure est de 0.1758° ($360^\circ / 2048$). Une rotation complète de la roue est alors séparée en un certain nombre de phases, qui dicte cette discrétisation. Plus le nombre de phases est grand (plus la plage couverte par chaque phase est petite), moins les gradients associés aux fluctuations de l'écoulement influencent la distribution des données dans chaque phase. En d'autres termes, l'augmentation du nombre de phases tend à isoler dans chaque compartiment les échantillons relatifs à une position de roue qui sont alors distribués autour d'une valeur moyenne instantanée. L'écart type de chaque phase tend ainsi vers une valeur qui est fonction de la turbulence (ce qui est plus juste) et non des fluctuations à grande échelle de l'écoulement. La figure 3.2 illustre l'influence du nombre de phases sur la distribution statistique des échantillons dans chaque phase. Le trait épais présent dans les deux graphiques du bas représente la moyenne instantanée, dont la variation est plus notable pour 45 phases que pour 720 phases.

Par contre, l'augmentation du nombre de phases diminue le nombre d'échantillons qu'elles contiennent ce qui augmente l'intervalle de confiance des moyennes de phases. Un compromis doit donc être fait entre le niveau de confiance sur les vitesses moyennes et la discrétisation angulaire des données qui va de pair avec une représentation plus directe de la turbulence. La limite supérieure du nombre de phases s'élève à 2048, suivant le nombre de positions enregistrées par l'encodeur. Dans le cadre de cette étude, le grand nombre d'échantillons amassés dans cette section permet une discrétisation assez fine. En définissant le nombre de phases à 720 (0.5° par phase), le nombre moyen d'échantillons par phase s'élève à 83.

En outre, il est intéressant d'observer la variation maximale de vitesse dans chaque phase. On observe pour ce faire la variation de vitesse moyenne théorique qui correspond, pour le passage d'une aube, à l'intervalle entre la vitesse minimale et maximale (soit un demi-cycle de passage d'aube). Considérant la fréquence moyenne de passage des aubes pour les différentes conditions d'opération, le laps de temps qui correspond à un demi-cycle de fluctuation de vitesse lié au passage d'une demi-aube peut être évalué

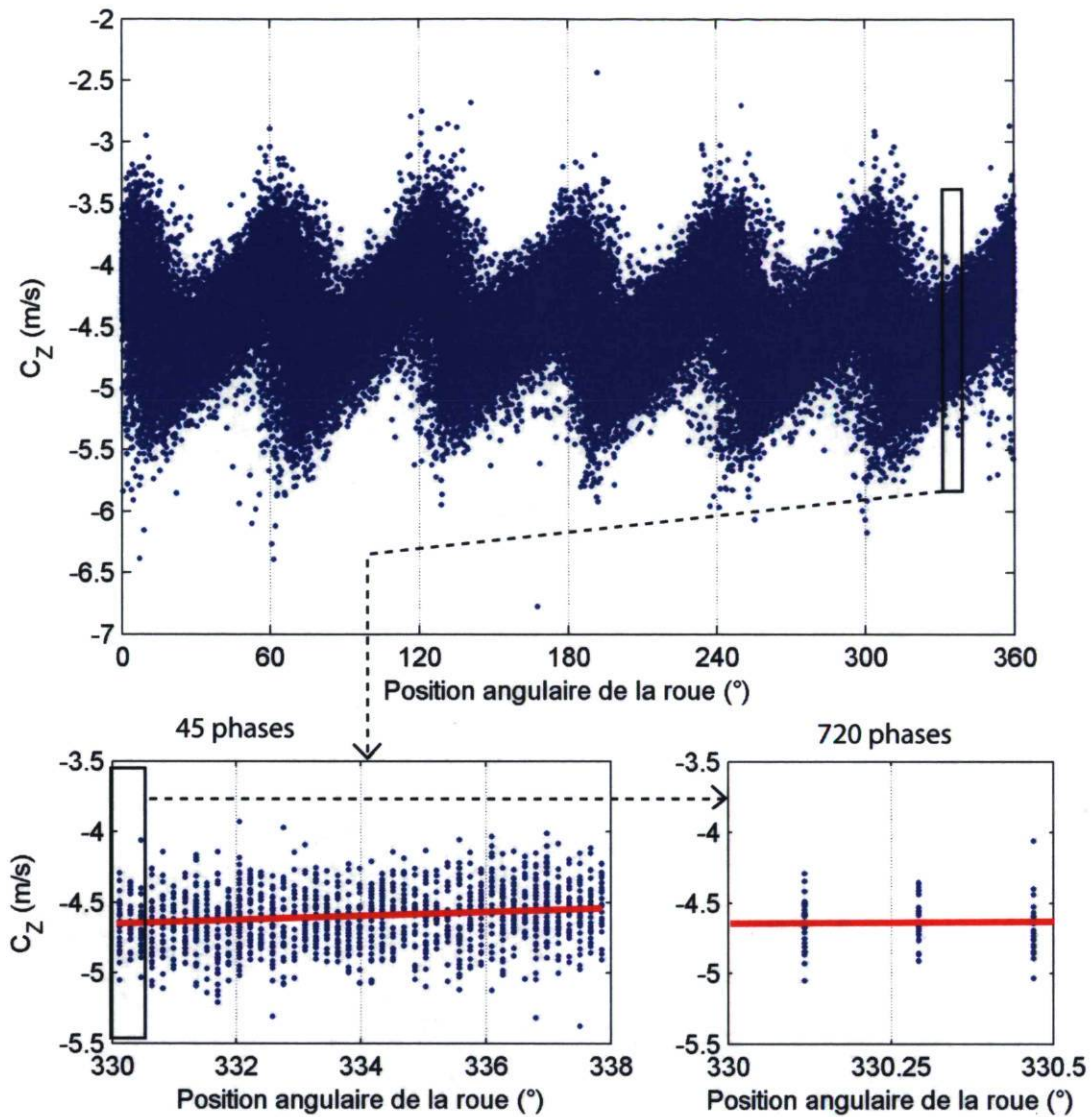


FIGURE 3.2 – Influence du nombre de phases sur la distribution statistique des échantillons. Haut : Ensemble des échantillons de vitesse axiale en entrée d'aspirateur, au point d'opération à meilleur rendement, à mi-rayon, référencés par rapport à la position angulaire de la roue. Bas : Séparation des échantillons en 45 (gauche) et 720 (droite) phases.

à 0.006 seconde (0.012 seconde pour une aube). En estimant l'amplitude maximale de ces fluctuations à 1 m/s et sachant que chaque demi-cycle correspond à 60 phases (720 phases divisées en 12 demi-aubes), la valeur maximale anticipée des variations de vitesse dans chaque phase peut être calculée à 0.016 m/s. Or, cette valeur est inférieure de beaucoup aux fluctuations qui peuvent être associées à la turbulence. En effet, parmi toutes les conditions d'opération mesurées et tous les points spatiaux, l'écart type mi-

nimal s'élève à 0.1323 m/s pour l'ensemble des phases. Considérant enfin l'intervalle de confiance associé à la vitesse moyenne (supérieur à 0.02 m/s), on peut conclure que les fluctuations lentes de l'écoulement ne sont pas perceptibles à même les phases dans le cas présent. Cela signifie qu'il ne serait pas nécessaire de corriger les vitesses moyennes de phase par la méthode de compensation des gradients proposée par Zhang et coll. (1997)[27]. Celle-ci considère la variation de la vitesse moyenne dans chaque phase pour le calcul de l'écart type et de la moyenne.

Pour ce qui est de l'intervalle de confiance sur les moyennes de phase, le nombre d'échantillons réduit fait en sorte qu'il est nettement supérieur à celui des moyennes temporelles. En d'autres termes, la convergence statistique engendrée par les échantillons de chaque phase est inférieure à celle correspondant à l'ensemble des 60000 échantillons. La figure 3.3 présente trois exemples de variation des moyennes de phase avec le nombre d'échantillons amassé dans chaque phase. Étant donné que les fluctuations à grande échelle ne sont pas perceptibles à même les phases, la convergence des moyennes de phase dépend principalement des fluctuations turbulentes qui sont généralement supérieures sous la roue (au centre de la section, R3 et R7). La convergence des moyennes de phase tend ainsi, de la même façon que celle des moyennes temporelles, à s'améliorer vers l'extérieur de la section d'entrée.

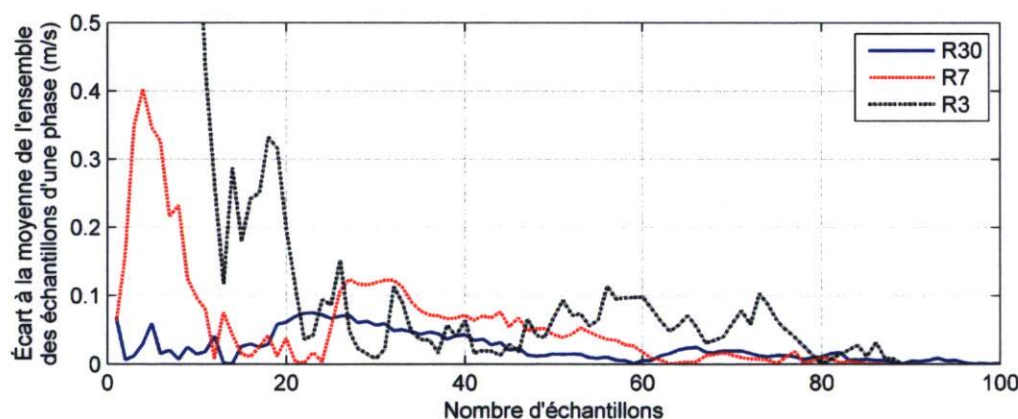


FIGURE 3.3 – Convergence statistique des moyennes de phase

3.1.3 Calcul du débit

Par ailleurs, les moyennes temporelles sont utilisées afin d'investiguer la répartition du débit à travers les différentes sections de mesure. Pour ce qui est de la section de sortie, le calcul du débit est effectué en faisant la somme dans chaque pertuis des valeurs moyennes de la vitesse en x pour chaque point de mesure multipliées par un élément

d'aire donné. Cet élément est rectangulaire et de dimensions égales aux intervalles en y et z de la grille de mesure. Les résultats présentés au chapitre 4 incluent donc ce débit dans chaque canal en pourcentage du débit mesuré par le débitmètre et l'aire couverte par les mesures utilisées en pourcentage de l'aire totale de chaque pertuis. Au niveau de la section d'entrée, la vitesse axiale (en z) est utilisée et l'élément d'aire est fonction du rayon ($2 \cdot \Pi \cdot R \cdot dR$). Le débit mesuré par le débitmètre utilisé comme référence varie d'un point d'opération à l'autre.

3.1.4 Calcul de l'énergie cinétique fluctuante

Autre information d'importance dans le cadre de ce mémoire, l'énergie cinétique turbulente sera investiguée par le biais des fluctuations des composantes de vitesse mesurées. Dans le cas de la section de sortie de l'aspirateur, deux composantes de vitesse sont disponibles (suivant X et Z) et les valeurs RMS de chaque composantes sont calculées lors de l'acquisition. Cela permet d'estimer l'énergie cinétique turbulente en posant l'hypothèse que les fluctuations turbulentes dans la troisième composante sont égales à la moyenne des fluctuations turbulentes dans les deux autres composantes. Les valeurs RMS des deux composantes disponibles sont donc utilisées de la façon suivante pour calculer l'énergie cinétique *fluctuante* qui sera présentée au chapitre 4 :

$$\begin{aligned}\kappa &= \frac{1}{2}(\overline{(u'_1)^2} + \overline{(u'_2)^2} + \overline{(u'_3)^2}) \\ \kappa &\approx \frac{1}{2}(RMS_X^2 + RMS_Y^2 + RMS_Z^2)\end{aligned}$$

$$RMS_Y^2 = \frac{1}{2}(RMS_X^2 + RMS_Z^2)$$

$$\kappa = \frac{3}{4}(RMS_X^2 + RMS_Z^2)$$

En ce qui a trait à la section d'entrée de l'aspirateur, les fluctuations de l'écoulement seront analysées via l'amplitude des fluctuations de la moyenne de phase des trois composantes.

3.1.5 Calcul de la vorticité en Z

L'analyse des résultats expérimentaux présente également des valeurs de vorticité. En entrée d'aspirateur, seule une section de mesure est consid r e ce qui coupe l'accès

aux gradients de vitesse en Z . La composante en Z de la vorticité est donc la seule qui puisse être calcul e. La formulation cylindrique suivante de la vorticité est utilis e.

$$\Omega_Z = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot C_\theta) - \frac{1}{r} \frac{\partial C_R}{\partial \theta}$$

3.2 Méthodes li es à l'analyse spectrale

Au-delà des valeurs moyennes qui permettent d'analyser les résultats des mesures LDV dans leur ensemble, l'analyse spectrale donne accès à une analyse particulièrement intéressante pour des observations ponctuelles. Le système LDV permettant une acquisition à haute fréquence, il donne accès à une partie du spectre qui caractérise l'écoulement mesuré en chaque point. Le contenu fréquentiel permettra, au chapitre 4, d'identifier les fréquences prédominantes en chaque point et de les associer à la fréquence de rotation de la roue ou à des phénomènes à plus basse fréquence tels que la révolution de la torche. Les zones d'influences de chaque phénomène pourront donc être circonscrites. En outre, l'analyse spectrale comporte quelques spécificités qui seront pr sent es ici.

D'abord, les échantillons amassés par le système LDV correspondent au passage de particules dans le volume de mesure et sont ainsi distribués aléatoirement dans le temps. Cela implique qu'une transform e de Fourier simple ne peut être appliqu e directement aux échantillons de vitesse d'une série de mesure. Pour obtenir le contenu fréquentiel en question, deux techniques ont été investigu es : le ré-échantillonnage du signal et l'utilisation d'algorithmes d'analyse spectrale des moindres carrés (LSSA). Le ré-échantillonnage consiste à interpoler le signal temporel de vitesse sur une série de temps à intervalle constant qui correspond à l'intervalle de temps moyen entre les échantillons LDV amassés. Les méthodes classiques peuvent ensuite être appliqu es pour obtenir le spectre de puissance du signal de vitesse en question. La figure 3.4 illustre l'effet de cette méthode sur une portion du signal LDV enregistré en sortie de roue,   la condition d'opération de meilleur rendement ($\alpha = 33^\circ$, chute optimale) et à une position radiale de 73% du rayon. On remarque que cette technique altère légèrement l'amplitude des fluctuations, mais conserve l'information temporelle du signal. Le contenu fréquentiel du signal ré-échantillonné est donc équivalent à celui du signal brut.

  l'opposé, les méthodes LSSA estiment le spectre en fréquence d'un signal en effectuant une régression des moindres carrés bas e sur une série de sinusoides. La puissance associ e à une fréquence est fonction du résidu correspondant à l'ajustement par cette méthode d'une sinusoides de cette fréquence. L'analyse spectrale des moindres carrés

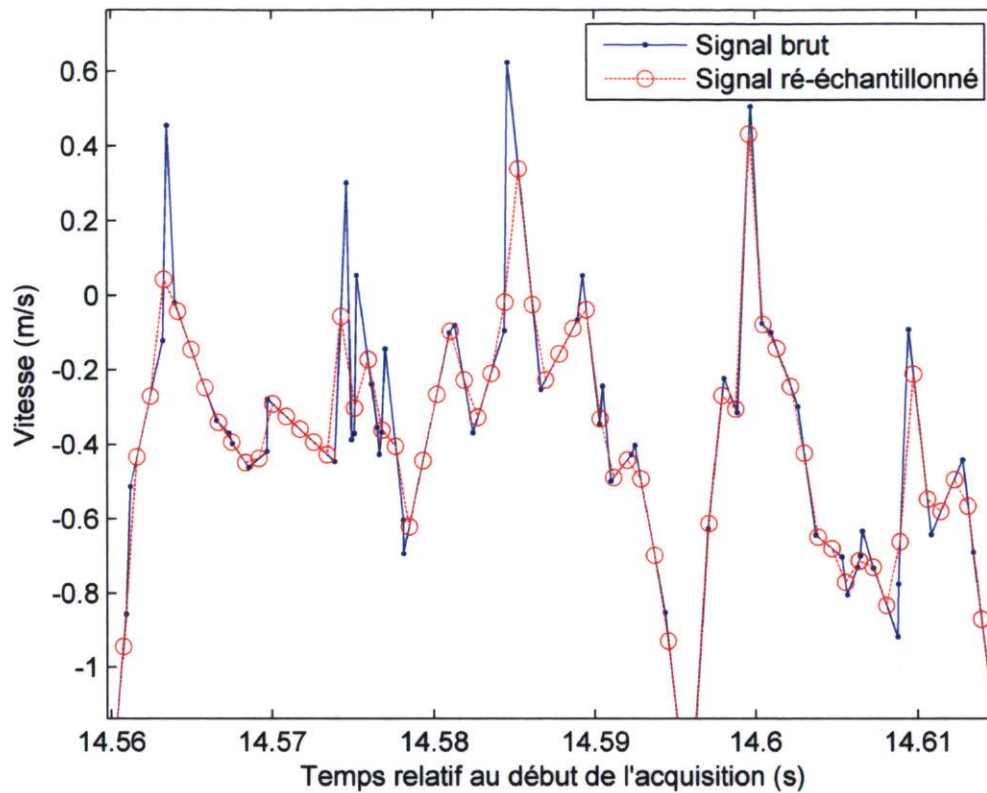


FIGURE 3.4 – Ré-échantillonnage d'une portion de signal temporel LDV

n'est donc pas sensible aux valeurs manquantes et est valide pour les échantillons non uniformément distribués dans le temps. La figure 3.5 illustre les densités spectrales de puissance associées au signal temporel présenté à la figure 3.4, obtenues par la méthode du ré-échantillonnage et par LSSA. Les fréquences prédominantes du signal sont identifiées à 3, 6 et 12 fois la fréquence de la roue de façon similaire par les deux méthodes. Les résultats de l'analyse fréquentielle présentés au chapitre 4 ont été obtenus en appliquant la méthode du ré-échantillonnage qui offre l'avantage d'être plus légère en temps de calcul.

Enfin, la fréquence d'échantillonnage du système LDV dicte la limite supérieure de validité de l'analyse fréquentielle. Parmi les différents points spatiaux et les différentes conditions d'opération mesurés, cette fréquence d'échantillonnage n'est pratiquement jamais inférieure à 500 Hz. La fréquence de Nyquist minimale anticipée est donc de 250 Hz, ce qui correspond à environ 16 fois la fréquence de rotation de la roue. Le contenu fréquentiel supérieur à cette limite (qui inclut notamment la turbulence à petite échelle) ne peut donc pas être analysé dans le cadre de cette étude. Les phénomènes qui seront investigués sont donc liés à la rotation de la roue, au passage des aubes et à la

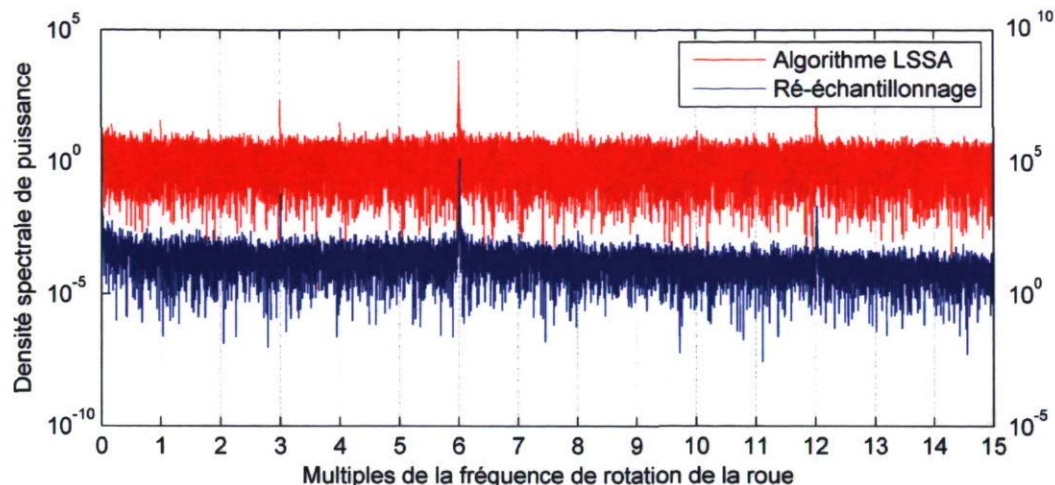


FIGURE 3.5 – Spectres en puissance obtenus par ré-échantillonnage et par LSSA

présence d'une torche sous le moyeu de la roue. Une tout autre configuration du système de mesures aurait permis d'obtenir l'information relative aux fluctuations turbulentes, mais n'a pas pu être réalisée dans le cadre de ce projet de maîtrise.

3.3 Analyse détaillée d'incertitude

Partie prenante de toute étude expérimentale, le calcul de l'incertitude associée aux données recueillies est essentiel à l'analyse des résultats pour plusieurs raisons. Cette démarche oblige d'abord une évaluation complète de la procédure expérimentale et permet d'identifier toutes les sources d'erreurs potentielles. Elle permet aussi de déterminer les instruments ou procédures qui ont le plus d'impact sur l'incertitude, et donc ceux à contrôler avec la plus grande attention. Le calcul d'incertitude fournit enfin la seule base valable de décision pour valider d'éventuelles simulations numériques par rapport aux mesures expérimentales ou pour statuer de l'accord entre deux séries de mesures similaires [12]. Dans le cas présent, l'incertitude doit être calculée à partir d'estimations des erreurs élémentaires qui la constituent. Deux incertitudes seront estimées : l'incertitude sur la vitesse mesurée en chaque point (en m/s) et l'incertitude sur la position de chaque point (en mm).

3.3.1 Incertitude de vitesse

La précision sur les données mesurées est fonction de plusieurs facteurs, qui sont reconnus comme erreurs élémentaires, et qui se combinent pour former l'incertitude totale sur la vitesse. Ces facteurs sont regroupés dans le cas présent en deux catégories : les erreurs d'alignement et les erreurs inhérentes au système LDV.

Tel que mentionné précédemment, pour former correctement le volume de mesure, l'axe de la sonde LDV (correspondant à la direction de propagation des faisceaux) doit être perpendiculaire aux surfaces de la fenêtre de l'accès optique. Dans le cas contraire, la distorsion du volume de mesure crée une erreur de biais dans la mesure de la vitesse. L'imprécision de cet alignement peut donc être traduite par une incertitude sur la vitesse. Orloff et coll.[18] présentent une méthode d'estimation de l'erreur de vitesse associée à ce désalignement angulaire de la sonde LDV, qui sera estimé ici en considérant la méthode suivie pour effectuer cet alignement.

Lors du montage du système LDV pour la mesure en sortie comme en entrée d'aspirateur, on utilise la réflexion des faisceaux sur la surface de la fenêtre de l'accès optique pour réaliser l'alignement. Deux fils de nylon montés sur un anneau tel qu'illustré à la figure 3.6 servent à vérifier que les faisceaux incidents et réfléchis se propagent dans un même plan, qui contient un des fils en question, ce qui assure la perpendicularité recherchée. Idéalement, les quatre faisceaux incidents et les quatre réflexions devraient croiser les fils en leur maximum d'intensité, c.-à-d. au centre de leur section. Sachant que ce maximum d'intensité est déterminé visuellement via la dispersion de la lumière des faisceaux par les fils en nylon, la distance maximale entre le centre des faisceaux incidents et réfléchis est estimée à la moitié du diamètre des faisceaux incidents, soit 0.5 mm. Cette incertitude est traduite en valeur angulaire via la distance entre la sonde et la fenêtre de l'accès optique lors de l'alignement (50 cm dans le pire des cas), ce qui donne une incertitude angulaire ϕ de $\pm 0.0286^\circ$.

Enfin, ce désalignement angulaire a un impact sur la séparation des franges d'interférence du volume de mesure LDV. La valeur angulaire peut être traduite en incertitude relative sur la vitesse mesurée selon la méthode de calcul proposée par Zhang et coll.(1995)[26].

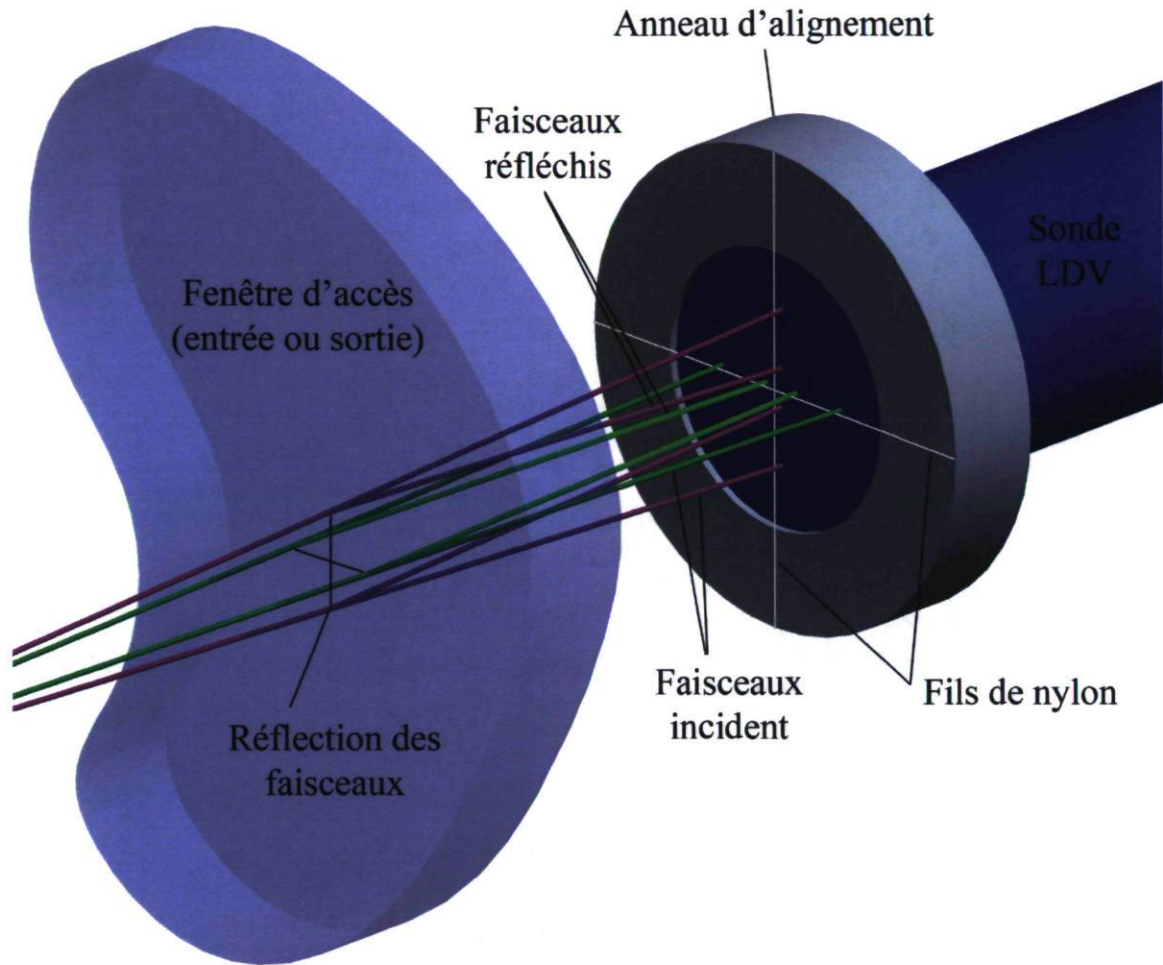


FIGURE 3.6 – Alignement de la sonde LDV par rapport à la fenêtre de l'accès optique (fenêtres entrée et sortie)

Appliquant la loi de réfraction à chaque faisceau LDV (A et B) pour leur passage de l'air (indice 0) à l'eau (indice 2),

$$n_0 \cdot \sin \varepsilon_{A0} = n_2 \cdot \sin \varepsilon_{A2}$$

$$n_0 \cdot \sin \varepsilon_{B0} = n_2 \cdot \sin \varepsilon_{B2}$$

On résout le système d'équations pour les angles de réfraction ε_{A2} et ε_{B2} , connaissant l'angle de désalignement des faisceaux ϕ et l'angle de croisement des faisceaux dans l'air Θ_{b0} .

$$\varepsilon_{A0} = \phi + \Theta_{b0}/2, \varepsilon_{B0} = \phi - \Theta_{b0}/2$$

$$\varepsilon_{A2} = \arcsin(n_0/n_2 \cdot \sin(\varepsilon_{A0}))$$

$$\varepsilon_{B2} = \arcsin(n_0/n_2 \cdot \sin(\varepsilon_{B0}))$$

On calcule ainsi deux valeurs de Θ_{b2} pour $\phi = 0$ et 0.0286 , qu'on utilise pour calculer

la distance interfrange

$$\Theta_{b2} = (\varepsilon_{A2} - \varepsilon_{B2})/2$$

$$\Delta x = \lambda_n / (2 \sin \Theta_{b2})$$

puis la variation de cette distance entre les deux valeurs de ϕ .

$$\frac{\Delta x_\phi}{\Delta x_0} = \frac{\sin \Theta_{b2,0}}{\sin \Theta_{b2,\phi}}$$

Cette valeur se chiffre à 0.0233% et correspond à une première incertitude élémentaire puisque l'erreur sur la distance interfrange se transfère directement en erreur relative de vitesse.

En tant que deuxième erreur potentielle d'alignement, la position angulaire de la sonde sur son propre axe doit être ajustée avec soin. Cet ajustement a un impact direct sur l'orientation des deux composantes mesurées et donc sur la contamination des composantes entre elles. La méthode d'alignement utilise un fil de plomb pour vérifier la verticalité d'une des deux paires de faisceaux. Basant une fois de plus l'estimation de l'incertitude sur le diamètre des faisceaux, la composante verticale mesurée correspond à l'axe Z avec une incertitude de $\pm 1.508^\circ$. Ne connaissant pas à priori les profils de vitesses mesurés, cette incertitude sur l'orientation des composantes ne peut être traduite en termes de vitesse.

Enfin, l'incertitude sur la vitesse est fonction de la précision inhérente au système de mesures LDV. Cette précision est estimée à 1.3% dans le cas présent [6]. Par ailleurs, l'intervalle de confiance sur les valeurs moyennes, basé sur l'écart-type des données et sur le nombre d'échantillons, est ajouté à cette incertitude. Considérant seulement l'impact du nombre d'échantillons ($1/\sqrt{N}$), l'intervalle de confiance associée aux moyennes de phase ($N=83$) est multiplié par un facteur 27 ($((1/\sqrt{83})/(1/\sqrt{60000}))$) par rapport à l'intervalle associé aux moyennes temporelles en entrée ($N=60000$). Par contre, l'écart-type associé aux moyennes de phases devrait être inférieur puisque les fluctuations à grande échelle n'y sont pas perceptibles. L'intervalle de confiance obtenu pour les moyennes de phase reste cependant supérieur à celui des moyennes temporelles puisque le rapport entre les deux écarts-types est inférieur à 27 pour l'ensemble des points de mesure. Le tableau 3.1 résume les incertitudes de vitesse susmentionnées.

L'analyse des résultats, présentée au chapitre 4, a donné lieu à l'identification d'un écart notable entre la définition des points d'opération du modèle lors des campagnes de mesures en visée directe et latérale. Si on inclut cette étape de la démarche, chaque campagne n'a été réalisée qu'une seule fois. La répétition de l'ensemble de l'expérience aurait été souhaitable pour obtenir une bonne estimation de l'incertitude correspondante.

Section de mesure	Entrée d'aspirateur		Sortie d'aspirateur
	Par phase	Temporelle	Temporelle
Type de moyenne			
Incertitude relative liée au désalignement angulaire	0.0233%	0.0233%	0.0233%
Incertitude de l'orientation des composantes mesurées	$\pm 1.508^\circ$	$\pm 1.508^\circ$	$\pm 1.508^\circ$
Incertitude relative inhérente au système LDV	1.3%	1.3%	1.3%
Incertitude relative liée à l'intervalle de confiance	0.2195σ	0.0082σ	0.02σ

Tableau 3.1 – Incertitudes de vitesse pour les différentes sections de mesure

L'expérimentateur s'est vu dans l'impossibilité d'investiguer cet aspect, qui aurait pu être traduit en incertitude de vitesse et intégré dans le tableau ci-dessus. Le lecteur est référé à la thèse de Gagnon (2010) [9] pour un approfondissement de cette composante de l'incertitude de vitesse.

3.3.2 Incertitudes spatiales

Compte tenu de la précision du système LDV, l'incertitude sur la mesure vient potentiellement davantage du positionnement du volume de mesure que de la mesure de la vitesse elle-même. De façon similaire à l'incertitude sur l'orientation de la sonde LDV sur son axe, l'incertitude sur son positionnement ne peut être traduite en incertitude de vitesse puisque les profils de vitesse sont inconnus. Les résultats présentés au chapitre 4 seront donc caractérisés par une incertitude en deux dimensions : vitesse en m/s (en ordonnée) et position en mm (en abscisse). Deux alignements de la sonde ont été décrits jusqu'à présent et couvrent les trois degrés de liberté en rotation. Le positionnement du volume de mesure implique le contrôle des trois degrés de liberté en translation, via l'alignement et la mise à zéro des moteurs du système de positionnement. Ces alignements et les incertitudes qui les accompagnent seront décrits pour les deux sections de mesure.

Section de sortie de l'aspirateur

Pour la section en sortie d'aspirateur, considérant la grille de points ciblés, le système de traverses doit être aligné suivant l'axe X de façon à ce que les faisceaux verticaux LDV correspondent au centre de la fenêtre d'accès optique. Pour se faire, la sonde LDV est descendue jusqu'à ce que les faisceaux horizontaux atteignent le rebord circulaire de la fenêtre de l'accès optique (voir figure 3.7). L'alignement est complété lorsque les deux faisceaux atteignent le rebord de façon symétrique. L'incertitude associée à ce positionnement est estimée égale au diamètre des faisceaux, soit 1 mm.

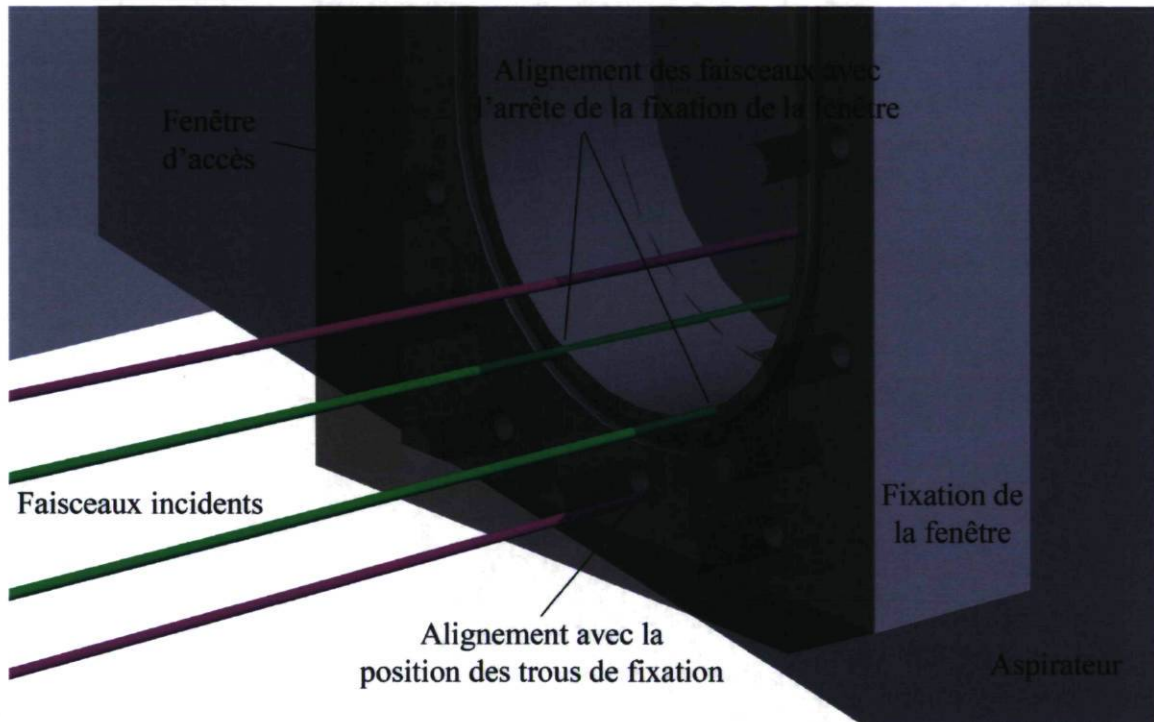


FIGURE 3.7 – Méthode d'alignement en X et Z du volume de mesure pour la mesure en sortie d'aspirateur

Pour l'alignement suivant l'axe Z , la limite inférieure de la fenêtre sert de référence pour la remise à zéro du moteur vertical. Le volume de mesure est positionné sur le rebord de la partie circulaire inférieure de la fenêtre (voir figure 3.5). Dans ce cas également, l'incertitude en question est estimée à 1 mm.

