



HAL
open science

Etude de l'efficacité diphasique d'une pompe pour la compression du CO₂

El Mifdol Mohamed

► **To cite this version:**

El Mifdol Mohamed. Etude de l'efficacité diphasique d'une pompe pour la compression du CO₂. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Arts et Métiers ParisTech, 2012. Français. NNT : 2012ENAM0011 . pastel-00686069

HAL Id: pastel-00686069

<https://pastel.hal.science/pastel-00686069>

Submitted on 6 Apr 2012

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

École doctorale n°432 : SMI

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité " Mécanique "

présentée et soutenue publiquement par

EI Mifdol MOHAMED

le 16 Mars 2012

**Étude de l'efficacité diphasique d'une pompe
pour la compression du CO₂**

Directeur de thèse : **Gérard BOIS**

Co-encadrement de la thèse : **Philippe PAGNIER**

Jury

M. Guy CAIGNAERT, Prof Emérite, Arts et Métiers ParisTech
M. Larbi LABRAGA, Prof, UVHC, Université de Valenciennes
M. Jean-Yves BILLARD, Prof, IReNav, Ecole Navale
M. Gérard BOIS, Prof, LML, Arts et Métiers ParisTech
M. Philippe PAGNIER, Dr, Dpt Mécaniques des fluides, IFPEN
M. Anthony WACHS, Dr, Dpt Mécaniques des fluides, IFPEN

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examinateur
Examinateur
Invité

Résumé

L'IFPEN (Institut Français du Pétrole-Énergies Nouvelles) développe, depuis les années 80, un type de pompe polyphasique rotodynamique axiale pour le transport de pétrole brut et de gaz naturel utilisant une seule et même tuyauterie de production. S'agissant maintenant d'une technologie mature et commercialisée par des sociétés licenciées, IFPEN souhaite désormais étendre le domaine d'application de ces pompes polyphasiques dites de type "Poséidon" au conditionnement et au transport du CO₂ en vue de son injection dans les aquifères salins profonds ou dans des réservoirs épuisés.

Comme toutes les pompes ou les compresseurs, on caractérise le fonctionnement de ces pompes par des courbes qui donnent, en fonction du débit, une élévation de pression et un rendement pour une vitesse de rotation donnée. Dans le cas de pompes diphasiques, on associe généralement un paramètre supplémentaire que l'on appelle "efficacité diphasique". L'IFPEN définit l'efficacité diphasique comme le rapport du gain de pression réel de la pompe et du gain de pression idéal c'est-à-dire l'augmentation de la pression que subirait un fluide considéré comme homogène avec une masse volumique équivalente à celle d'un mélange diphasique connu. Ce paramètre supplémentaire est supposé quantifier la dégradation du gain de pression liée à la présence de gaz à la traversée de la pompe.

La littérature montre que la dégradation des performances est liée à une accumulation de la phase dispersée dans une zone bien précise des canaux des rotors. La physique des phénomènes mis en jeu est relativement bien décrite et il est admis que les paramètres essentiels qui interviennent sur les dégradations sont liés à la taille des particules de gaz et à la force de traînée qui s'exerce sur elles. Compte tenu des équilibres des forces qui régissent les écoulements, les évolutions des bulles de gaz sont différentes en machines radiales de celles des machines axiales. Différents travaux portent sur la modélisation de ces écoulements utilisant des simulations numériques 3D surtout dans les machines radiales. Ils visent généralement à vérifier le comportement des bulles dans les canaux entre les aubes.

Aucun d'entre eux cependant ne donne une évaluation de la dégradation des performances de la pompe, et même si des tentatives existent, elles ne s'appliquent qu'au point nominal de fonctionnement et pour des très faibles taux de gaz.

L'objectif de notre étude est d'apporter un éclairage nouveau sur les évolutions de l'efficacité diphasique d'une pompe diphasique, en particulier en fonction de ses paramètres géométriques globaux, des paramètres physiques des fluides en présence, en particulier du CO₂, et des conditions opératoires à l'entrée de la pompe. Pour ce faire, il est nécessaire de bien cerner les mécanismes responsables de la dégradation des performances des pompes poly-phasiques. Nous sommes parti du principe que l'efficacité diphasique traduisait à la fois une hétérogénéité du mélange liquide / gaz et une modification de l'écoulement au voisinage du bord de fuite des étages de la pompe sous l'effet de glissement entre la phase continue et la phase dispersée. L'objectif de nos travaux est d'apporter une contribution à la quantification de ces effets et en particulier ceux qui proviennent des modifications angulaires des écoulements au bord de fuite des aubages des roues de pompes.

Les résultats de nos travaux seront présentés comme suit : après une partie introductive qui donnera le contexte général de l'étude et la position du problème du pompage polypahsique (chapitre 1), nous rappellerons, au chapitre 2, les principaux acquis des études déjà entreprises sur le sujet par une revue bibliographique. Les étapes expérimentales et numériques de nos travaux feront l'objet des chapitres 3 et 4 et nous terminerons par une application de la modélisation retenue pour calculer l'efficacité diphasique au chapitre 5.

Abstract

IFPEN (French Institute of Petroleum and New Energy) develops, since the 80's, a type of multiphase axial rotodynamic pump for the transport of crude oil and natural gas in a single pipeline. This is now a well established technology used by many companies. Now, IFPEN wishes to extend the scope of these so-called "Poséidon" multiphase pumps to the CO₂ compression aiming at an injection in the deep saline aquifers or in the depleted oil and gas reservoirs.

Like all pumps and compressors, these pumps are characterized by the pressure rise and the performance as a function of the flow rate, for a given rotation speed. In the case of two-phase pumps, we usually need an additional parameter called 'two-phase efficacy'. IFPEN defines this efficiency as the ratio of the real and the ideal pressure gains (i.e. the pressure increase that would suffer the considered homogeneous fluid with a density equivalent to that of a well known two-phase mixture). This additional parameter should quantify the loss of pressure gain due to the gas presence.

The literature shows that the loss of performance is due to an accumulation of the dispersed phase in a specific area of the rotor channels. The physical phenomena involved is relatively well described and it is recognized that the key parameters involved in the degradation are related to the size of the gas particles and the drag force acting on them. Given the balance of forces governing the flow, the evolution of gas bubbles are different in radial machines and axial machines. Different works are on the modelling of these flows using 3D numerical simulations especially in the radial machines. They are generally used to check the behaviour of the bubbles between the blades. However, none of them provides an assessment of the pump performance degradation, and although attempts exist, they are acceptable at the nominal operating point and for very low rates of gas.

Our aim is to determine the behaviour of the two-phase efficacy, especially as a function of the pump geometric parameters, of the fluid parameters (especially for the CO₂), and the operating conditions at the pump inlet. It would be necessary to clearly define the mechanisms responsible for the loss of performance of two-phase pumps. To achieved this point, we have assumed that the two-phase efficacy reflects both heterogeneity of liquid/gas mixture and a modification of the flow close to the trailing edge of the pump stages as a result of slippage between the continuous phase and the dispersed phase. The aim of our work is to quantify these effects, particularly those from the flow angular changes bat the trailing edge of the blades of the pump impellers.

This manuscript is divided as follows: chapter 1 is an introduction on the two-phases pumping problem. Chapter 2 is a topic bibliography. Experimental and numerical results are in chapters 3 and 4. in chapter 5, two-phase efficacy is calculated using the chosen model.

Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé au sein du département de mécanique des fluides de l'IFP Énergies nouvelles (anciennement Institut Français du Pétrole) en partenariat avec le Laboratoire de Mécanique de Lille.

Il m'est agréable au terme de ce travail d'exprimer toute ma gratitude à mon directeur de thèse le professeur Gérard BOIS pour le grand intérêt qu'il a toujours manifesté à ce travail, pour son aide précieuse et aussi pour les conseils qu'il m'a prodigués tout au long de cette thèse. Le chercheur que je serai demain portera incontestablement ses empreintes.

Ma gratitude s'adresse également à mon promoteur de thèse le docteur Philippe PAGNIER pour m'avoir fait confiance et permis de mener à bien ce travail de thèse. J'admire en lui sa bonne humeur et la convivialité qu'il inspire. Qu'il trouve dans ces mots ma sincère gratitude et affection.

Je remercie tout particulièrement Monsieur Guy CAIGNAERT, Professeur Émérite, pour avoir examiné ce travail et de m'avoir suggérer des modifications pour améliorer ce mémoire. Je le remercie également pour avoir accepté de présider le jury.

Je remercie vivement Monsieur Larbi LABRAGA, professeur à l'université de valenciennes et Monsieur Jean-Yves BILLARD, professeur à l'école navale de Brest, tous deux d'avoir bien voulu porter un jugement sur cette thèse en tant que rapporteurs.

Que pourrais je dire pour remercier le docteur Anthony WACH, qui m'a fait l'honneur d'accepter de figurer dans le jury de cette thèse mais qui malheureusement n'a pas pu assister à la soutenance pour cause de soucis de santé. J'ose espérer qu'au moment où j'écris ces mots qu'il s'est totalement rétabli.

Je remercie également l'ensemble des équipes mécanique des fluides et mécanique des solides de l'IFP Énergies nouvelles pour la bonne ambiance qui à prévalu durant ces trois années de thèse et surtout pour tous ces débats enflammés et instructifs que nous avons eu.

Je remercie enfin ma famille, en commençant par mon oncle Claude AYO IGUENDA, qui m'a toujours soutenu et encouragé. Il m'a toujours servi de modèle et sans son soutien je n'aurais jamais pu aspirer au grade de docteur que j'ai aujourd'hui. Qu'il trouve dans ces mots ma sincère gratitude. Viens ensuite mon père qui m'a lui aussi encouragé et à qui je dois beaucoup. Je lui dédie ce travail et espère qu'il se remettra totalement de son accident vasculaire cérébral. Ma mère, qui n'a jamais cessé de me motiver et de m'offrir tant d'affection. Je sais que j'étais l'objet de toutes ces prières, j'espère que ce travail sera la preuve de mon amour incommensurable pour elle. Une tendre pensée à ma petite sœur adorée Isbath Lai Abebi BAKARY pour son soutien, elle aussi y est pour beaucoup dans l'aboutissement de ce travail. Je repense souvent avec nostalgie à l'époque où elle et moi étions étudiants à Paris que de bons souvenirs. Je n'oublie pas mes frères Maimoun, Akim et Djalal, mes sœurs Moucharafath et Chérifath. Je finis par une douce et tendre pensée à mes deux filles, Thia Brittany Noussirath et Annabelle Claude Mariame, toutes deux ont contribué à ce travail par leur sourires, elles ont été le carburant avec lequel je fonctionnais tout au long de cette thèse.

El Mifdol MOHAMED, Lyon, Mars 2012

TABLE DES MATIÈRES

NOMENCLATURE	6
1 INTRODUCTION	8
1.1 CONTEXTE DE L'ÉTUDE	8
1.2 LE POMPAGE POLYPHASIQUE	12
1.2.1 COURBES CARACTÉRISTIQUES	13
1.3 EFFICACITÉ DIPHASIQUE	14
2 ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE	17
2.1 CAS DES POMPES CENTRIFUGES	18
2.1.1 PHYSIQUE DU PHÉNOMÈNE DE DÉGRADATION DE PERFORMANCE	21
2.1.2 BILAN DES FORCES MISES EN JEU DANS LA PHASE CONTINUE	31
2.1.3 ANALYSE DANS UNE PROJECTION AUBE À AUBE	33
2.2 CAS DES POMPES AXIALES	34
2.2.1 CAS DES POMPES AXIALES DE TYPE POSÉIDON	34
2.2.2 PHYSIQUE DU PHÉNOMÈNE DE DÉGRADATION DE PERFORMANCE	35
2.2.3 ANALYSE DANS UNE PROJECTION AUBE À AUBE	40
2.3 SYNTHÈSE	41
3 ÉTUDE EXPÉRIMENTALE	42
3.1 DESCRIPTION DU BANC D'ESSAIS	42
3.1.1 LE BASSIN TRANSPARENT	44
3.1.2 LA GRILLE D'AUBES MONTÉE EN CASCADE	45
3.2 SYSTÈME D'ACQUISITION DES MESURES : PRÉSENTATION ET RÉGLAGES	48
3.2.1 SYSTÈME DE MESURE PAR ANÉMOMÉTRIE LASER DOPPLER	48
3.2.2 PROCÉDURE D'ACQUISITION	51
3.3 PRÉSENTATION DES RÉSULTATS	55
3.3.1 ESSAIS EN MONOPHASIQUE	55
3.3.2 ESSAIS EN DIPHASIQUE	65
3.4 SYNTHÈSE	69
4 ÉTUDE NUMÉRIQUES	70
4.1 OBJECTIFS	70
4.2 MÉTHODOLOGIE	70
4.3 DESCRIPTION DU CODE DE SIMULATION	71
4.3.1 MODULE ICEM	71
4.3.2 MODULE CFX-PRE	72
4.3.3 MODULE CFX-SOLVE	72
4.3.4 MODULE CFX-POST	72
4.4 MODÈLE DE LA GÉOMÉTRIE	73
4.4.1 PRÉPARATION DE LA GÉOMÉTRIE	73

4.4.2	MAILLAGE	75
4.4.3	DÉFINITION DU PROBLÈME PHYSIQUE	77
4.4.4	CONDITIONS AUX LIMITES	77
4.5	LES MODÈLES UTILISÉS	78
4.5.1	TYPE DE MODÈLE DIPHASIQUE	78
4.5.2	MODÈLE DE TURBULENCE	78
4.5.3	MODÉLISATION DE L'ÉCOULEMENT PRÈS DES PAROIS	79
4.5.4	CRITÈRE DE CONVERGENCE	80
4.5.5	RÉSUMÉ SUR LES CHOIX DES MODÈLES	80
4.5.6	ÉVALUATION DE L'ERREUR NUMÉRIQUE.....	80
4.6	RÉSULTATS	82
4.6.1	CAS N°1 : MONOPHASIQUE.....	82
4.6.2	CONDITIONS EN ENTRÉE REPRÉSENTATIVE DE L'EXPÉRIENCE.....	85
4.6.3	VALIDATION	96
4.6.4	CAS N°2 : DIPHASIQUE EAU / AIR.....	98
4.6.5	ÉCARTS DES ANGLES ENTRE PHASE.....	112
5	<u>CORRÉLATIONS</u>	<u>119</u>
5.1	NOUVEAU MODÈLE	123
5.2	ÉTUDE PARAMÉTRIQUE	125
5.3	ANGLE DE L'ÉCOULEMENT DIPHASIQUE MOYEN EN SORTIE DE ROUE.....	126
5.4	SYNTHÈSE	128
6	<u>CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES</u>	<u>129</u>
7	<u>ANNEXE</u>	<u>131</u>
7.1	CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES DANS LES TURBOMACHINES.....	131
7.2	TRIANGLES DE VITESSE	131
7.3	ÉQUATION D'EULER	133
8	<u>RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES</u>	<u>134</u>

Nomenclature

V	Vitesse absolue
C_d	Coefficient de trainée de la bulle
d	Diamètre de la bulle
\vec{F}_d	Force de trainée due à la différence de vitesse entre les phases
$\vec{F}_{\nabla p}$	Force due au gradient de pression
\vec{F}_y	Force due à la différence de densité entre l'eau et l'air
\vec{F}_v	Force due à l'accélération de la masse apparente de la bulle
\vec{F}_B	Force de Basset ou force d'histoire traduisant l'effet des mouvements passés de la particule
g	Accélération de la pesanteur
H	Hauteur manométrique
H_{th}	Hauteur manométrique théorique
M	Masse de la bulle
m	Masse du liquide déplacé par la bulle
Ns	Vitesse spécifique
P	Pression
Q	Débit volume
Q_n	Débit nominal
R_c	Rayon de courbure
R, \dot{R}, \ddot{R}	Cordonnée, vitesse et accélération radiale de la bulle
U	Vitesse d'entraînement des aubages
ρ	Masse volumique de l'eau
η	Viscosité dynamique de l'eau
v_{asc}	Vitesse ascensionnelle d'une bulle
\vec{V}_b	Vecteur vitesse de la bulle dans le repère relatif
\vec{W}	Vecteur vitesse de l'eau dans le repère relatif
Z, \dot{Z}, \ddot{Z}	Cordonnée, vitesse et accélération axiale de la bulle
$\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$	Cordonnée, vitesse et accélération tangentielle de la bulle
ω	Vitesse angulaire de rotation de la roue
β	Angle relatif de la direction de l'écoulement
β_{2liq}	Angle d'écoulement de sortie de grille de la phase liquide
β_{2gaz}	Angle d'écoulement de sortie de grille de la phase dispersée
$\beta_{2\varphi}$	Angle de sortie de grille de l'écoulement diphasique
δ	Angle de déviation entre la phase dispersée et la phase continue
γ	Fraction volumique de gaz
χ	Taux de vide
$\Delta P_{réel}$	Gain de pression mesuré entre l'entrée et la sortie de la pompe

$\Delta P_{\text{idéal}}$: Gain de pression réalisé par la pompe si celle-ci fonctionne avec un liquide dont la masse volumique équivalente est celle d'un mélange homogène avec une fraction de gaz (GRL) connue

GLR : (Gas Liquid Ratio) rapport du débit volume de gaz réel et du débit de liquide réel

GVF : (Gas Void Fraction) Rapport du débit volume de gaz réel et du débit total

ESP : Electric Submersible Pump

SFEN : Société Française de l'Energie Nucléaire

Indices:

- 0 Condition initiale de la bulle
- 1 Relatif au bord d'attaque ou Entrée d'une grille
- 2 Relatif au bord de fuite ou Sortie d'une grille
- a Système de coordonnées absolue ou direction axiale
- r Valeur dans la direction radiale
- u Valeur dans la direction tangentielle ou circonférentielle
- θ Valeur dans la direction tangentielle ou circonférentielle

1 Introduction

1.1 Contexte de l'étude

Le captage et la séquestration du CO₂ sont parmi les défis industriels et scientifiques majeurs de notre époque. Ces défis entrent dans le cadre de la réduction des gaz à effet de serre responsables de l'augmentation de la température moyenne de la terre. La figure 1, couramment utilisée dans les médias, montre en effet les variations de la température en fonction du temps sur une échelle de 1000 ans. Sur une période plus récente, elle indique une forte croissance à partir du milieu du XX^{ème} siècle.

Le CO₂, à lui seul, représente 50% du pouvoir de réchauffement. Il devient alors urgent de trouver les méthodes pour lutter contre ses émissions. Différentes solutions techniques peuvent être envisagées. En amont : économie d'énergie et réduction de combustion de carbone fossile au profit d'énergies non émettrices de CO₂, en aval : capture, transport et séquestration du CO₂.

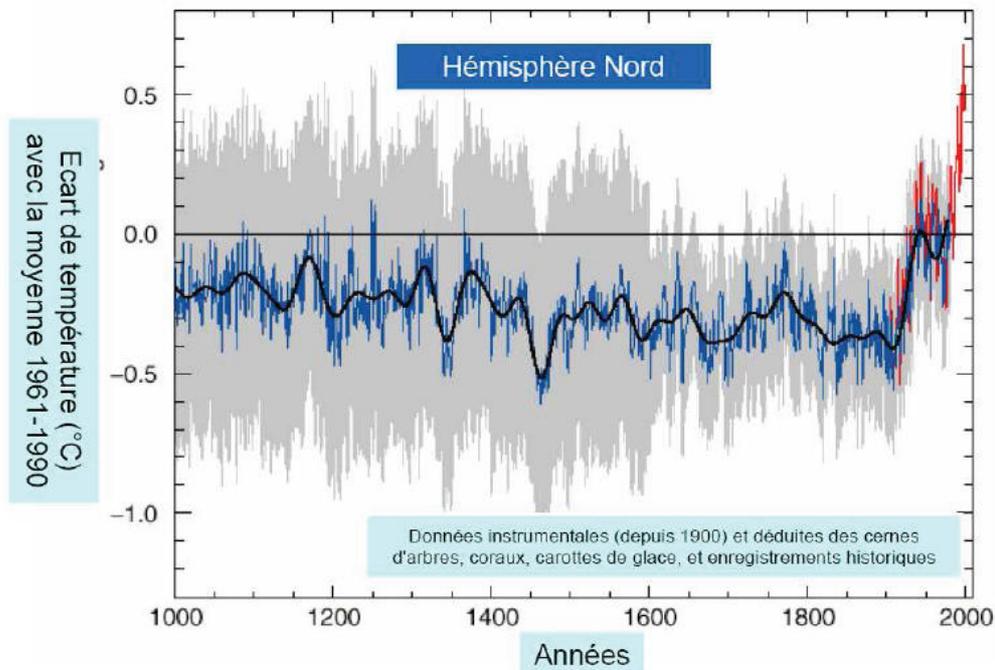


Figure 1: Augmentation de la température moyenne de la terre, CNRS (2002-2004)

C'est dans ce contexte que s'inscrivent nos travaux intitulés " Étude de l'efficacité diphasique d'une pompe pour la compression du CO₂ ". Il s'agit en effet d'analyser les possibilités d'adapter une pompe axiale poly-phasique à la compression du CO₂ déjà capté, en vue de son transport et de son injection dans des aquifères profonds ou dans des réservoirs épuisés. Initialement, la technologie de la pompe poly phasique a été développée par l'IFPEN il y a un peu plus d'une vingtaine d'années pour le transport de pétrole brut et du gaz naturel dans une seule conduite de production. L'objectif est maintenant d'étendre son domaine d'application à la compression du CO₂.

On recense trois principaux procédés de capture du CO₂ à savoir: la technique de la postcombustion, le principe de l'oxy-combustion et la technique de la précombustion comme le détaille la figure 2.

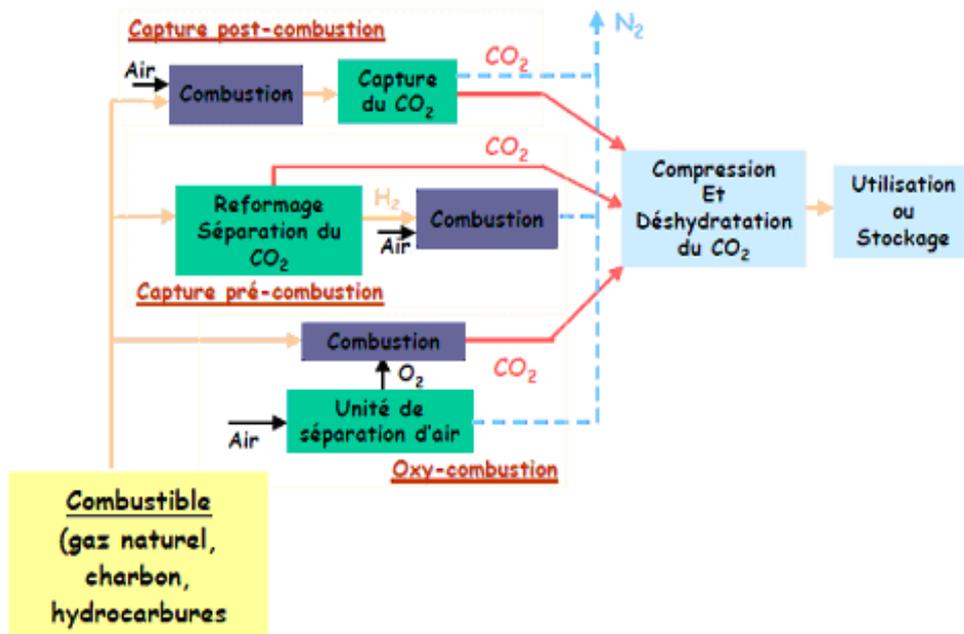


Figure 2: Les trois techniques de capture du CO₂, SFEN (mars 2008)

La post-combustion consiste à traiter les fumées issues d'une combustion par un traitement aux amines capable d'en extraire le CO₂. La pré-combustion consiste à modifier le combustible qui sera utilisé dans une chaudière, de manière à ce que la combustion produise un CO₂ en très faible quantité. Le gaz est alors prélevé au niveau du traitement du combustible. Le dernier procédé, l'oxy-combustion se traduit par une suralimentation en oxygène au niveau de la combustion ce qui a pour effet de concentrer le CO₂ dans les fumées pour un meilleur traitement. On s'intéresse plus particulièrement à ce procédé.

La figure 3 montre un schéma classiquement utilisé pour le traitement des fumées issues de l'oxy-combustion avec une teneur en impuretés inférieure à 5%. On entend par impuretés, les gaz incondensables tels l'azote, l'argon ou l'oxygène.

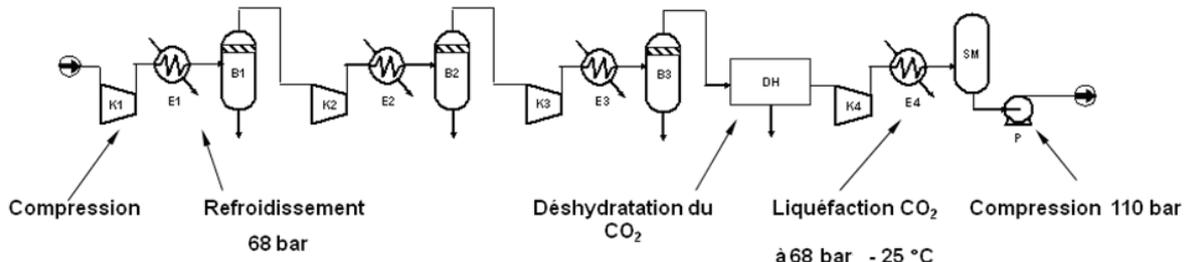


Figure 3: Schéma du traitement du CO₂ issu de l'oxy-combustion avec impuretés < 5%, Bouillon et al. 2007 [6]

Dans ce cas, le schéma consiste à comprimer le gaz au moyen d'une succession de compression – refroidissement du gaz jusqu'à atteindre une pression de l'ordre de 68 bars. Cette cascade de compressions permet de s'approcher le plus possible d'une compression isotherme avec un rendement plus élevé. Un poste de déshydratation peut être rendu nécessaire pour s'affranchir des problèmes de formation d'hydrates de CO₂ s'il y a présence d'eau. La formation de constituants solides peut occasionner un bouchage de la conduite ou un endommagement des équipements. Le gaz est ensuite liquéfié à une température relativement basse (typiquement 25 °C), puis comprimé jusqu'à 110 bars en utilisant une pompe classique. Le CO₂ est alors dans un état supercritique et peut être réinjecté dans un aquifère salin par exemple.

Dans certains cas, l'oxy-combustion produit des fumées dans lesquelles la teneur des "impuretés" est supérieure à 5 %. La liquéfaction du CO₂ est alors opérée en présence de composants restant à l'état de gaz. Il convient donc de retirer ces incondensables pour pouvoir utiliser une pompe conventionnelle. Un procédé utilisé pour s'affranchir de ce problème est décrit par la figure 4.

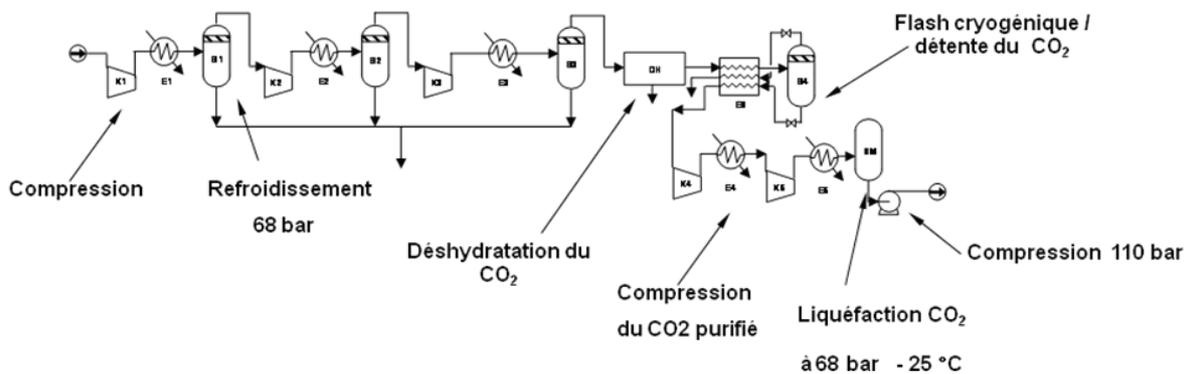


Figure 4: Schéma du traitement du CO₂ issu de l'oxy-combustion avec impuretés > 5%, Bouillon et al. 2007 [6]

Outre les étages de compression – détente décrits dans le schéma précédent, un flash cryogénique est inséré pour permettre de séparer le CO₂ des autres composants. Le CO₂, une fois purifié, est de nouveau comprimé, puis liquéfié avant de subir une nouvelle compression jusqu'à 110 bars. Ce procédé présente le double inconvénient d'être onéreux (investissement d'un poste de détente cryogénique, d'un échangeur et d'un étage de compression supplémentaire pour compenser les pertes de charge du poste cryogénique) et de ne pas traiter la totalité du CO₂ capté. En effet, une fraction de ce gaz pourrait être prélevée en même temps que les impuretés.

Une alternative à ce procédé consiste à substituer l'ensemble des équipements du dernier poste par une simple pompe polyphasique associée à un ballon mélangeur (schéma de la figure 5).

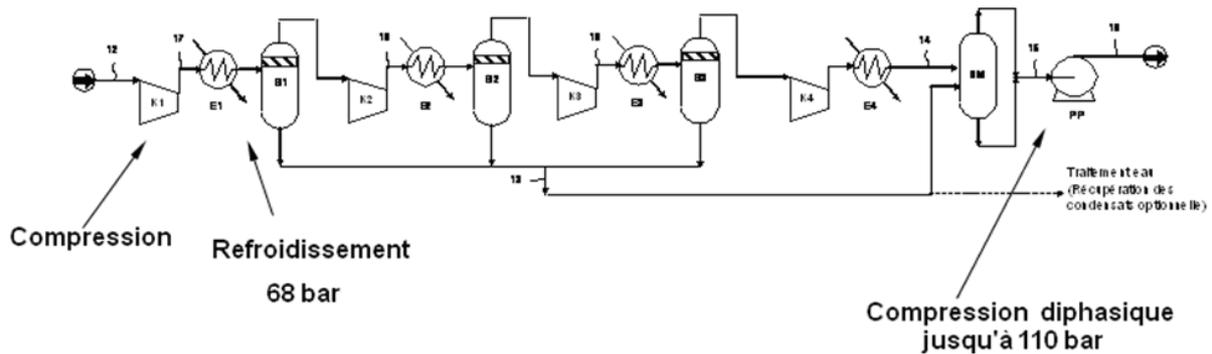


Figure 5: Schéma du traitement du CO₂ issu de l'oxy-combustion avec impuretés > 5% au moyen d'une pompe polyphasique, Bouillon et al. 2007 [6]

Dans cette configuration innovante, l'ensemble des composants à l'état de gaz est comprimé au moyen d'une pompe polyphasique jusqu'à une pression de 110 bars pour atteindre l'état supercritique. Le CO₂ est liquéfié au cours de la compression, les autres composants peuvent rester à l'état gazeux, du moins au début de la compression. Outre un gain substantiel sur l'investissement, le CO₂ est traité dans sa totalité.

Pour porter le fluide aux conditions de transport ou d'injection dans les sites de séquestration géologique, il faut une puissance installée très importante (environ 13 MW installés par million de tonnes de CO₂ comprimé annuellement) et une dépense énergétique d'environ 400 kJ/ kg de CO₂ (110 kWh/tonne). La compression du CO₂ constitue alors un poste non négligeable du coût de la chaîne de capture – séquestration. Selon le rapport IFPEN rédigé par Pierre-Antoine Bouillon [6], le coût du conditionnement du CO₂ est de l'ordre de 50 à 60 €/la tonne.

Pour résumer, la compression du CO₂ à l'aide d'une pompe polyphasique permet de simplifier le procédé de conditionnement du CO₂ normalement préconisé pour le gaz issu de l'oxy-combustion pour lequel le taux d'impuretés est supérieur à 5 %. Outre l'avantage de fonctionner à des pressions, et éventuellement à des températures plus basses, la compression au moyen d'une pompe polyphasique permet de réduire l'énergie globale nécessaire de l'installation tant du point de vue de la compression que du point de vue thermique.

1.2 Le pompage polyphasique

La technologie de la pompe polyphasique rotodynamique a été développée par IFPEN dans les années 80, pour répondre aux exigences de réduction des coûts de production de pétrole brut et de valorisation du gaz naturel sur des sites de production isolés (sites à terre ou en mer, et plus souvent sous marin). Elle permet le transport du brut et du gaz dans une seule conduite de production offrant une alternative au schéma utilisé autrefois, qui consistait à séparer les effluents et à ne transporter que le brut dans une conduite. Le gaz était alors transporté séparément dans le meilleur des cas, voire brûlé sur le site même de production.

Le marché des pompes polyphasiques, actuellement en pleine expansion, est partagé de manière assez équilibrée en terme de puissance, entre deux technologies concurrentes :

- les pompes volumétriques de type double vis comme celle donnée figure 6 à titre d'exemple;
- les pompes rotodynamiques, comme celle illustrée figure 7, du type "Poséidon".

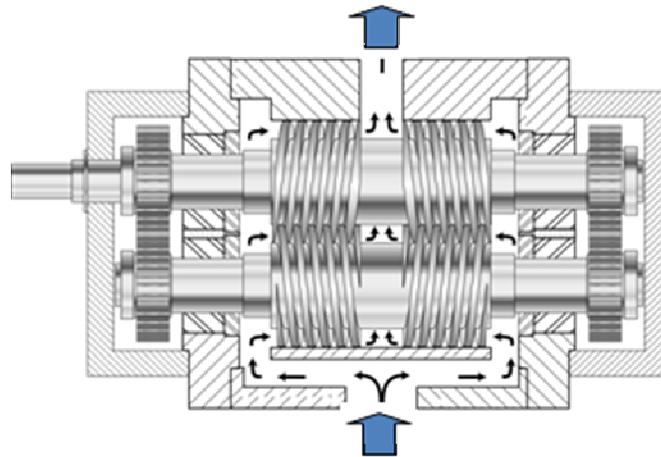


Figure 6: Pompe polyphasique volumétrique de type double vis (source IFPEN)

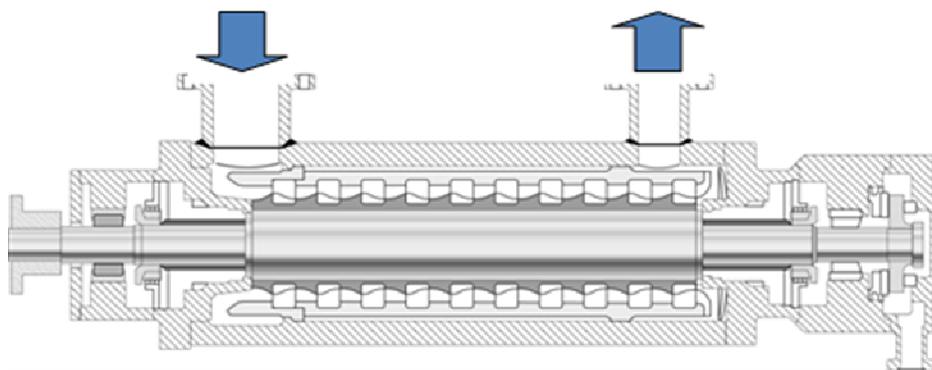
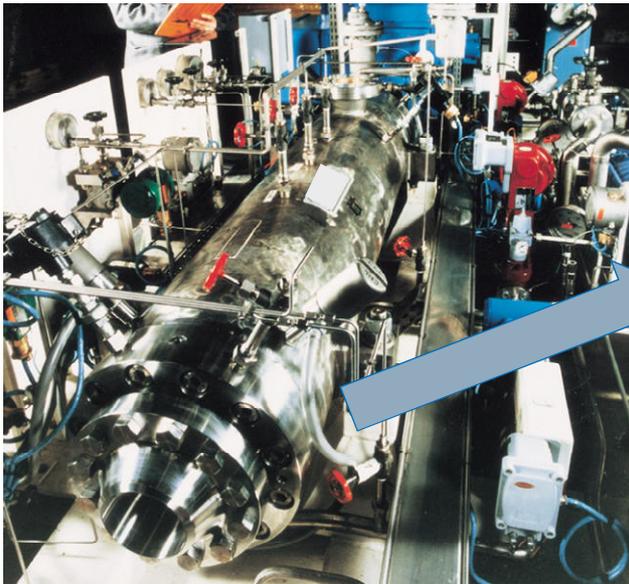


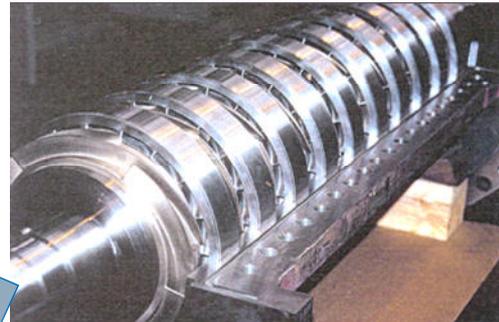
Figure 7: Pompe polyphasique rotodynamique de type Poséidon (source IFPEN)

- ✚ Les pompes volumétriques sont constituées de deux vis sans fin montées parallèlement. Leur domaine de fonctionnement correspond généralement à des gains de pression élevés et des débits relativement faibles. Elles correspondent à des machines de puissances plutôt inférieures à 1,5 MW quoi que des pompes beaucoup plus puissantes, de l'ordre de 5 MW, commencent à être commercialisées.
- ✚ Les pompes rotodynamiques, brevetées par IFPEN et commercialisées sous la licence appelée POSEIDON, sont des pompes hélico axiales multi-étagées comme l'indique la figure 7. Chaque cellule de compression, ou étage de compression, est constituée d'un rotor (ou impulseur), et d'un stator (ou diffuseur) comme la plupart des pompes ou compresseurs rotodynamiques. Les pompes Poséidon possèdent en général entre 5 et 15 étages.

une pompe



l'intérieur :



un étage de compression



Figure 8: Illustrations d'une pompe polyphasique (source IFPEN)

La forme particulière du rotor proche de celle des inducteurs utilisés dans le domaine du nucléaire et de l'aérospatiale, confère à la cellule de compression ses qualités de compression d'un mélange de gaz et de liquide. En outre, elle accepte la venue d'une quantité raisonnable de sable.