Enfin, l'alignement suivant l'axe Y se fait grâce à la réflexion des faisceaux sur la surface externe de la fenêtre de l'accès optique. Lorsque le volume de mesure est déplacé perpendiculairement à la surface et qu'il traverse cette dernière, l'intensité de la lumière captée par le détecteur varie suivant la distribution gaussienne d'intensité du volume de mesure. Le maximum d'intensité est ainsi atteint à la position correspondant au centre

du volume de mesure et la remise à zéro du moteur horizontal y est faite. La variation d'intensité détectée est faible sur la portion centrale du volume de mesure, ce qui résulte en une incertitude sur cet alignement évaluée à 0.5 mm.

Aux incertitudes de position en Y et Z , la précision des moteurs de 0.025 mm (obtenue du fabricant) doit être ajoutée. Les incertitudes spatiales pour la mesure de la section de sortie de l'aspirateur sont listées au tableau 3.2.

Direction	Incertaince de positionnement (mm)
X	1
Y	0.525
Z	1.025

Tableau 3.2 – Incertitudes spatiales pour la mesure de la section de sortie

Section d'entrée de l'aspirateur

Pour ce qui est de la section d'entrée, l'alignement de la sonde sera d'abord présenté dans le repère cartésien local de la fenêtre de l'accès optique, sans en considérer la rotation. Dans un second temps, l'alignement de l'ensemble comprenant la sonde et l'accès optique par rapport au diffuseur conique sera présenté. Ces incertitudes spatiales estimées dans le repère local sphérique de l'accès optique seront finalement transposées dans le repère cylindrique global de la section d'entrée de l'aspirateur. Ces trois systèmes de coordonnées sont illustrés à la figure 3.8.

Après l'alignement de la sonde par rapport à la surface de la fenêtre pour contrôler les trois degrés de liberté en rotation (voir section 3.3.1), le moteur qui déplace la sonde dans la direction perpendiculaire à la surface de la fenêtre (Y_f) est mis à zéro en utilisant la réflexion du volume de mesure sur cette surface. L'incertitude résultante dans cette direction (R_{acc}), qui correspond directement à la direction radiale du repère tournant de l'accès optique, est estimée à 0.5 mm. Dans les deux autres directions (X_f et Z_f), l'alignement de l'axe de la sonde avec le centre de la fenêtre est effectué grâce à l'insertion de la sonde dans le tube de fixation de la fenêtre (voir section 2.3.3). Le jeu disponible entre la sonde et le tube est tel que l'incertitude de cet alignement est considérée comme négligeable. Ces alignements contrôlent ainsi tous les degrés de liberté entre la sonde et l'accès optique.

Pour contrôler le positionnement en rotation de l'accès optique dans son repère sphérique, une encoche cruciforme est pratiquée dans la surface interne du diffuseur

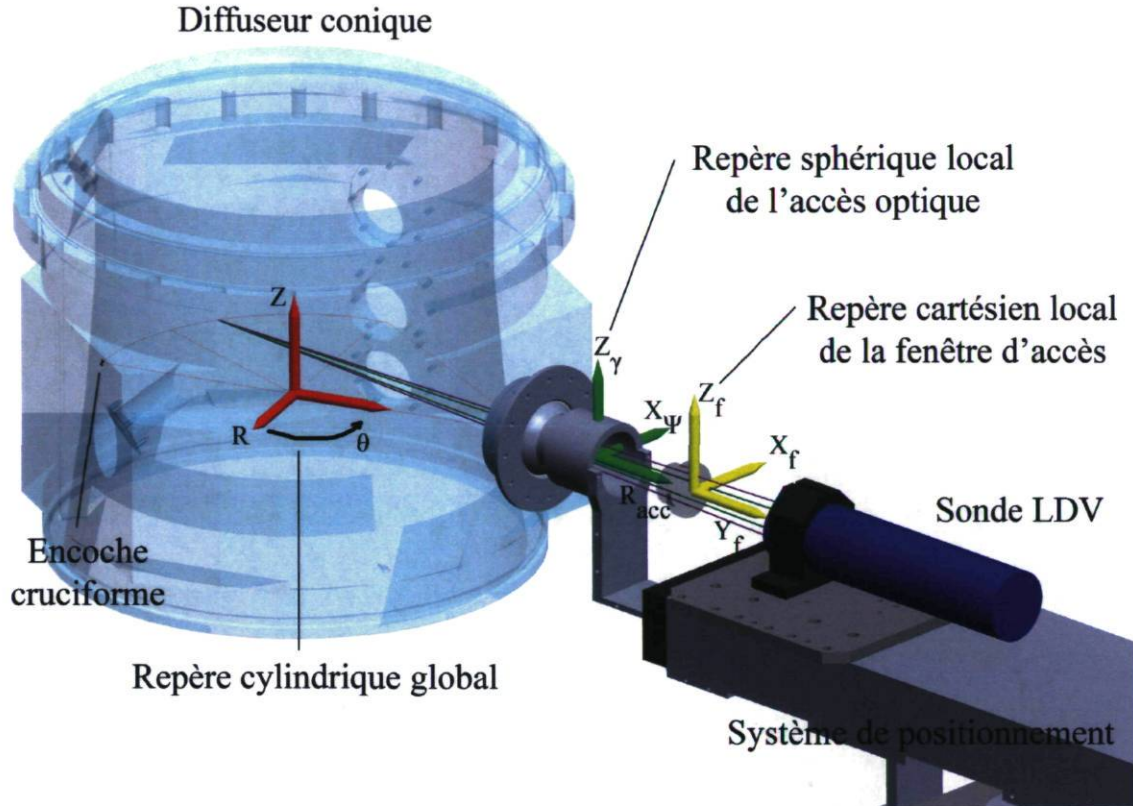


FIGURE 3.8 – Systèmes de coordonnées relatifs aux alignements dans la section d'entrée de l'aspirateur

conique à l'opposé de la position de l'accès optique et à la même hauteur que le centre de la fenêtre (voir figure 3.8). Le système de positionnement est d'abord aligné de façon à ce que les faisceaux laser horizontaux coïncident avec l'encoche, ce qui garantit que le volume de mesure sera déplacé dans le plan horizontal contenant le centre de la fenêtre et l'encoche. Le moteur qui engendre la rotation de l'accès optique est remis à zéro grâce au croisement des faisceaux verticaux avec l'encoche. L'incertitude liée à ce référencement en rotation de l'accès est calculée à partir de la taille de l'encoche, du diamètre des faisceaux, de la distance entre l'encoche et l'axe de rotation de l'accès et de la précision du moteur. Des incertitudes de $\pm 0.284^\circ$ ($\Delta\psi$) et de $\pm 0.145^\circ$ ($\Delta\gamma$) sont obtenues respectivement pour les rotations autour de X_ψ et Z_γ (voir figure 3.8).

En définitive, les incertitudes dans le repère local de l'accès optique doivent être transposées dans le repère cylindrique global selon la position de chaque point de mesure. Ainsi, suivant la position angulaire et radiale de chaque point, l'incertitude n'est pas la même, c'est-à-dire qu'elle augmente avec la distance entre le point de mesure et le centre de rotation de l'accès optique. Suivant cette distance, les incertitudes angulaires en R_{acc} , ψ et γ sont traduites en incertitude suivant R , θ et Z selon les équations

suivantes.

$$\begin{aligned}\Delta R &= |\Delta R_{acc} \cos \beta| + |d\Delta\gamma \sin \beta| \\ \Delta\Theta &= |\Delta R_{acc} \sin \beta| + |d\Delta\gamma \cos \beta| \\ \Delta Z &= d\Delta\psi\end{aligned}$$

Les incertitudes spatiales associées à chaque point de mesure sont présentées graphiquement à la figure 3.9 pour les différentes positions circonférentielles (rayons 1 à 4).

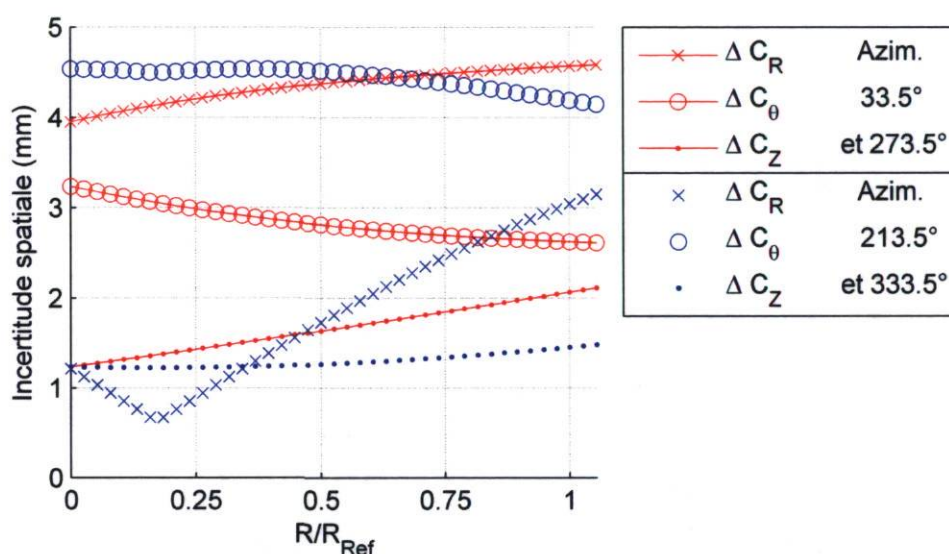


FIGURE 3.9 – Incertitudes spatiales des points de mesure en entrée d’aspirateur pour les quatre positions circonférentielles couvertes

3.3.3 Analyse de l’importance de chaque incertitude

À posteriori, l’analyse détaillée d’incertitude démontre que les facteurs déterminants se situent au niveau de l’alignement du système LDV et du système de positionnement. Un alignement erroné de l’accès optique par rapport au diffuseur conique a d’ailleurs justifié la reprise de l’ensemble des mesures présentées dans ce mémoire. En outre, les incertitudes en R et θ s’avèrent être les plus importantes pour l’ensemble des points ciblés, ce qui traduit l’importance de l’alignement des différentes composantes de l’accès optique, du système de positionnement et de la sonde LDV. Ces alignements sont particulièrement laborieux puisque plusieurs manipulations sont basées sur des critères vi-

suels utilisant les réflexions des faisceaux. Des outils de vérification plus précis seraient à considérer ou à développer pour de futurs travaux utilisant le système LDV.

Pour ce qui est de l'incertitude de vitesse, la limite du nombre d'échantillons par point spatial, dictée par la contrainte de temps associée au volet expérimental de cette étude, constitue un facteur d'influence majeur dans le contexte de l'utilisation d'un système de mesures de haute précision. La figure 3.10 illustre la contribution des différentes incertitudes élémentaires aux incertitudes totales de vitesse au PMR sur le rayon 2. Sur cet exemple typique, on remarque en effet une contribution dominante de l'incertitude liée à l'intervalle de confiance.

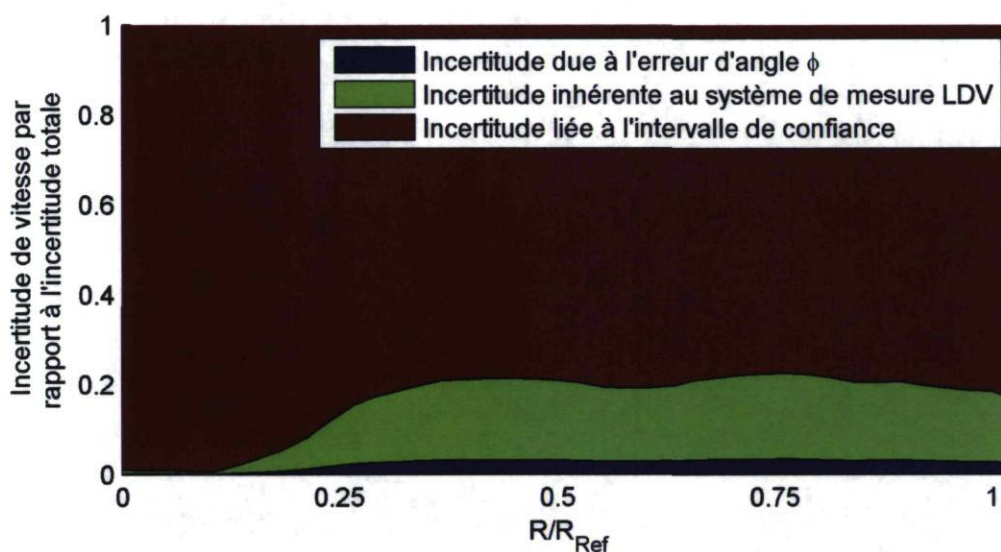


FIGURE 3.10 – Contribution des différents facteurs aux incertitudes totales de vitesse

3.3.4 Propagation d'incertitude dans le calcul de la vitesse radiale

Pour clore le chapitre 3, l'analyse détaillée d'incertitude arbore une importance particulière dans le contexte de la mesure LDV tridimensionnelle. En effet, la composante radiale moyenne étant calculée et non obtenue directement de la mesure, l'incertitude de vitesse qui lui est associée est sujette à la propagation des incertitudes associées à chaque composante mesurée. L'équation qui dicte cette propagation, correspondant à la dérivée de l'équation du calcul de la radiale (voir section 2.3.1), est fonction des vitesses mesurées, de l'angle β qui les sépare et de leurs dérivées. L'incertitude de vitesse sur la

composante radiale est obtenue de l'équation ci-dessous.

$$C_R = \left(\frac{1}{\sin\beta}\right) C_1 + \left(\frac{\cos\beta}{\sin\beta}\right) C_\theta$$

$$\Delta C_R = \frac{\partial C_R}{\partial C_1} \Delta C_1 + \frac{\partial C_R}{\partial C_\theta} \Delta C_\theta + \frac{\partial C_R}{\partial \beta} \Delta \beta$$

$$\Delta C_R = \frac{1}{\sin\beta} \Delta C_1 - \frac{\cos\beta}{\sin\beta} \Delta C_\theta + \left[\frac{C_1}{\sqrt{1-\beta^2}} + \frac{C_\theta}{\sin^2\beta} \right] \Delta \beta$$

Pour chaque point de mesure, on obtient l'incertitude sur la radiale en remplaçant les termes dérivés par les incertitudes respectives à chaque composante. Il est important de noter ici qu'une augmentation de l'angle β se traduit par une multiplication de l'incertitude qui peut être très importante. Cette situation est particulièrement présente sur l'ensemble des points situés sur les rayons 1 et 3, et sur les points près de la paroi pour les rayons 2 et 4. La figure 3.11 présente la valeur du facteur multiplicatif de l'incertitude sur la mesure de C_1 par rapport à l'angle β . L'angle β varie entre 52° et 70° pour les rayons 1 et 3, et entre 7° et 35° pour les rayons 2 et 4.

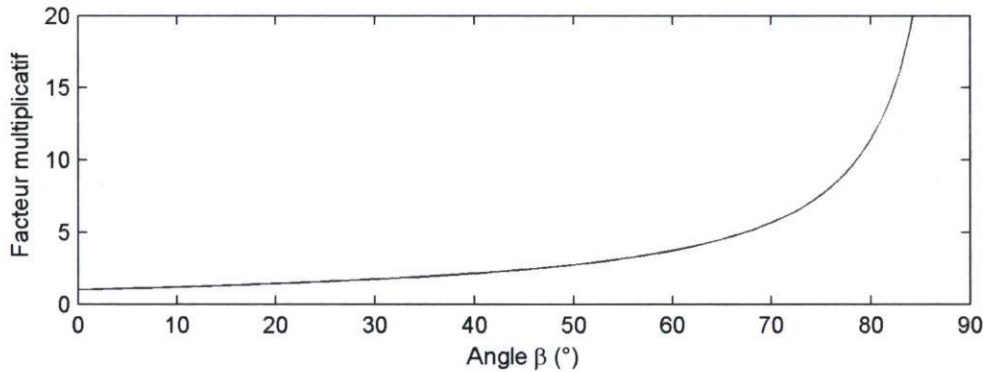


FIGURE 3.11 – Valeurs du facteur multiplicatif de l'incertitude sur la mesure de C_1 par rapport à l'angle β

Pour ce qui est de l'incertitude de position, elle ne sera pas traduite dans l'incertitude sur la vitesse radiale à l'exception de l'incertitude sur l'angle β , qui est égale à l'incertitude angulaire γ relative à l'alignement en rotation de l'accès optique rotatif.

Chapitre 4

Analyse des résultats expérimentaux

La démarche expérimentale présentée aux chapitres précédents a été appliquée dans le cadre de cette étude pour amasser une grande quantité de données. L'utilisation avec cette approche du système LDV permet d'obtenir deux composantes de vitesse instationnaire, à haute fréquence et sur des grilles de mesure assez fines. Les vitesses moyennes temporelles et par phase, l'énergie cinétique fluctuante, le débit et le contenu fréquentiel peuvent donc être calculés suivant les méthodes décrites au chapitre 3. Plusieurs conditions d'opération du modèle ont été investiguées et seront décrites en premier lieu. Les résultats dans les sections d'entrée et de sortie de l'aspirateur seront présentés indépendamment puis conjointement pour ces différentes conditions d'opérations.

Avant tout, l'écoulement dans l'aspirateur des turbines axiales reste un sujet de recherche actif de par la complexité des phénomènes qui y sont associés. L'objectif de cette composante est de récupérer l'énergie cinétique disponible en sortie de roue par un transfert en pression statique, ce qui implique une section divergente. L'écoulement devant être redressé pour être rejeté en aval, l'aspirateur est également contraint à être coudé et séparé en deux pertuis, dans le cas présent, pour des raisons structurales. Par ailleurs, une rotation résiduelle est présente en sortie de roue de façon plus ou moins intense selon le débit, selon la vitesse de rotation de la roue et selon l'angle d'ouverture des directrices. Cette rotation de l'écoulement donne lieu à un vortex dans le diffuseur conique qui peut être caractérisé par une structure hélicoïdale en précession et par une zone centrale de recirculation de forme ovoïde [8]. Ainsi, cette section de l'aspirateur arbore une importance majeure pour sa contribution à la récupération de l'énergie cinétique [16], mais également pour la complexité de l'écoulement qui s'y développe : la vitesse radiale ne peut y être négligée puisqu'elle est directement liée à l'apparence

de séparations des couches limites [21]; une asymétrie de l'écoulement y est observée dans plusieurs cas [15, 11]; le sillage et les tourbillons associés aux aubes s'y propagent et influencent la distribution d'énergie cinétique turbulente dans la section [10]. L'écoulement en aval est donc sujet à des recirculations, voire même au blocage d'une portion importante de la section de l'aspirateur [23]. La propagation du vortex dans le coude et au niveau des deux pertuis donne lieu à une forte instationnarité, à des pulsations de pression et à la distribution non uniforme du débit dans les deux pertuis [16, 3].

Ces phénomènes seront pris en compte dans l'analyse présentée aux sections suivantes et identifiés pour certaines des conditions d'opérations investiguées.

4.1 Présentation des conditions d'opérations

Le système de contrôle du banc d'essai présenté à la section 1.3.1 permet l'asservissement de la vitesse de rotation de la roue, de la vitesse de rotation de la pompe du circuit fermé qui dicte la chute et de l'ouverture des directrices. Ces trois paramètres permettent de définir les points d'opération du modèle en terme du débit unitaire Q_{11} et de la vitesse unitaire N_{11} . Trois valeurs de débit unitaire et sept ouvertures des directrices définissent le domaine d'étude et sont présentées au tableau 4.1 et identifiées sur une colline de rendement à la figure 4.1.

#	$\frac{Q_{11}}{Q_{11ref}}$	$\frac{N_{11}}{N_{11ref}}$	Ouverture des directrices ($\frac{\alpha}{\alpha_{ref}}$)	Rendement relatif (%)
1	0.83	1	0.7576	85.99
2	0.96	1	0.9394	97.37
3	1	1	1	100
4	1.07	1	1.1515	99.19
5	99	0.9677	1	100.19
6	102	1.0484	1	97.66
7	117	1.0484	1.3333	96.94
8	62	1	0.5152	62.88
9	87	0.9677	0.8182	92.53

Tableau 4.1 – Conditions d'opération du modèle investiguées

Le point d'opération 3 est associé au point à meilleur rendement (PMR) du prototype. Globalement, cinq points sont caractérisés par la même vitesse unitaire et permettent d'observer la variation de la charge imposée au modèle de *partielle* au point 8

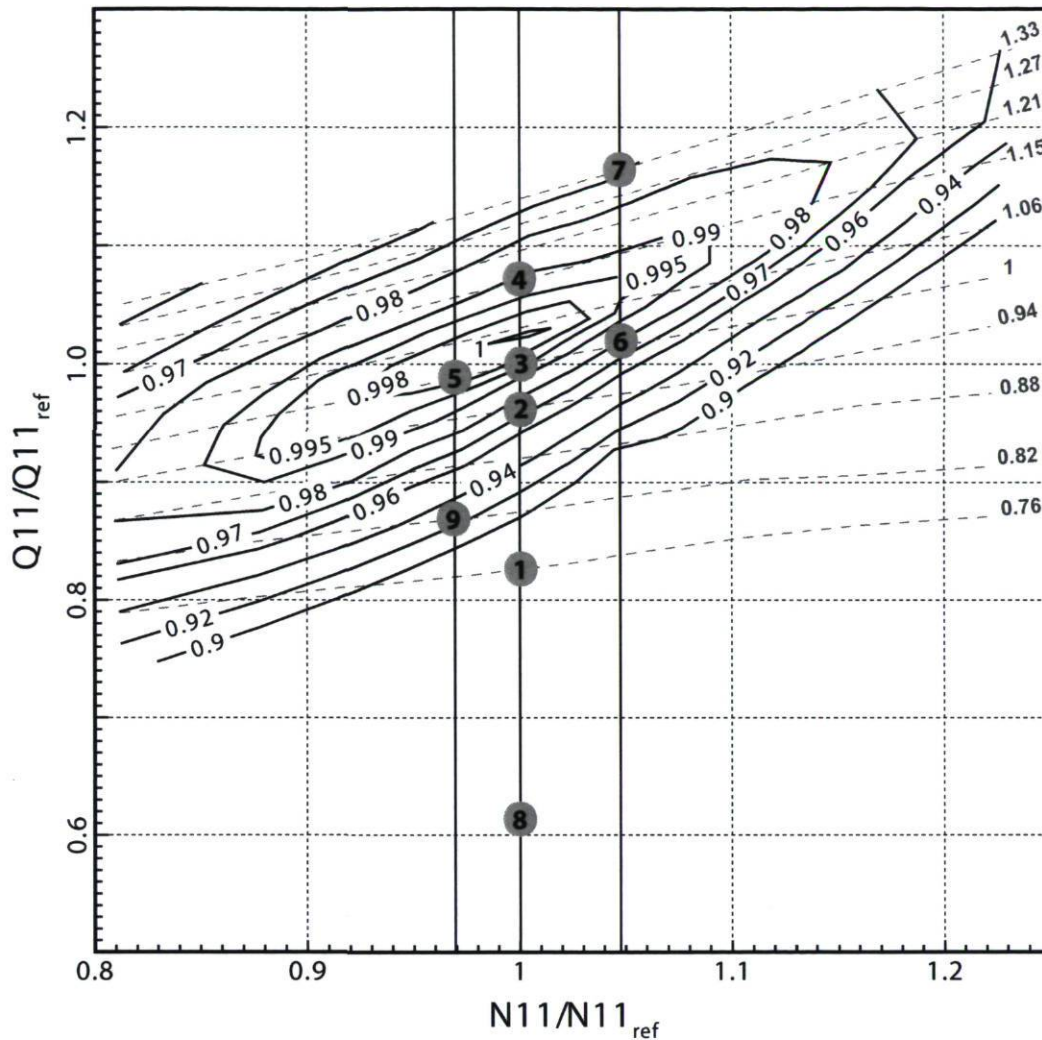


FIGURE 4.1 – Colline de rendement du modèle et identification des points d'opération. L'échelle de droite situe l'ouverture réduite des directrices.

à *surcharge* au point 4. Trois points sont regroupés à une ouverture constante des directrices et varient la vitesse unitaire de part et d'autre du PMR (5, 3, 6). Deux points sont définis à la vitesse unitaire maximale à ouverture optimale (6) et en surcharge (7). Enfin, deux points sont caractérisés par la vitesse unitaire minimale à charge optimale (5) et partielle (9). Quatre pans d'analyse sont donc disponibles considérant cette définition des points d'opération.

4.2 Analyse spécifique à la sortie de l'aspirateur

Tel que mentionné précédemment, les données en sortie d'aspirateur peuvent d'abord être analysées en considérant des valeurs moyennes temporelles. Celles-ci permettent d'observer la topologie globale de l'écoulement et la distribution du débit dans la section de mesure. Les contours de vitesse et d'énergie cinétique fluctuante présentés dans cette section sont obtenus en interpolant les données mesurées sur une grille raffinée d'un facteur 2 suivant une interpolation linéaire bidimensionnelle. Par ailleurs, une analyse préliminaire des résultats a révélé l'occurrence de valeurs aberrantes de vitesse près de la paroi de la pile de l'aspirateur et près des parois des fenêtres d'accès. Ce mémoire ne se penchant pas particulièrement sur la définition de l'écoulement en proche paroi, les points de mesures présentant ce problème ont été retranchés des résultats.

4.2.1 Champs de vitesse moyenne et d'énergie cinétique fluctuante

Les profils de vitesse en x et en z , de même que les valeurs calculées d'énergie cinétique fluctuante, sont présentés pour l'ensemble des points d'opération aux figures 4.2 à 4.10. Ces valeurs ont été réduites en utilisant la vitesse de référence C_{Ref} , correspondant au débit mesuré pour chaque point d'opération divisé par l'aire de la section de référence. Le tableau 4.3 regroupe les principales observations pour chaque point d'opération.

Les contours blancs y identifient les frontières où la vitesse est nulle. Les zones de vitesse moyenne négative (lorsque l'écoulement moyen entre dans l'aspirateur dans le cas de la vitesse en x) sont donc clairement observables. Des grandes zones de vitesse axiale faible, qui peuvent traduire un blocage d'une partie de l'aspirateur, sont également à noter. Dans le cas contraire, les zones de forts gradients de vitesse en z peuvent identifier un vortex qui se propage en aval de la roue jusqu'en sortie d'aspirateur.

La corrélation entre les zones de cisaillement de l'écoulement et une énergie cinétique fluctuante élevée est identifiable dans plusieurs cas. Par contre, l'énergie cinétique fluctuante est calculée à partir de l'écart type des deux composantes de vitesse C_x et C_z , qui inclut les fluctuations à base fréquence de l'écoulement. Ainsi, les points caractérisés par ces fluctuations ressortent également dans les profils d'énergie cinétique fluctuante.

Le pourcentage du débit traversant chaque section de mesure et l'aire qu'elles

couvrent dans chaque pertuis sont notés respectivement au dessus et au dessous des figures de vitesse en x . Ces valeurs sont également regroupées au tableau 4.2.

Point d'opération	Pertuis	
	Gauche	Droite
1	23.06	79.03
2	30.11	64.18
3	38.09	52.78
4	44.51	47.52
5	36.50	53.10
6	30.99	62.78
7	56.26	40.24
8	18.19	86.26
9	26.63	75.12

Tableau 4.2 – Répartition du débit mesuré dans les sections de mesure de chacun des deux pertuis de l'aspirateur, en pourcentage du débit mesuré par le débitmètre électromagnétique

Le point d'opération #1 (figure 4.2), à charge partielle, est caractérisé par une répartition très peu uniforme du débit entre chaque pertuis. Ce débalancement est observable avec la composante de vitesse en x qui présente une forte concentration dans le pertuis de droite (identifiée par A) et une zone de faible vitesse dans le pertuis de gauche (identifiée par B). Une zone d'écoulement entrant dans l'aspirateur est également présente dans le haut du pertuis gauche et dans le bas du pertuis droit, près de la pile. Cela donne lieu à une zone de cisaillement importante au centre du pertuis de droite, qui est perceptible au niveau de l'énergie cinétique fluctuante (identifiée par C) par une valeur de l'ordre de $0.08 \cdot C_{Ref}^2$. Le débit passant à travers la section mesurée du pertuis de droite correspond ainsi à 79% du débit total mesuré par le débitmètre, tandis que 23.1% de ce même débit passent à travers la section mesurée du pertuis de gauche. La grandeur moyenne de la vitesse en x , dans la partie de la section non couverte par les mesures, devrait donc être négative pour compenser les 2.1% excédents du débit obtenu dans les deux sections mesurées.

Le point d'opération #2 (figure 4.3), également à charge partielle, présente une répartition du débit légèrement moins déséquilibrée. Une zone de faible vitesse est présente dans le pertuis de gauche (identifiée par A), et est contre balancée par une zone de vitesse plus élevée dans le coin inférieur externe du pertuis de droite (identifiée par B). On observe par ailleurs une zone de vitesse en x près de zéro dans le pertuis de droite dans le haut de la section près de la pile. Cette zone est également associée à une forte énergie cinétique fluctuante (de l'ordre de $0.04 \cdot C_{Ref}^2$) relativement au reste de la section de mesure.

Le point d'opération #3 (figure 4.4), correspondant au PMR du prototype, présente des distributions de vitesse plus uniformes et une énergie cinétique fluctuante en sortie d'aspirateur assez faible (inférieure à $0.02 \cdot C_{Ref}^2$). Cette caractéristique est en accord avec le rendement accru du modèle à ce point d'opération, qui découle potentiellement d'un meilleur coefficient de récupération dans l'aspirateur. Par contre, la répartition du débit à travers les deux sections de mesure reste légèrement déséquilibrée (52.8% à droite et 38.1% à gauche).

Le point d'opération #4 (figure 4.5), à la vitesse adimensionnelle optimale, est légèrement en surcharge par rapport au débit optimal. La vitesse moyenne en x est caractérisée par une répartition du débit pratiquement égale dans les deux pertuis. Par contre, le centre du pertuis de gauche est marqué par une zone de faible vitesse en x , accompagnée d'une zone de changement de signe de vitesse en z et d'une forte énergie cinétique fluctuante en périphérie (de l'ordre de $0.03 \cdot C_{Ref}^2$). Le centre de la zone de faible vitesse en x correspond à la zone de changement de signe de la vitesse en z . Ces caractéristiques suggèrent la présence d'un vortex au centre du pertuis de gauche.

Les points d'opération présentés jusqu'ici étaient regroupés à une même valeur N_{11} . Les points d'opération #5 et #6 sont caractérisés par l'ouverture optimale des directrices et une vitesse de rotation unitaire variable de part et d'autre du point d'opération #3. Le point d'opération #5 (figure 4.6), à N_{11} inférieur, se distingue par un rendement supérieur au point d'opération #3 défini par le rendement optimal du prototype. Une répartition du débit semblable à celle du point #3, des valeurs de vitesse et d'énergie cinétique fluctuante maximales relativement faibles (de l'ordre de $0.58 \cdot C_{Ref}$ et $0.015 \cdot C_{Ref}^2$ respectivement) contribuent potentiellement à un bon coefficient de récupération et à ce rendement élevé.

Le point d'opération #6 (figure 4.7), à N_{11} supérieur à l'optimale, exhibe un rendement substantiellement inférieur au point d'opération #3. La présence dans le pertuis de droite d'une zone de faible vitesse en x (identifiée par A), accompagnée d'un niveau d'énergie cinétique fluctuante élevé (de l'ordre de $0.04 \cdot C_{Ref}^2$), et le déséquilibre de la distribution de vitesse qui en découle, peuvent potentiellement expliquer ce rendement inférieur.

À cette même valeur de N_{11}/N_{11Ref} de 1.0484, une surcharge relativement forte est investiguée via le point d'opération #7 (figure 4.8). Les contours de vitesse moyenne et d'énergie cinétique fluctuante indiquent dans ces conditions un écoulement entrant dans l'aspirateur dans le pertuis de droite près de la pile (identifié par A). Contrairement aux autres points d'opération, le débit traversant les sections de mesure est supérieur dans le pertuis de gauche, où des valeurs de vitesse en x et d'énergie cinétique fluctuante

élevées sont obtenues (de l'ordre de $0.7C_{Ref}$ et $0.035 \cdot C_{Ref}^2$ respectivement). Une zone de faible vitesse en x est par contre présente au centre de ce pertuis (identifiée par B) ce qui accélère l'écoulement dans le reste de la section. Malgré la forte surcharge et la vitesse unitaire élevée, la chute de rendement associée à ce point d'opération ne s'éloigne que de 3.1% du rendement maximal.

Le point d'opération #8 (figure 4.9), situé à charge très faible (62% du débit optimal), présente les profils moyens les plus irréguliers. La distribution du débit, en plus d'être fortement déséquilibrée vers le pertuis de droite, est également repoussée vers l'extérieur de chaque pertuis. Cela laisse place à de très grandes valeurs de vitesse en x (notamment en A) et à des zones importantes d'écoulement entrant dans l'aspirateur dans la partie supérieure près de la pile (identifiés par B). Ces facteurs, de même que des valeurs d'énergie cinétique fluctuante atteignant $0.15 \cdot C_{Ref}^2$, contribuent à un coefficient de récupération inférieur et au rendement évalué à 62.9% du point d'opération #3.

Enfin, le point d'opération #9 (figure 4.10) est caractérisé par une vitesse unitaire inférieure au PMR et se situe à charge partielle. Un déséquilibre important du débit entre les deux pertuis est visible et peut-être associé à la zone de faible vitesse en x présente au centre du pertuis de gauche. Dans le cas présent, cette zone exhibe également un gradient de vitesse en z , ce qui pourrait traduire la présence d'un vortex qui se propage à travers l'aspirateur. En outre, le pertuis de droite présente une forte énergie cinétique fluctuante (de l'ordre de $0.05 \cdot C_{Ref}^2$) associée à une zone de gradients de vitesse relativement grands et à des fluctuations à basse fréquence telles que décrites à la section suivante.

Au sommaire, sauf pour le point d'opération #7 (à forte surcharge et à vitesse de rotation N_{11} plus grande que l'optimale), le débit est supérieur dans le pertuis de droite. Les points #3 et #4, situés plus près du PMR, présentent en sortie d'aspirateur les écoulements les moins perturbés. Les points #7 et #8, à l'extrême forte charge et faible charge des points testés, présentent tous deux des zones d'écoulement entrant. De manière générale, plus on s'éloigne du point #3, plus l'énergie cinétique fluctuante est grande.

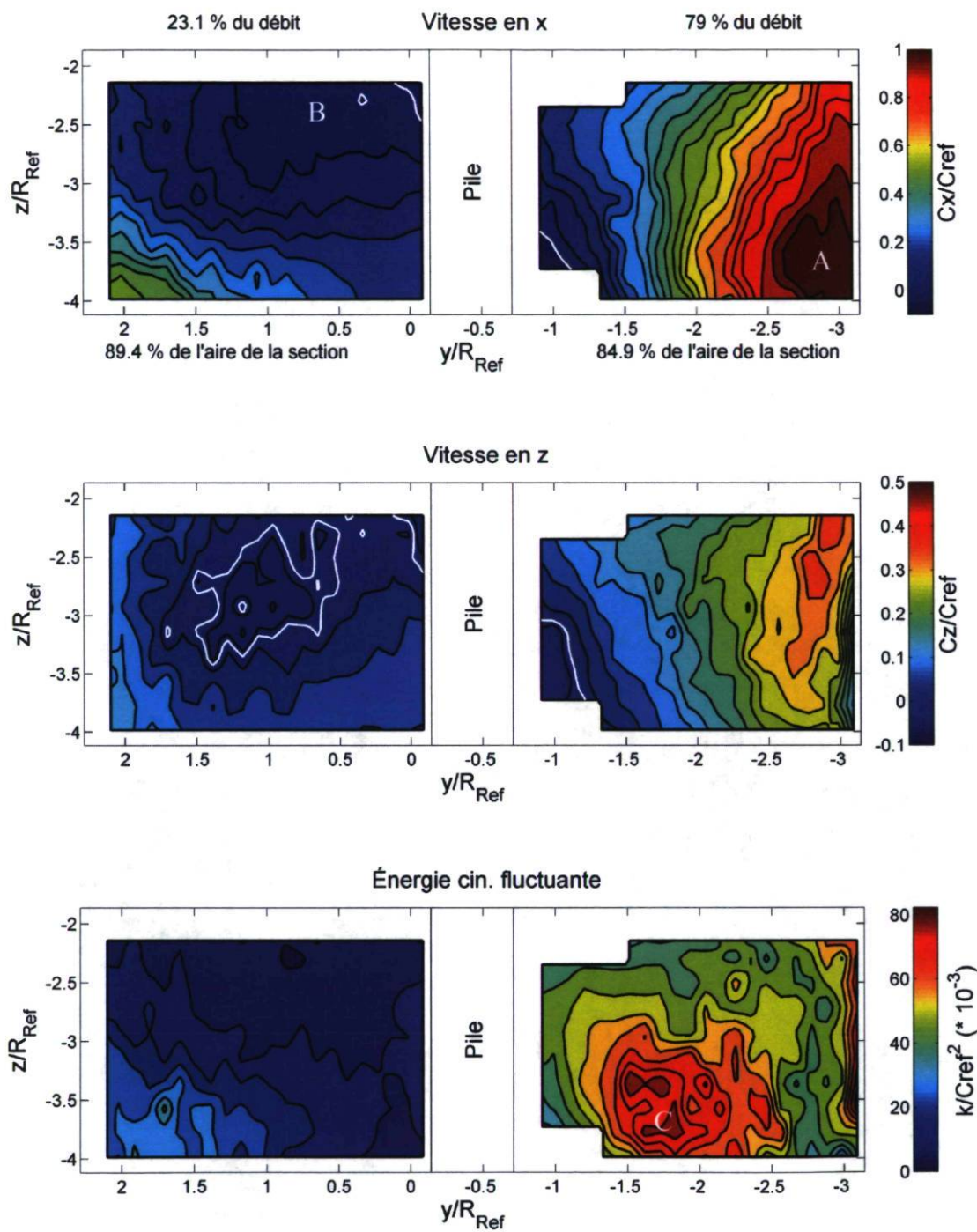


FIGURE 4.2 – Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #1

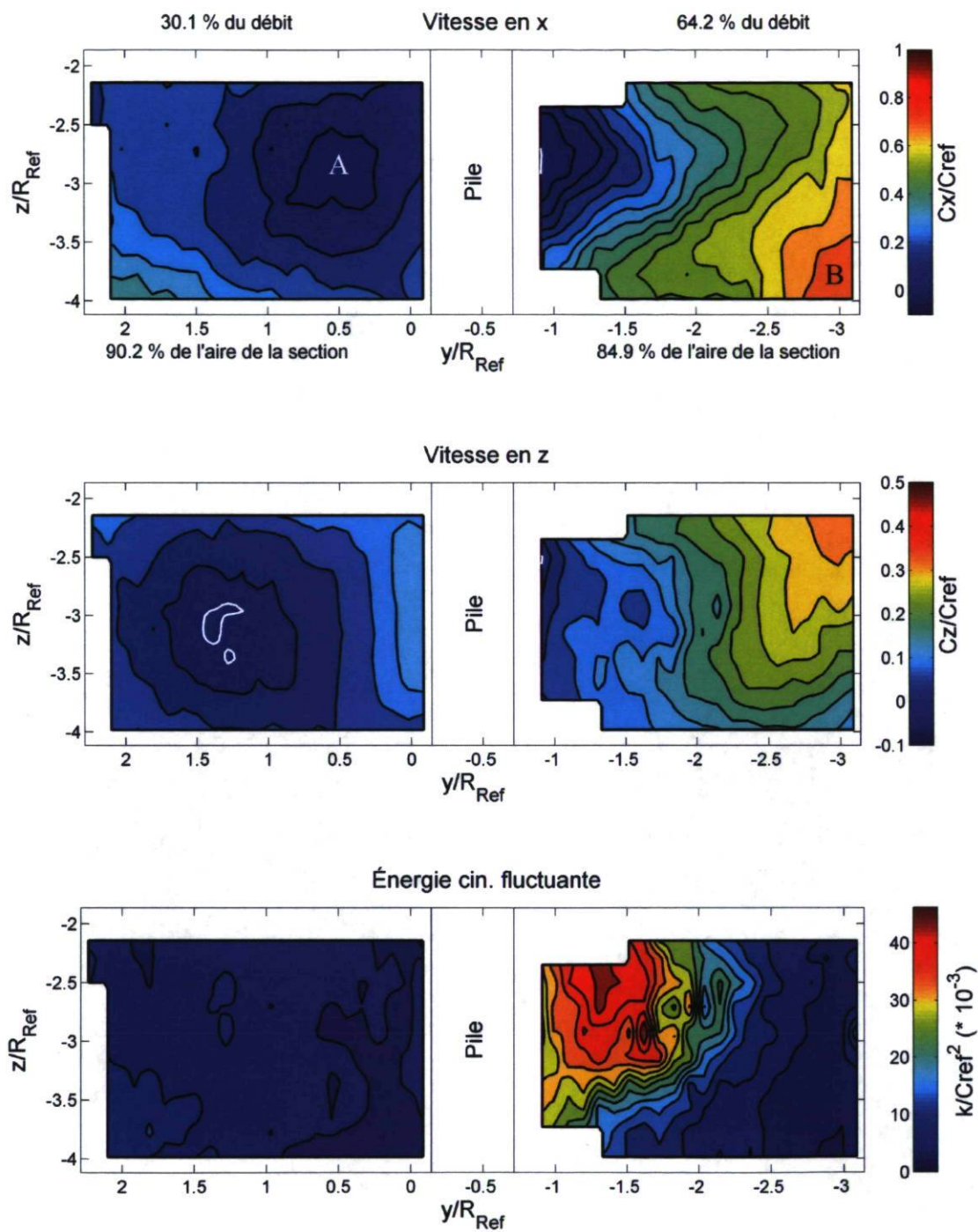


FIGURE 4.3 – Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #2

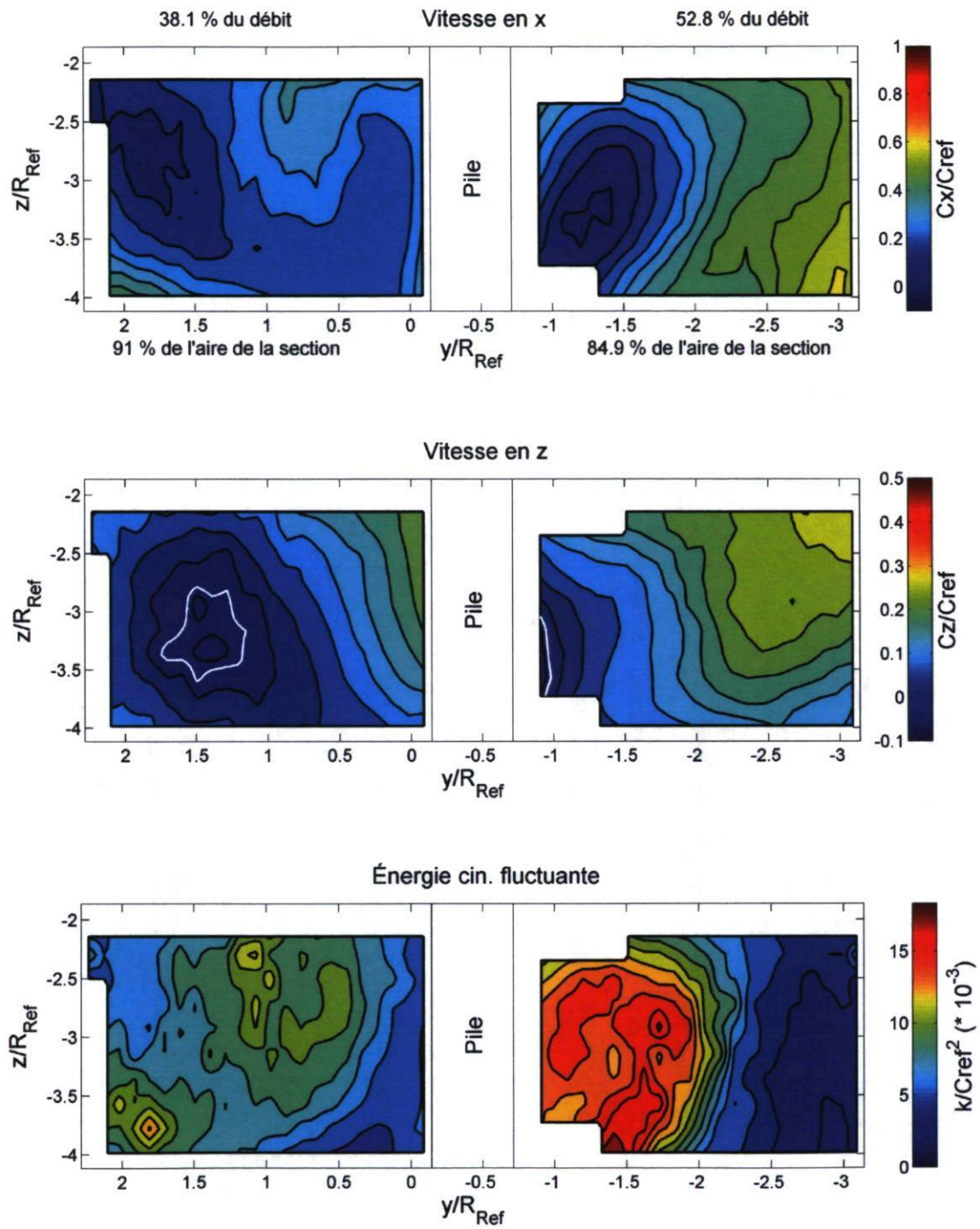


FIGURE 4.4 – Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #3

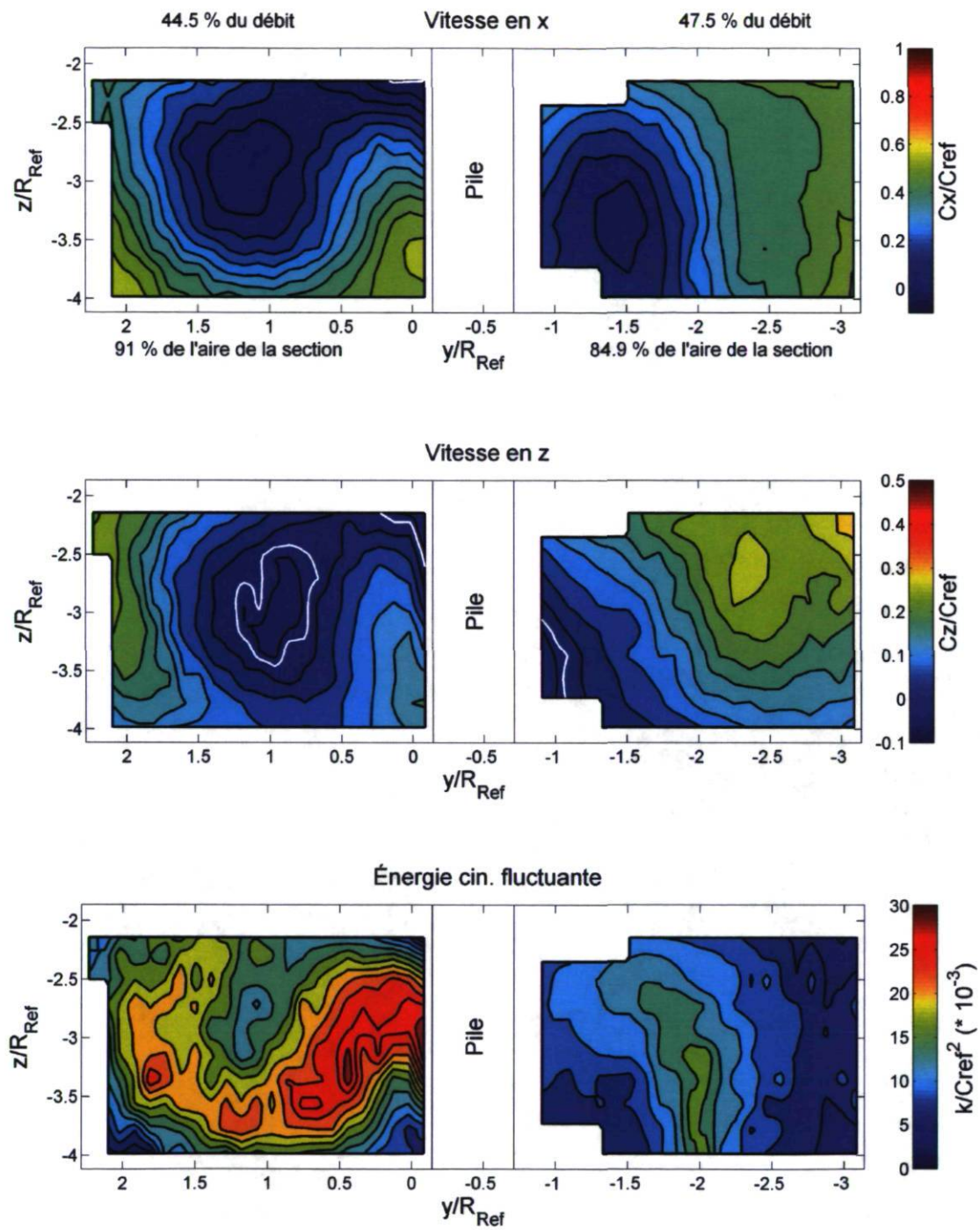


FIGURE 4.5 – Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #4

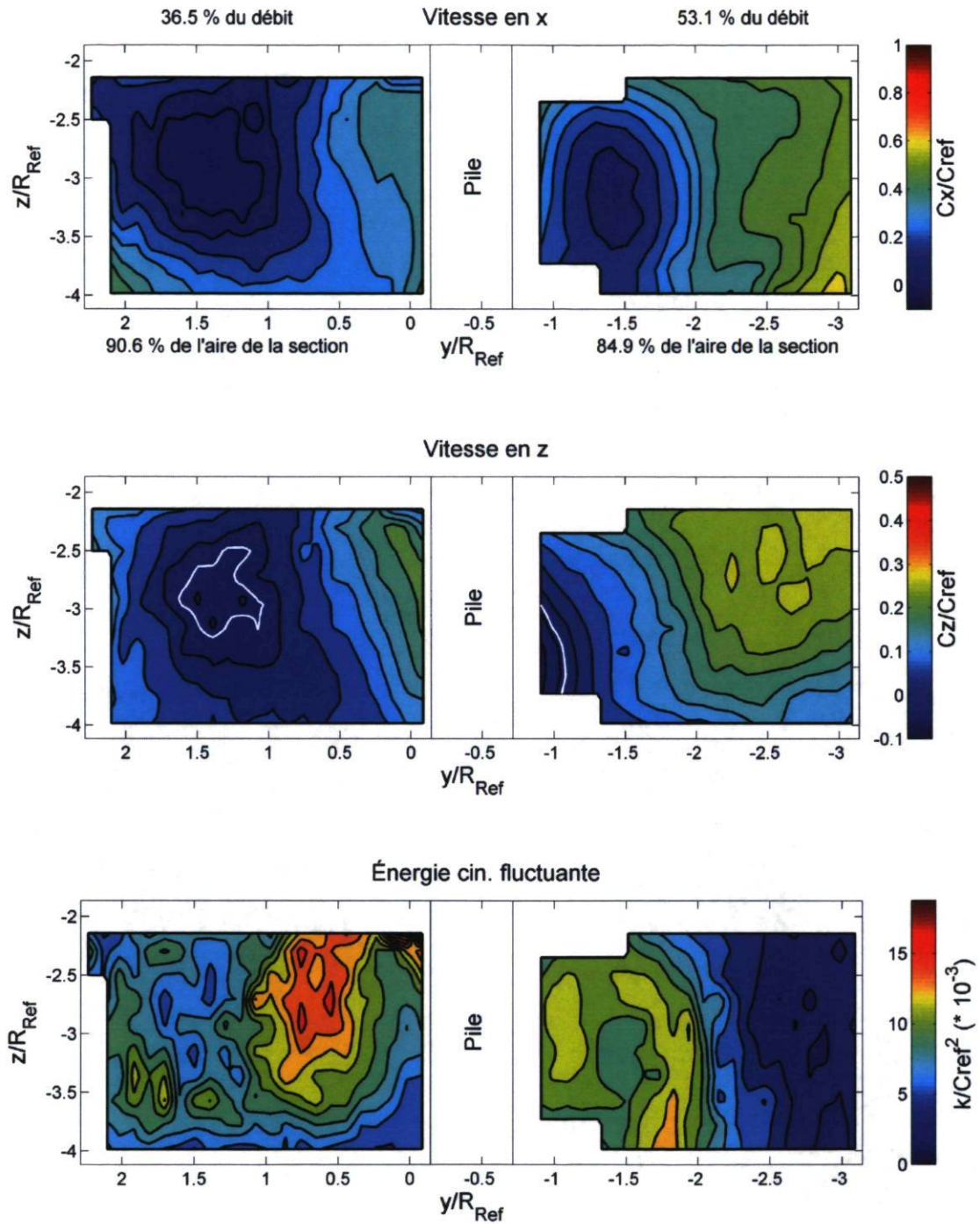


FIGURE 4.6 – Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #5

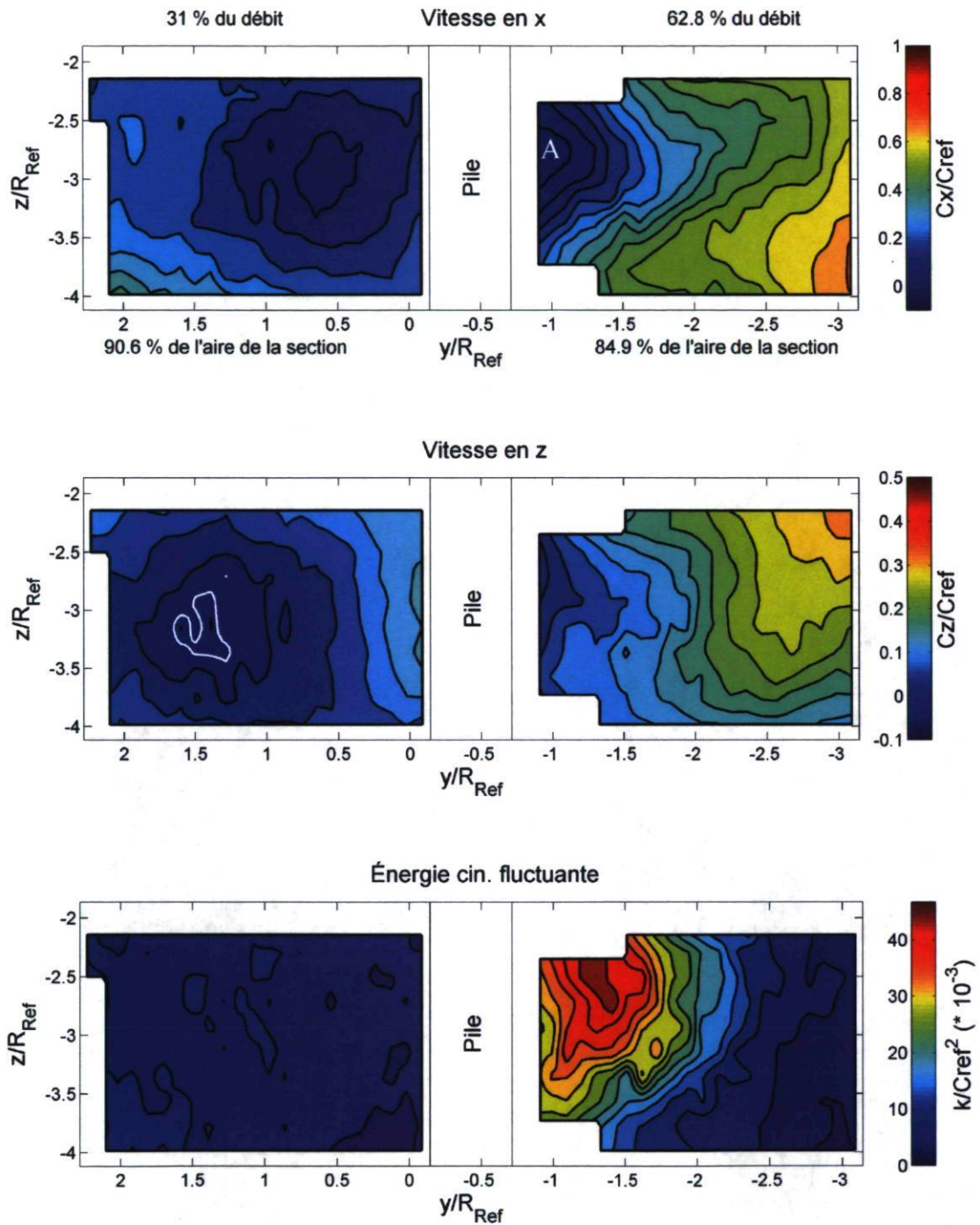


FIGURE 4.7 – Résultats en sortie d’aspirateur pour le point d’opération #6

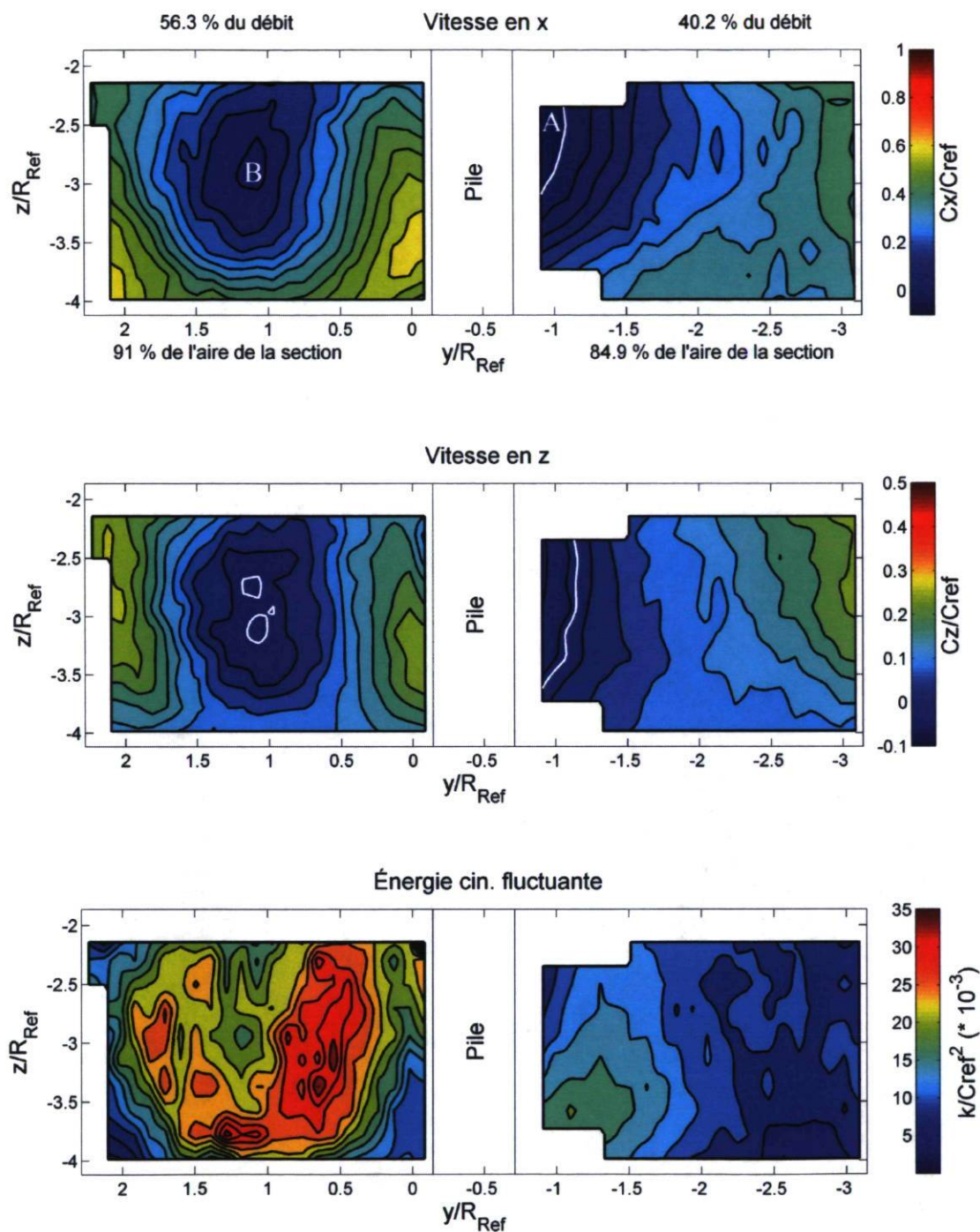


FIGURE 4.8 – Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #7

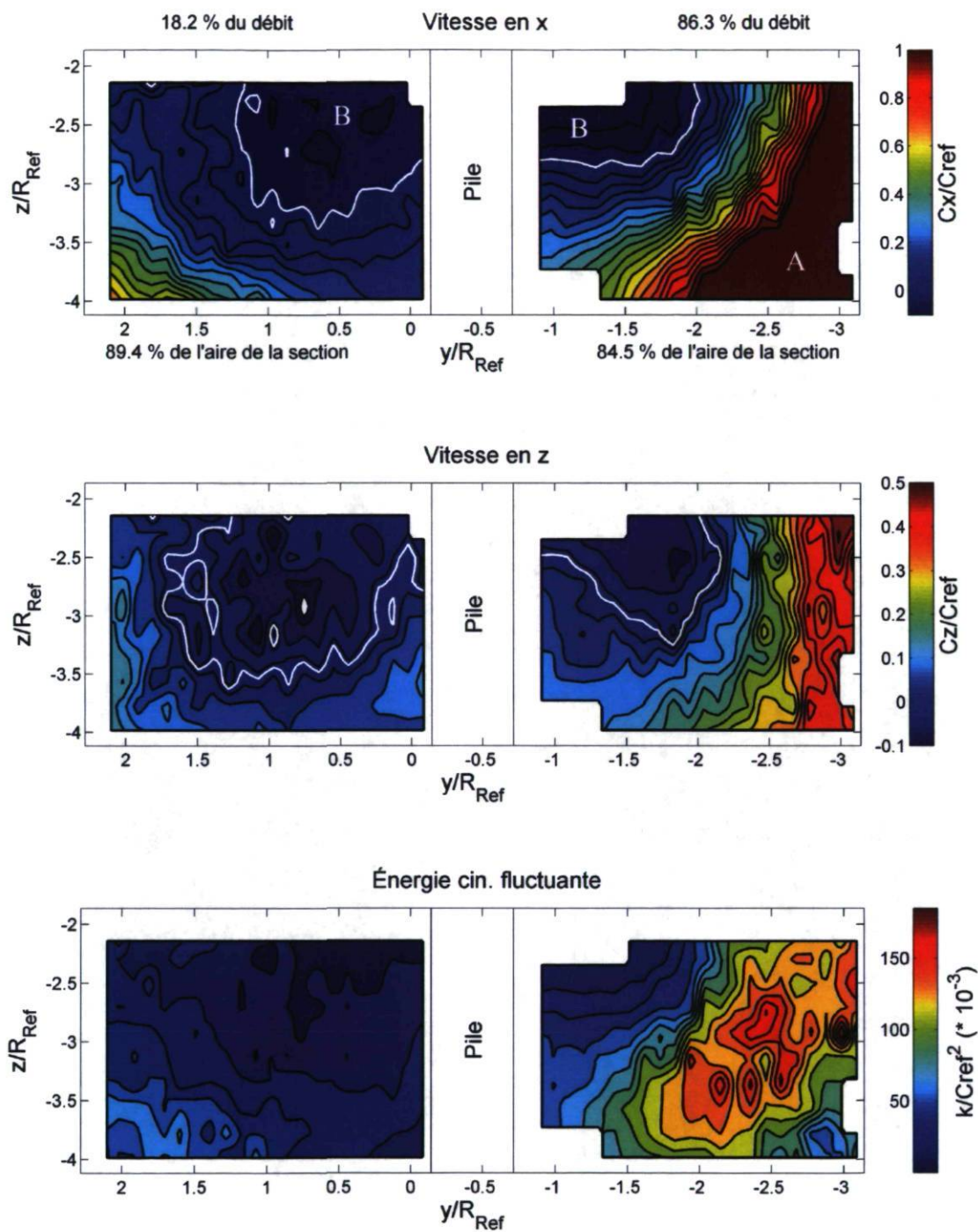


FIGURE 4.9 – Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #8

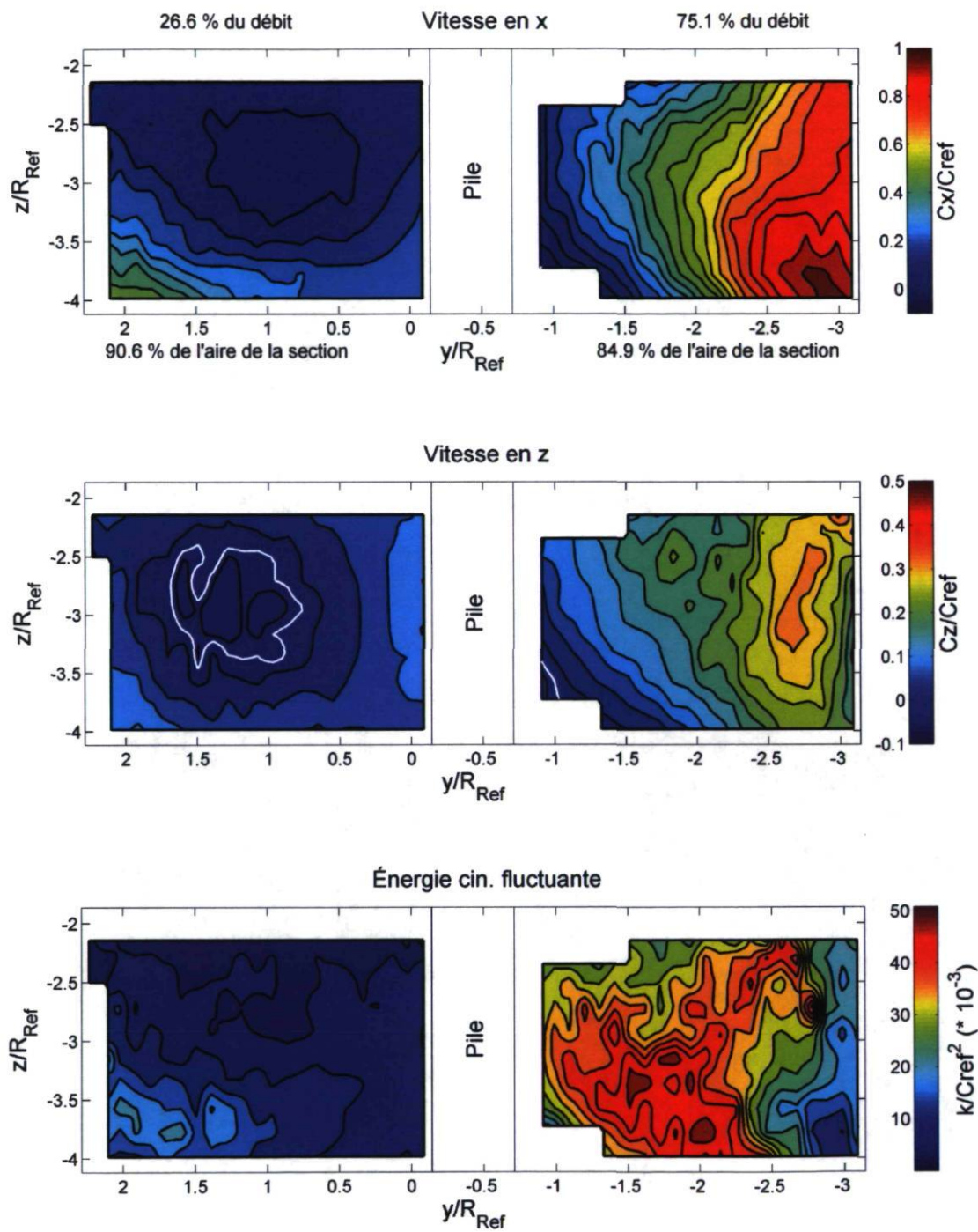


FIGURE 4.10 – Résultats en sortie d'aspirateur pour le point d'opération #9

Le tableau 4.3 résume les caractéristiques observées pour les vitesses moyennes et l'énergie cinétique fluctuante en sortie d'aspirateur.

Point d'opération	Caractéristiques observées
1	Fort débalancement (79%) du débit vers le pertuis de droite. Forte vitesse en x dans le pertuis de droite. Zone d'écoulement entrant présente dans chaque pertuis. Forte énergie cinétique fluctuante.
2	Débalancement substantiel (64%) du débit vers le pertuis de droite. Énergie cinétique fluctuante moyenne.
3	Répartition relativement équilibrée du débit entre les deux pertuis. Profils de vitesse très uniforme dans les deux pertuis. Énergie cinétique fluctuante faible.
4	Répartition du débit la plus équilibrée entre les deux pertuis. Profils de vitesse très uniforme dans les deux pertuis. Énergie cinétique fluctuante moyenne.
5	Répartition relativement équilibrée du débit entre les deux pertuis. Profils de vitesse assez uniforme dans les deux pertuis. Énergie cinétique fluctuante faible.
6	Débalancement substantiel (63%) du débit vers le pertuis de droite. Énergie cinétique fluctuante moyenne.
7	Débalancement (56%) du débit vers le pertuis de gauche. Forte vitesse en x dans le pertuis de gauche. Énergie cinétique fluctuante moyenne.
8	Très fort débalancement (86%) du débit vers le pertuis de droite. Profils de vitesse en x et en z fortement irréguliers. Zone d'écoulement entrant présente dans chaque pertuis. Très grande énergie cinétique fluctuante.
9	Fort débalancement (75%) du débit vers le pertuis de droite. Forte vitesse en x dans le pertuis de droite. Énergie cinétique fluctuante moyenne.

Tableau 4.3 – Principales caractéristiques observées au niveau des profils de vitesse moyenne en x et en z , et des profils d'énergie cinétique fluctuante.

4.2.2 Analyse temporelle et spectrale

Le second point de vue selon lequel les données LDV peuvent être examinées est celui du contenu fréquentiel du signal en chaque point de mesure, pour les deux composantes de vitesse. En ce qui a trait à la section de sortie de l'aspirateur, le premier constat à

faire se situe au niveau des fréquences caractérisant le passage des aubes et la rotation de la roue. La figure 4.11 présente les spectres en puissance de la vitesse en x pour deux points d'opération, pour les points de mesures situés à $Z = -3.56 \cdot R_{Ref}$ dans les deux pertuis et sur une plage de fréquence allant jusqu'à sept fois la fréquence de rotation de la roue (propre à chaque point d'opération). L'opacité des points étant proportionnelle à la puissance normalisée du spectre, les points foncés situent les fréquences principales mesurées. Parmi les différents points d'opération, la fréquence de la roue et celle du passage des aubes, de même que leurs multiples, ne dominent le spectre du signal en aucun cas. Cela corrobore l'hypothèse selon laquelle les phénomènes qui prennent place dans l'aspirateur tiennent plutôt d'une instationnarité globale et sont peu affectés par les fluctuations à petite échelle en sortie de roue, dissipées à même le diffuseur conique.

Avant d'analyser le spectre pour chacun des points mesurés, notons que l'analyse des basses fréquences des spectres et leur corrélation avec les profils moyens permet d'identifier certains phénomènes. Suivant la résolution spatiale des grilles de mesure en sortie, le contenu fréquentiel obtenu en plusieurs points spatiaux voisins doit être similaire pour démontrer la présence de structures fluctuantes cohérentes. Par ailleurs, l'analyse du signal temporel permet d'identifier les points qui présentent une vitesse en x négative sur plus de 30% des valeurs mesurées. Ce critère, indépendant de la vitesse moyenne, sera utilisé pour déterminer les points associés à une *recirculation* de l'écoulement lorsque la vitesse moyenne en x est positive. Les points caractérisés par une telle recirculation qui présentent également certaines fréquences dominantes seront associés à une *recirculation fluctuante*.