1.2.1 Courbes caractéristiques

Comme toutes les pompes rotodynamiques, les pompes polyphasiques sont caractérisées classiquement par des réseaux de courbes représentant le gain de pression, la puissance et le rendement en fonction du débit volume (ou masse pour le cas des compresseurs).

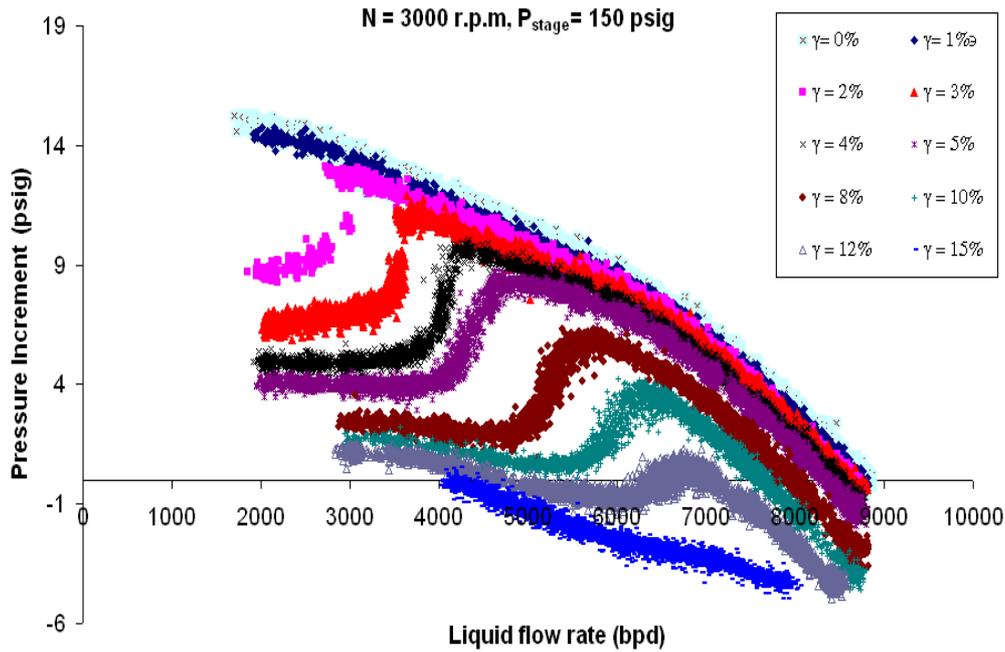


Figure 9: Gain de pression d'une pompe en fonction du débit liquide (Gamboa, 2005).

La figure 9, représente le gain de pression d'une pompe ESP en fonction du débit liquide pour différentes valeurs de la fraction volumique de gaz (GVF). Elle illustre l'impact du GVF sur les performances réelles d'une pompe centrifuge. On voit bien en premier lieu que pour un débit de liquide fixé, le gain de pression diminue lorsque la fraction de gaz augmente. En second lieu, on note que pour un GVF donné, le gain de pression chute à débit partiel. On distingue clairement un comportement de transition qui se traduit par un changement de pente de la courbe du gain de pression pour un débit donné. Enfin on peut constater, pour cette pompe, que le gain de pression devient nul voire négatif à partir d'un GVF de 12%. Une fraction de gaz trop importante procure à la pompe un comportement de turbine, avec une consommation de l'énergie de pression du fluide. Nous supposons que ce comportement correspond à un désamorçage de la pompe à débit réduit mais ne sera pas étudié dans le présent travail.

1.3 Efficacité diphasique

Pour tenter de traduire ces phénomènes, IFPEN a introduit un paramètre pour caractériser les modifications des performances pour l'appliquer au cas des étages de la pompe polyphasique de type Poséidon. Ce paramètre, appelé efficacité diphasique et noté E_c , traduit la dégradation des performances due à la présence d'un mélange gaz/ liquide dans la cellule de compression. Il est défini comme étant le rapport du gain de pression réel $\Delta P_{réel}$ et du gain de pression idéal $\Delta P_{idéal}$

$$E_c = \frac{\Delta P_{réel}}{\Delta P_{idéal}} \quad (1.1)$$

Dans cette relation, $\Delta P_{\text{idéal}}$ représente l'élévation de la pression subie par un fluide fictif dont la masse volumique serait équivalente à celle d'un mélange homogène de gaz et de liquide, dans une fraction volumique de gaz connu.

D'un point de vue physique, l'efficacité diphasique traduit la dégradation de performances de la pompe, liée entre autres à une mauvaise qualité du mélange dans les cellules de compression. Des travaux expérimentaux menés dans les années 90 ont permis à IFPEN de corréler l'évolution de ce paramètre fondamental en fonction des conditions opératoires mesurées à l'entrée de la pompe :

- Pression du mélange ;
- GLR (rapport volumique du débit de gaz et du débit de liquide) ;
- Débit total ;
- Vitesse de rotation.

L'impact de ces deux derniers paramètres sur l'efficacité diphasique est considéré, pour l'instant, comme étant du second ordre. Dans ces conditions, l'efficacité diphasique fait appel aux aspects thermodynamiques du mélange gaz- liquide considéré. Prise comme telle, elle est incapable de restituer ou d'expliquer la modification des courbes telles que celles présentées en figure 9 pour une machine centrifuge. Il en est de même pour les machines axiales de type "Poséidon".

En effet, le modèle qui établit l'évolution de l'efficacité diphasique est, en particulier, basé sur des essais de deux pompes appelées P300 et P200, réalisés dans les années 90. L'évolution de l'efficacité diphasique E_c (donnée en relation (1.1)) en fonction du GLR mesuré à l'entrée d'un étage de compression est donnée sur la figure 10 ci-dessous.

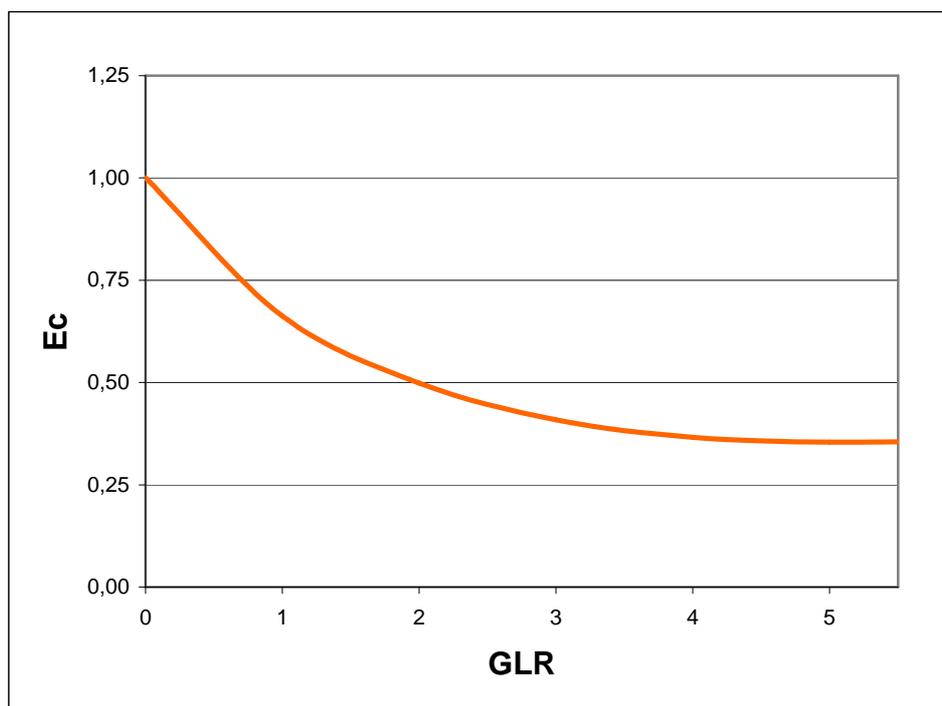


Figure 10: efficacité diphasique en fonction du GLR (source IFPEN)

Bien que des lois empiriques n'aient pas encore été clairement définies, nous sommes parti du principe que la prise en compte des modifications des angles dans la pompe et en particulier ceux de sortie pouvait expliquer les valeurs de l'efficacité diphasique E_c pour une géométrie de pompe donnée et plus particulièrement de celle du rotor. Nous n'avons pas, dans cette étude, étudié les effets du débit et de la vitesse de rotation. Cependant, nous allons en présenter globalement les effets au prochain chapitre.

Nous nous sommes donc limité à tenter de comprendre et d'évaluer les évolutions de la courbe donnée en figure 10 pour les points de fonctionnement considérés proche du point nominal. Pour ces raisons, nous présentons également dans le chapitre suivant, les résultats issus de la littérature, concernant les modifications des structures globales des écoulements en présence de bulles dans les passages inter aubes de différents types de machines.

2 Étude bibliographique

L'écoulement réel dans les turbomachines est extrêmement complexe : il est tridimensionnel, visqueux, compressible et instationnaire. Sa prévision demande des méthodes de calcul sophistiquées, qui n'étaient jusqu'à il y a encore quelques années, traitées que par une méthode quasi tridimensionnelle c'est à dire par un ensemble de calculs successifs sur des surfaces bidimensionnelles (surfaces aube à aube et surfaces méridiennes). Les puissances de calcul actuelles autorisent la résolution des équations de Naviers Stokes complètes. C'est de plus en plus le cas pour les turbomachines véhiculant des fluides polyphasiques, mais c'est souvent pour les points de fonctionnement proches du nominal et pour des fractions d'air très faibles qu'elles sont mises en œuvre car c'est pour ces conditions que les modèles ont pu être validés.

Pour appréhender les effets polyphasiques, on doit encore faire appel aux notions de modèles de calcul méridiens et d'appréhender le problème de façon globale par le biais des modifications des angles de sortie de l'écoulement qui interviennent dans l'utilisation de la relation d'EULER (voir annexe 1) pour les turbomachines. On utilise alors, dans le cadre de ce modèle quasi tridimensionnel, la notion de grille d'aube plane pour le cas des machines axiales

Compte tenu des expériences déjà menées, la dégradation des performances déjà montrés figure 9, est principalement liée à :

- une modification de l'écoulement dans les rotors des étages de compression de la pompe. Celle-ci se traduit par un glissement (différence de vitesses entre la phase gazeuse et la phase liquide) plus ou moins important et par une modification de l'angle de l'écoulement au bord de fuite du rotor ;
- une hétérogénéité de l'écoulement liée à une accumulation de poches de gaz ou de bulles de gaz dans une région du canal inter aubes sous l'action de forces mises en jeu ;
- des transferts thermiques entre les deux phases qui peuvent s'avérer importants pour le cas d'une utilisation de la pompe avec du CO₂ ;
- un transfert de masse entre phases (liquéfaction du CO₂), solubilité du CO₂ dans de l'eau par exemple, ou encore phénomène de cavitation localisée.

Il existe dans la littérature plusieurs études portant sur la caractérisation des évolutions de pression réalisé par des pompes centrifuges en écoulements diphasiques, généralement avec de l'eau et de l'air [8]. Quelques unes concernent les machines mixtes et/ou centrifuges (pompes hélico-centrifuges), très peu traitent du cas des pompes axiales. Ces études présentent pour l'essentiel, des résultats de simulations numériques menées avec des codes commerciaux de type CFX. Dans ces études, les auteurs font des hypothèses sur la physique responsable de la dégradation des performances de la pompe mais ils ne la quantifient pas. Certains auteurs [24],[32],[35] ont cependant mis en évidence la dépendance des performances en fonction des paramètres géométriques de la pompe ou en fonction des conditions d'entrée comme par exemple le diamètre des bulles et le GVF.

2.1 Cas des pompes centrifuges

Zhou et al. (2003) [41], ont étudié un écoulement monophasique en eau dans trois pompes centrifuges de géométries différentes. La première pompe notée M1 est une pompe possédant quatre aubes non vrillées. La pompe M2 est une pompe dont la roue comporte six aubes vrillées et dont l'épaisseur est constante du bord d'attaque au bord de fuite tandis que la pompe M3 est une pompe dont les six aubes sont vrillées mais dont l'épaisseur varie du bord d'attaque au bord de fuite.

L'étude porte sur les résultats des simulations numériques de l'écoulement interne à l'aide du code commercial CFX, en utilisant le modèle standard de turbulence (modèle $\kappa - \varepsilon$).

Le débit de meilleur rendement de chaque pompe à une vitesse de rotation de 1450 tr/min est :

- Pompe M1: $Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$
- Pompe M2: $Q = 180 \text{ m}^3/\text{h}$
- Pompe M3: $Q = 40 \text{ m}^3/\text{h}$

Les figures 11, 12 et 13 ci-dessous montrent les courbes de hauteur manométrique en fonction du débit pour chacune des pompes.

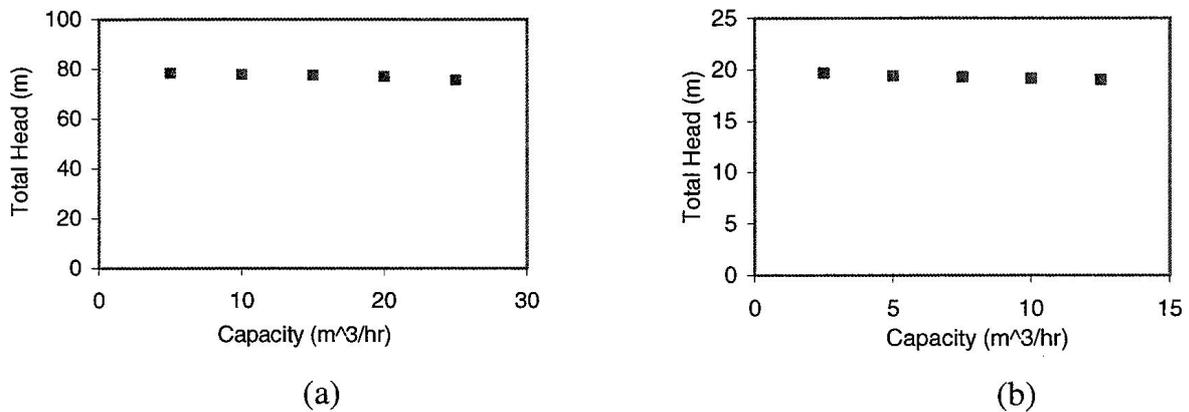


Figure 11: Hauteur manométrique en fonction du débit pour la pompe M1.
a) $N=2900\text{tr}/\text{min}$ b) $N=1450\text{tr}/\text{min}$ (Zhou et al. 2003 [41])

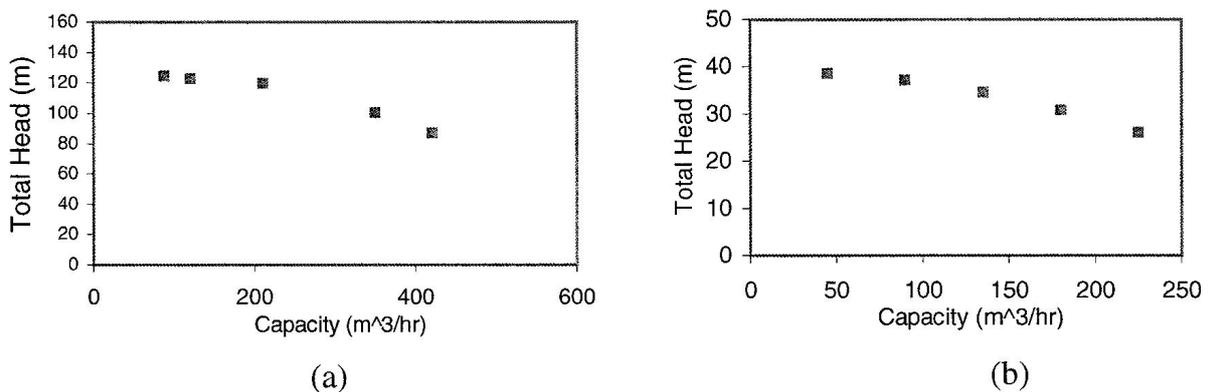


Figure 12: Hauteur manométrique en fonction du débit pour la pompe M2.
a) $N=2900\text{tr}/\text{min}$ b) $N=1450\text{tr}/\text{min}$ (Zhou et al. 2003 [41])

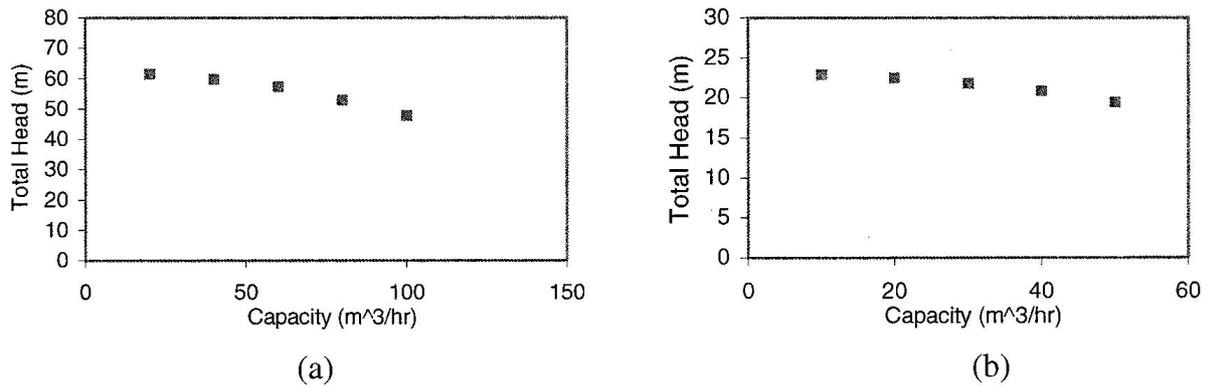


Figure 13: Hauteur manométrique en fonction du débit pour la pompe M3.
 a) $N=2900\text{tr/min}$ b) $N=1450\text{tr/min}$ (Zhou et al. 2003 [41])

Les courbes de hauteur manométrique pour les pompes M1, M2 et M3 suivent bien la tendance de la courbe théorique obtenue à partir du travail d'Euler (figure 14). C'est à dire que le gain de pression diminue lorsque l'on augmente le débit.

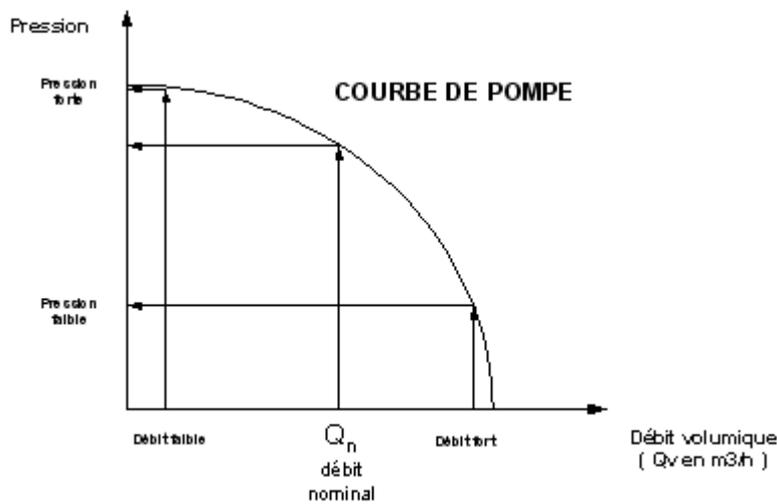


Figure 14: Hauteur manométrique théorique d'une pompe

La pompe M1 présente une courbe de hauteur manométrique qui possède une pente beaucoup plus faible que celle des pompes M2 et M3. Nous pouvons attribuer cette tendance de la pompe M1 au fait que ces aubages sont non vrillés.

Ces résultats préliminaires montrent que les performances d'une pompe avec des écoulements monophasiques dépendent fortement de leur géométrie, comme l'on peut s'y attendre en analysant l'expression donnant le travail théorique d'Euler. Signalons toutefois que les trois pompes étudiées par les auteurs ne sont pas géométriquement semblables c'est-à-dire qu'elles n'ont pas la même vitesse spécifique N_s .

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \tag{2.1}$$

Ici N est la vitesse de rotation en tr/min, Q le débit volumique en l/s et H , la hauteur manométrique en mètre.

Avec ce système d'unités, la pompe M1 à un $N_s = 121$, la pompe M2 à un $N_s = 320$ et la pompe M3 à un $N_s = 220$.

On peut donc affirmer, que les performances de ces machines en écoulements diphasiques gaz / liquide dépendront, pour des conditions d'entrée fixées, des géométries de ces pompes, en particulier des angles géométriques en entrée et en sortie, de la cambrure des aubages, et de l'angle de calage. Les performances réelles en écoulement diphasiques seront alors déduites par des écarts par rapport aux caractéristiques en écoulement monophasique équivalent.

Chen et al (1980) [11] ont étudié numériquement et expérimentalement l'écoulement diphasique de deux pompes centrifuges (FAST loop pump et CE/EPRI pump) ayant respectivement des vitesses spécifiques proches l'une de l'autre et de valeurs respectives de 2540 et 2574 (valeurs données avec le même système d'unités que ci-dessus).

Mais ces deux pompes ont des paramètres géométriques tels l'angle d'écoulement en sortie et la forme des aubages (implicitement la cambrure) différents. Ils ont ainsi montré que les hauteurs manométriques de ces deux pompes varient de façons différentes en fonction du taux de vide comme le montre la figure 15.

Ainsi la figure 15, représentant le rapport de la hauteur manométrique réelle et de la hauteur manométrique mesurée en fonction du taux de vide GVF montre que des pompes ayant la même vitesse spécifique peuvent avoir des comportements en écoulements diphasique absolument différents. En particulier on note que la pompe Fast loop subit une dégradation des performances bien plus tardivement que la pompe CE/EPRI lorsque l'on augmente la fraction volumique de gaz.

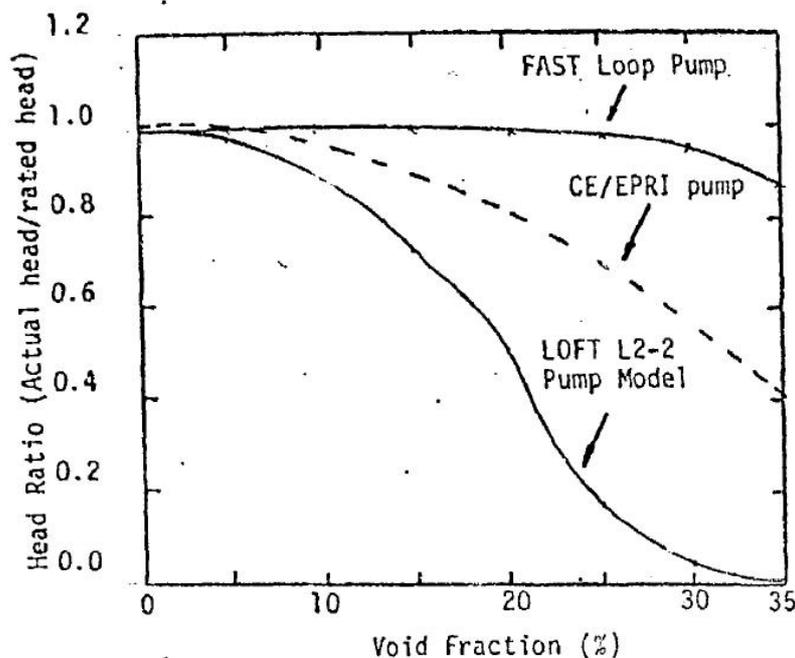


Figure 15: Comparaison de la hauteur manométrique de deux pompes de même N_s (Chen et al.1980 [11])

Furuya (1985) [15] a développé un modèle analytique pour prédire les performances des pompes centrifuges opérant dans des conditions d'écoulements diphasiques. En effet, en partant d'une méthode unidimensionnelle de volume de contrôle, le modèle prend en compte la géométrie de la pompe, la fraction volumique, le glissement et le régime d'écoulement (implicitement le diamètre des bulles et le coefficient de traînée). Il propose ainsi que le gain d'énergie de l'écoulement apporté par la pompe fonctionnant en écoulement diphasique peut s'écrire à partir du gain d'énergie en écoulement monophasique :

$$\Delta H_{ip} = \Delta H_{sp} - \Delta H_w - \Delta H_s - \Delta H_\alpha \quad (2.2)$$

Où ΔH_{sp} est l'énergie reçue par le fluide en monophasique liquide. ΔH_w , ΔH_s et ΔH_α sont respectivement la perte d'énergie attribuée à l'augmentation de la vitesse de l'écoulement due à la rotation du fluide, la perte d'énergie due au glissement et la perte due à la fraction volumique.

La forme de l'équation (2.2) permet de confirmer trivialement que le niveau de surpression réalisé par une pompe en écoulement diphasique est plus faible que celui en monophasique. En outre, le terme ΔH_w traduit l'effet du bilan des accélérations de la phase continue sur la phase dispersée, le terme ΔH_s traduit la traînée de la bulle et le terme ΔH_α traduit la modification de la masse volumique du mélange. Notre étude reste précisément dans ce cadre d'analyse en particulier pour tenter de modéliser les effets des termes ΔH_w et ΔH_s par le biais d'une modification de l'angle moyen de sortie et du blocage de l'écoulement lié à l'accumulation des phases gazeuses comme on va le voir par la suite. Le dernier terme étant pris en compte par les approches thermodynamiques déjà mises en œuvre par l'IFPEN

2.1.1 Physique du phénomène de dégradation de performance

Certains auteurs [8],[24],[25],[33] tentent d'expliquer la physique responsable de la dégradation de performance au moyen des forces qui agissent sur les bulles de gaz avec une analyse de l'effet du diamètre des bulles de gaz, de la pression d'aspiration et du GVF sur cette dégradation.

Ainsi, dans leur article intitulé "A theoretical study on air bubble motion in a centrifugal pump impeller", Minemura Kiyoshi et Murakami Mitsukiyo (1980) [24] émettent une théorie sur le mouvement des bulles dans une pompe centrifuge et identifient cinq forces qui gouvernent le mouvement des bulles. Ils étudient les trajectoires de particules élémentaires de la phase continue (ici de l'eau) dans une roue aubée sur la base des équations de mouvement. Puis une bulle d'air de petit diamètre est placée libre dans ce champ d'écoulement. Les équations de mouvement sont déduites en supposant que le champ d'écoulement n'est pas affecté par la présence de la bulle. Les équations sont ensuite résolues numériquement pour trouver la trajectoire de la bulle dans l'eau.

Équation de mouvement des bulles

En supposant qu'il n'y a ni transfert de masse, ni transfert de chaleur, l'équation de mouvement, dans un repère absolu, d'une bulle d'air de masse M en mouvement dans l'eau avec une vitesse $\vec{V}_{b,a}$ s'écrit:

$$M \left(\frac{D_a \vec{V}_{b,a}}{Dt} \right) = \vec{F}_d + \vec{F}_{\nabla p} + \vec{F}_y + \vec{F}_v + \vec{F}_B \quad (2.3)$$

où

$\vec{V}_{b,a}$: vitesse de la bulle dans le repère absolu

\vec{F}_d : force de traînée due à la différence de vitesse entre l'eau et l'air

$\vec{F}_{\nabla p}$: résultante des forces dues au gradient de pression de l'eau environnant la bulle, de la force de Coriolis et de la force centrifuge dans la roue mobile

\vec{F}_y : force due à la différence de densité entre l'air et l'eau

\vec{F}_v : force due à l'accélération de la masse apparente de la bulle

\vec{F}_B : force de Basset ou force d'histoire traduisant l'effet des mouvements passés de la particule.

Les auteurs émettent l'hypothèse que la force \vec{F}_y peut être négligée car la différence de densité entre l'eau et l'air garde une valeur constante dans le champ d'écoulement. De même étant donné que la masse d'une petite bulle est extrêmement petite, la force \vec{F}_v peut être négligée, le mouvement est presque dans un état d'équilibre et la force de Basset \vec{F}_B dans ce cas, peut aussi être négligée. Ainsi le mouvement des bulles dans une roue aubée de pompe centrifuge est essentiellement gouverné par la force \vec{F}_d qui tend à pousser la bulle vers la sortie de l'aubage (car la vitesse du liquide est plus grande que celle de la bulle) et la force $\vec{F}_{\nabla p}$ due au gradient de pression du liquide avoisinant la bulle corrigée des effets de la force de Coriolis et de la force centrifuge. Ainsi on a :

$$M \left(\frac{D_a \vec{V}_{b,a}}{Dt} \right) = \vec{F}_d + \vec{F}_{\nabla p} \quad (2.4)$$

Avec :

$$\vec{F}_d = - \left(\frac{m}{4d} \right) C_d (\vec{V}_{b,a} - \vec{W}_a) \left| \vec{V}_a - \vec{W}_a \right| \quad (2.5)$$

si les bulles gardent une forme sphérique de diamètre d durant leur mouvement

et

$$\vec{F}_{\nabla p} = - \frac{m}{\rho} \nabla_a p \quad (2.6)$$

En considérant ici que la vitesse de la bulle dans le référentiel lié à la roue est \vec{V}_b , alors :

$$\vec{V}_b = R \dot{i}_r + R \dot{\theta} i_\theta + \dot{Z} i_z \quad (2.7)$$

$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = \left(\ddot{R} - R\dot{\theta}^2 \right) \vec{i}_r + \left(R\ddot{\theta} + 2\dot{R}\dot{\theta} \right) \vec{i}_\theta + \ddot{Z} \vec{i}_z \quad (2.8)$$

Or:

$$\frac{D_a \vec{V}_a}{Dt} = \frac{D\vec{V}}{Dt} + 2\vec{w} \wedge \vec{V} + \vec{w} \wedge (\vec{w} \wedge \vec{r}) \quad (2.9)$$

D'où

$$\frac{D_a \vec{V}_a}{Dt} = \left\{ \ddot{R} - R(w + \dot{\theta})^2 \right\} \vec{i}_r + \left\{ R\ddot{\theta} + 2\dot{R}(w + \dot{\theta}) \right\} \vec{i}_\theta + \ddot{Z} \vec{i}_z \quad (2.10)$$

En substituant les équations (2.5) et (2.6) dans l'équation (2.4), on obtient:

$$M \left(\frac{D_a \vec{V}_a}{Dt} \right) = - \left(\frac{3m}{4d} \right) C_d \left(\vec{V}_{b,a} - \vec{W}_a \right) \left| \vec{V}_{b,a} - \vec{W}_a \right| - \frac{m}{\rho} \vec{\nabla}_a p \quad (2.11)$$

Ainsi en regroupant les termes, les composantes de l'accélération de la bulle dans les directions

\vec{i}_r , \vec{i}_θ et \vec{i}_z en un point (R, θ, Z) s'écrivent:

$$\begin{aligned} \ddot{R} &= \left\{ - \frac{3m}{4d} C_{dr} (\dot{R} - W_r) \left| \dot{R} - W_r \right| - \frac{m}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \right\} / M + R.(w + \dot{\theta})^2 \\ R\ddot{\theta} &= \left\{ - \frac{3m}{4d} C_{d\theta} (R\dot{\theta} - W_\theta) \left| R\dot{\theta} - W_\theta \right| - \frac{m}{\rho} \frac{1}{R} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right\} / M - 2\dot{R}(w + \dot{\theta}) \\ \ddot{Z} &= \left\{ - \frac{3m}{4d} C_{dz} (\dot{Z} - W_z) \left| \dot{Z} - W_z \right| - \frac{m}{\rho} \frac{\partial p}{\partial Z} \right\} / M \end{aligned} \quad (2.12)$$

Le mouvement de bulles en fonction de leur position et des composantes de la phase continue est donc décrit par les expressions (2.12).

Les auteurs ont procédé à la résolution mathématique de ces équations en considérant des bulles de diamètre de 0,3 mm. A l'issue de leurs calculs, les auteurs constatent que les trajectoires des bulles d'air dévient progressivement des trajectoires des volumes élémentaires d'eau vers le côté en surpression des aubages (figure 16).

Dans la direction radiale où règne un gradient de pression positif (du côté en surpression vers le côté en dépression), la composante radiale de la vitesse de la bulle est plus faible que celle de l'eau. On a donc $\dot{R} < W_r$, or la vitesse tangentielle de la bulle $R\dot{\theta}$ est la même pour la bulle et pour la phase continue. Cela implique que l'angle que fait la trajectoire de la bulle avec la direction radiale est plus grand que l'angle que fait la trajectoire d'un volume élémentaire de la phase continue avec la direction radiale. Ainsi les trajectoires des bulles sont déviées par rapport aux lignes de courant de l'eau depuis le côté en dépression vers le côté en surpression, comme le montre le triangle de vitesse de la figure 16 ci-dessous.

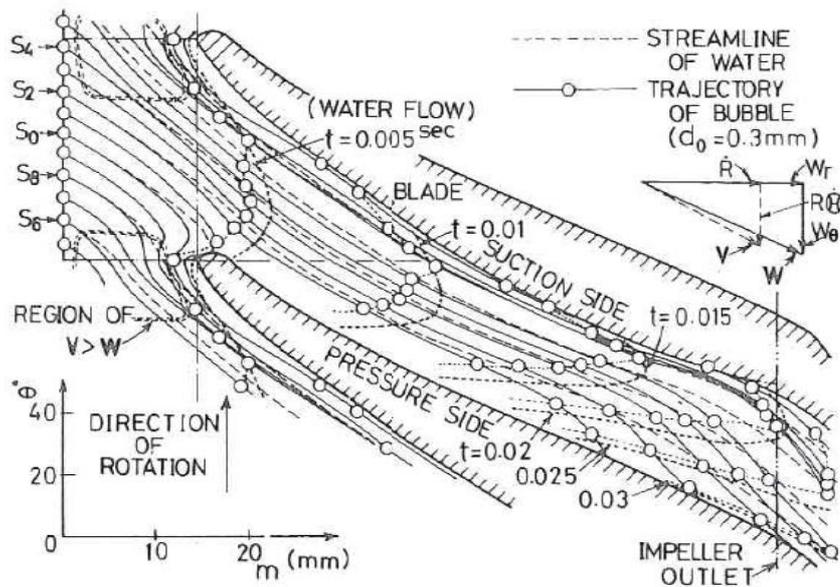


Figure 16: Trajectoires des bulles d'air dans le plan aube à aube (Minemura et al.1980 [24])

Effet du diamètre des bulles

Dans ce paragraphe, on compare les trajectoires des bulles en faisant varier leur diamètre de 0,1 mm à 0,5 mm. Avec la résolution du système d'équations, les auteurs observent alors que la déviation des trajectoires des bulles par rapport aux lignes de courant de la phase continue est plus importante lorsque le diamètre des bulles augmente comme on peut le voir sur la figure 17.