On réfère maintenant aux figures 4.12 à 4.17 où la puissance des spectres est normalisée par la fréquence totale du signal de vitesse. Chaque figure présente les spectres en fréquence pour deux positions verticales différentes. La figure 4.12 illustre le contenu fréquentiel du signal pour le point d'opération #1. Le contenu fréquentiel obtenu au point d'opération #1 exhibe peu de traces de phénomènes cohérents. Le pertuis de gauche ne permet d'observer aucune fréquence caractéristique du signal pour l'ensemble des points mesurés. Le pertuis de droite est caractérisé par des pics de puissance près de la paroi externe de l'aspirateur, à des fréquences variant autour de $0.225 \cdot f_{Roue}$. Ces pics sont présents au niveau d'une majorité de points près de la paroi, qui sont également caractérisés par une forte vitesse moyenne en x , une faible vitesse moyenne en z et une énergie cinétique fluctuante élevée par rapport aux points voisins. Une inspection plus approfondie du signal de vitesse en x révèle que celui-ci fluctue autour d'une valeur moyenne élevée en restant toujours positive (c.-à-d. qu'il n'y a pas de recirculation). Cela élimine la possibilité d'occurrence d'un décollement périodique de la couche limite associée à cette paroi, mais traduit potentiellement le phénomène d'une pulsation de vitesse associée à l'instationnarité à basse fréquence dans l'aspirateur.

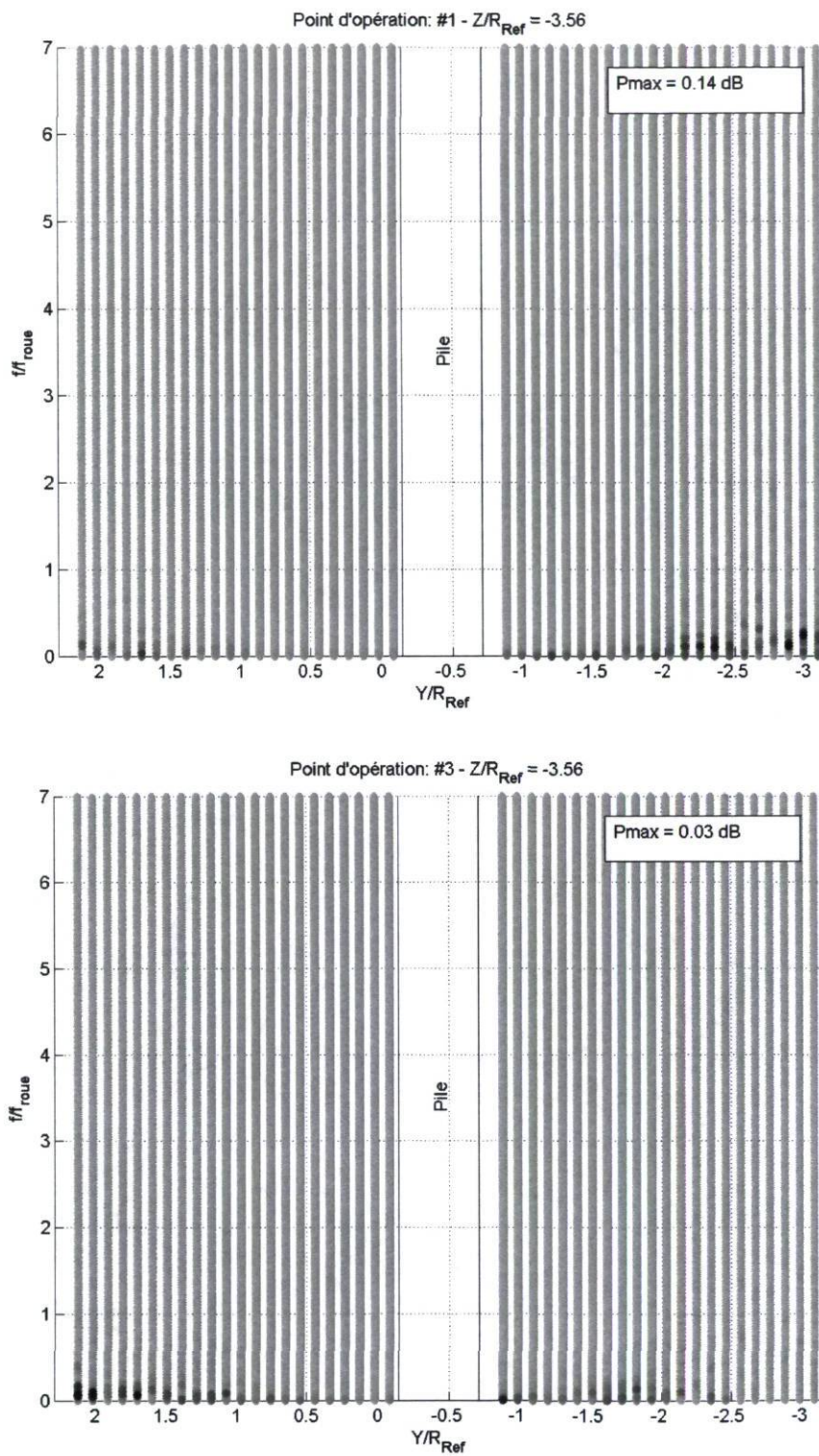


FIGURE 4.11 – Exemples typiques d'un spectre de puissance obtenu en sortie d'aspirateur

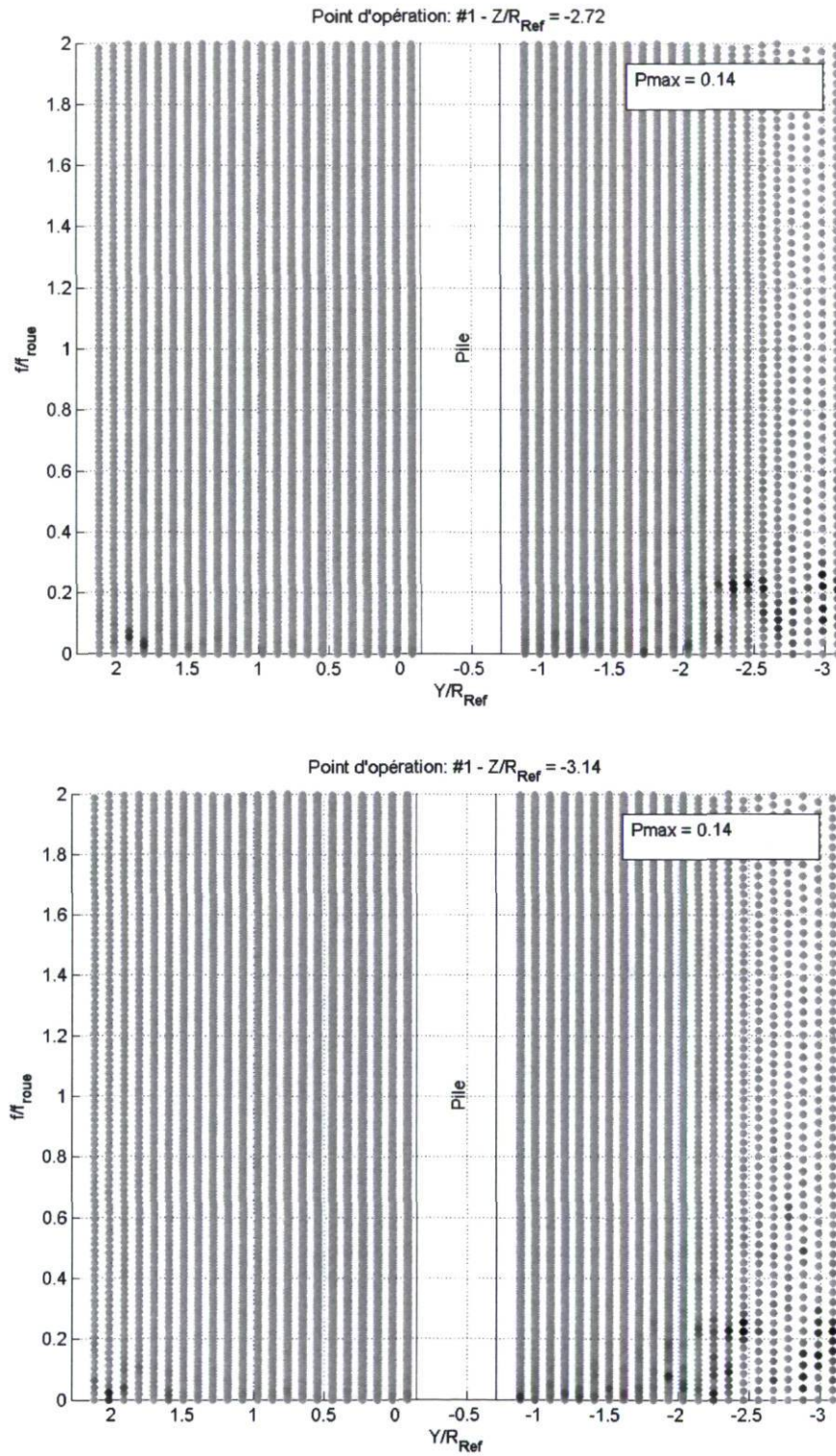


FIGURE 4.12 – Spectres de puissance en sortie d'aspirateur - point d'opération #1

Le point d'opération #2 (voir figure 4.13) présente également peu de fréquences dominantes au niveau du pertuis de gauche. La seule information supplémentaire fournie par l'analyse des spectres en puissance est la présence d'une zone de fluctuations à des fréquences inférieures à $0.1 \cdot f_{Roue}$ dans le pertuis de droite entre $Z/R_{Ref} = -3.35$ à -2.51 et $Y/R_{Ref} = -2$ à -1.25 . Ces fluctuations sont également perceptibles au niveau de l'énergie cinétique fluctuante, qui est localement élevée, mais ne sont pas associées à une recirculation telle que définie précédemment. Cette zone ne peut donc être associée qu'à une instationnarité dans le pertuis de droite à ce point d'opération.

Le point d'opération #3 (non montré), présentant des profils moyens de vitesse et d'énergie cinétique fluctuante assez uniforme, exhibe des spectres en puissance également peu puissants. Les fluctuations perceptibles sont donc relativement faibles par rapport aux autres points d'opération. Par ailleurs, aucune corrélation n'est perceptible parmi les différents points de mesure. Quelques pics de puissance sont perceptibles en deçà de $0.2 \cdot f_{Roue}$ de façon ponctuelle à travers la grille de mesure.

Le point d'opération #4 (non montré) ne présente pas de fréquence clairement dominante au niveau des spectres qui soit cohérente en plusieurs points. La présence d'un vortex au centre du pertuis de gauche, suggérée par les données moyennes, aurait été corroborée par la présence de fluctuations importantes au niveau de la composante de vitesse en z . De telles fluctuations n'étant pas observées et n'ayant pas d'information sur la vitesse en y , les possibilités d'un vortex peu fluctuant ou d'une simple variation de la vitesse en z d'un bord à l'autre du pertuis ne peuvent être départagées.

La figure 4.14 illustre le contenu fréquentiel du signal de vitesse en x pour les points de mesure situés à une hauteur de $Z/R_{Ref} = -2.51$ pour le point d'opération #5. Des fluctuations à des fréquences inférieures à $0.1 \cdot f_{Roue}$ sont identifiées dans la portion supérieure droite du pertuis de gauche. Celles-ci sont caractérisées par une puissance relativement faible (4dB), mais sont tout de même visibles au niveau de l'énergie cinétique fluctuante présentée à la figure 4.6. Cette zone ne présente par contre pas de recirculation, ni d'autres caractéristiques sur les données moyennes qui permettraient d'identifier une structure particulière de l'écoulement dans cette section. Le pertuis de droite ne présente également pas de fréquences significatives.

À même angle d'ouverture des directrices, mais à vitesse de rotation unitaire supérieure, le point d'opération #6 présente également peu de phénomènes majeurs au niveau fréquentiel en sortie d'aspirateur. La figure 4.15 présente les spectres en puissance associés aux points à une hauteur de $Z/R_{Ref} = -3.35$. La seule particularité observable se situe au niveau du pertuis de droite au centre de la section de mesure en bordure de la zone de faible vitesse en x (autour de $X = -1.5 \cdot R_{Ref}$, $Z = -3.35 \cdot R_{Ref}$), où des

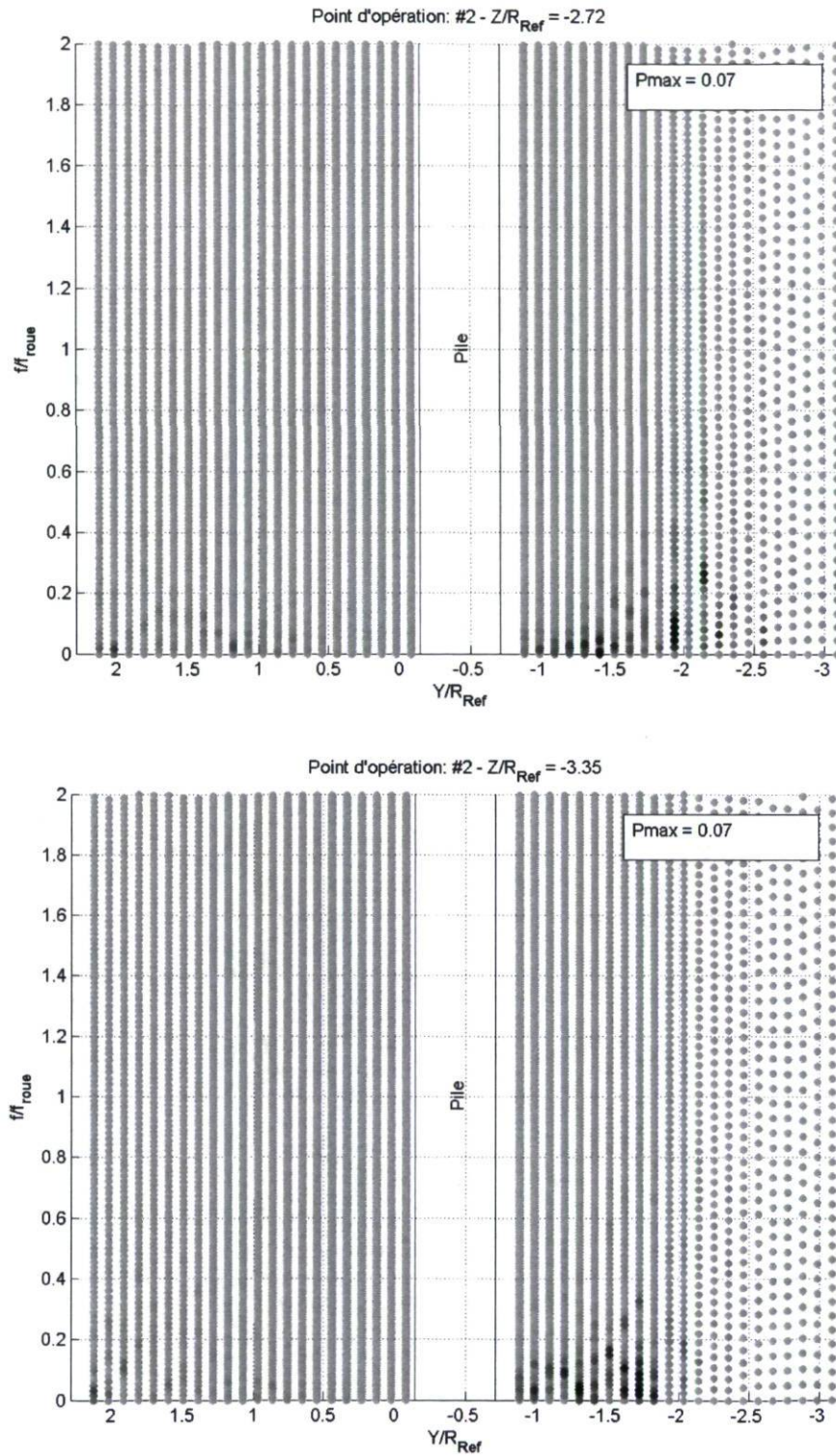


FIGURE 4.13 – Spectres de puissance en sortie d'aspirateur - point d'opération #2

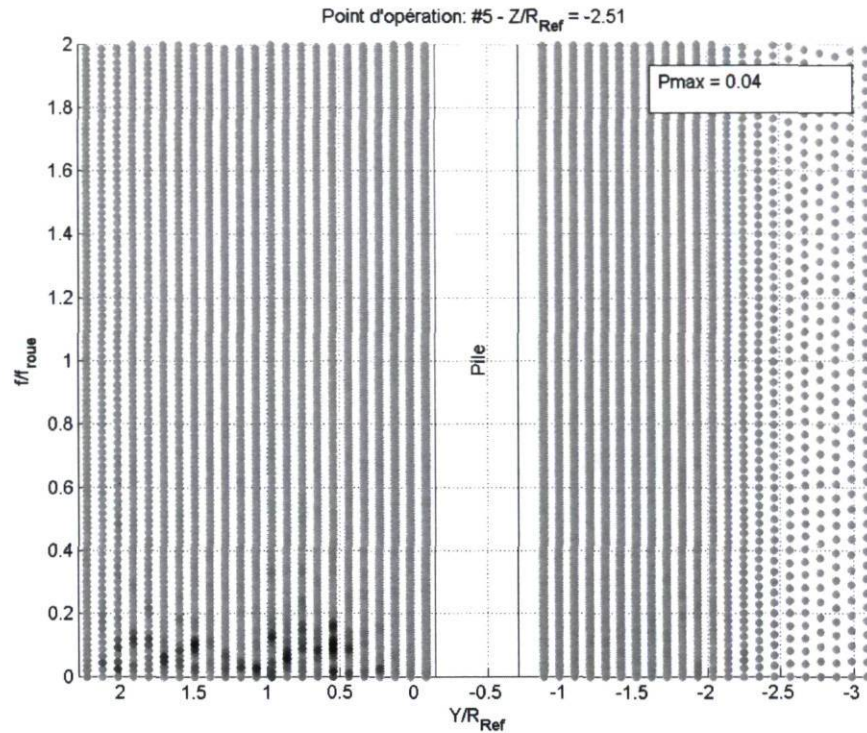


FIGURE 4.14 – Spectre de puissance en sortie d'aspirateur - point d'opération #5

fréquences inférieures à $0.1 \cdot f_{Roue}$ dominent les spectres. Pour ce qui est de l'analyse temporelle, les points de mesures du pertuis de droite situés près de la pile et qui présentent de faibles vitesses en x (voir figure 4.7) satisfont le critère de recirculation défini précédemment, mais ne peuvent être associés à aucune fréquence dominante.

Le point d'opération #7 exhibe, dans la moitié externe du pertuis de gauche, quelques fréquences dominantes inférieures à $0.3 \cdot f_{Roue}$, qui sont peu cohérentes entre les points de mesures, mais relativement puissantes (de l'ordre de 12dB). La zone de faible vitesse B est associée à une recirculation sans présenter de fréquence caractéristique (voir figure 4.8). La zone d'écoulement entrant identifiée par A est également associée à une recirculation qui s'étend jusqu'à $Y/R_{Ref} = -0.75$. Enfin, la zone d'énergie cinétique fluctuante élevée présente dans la moitié droite du pertuis de gauche ne peut être associée à une fréquence caractéristique. Ces valeurs de l'ordre de $35 \cdot C_{Ref}^2$ s'approchent donc plus de l'énergie cinétique turbulente.

Le point d'opération #8 (non montré), en plus d'être très peu uniforme en moyenne et de présenter une forte énergie cinétique fluctuante, affiche de plus fortes puissances au niveau de son contenu fréquentiel. Bien que celles-ci soient peu corrélées entre les points de mesures, une tendance est notable dans le pertuis de droite près de la paroi externe

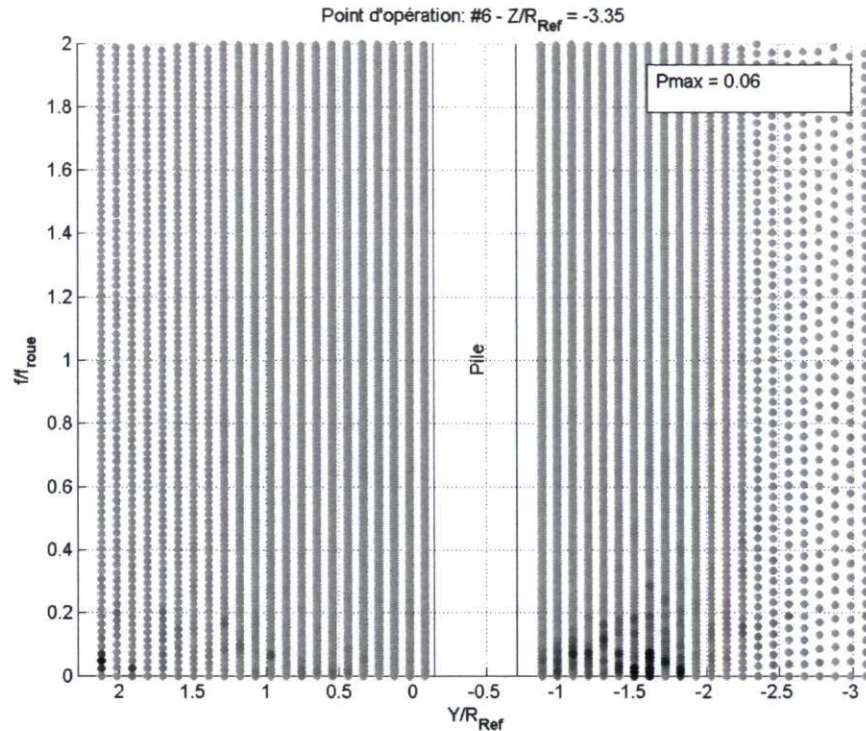


FIGURE 4.15 – Spectre de puissance en sortie d'aspirateur - point d'opération #6

($Y/R_{Ref} < -2.5$) entre $Z/R_{Ref} = -3.35$ et -2.51 , où des fréquences entre $0.1 \cdot f_{Roue}$ et $0.4 \cdot f_{Roue}$ ressortent. Du point de vue temporel, aucun de ces points n'est caractérisé par une recirculation, les vitesses étant toujours positives. Il s'agit donc d'une simple fluctuation de vitesse à faible fréquence qui caractérise l'instationnarité de l'aspirateur. Par contre, une portion importante des deux pertuis (51.6% à gauche et 26.9% à droite) est en condition de recirculation. Ces zones sont d'ailleurs en partie caractérisées par une portion à vitesse moyenne en x négative, visible à la figure 4.9.

Le point d'opération #9 est sans doute celui qui présente le contenu fréquentiel le plus intéressant en sortie d'aspirateur. La figure 4.16 illustre la puissance associée à une fréquence de $0.23 \cdot f_{Roue}$ dans le signal de vitesse en x pour l'ensemble des points de mesure du pertuis de droite et permet d'apprécier la zone caractérisée par cette fluctuation. Cette zone correspond grossièrement à la topologie du contour de vitesse en x présenté à la figure 4.10. La figure 4.17 présente les spectres en fréquences obtenus pour les points à différentes hauteurs à travers la section de mesure. Au niveau du pertuis de gauche, aucune fréquence ne se démarque au niveau des spectres de puissance en x ou z . Par contre, la moitié droite du pertuis de droite est caractérisée par des puissances élevées associées à une fréquence avoisinant $0.23 \cdot f_{Roue}$. Au niveau de la vitesse en x , cette fluctuation est perceptible pour l'ensemble des hauteurs mesurées, à une puissance

légèrement inférieure en haut et en bas de la section. Pour la vitesse en z , le bas de la section ne comporte pas de trace visible de phénomènes à cette fréquence, contrairement au reste de la section.

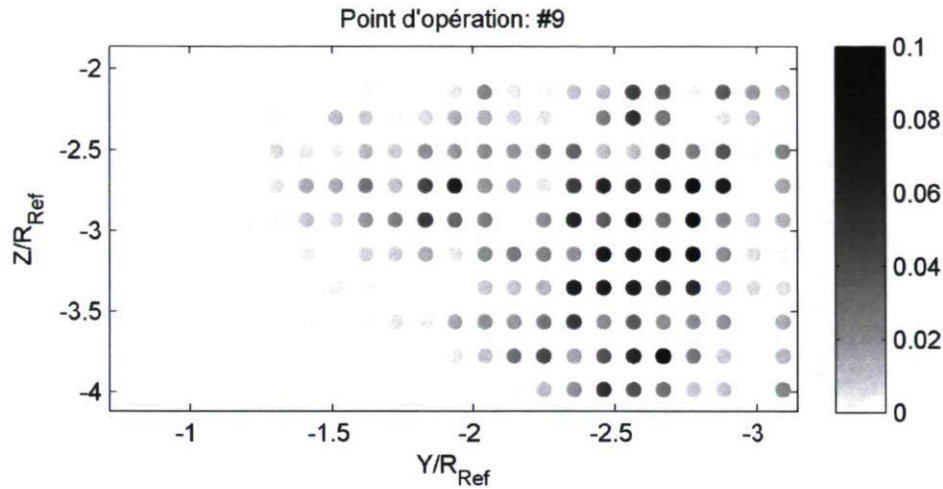


FIGURE 4.16 – Puissance associée à la fréquence $0.23 \cdot f_{Roue}$ de pour la section de mesure dans le pertuis de droite pour le point d'opération #9

Au niveau temporel pour ce point d'opération, on trouve que seuls quelques points de mesure en bas du pertuis de droite près de la pile exhibent une recirculation. Globalement pour ce point d'opération à vitesse unitaire minimale et à charge partielle, ces phénomènes identifiés par l'analyse temporelle et fréquentielle peuvent traduire la propagation du vortex engendré en sortie de roue dans le pertuis de droite jusqu'en sortie d'aspirateur. Les fluctuations en entrée d'aspirateur seront décrites à la section 4.3.4 de façon à corréler les deux sections entre elles.

4.3 Analyse spécifique à l'entrée de l'aspirateur

Un des objectifs principaux de cette étude est l'obtention de la vitesse radiale en entrée d'aspirateur. Dans ce contexte et suivant la méthode de calcul de la vitesse radiale présentée aux chapitres précédents, l'analyse des résultats obtenus dans cette section arbore une importance particulière. La première étape de cette démarche consiste à vérifier la validité des mesures des deux campagnes : la mesure en visée directe de la vitesse circumférentielle et axiale, et la mesure en visée latérale de la vitesse utilisée pour le calcul de la composante radiale et de la vitesse axiale. Les vitesses axiales obtenues par ces deux campagnes seront d'abord comparées de façon à assurer la cohérence des composantes utilisées dans le calcul de la vitesse radiale. Les résultats des trois

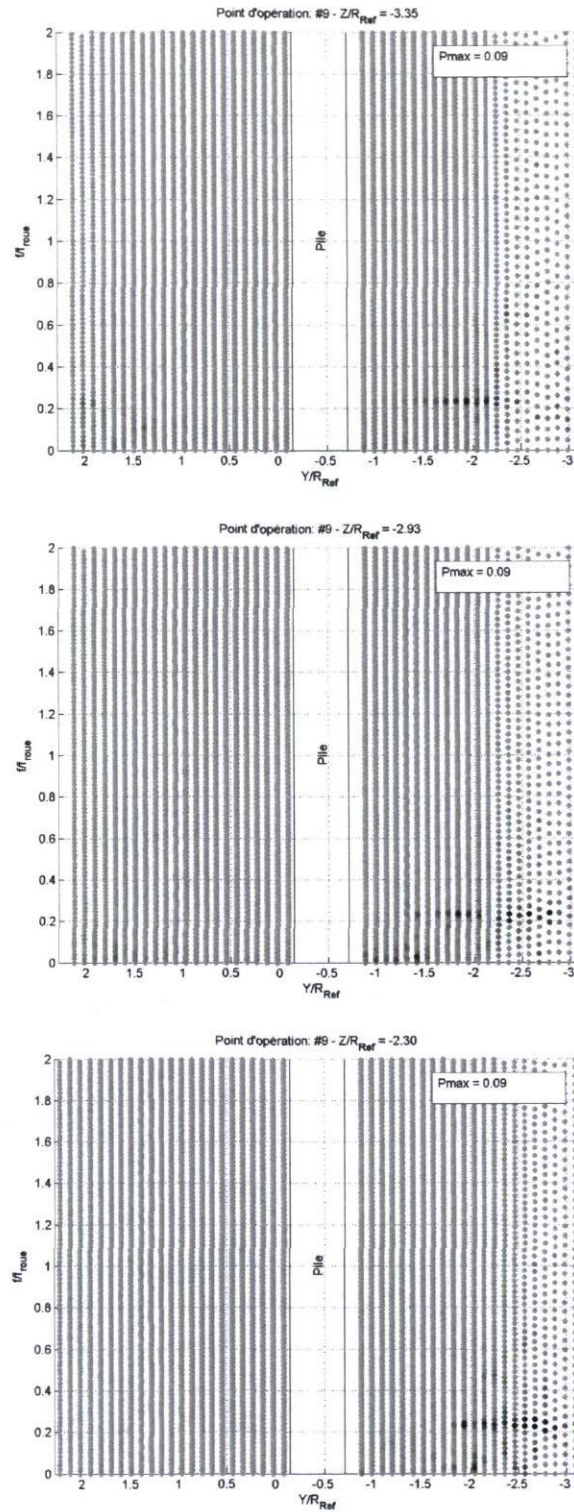


FIGURE 4.17 – Spectres de puissance en sortie d'aspirateur - point d'opération #9

composantes de vitesse seront ensuite analysés en termes de vitesse moyenne temporelle, d'énergie cinétique turbulente et de moyenne de phase, avec un accent particulier sur la composante radiale. L'analyse de la composante axiale d'un point de vue temporel et spectral viendra clore cette section en permettant de commenter les limites de l'influence des phénomènes tels que le sillage des aubes ou le vortex sous le moyeu. La figure 4.18 rappelle la position des différents rayons mesurés pour lesquels les résultats seront présentés ici.

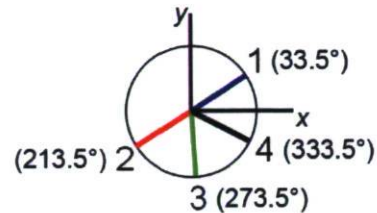


FIGURE 4.18 – Identification des positions circonférentielles mesurées en entrée (voir aussi les figures 2.7 et 2.18)

4.3.1 Validation des résultats

Le calcul de la vitesse radiale, tel que présenté à la section 2.3.1, est basé sur la composante circonférentielle et la composante identifiée C_1 . Ces composantes ont été mesurées lors de deux campagnes de mesures distinctes, ce qui permet d'obtenir la vitesse axiale à deux reprises. Ces deux reprises devraient être en accord, dans les limites des incertitudes calculées, pour l'ensemble des points de mesures et des points d'opération. Par contre, il a été observé que le positionnement du point d'opération a varié entre les différentes campagnes dépendant de l'expérimentateur. Cette différence, corrigée par la suite, est identifiée ici comme une des sources principales d'écart pouvant être obtenues entre les deux campagnes, l'écoulement en entrée d'aspirateur étant très sensible aux conditions d'opération du modèle [9]. Les figures 4.19 à 4.27 présentent les vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour les différents points d'opération et les différentes positions azimutales mesurées. Les courbes pointillées ajoutent l'information relative aux incertitudes de position et de vitesse détaillées au chapitre 3.

Les points d'opération #1, #2, #3, #5, #6, #8 et #9 exhibent généralement une bonne corrélation des vitesses axiales comparées. Les écarts de débit, de vitesse de rotation de la roue et de rendement, obtenus entre les campagnes et pour les quatre positions azimutales sont inférieurs à 0.5%. Par contre, les positions azimutales 273.5° et 333.5° ont tendance à présenter de légers écarts entre $R = 0.5$ et $1 \cdot R_{Ref}$ qui ne

peuvent être corrélés à cette différence de débit ou de vitesse de rotation de la roue, ni à une représentation erronée. Pour ces points de mesure, la vitesse obtenue en visée latérale semble généralement supérieure à celle obtenue en visée directe, d'une valeur ne dépassant pas $0.1 \cdot C_{Ref}$. Il est difficile d'identifier la cause de ces écarts puisque les vitesses axiales provenant de la visée directe tout comme celles provenant de la visée latérale ont été obtenues à partir d'alignement distinct des systèmes de mesures. Aucune caractéristique commune n'a été identifiée. Plusieurs causes pouvant être à la source de ces écarts, il ne sera pas possible d'arriver à une conclusion dans le cas présent. La répétition des mesures à partir d'une autre position de l'accès optique permettrait d'approfondir cette question.

Les points d'opération #4 et #7 présentent des différences importantes dans la portion de la section qui se trouve sous le moyeu de la roue ($R < 0.2 \cdot R_{Ref}$). Dans ces conditions en surcharge, l'écoulement en sortie de roue présente un caractère fluctuant et instationnaire qui est possiblement dénaturé par la méthode d'acquisition et de traitement des données utilisée ici. En effet, si les phénomènes présents en certains points sont caractérisés principalement par des fréquences qui ne sont pas des multiples de la fréquence de rotation de la roue, la méthode de la moyenne de phase, couplée à la fréquence d'acquisition du LDV, peut faire en sorte qu'un plus grand nombre de données que nos échantillons aurait été requis pour bien représenter la distribution réelle de vitesse. En d'autres termes, l'écart type de chaque compartiment (phase) peut être augmenté significativement par des phénomènes qui sont désynchronisés par rapport à la rotation de la roue. Le nombre d'échantillons par phase (83 en moyenne) peut alors être insuffisant pour bien représenter la distribution de vitesse dans chaque compartiment. La moyenne des moyennes de chaque phase (utilisée pour la validation présentée ici) peut alors être erronée. Le contenu fréquentiel des points d'opération #4 et #7 sera analysé à la section 4.3.4. La vitesse radiale obtenue dans ces cas ne pourra être considérée comme valable pour les positions radiales inférieures à $0.2 \cdot R_{Ref}$. Pour ces mêmes points d'opération, les positions azimutales 213.5° , 273.5° et 333.5° présentent des écarts pour les positions radiales supérieures à $0.5R_{Ref}$. La vitesse radiale en ces points a également été rejetée. Enfin, le tableau 4.4 résume les zones de validité de la vitesse radiale pour l'ensemble des données recueillies dans ce projet de maîtrise.

Point d'opération	Description de la validité de la vitesse radiale
Tous	Valide pour les positions Azim. = 33.5° et 213.5° partout. non valide pour les positions Azim. = 273.5° et 333.5° , pour $R/R_{Ref} > 0.5$
#4 et #7	Valide uniquement entre $R/R_{Ref} = 0.2$ et 0.5 .

Tableau 4.4 – Zones de validité de la vitesse radiale pour l'ensemble des données recueillies

4.3.2 Analyse des moyennes temporelles

Asymétrie circonférentielle des profils moyens

Plusieurs phénomènes peuvent être investigués via l'analyse des vitesses moyennes tridimensionnelles. L'asymétrie circonférentielle des profils moyens arbore un intérêt non négligeable compte tenu de l'hypothèse d'axisymétrie utilisée fréquemment dans la définition des conditions limites de simulations numériques [19, 21].

La vitesse axiale permet d'apprécier la distribution du débit à travers la section de mesure. Les points d'opération #1, #2, #8 et #9 présentent (considérant les incertitudes des mesures) peu de différences entre les quatre rayons. Pour les autres points d'opération, la vitesse axiale associée à la position azimutale $\theta = 33.5^\circ$ a tendance à être supérieure aux autres positions sur la portion extérieure de la section ($R > 0.5 \cdot R_{Ref}$). Dans cette même portion, le rayon à $\theta = 333.5^\circ$ suit en deuxième pour la grandeur de la vitesse axiale.

Pour ce qui est de la vitesse circonférentielle, la position azimutale $\theta = 33.5^\circ$ se démarque également des autres. Au niveau des points d'opération #3, #4, #5, #6, #7 et #9, les profils à cette position ont tendance à présenter des vitesses plus faibles lorsqu'elles sont corotatives et plus fortes lorsqu'elles sont contrarotatives (c.-à-d. des vitesses plus négatives).

Enfin, la composante radiale, généralement inférieure aux autres composantes, est caractérisée par une incertitude relativement plus importante que celle des autres composantes ce qui la rend difficile à analyser. Les points d'opération #2, #3, #4, #5, #6, #7 et #9 présentent néanmoins une vitesse radiale supérieure (plus positive et donc

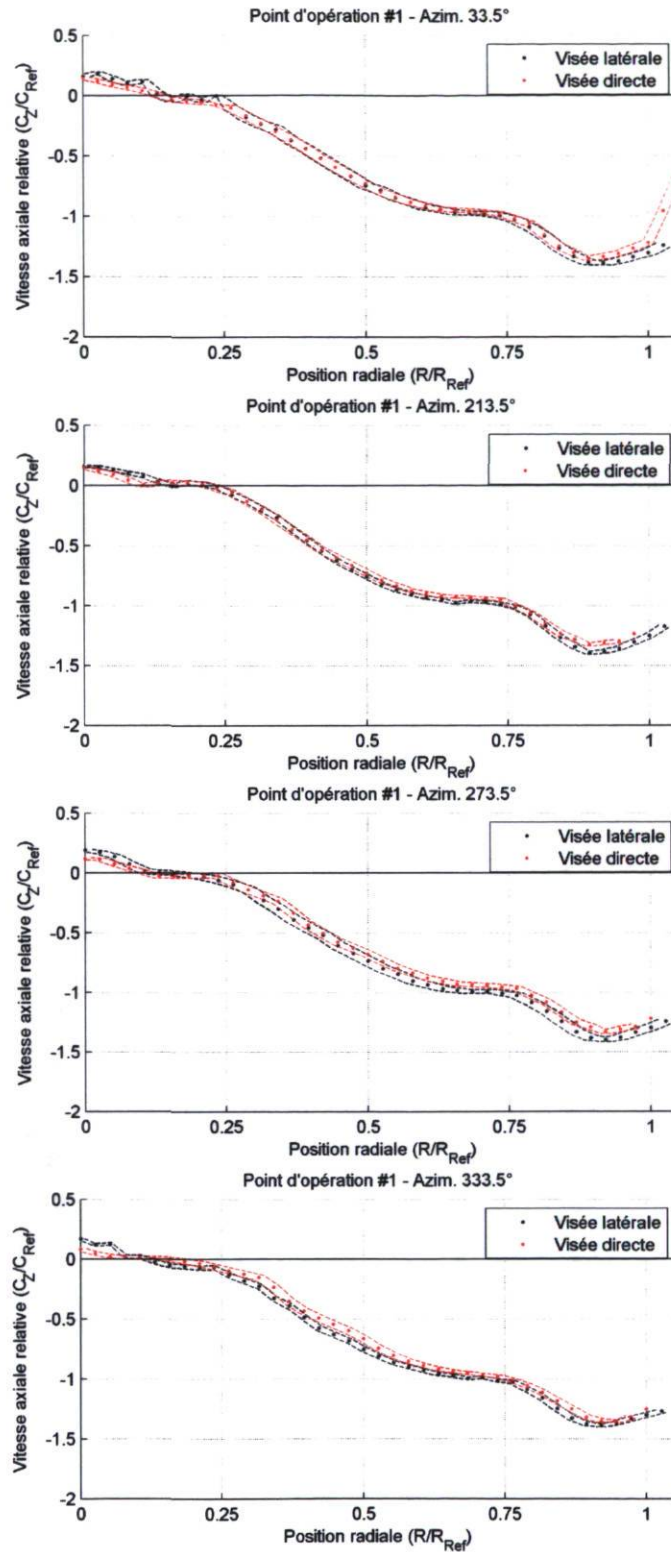


FIGURE 4.19 – Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #1 et les quatre positions azimutales

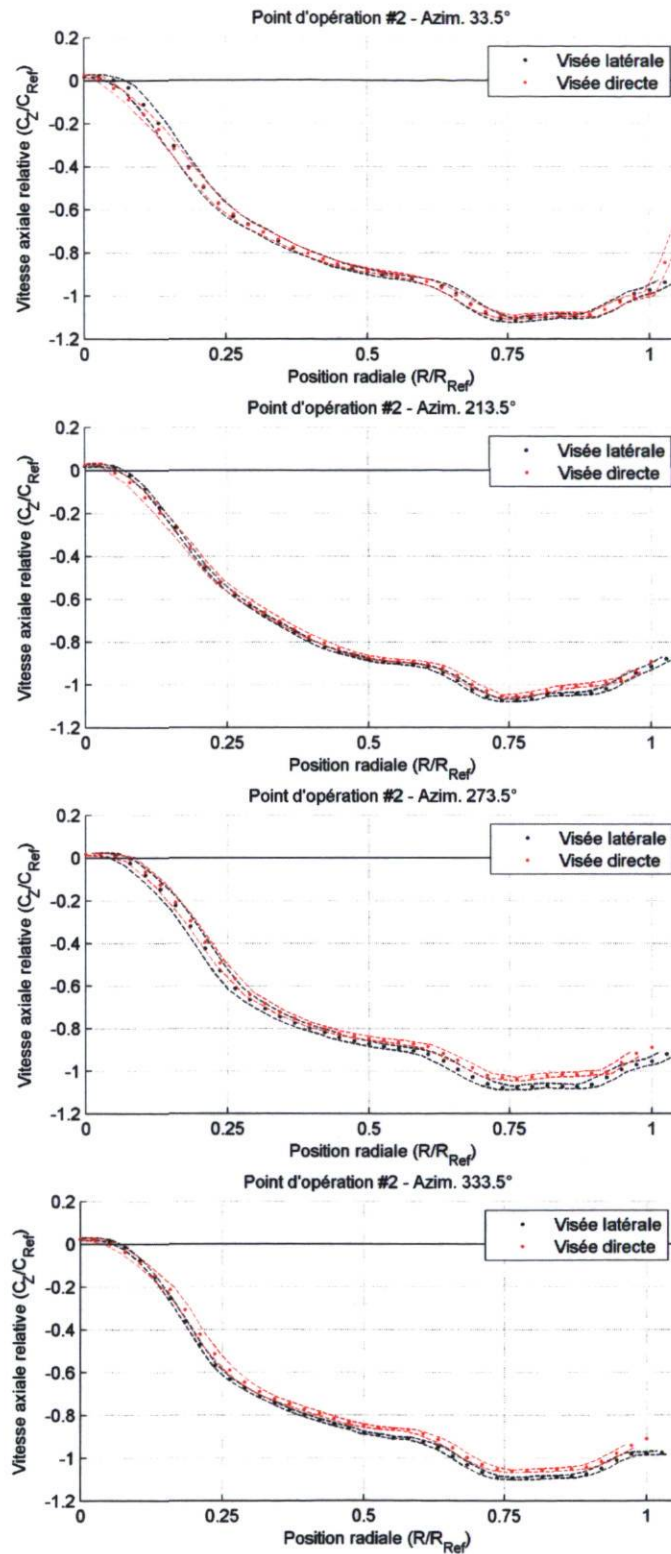


FIGURE 4.20 – Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #2 et les quatre positions azimutales

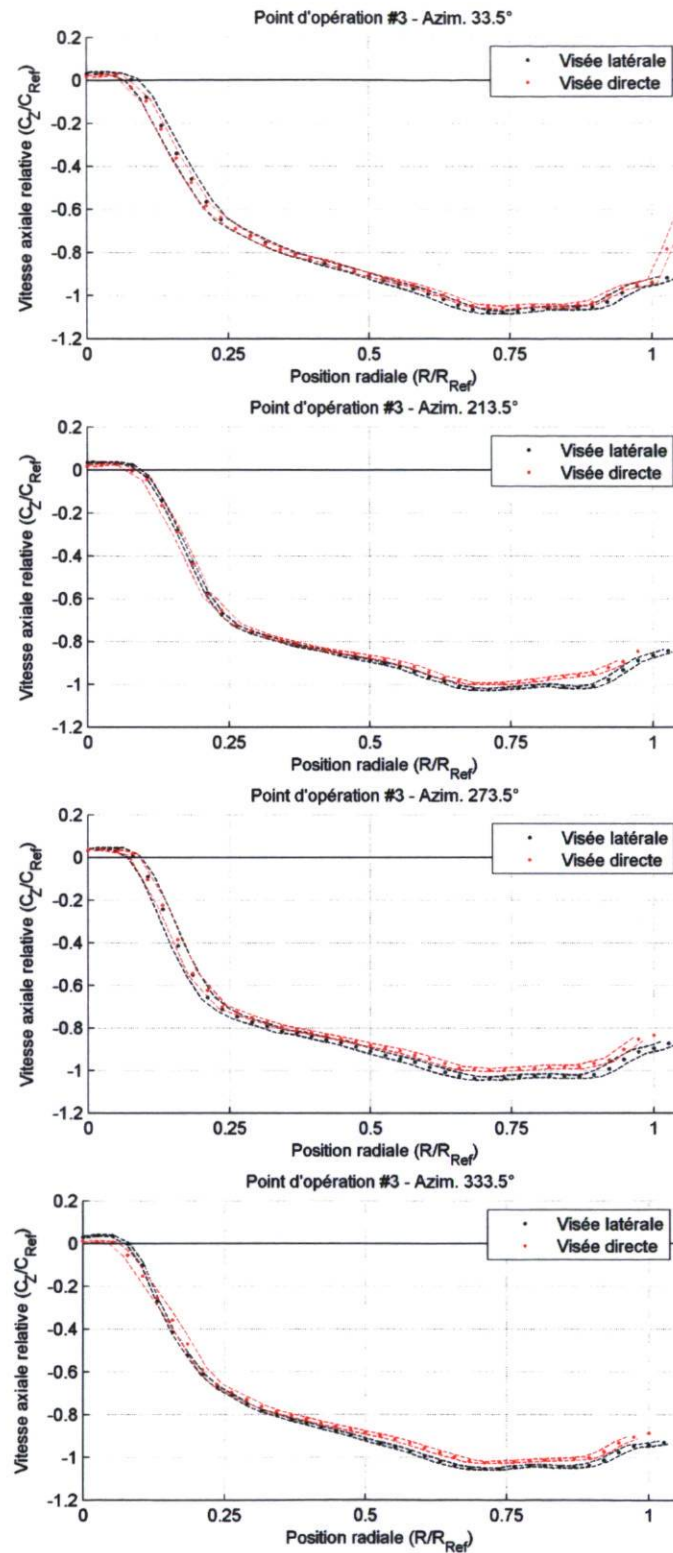


FIGURE 4.21 – Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #3 et les quatre positions azimutales

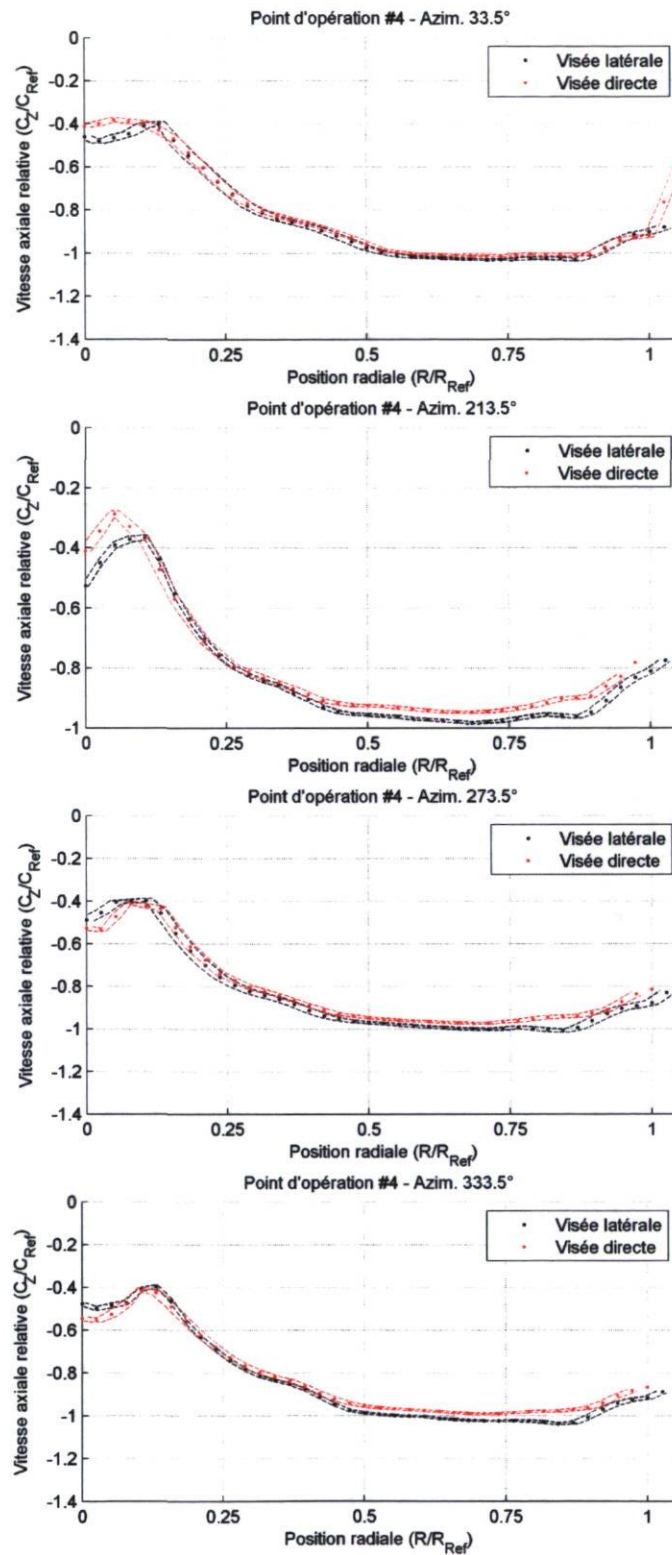


FIGURE 4.22 – Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #4 et les quatre positions azimutales

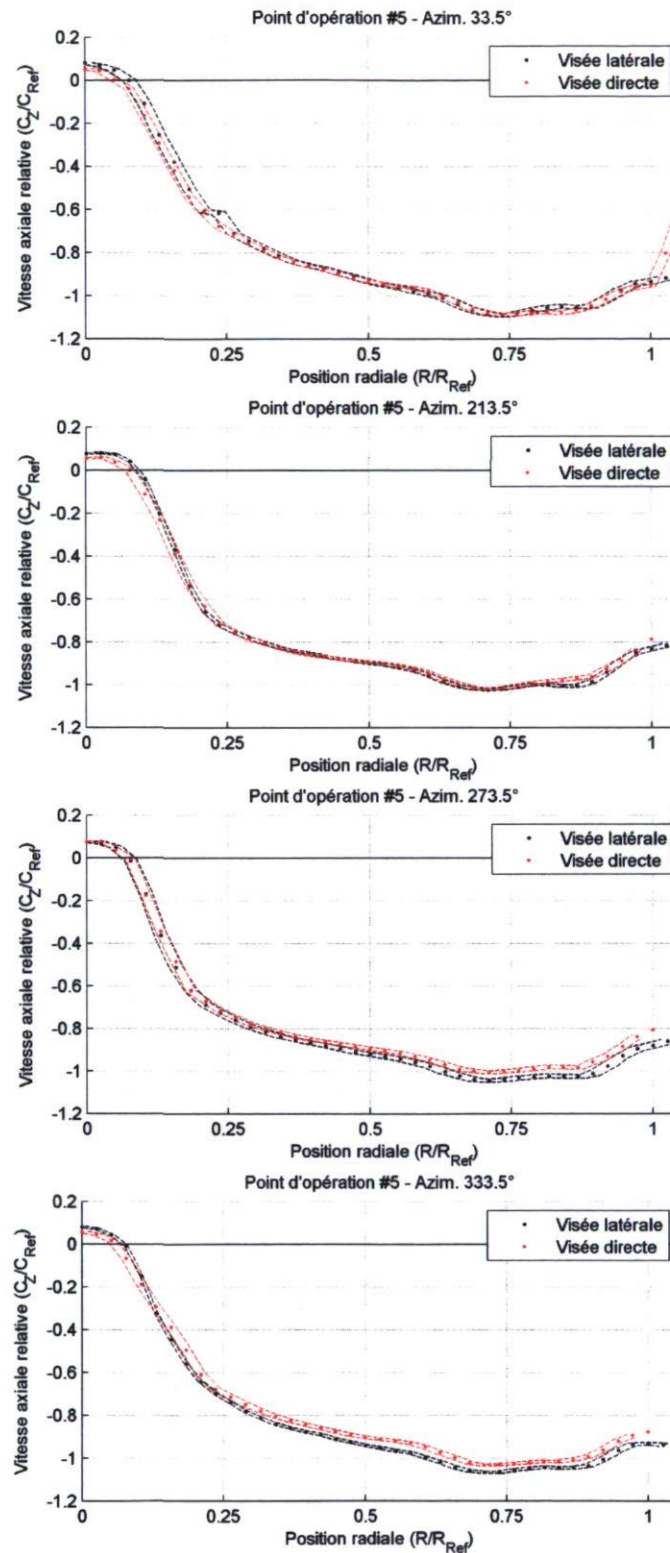


FIGURE 4.23 – Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #5 et les quatre positions azimutales

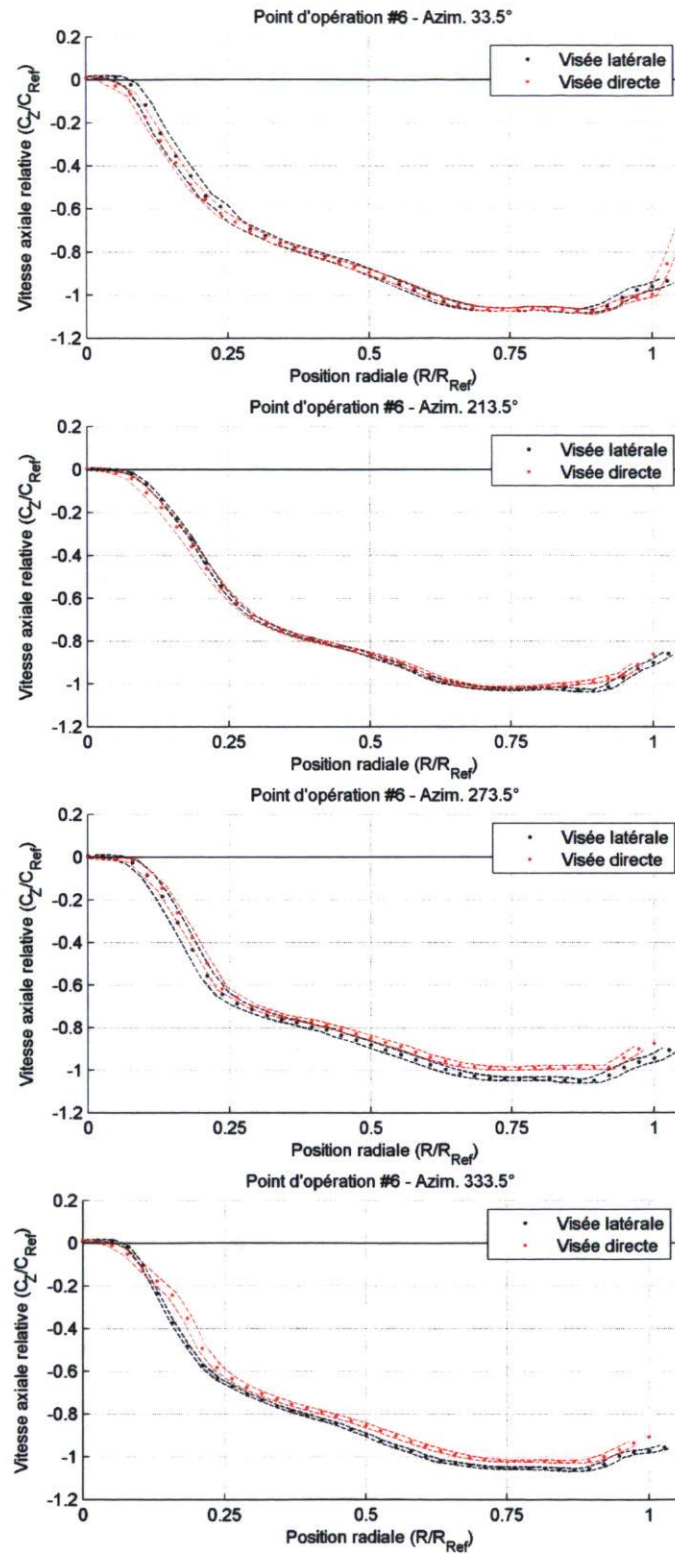


FIGURE 4.24 – Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #6 et les quatre positions azimutales

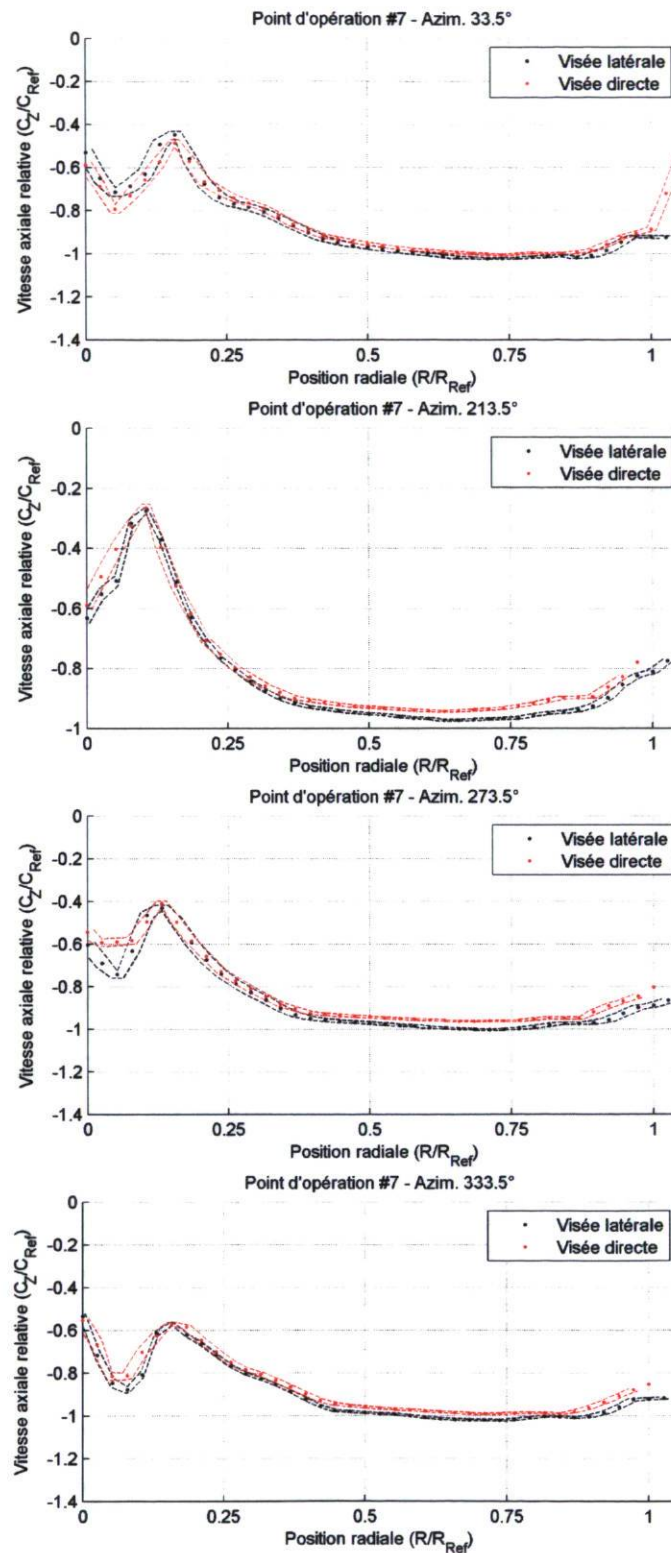


FIGURE 4.25 – Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #7 et les quatre positions azimutales

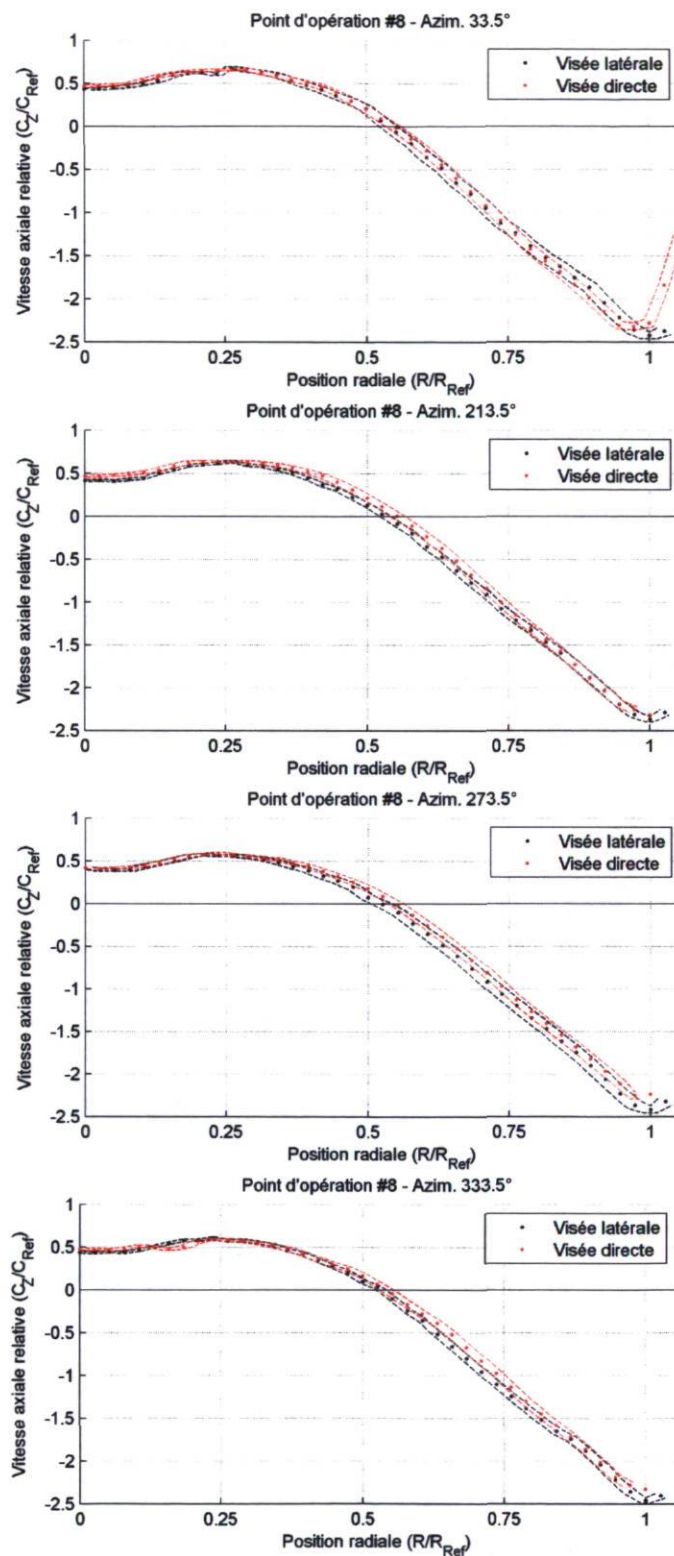


FIGURE 4.26 – Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #8 et les quatre positions azimutales

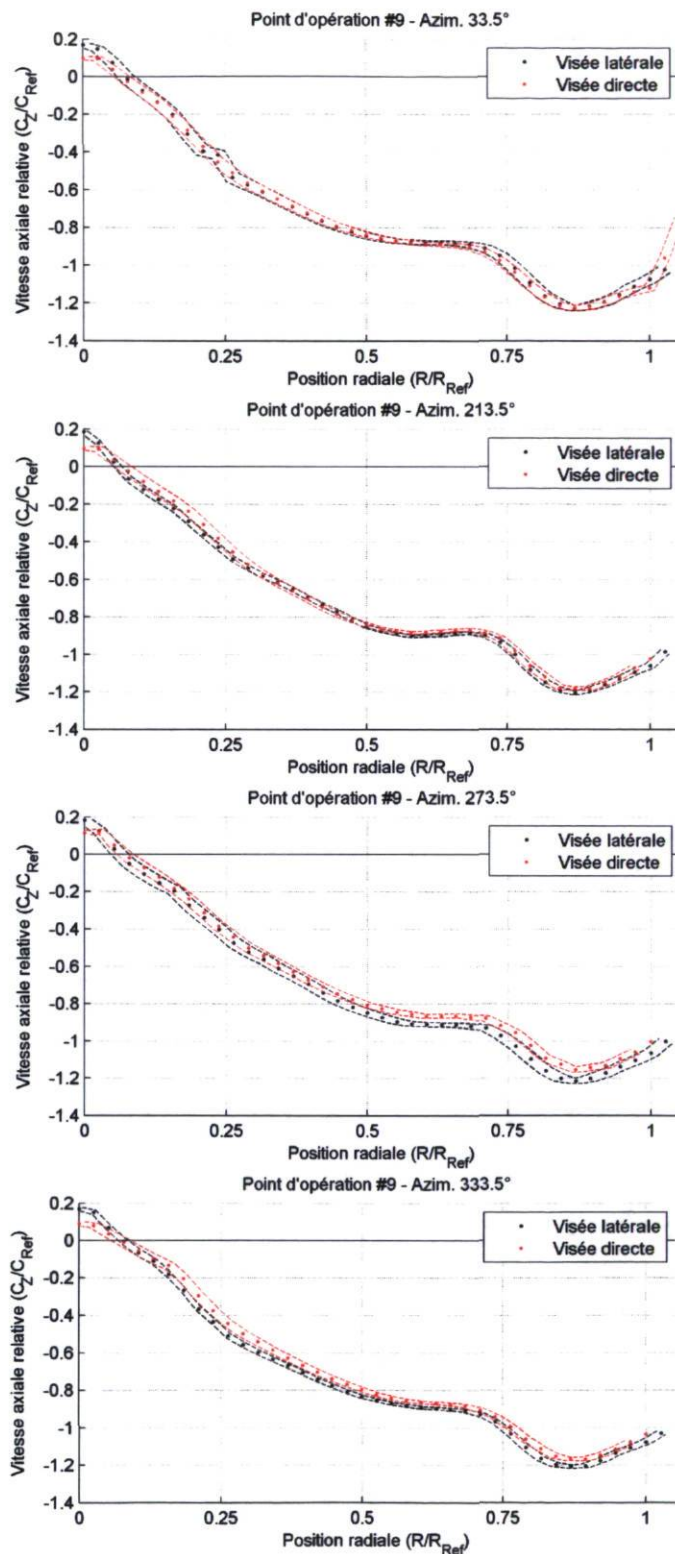


FIGURE 4.27 – Vitesses axiales obtenues par les mesures en visée directe et en visée latérale pour le point d'opération #9 et les quatre positions azimutales

dirigée vers l'extérieur) au niveau de la position azimutale à 33.5° , ce qui correspond à une direction vers l'aval (axe x positif) pour ce rayon.

Le phénomène principal observé par cette comparaison des quatre positions azimutales est ainsi l'effet naissant du coude qui déséquilibre de plus en plus l'écoulement vers l'aval de la section. Ce déséquilibre est notable au niveau de la position azimutale $\theta = 33.5^\circ$ par la vitesse axiale qui est accélérée et la vitesse radiale plus grande : la vitesse axiale traduit la distribution du débit vers l'aval ; pour la composante radiale, une valeur plus grande (plus positive et donc dirigée vers l'extérieur) de la composante radiale révèle la redirection vers l'horizontale de l'écoulement dans le coude.

Profils moyens des trois composantes de vitesse, $\theta = 213.5^\circ$

Par contre, comme cette asymétrie reste relativement faible, les analyses subséquentes seront faites en considérant une des quatre positions azimutales, soit $\theta = 213.5^\circ$ (une valeur moyenne aurait peu de sens étant donné la distribution circumférentielle des rayons de mesure).

Au-delà des différences circumférentielles entre les profils de vitesse, l'analyse la plus importante des données reste la recherche de phénomènes cohérents (entre les différentes composantes) et l'impact des conditions d'opération sur ces phénomènes. Dans les figures 4.28 à 4.30, les trois composantes de vitesses sont illustrées conjointement pour l'ensemble des points d'opération de façon à identifier les principales caractéristiques de l'écoulement. Notons que l'échelle de vitesse varie entre les figures afin d'augmenter la résolution des profils. Ces caractéristiques sont résumées au tableau 4.5, pour $\theta = 213.5^\circ$.

Point d'opération	Caractéristiques observées
1	Circonférentielle et axiale élevées en périphérie. Recirculation axiale sous le moyeu. Radiale positive mais faible sur tout le rayon.
2	Circonférentielle de grandeur moyenne. Zone d'eau morte sous le moyeu. Radiale <i>entrante</i> (négative) jusqu'à mi-rayon.
3	Circonférentielle faible. Zone d'eau morte sous le moyeu. Radiale <i>entrante</i> jusqu'à mi-rayon.
4	Circonférentielle contrarotative jusqu'à mi-rayon. Axiale débitante sur toute la section.
5	Circonférentielle faible. Zone de circonférentielle nulle en périphérie du moyeu. Recirculation sous le moyeu. Radiale <i>entrante</i> jusqu'à mi-rayon.
6	Circonférentielle de grandeur moyenne. Zone d'eau morte sous le moyeu. Radiale <i>entrante</i> jusqu'à mi-rayon.
7	Circonférentielle forte. Zone contrarotative jusqu'au 2/3 du rayon. Axiale débitante sur toute la section.
8	Circonférentielle et axiale très élevées en périphérie. Recirculation axiale importante jusqu'à mi-rayon. Radiale positive sur tout le rayon.
9	Circonférentielle de grandeur moyenne. Recirculation axiale contractée au centre du moyeu. Radiale <i>entrante</i> jusqu'au tiers du rayon.