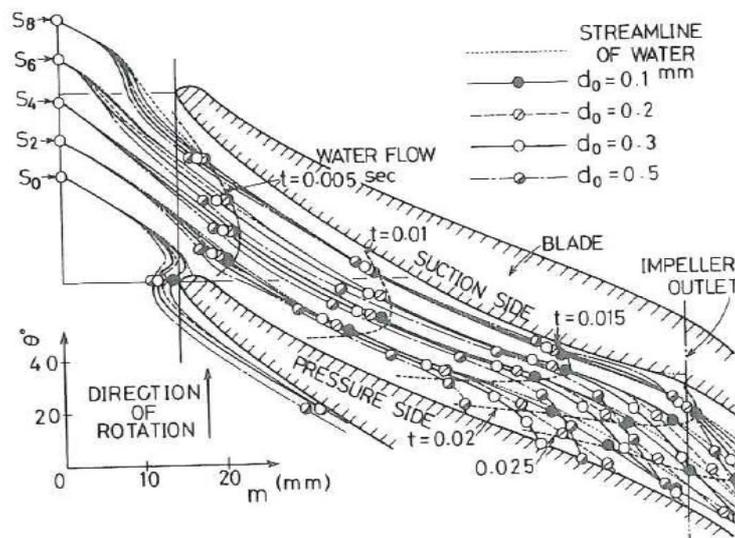


Figure 17: Effet du diamètre des bulles sur leurs trajectoires dans la roue de la pompe (Minemura et al.1980 [24])

Ce constat peut s'expliquer par la modification de la résultante des forces agissant sur les bulles. En effet, la force de traînée augmente avec le diamètre.

$$\vec{F}_d = -\left(\frac{m}{4d}\right) C_d (\vec{V}_a - \vec{W}_a) |\vec{V}_a - \vec{W}_a| \quad (2.13)$$

Où C_d , coefficient de traînée est habituellement donné en fonction du nombre de Reynolds particulaire défini par :

$$R_{ep} = \frac{d \cdot \rho \cdot |\vec{V}_{b,a} - \vec{W}_a|}{\eta} \quad (2.14)$$

Pour une bulle d'air dans l'eau, il a été montré expérimentalement que la relation entre le coefficient de traînée et le nombre de Reynolds particulaire s'écrit :

$$C_d = \left(\frac{24}{R_{ep}}\right) (1 + 0.15 R_{ep}^{0.687}) \quad (2.15)$$

Ainsi, la force liée au gradient de pression de la phase continue est invariable:

$$\vec{F}_{\nabla p} = -\frac{m}{\rho} \nabla_a p \quad (2.16)$$

Effet du taux de gaz GVF

Dans la même logique Caridad et al. (2008) [8] se sont inspirés de la théorie développée par Minemura et al. (1980) [24], pour expliquer la dégradation des performances d'une pompe centrifuge au moyen des forces s'appliquant sur les bulles dans une roue. Leurs travaux présentent le gain de pression d'une pompe centrifuge ESP en écoulement diphasique air-eau à partir de simulations numériques. La géométrie de la roue choisie est celle qui a fait l'objet d'une étude expérimentale menée par Anez et al. (2001) [1]. Les caractéristiques géométriques de la pompe sont présentées dans le tableau ci-dessous.

Characteristics of the Impeller of Interest

Characteristic	Value
H_N (m)	8.5
$Q_N \times 10^3$ (m ³ /s)	4.6
N (rpm)	3000
D_2/D_1	2.22
N_s	1960
Z	7
Exit blade angle (°)	30

Tableau 1 : Caractéristiques géométriques de la pompe simulée par Caridad et al. 2008 [8]

Où H_N est la hauteur totale d'élévation (en mètre), Q_N le débit volume nominal, N la vitesse de rotation (en tour/min), D_2/D_1 le rapport du diamètre de sortie et du diamètre d'entrée de la pompe,

Ns la vitesse spécifique (donnée pour un débit mesuré en Gallon par minute et une hauteur mesurée en pied) et Z le nombre d'aubes.

L'intérêt de ces travaux est de pouvoir comparer les résultats de la simulation numérique avec les expériences. On étudie l'évolution des paramètres tels que: la hauteur manométrique H , l'angle d'écoulement relatif en sortie β_2 et la distribution des phases en fonction du débit liquide, du GVF et du diamètre des bulles de gaz. Les équations de Navier Stokes couplées à l'équation de continuité sont résolues à l'aide du code commercial CFX. Dans cette étude, l'approche eulérienne a été choisie afin d'obtenir la distribution des phases et son influence sur le champ de vitesse et de pression.

Pour rappel, l'approche eulérienne consiste à se placer en un point fixe de l'écoulement et à observer les modifications des propriétés du fluide qui défilent en ce point. Le modèle diphasique utilisé est un modèle à deux fluides non homogène car il permet d'avoir les champs de vitesse de chaque phase (le champ de pression étant commun aux deux phases). Le modèle $k-\varepsilon$ a été choisi comme modèle de turbulence.

La hauteur manométrique délivrée par la roue mobile seule en fonction du débit est présentée sur la figure 22 ci-dessous, pour un écoulement monophasique et pour un mélange de liquide et de gaz avec un GVF de 15%. La hauteur estimée par la simulation numérique est calculée à partir de la relation suivante:

$$H = (1 - GVF) \cdot \left[\frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2 \cdot g} \right]_{Liq} + GVF \cdot \left[\frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2 \cdot g} \right]_{Gaz} \quad (2.17)$$

Où P_1 et P_2 sont respectivement la pression en entrée et la pression en sortie de la roue, V_1 et V_2 sont respectivement la vitesse dans un repère absolu en entrée et en sortie de la roue.

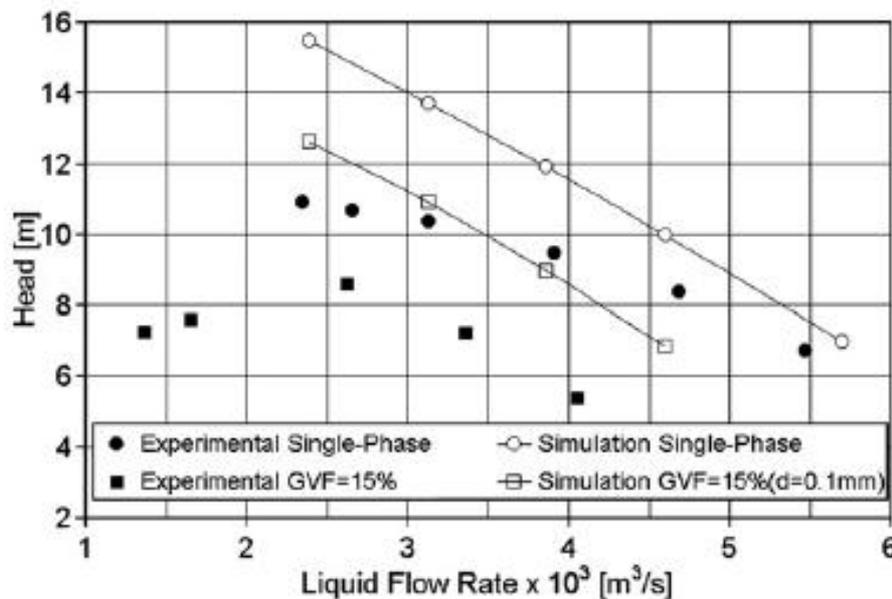


Figure 18: Comparaison entre résultats expérimentaux et résultats numériques (Caridad et al.2008 [8])

De la figure 18, on peut tirer les conclusions suivantes :

- la simulation numérique surestime les résultats expérimentaux que ce soit en monophasique et en diphasique ;
- la simulation numérique ne prédit pas la chute des performances que l'on peut observer expérimentalement à débit réduit. Plus particulièrement la chute est plus importante pour un GVF de 15 %.

Les auteurs expliquent cette différence par le fait que la simulation ne tient pas compte des pertes hydrauliques dans le diffuseur. Cela peut également provenir de l'expression (2.17) utilisée pour le calcul de la hauteur. Cette expression ne tient pas compte des pertes liées au mélange (perte due à la trainée). D'un point de vue physique, la relation est écrite en supposant un écoulement parfaitement homogène.

Ainsi, Anez et al. (2001)[1] ont refait la même simulation mais en tenant compte des pertes dans le diffuseur. Ils obtiennent une concordance entre les résultats de la simulation et les résultats expérimentaux sensiblement meilleurs que pour le cas précédent, comme le montre la figure 19 ci dessous.

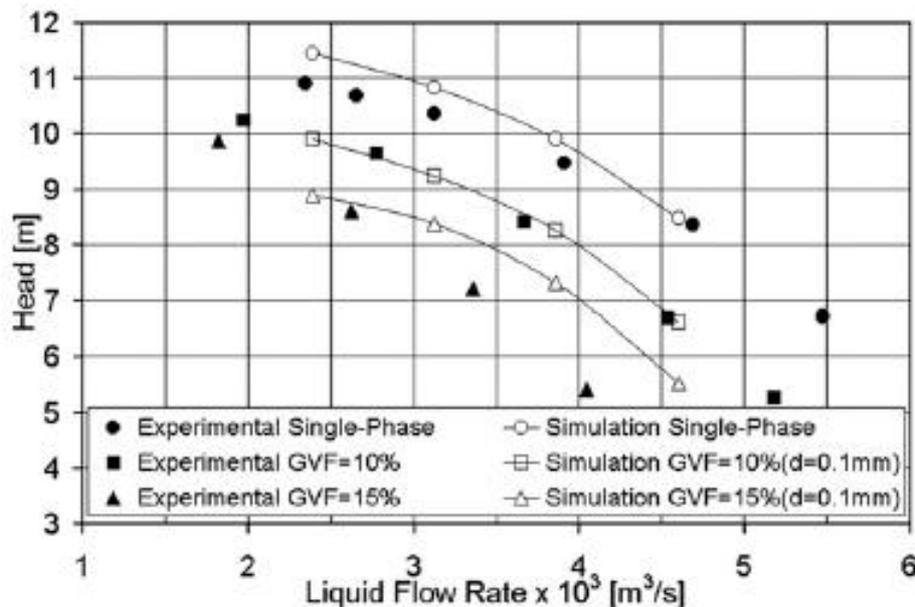


Figure 19: Hauteur manométrique en fonction du débit liquide pour un étage entier (rotor+stator) (Caridad et al.2008 [8])

Néanmoins, pour le GVF de 15%, les auteurs constatent que la simulation surestime la hauteur manométrique. Ils émettent donc l'hypothèse que le GVF est associé au diamètre des bulles. Ce résultat nous permet déjà d'appréhender l'impact de la taille de bulles de gaz sur la dégradation de la hauteur manométrique.

Par ailleurs, la simulation numérique menée par Caridad et al.(2008)[8] révèle une accumulation du gaz sur le côté en surpression des aubages de la roue. Cette accumulation forme une poche de gaz qui favorise ainsi la séparation des phases comme le montre la figure 20.

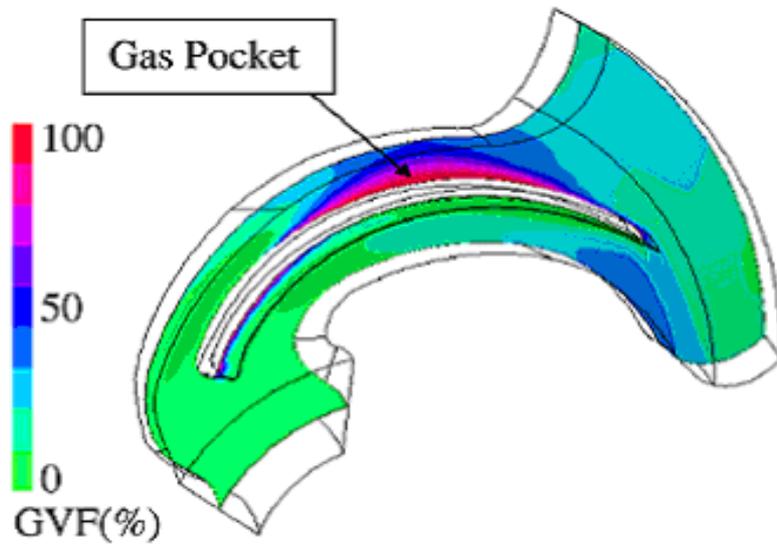


Figure 20: Distribution de phases dans le canal inter aube ($Q_l = 3.1E-03 \text{ m}^3/\text{s}$, $GVF = 10\%$, $d = 0.5 \text{ mm}$) (Caridad et al. 2008 [8])

Caridad et al. (2008) [8] attribuent ce phénomène à la mise en œuvre de deux forces principales, comme l'indiquaient déjà Minemura et al [24], à savoir :

- La force de traînée \vec{F}_d due au diamètre des bulles et à la différence de vitesse entre les phases car la vitesse de la phase liquide est supérieure à celle du gaz;
- la résultante des forces \vec{F}_{vp} incluant entre autre les forces liées aux gradients de pression.

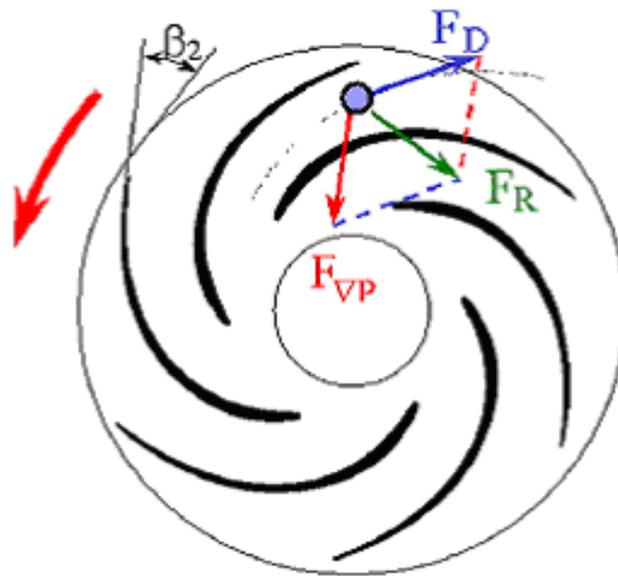


Figure 21: Forces agissant sur une bulle dans une pompe centrifuge (Caridad et al. 2008 [8])

La force \vec{F}_d est une force qui tend à entraîner la bulle vers la sortie car la vitesse de l'eau est plus élevée que celle de la bulle (voir figure 21).

La résultante des forces \vec{F}_{V_p} est une force qui tend à ralentir la bulle. Ainsi comme l'illustre la figure 21 et comme l'ont constaté Minemura et al. (1980) [24], la résultante de ces forces tend à déplacer les bulles vers le côté en surpression de l'aubage où elles s'accumulent provoquant ainsi la séparation des phases. On note que la force de Coriolis tend naturellement à provoquer une structure jet sillage à la sortie d'une roue centrifuge, avec deux zones distinctes : une zone localisée de forte énergie et une zone de plus faible énergie [41] [35].

Outre l'augmentation des pertes hydrauliques, la séparation de phases produit une diminution de l'angle d'écoulement moyen relatif β_2 au bord de fuite de l'aubage, pouvant être corrélée à une modification des lignes de courant du liquide. Précisons ici que les auteurs ont repéré l'angle d'écoulement de sortie par rapport à la direction tangentielle. L'évolution de l'angle d'écoulement, en fonction du débit de liquide est présentée sur la figure 23. On constate que pour un débit liquide Q_L constant, l'angle β_2 diminue lorsque le GVF augmente.

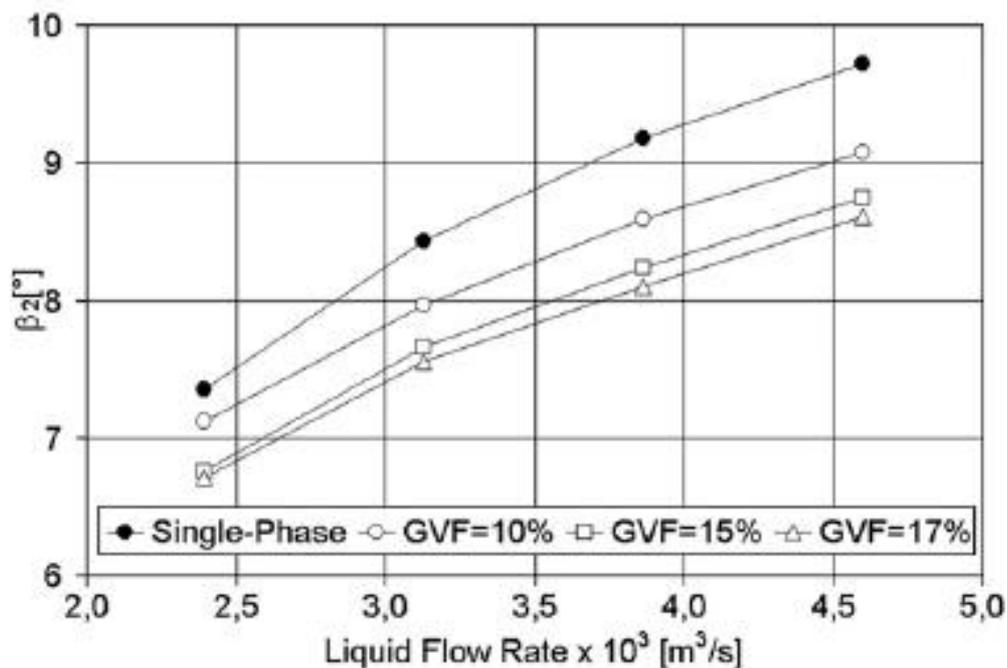


Figure 22: Angle d'écoulement relatif moyen en sortie en fonction du débit liquide ($d=0.1mm$) (Caridad et al.2008 [8])

Ce résultat peut être interprété en se référant à l'équation d'Euler (voir annexe 1). Mais signalons d'abord que les auteurs ont défini l'angle d'écoulement en sortie β_2 non pas par rapport à la direction axiale (convention courante dans la littérature) mais plutôt par rapport à la normale à la direction axiale.

Ainsi pour eux, l'équation d'Euler s'écrit :

$$E = U_2(U_2 - V_a \cdot \text{Ctg}(\beta_2)) \quad (2.18)$$

Ainsi quand le GVF augmente, l'angle de l'écoulement en sortie β_2 diminue. La fonction cotangente étant décroissante, quand β_2 diminue, $\text{Ctg}(\beta_2)$ augmente et donc l'énergie massique (E) apportée au fluide par les aubages décroît.

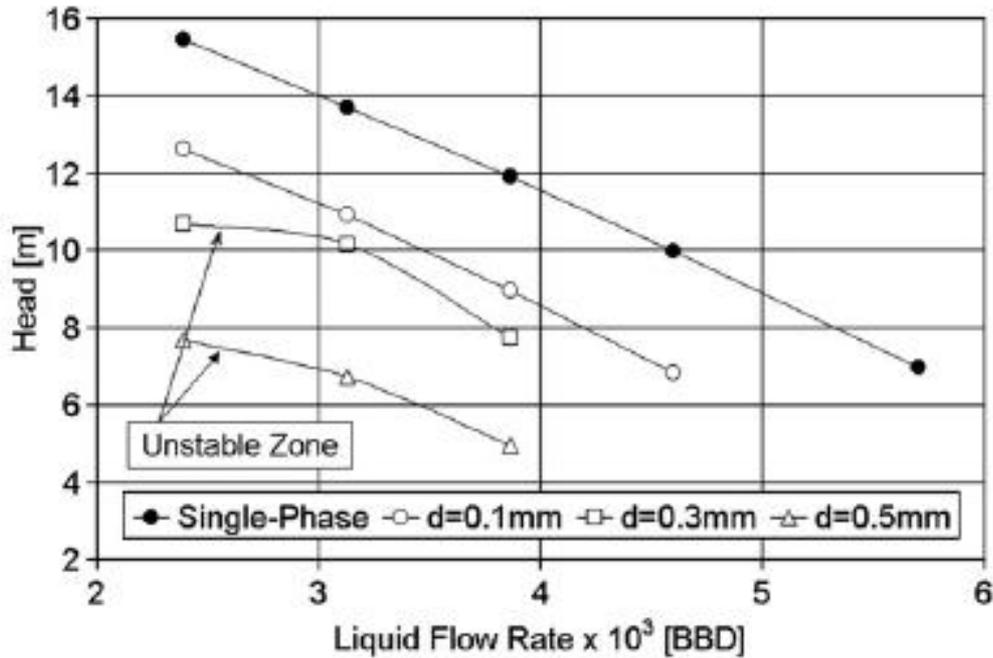


Figure 23: Influence du diamètre de la bulle sur la hauteur manométrique (GVF=15%) (Caridad et al.2008 [8])

Enfin, comme le montre la figure 23, un autre résultat important réside dans le fait que pour les diamètres $d=0,3\text{mm}$ et $d=0,5\text{mm}$, la zone instable de la caractéristique à faible débit est atteinte plus rapidement. Cela peut provenir soit d'un effet de blocage à l'entrée de la roue, soit d'un décollement plus précoce des couches limites sur le côté en dépression, soit des deux à la fois.

Effet de la pression d'aspiration

Léa et Bearden (1982) [19] ont montré dans leurs études que la pression d'aspiration est un paramètre clé dans l'étude des performances d'une pompe fonctionnant avec des écoulements diphasiques, et que la taille des bulles de gaz dépend fortement de ce paramètre.

On peut également citer la relation de Rayleigh Plesset qui permet de corréler le diamètre d'une bulle d'air isolée, en fonction du champ de pression environnante. C'est une relation qui traduit l'équilibre mécanique d'une bulle isolée dans un liquide. Elle suppose de négliger les termes de viscosité, la tension de surface et de considérer une déformation sphérique de la bulle. Cette relation pression-rayon est donnée par :

$$\ddot{R}_b R_b + \frac{3}{2} \dot{R}_b^2 = -\frac{p_\infty}{\rho} \quad (2.19)$$

Où p_∞ est la pression environnante dans le liquide, R_b est le rayon de la bulle et $\dot{R}_b = \frac{dR_b}{dt}$ et $\ddot{R}_b = \frac{d^2R_b}{dt^2}$.

Pour résumer, dans une turbomachine centrifuge en écoulement diphasique air-eau, les bulles d'air subissent la force de trainée \vec{F}_d qui tend à entraîner les bulles vers la sortie et la force liée aux accélérations $\vec{F}_{\nabla p}$ dont la résultante est orientée de l'extrados vers l'intrados. La résultante de ces deux forces tend à diriger les bulles d'air vers le côté en surpression des aubages. L'orientation de la force de l'extrados vers l'intrados n'est pas intuitive. Pour comprendre l'orientation de cette force, il est nécessaire de faire un bilan non visqueux des forces mises en jeu dans l'écoulement principal monophasique. En effet, l'analyse des forces créées par l'écoulement principal permet de comprendre l'établissement des gradients de pression dans la roue de la pompe.

2.1.2 Bilan des forces mises en jeu dans la phase continue

La qualification de l'écoulement principal se réfère à la fraction de l'écoulement sain qui suit la géométrie de l'aubage, par opposition aux écoulements secondaires qui désignent les composantes de l'écoulement induites par la proximité des parois.

Dans une machine centrifuge, l'écriture des équations d'Euler dans le référentiel mobile (ou relatif) lié à la roue fait apparaître les forces que subissent les particules fluides. Ce référentiel étant non galiléen, les accélérations centrifuges et de Coriolis se manifestent comme des forces externes.

On définit le repère $(P, \vec{u}_s, \vec{u}_n, \vec{u}_b)$ lié à une particule élémentaire P avec, \vec{u}_s vecteur tangent à une ligne de courant de la phase continue, \vec{u}_n vecteur perpendiculaire à \vec{u}_s au point P, et \vec{u}_b de sorte à ce que $\vec{u}_s, \vec{u}_r, \vec{u}_b$ forment un repère de Frenet.

On définit également le repère $\vec{u}_r, \vec{u}_\theta, \vec{u}_z$, lié à la roue mobile, \vec{u}_r est le vecteur dans la direction radiale, \vec{u}_θ le vecteur tangential, porté par la vitesse d'entraînement de la roue mobile, \vec{u}_z , le vecteur parallèle à l'axe de la machine.

Dans ce repère, les forces en présence s'expriment de la manière suivante :

- 1) La force d'inertie liée à la variation de vitesse de la particule sur sa trajectoire (exprimée ici par unité de volume). s représente l'abscisse curviligne le long de la ligne de courant:

$$\vec{F}_{inertie} = -\rho \vec{W} \frac{\partial \vec{W}}{\partial s} \vec{u}_s \quad (2.20)$$

La direction de cette force est portée par le vecteur \vec{u}_s . Dans le cas d'une roue mobile d'une pompe, les canaux étant divergents, les particules sont ralenties sur la majeure partie de leur trajet, et donc $\frac{\partial \vec{W}}{\partial s}$ est globalement négatif. On note généralement une accélération locale au niveau du bord d'attaque sur le côté en dépression de l'aubage.

2) La force centrifuge induite par la rotation de la roue dont l'expression est la suivante:

$$\vec{F}_{\text{centrifuge-rotation}} = -\rho \vec{\omega} \wedge (\vec{\omega} \wedge \vec{r}) \quad (2.21)$$

où $\vec{\omega} = \omega \vec{u}_z$ est la vitesse de rotation de la machine. En notant r la distance à l'axe de rotation (en projection orthogonale), et \vec{u}_r le vecteur direction radiale, la force centrifuge s'exprime:

$$\vec{F}_{\text{centrifuge-rotation}} = \rho \cdot \omega^2 r \cdot \vec{u}_r = \rho \cdot \frac{U^2}{r} \vec{u}_r \quad (2.22)$$

3) La force de Coriolis associée à la rotation de la roue:

$$\vec{F}_{\text{Coriolis}} = -2 \rho \cdot \vec{\omega} \wedge \vec{W} \quad (2.23)$$

4) La force centrifuge due aux courbures des lignes de courant

$$\vec{F}_{\text{centrifuge-courbure}} = \rho \cdot \frac{W^2}{R_c} \vec{u}_n \quad (2.24)$$

où R_c est le rayon de courbure (locale) de la trajectoire relative de la particule.

Ainsi sur la surface aube à aube, le bilan des forces agissant sur les particules fluide s'écrit:

$$\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P = -W \frac{\partial W}{\partial s} \vec{u}_s + r \cdot \omega^2 \vec{u}_r - 2 \vec{\omega} \wedge \vec{W} + \frac{W^2}{R_c} \vec{u}_n \quad (2.25)$$

Considérons un plan proche de la sortie de la roue, situation représentée figure 24.

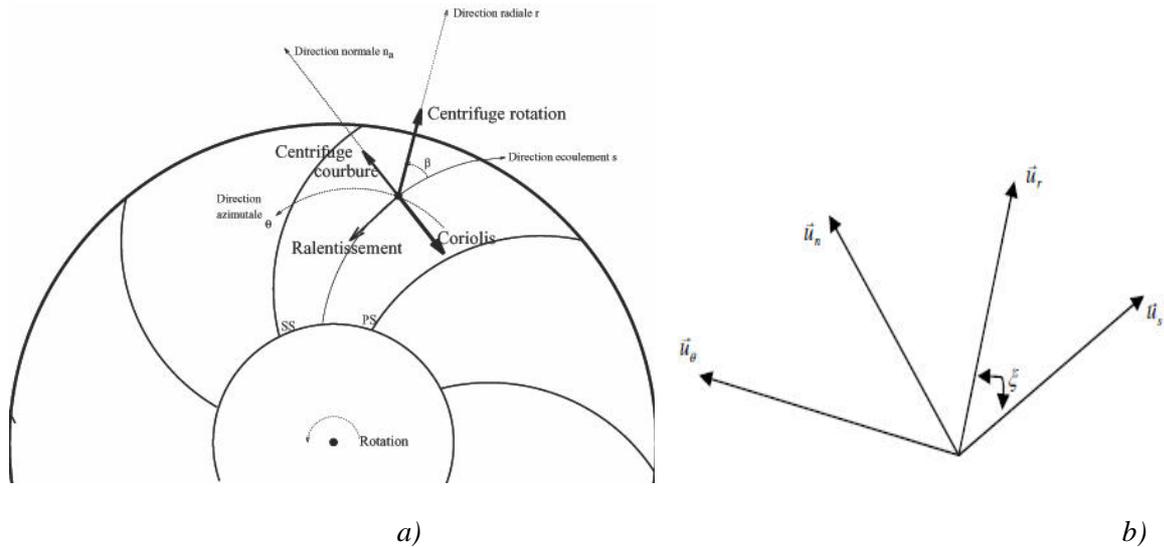


Figure 24 : (a) Représentation des forces en présence dans le plan aube à aube; (b) vecteurs unitaires dans le plan aube à aube

2.1.3 Analyse dans une projection aube à aube

Pour quantifier le gradient de pression transverse (d'une aube à l'autre, perpendiculairement aux lignes de courant), il faut examiner la direction tangentielle \vec{u}_θ . C'est à dire qu'on va projeter l'équation (3.20) sur \vec{u}_θ .

Si on appelle ξ l'angle que font la tangente à la direction de l'écoulement (\vec{u}_s) et la direction radiale (\vec{u}_r) (cf. figure 24.b) on obtient les relations suivantes:

$$\vec{u}_s = \cos \xi \vec{u}_r - \sin \xi \vec{u}_\theta \quad (2.26)$$

$$\vec{u}_n = \sin \xi \vec{u}_r + \cos \xi \vec{u}_\theta \quad (2.27)$$

Projection de la force centrifuge

Ainsi, la force centrifuge associée à la rotation de la machine ($\vec{F}_{centrifuge-rotation} = \rho \omega^2 r \vec{u}_r$) étant portée par le vecteur \vec{u}_r , n'intervient pas dans ce bilan.

Projection de la force d'inertie

La force due à la variation de vitesse

$$\vec{F}_{inertie} = -W \frac{\partial W}{\partial s} \vec{u}_s \text{ donne } (\vec{F}_{inertie} \cdot \vec{u}_\theta) \cdot \vec{u}_\theta = W \frac{\partial W}{\partial s} \sin \xi \vec{u}_\theta.$$

Etant donné que dans la roue mobile d'une pompe, les particules sont globalement ralenties (effet de diffusion) sur la majeure partie de leur trajectoire, $\frac{\partial W}{\partial s}$ est le plus souvent négatif, et donc la force $\vec{F}_{inertie} = -W \frac{\partial W}{\partial s} \vec{u}_s$ à une projection négative sur le vecteur \vec{u}_θ . La force d'inertie tend à faire déplacer une particule élémentaire du côté en dépression vers le côté en surpression.

Il faut maintenant comparer la force due à la courbure et la force de Coriolis.

Projection de la force de Coriolis

La force de Coriolis projetée sur \vec{u}_θ donne: $(\vec{F}_{Coriolis} \cdot \vec{u}_\theta) \cdot \vec{u}_\theta = -2 \cdot \omega \cdot W_r \cdot \vec{u}_\theta$, cette force a une projection négative sur \vec{u}_θ . La force de Coriolis tend donc à faire déplacer un volume élémentaire du côté en dépression vers le côté en surpression.

Projection de la force liée à la courbure de la ligne de courant

La force centrifuge due à la courbure $\left(\vec{F}_{\text{centrifuge-courbure}} = \frac{W^2}{R_c} \vec{u}_n \right)$ donne $(\vec{F}_{\text{centrifuge-courbure}} \cdot \vec{u}_\theta) \cdot \vec{u}_\theta = \frac{W^2}{R_c} \cos \xi \vec{u}_\theta$, la force $\vec{F}_{\text{centrifuge-courbure}}$ a donc une projection positive suivant \vec{u}_θ .

Cependant, le rayon de courbure est généralement grand, de sorte que la force centrifuge reste inférieure à la force de Coriolis.

On conclut finalement que l'équilibre des forces est dominé par la force de Coriolis: Le gradient de pression reste donc orienté de l'extrados (Suction Side) vers l'intrados (Pressure Side).

2.2 Cas des pompes axiales

2.2.1 Cas des pompes axiales de type Poséidon

Les cellules de compression des pompes Poséidon sont des cellules hélico axiales dont les paramètres de dimensionnement leur confèrent l'aspect des inducteurs :

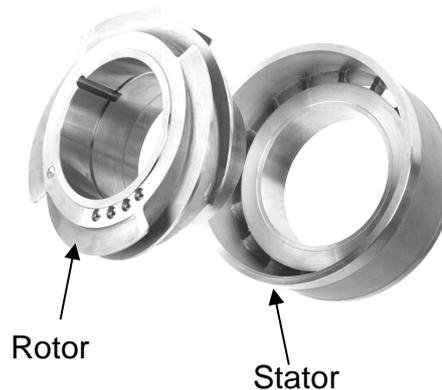


Figure 25: Cellules de compression d'un étage de pompe de type Poséidon (source IFPEN)

En particulier :

- L'angle au bord d'attaque est faible (par rapport à la direction tangentielle);
- L'angle au bord de fuite est également faible, ce qui conduit à adopter des aubages très longs et peu cambrés.
- L'angle de calage est compte tenu des deux premiers points très important.

L'application de l'expression du travail d'Euler conduit alors à démontrer que le gain de pression par étage est relativement faible. Le nombre d'aubages est faible (4 ou 5) de manière à limiter l'effet de blocage de l'écoulement en entrée, compte tenu d'un angle de calage fort.

Les diamètres du moyeu et du carter sont importants avec une faible hauteur d'aubages ce qui conduit à obtenir des canaux étroits. Les pertes par frottement sur les parois sont donc relativement importantes, ce qui conduit à obtenir des rendements plus faibles que les pompes classiques. En contre partie, cette disposition peut permettre une bonne homogénéisation du mélange liquide et du gaz contribuant à obtenir de bonnes efficacités diphasiques.

Dans son rapport interne IFPEN, J. Falcimaigne (1996) [14] présente une analyse comparative des performances de cellules de compression. Cette étude comparative montre une influence des paramètres géométriques de la pompe sur les performances en écoulements polyphasiques.

Dans cette étude, l'efficacité diphasique a été calculée en moyennant le gain de pression réalisé par tous les étages en fonction du GLR (Gas Liquid Ratio) pour différentes pressions mesurées à l'aspiration de la pompe. On constate que plus la pression d'aspiration est élevée, plus le minimum de l'efficacité diphasique est élevé, ce qui traduit de meilleures performances. Ceci est lié au fait que la granulométrie des bulles de gaz diminue lorsque la pression augmente.

J. Falcimaigne montre ainsi que la pression mesurée à l'entrée de la pompe a un effet du premier ordre sur les performances; il confirme également que l'efficacité diphasique est sensible à d'autres paramètres tels que:

- le rendement en monophasique;
- la vitesse spécifique N_s ;
- le rayon de courbure au pied d'aubage;
- l'angle de calage;
- la longueur des aubages.

Concernant le rendement en monophasique on constate que d'une pompe à une autre, si le rendement maximum est supérieur à 50%, l'efficacité diphasique commence à décroître. Cela confirme qu'il est difficile de concilier une bonne efficacité diphasique et un bon rendement.

Pour l'influence de la longueur des aubages caractérisée par la corde, on constate que l'efficacité diphasique croît avec la corde. La conclusion que l'on peut tirer de ce constat est que des aubages de longueur élevée favorisent le mélange des deux phases ce qui conduit donc à une meilleure efficacité diphasique.

2.2.2 Physique du phénomène de dégradation de performance

La présence de la force de Coriolis et de la force centrifuge produit une accumulation importante des bulles de gaz sur le côté en surpression des roues centrifuges. L'absence de ces forces ou leur faible importance dans le cas des pompes axiales est la raison principale pour laquelle les roues centrifuges fonctionnent moins bien que les roues axiales en écoulements diphasiques.

C'est pourquoi l'objectif de notre travail est de comprendre ce qui se passe au sein d'une pompe axiale, de mieux appréhender les phénomènes responsables de la dégradation des performances de ces pompes. Nos travaux s'inscrivent dans un objectif de développement de corrélations permettant de prédire les performances de ces pompes en écoulement diphasique. Une bonne connaissance des phénomènes physiques apportera ainsi du crédit aux corrélations.

Minemura et al. (1983)[25] ont appliqué à une pompe axiale la théorie qu'ils ont développée pour les pompes centrifuges et constatent que contrairement à ce qui se passe dans une pompe

La figure 27 montre clairement que les lignes de courant épousent quasiment la forme des aubages indiquant l'absence de décollement de l'écoulement. A l'entrée du canal et sur le côté en dépression, les lignes de courant se resserrent, ce qui traduit bien une accélération locale qui, par ailleurs s'associe à une légère dépression indiquée par les lignes isobares formant une "bulle" (dépression locale qui peut être le siège de cavitation si la pression en entrée est suffisamment faible). A la traversée du canal et en sortie, les lignes de courant sont de plus en plus espacées (décélération de l'écoulement) et de manière assez uniforme de sorte que les lignes isobares sont quasiment perpendiculaires aux lignes de courant.

Sur la figure 28 sont données les trajectoires des bulles de gaz. Sur cette figure, les lignes de courant de la phase continue sont représentées en ligne pointillées tandis que les trajectoires des bulles sont tracées en traits pleins.

Deux constats sont faits par les auteurs :

- près du côté en surpression des aubages, les trajectoires des bulles sont presque parallèles aux lignes de courant de l'eau. Par contre près du côté en dépression elles sont déviées vers l'aubage.
- les lignes pointillées tracées du côté en dépression vers le côté en surpression représentent l'emplacement des particules élémentaires à des instants espacés de 0,005 seconde. Elles peuvent être comparées aux emplacements des bulles d'air prises aux mêmes instants. On constate la présence d'un glissement entre les deux phases.