Tableau 4.5 – Principales caractéristiques observées au niveau des profils de vitesse moyenne pour les trois composantes, $\theta = 213.5^\circ$

Les points d'opération #8, #1, #2, #3 et #4 partagent la même vitesse de rotation unitaire (N_{11}) à différentes ouvertures des directrices. La figure 4.31 regroupe les résultats de ces points d'opération pour chaque composante de vitesse. Au niveau de la vitesse axiale normalisée, l'augmentation du débit à partir du point #8 (à charge très faible) a comme effet d'uniformiser la vitesse à travers la section. La vitesse axiale associée aux points #2, #3 et #4 s'approche en effet de la vitesse de référence sur une grande partie du rayon. Par contre, le point d'opération #4 en surcharge exhibe une zone contrarotative importante au niveau de la vitesse circonférentielle, contrairement aux autres conditions. Globalement, en diminuant le débit, les vitesses circonférentielle et axiale ont tendance à augmenter dans la portion externe du rayon. La vitesse de rotation de la roue, excessive par rapport à cette faible charge, engendre possiblement cet effet centrifuge au niveau des profils de vitesse (voir point d'opération #8, figure

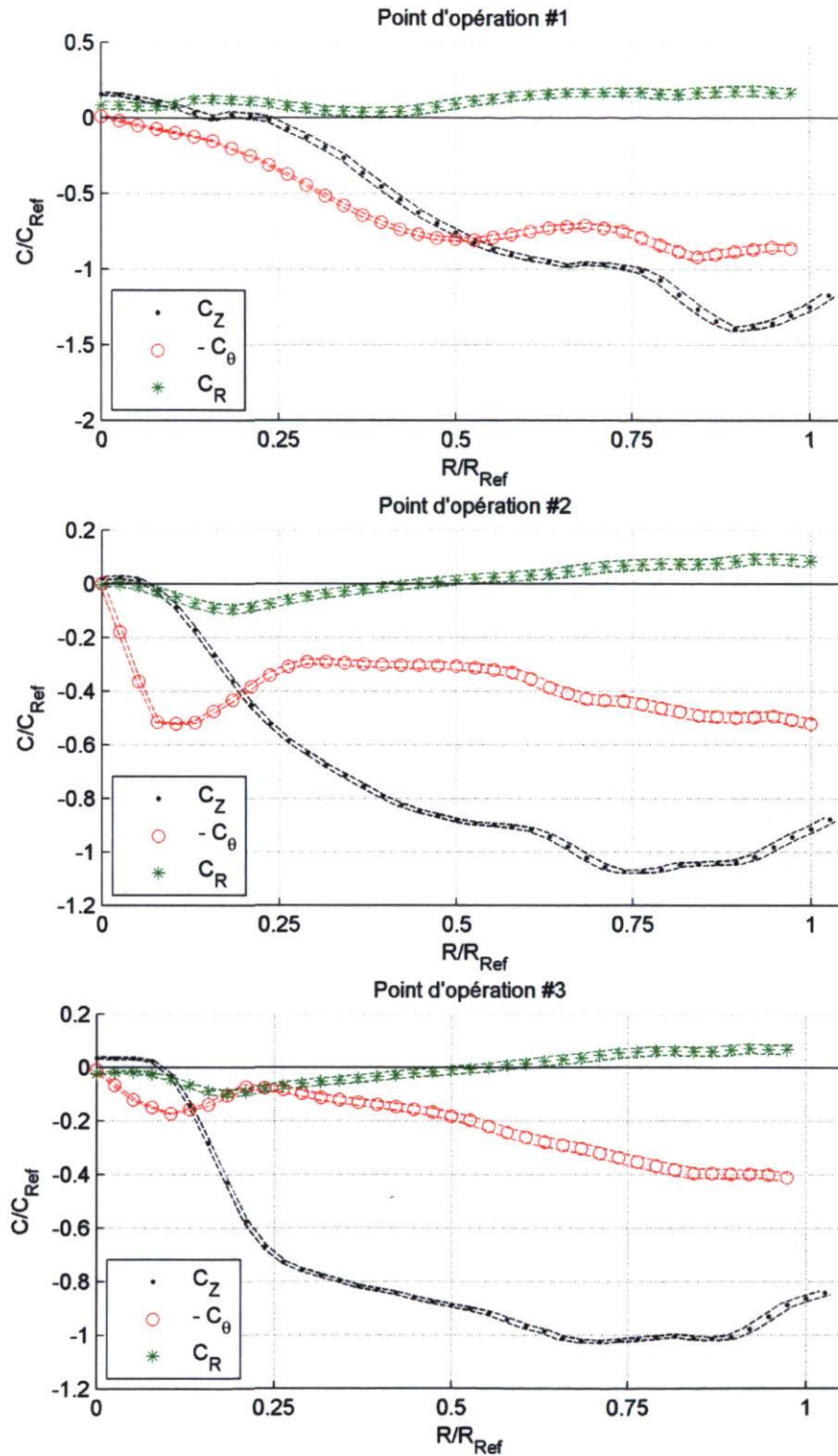


FIGURE 4.28 – Profils de vitesse moyenne pour les trois composantes de vitesse en entrée d'aspirateur - points d'opération #1, #2 et #3

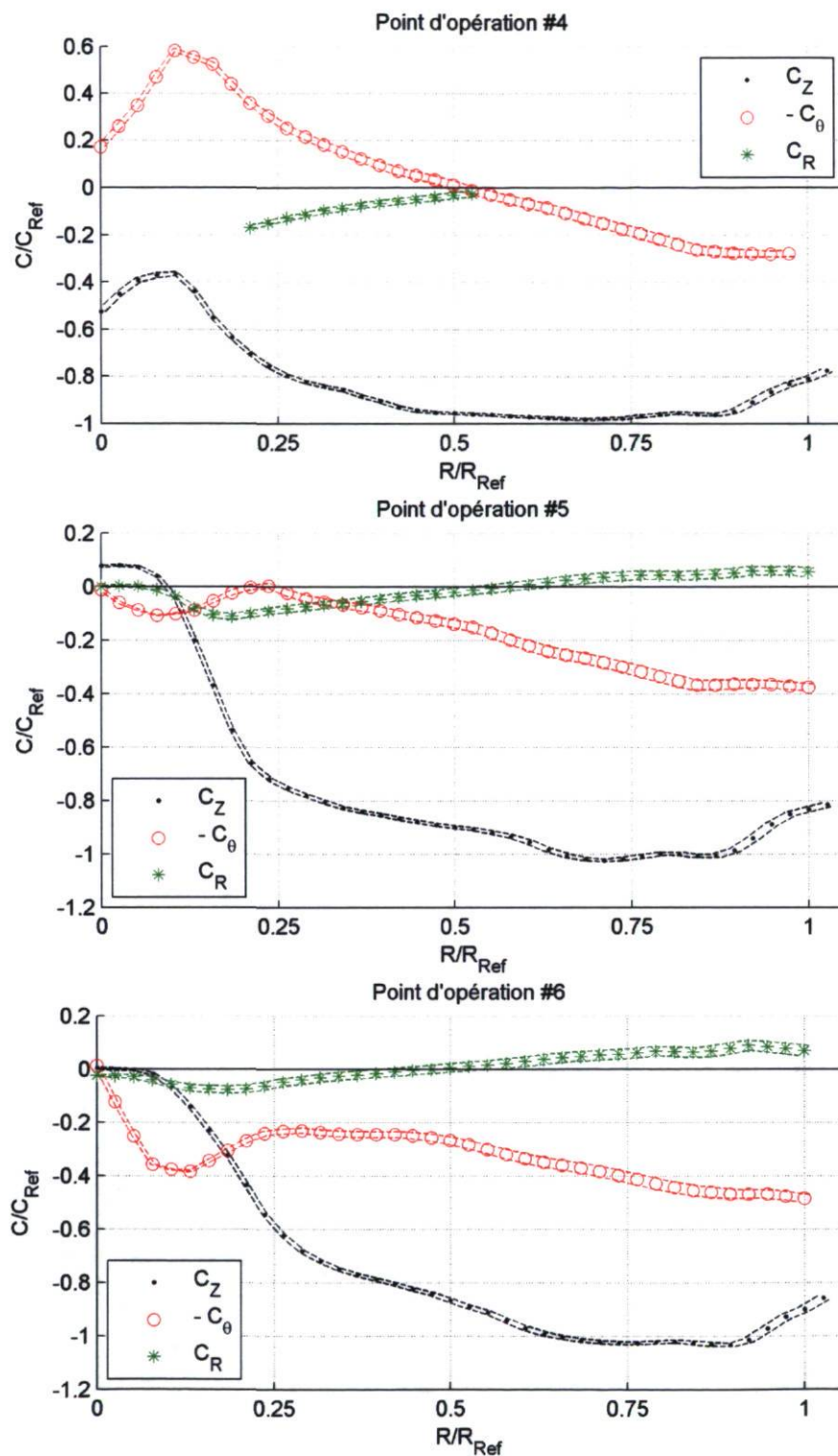


FIGURE 4.29 – Profils de vitesse moyenne pour les trois composantes de vitesse en entrée d'aspirateur - points d'opération #4, #5 et #6

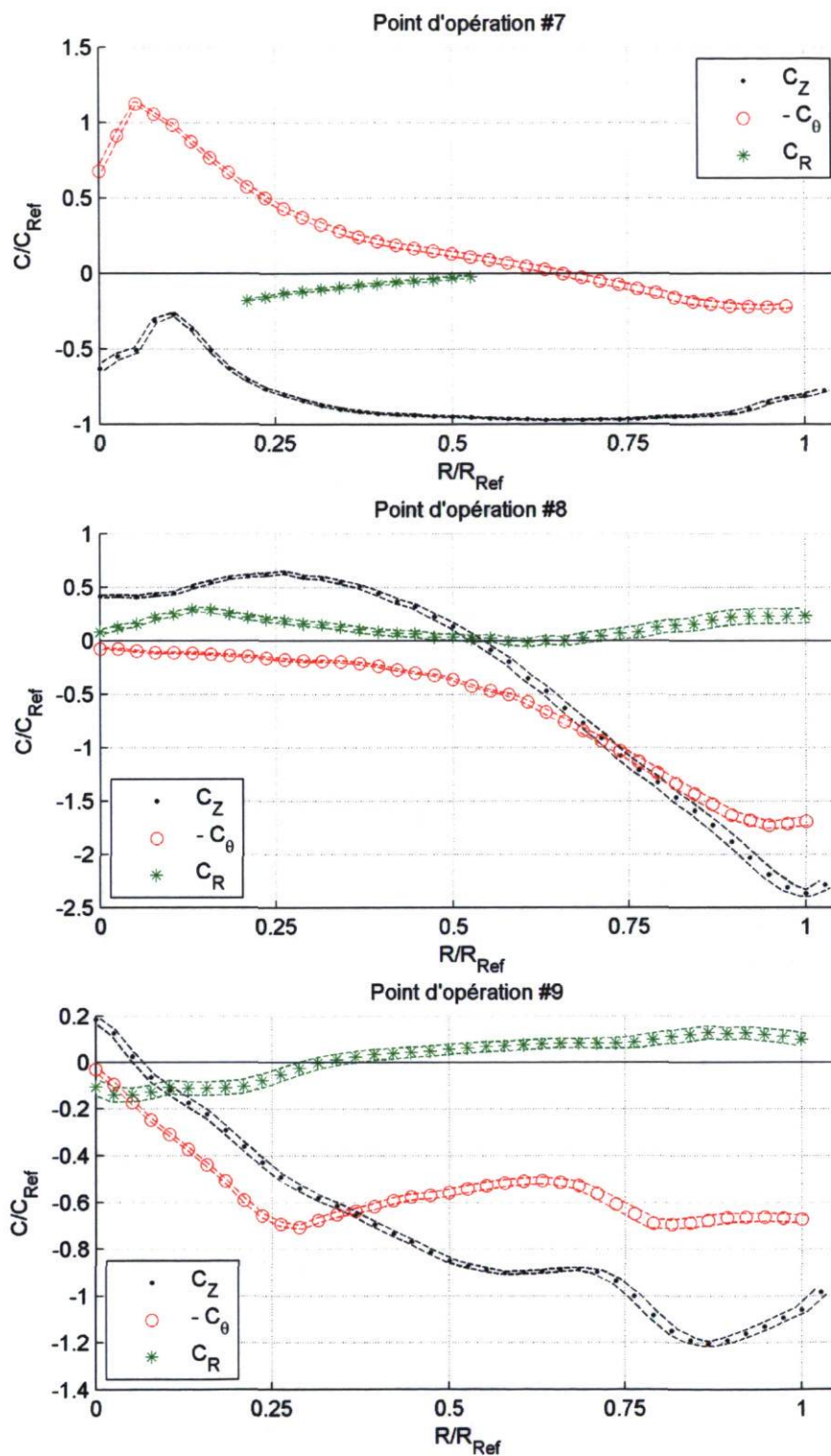


FIGURE 4.30 – Profils de vitesse moyenne pour les trois composantes de vitesse en entrée d'aspirateur - points d'opération #7, #8 et #9

4.30). Ce phénomène est également visible au niveau de la vitesse radiale qui est positive (dirigée vers l'extérieur) sur tout le rayon pour les points d'opération #1 et #8 à faible charge. La vitesse radiale est d'ailleurs relativement forte dans la portion centrale pour le point d'opération #8 qui correspond à une recirculation.

Au niveau des profils d'énergie cinétique turbulente (figure 4.35), la principale observation à faire est la corrélation entre la présence de forts gradients de vitesse et la plus grande énergie cinétique turbulente. Cette tendance est notable pour le point d'opération #8. Par ailleurs, les points d'opération à faible charge, tel qu'il sera discuté à la section 4.3.4, sont caractérisés par des fluctuations à fréquence inférieure à la rotation de la roue ce qui gonfle l'écart-type qui leur est associé et donc les valeurs d'énergie cinétique turbulente qui en découlent.

Les points d'opération #5, #3 et #6 sont situés à la même ouverture des directrices pour des vitesses de rotation de la roue de part et d'autre du PMR (#3). Le point #5 arbore par contre un rendement supérieur au rendement optimal du modèle. Les profils de vitesses présentés à la figure 4.32 permettent d'observer que le point #5 engendre un débit plus uniformément réparti à l'entrée de l'aspirateur et une vitesse circonférentielle moins grande. Cette dernière composante de vitesse est la plus visiblement affectée par la variation de la vitesse unitaire : on remarque que celle-ci augmente avec l'augmentation de la vitesse unitaire. Également, la vitesse axiale de même que la vitesse radiale ont tendance à migrer vers l'extérieur du rayon. La composante radiale, pour ces points situés près du rendement optimal, demeure somme toute relativement faible (de l'ordre de 10% de la composante axiale), entrante au centre de la section et sortante à partir de la moitié du rayon. Pour ce qui de l'énergie cinétique turbulente, ces trois points d'opération présentent sensiblement la même distribution. Une valeur élevée d'énergie cinétique turbulente est une fois de plus associée au gradient de vitesse axiale, présent dans ce cas en périphérie du moyeu ($R = 0.2 \cdot R_{Ref}$).

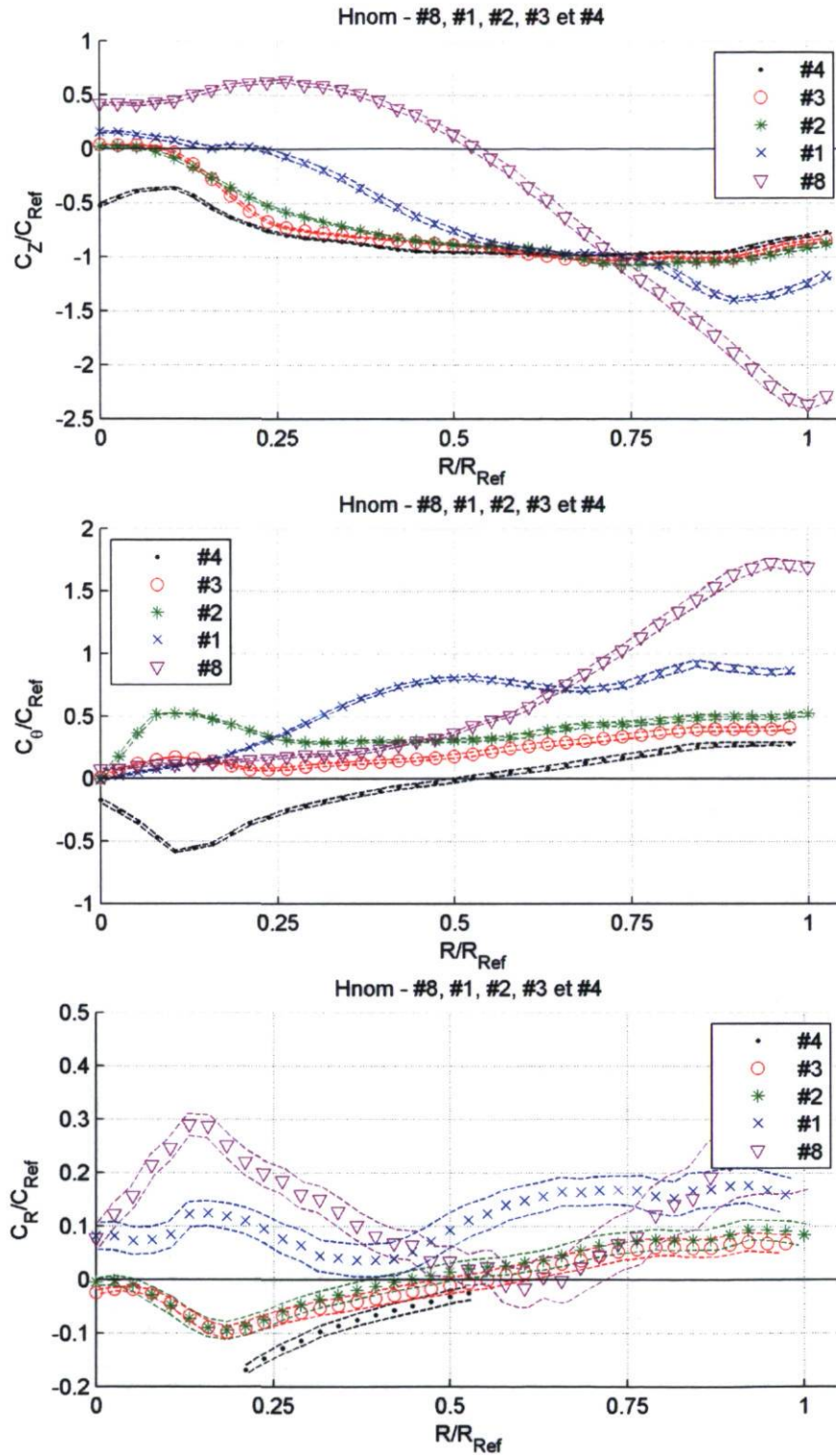


FIGURE 4.31 – Profils de vitesse tridimensionnels en entrée d'aspirateur regroupés selon les points d'opération : même vitesse de rotation unitaire

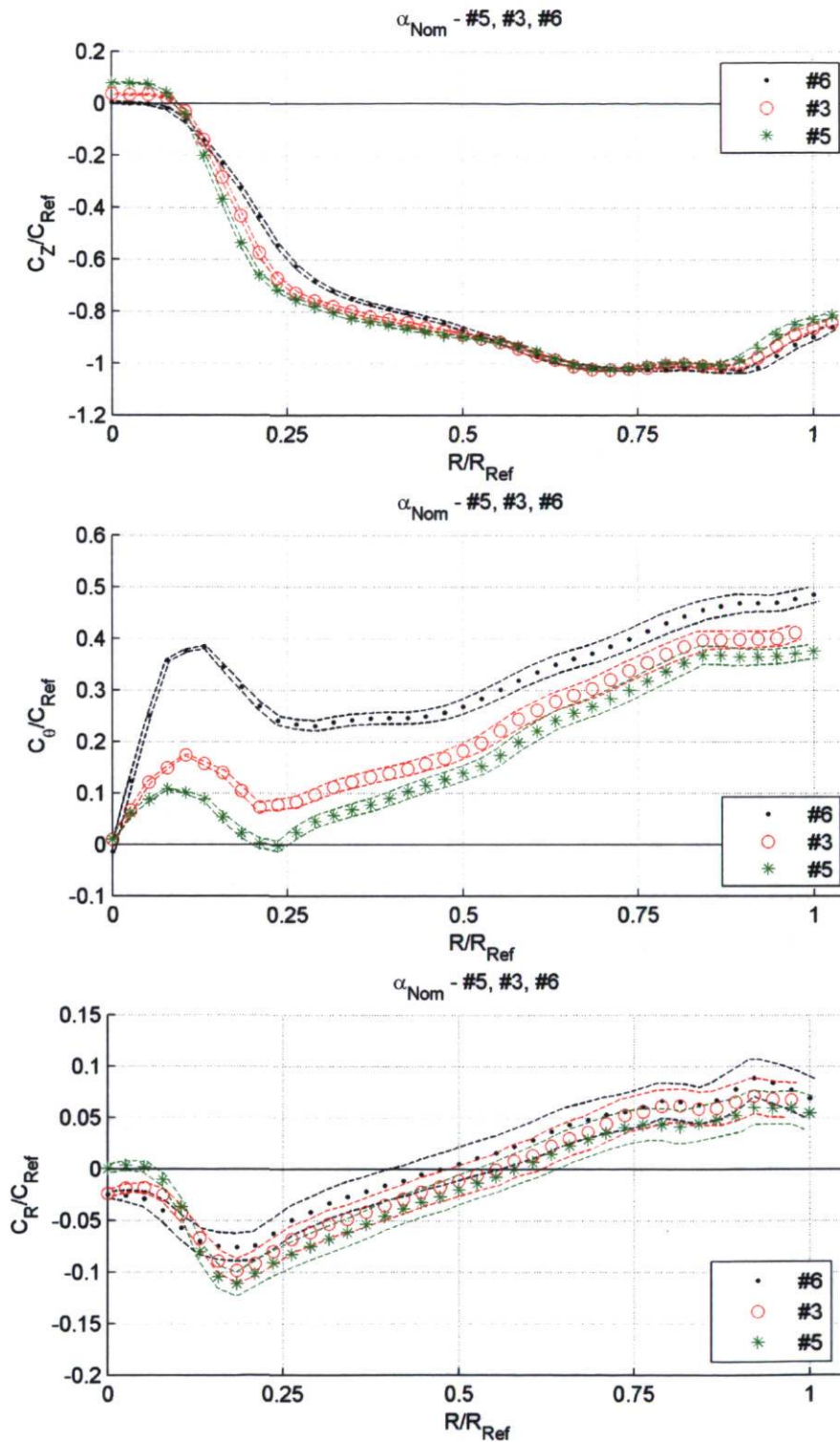


FIGURE 4.32 – Profils de vitesse tridimensionnels en entrée d’aspirateur regroupés selon les points d’opération : même ouverture des directrices

Le point d'opération #7, à très forte charge et grande vitesse de rotation unitaire, peut être pour sa part comparé au point d'opération #6. La figure 4.33 présente les profils de vitesse pour ces deux points d'opération. L'augmentation de la charge entre ces deux points se traduit par l'apparition d'une zone contrarotative importante jusqu'à 60% du rayon. L'augmentation de la charge est donc suffisamment importante dans ces conditions pour surpasser l'effet de la vitesse de rotation accrue. Le peu d'information disponible pour la composante radiale permet d'observer que la vitesse radiale au centre de la section est plus fortement dirigée vers l'intérieur.

Le point d'opération #9, à faible charge, partage la même vitesse de rotation que le point #5 qui est à ouverture optimale. La figure 4.34 présente les profils de vitesse pour ces deux points d'opération. La diminution de la charge dans ces conditions a comme effet sur les profils moyens d'augmenter sensiblement la vitesse circumférentielle (voir figure 4.34). La vitesse axiale et la radiale suivent une fois de plus une tendance vers l'extérieur de la section. Par ailleurs, le profil d'énergie cinétique (voir figure 4.35) présente des valeurs étonnamment élevées au centre de la section qui proviennent de fortes fluctuations à basse fréquence (voir section 4.3.4).

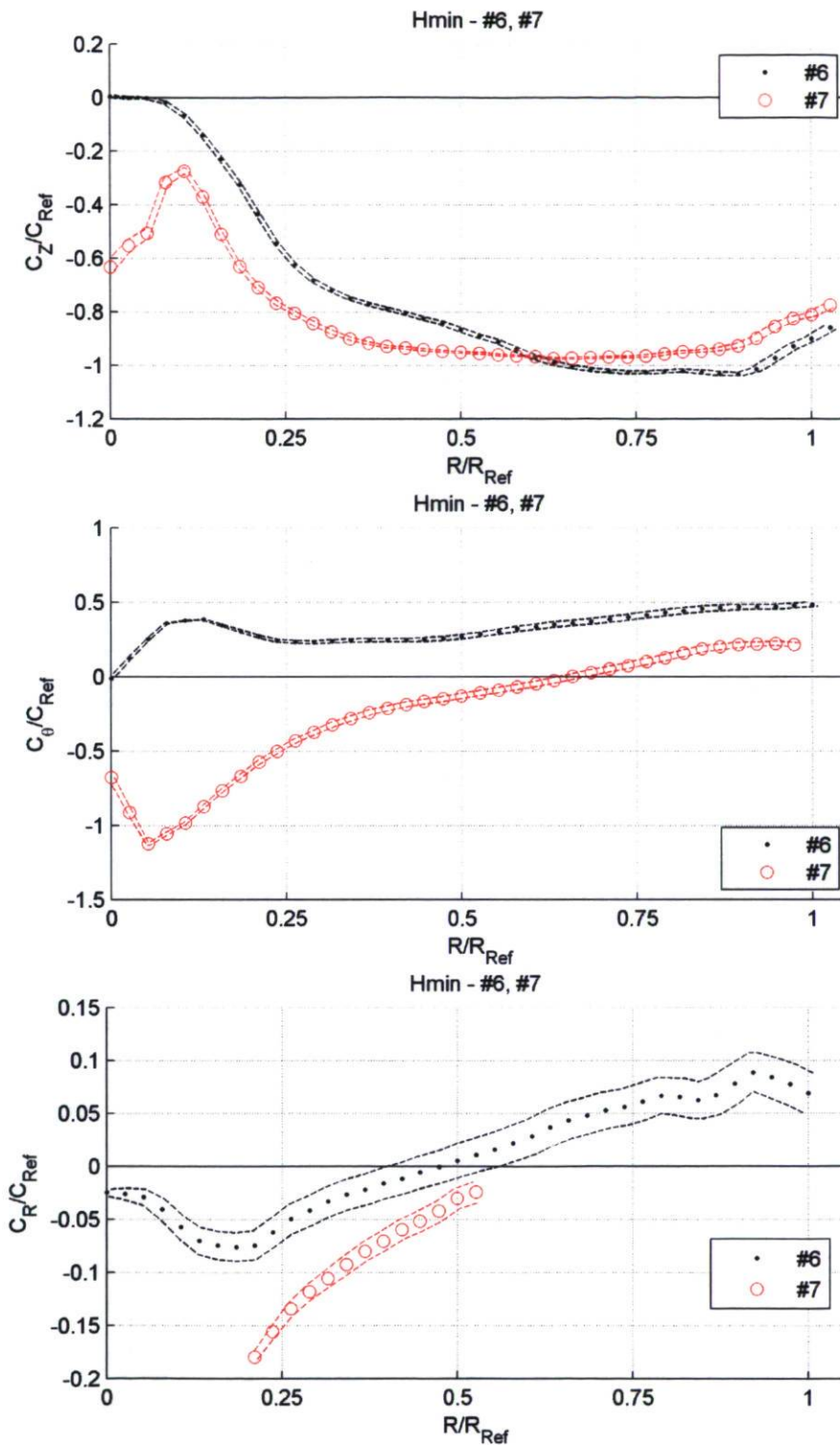


FIGURE 4.33 – Profils de vitesse tridimensionnels en entrée d’aspirateur regroupés selon les points d’opération : vitesse unitaire maximale

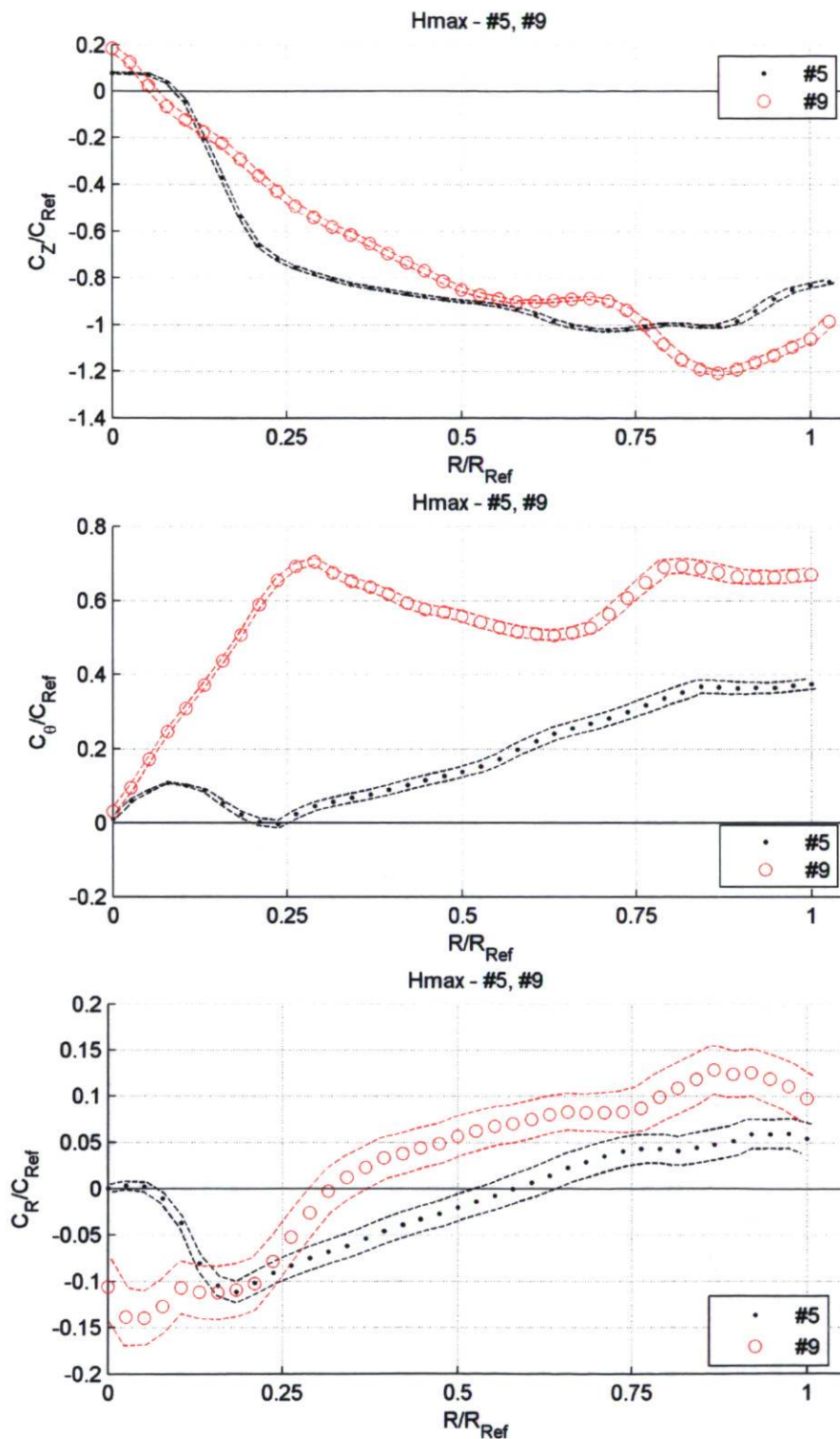


FIGURE 4.34 – Profils de vitesse tridimensionnels en entrée d’aspirateur regroupés selon les points d’opération : vitesse unitaire minimale

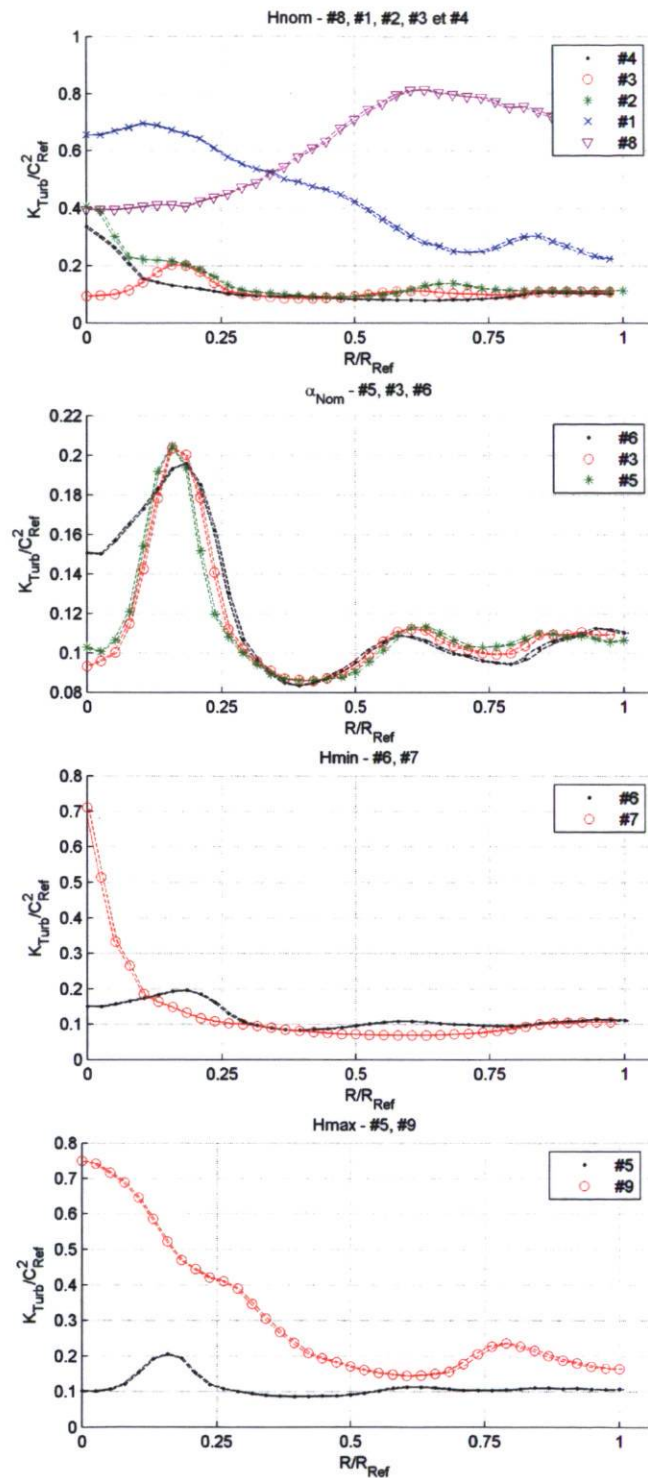


FIGURE 4.35 – Profils d'énergie cinétique turbulente en entrée d'aspirateur regroupés selon les points d'opération

4.3.3 Analyse des moyennes de phase

Tel que mentionné précédemment, l'utilisation du système LDV permet l'acquisition des données à haute fréquence avec une résolution fine au niveau de la position de la roue (phase). Le nombre de phases définies dans la présente étude s'élève à 720, soit une résolution de 0.5° . Ce traitement des résultats donne accès aux fluctuations de l'écoulement relatives à la rotation de la roue et au passage des aubes. La vorticité en Z peut également être calcul e grâce aux gradients de vitesse. Pour chaque point d'opération, mis à part les points #4 et #7, les fluctuations de vitesse radiale et circonferentielle par rapport à la moyenne temporelle sont superpos es aux profils 2D de vorticité en Z aux figures 4.36 à 4.42. Sur ces figures qui sont vues de dessus, les contours blancs identifient les points de vorticité nulle. Les points noirs identifient la position spatiale des points de mesures correspondant aux données pr sent es. Les traits noirs continus illustrent la position du bord de fuite des aubes de la roue, situ e à $0.73 \cdot R_{Ref}$ au-dessus de la section de mesure. L'amplitude des fluctuations relatives à chaque composante pour les différents points d'opération est également illustr e en fonction de la position radiale (au bas de chaque figure).

Le point d'opération #1 a déjà été caractérisé par une recirculation axiale au centre de la section et par de fortes vitesses axiale et circonferentielle en périphérie. L'amplitude des fluctuations est cohérente avec ces observations, tel que le présente la figure 4.36. De faibles fluctuations accompagnent la zone de recirculation au centre tandis que de fortes fluctuations, d'amplitude atteignant $1 \cdot C_{Ref}$ et $1.4 \cdot C_{Ref}$, caractérisent respectivement les vitesses circonferentielle et axiale en périphérie. La vitesse radiale demeure peu fluctuante par rapport aux autres composantes avec une amplitude atteignant $0.3 \cdot C_{Ref}$. Cette amplitude est par contre  lev e relativement à la vitesse radiale moyenne elle-même qui est faible (de l'ordre de $0.1 \cdot C_{Ref}$ comparativement à $1 \cdot C_{Ref}$ pour la composante axiale). Par ailleurs, on remarque que la section centrale présente une forte vorticité en Z associ e à de forts gradients instantanés de vitesse. Des pics de vorticité sont également visibles dans la portion externe du rayon. Aucune trace visible des aubes n'est présente au centre contrairement au tiers externe de la section.

Pour ce qui est du point d'opération #2, l'amplitude des fluctuations est similaire au point d'opération #1 à l'exception de la composante circonferentielle qui présente une plus grande amplitude sous le moyeu, mais une amplitude de 40% à 50% plus faible pour le reste de la section (voir figure 4.37). Les profils de fluctuation sont également plus uniformes à travers la section et présentent moins la tendance centrifuge observ e à faible charge (#8, #1). En outre, des pics de vorticité sont visibles autour de $R = 0.7 \cdot R_{Ref}$ mais ne peuvent dans ce cas être corrélés à des structures d'écoulement précises au niveau des fluctuations de vitesse circonferentielle et radiale. Le centre de la section

de mesure, coïncidant avec le moyeu de la roue, présente en outre une forte vorticité.

Le point d'opération #3 présente les amplitudes de fluctuations les moins élevées et les plus uniformément réparties (voir figure 4.38). La composante circonférentielle est spécialement faible en termes de valeur moyenne et de fluctuations, ce qui s'approche de l'hypothèse de design d'écoulement purement axial en sortie de roue. La tendance centrifuge d not e à d'autres points d'opération est également moins prononc e. Des pics de vorticité négative sont une fois de plus visibles en périphérie et autour de $R = 0.6 \cdot R_{Ref}$, avec une vorticité légèrement inférieure à celle du point d'opération #2. Enfin, la zone sous le moyeu présente peu de fluctuations, mais de forts gradients et donc une forte vorticité, somme toute inférieure à celle calcul e dans cette zone pour le point #2.

Le point d'opération #5, illustré à la figure 4.39, présente des amplitudes de fluctuations très similaires au point #3. La composante axiale fluctue légèrement plus au centre de la section (jusqu'à $R = 0.1 \cdot R_{Ref}$, soit dans la zone de recirculation axiale) tandis que la composante circonférentielle fluctue avec une amplitude légèrement inférieure sur tout le rayon (ce qui est cohérent avec la grandeur légèrement inférieure de la vitesse circonférentielle moyenne). Au niveau de la vorticité, des pics négatifs sont également notables à ce point d'opération. La vorticité obtenue sous le moyeu est la plus faible de l'ensemble des points d'opération (excepté les points #1 et #8, à faible charge, qui présentent des recirculations axiales au centre de la section).

Le point d'opération #6 présente une plus grande amplitude de fluctuations au niveau de la composante circonférentielle par rapport au point d'opération #3. Les profils d'amplitude de fluctuations sont légèrement décalés vers l'extérieur du rayon, similairement aux profils moyens (voir figure 4.40). Au niveau de la vorticité, de légers pics négatifs sont encore présents autour de $R = 0.6 \cdot R_{Ref}$ et des pics plus grands en amplitude sont observables en périphérie.

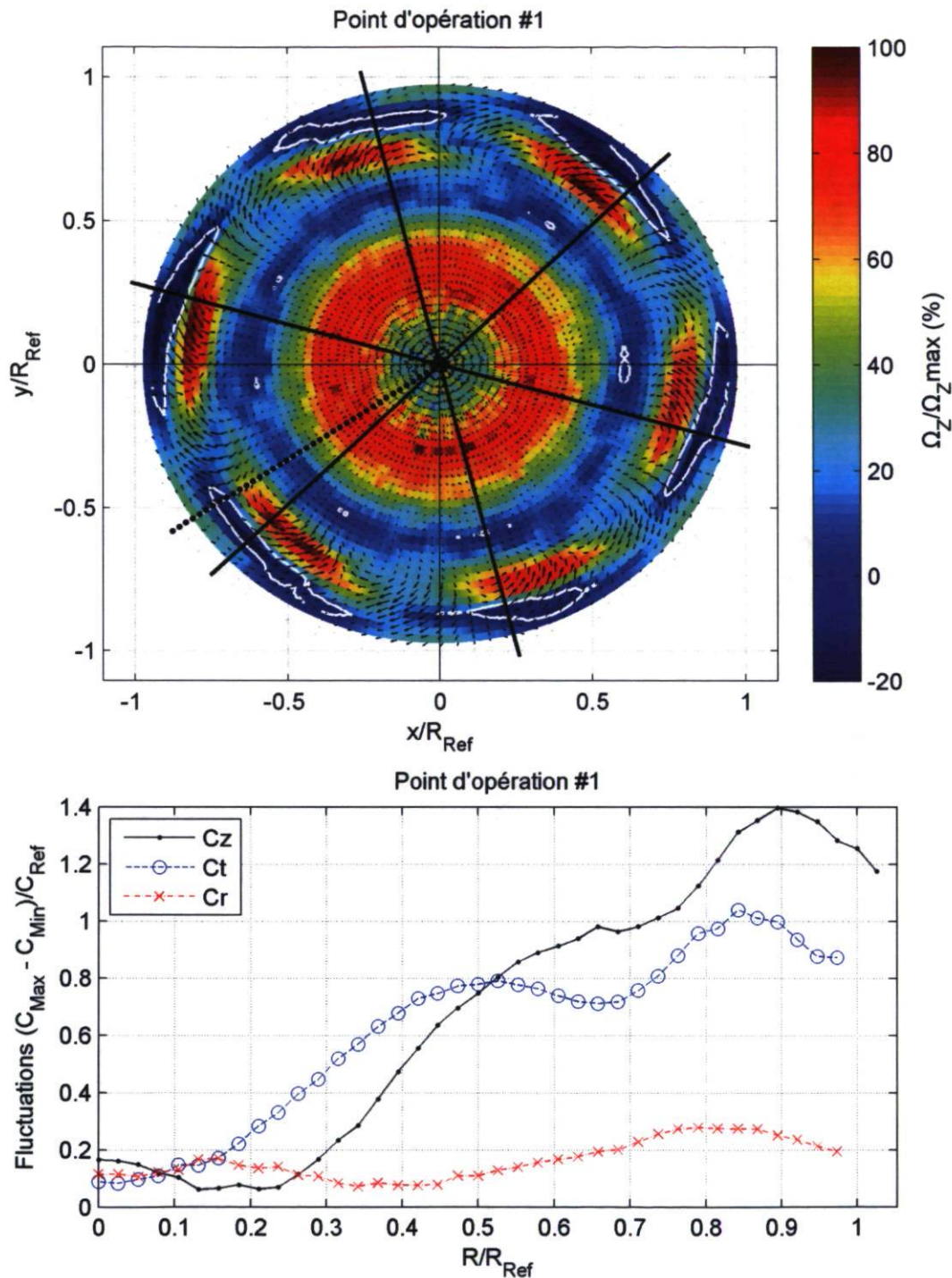


FIGURE 4.36 – Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #1

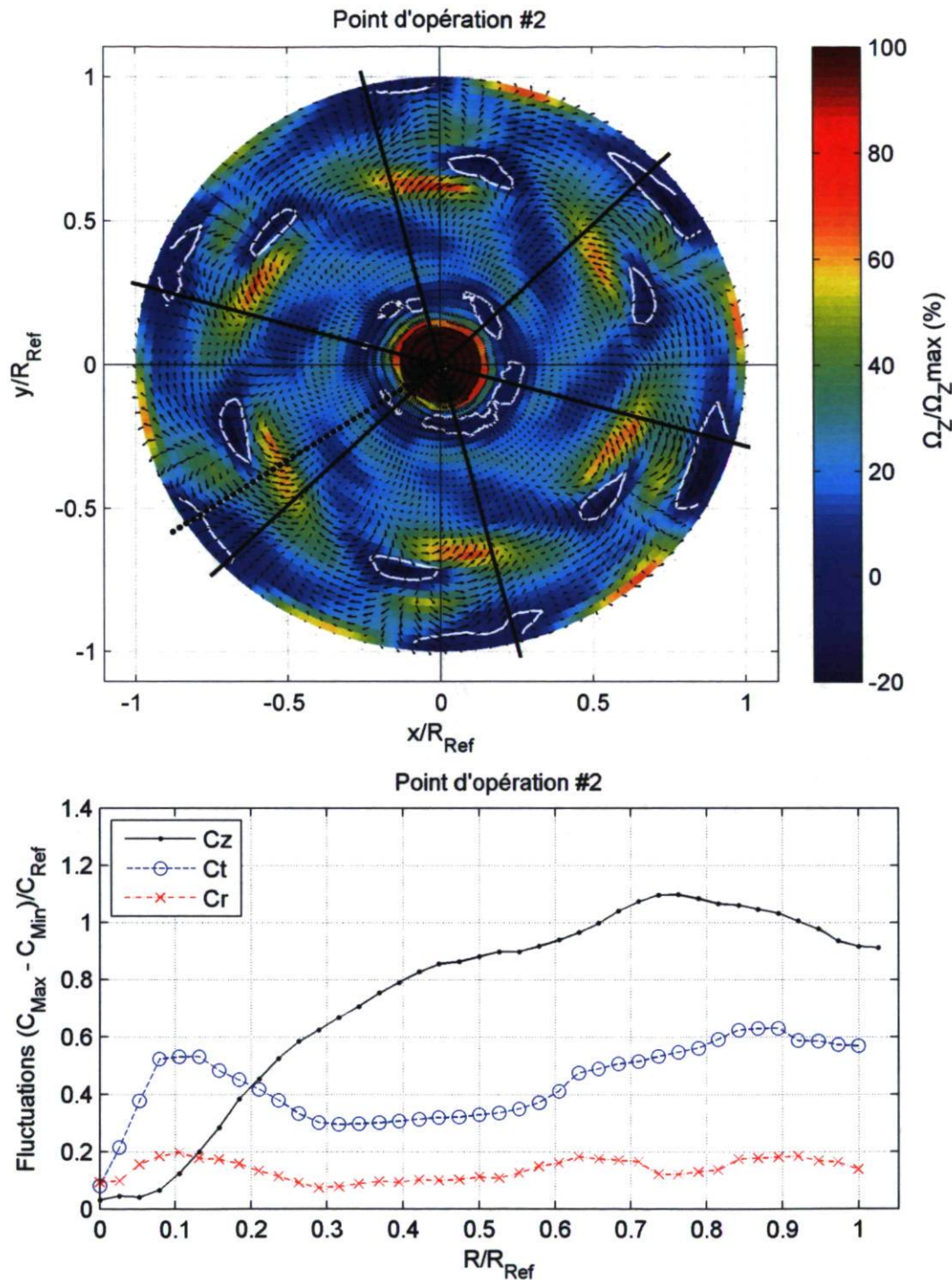


FIGURE 4.37 – Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #2

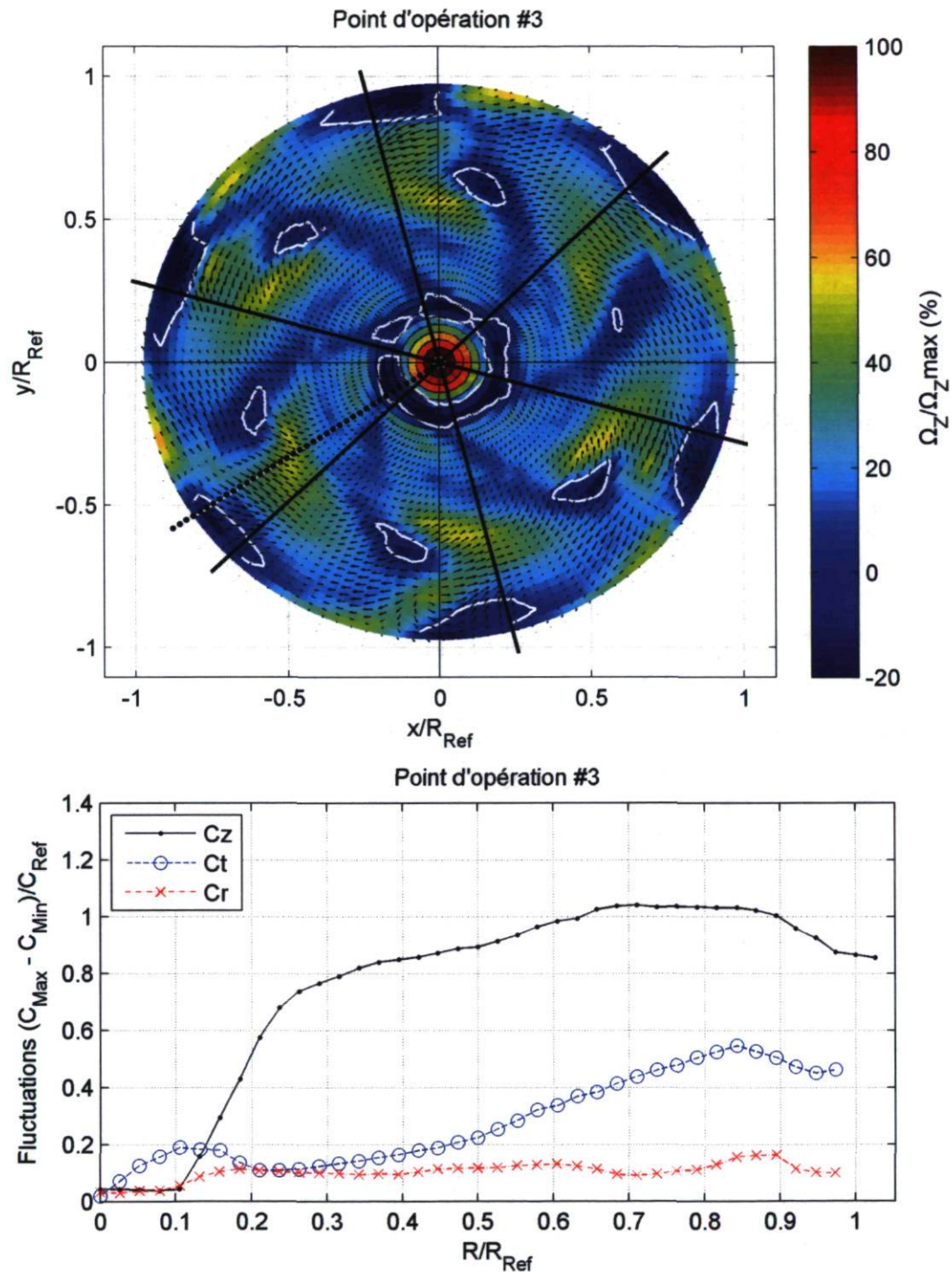


FIGURE 4.38 – Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circumférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #3

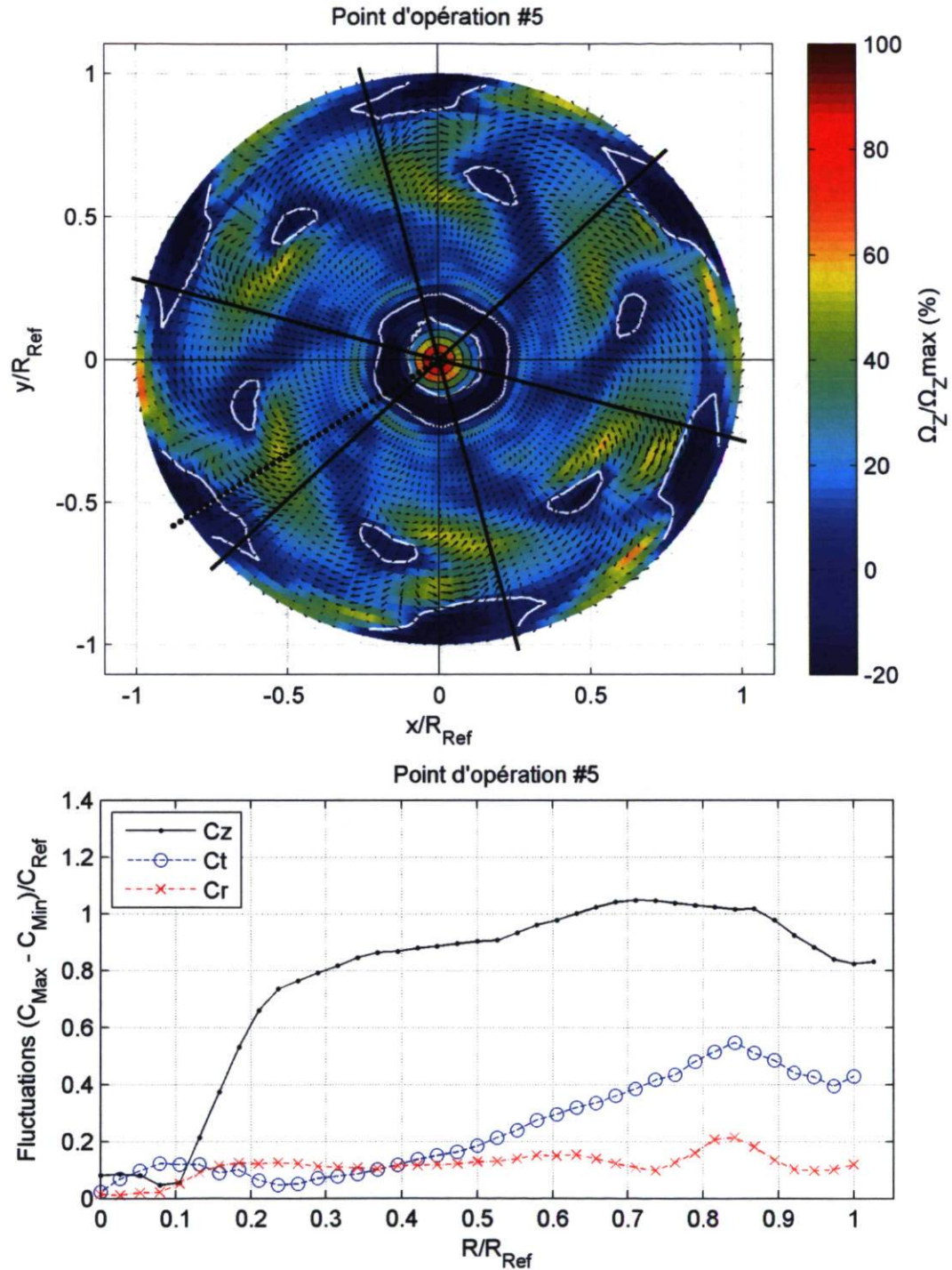


FIGURE 4.39 – Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #5

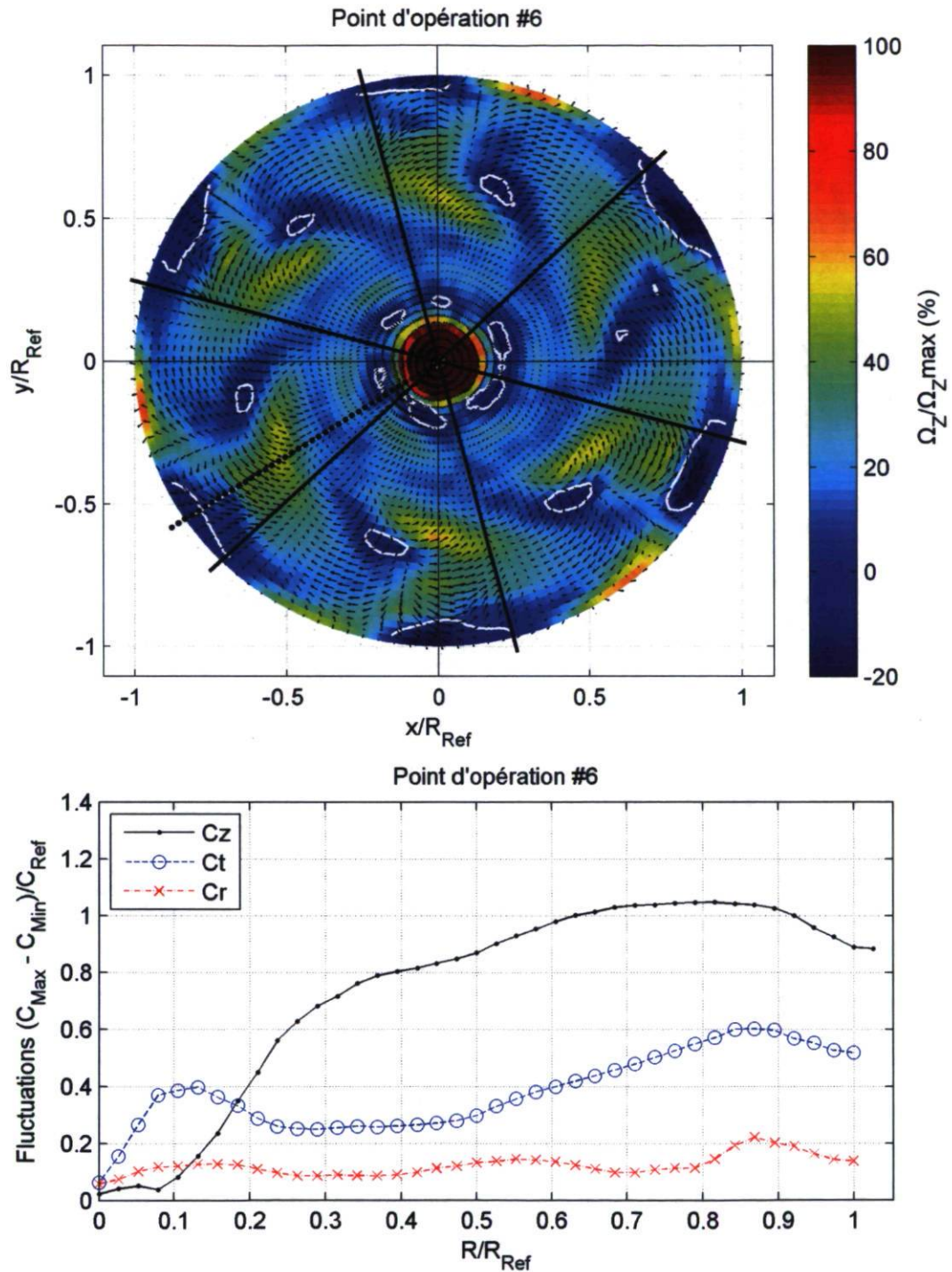


FIGURE 4.40 – Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circumférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #6

Le point d'opération #8 présente de grandes amplitudes de fluctuations en périphérie, cohérentes avec les grandes vitesses moyennes. En fait, pour l'ensemble des positions radiales, la norme des vitesses moyenne (voir figure 4.30) est pratiquement égale à l'amplitude des fluctuations. Par contre, les fluctuations par rapport à la moyenne et la vorticité, illustrées à la figure 4.41, permettent peu d'observations autres que la corrélation entre la vorticité et les importants gradients de vitesse circumférentielle. Peu de structures d'écoulement sont mises en relief par l'analyse des moyennes de phase. Cette caractéristique est expliquée par l'analyse fréquentielle qui sera présentée à la section suivante.

Le point d'opération #9, à charge partielle et faible vitesse unitaire, présente de grandes amplitudes de fluctuations par rapport aux autres points d'opération à rendement supérieur, particulièrement au niveau de la composante circumférentielle (voir figure 4.42). Les fluctuations sur la radiale restent une fois de plus inférieures relativement aux autres composantes. Pour ce qui est de la vorticité, peu de structures cohérentes sont visibles dans la moitié centrale du rayon et une forte vorticité est mesurée sous le moyeu. Des pics de vorticité sont visibles en périphérie, mais sont moins définis que pour les points d'opération précédents.

Deux derniers points d'opération seront présentés en terme d'amplitude de fluctuations seulement puisque la plage de validité de la composante radiale ne permet pas de calculer la vorticité sur une portion satisfaisante de la section. Le point d'opération #4 (figure 4.43), en surcharge, s'apparente au point d'opération #3 en ce qui a trait à l'amplitude des fluctuations à l'exception de la région sous le moyeu de la roue, qui présente de plus fortes fluctuations des composantes axiale et circumférentielle. Le point d'opération #7 (figure 4.44), également en surcharge, mais à plus grande vitesse unitaire, arbore des amplitudes de fluctuations importantes (jusqu'à $1.1 \cdot C_{Ref}$ pour la composante circumférentielle et $0.65 \cdot C_{Ref}$ pour l'axiale) sous le moyeu.

Globalement, pour l'ensemble des points d'opération, la topologie des profils de vitesse moyenne est notablement similaire aux profils d'amplitudes de fluctuations. En chaque point de mesure et pour chaque composante de vitesse, l'amplitude des fluctuations est fortement similaire à la grandeur de la vitesse moyenne temporelle. La différence entre ces deux quantités ne dépasse pas 15% de la vitesse de référence (C_{Ref}). De plus, cet écart maximal se retrouve généralement à une position radiale où l'influence des aubes est la plus importante, tel que discuté à la section suivante. Dans tous les cas, l'amplitude des fluctuations reste supérieure à 10% de la vitesse de référence (C_{Ref}), notamment lorsque la vitesse moyenne est près de zéro.

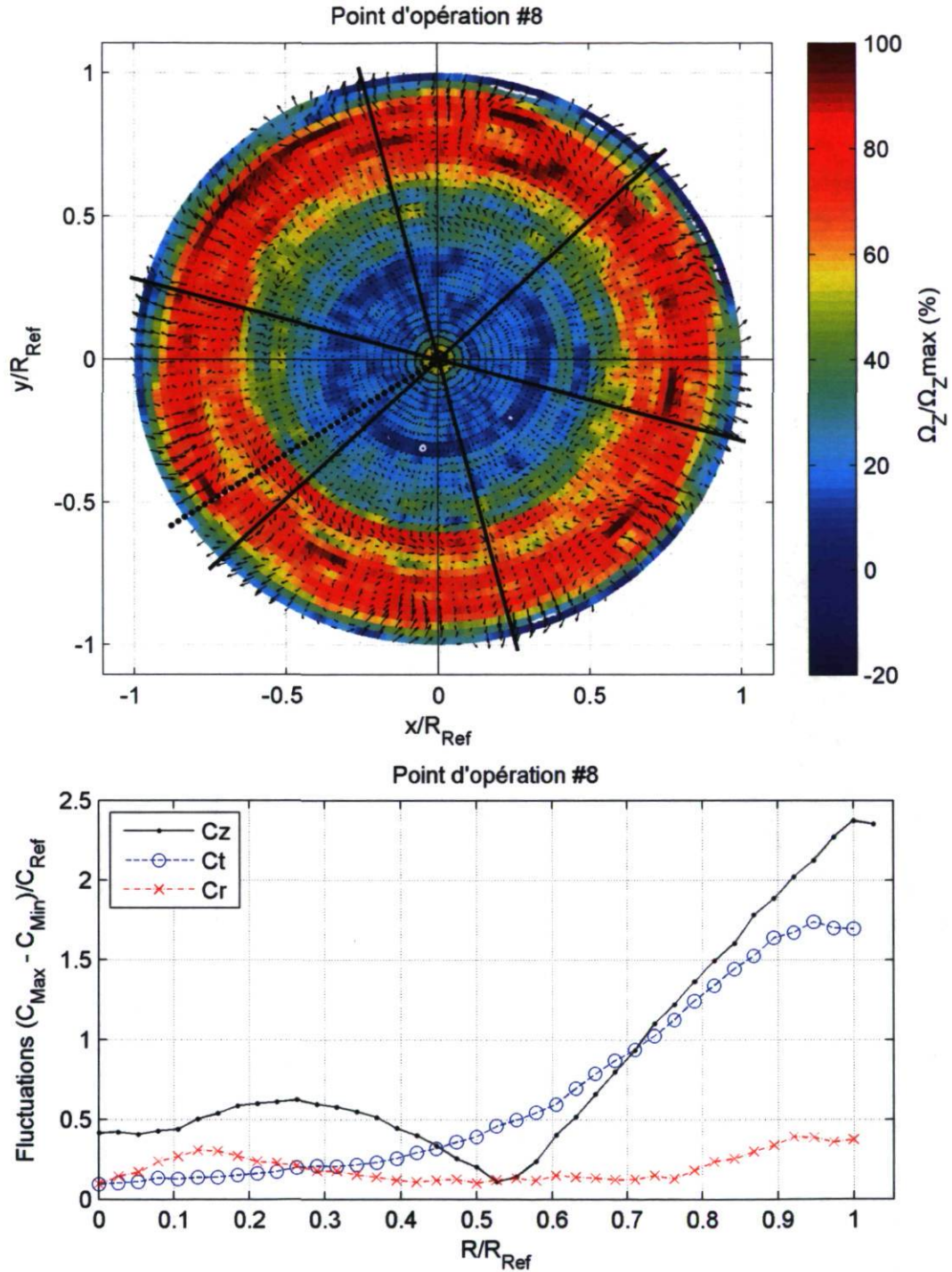


FIGURE 4.41 – Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #8

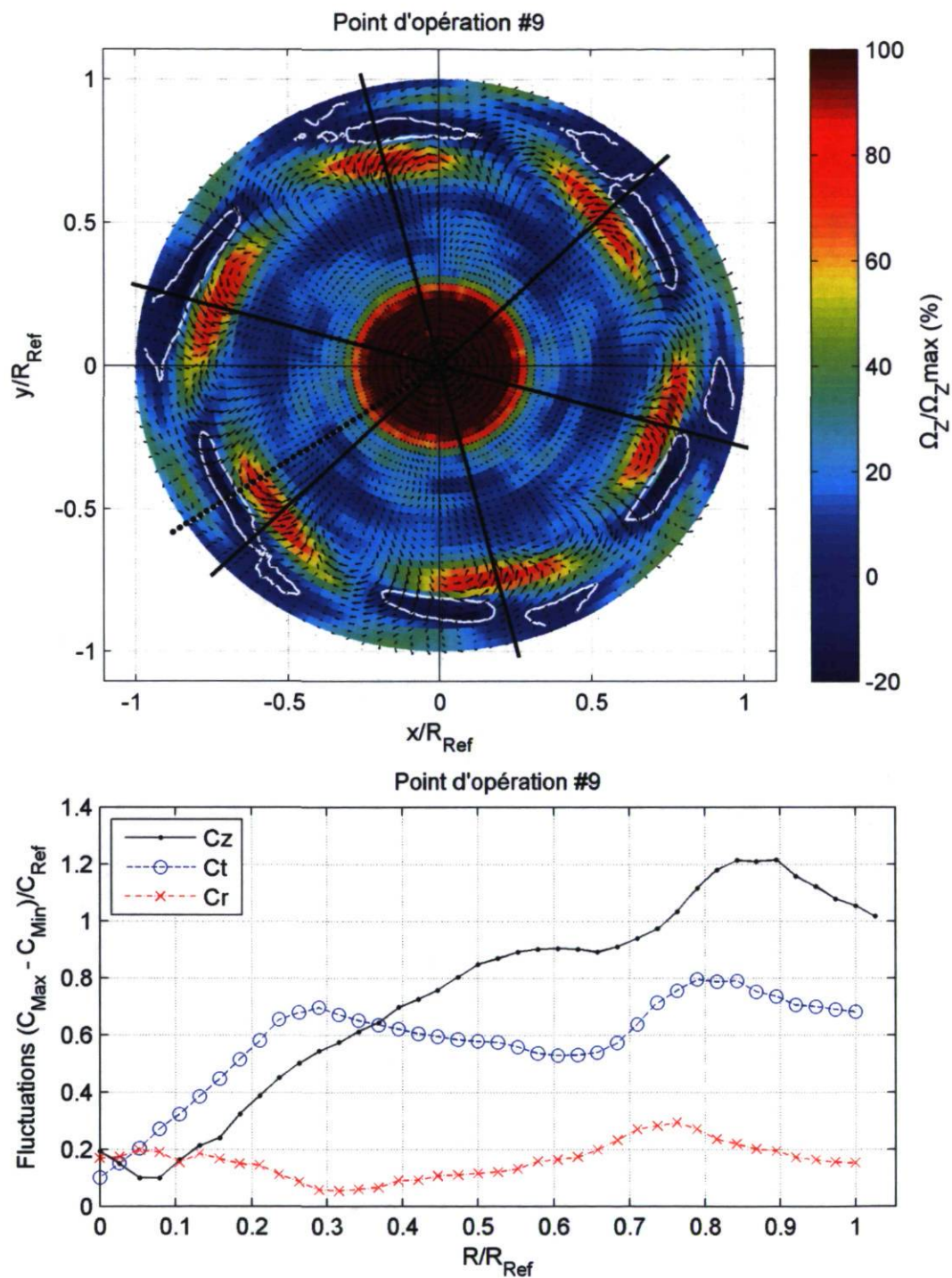


FIGURE 4.42 – Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circumférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #9

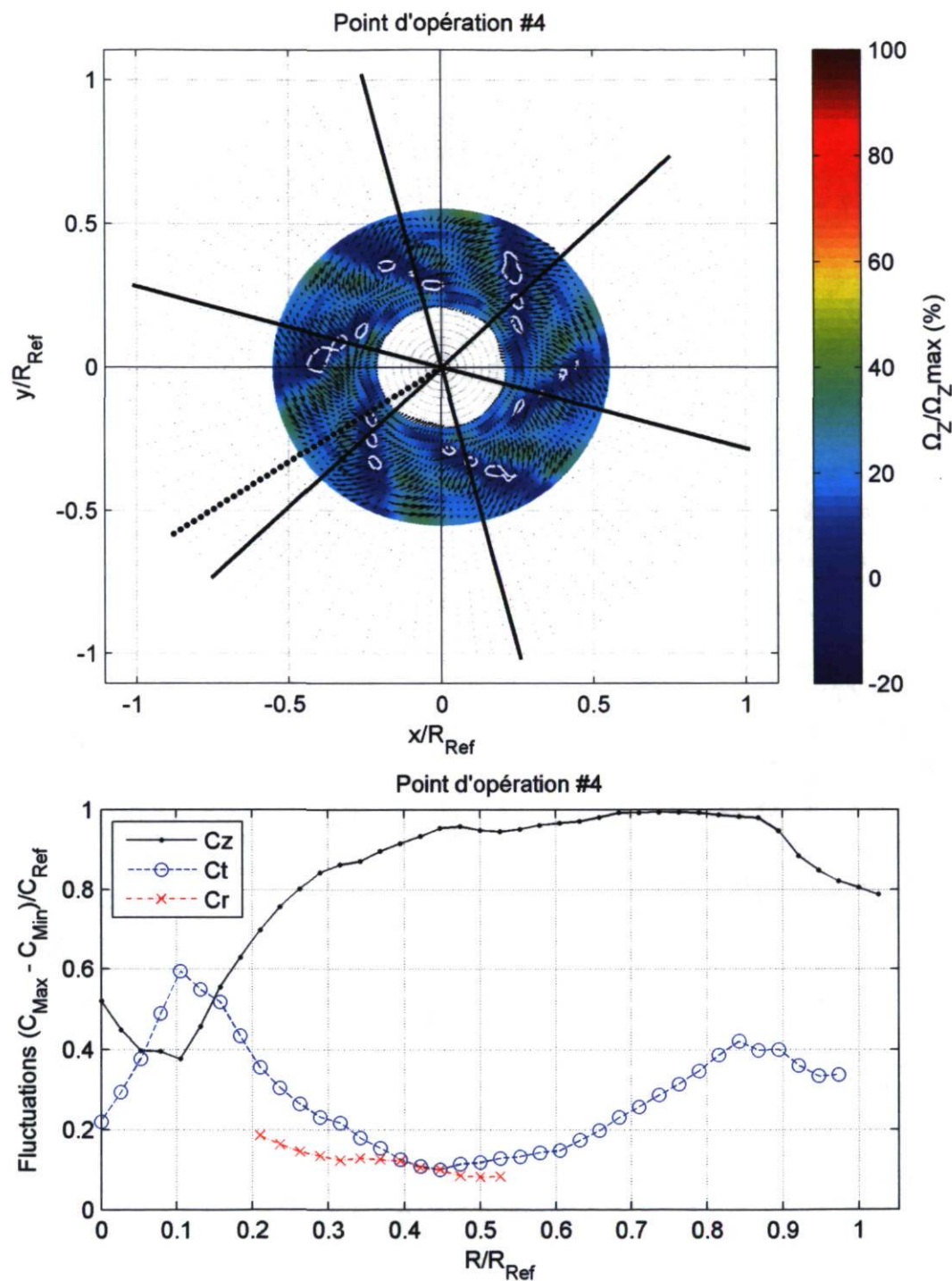


FIGURE 4.43 – Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circonférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #4

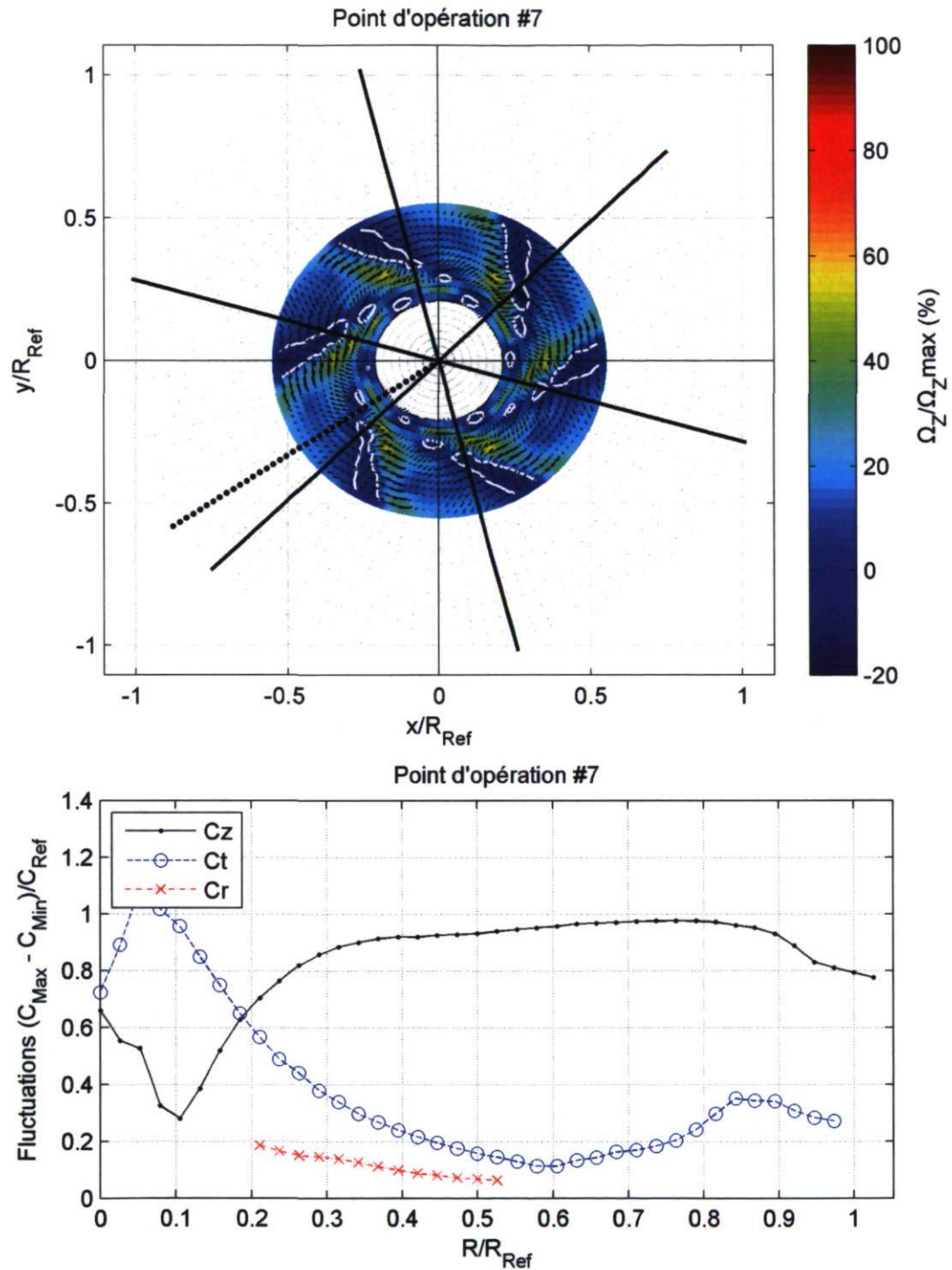


FIGURE 4.44 – Haut : Contour de vorticité en z et fluctuations par rapport à la moyenne des composantes circumférentielle et radiale de la vitesse. Bas : Amplitude des fluctuations. Point d'opération #7

4.3.4 Analyse spectrale

Pour clore l'analyse des résultats en entrée d'aspirateur, le contenu fréquentiel obtenu en chaque point de mesure est présenté dans ce qui suit de façon à identifier les limites de l'influence des aubes et des phénomènes à plus basse fréquence. Parmi les fonctions de densité autospectrale présentées aux figures 4.45 à 4.53, les phénomènes visibles sont regroupés autour de fréquences inférieures à la fréquence de rotation de la roue (25% de fréquence de rotation de la roue et des multiples : 50%, 75%) et d'une fréquence égale à six fois la fréquence de rotation de la roue (fréquence de passage des aubes). Le tableau 4.6 résume les zones d'influence de ces deux phénomènes pour les différents points d'opération.