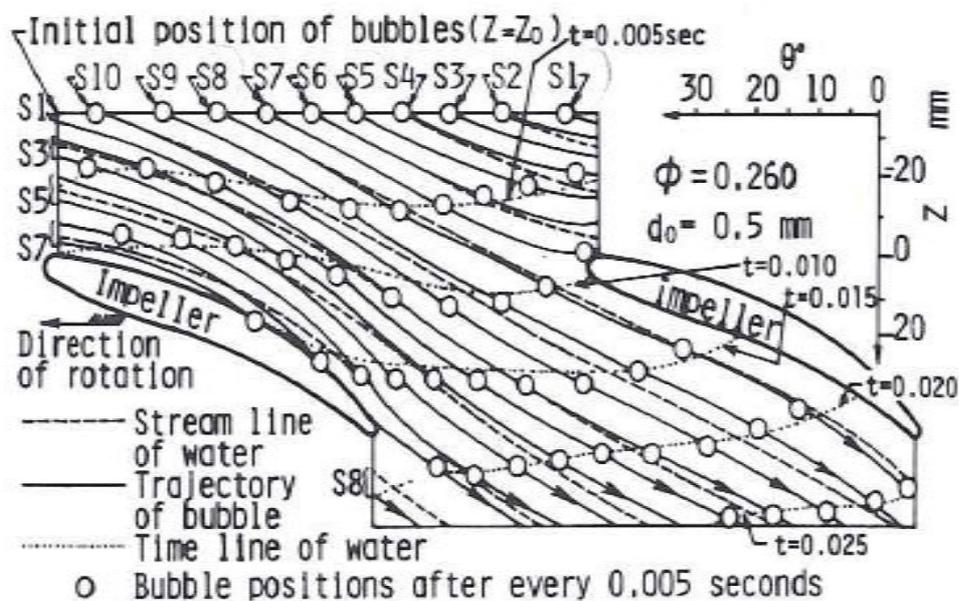


Figure 28: Comparaison de la trajectoire des bulles d'air avec les lignes de courant de l'eau (Minemura et al.1983 [25])

Comme pour le cas des pompes centrifuges, le mouvement d'une bulle est gouverné essentiellement par la force de traînée \vec{F}_d et par la force due au gradient de pression $\vec{F}_{\nabla p}$. Selon les auteurs, la force, $\vec{F}_{\nabla p}$ agit normalement aux lignes isobares de la figure 27. Ainsi près du côté en surpression des aubages, $\vec{F}_{\nabla p}$ est quasiment dans la direction de l'écoulement de la phase continue

alors que près du côté en dépression des aubages, $\overrightarrow{F_{vp}}$ fait presque un angle droit avec les lignes de courant.

Par conséquent, les bulles qui se déplacent dans la zone centrale et près des aubages en dépression (correspondant aux mouvements des bulles qui partent des positions S2 à S6 ou S3 à S7 voir figure 28) sont déviées vers le côté en dépression des aubages.

Cette tendance diffère un peu de celle observée pour le cas d'une pompe centrifuge, dans laquelle la pression ne change principalement que dans la direction radiale.

Effet de la granulométrie des bulles

Les auteurs ont également mis en évidence l'effet de la granulométrie des bulles et du débit de la phase continue sur la déviation de la trajectoire de bulles.

Ils constatent qu'une augmentation du diamètre des bulles noté d_0 sur la figure 29, conduit à accroître la déviation de la trajectoire des bulles vers le côté en dépression et la déviation est d'autant plus intense que les bulles sont localisées au voisinage du côté en dépression (zone de forts gradients de pression).

A contrario, la déviation diminue avec d_0 et la trajectoire d'une bulle de diamètre $d_0 = 0,1 \text{ mm}$ coïncide pratiquement avec une ligne de courant de la phase continue (voir figure 29).

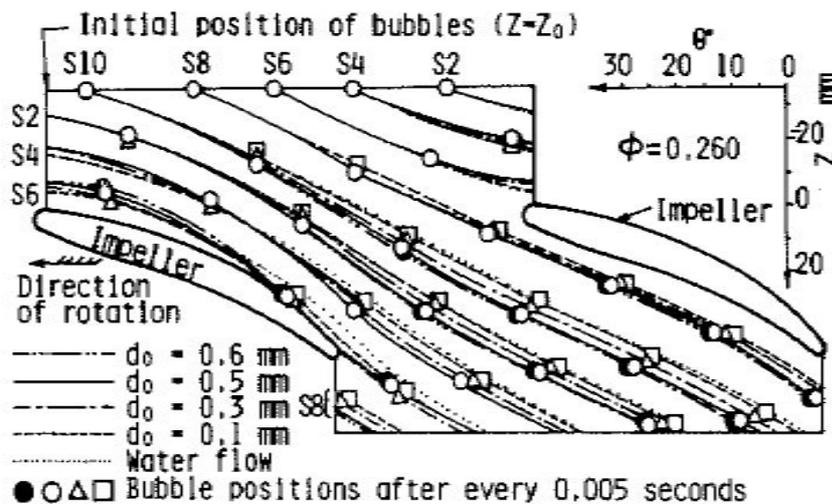


Figure 29 : Trajectoire de bulles avec différents diamètres initiaux (Minemura et al.1983 [25])

Effet de la vitesse de la phase continue

La figure 30 ci-dessous nous permet de constater que la déviation des bulles vers le côté en dépression des aubages dépend aussi de la vitesse de la phase continue. La figure 30 représente la trajectoire de bulles de 500 μm pour quatre valeurs différentes du coefficient de débit Φ . Le débit nominal Q_n correspond à $\Phi = 0.260$ de sorte que le débit varie de $0.77 Q_n$ à $1.115 Q_n$.

On remarque que lorsque le débit augmente, des bulles de diamètre identique sont davantage déviées vers le côté en dépression des aubages. Ce phénomène est sans doute à l'origine d'une

séparation de phase qui favorise la dégradation du gain de pression réalisé par la pompe, ou tout au moins à l'origine d'une hétérogénéité du mélange diphasique à la sortie de la roue mobile.

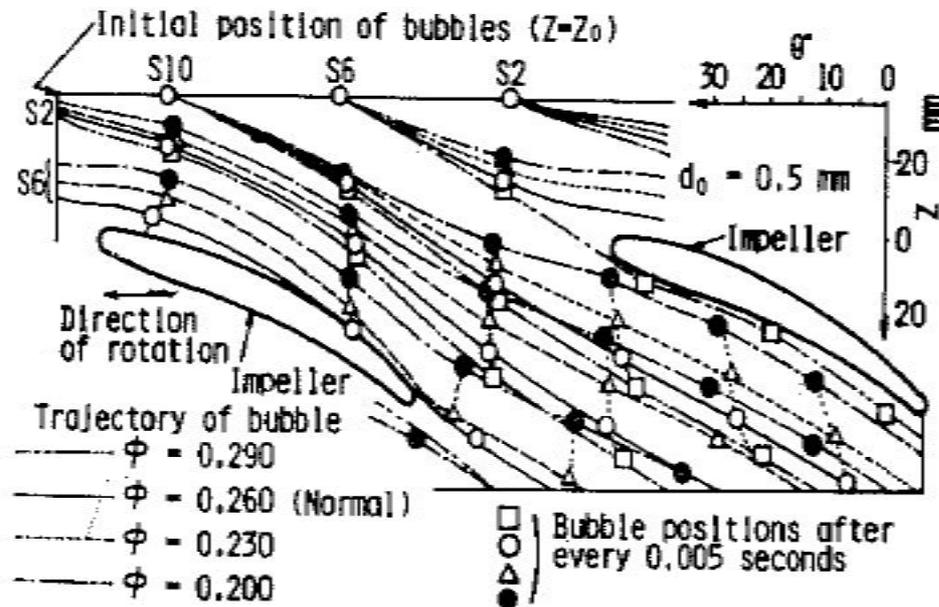


Figure 30.: Trajectoires des bulles à différents débits
(Minemura et al. 1983 [25])

Ce résultat peut s'expliquer par l'analyse des triangles des vitesses (voir annexe 1). En considérant un écoulement à l'entrée et la sortie d'une roue d'une pompe, l'équation d'Euler s'écrit :

$$H_{th} = \frac{1}{g} \cdot (U_2 \cdot V_{\theta 2} - U_1 \cdot V_{\theta 1}) \quad (2.28)$$

où U_1 et U_2 sont respectivement la vitesse d'entraînement au bord d'attaque et au bord de fuite des aubages. $V_{\theta 1}$ et $V_{\theta 2}$ sont respectivement les composantes de la vitesse absolue au bord d'attaque et au bord de fuite des aubages.

Dans une machine axiale les variations de rayon peuvent être négligées le long d'une ligne de courant et donc on a: $U_1 = U_2 = U$ et $V_{a1} = V_{a2} = V_a$.

où $V_a = \frac{Q}{S_2}$ est la vitesse débitante avec Q le débit volume et S_2 la section de sortie de la roue.

Ainsi, pour le cas d'une entrée sans pré rotation, la hauteur manométrique prend la forme:

$$H_{th} = \frac{UV_{\theta 2}}{g} \quad (2.29)$$

or d'après le triangle de vitesses on a: $V_{\theta 2} = U - V_a \operatorname{tg} \beta_2$ et donc $H_{th} = \frac{U^2}{g} - \frac{U \operatorname{tg} \beta_2}{g \cdot S} Q$.

En posant $a = \frac{U^2}{g}$ et $b = \frac{U \cdot \text{tg} \beta_2}{g \cdot S}$ On obtient finalement

$$H_{th} = a - bQ \quad (2.30)$$

La hauteur manométrique théorique varie linéairement avec le débit de façon décroissante.

Ainsi, en dehors du débit nominal on assiste à une accentuation de l'hétérogénéité du mélange ce qui produit une dégradation accrue du gain de pression par rapport au cas du débit nominal.

2.2.3 Analyse dans une projection aube à aube

Dans une machine axiale, les variations d'une ligne de courant dans la direction radiale sont négligeables, et donc la vitesse radiale peut être considérée comme étant négligeable devant les autres composantes. Une approche similaire au cas centrifuge permet de faire le bilan des efforts sur la surface aube à aube de la roue axiale.

$$\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P = -W \frac{\partial W}{\partial s} \vec{u}_s + r \omega^2 \vec{u}_r - 2 \vec{\omega} \wedge \vec{W} + \frac{W^2}{R_c} \vec{u}_n \quad (2.31)$$

Ici la force de Coriolis est portée par le vecteur \vec{u}_r et n'intervient pas dans le bilan des forces sur une surface aube à aube car le vecteur passe par l'axe de rotation de la machine; de même que pour la force centrifuge due à la rotation.

On peut donc déduire de l'équation (2.31) qu'un gradient de pression s'établit pour compenser la force centrifuge due à la courbure des lignes de courant. Ce gradient est positif de l'intrados d'un aubage vers l'extrados.

Pour résumer, sur une surface aube à aube d'une machine axiale, seuls le gradient de pression de l'intrados (côté en surpression) vers l'extrados (côté en dépression), le gradient de pression de l'entrée vers la sortie de la roue interviennent finalement dans le bilan des forces, en plus de la force de traînée de la bulle.

Le résultat est que contrairement au cas centrifuge, ici les bulles de gaz vont vers le côté en dépression des aubages au débit nominal.

2.3 Synthèse

Cette étude bibliographique nous a permis de bien comprendre le phénomène physique responsable de la dégradation des performances dans les pompes polyphasiques. En effet, elle montre que la dégradation des performances est liée à une accumulation de la phase dispersée dans une zone bien précise des canaux des rotors. Cette accumulation est elle-même justifiée par le recensement et l'écriture du bilan des forces agissant sur une bulle de gaz dans l'écoulement à la traversée d'un rotor. Ces forces sont :

- force de traînée $\overrightarrow{F_d}$;
- force liée à la courbure des lignes de courant de la phase continue (gradient de pression transversal) ;
- force due au gradient de pression longitudinal;
- force centrifuge ;
- force de Coriolis.

Il est alors admis que la résultante de ces forces produit une accumulation de bulles de gaz sur le côté en surpression des aubages dans le cas d'une roue centrifuge et sur le côté en dépression des aubages dans le cas d'une roue axiale. Il a été aussi démontré que les paramètres tels que : le diamètre des bulles, la pression d'aspiration, la fraction volumique de gaz et le débit total interviennent sur la dégradation de performance des pompes polyphasiques.

Cependant, tous les travaux cités dans cette revue bibliographique visent généralement à vérifier le comportement des bulles dans les canaux entre les aubes. Aucun d'entre eux ne donne une évaluation de la dégradation des performances de la pompe. Ainsi, au moyen de l'efficacité diphasique que nous avons définie au paragraphe 1.3, nous allons tenter de caractériser les modifications des performances des pompes polyphasiques. Nous sommes partis du principe que l'efficacité diphasique traduisait à la fois une hétérogénéité du mélange liquide/gaz et une modification de l'écoulement au voisinage du bord de fuite des étages de la pompe sous l'effet de glissement entre la phase continue et la phase dispersée.

L'objectif de nos travaux est donc d'apporter une contribution à la quantification de ces effets et en particulier ceux qui proviennent des modifications angulaires des écoulements au bord de fuite des aubages des roues de pompes. Cependant, l'écoulement réel dans une turbomachine étant extrêmement complexe, nous avons simplifié le problème en faisant le choix de l'étude d'un écoulement bidimensionnel dans une grille d'aubes accélératrice. Ce dispositif nous permet de nous affranchir des problèmes de mesures liés aux canaux en rotation, tout en reproduisant les gradients de pression liés à la courbure des lignes de courant associée à la forme des aubages et de la force de traînée sur les bulles.

La description de ce dispositif, de l'installation expérimentale et des techniques de mesure utilisées sont l'objet du chapitre suivant.

3 Étude Expérimentale

Ce chapitre présente le détail de la mise en place d'une expérience visant à confirmer les phénomènes physiques rencontrés en écoulement diphasique et en particulier ceux qui résultent de l'existence d'un gradient de pression comme on peut en rencontrer dans les roues de machines axiales et dans les diffuseurs de type de l'étage Poséidon.

Comme il a été dit aux chapitres précédents, nos objectifs sont de pouvoir quantifier :

- La déviation des trajectoires des bulles de gaz par rapport aux lignes de courant de la phase continue ;
- Leur accumulation vers le côté en dépression ;
- Les conséquences sur la modification de l'angle de déviation moyen de l'écoulement au voisinage des bords de fuites.
- Eventuellement l'étude du glissement entre la phase continue et la phase dispersée

Des mesures optiques par caméra à images rapides et par vélocimétrie laser (LDA) doivent nous permettre de vérifier la théorie développée au chapitre 2.

L'idée de départ était de mener les expériences directement sur une cellule rotodynamique de type Poséidon développée par IFPEN dans les années 80.

Pour des raisons de difficultés de mise en disponibilité du banc d'essai, et en voulant simplifier la mise en œuvre, nous avons préféré procéder à des mesures dans une grille d'aubes. Ce dispositif permet de s'affranchir des problèmes de mesures liés aux canaux en rotation, tout en reproduisant les gradients de pression liés à la courbure des lignes de courant. L'idéal aurait été de reproduire une section de grille de la roue, mais la configuration du banc d'essais disponible à IFPEN ne permettait que la mise en place d'une grille d'aube avec un encombrement axial faible. C'est la raison pour laquelle, nous avons choisi une grille réalisant la même déviation angulaire et avec la même courbure des lignes de courant moyennes mais en écoulement moyen accéléré plutôt que décéléré.

Nous présentons dans ce qui suit une description de l'installation utilisée et les mesures réalisées.

3.1 Description du banc d'essais

La grille d'aubes a été aménagée sur l'un des moyens d'essais du Laboratoire de Mécanique des Fluides de la direction Mécanique Appliquée de IFPEN. Le banc d'essais est appelé : l'unité T380.

L'unité T380 a été réalisée initialement au début des années 2000 pour démontrer l'intérêt d'un contrôle avancé pour la reconnexion des risers en mer difficile et pour valider la loi de commande en présence de houle. Elle était constituée d'un bassin d'eau sans circulation comme illustré sur la figure 31 ci-dessous.

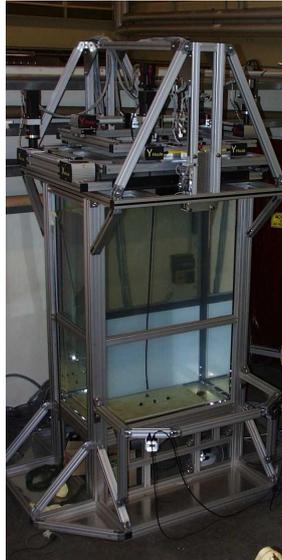


Figure 31: Unité T380 avant la première modification

L'unité T380 a subi des modifications visant à ajouter d'un système de circulation d'eau muni d'un dispositif avec des " nids d'abeilles " permettant d'obtenir un flux le plus homogène possible dans le bassin où doit prendre place la maquette d'essais

Dans le cadre de notre étude, l'unité T380 et plus spécialement le bassin a été reconfiguré pour l'insertion de la grille d'aubes.

Le schéma 32 ci-dessous permet de constater les principaux éléments de l'unité T380 à savoir :

- la pompe de circulation;
- le système d'injection et de récupération d'eau;
- le bassin transparent (aquarium) dans lequel se trouve la grille d'aubes qui sera l'objet de notre étude.

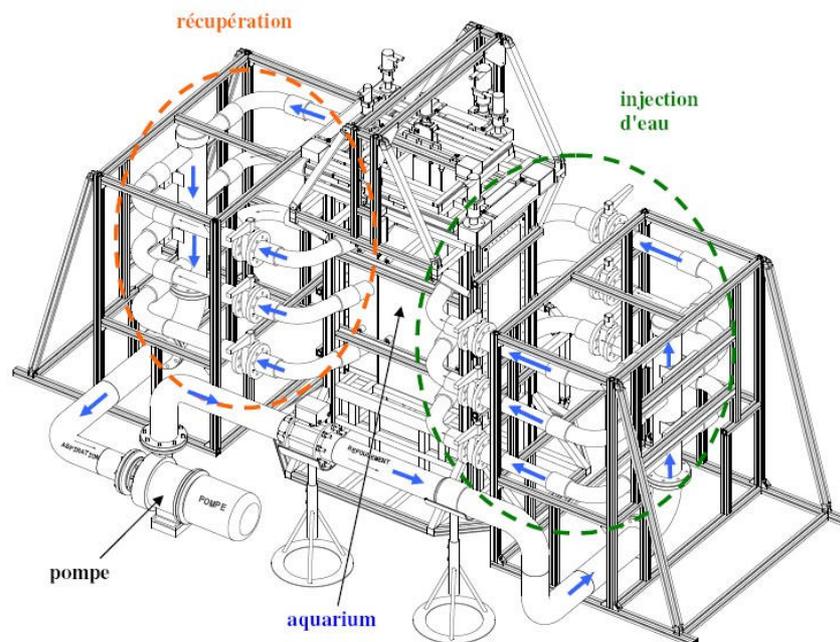


Figure 32: Vue schématique de l'unité T380

Le fluide est mis en mouvement au moyen d'une pompe volumétrique commandée par un variateur de fréquence (de 15 à 100 Hz) sur une plage de vitesse allant de 1450 à 2900 tr/min. Le débit nominal de la pompe est de $50 \text{ m}^3 / \text{h}$ à 2900 tr/min.

Le fluide utilisé est de l'eau brute fournie par le réseau du centre. Elle est injectée dans le bassin via un ensemble de 6 conduites en PVC de diamètres 81,4 mm (cf. figure 32). La répartition du débit est supposée identique dans les six conduites ; cela ayant été confirmé par une simulation numérique.

3.1.1 Le bassin transparent

Le bassin dans lequel est montée la grille d'aubes en cascade est composé de parois en plexiglas centré entre deux caissons, l'un est utilisé pour l'injection et l'autre pour la récupération de l'eau comme on peut le voir sur la figure 33 représentant le schéma simplifié de l'unité T380. Ces caissons sont également en plexiglas.

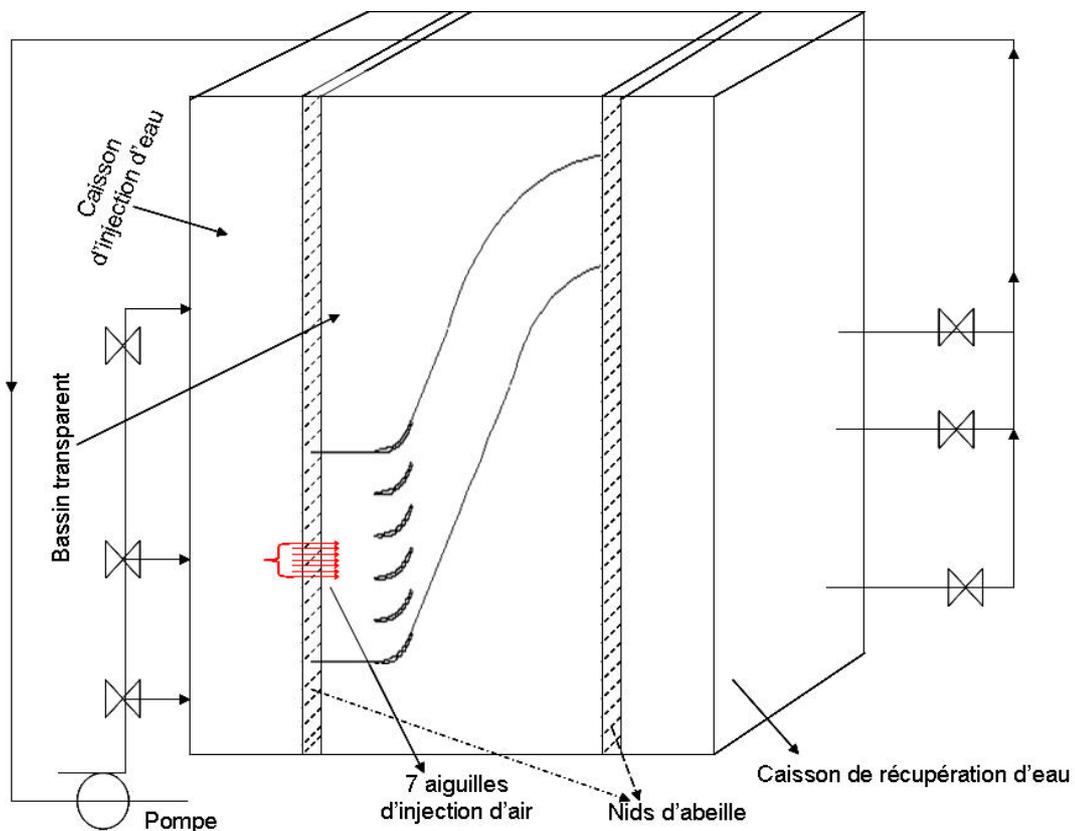


Figure 33: Schéma simplifié de l'unité T380

Dans chaque caisson, la mise en place d'un nid d'abeille d'une épaisseur de 60 mm permet de mieux guider et d'homogénéiser le fluide de manière à obtenir un profil de vitesse le plus homogène possible à l'entrée de la grille d'aubes. Des simulations numériques ont été menées pour valider la mise en place des nids d'abeilles lors de la première modification de l'unité T380 ont permis de montrer l'absence de perturbations. Les alvéoles du nid d'abeilles sont de section carrée de 3,2 mm environ.

Dans le caisson placé en amont du bassin transparent, est monté un système d'injection de bulles d'air. Les aiguilles ont une longueur de 90 mm de manière à traverser entièrement le nid d'abeille et à assurer ainsi une injection des bulles en aval de ce nid d'abeille.

Le système est composé de sept aiguilles disposées en forme de peigne, de diamètre interne 0,2 mm. Il est relié au réseau d'air comprimé du centre. Un détendeur et un rotamètre (cf figure 34) permettent de contrôler la pression d'injection sur une plage de 0 à 5 bars et le débit d'injection des bulles dans une plage de 0 à 0,138 l/min.



Figure 34: Aperçu du détendeur et du rotamètre

3.1.2 La grille d'aubes montée en cascade

Comme nous l'avons déjà dit, pour des raisons de configuration d'essais et d'encombrement axiale de la maquette T381, la grille d'aubes ne pouvait accepter que des angles d'attaques proches de 0°. La grille ainsi montée est capable de créer un gradient de pression aube à aube important en configuration de grille pour un écoulement moyen accéléré.

Elle est composée de 5 canaux identiques dont une représentation est donnée sur la figure 35.

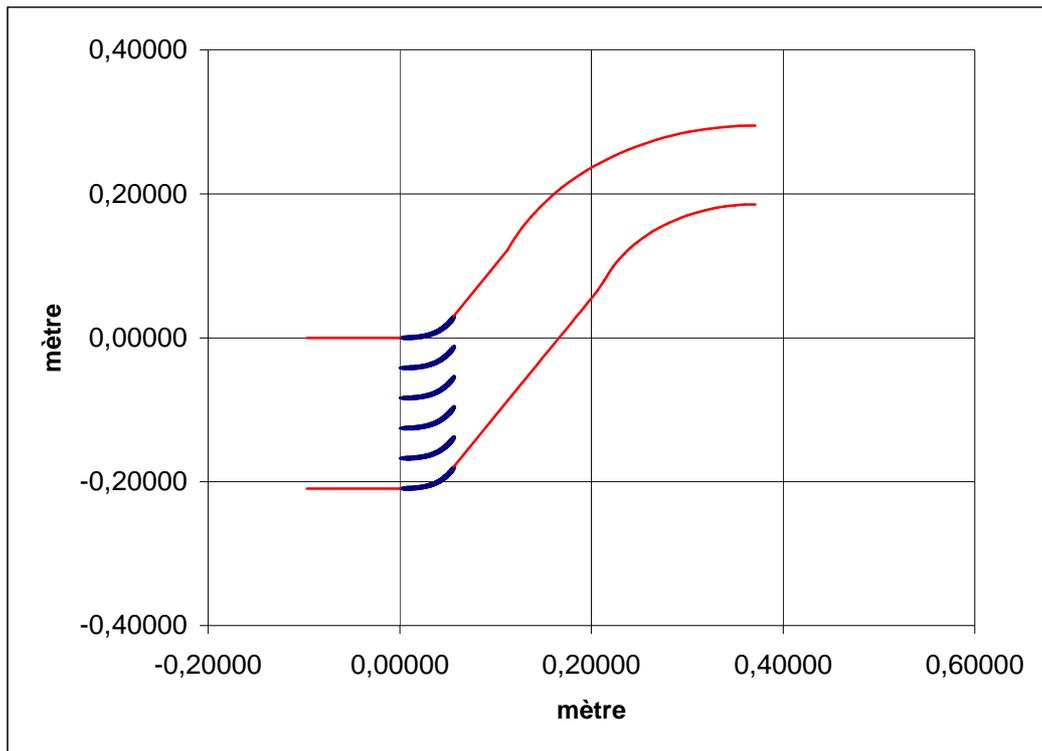


Figure 35: Schéma de la grille d'aubes

La longueur de la veine en amont de la grille d'aubes représente environ 2 fois la longueur axiale de celle-ci soit 100 mm, tandis que la veine de sortie est dans le prolongement de la grille d'aubes et fait un angle de $67,9^\circ$ par rapport à la direction axiale comme l'indique la figure 35. Cette disposition permet de diminuer d'éventuels effets de bords, en particulier la présence de perturbations des parois haute et basse sur l'écoulement en sortie de la grille d'aubes.

La profondeur est de 30 mm, ce qui permet d'obtenir une vitesse axiale maximale en amont de l'ordre de 2,2 m/s compte tenu du débit délivré par la pompe ($50\text{m}^3/\text{h}$). Le nombre de Reynolds bâti sur la longueur de la veine d'entrée est donc : $R_e = 2,2 \cdot 10^5$.

Il convient de s'assurer que la déviation des bulles d'air injectées en amont de la grille ne soit pas liée à la vitesse ascensionnelle de celles-ci. Pour cela nous avons estimé la vitesse ascensionnelle des bulles de diamètre maximal de $500\ \mu\text{m}$ en utilisant la relation de Stokes.

$$v_{asc} = \frac{g \cdot \Delta\rho \cdot d^2}{24\pi\mu} \quad (3.1)$$

où:

$\Delta\rho$ est la différence de densité entre la phase continue et la particule d'air,

μ est la viscosité dynamique de la phase continue,

d est le diamètre de la particule d'air,

g est l'accélération de la pesanteur.

Ainsi, pour un diamètre maximal de $500\mu\text{m}$, on trouve une vitesse ascensionnelle $v_{asc} = 0,0324\text{m/s}$, ce qui ne représente que 1,47% de la vitesse axiale de la bulle (2,2 m/s) si l'on considère qu'il n'y a effectivement pas de glissement entre phases.

Avec un diamètre de $200\mu\text{m}$, la vitesse ascensionnelle vaut 0,0052 m/s, soit un déplacement vertical de 0,25 mm sur la longueur de 0,1 m séparant la sortie des aiguilles d'injection de l'entrée de la grille d'aubes, pour une vitesse de la phase continue de 2,2 m/s, ou soit encore un déplacement de 0,52 mm pour la vitesse minimale choisie pour la phase continue (1 m/s).

Par conséquent, pour une vitesse de la phase continue de 1 m/s, la trajectoire de la bulle de $200\mu\text{m}$ devrait présenter un angle de $0,3^\circ$ à l'entrée de la grille d'aubes.

Nous pourrions comparer ces valeurs avec les valeurs mesurées expérimentalement sur la grille d'aube, ou encore avec les valeurs obtenues à partir de la simulation numérique.

3.2 Système d'acquisition des mesures : présentation et réglages

Les différentes techniques de mesure que nous avons utilisées au cours de cette étude sont l'anémométrie laser doppler (LDA) et la vélocimétrie par images de particules (PIV). Mais nous n'exposerons ici que la technique LDA. A cause de la lourdeur du matériel mis en œuvre pour la PIV et l'opération de traitement du signal lié à cette méthode, il nous a fallu suivre une formation à cette technique et nous n'avons pas eu le temps nécessaire pour exploiter les résultats obtenus par cette technique.

3.2.1 Système de mesure par Anémométrie Laser Doppler

L'anémométrie laser à effet Doppler est une technique optique permettant de déterminer les composantes de vitesse d'un écoulement, basée sur la mesure du décalage de la fréquence de la lumière émise par une particule, en mouvement avec le fluide. Cette technique de mesure non intrusive utilise le principe de l'effet Doppler appliqué à de fines particules présentes dans l'écoulement. Lorsqu'une de ces particules traverse un système de franges d'interférences de lumière créé par l'intersection de deux faisceaux, elle crée un signal de diffusion à une fréquence caractéristique f_d directement proportionnelle à la vitesse de la particule u et inversement proportionnelle à l'interfrange. Si θ est le demi-angle entre les deux faisceaux lasers, f_d est donnée par la relation:

$$f_d = \frac{2u \sin(\theta/2)}{\lambda} \quad (3.2)$$

où θ est le demi angle entre les faisceaux incidents et λ la longueur d'onde du faisceau laser. La connaissance de λ , θ et la mesure de f_d donnent accès à une composante du vecteur vitesse.

L'utilisation des faisceaux de deux longueurs d'onde différentes (bleu - 488 nm et vert -514 nm) du laser permet de créer deux systèmes de franges orthogonales et de mesurer ainsi la vitesse selon deux directions.

Le système LDA utilisé durant ces mesures est du type Flow lite 2D commercialisé par la société « Dantec Dynamics ». La chaîne de mesure est composée des éléments suivants :

- ✚ Un laser de type Argon ionisé
- ✚ Un séparateur de couleur
- ✚ Une cellule de Bragg
- ✚ Une sonde d'émission/réception

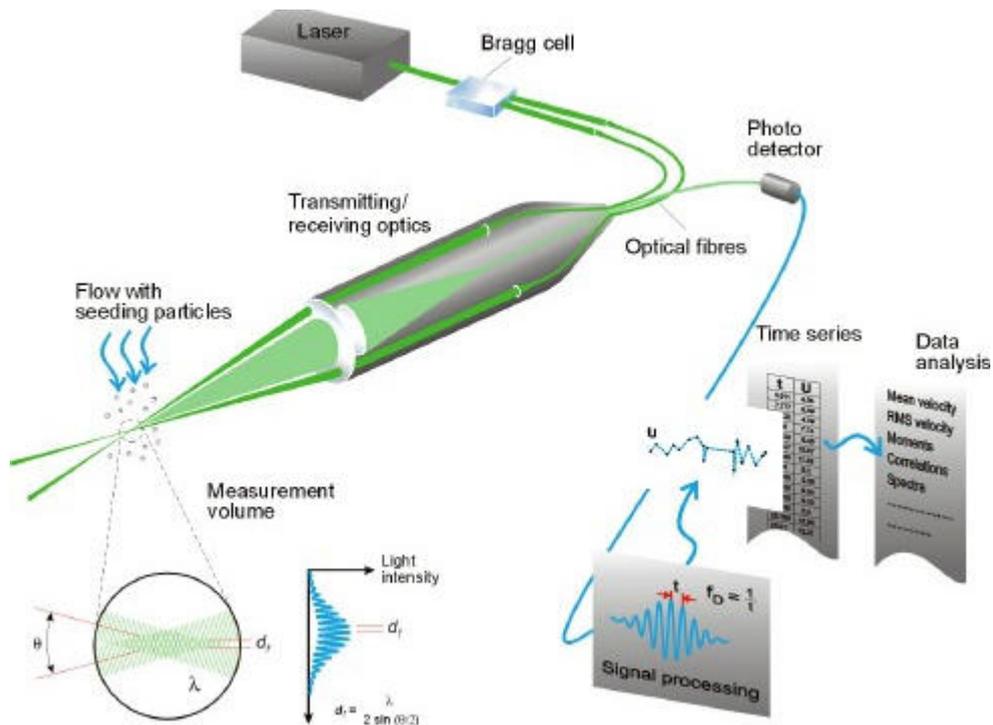


Figure 36: Schéma de principe de l'anémométrie laser (Ref. Image Dantec)

Le faisceau laser issu du laser Argon est converti en deux paires de faisceaux parallèles d'égales intensités. Deux faisceaux de couleur verte, de longueur d'onde 514,5 nm sont utilisés pour la mesure d'une composante de la vitesse, notée V. Deux faisceaux de couleur bleu, de longueur d'onde 488 nm sont utilisés pour la mesure d'une composante ici axiale U de la vitesse.

Pour déterminer le sens du déplacement des particules, un décalage de fréquence de 40 Mhz de l'une des deux paires de faisceaux est réalisé à travers son passage dans une cellule de Bragg. Les deux paires de faisceaux, l'un " braggé " et l'autre " non braggé " sont focalisées à l'aide d'une lentille frontale pour former des franges d'interférences qui définissent le volume de contrôle (ou volume de mesure). Lorsqu'une particule traverse ce système de franges d'interférences, celle ci réémet de la lumière dans toutes les directions, mais avec une intensité différente. Cette lumière émise par la particule est diffusée vers l'arrière de la lentille frontale (c'est la rétrodiffusion), et enregistrée dans le photo-récepteur, dispositif qui permet de transformer les faisceaux lumineux en signal électrique.

Les particules passant en dehors du volume de contrôle émettent également de la lumière, mais le photo-récepteur est focalisé sur le volume de contrôle, et la lumière émise est hors focale et augmente légèrement le bruit de fond.

Les deux paires de faisceaux " braggé " et " non braggé " de même que la lumière rétrodiffusée par les particules sont transmises par des fibres optiques. Ceci permet de réduire la taille et le poids de la sonde, rendant l'équipement flexible et plus facile à utiliser dans les mesures pratiques. Le laser, le séparateur de couleur, la cellule de Bragg et le photo-récepteur peuvent être fixes à l'écart de la boucle d'essai, tandis que la sonde peut être manipulée pour changer de zone de mesure.

La figure 37 ci-dessous montre une vue du dispositif expérimental.

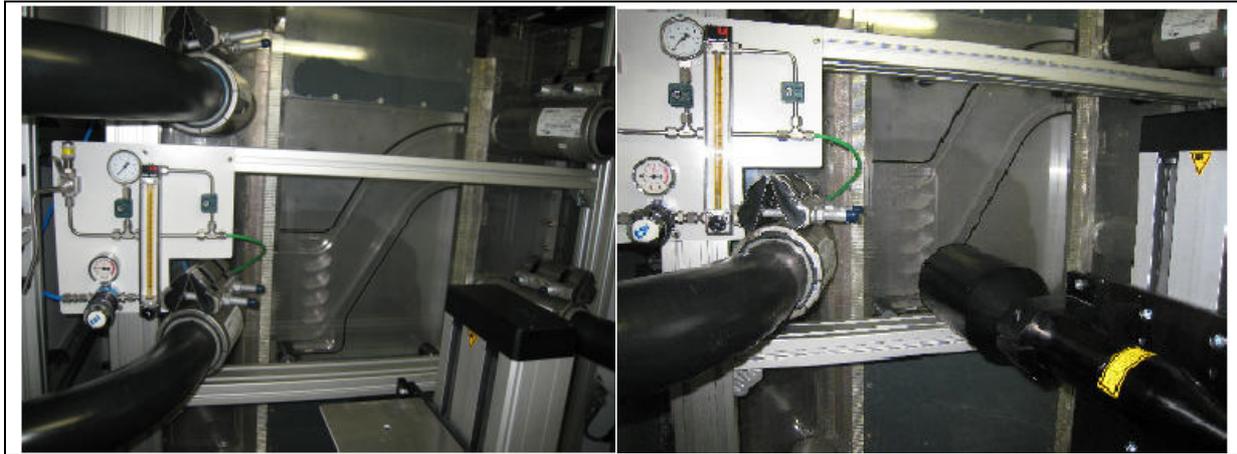


Figure 37: dispositif expérimental, avec et sans la tête d'optique laser

	Vitesse longitudinale U	Vitesse transversale V
Couleur des faisceaux	Bleu	vert
Écartement des faisceaux	38 mm	
Longueur d'onde	488 nm	514,5 nm
Demi-angle θ	8,776°	
Interfrange	1,6 μm	1,7 μm
Largeur du volume de mesure d_x	0,03517 mm	0,03708 mm
diamètre du volume de mesure d_y	0,03476 mm	0,03665 mm
La longueur du volume de mesure d_z	0,2278 mm	0,2402 mm
Nombre de franges N_f	21	21

Tableau 2: Principaux paramètres utilisés en LDA

Le tableau ci-dessus donne les principaux paramètres correspondant aux configurations utilisées lors de notre étude.

3.2.2 Procédure d'acquisition

Le principe des mesures est le suivant :

- Ensemencement de l'écoulement avec des particules de verre creuses de diamètre $100\ \mu\text{m}$ et de masse volumique $1,1\ \text{g}/\text{cm}^3$;
- Mesure de la vitesse de l'eau par la technique Anémométrie Laser Doppler;
- Injection des bulles d'air calibrées à $200\ \mu\text{m}$ à l'aide du système prévue à cet effet et décrit au paragraphe 3.1.1;
- Mesure de leurs vitesses et détermination de leurs trajectoires.

Notons que les bulles sont injectées avec une vitesse initiale la plus faible possible de manière à éviter un effet de glissement avec la phase continue. La série de tests est réalisée en faisant varier un certain nombre de paramètres :

- ✓ Mesure en faisant varier la concentration des bulles d'air à l'amont de la grille à l'aide du rotamètre et du détendeur décrit au paragraphe 3.1.1 ;
- ✓ Mesure en faisant varier la vitesse de l'écoulement amont.

a) Préparation de l'unité et ensemencement

Avant tout essai, il faut remplir le bassin de l'unité avec de l'eau tirée du réseau d'alimentation du centre. Le volume total d'eau rempli est estimé à $1\ \text{m}^3$. On a pris soin de bien respecter le niveau maximal d'eau (indiqué sur l'unité) pour éviter tout risque de débordement pendant le fonctionnement de l'unité. On met en route la pompe au débit minimum (15 Hz) et on procède à l'ensemencement de l'écoulement. On ensemence l'écoulement avec des billes de verre de type 110P8 de masse volumique $1,1\ \text{g}/\text{cm}^3$ et de diamètre moyen de $11\ \mu\text{m}$. Nous avons introduit environ 50g de ces billes de verre dans l'écoulement.

b) Repérage et détermination de l'origine spatiale

Le laser est utilisé à une puissance de 400 mW. Nous avons placé le volume de mesure sur la première paroi à l'intérieur au niveau du bord d'attaque d'un aubage comme indiqué sur la figure 38 ci-dessous (position que nous avons prise comme origine spatiale).

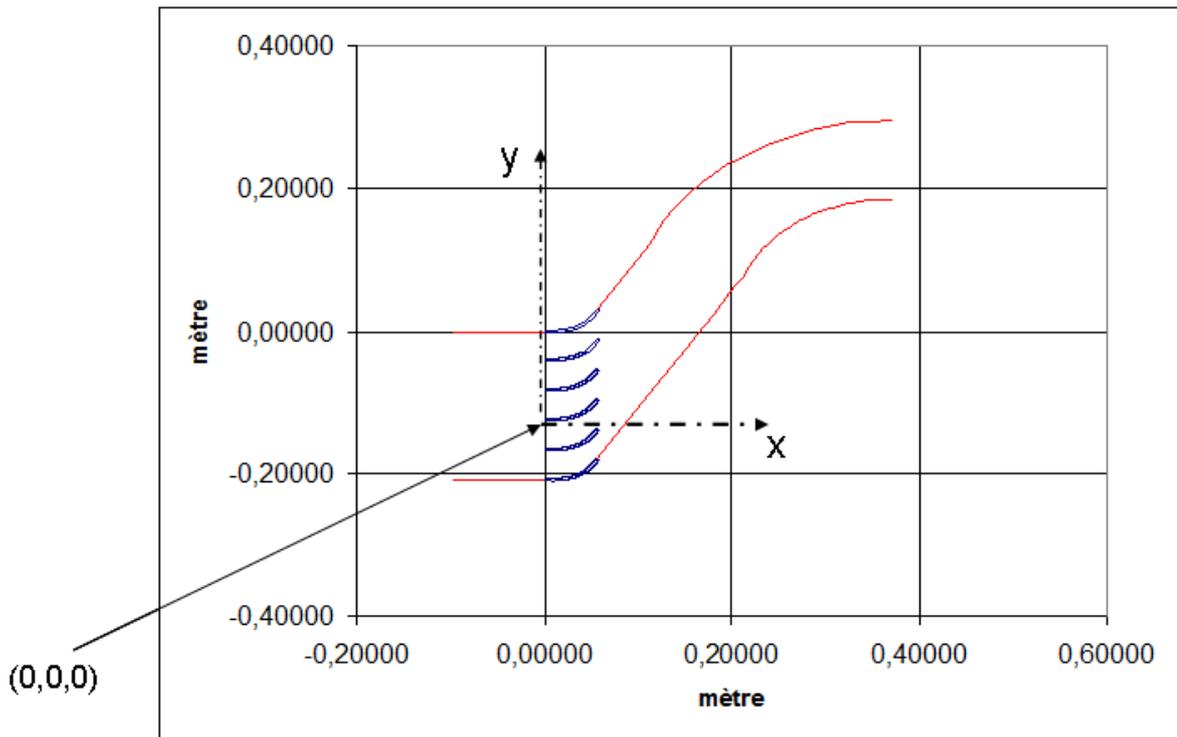


Figure 38: Repérage de l'origine spatiale

c) Vérification de la perpendicularité du laser

Pour vérifier la perpendicularité du laser par rapport à la paroi interne de la veine, nous avons dans un premier temps déplacé le volume de mesure selon l'axe x sur la face interne de la paroi, de $x = 0$ à $x = 65 \text{ mm}$. L'absence de signal permet de s'assurer que le volume de mesure est sur la paroi interne et que l'on obtient ainsi une bonne perpendicularité par rapport à cet axe. Dans un second temps, on revient à l'origine que l'on s'est fixée et on procède de la même manière selon l'axe y .

d) Vérification de la profondeur

Pour vérifier la profondeur de la veine, on place le volume de mesure à l'origine, et on le déplace dans le sens de la profondeur c'est-à-dire selon l'axe z jusqu'à arriver à la seconde paroi interne. En déplaçant le volume de mesure dans le sens de la profondeur, on mesure un signal représentatif des particules traversant la veine d'essais. L'absence de signal indique que le volume atteint l'autre paroi.

La distance parcourue est alors mesurée au moyen du système de déplacement micro métrique et comparée à la profondeur réelle de la veine. On note ainsi l'effet du changement d'indice de réfraction sur l'inclinaison des faisceaux.

On trouve ainsi une distance de 23 mm alors que la profondeur réelle de la veine est de 30 mm. Comme l'indice de réfraction de l'eau est de 1,3, la profondeur mesurée correspond bien à la valeur réelle $p = 23 * 1,3 = 29,9 \text{ mm}$.

e) Protocole opératoire

Signalons que durant tous nos essais, nous nous sommes focalisés sur le canal placé au centre de la veine d'essais comme montré sur la figure 39 ci-dessous. Les mesures sont réalisées au milieu de la veine dans le plan médian noté P_m , donc en partant de l'origine (0,0,0) nous avons déplacé le volume de mesure à mi-distance dans la direction de la profondeur, soit une ordonnée $z = 15$ mm.

Chaque acquisition à une coordonnée fixée, est réalisée à partir de 2000 points de mesure. Cette valeur est un minimum pour réaliser un traitement statistique acceptable. Nous avons donc accès aux grandeurs telles que la vitesse moyenne et l'écart-type...

En chaque position, la vitesse moyenne, l'écart-type et l'incertitude des mesures sont calculés par [7]:

$$\bar{u} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u_i \quad (3.3)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})^2} \quad (3.4)$$

$$\Delta \bar{u} = 1,96 \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (3.5)$$

Où N est le nombre de valeurs validées au point de mesure. Dans ces conditions, l'incertitude maximale de nos mesures est évaluée à 1,1%. Signalons aussi que le Data Rate de tous nos points de mesure est au minimum de 90%. Les taux de turbulence sont de l'ordre de 13% pour le débit Q1 (c'est-à-dire quand la pompe fonctionne à la fréquence de rotation de 15 Hz), de l'ordre de 18% pour le débit Q2 (fréquence de 20 Hz) et de l'ordre de 25% pour le débit Q3 (fréquence de 25 Hz).

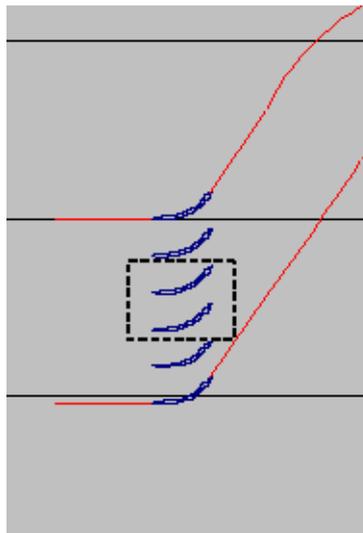


Figure 39: Zone d'analyse

f) Définition des plans de mesure LDA en écoulement monophasique

Les mesures ont été réalisées sur une fenêtre couvrant le canal central afin de s'affranchir des effets de bord en parties supérieure et inférieure.

Les mesures ont été réalisées avec une fréquence de rotation de la pompe de 15 Hz, 20 Hz et 25 Hz. La valeur du débit associé à la vitesse de rotation de la pompe n'est pas une donnée pertinente puisque des débits de fuites internes existent en amont de la veine d'essais dus à un problème d'étanchéité. En revanche, il est important de bien déterminer le profil de vitesse à la sortie du nid d'abeille placé en amont de la grille d'aubes.

Dans un premier temps, le profil de vitesse en amont de la grille d'aubes a été déterminé comme indiqué ci dessous, avec une fréquence de la pompe réglée à 15 Hz.

On place le volume de mesure à mi-profondeur et à une abscisse $x = -20\text{ mm}$ puis on mesure les composantes horizontale et verticale de vitesse v_x et v_y le long d'un axe parallèle à l'axe vertical y sur toute la hauteur de la veine d'essais avec un pas de 10 mm. Nous avons procédé d'une façon identique en fixant la fréquence de rotation de la pompe à 20 Hz puis à 25 Hz.

Par la suite, des mesures des composantes de la vitesse ont été menées dans la grille d'aubes.

Le pas noté "g" de la grille (d'un bord d'attaque d'un aubage à un autre) est décomposé en 9 parties égales, soit un pas de 4,65 mm. On place le volume de mesure à une abscisse $x = -4\text{ mm}$ et on mesure les composantes de la vitesse v_x et v_y selon les coordonnées suivantes :

X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
-4	-9,3	15
-4	-4,65	15
-4	0	15
-4	4,65	15
-4	9,3	15
-4	13,95	15
-4	18,6	15
-4	23,25	15
-4	27,9	15
-4	32,55	15
-4	37,2	15
-4	41,85	15
-4	46,5	15
-4	51,15	15

Tableau 3 : Matrice d'essai

On procède de la même manière à différentes valeurs de l'abscisse x depuis le bord d'attaque d'un aubage, (c'est-à-dire $x_{BA} = 0\text{ mm}$) jusqu'au bord de fuite ($x_{BF} = 56,95\text{ mm}$) avec un pas $x = 6,27\text{ mm}$. On itère avec deux mesures supplémentaires au voisinage du bord de fuite à $x = x_{BF} - 3\text{ mm}$ et $x = x_{BF} + 3\text{ mm}$.

3.3 Présentation des résultats

3.3.1 Essais en monophasique

Cette partie consiste en la mesure des profils de vitesse de la phase continue dans les directions axiale et verticale de la veine. Signalons que les vitesses que nous mesurons par la LDA sont ceux des particules d'ensemencement injectées dans l'écoulement et supposées suivre parfaitement son mouvement. Afin de s'assurer que les erreurs liées aux mesures sont minimisées, nous avons vérifié la répétabilité de nos essais puis vérifié la conservation du débit comme l'indique la figure 46.

Profils de vitesse en amont de l'ensemble de la grille

Les figures 40 et 41 ci-dessous représentent les profils de la vitesse axiale notée "u" et de la vitesse verticale notée "v" rapportés à la vitesse débitante V_a , sur une ligne située dans un plan à mi profondeur ($z=15\text{ mm}$), et en amont de la grille d'aubes à une abscisse $x = -20\text{ mm}$, l'origine correspondant aux bords d'attaque des aubages. L'abscisse y^* est la hauteur de la veine noté "y" rapportée au pas de la grille d'aubes noté "g".

$$y^* = \frac{y}{g} * 100$$

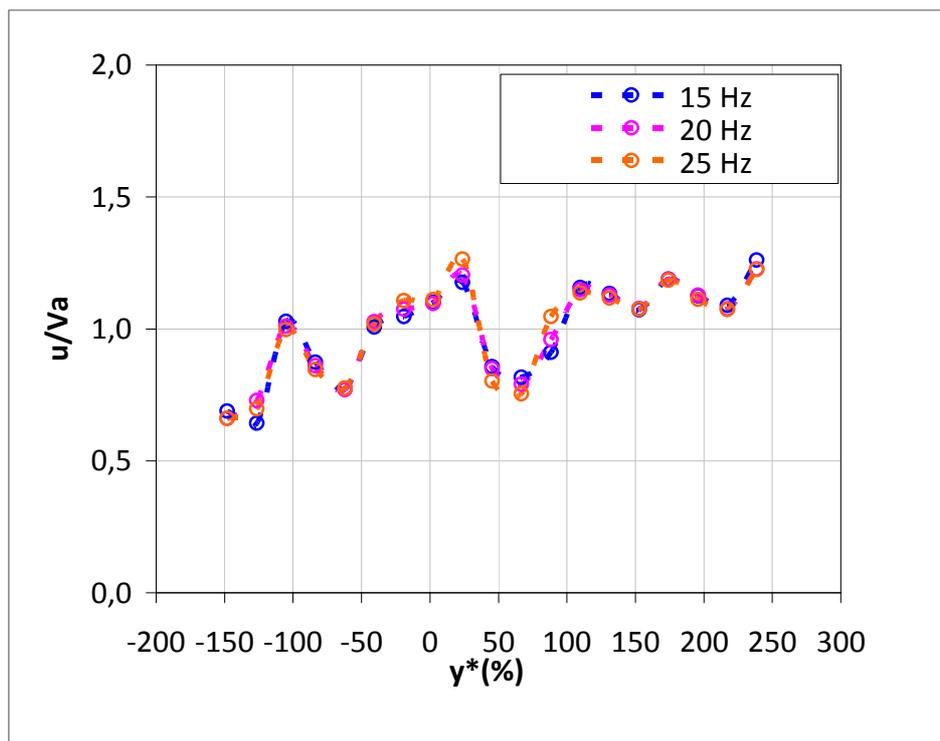


Figure 40: Profils de vitesse axiale

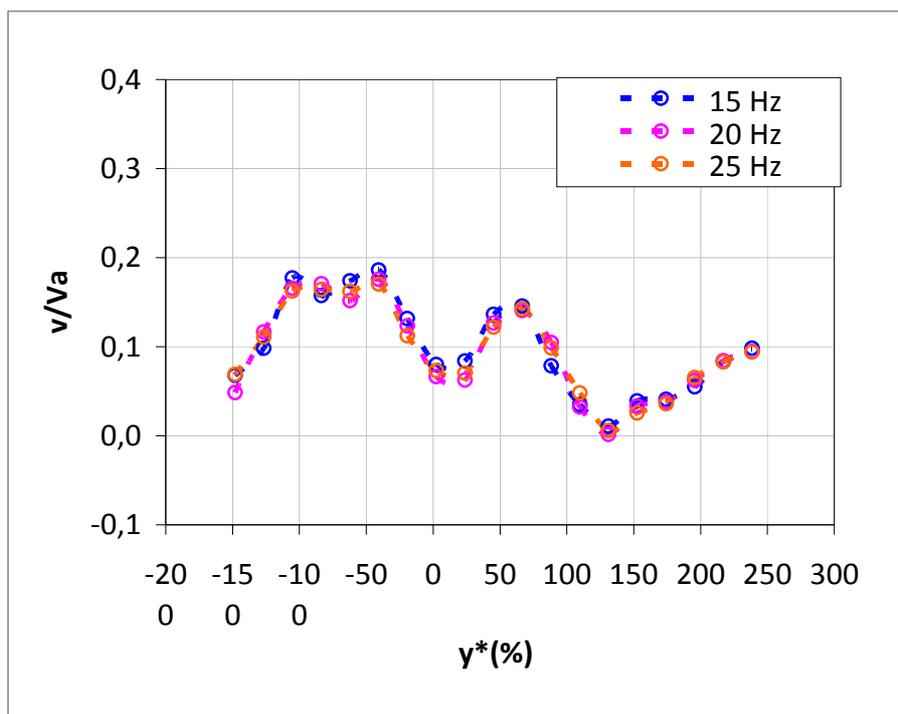


Figure 41: Profils de vitesse verticale

Les résultats sont donnés pour trois points de fonctionnement différents de la pompe de circulation (fréquence de 15 Hz, 20 Hz, et 25 Hz). Comme on peut le constater les vitesses u et v ne sont pas uniformes sur toute la hauteur de la veine d'entrée. Cela est certainement dû à la disposition des tubes d'arrivée d'eau en amont du nid d'abeilles. Il est aussi probable que le nid d'abeille ne soit pas assez efficace pour homogénéiser l'écoulement en amont de la grille.

On note cependant une homothétie entre les profils de vitesses et les fréquences de rotation de la pompe (par conséquent aux débits). C'est la preuve que les conditions d'alimentations ne dépendent pas du débit. Les valeurs moyennées arithmétiquement de la vitesse débitante V_a sur la hauteur explorée de la veine sont les suivantes pour chaque valeur de la fréquence de rotation de la pompe:

- Fréquence 15 Hz : 0,9 m/s
- Fréquence 20 Hz : 1,09 m/s
- Fréquence 25 Hz : 1,20 m/s

Profils de vitesses à l'entrée du canal central

Les figures 42 et 43 ci-dessous représentent les profils de la vitesse axiale u et de la vitesse verticale v à l'entrée du canal central de la grille d'aubes c'est-à-dire à une abscisse $x = 0 \text{ mm}$.

où y est l'abscisse verticale, g , le pas de la grille d'aubes. Ainsi, y^* vaut 0 sur le bord d'attaque inférieur du canal central, et 100 sur le bord d'attaque supérieur. On observe bien sur les figures 42 et 43 le sillage des aubages.

Comme cela a déjà été mis en évidence, la vitesse axiale n'est pas uniforme à l'entrée de grille.

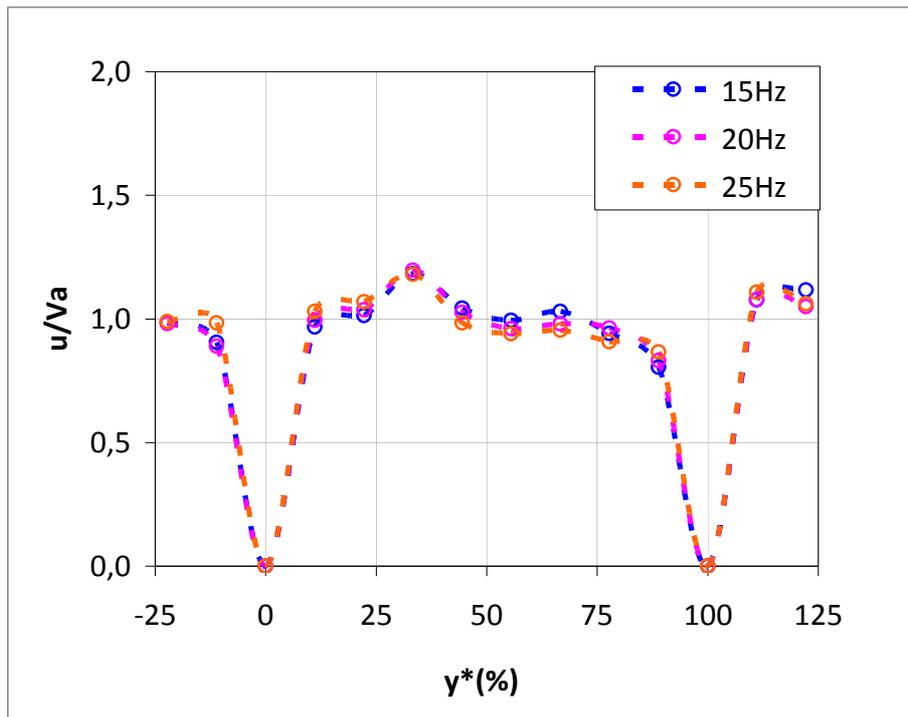


Figure 42: Vitesse axiale à $m^*=0\%$

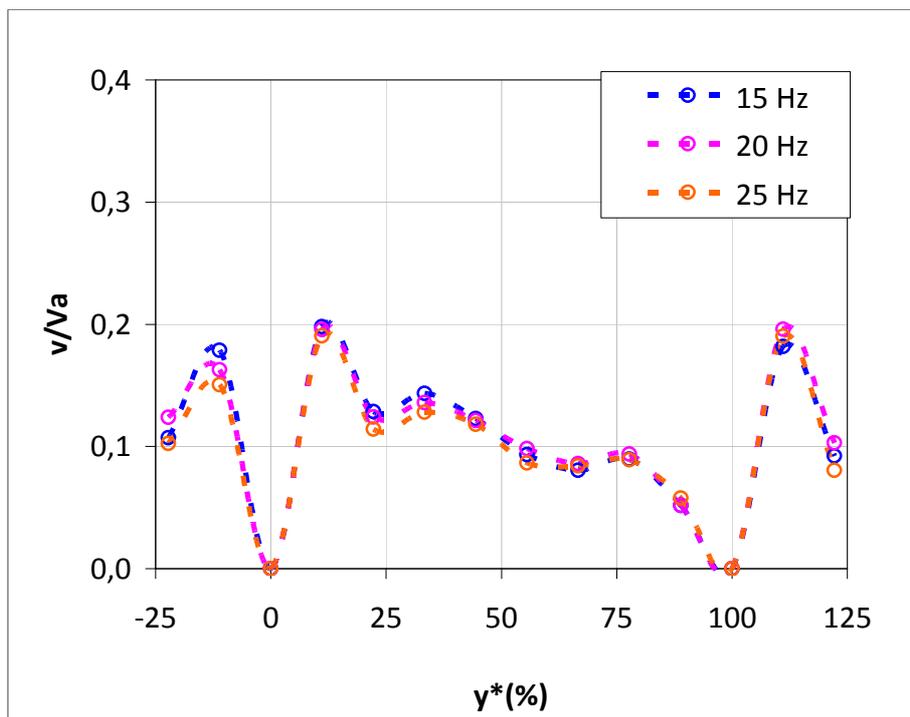


Figure 43: Vitesse verticale à $m^*=0\%$

Sur les figures 42 et 43, m^* représente l'abscisse curviligne réduite de la section de mesure en pourcentage de la longueur curviligne totale de l'aubage.

A partir des résultats donnés en figures 42 et 43, on présente sur la figure 44 le profil de l'angle β_1 de l'écoulement repéré par rapport à la direction axiale. L'existence d'un profil de vitesse verticale à l'entrée du canal central est la preuve que l'écoulement n'est pas purement axial et qu'il y a bel et bien un léger angle d'incidence qui varie en fonction de la coordonnée verticale réduite y^* comme le montre la figure ci-dessous.

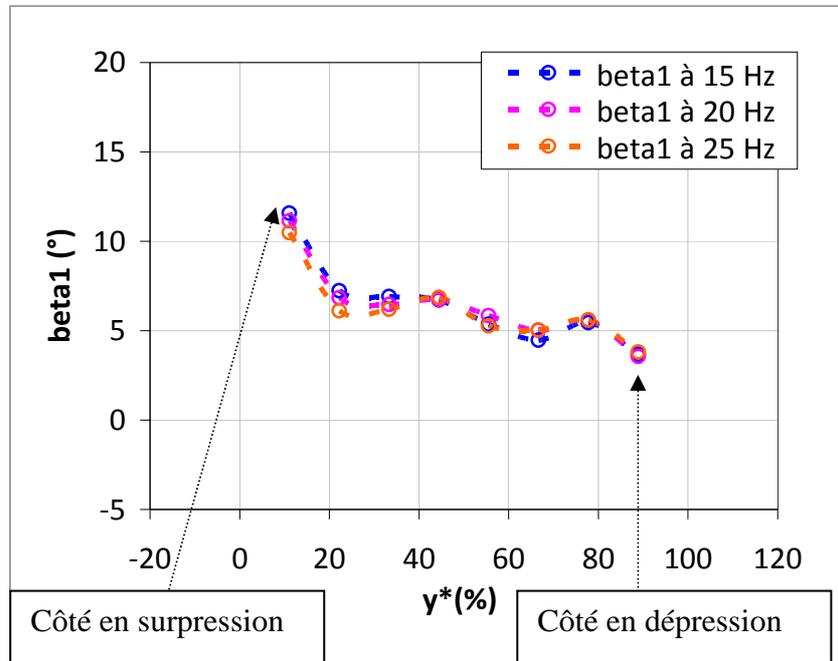


Figure 44: Angle d'écoulement β_1 en entrée du canal central

L'angle de l'écoulement dans la veine est défini comme étant l'angle que fait l'écoulement projeté dans le plan P_m et la direction axiale.

Ainsi on a :

$$\beta = \arctan\left(\frac{v}{u}\right) \quad (3.6)$$

Comme l'angle géométrique de l'aubage noté β_{g1} est nul en entrée, l'angle d'incidence est donc égal à l'angle β_1 de l'écoulement. On constate au vue de la figure 44 que cet angle d'incidence est plus élevé sur l'intrados (côté en surpression) que sur l'extrados (côté en dépression) des aubages.

Le gradient qui existe entre l'extrados et l'intrados du profil est tout à fait en accord avec les évolutions des angles en entrée de grille rencontrés dans ce type de géométrie.

Profils de vitesses en sortie du canal central

Sur la ligne des bords de fuite

La figure 45 représente l'évolution du profil de vitesse axiale rapporté à la vitesse débitante le long d'une ligne située aux bords de fuite ($x_{BF} = 56,95 \text{ mm} - m^* = 100\%$) des aubages de la grille d'aubes. Tout comme le profil de vitesses en bord d'attaque, on voit ici que le profil de vitesse en bord de fuite ne dépend pas du débit.

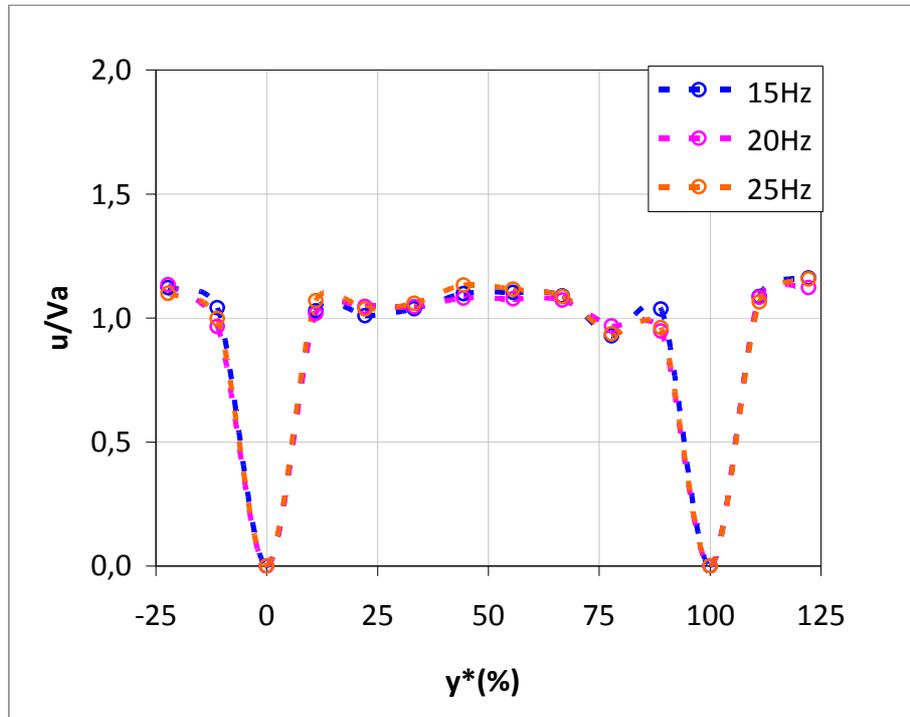


Figure 45: Vitesse axiale à $m^*=100\%$

Afin de vérifier la continuité du débit, nous avons comparé le profil de vitesse axiale en bord d'attaque (BA) à celui en bord de fuite (BF) (figure 46). Etant donnée l'homothétie qu'il y a entre les profils de vitesse et le débit, nous avons limité la comparaison au cas où la pompe fonctionne à la fréquence de rotation de 15Hz (débit Q1). On observe sur la figure 46, aux erreurs de mesures près que le débit est conservé.

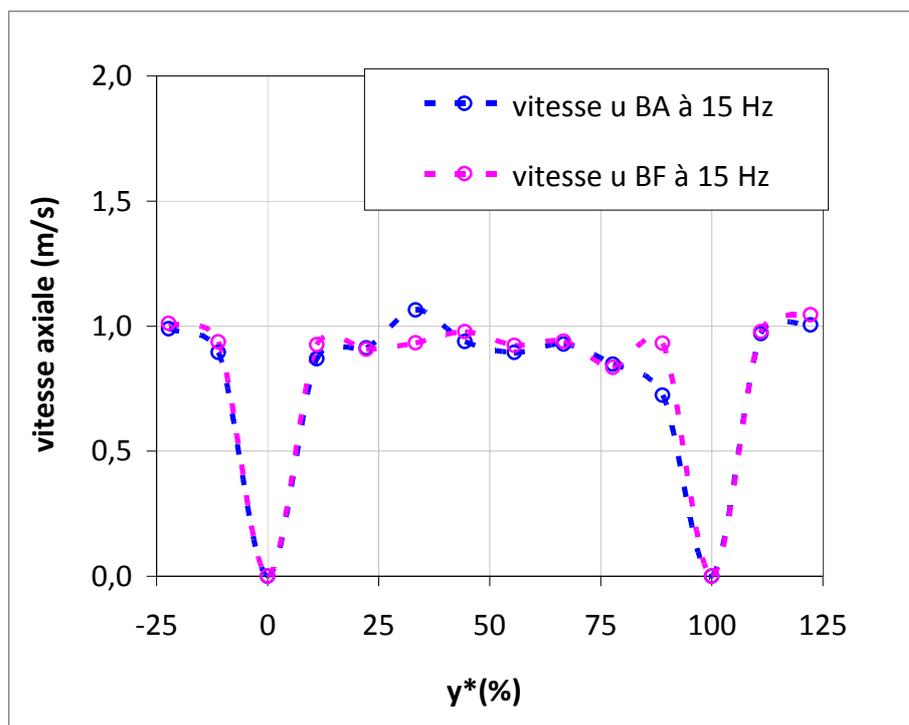


Figure 46: Vérification de la conservation du débit

La figure 47 représente le profil de vitesse verticale à la sortie du canal central de la grille d'aubes en fonction du débit. Contrairement au profil vertical en entrée (Cf figure 43), on voit ici que la vitesse verticale est beaucoup plus importante qu'en entrée. C'est la preuve que l'écoulement subit bien une déflexion due à la courbure des aubages. De plus cette vitesse verticale est du même ordre de grandeur que la vitesse axiale, cela suppose donc que l'écoulement sort du canal avec un angle d'environ 45° .

La figure 48 représente l'évolution de l'angle d'écoulement β au bord de fuite du canal central. L'observation faite sur cette figure est la même que celle faite sur la ligne à +3 mm des bords de fuite. La description faite à cet effet est aussi valable ici.

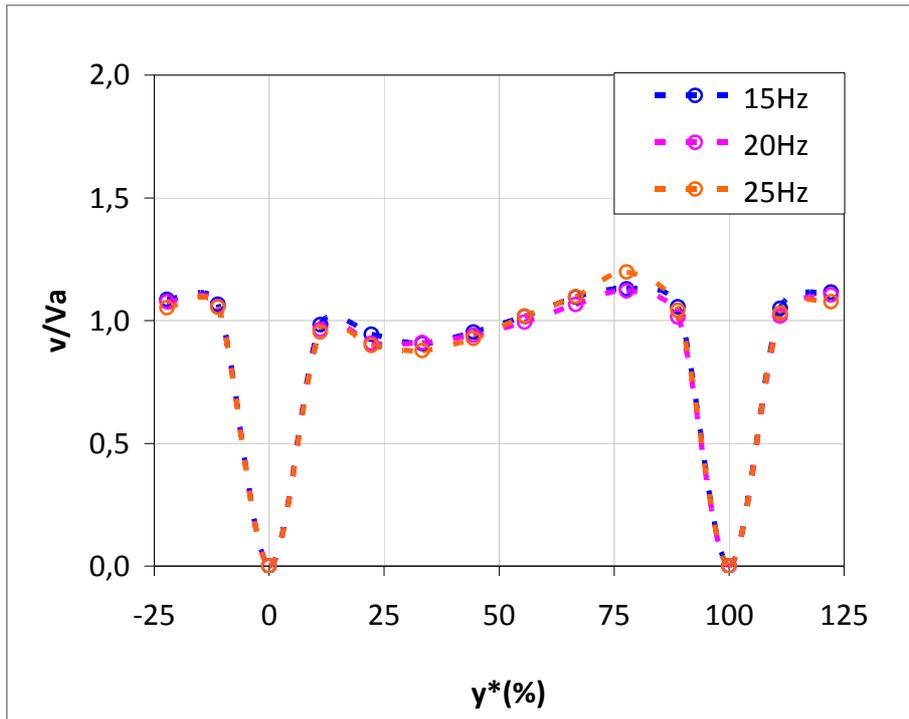


Figure 47: Vitesse verticale à $m^*=100\%$

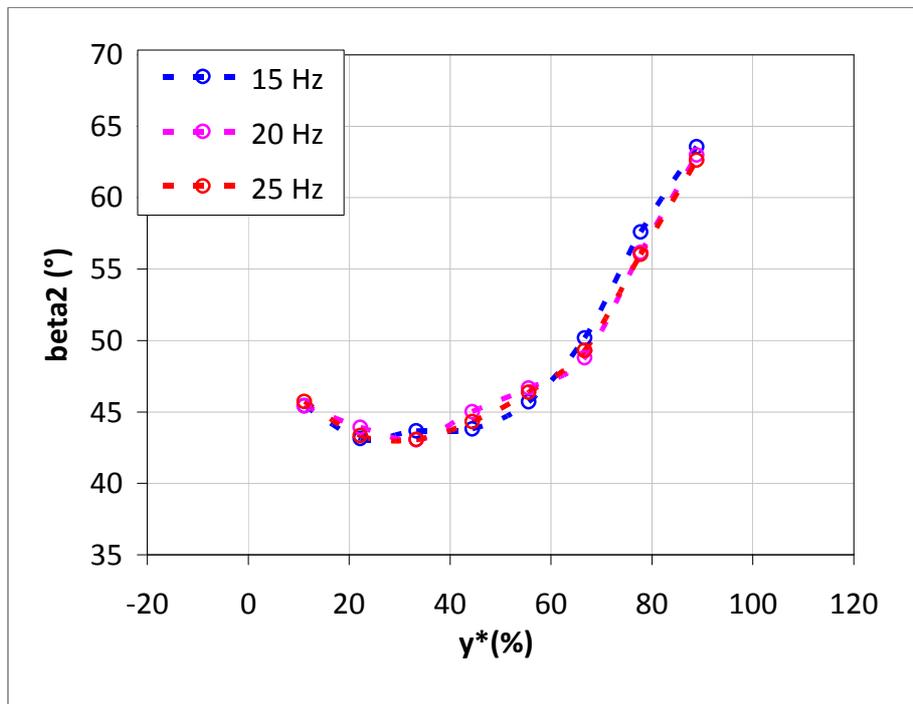


Figure 48: Evolution de β_2 au bord de fuite

Interprétation

Sur la ligne des bords de fuite des aubages, le profil de vitesse axiale (figure 45) est nettement plus homogène que celui mesuré sur la ligne de bord d'attaque (figure 42). Sur une partie du canal, d'une abscisse y^* allant de 70 % à 85 %, on observe une légère chute de la vitesse axiale (figure 45) qui s'associe à une augmentation de la composante verticale (figure 47). Cela traduit probablement un épaissement de la couche limite sur le côté en dépression au voisinage du bord de fuite, qui se traduit par un angle de l'écoulement plus important dans cette zone.