Point d'opération	Basses fréquences (R_{Ref})	Passage des aubes (R_{Ref})	Puissance maximale normalisée
1	Toute la section	0.7 à 0.9	0.1
2	≤ 0.8	0.3 à 1	0.01
3	0.1 à 0.25	0.25 à 1	0.01
4	≤ 0.1	0.2 à 1	0.02
5	0.1 à 0.2	0.2 à 1	0.01
6	≤ 0.3	0.3 à 1	0.01
7	≤ 0.2	0.2 à 0.9	0.04
8	Toute la section	0.8 à 0.9	0.04
9	Toute la section	0.7 à 0.9	0.1

Tableau 4.6 – Zones d'influence des phénomènes à basse fréquence et des phénomènes autour de la fréquence de passage des aubes

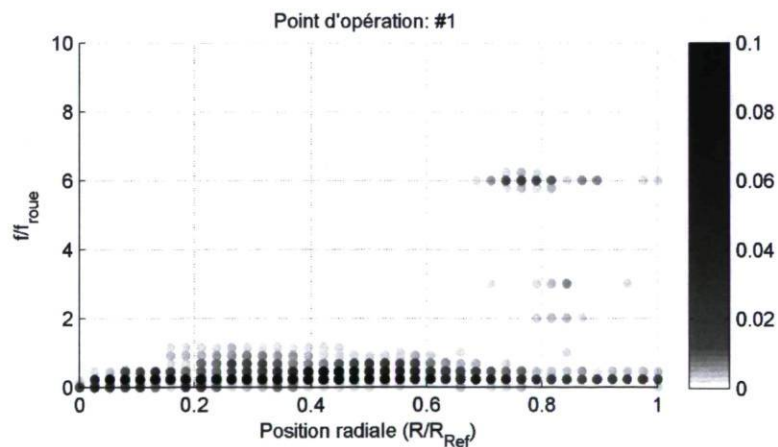


FIGURE 4.45 – Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #1

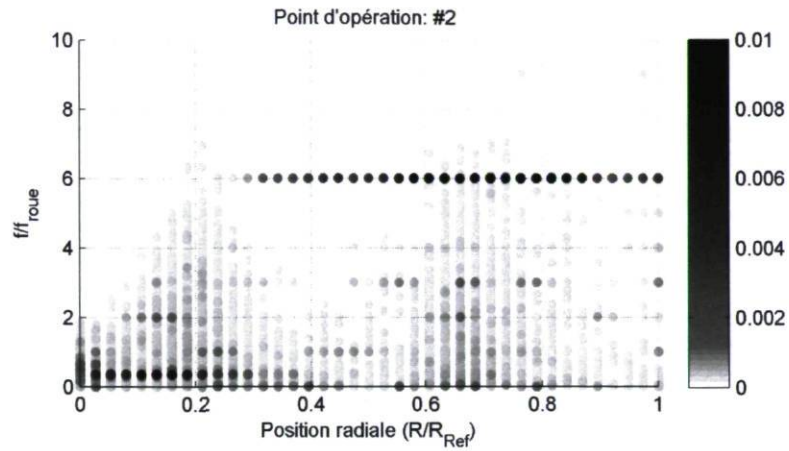


FIGURE 4.46 – Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #2

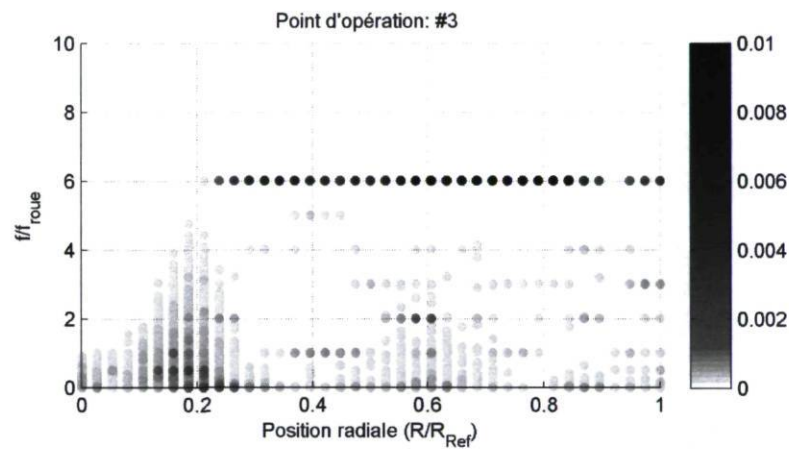


FIGURE 4.47 – Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #3

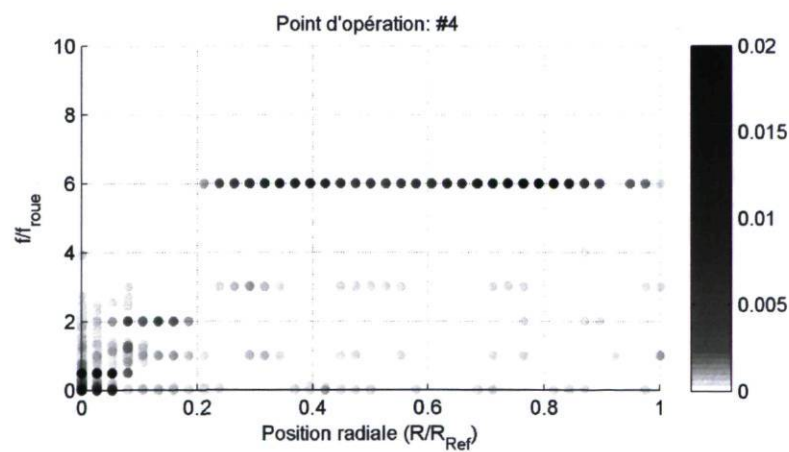


FIGURE 4.48 – Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #4

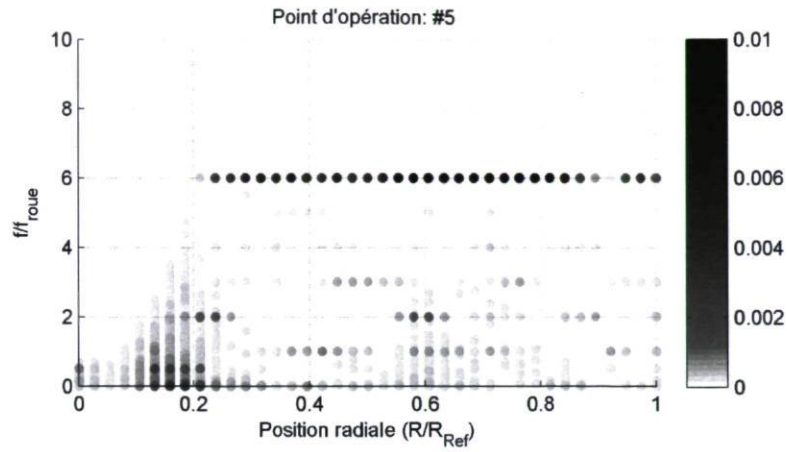


FIGURE 4.49 – Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #5

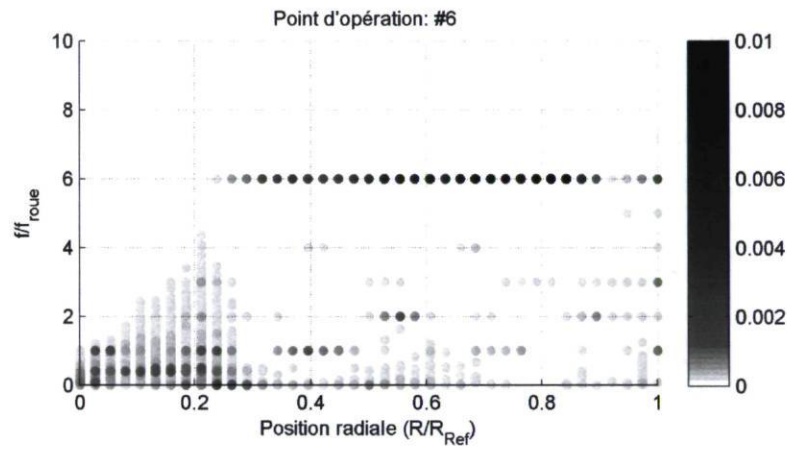


FIGURE 4.50 – Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #6

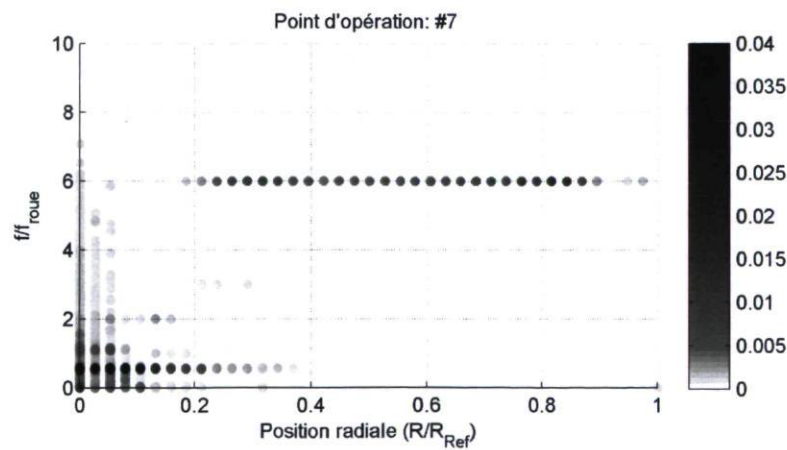


FIGURE 4.51 – Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #7

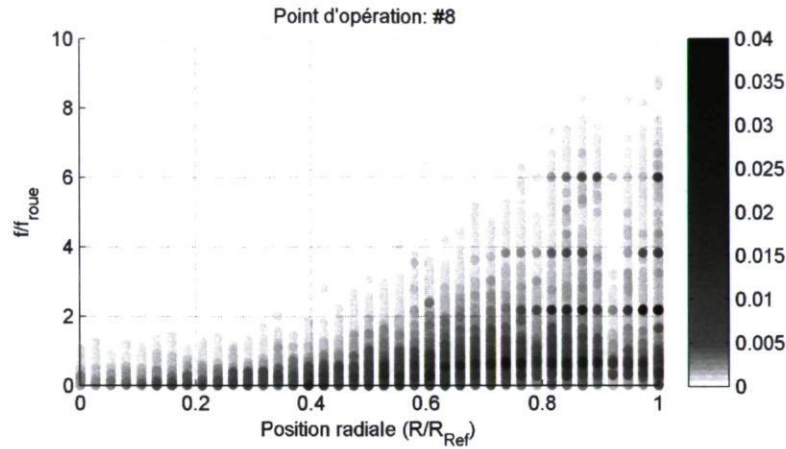


FIGURE 4.52 – Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #8

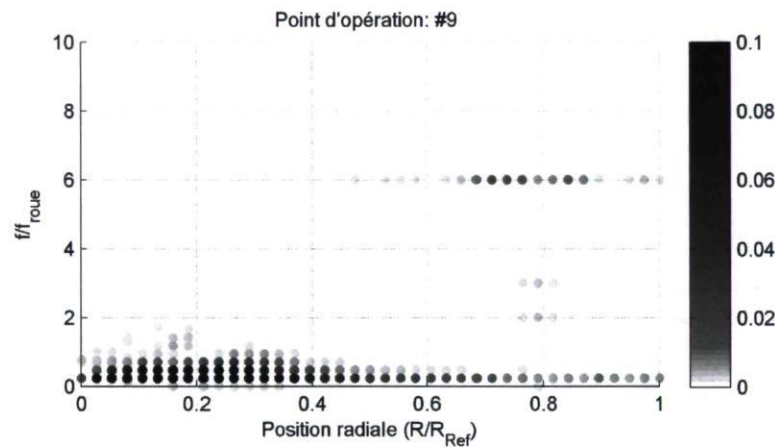


FIGURE 4.53 – Spectre de puissance en entrée d'aspirateur : point d'opération #9

Parmi les observations qui peuvent être faites grâce à cette analyse, la puissance maximale associée au contenu fréquentiel peut être corrélée avec le rendement du point d'opération. Les points d'opération #1, #7, #8 et #9 présentent en effet des puissances de fluctuations supérieures aux points plus près du PMR. Cette observation est en accord avec l'énergie cinétique résiduelle après la roue qui devrait être inversement proportionnelle au rendement du modèle. Par ailleurs, les points d'opération à faible charge (#1, #8 et #9) sont caractérisés par une influence des basses fréquences sur toute la section de mesure. Dans le cas du point #8, cela peut être associé à la recirculation axiale importante au centre de la section dont la position fluctue de façon instationnaire ce qui influence le reste de la section. Pour les points #1 et #9, cela suggère plutôt la présence de structures de type vortex en révolution au centre de la section à une fréquence de l'ordre de 25% de la fréquence de rotation de la roue. Les figures 4.45 et 4.53 permettent d'observer que la zone d'influence de ce vortex est plus concentrée au centre de la section (jusqu'à $R = 0.4 \cdot R_{Ref}$) pour le point #9 que pour le point #1

(influence importante jusqu'à $R = 0.6 \cdot R_{Ref}$). Dans les deux cas, il s'agit de vortex en rotation suivant le sens de la roue (voir section 4.3.2). Au niveau des points d'opération #4 et #7, la présence d'un vortex de surcharge contrarotatif est notable tant au niveau de l'analyse fréquentielle que des profils moyens. Le point d'opération #2 est également caractérisé par une forte puissance à basse fréquence, qui traduit la présence d'un vortex à faible charge évoluant dans le sens de rotation de la roue.

Ces phénomènes à fréquences inférieures à celle de la roue ne sont pas détectables au niveau des moyennes de phase puisque les phases sont synchronisées par rapport à la roue. Un référencement par rapport à la position de ce vortex (possible dans certains cas par la mesure de la pression en paroi par exemple) permettrait d'en faire une étude plus approfondie.

4.4 Corrélations entre les sections de mesure

Malgré la distance séparant les deux sections de mesure, il est possible d'avancer quelques hypothèses concernant le comportement de l'écoulement à l'intérieur de l'aspirateur ou du moins de lier les phénomènes perçus respectivement en entrée et en sortie d'aspirateur. Le tableau 4.4 résume les phénomènes identifiés aux sections 4.2 et 4.3.

Plusieurs corrélations peuvent être avancées suite à cette investigation des écoulements suivant les points d'opération. D'abord, les points d'opération à charge partielle (#1, #8 et #9) sont caractérisés par une puissance importante et une influence étendue des basses fréquences (environ 25% de la fréquence de rotation de la roue) dans la section d'entrée, par une recirculation plus ou moins étendue sous le moyeu et par une tendance de l'écoulement à se déplacer vers l'extérieur du rayon dans cette section. En sortie d'aspirateur, ces caractéristiques laissent place à un débit supérieur dans le pertuis de droite, une forte énergie cinétique fluctuante et des fluctuations autour de 25% de la fréquence de rotation de la roue localisées dans la portion externe du pertuis de droite.

Les points d'opération en surcharge engendrent une zone contrarotative au centre de la section d'entrée, associée à des basses fréquences relativement puissantes. L'écoulement dans l'aspirateur résulte dans ces cas en un débit supérieur dans le pertuis de gauche, contrairement aux autres points d'opération.

Les conditions plus près du PMR (#3, #5) présentent des profils de vitesse circumférentielle plus faible (s'approchant d'un écoulement plus purement axial) et des

puissances de fluctuations inférieures en entrée, ce qui engendre des profils plus équilibrés et moins fluctuants en sortie d'aspirateur. Cela traduit une meilleure récupération de l'énergie cinétique dans l'aspirateur, ce qui contribue à de meilleurs rendements dans ces conditions.

Deux facteurs ressortent ainsi de cette analyse : la vitesse circumférentielle en entrée d'aspirateur arbore une importance majeure au niveau de l'évolution de l'écoulement à travers ce dernier ; la tendance de l'écoulement à se déplacer vers l'extérieur du rayon à charge partielle, visible notamment par le biais de la composante radiale, déséquilibre l'écoulement dans le pertuis de droite.

PO	Entrée			Sortie		
	Puissance maximale des spectres (dB)	Influence des basses fréquences	Phénomènes particuliers	Débit dans le canal de droite	Énergie cinétique fluctuante	Phénomènes particuliers
#1	0.1	Toute la section	Recirculation sous le moyeu. Circonférentielle et axiale élevées en périphérie.	79.0%	80	Forte vitesse débitante dans le coin inférieur droit du puits de droite. Fluctuations à 0.225*Froue près de la paroi externe du puits de droite.
#2	0.01	< 0.8		64.2%	40	Forte vitesse débitante dans le coin inférieur droit du puits de droite.
#3	0.01	0.1 à 0.25	Circonférentielle faible.	52.8%	20	Distributions uniformes.
#4	0.02	< 0.1	Circonférentielle contrarotative jusqu'à mi-rayon.	47.5%	30	Débit pratiquement égal dans les deux puits.
#5	0.01	0.1 à 0.2	Zone de circonférentielle nulle en périphérie du moyeu.	53.1%	15	Énergie cinétique fluctuante faible.

#6	0.01	< 0.3		62.8%	40	Fluctuations inférieures à 0.1*Froue au centre du pertuis de droite.
#7	0.04	< 0.2	Circonférentielle forte. Zone contrarotative jusqu'au 2/3 du rayon.	40.3%	35	Débit supérieur dans le pertuis de gauche. Fluctuations à 0.3*Froue dans la moitié externe du pertuis de gauche.
#8	0.04	Toute la section	Recirculation importante jusqu'à mi-rayon. Circonférentielle et axiale très élevées en périphérie.	86.3%	150	Très forte vitesse débitante dans le coin inférieur droit du pertuis de droite. Recirculations importantes dans le haut des deux pertuis près de la pile. Fluctuations entre 0.1*Froue et 0.4*Froue près de la paroi externe du pertuis de droite.
#9	0.1	Toute la section	Recirculation contractée au centre du moyeu.	75.1%	50	Zone cohérente de fluctuations à 0.23*Froue dans le canal de droite

Tableau 4.7 - Phénomènes identifiés dans les sections d'entrée et de sortie de l'aspirateur

Chapitre 5

Conclusion

Ce mémoire a présenté la démarche et les résultats d'un projet de maîtrise réalisé au Laboratoire de Machines Hydrauliques de l'Université Laval (LAMH). Le projet aborde l'étude des turbines hydrauliques de type axial, particulièrement les turbines hélices, qui sont adaptées aux sites de basse chute. Dans ce contexte, la récupération de l'énergie disponible en sortie de roue est un facteur non négligeable sur le rendement global. Cette récupération est effectuée par l'aspirateur qui convertit l'énergie cinétique en pression statique grâce à une section divergente. Tournant, fortement turbulent, et instationnaire, l'écoulement à travers cette composante propose un défi particulier aux numériciens. Plusieurs études numériques ont été consacrées à l'amélioration des techniques de simulation de ces écoulements [2, 20, 5, 11, 21, 22, 25] et ont permis de souligner la sensibilité des modèles aux conditions limites imposées dans ce contexte. En sortie de roue, bien que de grandeur faible par rapport aux autres composantes, la vitesse radiale a été jugée non négligeable pour cette détermination de la physique de l'écoulement.

L'étude présentée ici s'est penchée sur l'investigation expérimentale de l'aspirateur d'un modèle de turbine hélice dans le but de procurer une estimation réelle de l'écoulement qui s'y développe. Pour ce faire, le modèle a été monté et instrumenté sur le banc d'essai disponible au LAMH. Le premier objectif énoncé à la section 1.2 était de concevoir un système de mesures de la vitesse radiale à l'entrée de l'aspirateur basé sur l'utilisation du LDV. Le chapitre 2 a détaillé l'adaptation du système LDV 2D disponible au LAMH à la mesure des trois composantes de vitesse. La conception d'un accès optique rotatif peu commun a été présentée et les grilles de mesure utilisées tout au long du mémoire ont été définies. Un grand nombre de points de mesure ont été investigués dans la section de sortie et ont permis d'obtenir une bonne résolution spatiale au niveau des moyennes temporelles.

La résolution obtenue en entrée d'aspirateur, limitée par la disponibilité des données provenant de la visée directe, a permis d'analyser les profils radiaux de vitesse avec une bonne précision et de statuer de l'asymétrie circonférentielle entre les quatre positions circonférentielles mesurées. Cette analyse pourrait avantageusement être approfondie par la mesure d'autres positions circonférentielles.

Suivant les objectifs définis en début de mémoire (section 1.2), la mesure a également été réalisée dans la section de sortie pour corrélérer les résultats avec ceux de la section d'entrée. Deux grilles de mesure ont été parcourues pour couvrir les deux pertuis de l'aspirateur. L'ensemble des mesures ont été faites sur le modèle de turbine hélice monté sur le banc d'essai disponible au LAMH. Neuf conditions d'opérations ont été investiguées et couvrent des intervalles de chute et de vitesse de rotation unitaire qui s'étendent de part et d'autre du PMR.

Au niveau du design, l'interférence avec les différentes structures entourant les sections de mesure demeure une des principales contraintes qu'il a fallu considérer. En fait, les possibilités de dimensionnement de l'accès optique et du système de guidage de la sonde LDV ont été réduites à cause de la géométrie des sections de mesure, des grilles de mesure à investiguer et des interférences en question.

Par ailleurs, engendrant peu de coûts supplémentaires, l'utilisation de l'équipement existant a posé un défi au niveau de l'alignement du système par rapport à la turbine. Précis, mais massif, le système de traverses utilisé était difficile à déplacer. La limitation de la taille et du poids serait donc à considérer pour la conception d'autres systèmes similaires.

En outre, l'accès optique rotatif constitue une technique à privilégier pour la mesure en visée latérale. La méthode a été conçue pour obtenir une grande précision des mesures mais implique un grand nombre de degrés de liberté à contrôler. Les techniques d'alignement habituelles utilisées pour la mesure en visée directe sont insuffisantes pour la mesure tridimensionnelle. L'emploi de plusieurs références physiques a été nécessaire : les références relatives à la fenêtre de l'accès optique (réflexions des faisceaux, correspondance du volume de mesure avec la surface de la fenêtre) et d'autres références liées à la géométrie de la section de mesure (encoche dans la surface des parois, réflexions particulières, etc.).

Partie importante de cette étude expérimentale, le traitement des données et l'analyse détaillée d'incertitude ont été présentés au chapitre 3. À partir de la grande quantité de données amassées avec le système en visée latérale, un des objectifs principaux de ce projet de maîtrise était d'obtenir un champ de vitesse tridimensionnel et résolu dans

le temps en entrée d'aspirateur, et de former une base de données pouvant servir à la validation de simulations numériques dans l'aspirateur. Les méthodes de calcul des moyennes temporelles et par phase, des spectres en puissance, de l'énergie cinétique, du débit et de la vitesse radiale ont été détaillées. Les incertitudes de position et de vitesse ont été estimées suivant la contribution des incertitudes élémentaires et l'incertitude sur la vitesse radiale a été calculée.

Pour ce qui est des méthodes de calcul, le traitement des données en moyenne de phase permet d'analyser l'écoulement en entrée d'aspirateur en fonction de la position de la roue. À même chaque phase, la distribution des échantillons de vitesse n'est pas influencée par les fluctuations à grande échelle de l'écoulement. L'utilisation d'un grand nombre de phases (720 dans le cas présent) est nécessaire pour pouvoir négliger les gradients de vitesse à travers les phases et obtenir des moyennes non biaisées. En outre, ce regroupement des données selon la position de la roue fait en sorte que les échantillons de vitesse associés à des fluctuations de l'écoulement désynchronisées par rapport à la roue (par exemple : les phénomènes liés aux vortex de faible charge) sont distribués aléatoirement à travers les phases. Cela vient polluer les distributions statistiques de chaque phase en augmentant leur écart-type, voire même en invalidant l'hypothèse de normalité, ce qui rend dans certains cas les résultats inutilisables. Les moyennes de phase ont enfin permis d'atteindre l'objectif de créer un champ de vitesse cohérent et résolu dans le temps à partir du système LDV qui est à priori ponctuel.

Dans le cadre de mesures LDV ponctuelles, l'analyse fréquentielle des données permet d'identifier les fréquences caractéristiques en chaque point, aussi bien en entrée qu'en sortie d'aspirateur. Le ré-échantillonnage des signaux de vitesse est nécessaire puisque les données sont réparties de façon non uniforme dans le temps. Les taux d'acquisitions du LDV dans le contexte de mesure sur modèles de machine hydraulique fixent la limite supérieure de l'analyse fréquentielle en dessous des phénomènes à haute fréquence tels que la turbulence. Dans le cas présent, le contenu fréquentiel a pu être analysé jusqu'à 15 fois la fréquence de rotation de la roue.

Au niveau de la vitesse radiale, une méthode de calcul basée sur les données de deux campagnes de mesure LDV 2D a été proposée. Cette façon de procéder oblige à obtenir cette composante avec deux campagnes distinctes dans le temps, ce qui représente une perte d'information par rapport à une campagne LDV 3D puisque les fluctuations instantanées de la composante radiale ne peuvent être calculées. La composante radiale doit être calculée à partir de valeurs moyennes des vitesses mesurées, ce qui donne accès, dans le meilleur cas, aux moyennes de phases et donc aux fluctuations à grande échelle de la vitesse radiale. Cette méthode présente donc certaines limites, mais demeure justifiée par l'importance d'obtenir la vitesse radiale en entrée d'aspirateur.

L'analyse d'incertitude, présentée au chapitre 3, a permis de statuer de l'importance de l'incertitude de la position, puisqu'elle dépend directement de l'alignement du système LDV. Le système LDV étant précis, le nombre d'échantillons étant grand (intervalles de confiances faibles) et l'impact du désalignement angulaire de la sonde LDV étant petit, l'incertitude de vitesse sur les composantes mesurées demeure relativement faible. Le bon alignement du système LDV est donc une étape cruciale de la méthode de mesure développée dans cette étude. Cette affirmation est d'autant plus importante puisque le calcul de la composante radiale multiplie l'incertitude qui l'accompagne. Cette augmentation peut en effet être considérable (jusqu'à 11 fois) lorsque l'angle entre les composantes mesurées est petit. Dans la conception d'expériences futures, la possibilité de mesurer précisément cet angle en chaque point spatial et la nécessité de le restreindre à des valeurs faibles pour limiter l'incertitude seraient également à considérer. Également de première importance est l'impact des imprécisions liées au contrôle du banc d'essai et du point d'opération du modèle. Certaines données ayant dues être mises de côté dans le cadre du présent mémoire, cet aspect devrait constituer une préoccupation non négligeable pour les travaux postérieurs.

En sortie d'aspirateur, l'utilisation du LDV sur une grande quantité de points de mesure a permis d'analyser les profils de vitesse et la répartition du débit dans les deux pertuis via le calcul des vitesses moyennes temporelles. La haute fréquence d'acquisition de ce système a donné également accès au contenu fréquentiel en chaque point de mesure. Une analyse plus approfondie des fluctuations en sortie nécessiterait une précision supérieure des grilles de mesures, qui faciliterait la corrélation entre les différents points. L'absence de référence temporelle commune entre les points a été problématique à l'analyse de l'écoulement en sortie d'aspirateur selon un point de vue autre que ponctuel. La corrélation entre les points a été possible uniquement via les valeurs moyennes et les fréquences caractéristiques des fluctuations. Enfin, utiliser la position de la roue comme référence dans cette section s'est avéré vain. Cet ensemble d'observations témoigne de la forte instationnarité de l'écoulement en sortie d'aspirateur.

Fidèle à la mission du LAMH, ce projet de maîtrise a participé en dernier objectif à l'amélioration de la connaissance de la physique des écoulements tournants turbulents et non stationnaires en vue d'améliorer la précision des modèles de simulations numériques. Le chapitre 4 arbore ainsi une importance particulière puisqu'il présente l'analyse des résultats expérimentaux. Avec le grand nombre de points de mesure, la variété des conditions d'opération et des quantités calculées (valeurs instationnaires, moyennes, écarts-types, turbulence, vorticité, fluctuations, fréquences caractéristiques) l'analyse des résultats a pu être faite selon plusieurs points de vue. Un portrait global des résultats a été tracé de façon à identifier les caractéristiques particulières des écoulements à certaines conditions d'opération ou à certains points de mesure en entrée et en sortie

d'aspirateur.

En sortie d'aspirateur, le déséquilibre du débit entre les pertuis a été quantifié (jusqu'à 86% du débit total traversant le canal de droite à très faible charge). Le contenu fréquentiel a été investigué en chaque point mesuré sans laisser place à l'identification de structures très significatives (à quelques exceptions près). L'influence des phénomènes liés aux aubes et à la rotation de la roue ne s'étend donc pas jusqu'en sortie d'aspirateur. Les fluctuations observées sont caractérisées par des fréquences faibles (inférieures à 25% de la fréquence de rotation de la roue) et peuvent, à charge partielle, être liées au vortex central de sortie de roue.

Au niveau de la section d'entrée, une asymétrie entre les différentes positions azimutales a été observée sur les profils de vitesse moyenne. Similairement, une différence notable est constatée entre l'écoulement moyen et l'écoulement associé au passage de chacune des aubes pour une même position de mesure. Les fréquences caractérisant la section d'entrée peuvent être regroupées en deux groupes : la zone externe d'influence des aubes et la zone centrale à basse fréquence. L'étendue de chacune a été quantifiée et varie de façon importante suivant les conditions d'opérations.

Globalement, à travers l'ensemble des conditions d'opération investiguées, il a été possible de faire ressortir quelques tendances. La diminution de la charge à partir du PMR peut ainsi être associée à une augmentation de la rotation de l'écoulement en entrée d'aspirateur et à un déséquilibre grandissant du débit vers le pertuis de droite. Au contraire, l'augmentation de la charge à partir du PMR, qui se traduit par l'apparition d'un vortex contrarotatif sous le moyeu, est accompagnée d'une augmentation du débit dans le pertuis de gauche, ce qui entraîne une meilleure distribution entre les deux pertuis.

Ainsi, les objectifs du mémoire énoncés à la section 1.2 ont été atteints. Il en résulte une expertise plus grande en terme de mesure LDV, une base de données importante pour la validation numérique et une meilleure caractérisation des écoulements dans l'aspirateur de la turbine hélice du projet AxialT.

Bibliographie

- [1] A.-L. Amarante Mesquita. *Contribution a l'Analyse des Ecoulements 3D en Turbomachines*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble, 1992.
- [2] U. Andersson, T. F. Engstrom, L. H. Gustavsson, and R. I. Karlsson. The Turbine 99 workshops - conclusions and recommendations. In *IAHR 22nd Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Stockholm, Suede, 2004.
- [3] L. Bellet, H. Garcin, and E. Parkinson. Analysis of Runner-Draft tube Numerical Coupling on Kaplan and Pump Turbine Cases. In *IAHR 20th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Charlotte (NC), USA, 2000.
- [4] K. A. Butefisch. Three component laser doppler anemometry in large wind tunnels. *Progress in Aerospace Sciences*, 26 :79–113, 1989.
- [5] M. J. Cervantes and H. M. LOVgren. Radial Velocity at the Inlet of the Turbine-99 Draft Tube. In *IAHR 2nd International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, Timisoara, Romania, 2007.
- [6] Dantec Dynamics. Dantec Dynamics - laser optical measurement systems and sensors - LDA measurement principles, 2010.
- [7] K. Eisele, Z. Zhang, M. V. Casey, J. Gulich, and A. Schachenmann. Flow analysis in a pump diffuser - part 1 : LDA and PTV measurements of the unsteady flow. *Journal of Fluids Engineering*, 119 :968–977, 1997.
- [8] M. Escudier. Confined vortices in flow machinery. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 19(1) :27–52, 1987.
- [9] J.M. Gagnon. *Contribution to the study of the 3D unsteady flow in a propeller turbine*. PhD thesis, Universite Laval, 2010.
- [10] J.M. Gagnon, C. Deschenes, G. D. Ciocan, and M. Ilescu. Experimental Investigation of Runner Outlet Flow in Axial Turbine with LDV and Stereoscopic PIV. In *IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Foz Do Iguassu, Bresil, 2008.

- [11] J.M. Gagnon, C. Deschenes, G. D. Ciocan, and M. Iliescu. Numerical Simulation and Experimental Investigation of the Flow in an Axial Turbine. In *IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Foz Do Iguassu, Bresil, 2008.
- [12] S. J. Kline. The purposes of uncertainty analysis. *Journal of Fluids Engineering*, 107(2) :153–161, 1985.
- [13] F. Loiseau, V. De Henau, and M. Sabourin. Importance of draft tube in rehabilitation projects. In *IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Foz Do Iguassu, Bresil, 2008.
- [14] M. F. Malak, A. Hamed, and W. Tabakoff. Three-dimensional flow field measurements in a radial inflow turbine scroll using LDV. *Journal of turbomachinery*, 109(2) :163–169, 1987.
- [15] S. Mauri, J. L. Kueny, and F. Avellan. Flow Simulation in an Elbow Diffuser : Verification and Validation. In *Proceedings of the IAHR 21st Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Lausanne, 2002.
- [16] S. Mauri, J. L. Kueny, and F. Avellan. Werle-Legendre Separation in a Hydraulic Machine Draft Tube. *Journal of Fluids Engineering*, 126(6) :5, 2004.
- [17] D. M. Murugan, W. Tabakoff, and A. Hamed. Three-dimensional flow field measurements using LDV in the exit region of a radial inflow turbine. *Experiments in Fluids*, 21(1) :1–10, 1996.
- [18] K. L. Orloff and P. K. Snyder. Laser doppler anemometer measurements using nonorthogonal velocity components : error estimates. *Applied Optics*, 21(2) :339–344, 1982.
- [19] M. Page and A. M. Giroux. Turbulent flow computation in Turbine99 draft tube. In *Turbine 99 Workshop 2, The second ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow*, Vattenfall Utveckling AB, Alvkarleby, Suede, 2001.
- [20] M. Page, A. M. Giroux, and J. Nicolle. Steady and unsteady computations of Turbine99 draft tube. In *Turbine-99 III, Proceedings of the third IAHR/ERCOFTAC workshop on draft tube flow*, Porjus, Suede, 2005.
- [21] F.-A. Payette, V. De Henau, G. Dumas, and M. Sabourin. Sensivity of draft tube flow predictions to boundary conditions. In *IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Foz Do Iguassu, Bresil, 2008.
- [22] O. Petit, H. Nilsson, T. Vu, O. Manole, and S. Leonsson. The flow in the U9 kaplan turbine - preliminary and planned simulations using CFX and OpenFOAM. In *IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Foz Do Iguassu, Bresil, 2008.
- [23] R. Susan-Resiga, G. D. Ciocan, I. Anton, and F. Avellan. Analysis of the swirling flow downstream a Francis turbine runner. *Journal of Fluids Engineering*, 128(1) :13, 2006.

- [24] C. Tropea, A. L. Yarin, and J. F. Foss. *Springer handbook of experimental fluid mechanics*. Springer Verlag, 2007.
- [25] Philippe B. Vincent. *Simulations avancees de l'ecoulement turbulent dans les aspirateurs de turbines hydrauliques*, volume M.Sc of *Genie mecanique*. Universite Laval, Quebec, 2010.
- [26] Z. Zhang and K. Eisele. Off-axis alignment of an LDA-probe and the effect of astigmatism on measurements. *Experiments in Fluids*, 19(2) :89–94, 1995.
- [27] Z. Zhang, K. Eisele, and F. Hirt. The influence of phase-averaging window size on the determination of turbulence quantities in unsteady turbulent flows. *Experiments in Fluids*, 22 :265–267, 1997. 10.1007/s003480050046.