Sur la ligne à + 3 mm du bord de fuite

Les figures 49 et 50 ci-dessous représentent respectivement l'évolution de la vitesse axiale u et la vitesse verticale v rapportées à la vitesse débitante V_a sur un axe placé à 3 mm en aval de la ligne des bords de fuite. Cette distance correspond au jeu situé normalement entre le bord de fuite du rotor de la pompe et le bord d'attaque du stator. Il paraît donc intéressant de connaître l'évolution de ces grandeurs sur cet axe.

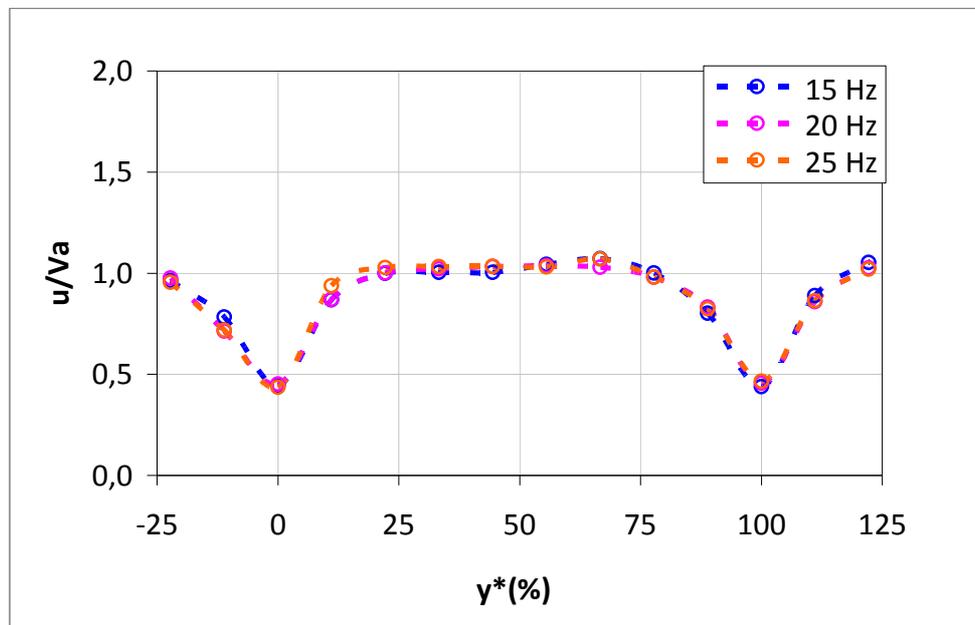


Figure 49: Vitesse axiale à $x_{BF} + 3\text{ mm}$

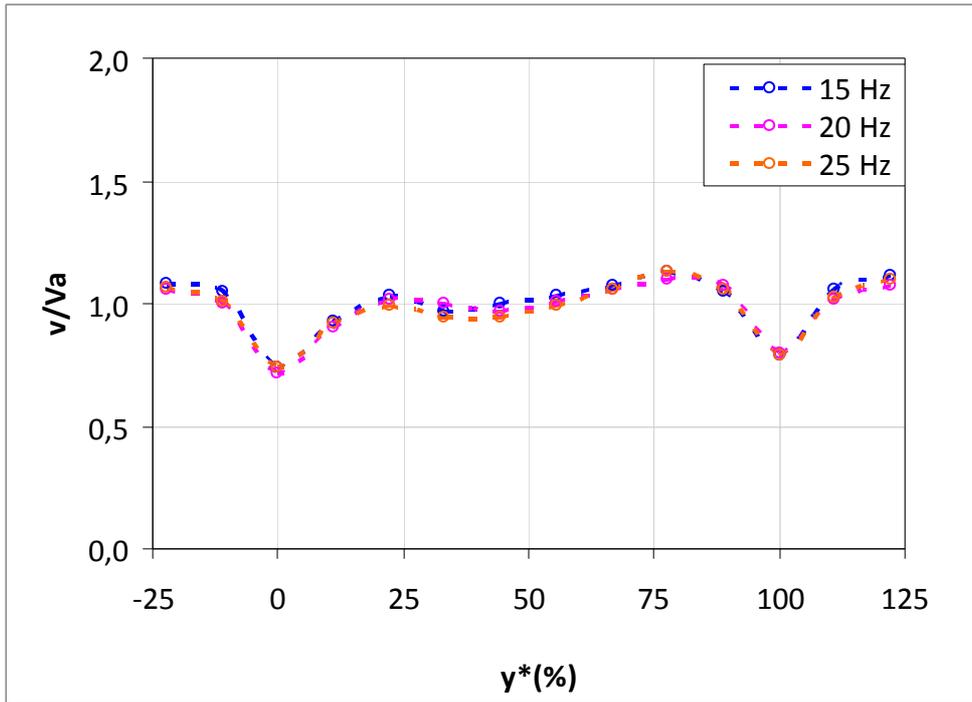


Figure 50: Vitesse verticale à $x_{BF} + 3mm$

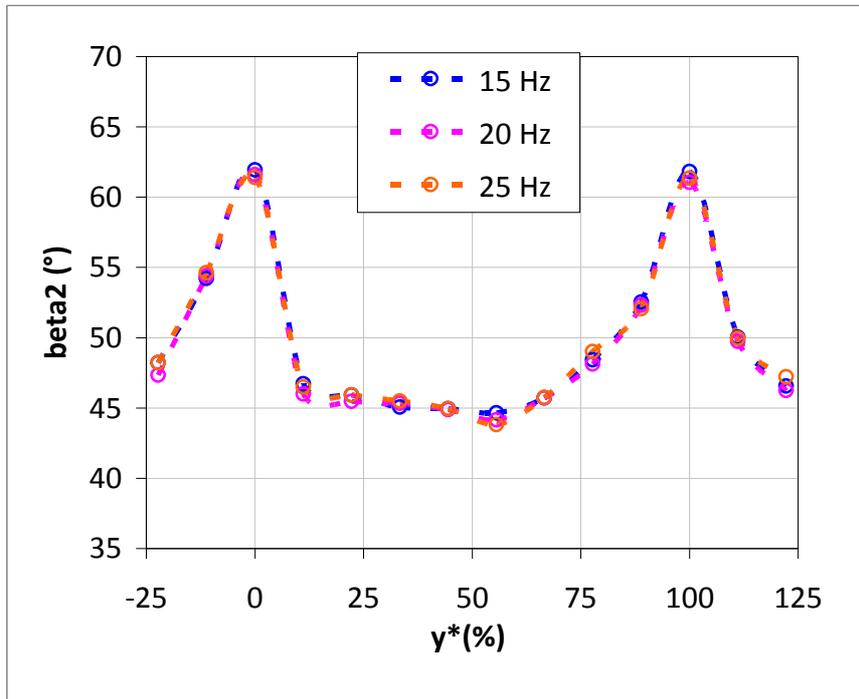


Figure 51: Evolution de β_2 au bord de fuite+3mm

Signalons d'abord que pour nous l'écoulement dit "principal" est l'écoulement en sortie d'un canal, compris entre les deux sillages des aubages. En dehors de l'écoulement principal, les mesures doivent mettre en évidence les sillages des aubages. Ainsi l'axe d'exploration de la vitesse est compris entre les points $y^* = -25\%$ et $y^* = 125\%$.

En premier lieu, il convient de constater que les profils des composantes de vitesse mesurés à 3 mm en aval de la ligne des bords de fuite (figures 49 et 50) sont plus homogènes que ceux mesurés sur la ligne des bords de fuite (figure 45 et 47). Et tout comme pour le cas en bords de fuite, ici aussi la vitesse verticale v est du même ordre de grandeur que la vitesse axiale u . Ceci suppose que l'angle d'écoulement en sortie β_2 est plus uniforme sur une majeure partie de la section transversale en sortie dans l'écoulement principale, à l'exception des sillages. Par conséquent le profil de l'angle de l'écoulement en sortie à 3mm en aval de la ligne des bords de fuite a des valeurs proches de 45° sur une plage de y^* allant de 10 % à 70% comme on peut le voir sur la figure 51.

Angle moyen de sortie

Pour la condition d'une vitesse axiale en entrée ($V_{\theta 1} = 0$), l'équation d'Euler (voir en annexe) montre que la prédiction de la quantité d'énergie échangée entre le fluide et les aubages dépend de l'angle d'écoulement en sortie β_2 . Il est donc nécessaire d'évaluer la valeur moyenne de cet angle sur toute la hauteur de la ligne des bords de fuite pour chaque débit. Nous avons pris la moyenne arithmétique pondérée par la vitesse axiale en sortie sur la ligne des bords de fuite. Ce choix se justifie par le constat que l'angle β_2 est très important dans le sillage des aubages (figure 51) alors que la vitesse axiale y est faible (figure 49). Mais ce constat sera bien mis en évidence dans le paragraphe consacré aux simulations numériques. Il était donc normal d'attribuer un poids plus important aux angles obtenus dans l'écoulement principal par rapport aux angles obtenus dans les zones de sillage. Ainsi pour chaque débit, nous avons défini l'angle beta2-moyen ($\overline{\beta_2}$) comme suit:

$$\tan \overline{\beta} = \frac{\sum_i u_i \tan \beta_i}{\sum_i u_i} \quad (3.7)$$

Ainsi, aux erreurs de mesures près, on retrouve un angle d'écoulement de sortie invariant par rapport au débit et égal à $\overline{\beta_2} = 47,7^\circ$.

3.3.2 Essais en diphasique

Mesures avec la camera à images rapides

Les essais en écoulement diphasique ont consisté à injecter des bulles d'air dans l'écoulement monophasique. Rappelons que compte tenu des caractéristiques du volume de mesure de la LDA (cf tableau 2 - §3.2.1), la technique de mesure utilisée ne permet pas de déterminer la vitesse des bulles. En effet le diamètre des bulles de $200\ \mu\text{m}$ est environ 200 fois plus important que l'interfrange dans le volume de mesure.

Nous avons donc procédé à la prise de films à images rapides à l'aide d'une caméra FASTCAM-APX RS pour visualiser la trajectoire des bulles à la traversée de la grille d'aubes. Ceci nous permettra de déterminer les lieux éventuels de concentration des bulles.

Les bulles d'air sont injectées à l'aide d'un système prévu à cet effet et composé de sept aiguilles en forme de peigne de diamètre intérieur de $200\ \mu\text{m}$ et relié au réseau d'air du centre. Ces bulles sont injectées avec une vitesse initiale la plus faible possible de manière à éviter un effet de glissement avec la phase continue. Le débit d'air injecté est mesuré à l'aide d'un débitmètre BROOKS SHO-RATE série GT 1355 comme l'indique la figure 52.



Figure 52: Débitmètre BROOKS SHO-RATE

Nous avons ainsi travaillé avec trois débits d'air différents à savoir $Q_{g1} = 8,28 \text{ l/h}$, $Q_{g2} = 5 \text{ l/h}$ et $Q_{g3} = 3 \text{ l/h}$. Mais seuls les résultats avec le débit $Q_{g3} = 3 \text{ l/h}$ seront exposés ici car par manque de temps nous n'avons pu dépouiller et exploiter que les résultats obtenus avec ce débit d'air.

Tous les films ont été réalisés dans les conditions suivantes :

- Objectif macro 105 mm,
- Vitesse d'acquisition : 3000 images / seconde,
- Format image : 1024 * 1024 pixels,
- Diaphragme caméra : 8,
- Zone filmée : aubage central,
- Fluide : eau brute puis eau+air

La figure ci-dessous donne un exemple d'une image prise lors des essais.

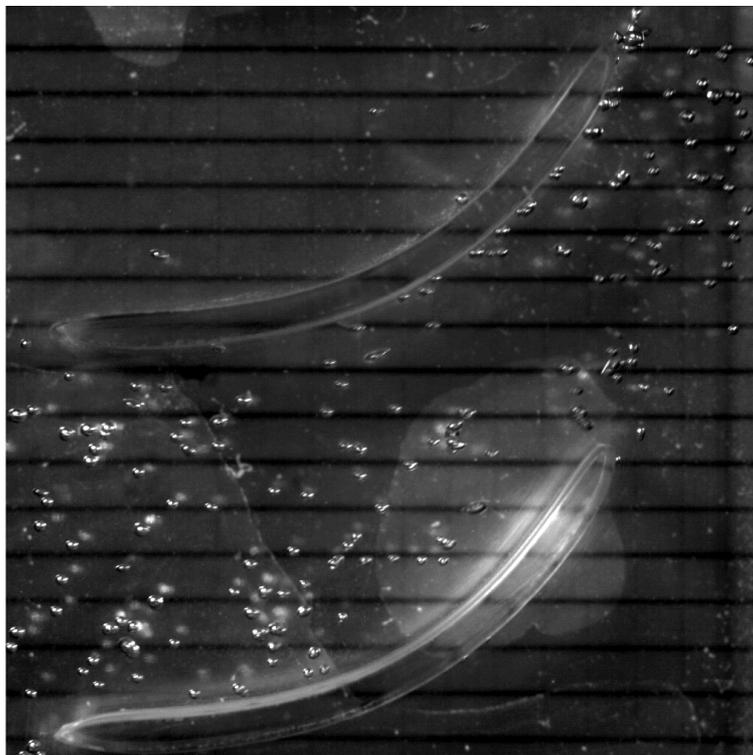


Figure 53: Photo des bulles d'air dans l'écoulement

Pour une analyse plus aisée des images, nous avons décidé de traiter une image sur dix sur les 300 photos que comporte un fichier sauvegardé. Pour ce faire, nous avons écrit un programme sous le format Matlab pour repérer les positions successives d'une bulle afin de reconstituer sa trajectoire.

Compte tenu du nombre élevé de bulles et pour une meilleure clarté, nous avons décidé de ne suivre que deux bulles partant de deux positions différentes (notées 1 et 2 sur la figure 54) au niveau de la ligne des bords d'attaque. La figure ci-dessous donne le résultat pour le cas où la fréquence de rotation de la pompe est 15 Hz (débit Q1) et le débit gaz est $Q_{g3} = 3 \text{ l/h}$.

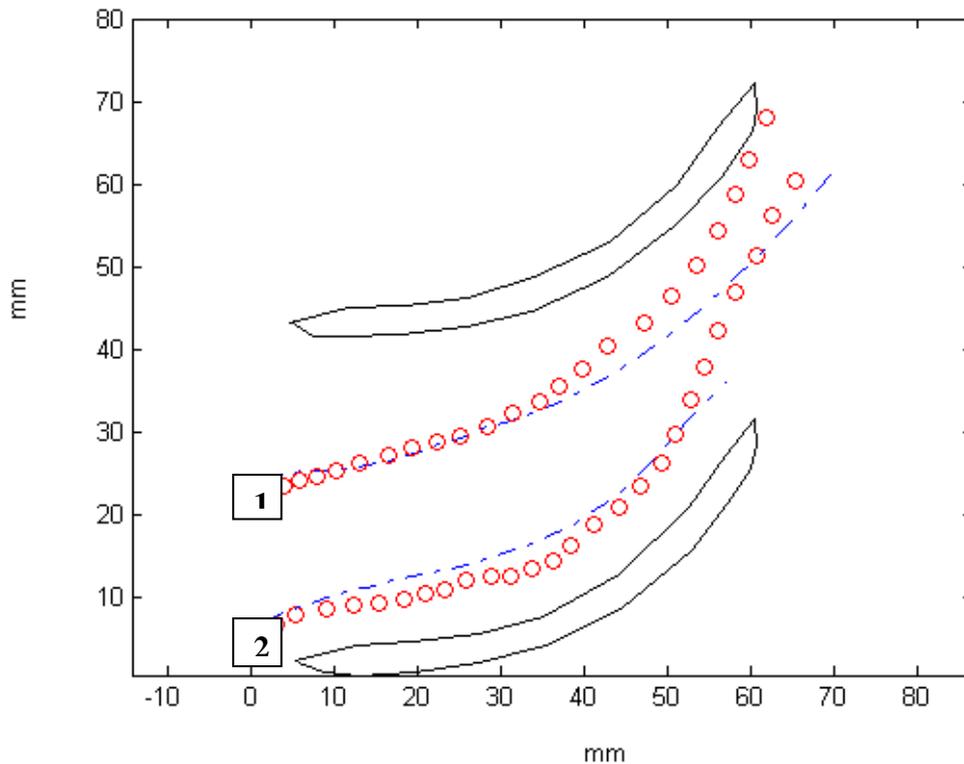


Figure 54: Trajectoire de bulles d'air quantifiée par camera à images rapides

Sur la figure 54, les traits discontinus bleus représentent les lignes de courant de la phase liquide et les points rouges représentent les positions successives de deux bulles toutes les 0,0033 s.

Les lignes de courant de la phase liquide sont obtenues de la même façon que les trajectoires des bulles, c'est-à-dire en repérant les positions successives des petites billes de verre de densité $1,1 \text{ g/cm}^3$ et de diamètre moyen de $11 \mu\text{m}$.

Plusieurs observations peuvent être faites au vu de cette figure. Premièrement, on observe bien une accélération des bulles à la traversée de la grille et plus particulièrement à partir de la seconde moitié du canal. En effet, on voit bien au voisinage des bords d'attaque, les positions successives des bulles sont très rapprochées alors que à partir d'une abscisse de 40 mm, les positions de celles-ci deviennent de plus en plus espacées le même intervalle de temps.

Deuxièmement, la figure 54 permet de démontrer qu'en comparant la trajectoire de la bulle partant de la position 1 et la ligne de courant de la phase liquide passant par cette même position, une déviation de la trajectoire de la bulle d'air s'opère à partir de l'abscisse 35 mm. La conséquence de cette déviation est que la bulle d'air sort du canal au voisinage du côté en dépression, avec un angle noté $\beta_{2\text{gaz}}$ plus important que l'angle de l'écoulement de la phase continue $\beta_{2\text{liq}}$.

Enfin, on constate que quelle que soit leur position de départ, les bulles ont tendance à sortir du canal au niveau de l'aubage supérieur près du côté en dépression.

Remarque :

Il est légitime de se poser la question si la migration des bulles vers ce côté en dépression de l'aubage supérieur du canal n'est pas due à la poussée d'Archimède qui s'applique sur les bulles. Nous avons donc estimé le poids de la bulle et la force due au gradient de pression environnant la bulle et avons comparé ces deux forces.

Nous avons calculé le poids de la bulle corrigé de la poussée d'Archimède par la formule ci-dessous :

$$F_y = (\rho_{eau} - \rho_{air}) V g = \Delta\rho V g \quad (3.8)$$

où $V = \frac{\pi}{6} d^3$ est le volume de la bulle et aussi le volume de liquide déplacé par la bulle.

Compte tenu des données numériques on obtient pour cette force

$$F_y = 6.4 * 10^{-7} N \quad (3.9)$$

Puis nous avons estimé la pression environnant la bulle par l'expression:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{2\sigma}{R} \quad (3.10)$$

où

p_1 , p_2 , σ , R sont respectivement la pression environnant la bulle, la pression à l'intérieur de la bulle, la tension superficielle à la limite de séparation et le rayon de la bulle.

La force centrifuge due à la courbure des lignes de courant s'exprime par :

$$F_{c-c} = \rho \frac{\pi d^3 V_b^2}{6R_c} \quad (3.11)$$

où R_c est le rayon de courbure des aubages, V_b la vitesse de la bulle et d son diamètre.

La force due au gradient de pression corrigée de la force centrifuge liée à la courbure des lignes de courant a pour expression :

$$F_p = V \nabla p - F_{c-c} \quad (3.12)$$

On approxime alors cette force par la relation :

$$F_p = V \frac{\Delta p}{R} = \frac{8\pi}{3} R \sigma - \rho \frac{\pi d^3 V_b^2}{6R_c} \quad (3.13)$$

L'application numérique de cette formule avec une vitesse $V_b = 1 \text{ m s}^{-1}$ donne :

$$F_p = 1525.10 * 10^{-7} N \quad (3.14)$$

Finalement, en comparant les relations (3.9) et (3.14) on se rend compte que la poussée d'Archimède est très négligeable devant la force due au gradient de pression environnant la bulle.

Nous pouvons donc affirmer que la migration constatée des bulles d'air vers le côté en dépression des aubages n'est pas due à la poussée d'Archimède mais plutôt au gradient de pression environnant la bulle.

3.4 Synthèse

Ce chapitre expérimental nous a permis de valider de façon qualitative l'étude théorique menée dans le chapitre 2. Elle n'a pas pu être quantitative compte tenu des contraintes d'encombrements liés à notre dispositif expérimental qui ne nous permettaient pas un contrôle suffisant de l'écoulement incident. L'analyse a consisté à mesurer les profils de vitesses et les trajectoires de bulle de gaz dans une grille d'aubes.

Ce dispositif nous permet de s'affranchir des forces de Coriolis et de la force centrifuge tout en accentuant le phénomène physique à étudier par l'accélération de l'écoulement.

Les résultats confirment l'étude théorique et démontrent :

En écoulement monophasique

- que les profils de vitesses sont indépendants du débit ;
- que le gradient de l'angle d'écoulement d'entrée β_1 qui existe entre l'extrados et l'intrados du profil est tout à fait en accord avec les évolutions des angles en entrée de grille rencontrés dans ce type de géométrie ;
- que l'angle d'écoulement de sortie β_2 est relativement uniforme sur une majeure partie de la section transversale en sortie de grille dans l'écoulement principal, à l'exception des sillages ;

En écoulement diphasique

- que les bulles de gaz sont bien déviées vers le côté en dépression des aubages.

Par la suite, les moyens expérimentaux ne nous permettant pas de modifier les conditions opératoires sur une large plage, nous avons modélisé la grille d'aubes et procédé aux calculs avec le code ANSYS CFX comme décrit dans le chapitre suivant.

4 Étude Numériques

4.1 Objectifs

L'objectif des simulations numériques est de valider la théorie développée pour expliquer la dégradation de performances dans une pompe axiale avec des écoulements diphasiques. En effet la littérature montre que dans le cas d'une pompe centrifuge fonctionnant en écoulement diphasique liquide et gaz dispersé, l'une des causes potentielles de la dégradation de performances réside dans l'accumulation des bulles de gaz sur le côté en surpression des aubages sous l'action d'un ensemble de forces (force de traînée, force liée au gradient de pression longitudinal, force liée au gradient de pression transverse, et la force centrifuge de la particule liée à la courbure des lignes de courant)[8],[24],[26]. Nous avons appliqué la même théorie et le même principe à une pompe polyphasique axiale. Dans ce cas, la dégradation de performances serait liée à une accumulation des bulles de gaz sur le côté en dépression des aubages de la pompe. La littérature [8],[10],[14],montre aussi que la dégradation des performances d'une pompe centrifuge ou d'une pompe axiale peut également dépendre d'autres paramètres tels que :

- le GVF (Gas Void Fraction);
- le diamètre des bulles de gaz;
- le débit;
- la vitesse de glissement entre les phases;
- la longueur des aubages et d'autres paramètres géométriques de la pompe;
- les transferts thermiques entre les phases qui peuvent s'avérer importants pour le cas du CO₂, les transferts de masse entre les phases (solubilité du CO₂ dans l'eau par exemple ou encore phénomène de cavitation localisée), etc....

Ne pouvant pas faire varier tous ces paramètres expérimentalement, la simulation numérique reste le moyen le plus approprié pour faire varier quelques uns des ces paramètres.

Mais avant d'analyser et de tirer des conclusions sur les résultats des simulations numériques, il est nécessaire de s'assurer que ces résultats soient représentatifs de la réalité. Pour ce faire, nous avons suivi la méthodologie décrite dans le paragraphe suivant.

4.2 Méthodologie

La méthode consiste dans un premier temps à valider la simulation numérique en écoulement monophasique en comparant les résultats de la simulation numérique aux résultats expérimentaux obtenus avec la grille d'aubes sur la maquette T380 et présenté au chapitre 2.

La validation des simulations numériques est basée sur la comparaison des profils de vitesse relevés à l'entrée et à la sortie de la grille à ceux obtenus expérimentalement. La validation des simulations numériques est réalisée également sur la base d'une comparaison des angles calculés et mesurés de l'écoulement de sortie β_2 . Les profils ont été mesurés dans le plan médian noté P_m au milieu de la veine dans le sens de la profondeur situé à $z = 0,015m$.

Cette étape nous a permis en même temps de valider les choix des modèles numériques tels que le modèle de turbulence pour le reste des simulations.

Dans un second temps, une fois la simulation numérique validée en monophasique, nous avons fait varier les paramètres tels que le GVF, le débit et la taille des bulles, avec pour objectif de voir leur effet sur l'angle de l'écoulement en sortie β_2 .

Les résultats de la simulation numérique ont été comparés à l'étude théorique qui démontre que les bulles sont déplacées vers le côté en dépression des aubages sous l'action des forces d'inertie, de traînée et liées au gradient de pression.

Mais avant toute chose, nous présentons d'abord le logiciel utilisé pour effectuer toutes les simulations numériques.

4.3 Description du code de simulation

Pour nos simulations, notre choix s'est porté sur le logiciel industriel CFX-12.0 développé par ANSYS et disponible à IFPEN. CFX est un logiciel général de simulation numérique d'écoulements en mécanique des fluides et de transferts thermiques. Il permet de mettre en œuvre une simulation numérique complète, de la modélisation de la géométrie, au post-traitement, en passant par la génération du maillage et le calcul. CFX est particulièrement bien adapté aux machines tournantes, qui restent l'objectif premier de notre étude.

CFX dans sa version 5, est divisé en 4 modules à savoir : ICEM, CFX-pre, CFX-solver et CFX-post.

4.3.1 Module ICEM

Le module ICEM est utilisé comme un logiciel de CAO traditionnel. La géométrie est construite à partir d'éléments tels que points, courbes, surfaces et volumes. C'est également ce module qui permet de générer un maillage s'appuyant sur la géométrie. L'utilisateur fixe les paramètres des mailles qu'il souhaite obtenir sur les éléments. Le maillage sert de support à une représentation discrète de variables continues. Pour les mailles primitives, CFX utilise des formes géométriques comme représentées sur la figure 55 ci-dessous.

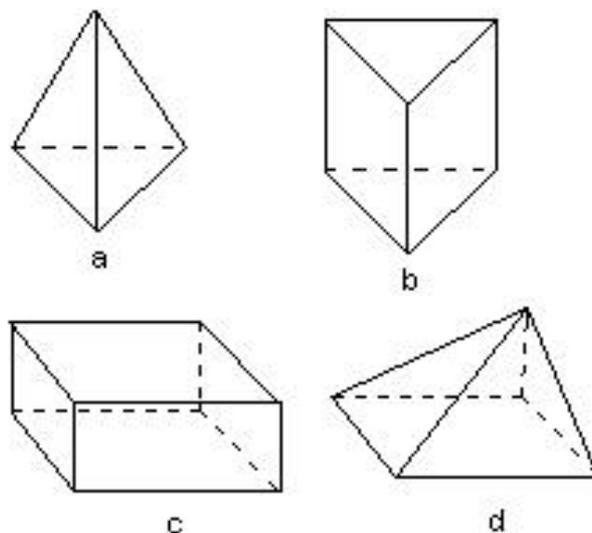


Figure 55: Formes géométriques utilisées pour le maillage : a) tétraédrique, b) prismatique, c) hexaédrique et d) pyramidal

Une fois le maillage effectué, ICEM crée un fichier portant l'extension « .msh », qui regroupe les informations relatives au maillage, exploitable par CFX-Pre.

4.3.2 Module CFX-Pre

Le module CFX-Pre permet de définir le problème physique comme les caractéristiques des fluides utilisés et la dynamique correspondante. Il permet également de fixer les conditions aux limites et initiales du modèle, ainsi que les équations à résoudre, le type de résolution (régime permanent ou transitoire). Les paramètres régissant la convergence du calcul comme le pas de temps, le nombre d'itérations, le critère de convergence ainsi que la nature des fluides en présence sont par ailleurs fixés.

Une fois tous les paramètres définis, CFX-Pre génère un fichier « .def » qui contient toutes les informations nécessaires pour mener le calcul.

4.3.3 Module CFX-Solve

Le module CFX-Solve est le module qui effectue les calculs. Il est basé sur la méthode des volumes finis et l'intégration des équations de Navier Stokes dans chaque maille et dispose de modèles additionnels pour prendre en compte des phénomènes physiques comme la turbulence, le rayonnement thermique...

L'organigramme de mise en œuvre d'un calcul est présenté sur la figure 56 donnée dans le paragraphe suivant.

Dans le cas d'une résolution en régime permanent, le calcul se poursuit jusqu'à ce que, soit le nombre maximal d'itérations consigné par l'utilisateur soit atteint, soit la solution satisfasse les conditions de convergence.

Dans le cas d'une résolution en régime transitoire, le calcul prend fin lorsque la durée de résolution du phénomène étudiée est atteinte.

A la fin du calcul, CFX-Solve génère deux types de fichiers :

- Un fichier « .out » lisible par un éditeur de texte. Ce fichier résume le déroulement du calcul. Il contient, entre autres choses, les informations du « .def », ainsi que le bilan du système ;
- Un fichier « .res » qui contient l'ensemble des résultats. Ce fichier est directement exploitable par CFX-Post.

4.3.4 Module CFX-Post

Le module CFX-post est un outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats. Il permet d'appliquer des textures sur la géographie, de visualiser des contours, des iso-surfaces, des lignes de courant, des champs de vitesse.

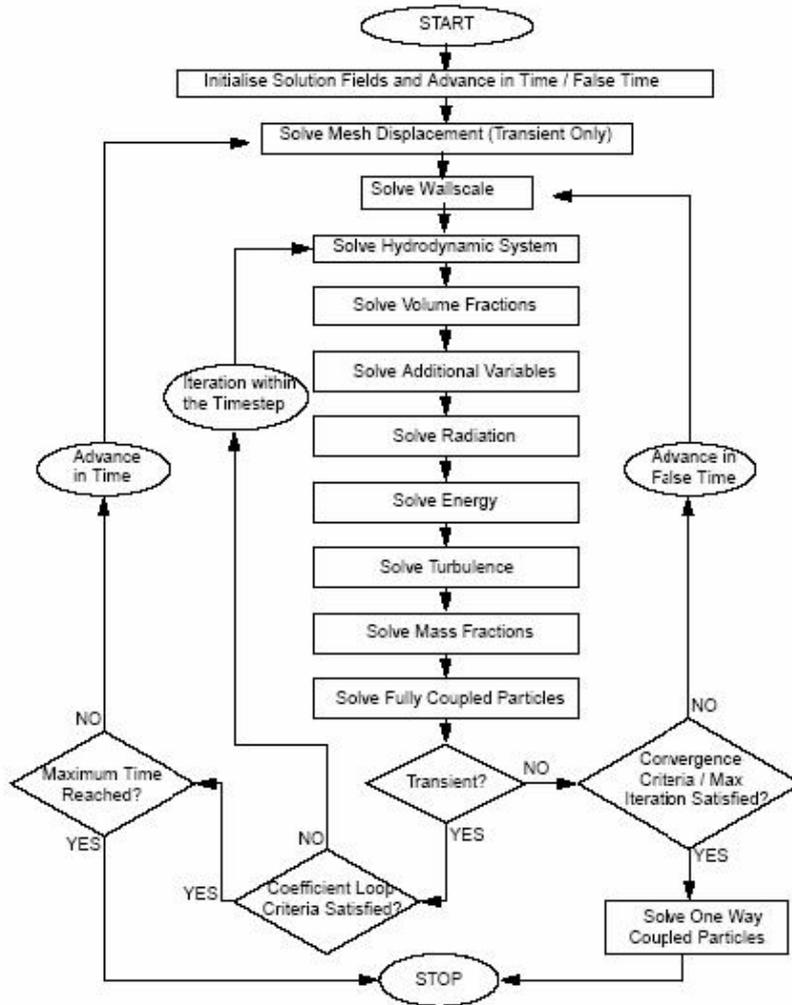


Figure 56: Organigramme du déroulement d'un calcul par CFX-Solve (Ref. Ansys)

4.4 Modèle de la géométrie

La géométrie est construite à partir d'un fichier de données sous format MS Excel qui traduit les coordonnées géométriques des aubages et des parois.

La géométrie de chaque aubage est définie à partir de 202 points ce qui permet d'avoir une bonne représentation. Une densification au voisinage des bords d'attaque et des bords de fuite permet d'obtenir un bon affutage des aubages et d'éviter ainsi des erreurs sur le calcul.

Ce fichier est utilisé par le module ICEM de CFX pour préparer le fichier de maillage.

4.4.1 Préparation de la géométrie

Une fois la géométrie construite, on crée des blocs de mailles appelés « familles » ou « parts ». A chaque « part » correspondra une condition limite. Nous avons ainsi créé 5 familles comme l'indique la figure 57.

La « part » "Entrée" sera associée à la condition limite INLET

La « part » "Sortie" sera associée à la condition limite OUTLET

La « part » "Murs" qui comprend les parois haute et basse du domaine ainsi que les deux parois latérales sera associée à la condition aux limites WALL.

La « part » aubage sera, elle aussi, associée à la condition aux limites WALL.

La « part » fluide quant-à elle, correspond au domaine contenant le fluide et n'est associée à aucune condition limite.

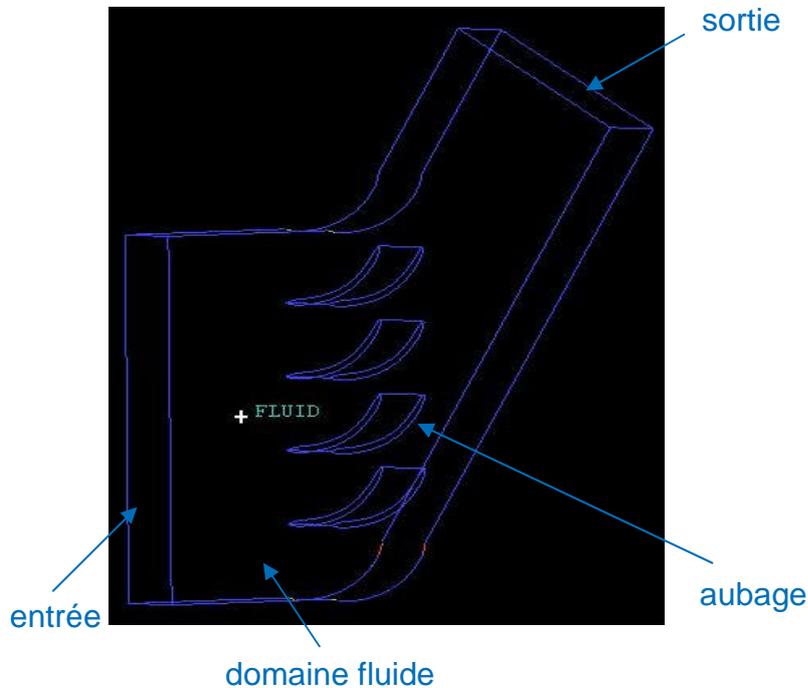


Figure 57: domaine de calcul

Le paramétrage du maillage peut se faire soit par blocs, soit plus globalement pour toute la géométrie. Nous avons opté pour la deuxième option qui est beaucoup plus rapide et plus simple. Pour cela, nous avons estimé au préalable, l'épaisseur caractéristique de la couche limite des aubes de la grille d'aubes.

Le nombre de Reynolds minimal est de l'ordre de $Re_c = 0,6 \cdot 10^5$, ce qui correspond à une couche limite de l'ordre de $0,03 \cdot c$, soit environ $2mm$ pour notre cas d'étude.

On a donc adopté pour une taille de mailles le long du profil de l'ordre du dixième de cette épaisseur.

Puis on a réglé le ratio entre les mailles à 1,2 c'est-à-dire que deux mailles consécutives ne peuvent différer de plus de 20 %. Ceci assure une progression dans la taille de mailles conduisant à obtenir une bonne convergence des calculs.

4.4.2 Maillage

Maillage hexaédrique

La modélisation du domaine de calcul a été réalisée en utilisant deux méthodes pour l'extension du maillage dans l'axe de la profondeur :

- maillage régulier, noté maillage A
- maillage raffiné en proche paroi, noté maillage B.

Le premier maillage, noté A et représenté figure 58 est un maillage régulier du centre jusqu'aux parois du domaine et comporte 253 154 éléments pour 234 780 nœuds.

Le second maillage, noté B et représenté figure 58, est le même que le maillage A mais avec des mailles plus raffinées aux parois. Il comporte 358 288 éléments pour 350 410 nœuds.

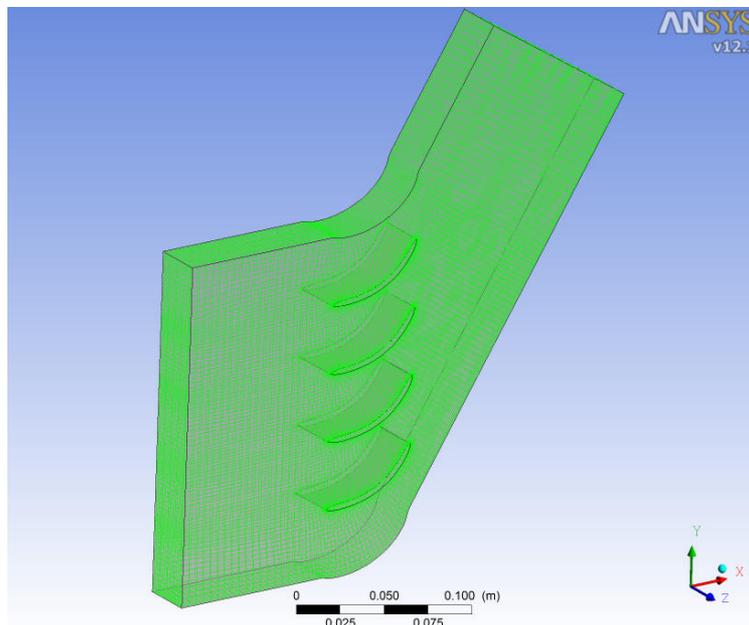


Figure 58: Maillage structuré A

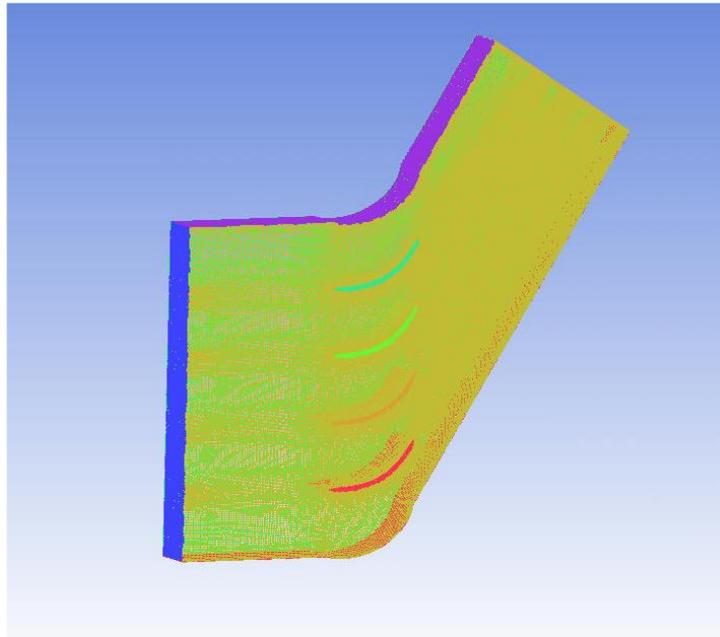


Figure 59: Maillage structuré B

Maillage non structuré (tétraédrique)

Le maillage non structuré est beaucoup plus simple à construire car les mailles sont générées automatiquement sans contrainte quant à leur disposition. Mais nous avons quand même dû régler la taille maximale à ne pas dépasser.

Le maillage non structuré (tétraédrique) représenté figure 60, comporte donc 211368 éléments pour 68459 nœuds

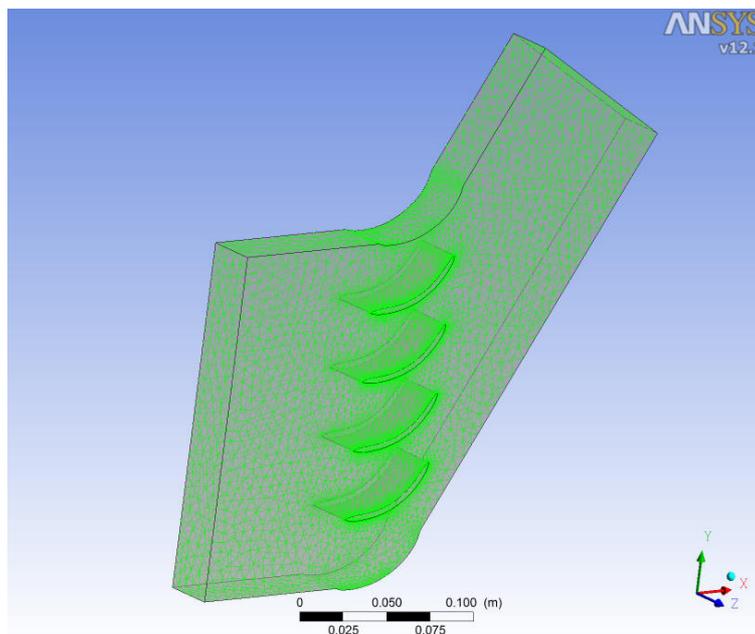


Figure 60: Maillage non structuré

Nous disposons donc de trois types de maillage pour la modélisation de la veine. Des simulations numériques ont été menées avec les trois maillages afin de définir lequel est le plus approprié.

4.4.3 Définition du problème physique

Après la génération de la géométrie et du maillage, l'étape suivante a été la définition du problème physique à l'aide du module CFX-Pre.

Ce module qui se présente sous la forme d'une bibliothèque, nous permet de définir :

- Les conditions aux limites sur les surfaces du domaine modélisé;
- Le type d'équations à résoudre;
- Le type de résolution (régime permanent ou transitoire);
- Les paramètres du solveur à savoir : le pas de temps, le nombre d'itérations, le critère de convergence ainsi que la nature des fluides en présence.

Pour notre cas, nous avons réalisé les calculs avec l'air pour la phase dispersée et de l'eau pour la phase continue. Tous les calculs ont été menés en régime permanent, avec une condition isothermique.

Les simulations numériques ont été menées en faisant varier les paramètres opératoires suivants :

- Fractions volumiques de gaz : 10%, 20%, 30%, 40% et 50%;
- Diamètres de bulle : 100 μm , 200 μm , et 500 μm . Pour rappel, l'expérience a été menée avec des bulles de 200 μm ;
- Débit en entrée de la veine.

Après avoir défini les caractéristiques des fluides utilisés, ainsi que la dynamique correspondante, on spécifie maintenant les conditions aux limites du problème.

4.4.4 Conditions aux limites

Nous avons utilisé 3 types de conditions aux limites à savoir : INLET, OUTLET et WALL.

Pour le Block INLET relatif à un écoulement entrant à l'intérieur du domaine, une condition de vitesse a été adoptée. En effet, nous avons effectué les calculs avec deux sortes de conditions d'entrée :

- La première avec un profil de vitesse U_x constant ;
- La seconde avec un profil tiré des mesures expérimentales.

Condition en entrée

Comme discuté dans le chapitre précédent, la longueur de stabilisation de l'écoulement en amont de la grille d'aubes est trop courte compte tenu des problèmes d'encombrement. Ainsi, la vitesse ne présente pas un profil uniforme en entrée. Par ailleurs, les mesures de la vitesse par LDA ont montré la présence d'une légère composante verticale liée aux effets des bords supérieurs et inférieurs, ce qui traduit un écoulement non périodique.

Par conséquent les simulations numériques ont également été menées en fixant en entrée le profil de vitesse obtenu à partir des mesures expérimentales.

Pour se rapprocher de la réalité, et s'affranchir des débits de fuites internes éventuels, nous avons donc pris soin de mesurer le profil de vitesse à l'entrée du domaine, 20 mm en amont du bord d'attaque des aubages. C'est ce profil de vitesse obtenu expérimentalement que nous avons imposé dans un second temps comme condition limite en entrée pour les simulations numériques.

Conditions de sortie

Pour les conditions de type OUTLET, correspondant au domaine de sortie de la veine, la pression statique a été fixée à 0 bar relatif.

Conditions aux parois

La condition de type WALL est attribuée aux parois imperméables à l'écoulement et nous avons supposé ces parois lisses. Sur les parois haute et basse du domaine, nous avons imposé une condition de non périodicité pour être conforme à la configuration de notre boucle expérimentale.

Ainsi, pour toutes les parois imperméables du domaine de calcul, à savoir les surfaces des aubes, les parois latérales ainsi que les parois haute et basse du domaine, nous avons imposé une condition aux limites de type WALL avec condition de non glissement à la paroi.

4.5 Les modèles utilisés

4.5.1 Type de modèle diphasique

Pour les simulations en écoulements diphasiques air-eau, nous avons décidé d'utiliser le modèle à deux fluides non homogène. Contrairement au modèle homogène qui ne traite pas les phases séparément, le modèle à deux fluides traite séparément les deux phases et permet de suivre les particules dispersées. Dans ce cas, le champ est séparé pour chaque phase. Les quantités transportées interagissent par l'intermédiaire des " termes de transfert d'interface ". Par exemple, deux phases peuvent avoir des champs de vitesse différents, mais il y aura une tendance à égaliser ces champs à travers des termes de traînée d'interphase.

De plus, le modèle de phases séparées utilise comme hypothèse de base le fait de négliger des interactions entre particules (qui sont supposées être sphériques). Ce qui revient à considérer une faible fraction volumique de la phase dispersée (généralement inférieure ou égale à 20 %). Dans notre étude, nous allons faire varier volontairement le GVF jusqu'à 50 % et nous verrons comment cela impacte nos résultats.

4.5.2 Modèle de turbulence

Nous avons testé trois modèles de turbulence différents à savoir :

- le modèle k-epsilon normalement utilisé pour des écoulements à nombre de Reynolds modéré (de l'ordre de 10^5).
- le modèle k-oméga normalement recommandé pour les problèmes liés aux turbomachines ou à des écoulements qui se font dans un référentiel tournant.
- et le modèle laminaire (pour des faibles nombres de Reynolds).

4.5.3 Modélisation de l'écoulement près des parois

Formulation mathématique

La loi de paroi utilisée dans le logiciel Ansys pour les calculs, est une extension de la méthode de Launder et Spalding. Dans les régions logarithmiques, la vitesse près des parois est reliée à la contrainte de cisaillement à la paroi τ_ω exercée par ces dernières à travers une relation logarithmique :

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (4.1)$$

$$\text{Avec : } y^+ = \frac{\rho \cdot \Delta y \cdot u_\tau}{\mu} \text{ et } u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \quad (\text{pour } y^+ \geq 30 \text{ et } y < 0,15 \times \delta)$$

Dans ces expressions, δ est l'épaisseur de la couche limite, u^+ est la vitesse au voisinage de la paroi, u_τ est une vitesse associée au cisaillement, y^+ est la distance adimensionnelle à la paroi, κ est la constante de Von Karman (=0,41) et C une constante dépendante de la rugosité de la paroi. U_t est une vitesse moyenne (connue) tangente à la paroi à une distance Δy de celle-ci.

L'inconvénient de cette modélisation est qu'aux points de séparation, $U_t \approx 0$. Pour remédier à cela, le logiciel utilise une loi de paroi " Scalable " dans laquelle u^+ est remplacé par u^* qui a la particularité de ne pas tendre vers 0 quand $U_t \approx 0$ (car il est défini en fonction de k , or en écoulement turbulent k n'atteint jamais 0) :

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2} \quad (4.2)$$

$$\text{Avec, } u_\tau = \frac{U_t}{\frac{1}{\kappa} \ln(y^*) + C}, \tau_\omega = \rho u_\tau u^* \text{ et } y^* = \frac{\rho \cdot \Delta y \cdot u^*}{\mu}$$

Le point faible de ce type de modélisation est la dépendance des résultats vis-à-vis de la distance aux parois et donc leur sensibilité par rapport au maillage dans ces régions. Ainsi, y^* est remplacé par $y'' = \max(y^*, 11,06)$, 11,06 étant la valeur limite entre la région logarithmique décrit ci-dessus et la sous-couche visqueuse $y^+ < 10$ (dans Ansys CFX).

Ainsi le y'' calculé est toujours supérieure ou égale à la valeur limite, ce qui garantit que les nœuds du maillage sont situés hors de la sous-couche visqueuse.

Impact sur le maillage

Ainsi, afin de prédire correctement l'écoulement dans la couche limite, il faut réaliser un maillage avec un nombre suffisant de nœuds (au moins 10) à l'intérieur de cette couche limite. D'autre part, les caractéristiques de l'écoulement ayant leur importance sur l'échelle, il faut donc estimer approximativement l'épaisseur la couche limite. Cette couche limite est calculée par son expression en régime turbulent :

$$\delta = 0,35 L Re_L^{-1/5} \quad (4.3)$$

Ou L est la longueur de la corde du profil des aubages.

Une adoption de taille de maille de l'ordre du dixième de cette épaisseur nous garantit donc une prédiction correcte de l'écoulement dans la couche limite.

4.5.4 Critère de convergence

Par définition, un calcul converge si l'erreur sur les résidus des équations de mouvement tend à décroître au cours des itérations et atteint une valeur minimale.

Le critère de convergence sur les résidus des équations de mouvement est fixé à 10^{-5} et le nombre d'itérations est fixé à 100.

La convergence des calculs est observée d'une part sur la chute des résidus des équations, et d'autre part sur la conservation du débit entre l'amont et l'aval.

Pour toutes les simulations, les résidus ont chuté d'au moins trois ordres de grandeur et le critère de convergence a toujours été satisfait.

4.5.5 Résumé sur les choix des modèles

Finalement, plusieurs configurations ont été choisies pour mener les simulations numériques :

- 3 types de maillages;
- 3 modèles de turbulences ;
- 1 condition d'entrée
- 1 condition pour les parois inférieure et supérieure

Pour rendre plus de clarté dans la présentation des résultats, le paragraphe suivant donne des résultats des simulations préliminaires. Par la suite des conditions opératoires ont été modifiées :

- débit,
- GVF,
- diamètres de bulles

4.5.6 Évaluation de l'erreur numérique

Selon Dufour [13], l'erreur numérique se décompose de la manière suivante :

$$\delta_{Num} = \delta_I + \delta_T + \delta_G + \delta_A \quad (4.4)$$

Où :

δ_I est l'erreur due au processus itératif ;

δ_T est l'erreur due à la discrétisation temporelle pour un calcul instationnaire (c'est-à-dire le choix du pas de temps) ;

δ_G est l'erreur due à la discrétisation spatiale sur la grille de calcul;

δ_A regroupe les autres causes d'erreurs possibles, principalement les erreurs de codage et les arrondis machine.

Dans le cadre de notre travail, pour minimiser l'erreur due au processus itératif δ_I , les critères de convergence itérative suivante sont appliqués :

- diminution des résidus d'au moins 3 ordres de grandeur, et stabilisation ;
- écart entre le débit d'entrée et de sortie stabilisé, et inférieur à 0,1%.

On considère donc cette contribution négligeable.

Dans le cadre de notre mémoire, les simulations instationnaires ne sont pas traitées. Nous ne considérerons donc pas l'erreur due au pas de temps.

Concernant l'erreur δ_A , nous supposons qu'il est négligeable. Car on estime que le code de calcul non modifié par nos soins a subi les vérifications nécessaires lors de sa conception.

Seule demeure l'erreur due au maillage δ_G que l'on assimile dans notre mémoire à l'erreur numérique δ_{Num} . Une estimation de cette erreur est donnée au paragraphe 4.6.1.

4.6 Résultats

4.6.1 Cas n°1 : Monophasique

Comme indiqué dans le paragraphe 4.5.5, plusieurs modélisations de la veine d'essais ont été réalisées.

Influence du maillage

On rappelle que trois types de maillage ont été testés :

- Maillage structuré et régulier dans la direction de la profondeur;
- Maillage structuré et progressif dans la direction de la profondeur ;
- Maillage non structuré.

Les résultats montrent que le maillage structuré, progressif dans la profondeur, est privilégié pour tenir compte du développement des couches limites sur les parois latérales.

Le maillage non structuré pourrait être retenu car il donne des résultats proches de ceux obtenus avec un maillage structuré (figures 61 et 62).

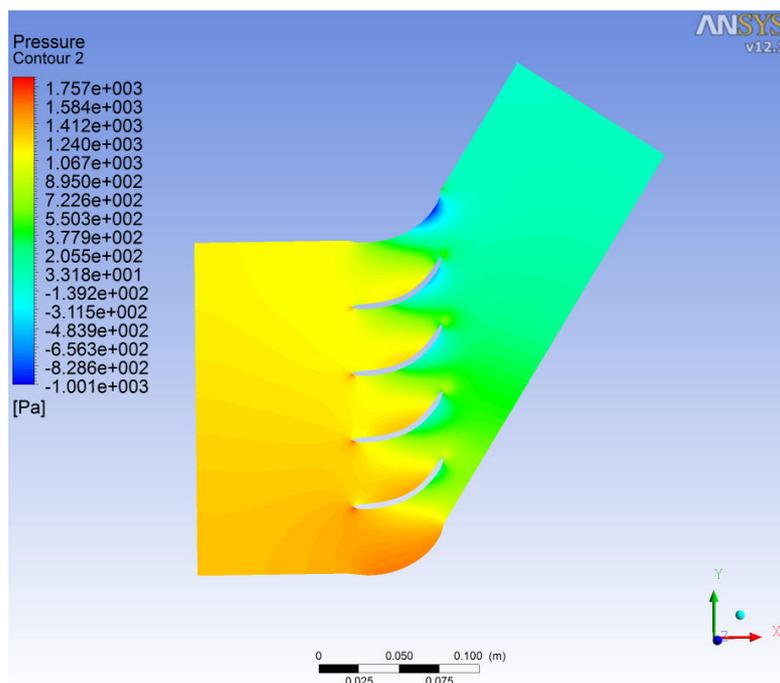


Figure 61: Champ de pression statique avec le maillage non structuré

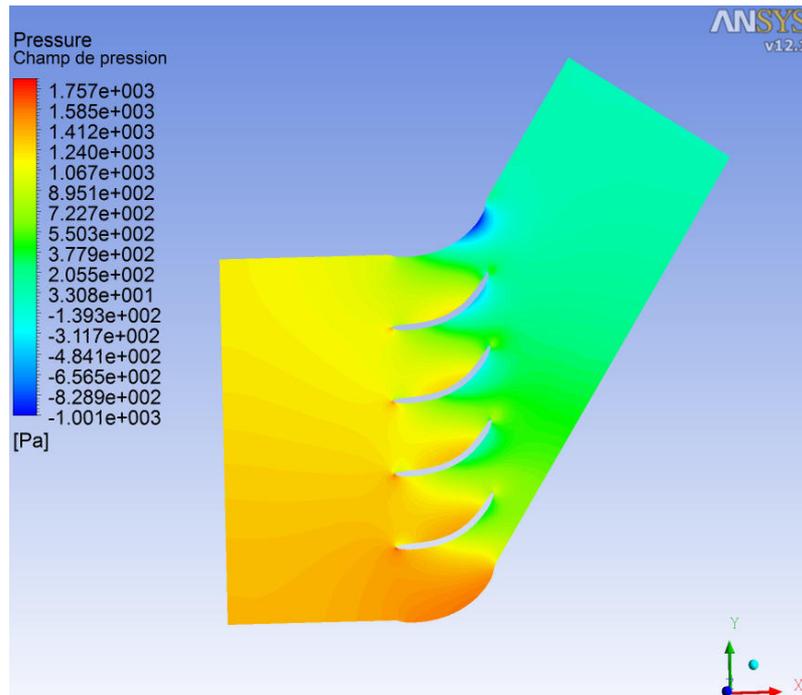


Figure 62: Champ de pression statique avec le maillage structuré

Les figures 61 et 62 représentent le champ de pression statique dans le plan P_m (obtenu respectivement pour le maillage non-structuré et le maillage structuré) avec un profil de vitesse uniforme comme condition limite d'entrée et une vitesse débitante de 0,9 m/s.

On note sur la surface d'entrée et dans la direction verticale, que la distribution de la pression varie de 1585 Pa à environ 1067 Pa pour le maillage structuré (figure 62). Alors qu'il varie de 1584 Pa à environ 1067 Pa pour le maillage non structuré (figure 61). On obtient ainsi un gradient de pression transverse de 518 Pa avec le maillage structuré et de 517 Pa avec le maillage non structuré, ce qui fait un écart de 0,19%.

On retiendra par conséquent le maillage structuré car il permet de mieux régler le raffinement au voisinage des parois.

Modèle de turbulence

Pour rappel, nous avons testé trois modèles de turbulence différents :

- le modèle k-epsilon normalement utilisé pour des écoulement à nombre de Reynolds modéré (de l'ordre de 10^5) ;
- le modèle k-oméga normalement recommandé pour les problèmes liés aux turbomachines ou à des écoulements qui se font dans un référentiel tournant ;
- et le modèle laminaire (pour des faibles nombres de Reynolds).

Les figures 63, 64 et 65 ci-dessous représentent les contours de vitesse dans le plan P_m avec un profil de vitesse uniforme comme condition limite d'entrée et une vitesse débitante de 0,9 m/s. Ces figures montrent qu'il n'existe pas de différence notable entre ces trois modèles de turbulence.

On note toutefois une accentuation des sillages et de la décélération de l'écoulement sur le côté en surpression des aubages avec le modèle laminaire. Nous n'avons pas fait ce constat lors de l'étude expérimentale, aussi, avons nous retenu le modèle k-epsilon pour le reste des simulations.

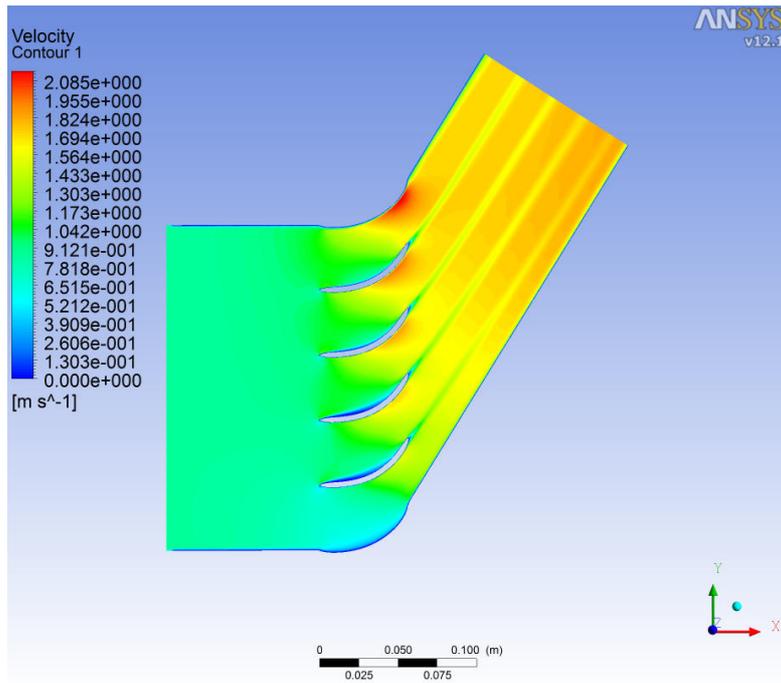


Figure 63: Contour de vitesse avec le modèle *k-oméga*

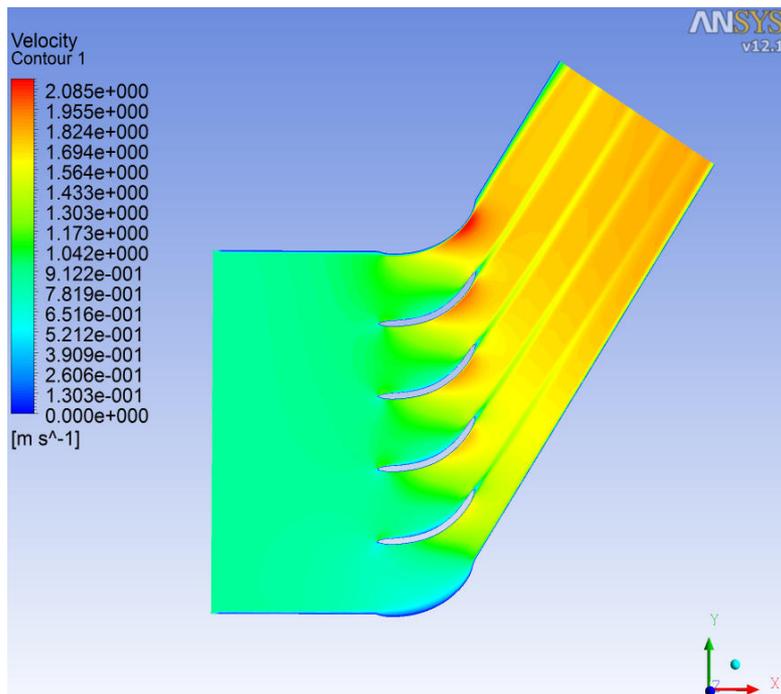


Figure 64: Contour de vitesse avec le modèle *k-epsilon*

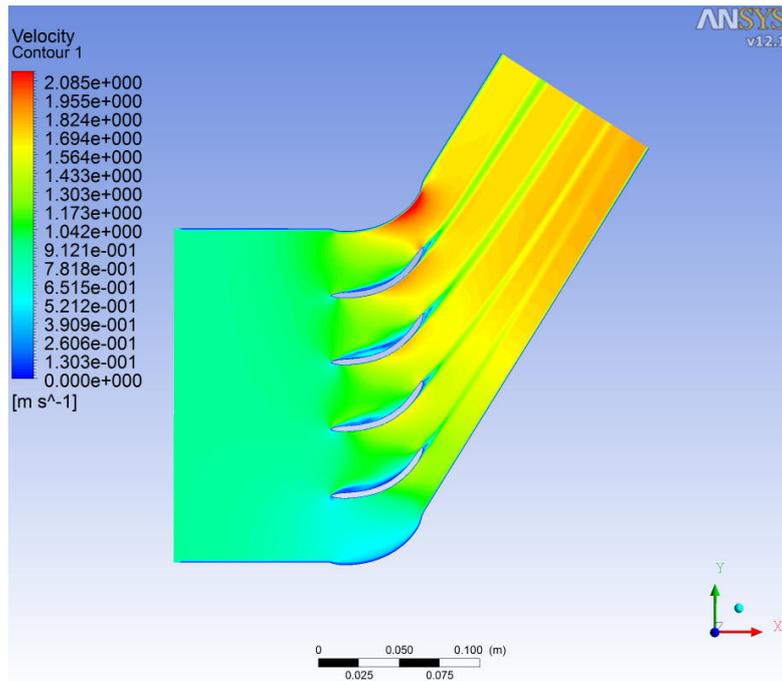


Figure 65: Contour de vitesse avec le modèle laminaire

4.6.2 Conditions en entrée représentative de l'expérience

Expérimentalement, la vitesse n'est pas uniforme en entrée comme cela a été expliqué au chapitre 3. La longueur d'établissement de l'écoulement dans la veine d'essais de l'unité T380, n'est pas suffisante et l'alimentation n'est pas rigoureusement parfaite. En effet, la disposition des tubes d'arrivée de l'eau en amont du nid d'abeille et le dispositif d'injection des bulles ne permettent pas d'avoir un écoulement uniforme en entrée. Ce constat, bien qu'imparfait, ne remet pas en cause les résultats que l'on peut tirer des essais. Ainsi, pour que nos calculs numériques restent fidèles à ce qui se passe expérimentalement, nous avons ici imposé pour les conditions aux limites en entrée, le profil de vitesse obtenu expérimentalement pour les trois débits explorés. Le profil a été imposé sur la surface d'entrée de la veine. Étant donné qu'expérimentalement nous n'avons exploré que le milieu de la veine, c'est-à-dire l'écoulement contenu dans le plan médian noté P_m , nous avons donc aussi imposé un profil de vitesse selon l'axe Z symbolisant la profondeur de la veine.

Dans un premier temps, nous avons estimé l'épaisseur de la couche limite latérale de la grille d'aubes au moyen de la formule (4.3) du paragraphe 4.5.3.

Étant donné que c'est la couche limite des parois latérales de la grille d'aubes que nous souhaitons estimer, nous avons pris la hauteur de l'entrée du domaine comme longueur caractéristique L et R_{eL} est le nombre de Reynolds associé à cette longueur. On trouve ainsi une couche limite égale à $\delta = 6mm$ pour le débit Q1 (quand la pompe fonctionne à une fréquence de rotation de 15Hz).

Dans un second temps, nous avons appliqué sur le profil représentant la composante axiale de la vitesse obtenu expérimentalement sur la hauteur de l'entrée de la grille d'aubes au débit Q1 dans le plan P_m (figure 66) les paramètres du tableau ci-dessous pour construire le profil de vitesse selon l'axe Z et tenir compte ainsi de la couche limite développée sur les parois latérales de la veine d'essais.

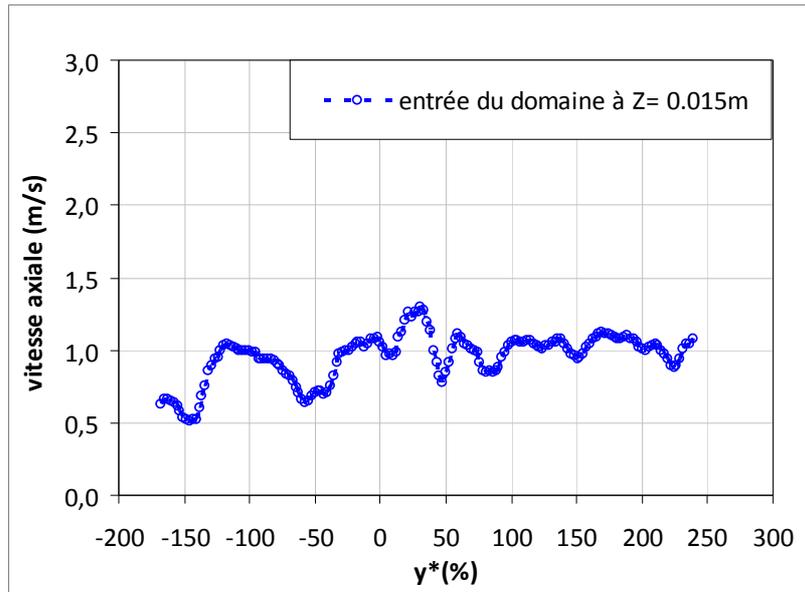


Figure 66: Profil de vitesse mesuré sur la hauteur de l'entrée du domaine au débit Q1 dans le plan P_m

Z (m)	U-corrigé (m)	Rapport
0	0	1
0,003	Profil*0,7421	0,7421
0,006	Profil*0,9697	0,9697
0,009	Profil	1
0,012	Profil	1
0,015	Profil	1
0,018	Profil	1
0,021	Profil	1
0,024	Profil*0,9697	0,9697
0,027	Profil*0,7421	0,7421
0,03	0	1

Tableau 4: Paramètres pour construire le profil de vitesse selon Z

La construction du profil de vitesse selon l'axe Z à l'aide du tableau 4 ci-dessus peut être discutable. En effet il existe dans la couche limite une zone où le profil de vitesse suit une loi logarithmique [2]. Mais ce point n'aura pas un gros impact sur nos résultats, car selon notre approche, on s'intéresse à l'écoulement moyen et l'effet de la turbulence dans les couches limites n'est pas primordial.

Le profil de vitesse selon z est alors construit en utilisant un facteur correctif de la vitesse mesurée dans le plan P_m. Ainsi, à titre d'exemple, pour le débit Q1, et pour l'abscisse $z = 0,006$ m, la vitesse imposée à l'entrée du domaine est déduite de la vitesse mesurée à $z = 0,015$ m en multipliant ce dernier par le facteur 0,9697. De même, pour l'abscisse $z = 0,003$ m, la valeur de la vitesse imposée à l'entrée du domaine pour le calcul numérique est déduite de celle mesurée à $z = 0,015$ m en multipliant ce dernier par 0,7421.

Ainsi, pour le débit Q1, on représente figure 67, les profils de vitesse pour différentes abscisse z, en fonction de l'abscisse réduite y^* .

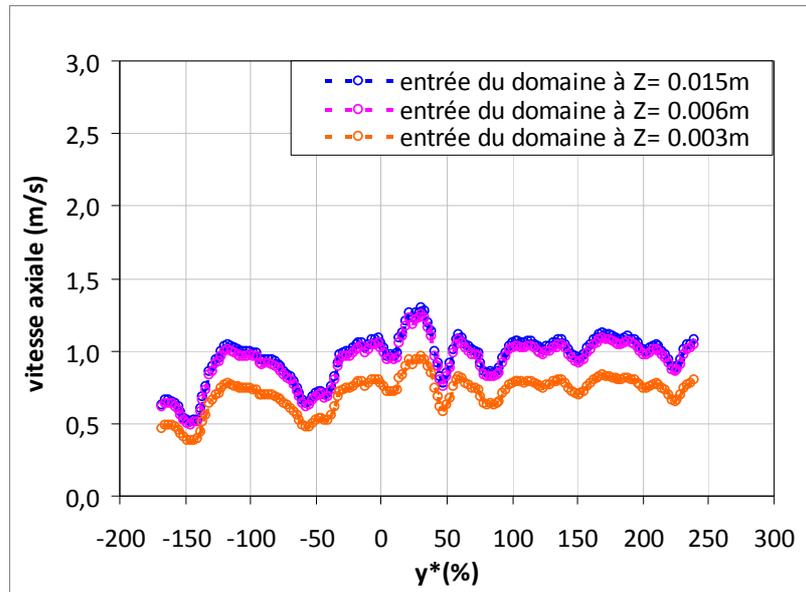


Figure 67: Profils de vitesse imposés selon Z pour le débit Q1

A titre d'exemple, on donne sur la figure 68 pour l'abscisse verticale $y^* = 40\%$, le profil de la vitesse en entrée en fonction de la profondeur z.

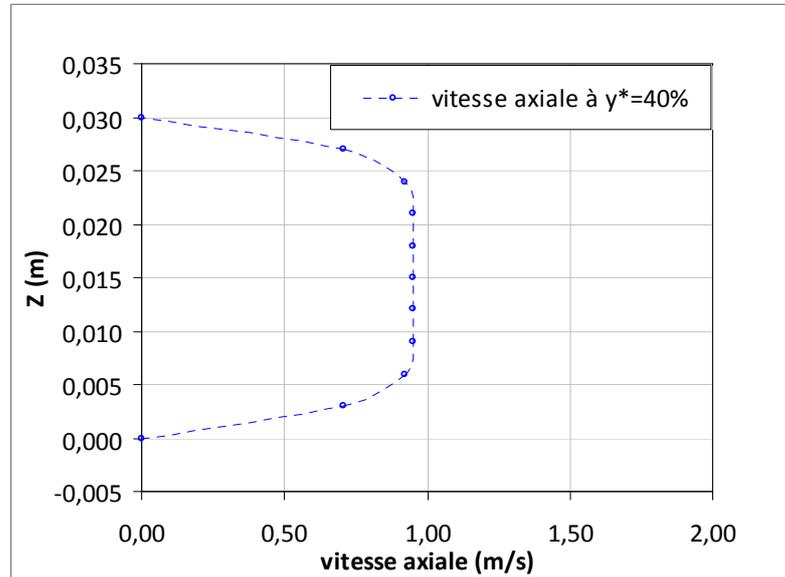


Figure 68: Profil de vitesse imposé selon l'axe Z

La simulation de l'écoulement dans la veine d'essais est alors menée en imposant une condition de vitesse à l'entrée réaliste et représentative des vitesses mesurées expérimentalement avec la méthode LDA. Les résultats ainsi obtenus nous permettront de valider la méthode numérique. Les vecteurs de vitesses imposés à l'entrée tiennent compte de l'angle mesuré par rapport à la direction axiale. Une condition de non périodicité est utilisée pour les parois inférieure et supérieure.

Analyse globale

Sur les figures 69 et 70, sont donnés respectivement, la distribution de la projection des vecteurs vitesses sur un plan médian P_m et les contours du champ de vitesse sur ce plan pour le cas du débit $Q1$. On remarque bien que la vitesse d'entrée n'est pas uniforme conformément à la condition limite d'entrée imposée.

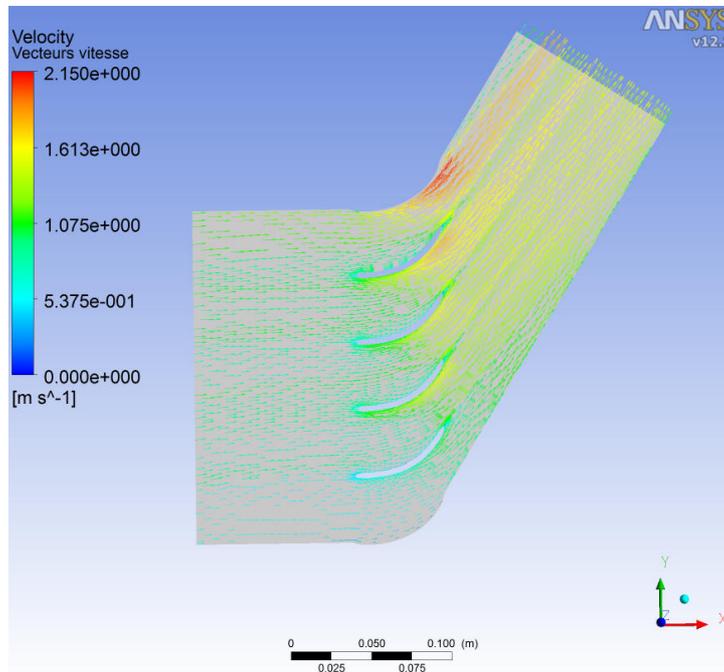


Figure 69: répartition des vecteurs vitesses

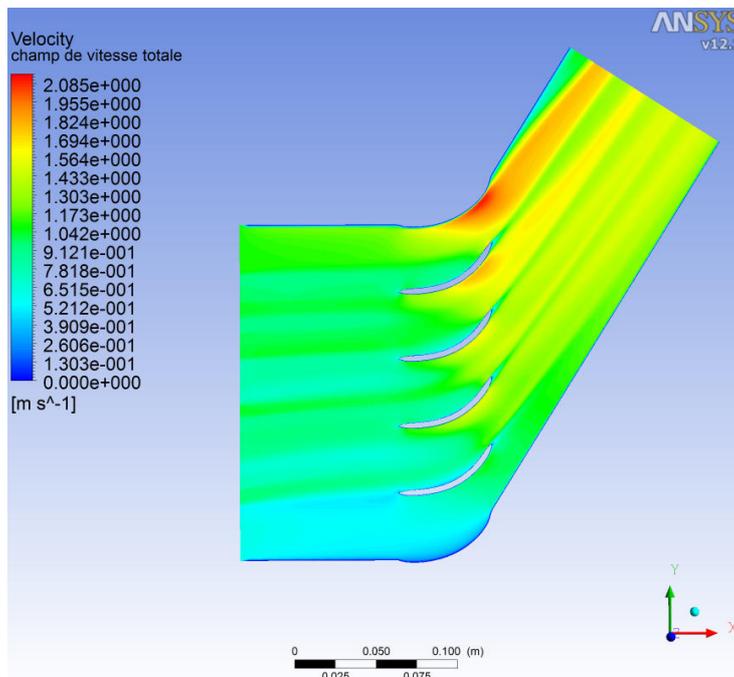


Figure 70: Champs de vitesse pour le débit $Q1$

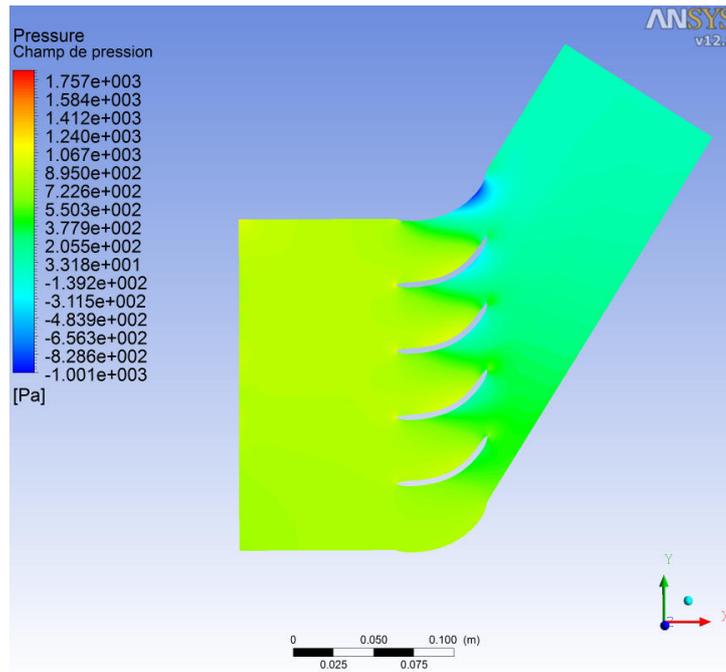


Figure 71: Champ de pression pour le débit $Q1$

La figure 71 représente le champ de pression dans la veine. On voit que le champ de pression est constant sur une grande partie du domaine d'entrée. Les valeurs sont comprises globalement entre 205 Pa près de la zone en dépression des aubages et 1000 Pa près de la zone en surpression des aubages exception faite de la zone de forte dépression sur la surface supérieure de la veine, puisqu'il n'y a pas de condition de périodicité sur ces parois. On constate aussi que le gradient de pression transversal au canal, est uniforme d'un canal à un autre.

La figure 72 donne dans le plan médian P_m , l'évolution des courbes iso valeurs de l'angle β repéré par rapport à la direction axiale. On observe ici, que la simulation reproduit bien les résultats expérimentaux, avec des valeurs de l'angle β de l'écoulement variant en fonction de l'axe vertical.

On note de plus que l'angle beta est différent de part et d'autre de chaque bord d'attaque, ceci est lié au contournement de l'aubage par l'écoulement.

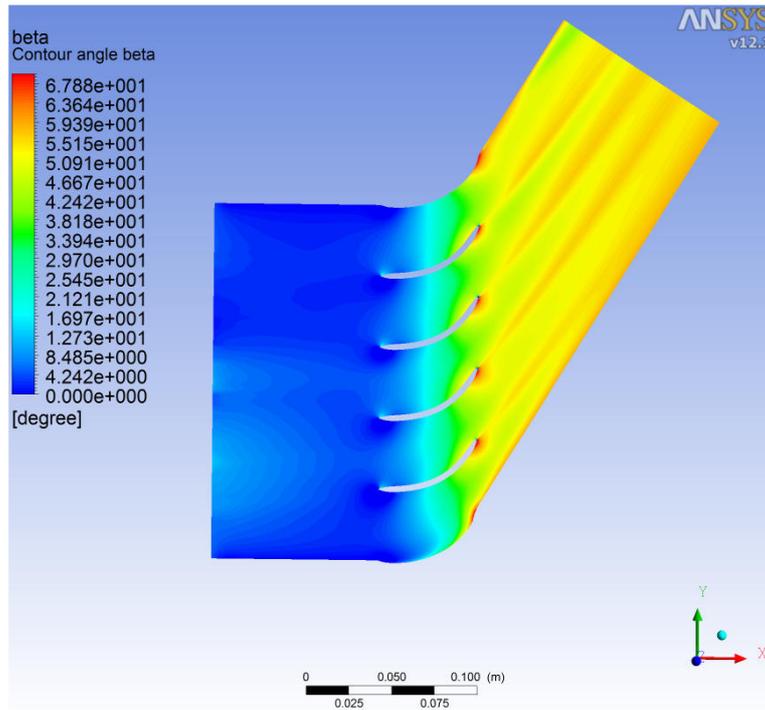


Figure 72: Contour de l'angle β

Dans la grille d'aubes, on note une bonne homogénéisation de l'angle béta. Enfin, en aval de la grille d'aubes, la prise en compte de la condition réaliste (condition expérimentale) en entrée de la veine, conduit à une augmentation de la longueur d'homogénéisation de l'écoulement. En effet, on note sur la figure 72, des écarts de l'angle β assez importants entre la paroi inférieure (valeurs proches de 56°) et sur la paroi supérieure (valeurs proches de 42°).

Analyse locale de l'écoulement e

Les figures 73 à 79 qui suivent représentent les résultats des calculs numériques.

Au bord d'attaque à $x=0$

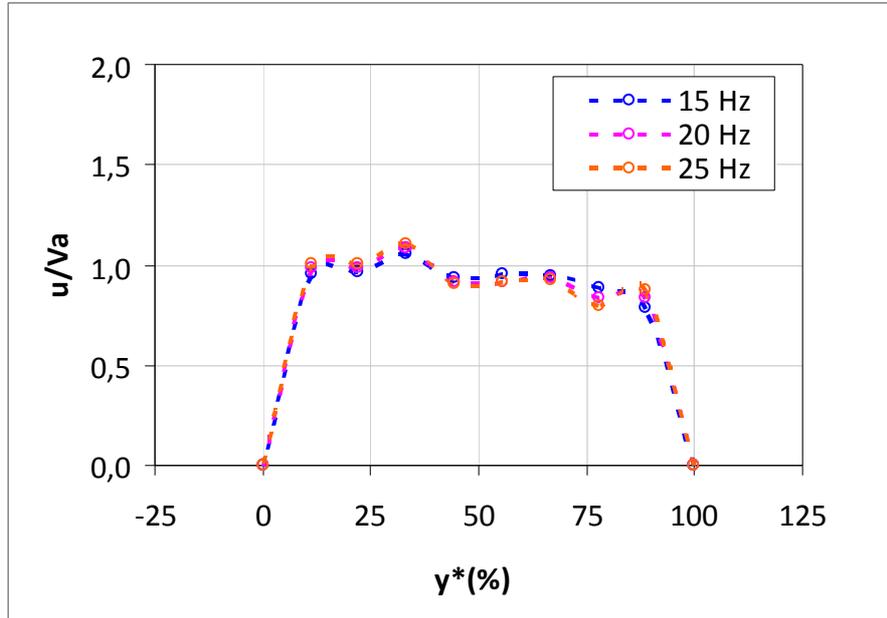


Figure 73: Profils de vitesse axiale en entrée du canal central

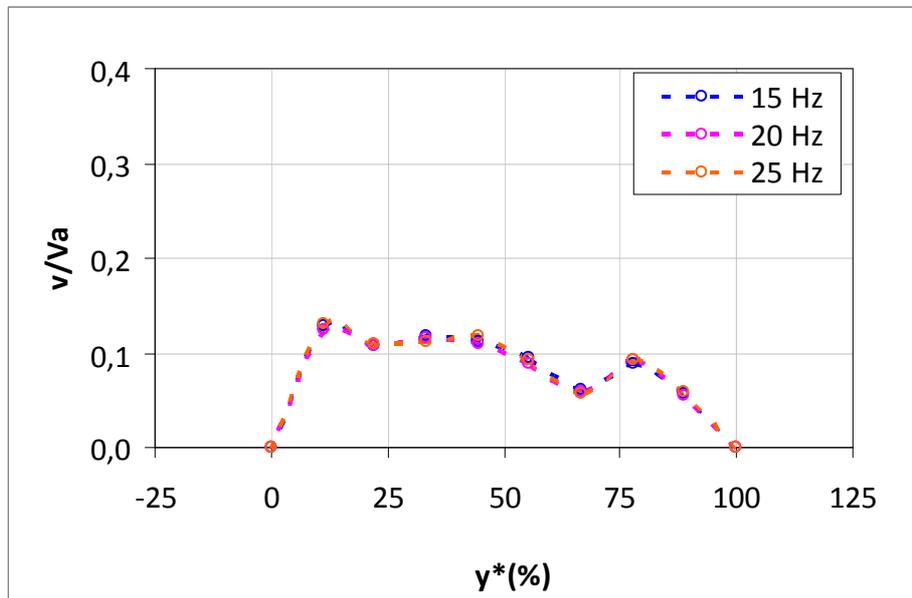


Figure 74: Profils de vitesse verticale en entrée du canal central

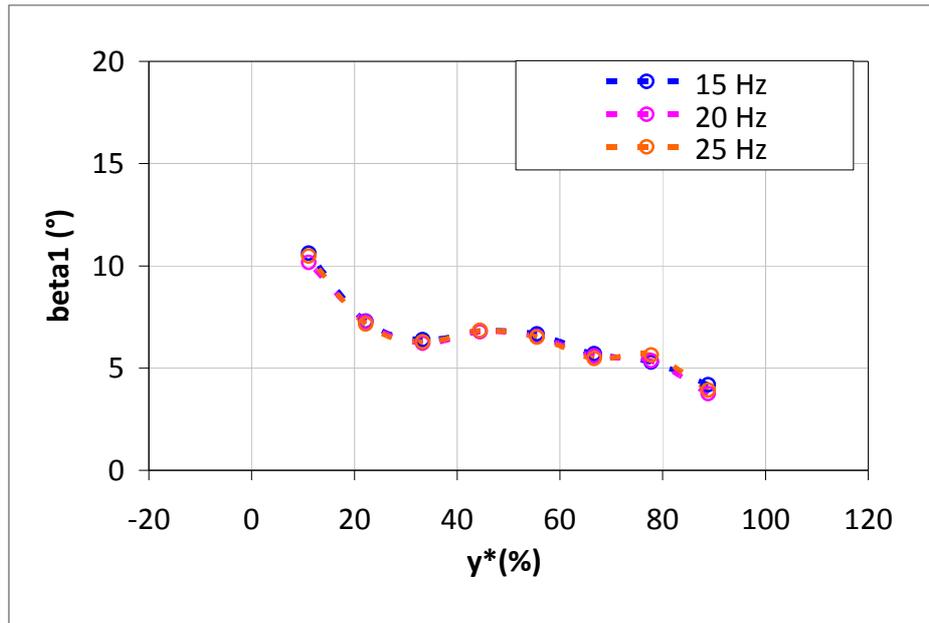


Figure 75: angle d'écoulement β_1 en entrée du canal central

La figure 73, présente le profil de la composante axiale de la vitesse en entrée du canal central pour les trois débits étudiés. Pour les valeurs de y^* comprises entre 0 et 100 %, la vitesse axiale n'est pas uniforme conformément à la condition limite imposée en entrée du domaine. De même, la figure 74 présente les profils de la composante verticale de la vitesse sur la ligne des bords d'attaque. On note, comparativement au cas expérimental les mêmes tendances pour le profil axial et vertical de la vitesse.

La figure 75 présente l'évolution de l'angle de l'écoulement β_1 en entrée du canal dans le plan médian P_m sur la ligne des bords d'attaque pour les trois débits étudiés. On voit que cet angle varie de 11° près de l'intrados à 4° près de l'extrados des deux aubages du canal central et ce pour les trois débits étudiés. On peut aussi voir que l'angle β_1 est indépendant du débit comme cela a été mis en évidence également dans le cas expérimental voir figure 44.

Au bord de fuite

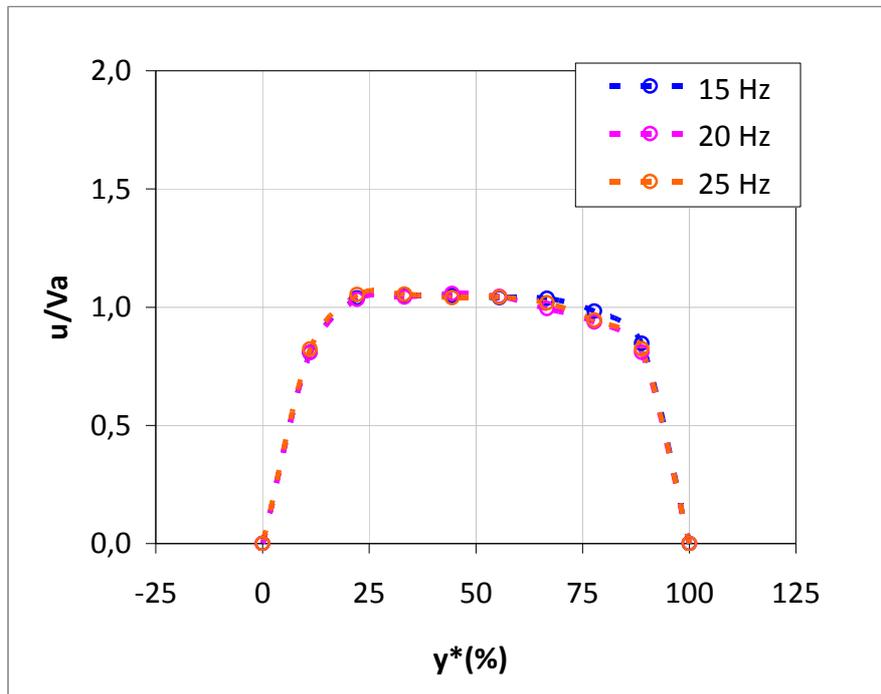


Figure 76: profils de vitesse axiale en bord de fuite

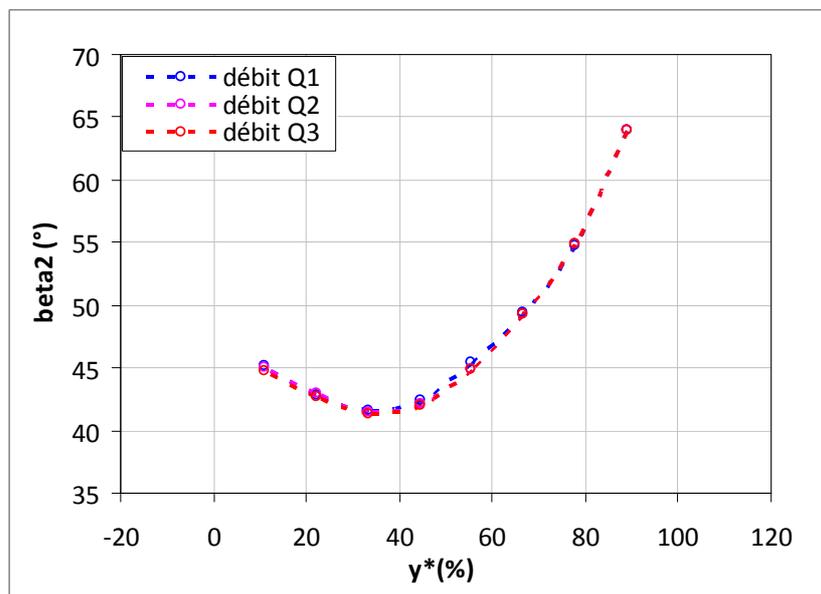


Figure 77: Angles d'écoulement β_2 au bord de fuite

La figure 76 représente le profil de la composante axiale de la vitesse au bord de fuite des aubages. En comparant ce profil de vitesse axiale en sortie (Cf. figure 76) à celui en entrée (Cf. figure 73), on note que le profil en sortie est beaucoup plus régulier que celui en entrée ce qui peut être du au fait que les couches limites ont eu le temps de se développer. On peut noter sur la figure 76, une légère accélération de l'écoulement au voisinage du côté en surpression, au niveau des bords de fuite.

La figure 77 présente l'angle de l'écoulement de sortie le long de l'abscisse réduite y^* en fonction du débit. On constate aussi, tout comme pour le cas en entrée de canal (figure 75), que cet angle est indépendant du débit. On note également, que comparativement au cas expérimental (figure 48), les valeurs de la figure 77 sont légèrement plus faibles dans la majeure partie du canal (valeur minimale de 42° au lieu de 43°)

En calculant la moyenne pondérée de l'angle selon la même formule (3.7), on trouve $\overline{\beta}_2 = 46,6^\circ$. Cet angle est tout à fait en accord avec nos prévisions car en sortie du canal, la vitesse verticale est du même ordre de grandeur que la vitesse axiale. Ce qui suppose que l'écoulement sort du canal avec un angle d'environ 45° .

Sur la ligne au bord de fuite + 3mm

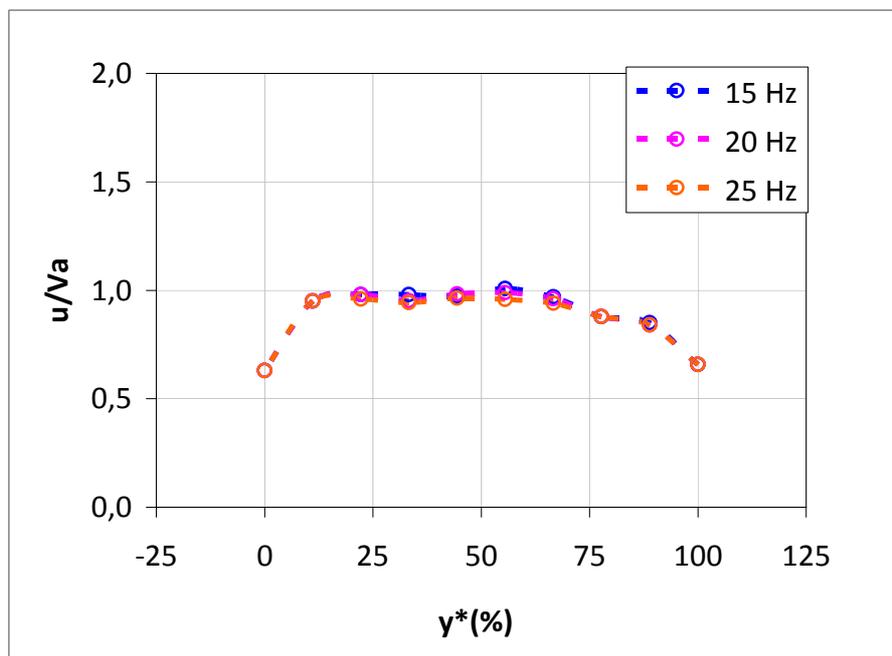


Figure 78: Profils de vitesse axiale en sortie du canal central

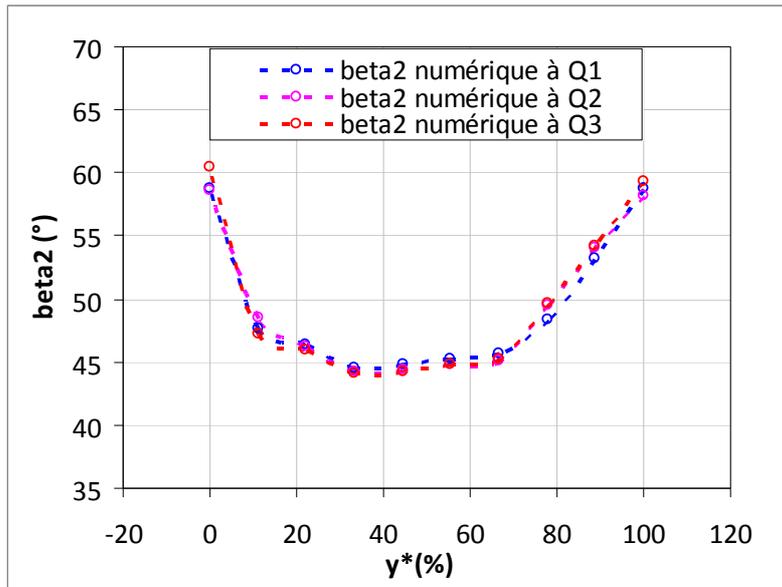


Figure 79: Angles d'écoulement β_2 en sortie du canal central

La figure 78 présente le profil de vitesse axiale relevé sur un axe placé à 3 mm en aval de la ligne des bords de fuite. En comparant ce profil à celui relevé sur la ligne des bords de fuite (cf. figure 76), on constate une légère baisse des valeurs sur le profil de la figure 78, avec une homogénéisation des valeurs. Cette baisse aura pour conséquence une légère augmentation de l'angle d'écoulement de sortie comme illustré sur la figure 79.

La figure 79 ci-dessus présente l'évolution de l'angle d'écoulement β_2 le long de l'abscisse réduite y^* en fonction du débit sur un axe placé à 3 mm en aval de la ligne des bords de fuite. On peut remarquer que comme sur la ligne des bords de fuite, l'angle β_2 est invariable en fonction du débit. La moyenne calculée selon la formule (3.7) donne ici :

$\overline{\beta_2} = 47,2^\circ$, et en comparaison à l'angle moyen obtenu expérimentalement, on constate un écart de $0,5^\circ$. Écart que l'on peut attribuer aux incertitudes de mesures et numériques.

4.6.3 Validation

Afin de valider les résultats des simulations numériques en monophasique, nous avons procédé à une comparaison avec les données expérimentales. La comparaison porte essentiellement sur les angles de l'écoulement de sortie β_2 à $x_{BF} + 3mm$ pour les trois débits étudiés. Ainsi, il était donc nécessaire de vérifier que les angles obtenus numériquement concordaient avec ceux obtenus expérimentalement.

Nous nous sommes préoccupés des angles d'écoulement en sortie puisque plus haut, nous avons vu que les conditions en amont étaient bien restituées.

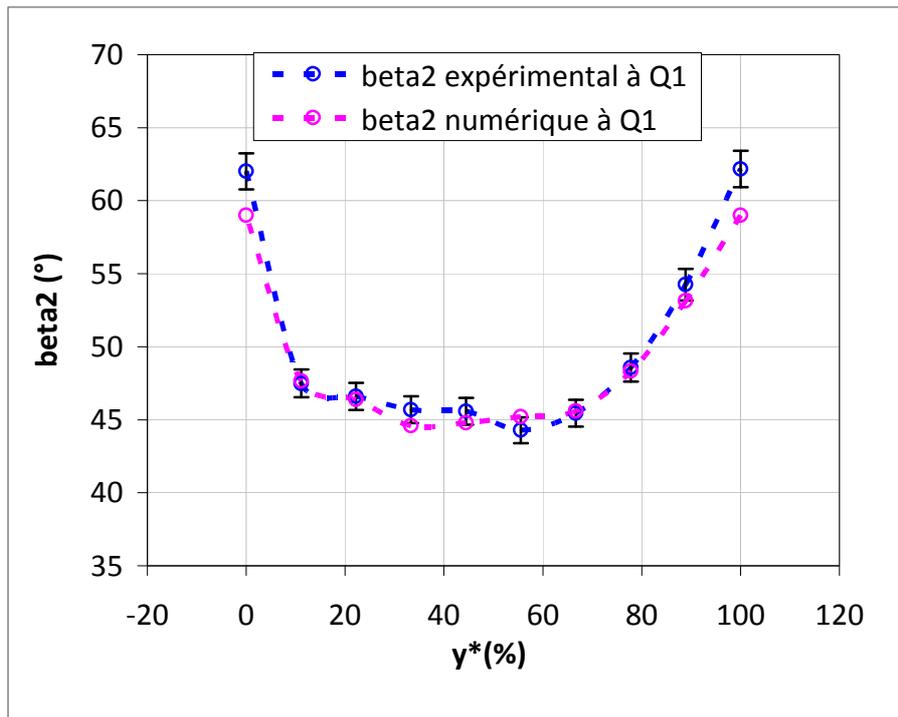


Figure 80: Angle β_2 à $x_{BF} + 3mm$ pour le débit Q1

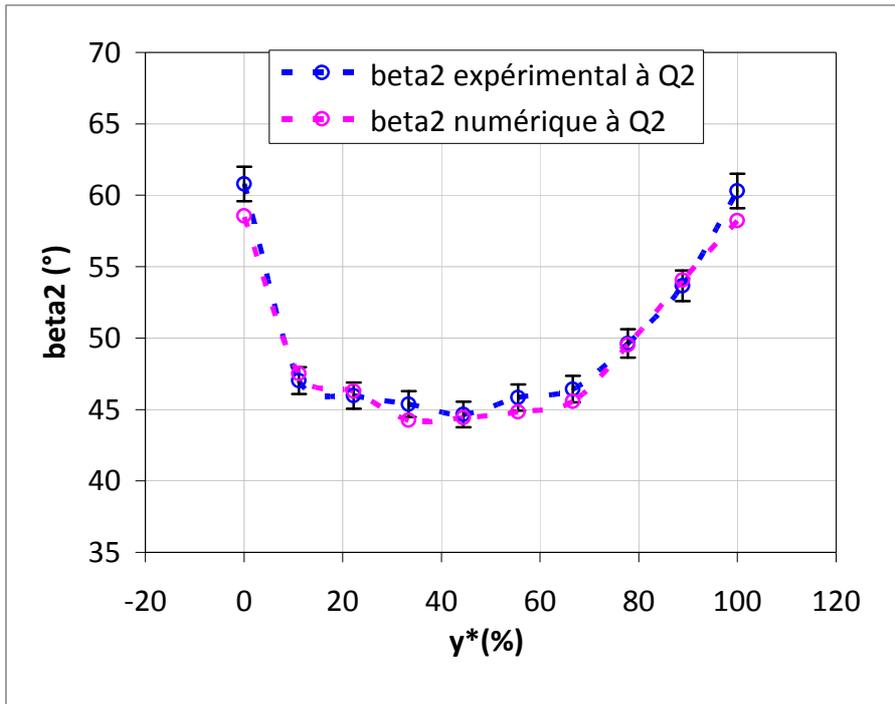


Figure 81: Angle β_2 à $x_{BF} + 3mm$ pour le débit Q2

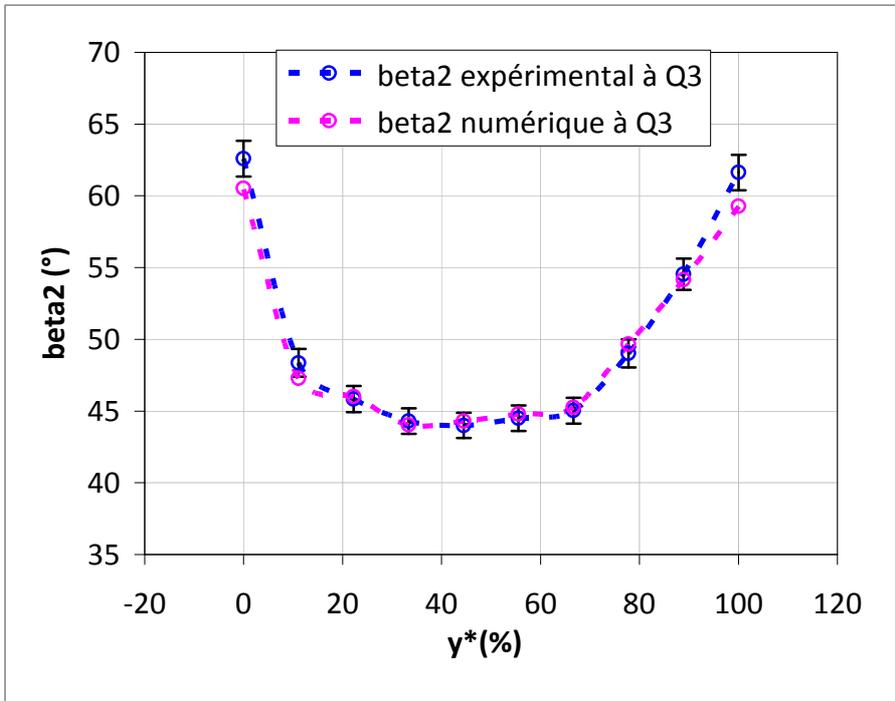


Figure 82: Angle β_2 à $x_{BF} + 3mm$ pour le débit Q3

Les figures 80, 81 et 82 ci-dessus permettent de comparer les résultats numériques et expérimentaux pour l'angle d'écoulement de sortie β_2 à $x_{BF} + 3mm$. Globalement, les tendances sont très satisfaisantes pour les trois débits étudiés.

Dans la suite, nous allons procéder à des simulations numériques avec des mélanges diphasiques d'air et d'eau. L'objectif étant de vérifier l'influence potentielle des bulles d'air en phase dispersée sur la phase continue, l'influence de la granulométrie des bulles sur la trajectoire de celles-ci et de voir l'accumulation éventuelle de bulles de gaz dans une zone particulière du canal.

4.6.4 Cas n°2 : diphasique Eau / Air

L'étude bibliographique nous a permis de démontrer que le gain de pression réalisé par une pompe en écoulement diphasique, dépendait des conditions d'entrée (pression, GVF, débit total) mais aussi des paramètres géométriques des aubages et leur conséquence sur les écoulements moyens en sortie de roue. Dans ce paragraphe, on s'attache à montrer l'influence des conditions d'entrée de l'écoulement sur l'angle de l'écoulement légèrement en aval des bords de fuite des aubages (ligne des bords de fuite + 3 mm).

Pour que les calculs numériques restent fidèles à ce qui se passe expérimentalement, nous avons ici imposé pour les conditions aux limites en entrée, le profil de vitesse obtenu expérimentalement.

Ici nous souhaitons évaluer comment la présence des bulles de gaz (air) modifie les caractéristiques de notre écoulement monophasique de départ. Dans un premier temps, dans une analyse globale, on va regarder l'influence des bulles sur le champ de pression (commun aux deux phases) et sur le champ de vitesse de la phase continue (eau). Dans un second temps, dans une analyse locale, on regardera comment l'angle d'écoulement en sortie de la phase liquide β_{2liq} évolue en fonction des trois paramètres que sont le GVF, le diamètre des bulles et le débit. Enfin, nous présenterons l'évolution de l'écart $\delta = \beta_{2gaz} - \beta_{2liq}$ en fonction de ces mêmes trois paramètres.

Analyse globale

Dans ce paragraphe, le débit retenu de la phase continue est le débit $Q1$ et les résultats sont présentés dans le plan médian P_m .

Effet du GVF

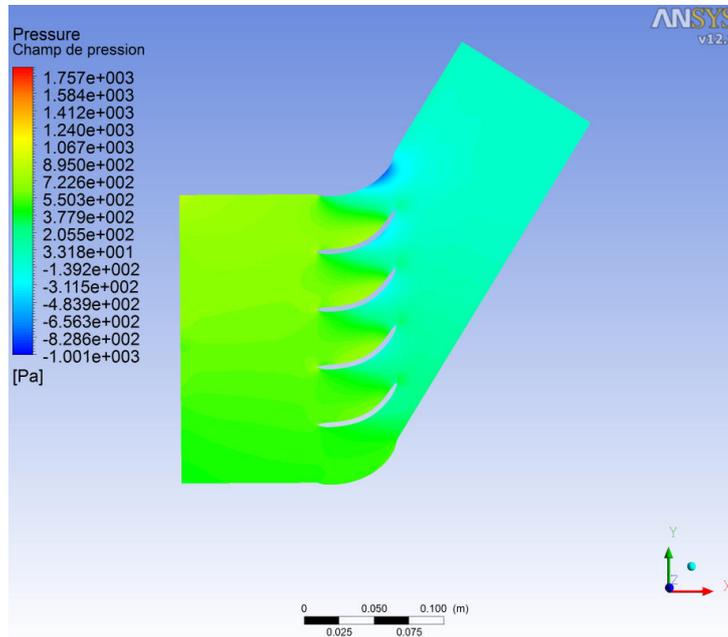


Figure 83: Champ de pression pour le débit $Q1$, $GVF=10\%$ et $d_{bulle} = 200 \mu m$

La figure 83 présente le champ de pression pour le cas où le GVF est de 10% et le diamètre des bulles est $d_{bulle} = 200 \mu m$.

En comparaison au cas monophasique pour le même débit (figure 71), on constate que dans le cas monophasique, la pression dans le domaine d'entrée (c'est-à-dire la zone en amont des bords d'attaque des aubages) varie globalement entre 205 Pa et 1000 Pa, alors que dans le cas diphasique avec un GVF de 10% la pression varie globalement entre 378 Pa et 895 Pa. Ce constat nous permet de dire que la présence des bulles modifie de manière sensible la chute de pression subie par le mélange diphasique à la traversée de la grille d'aubes.

De plus, on voit sur la figure 84 qui présente le champ de pression pour le cas où le GVF est augmenté à 20% , que la chute de pression subie par le mélange à la traversée de la grille d'aubes est d'autant plus faible que le GVF est fort.

La diminution de la chute de pression est liée globalement à la modification de la masse volumique du mélange qui diminue avec une augmentation du GVF.

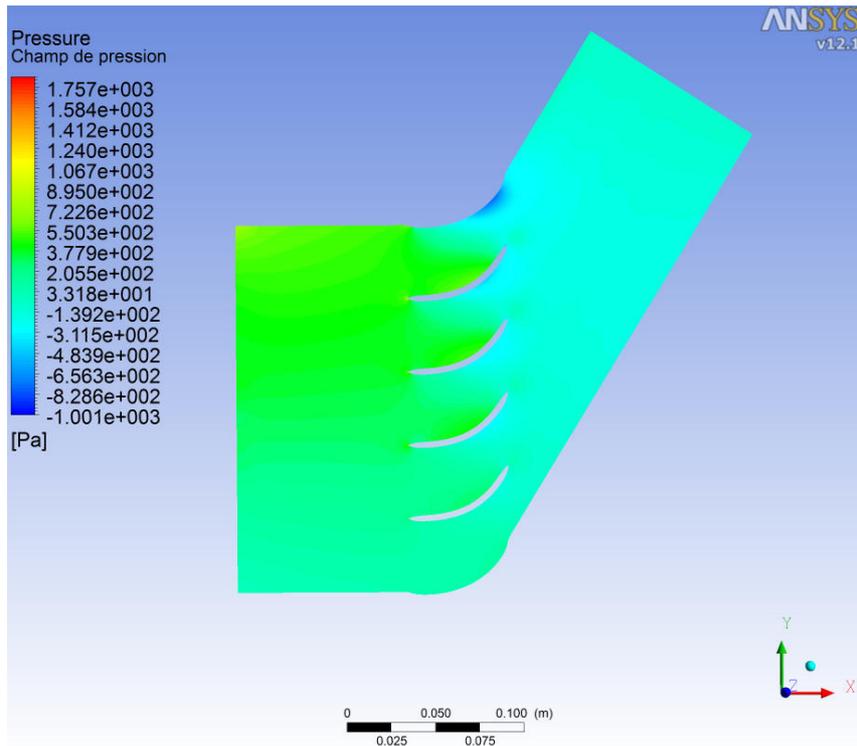


Figure 84: Champ de pression pour le débit $Q1$, $GVF=20\%$ et $d_{bulle} = 200 \mu m$

Effet de la granulométrie des bulles

Par contre sur les figures 85 et 86 présentant respectivement les champs de pression dans la veine avec un diamètre de bulle $d_{bulle} = 100 \mu m$ et $d_{bulle} = 500 \mu m$. Il semblerait que le diamètre des bulles n'affecte pas de manière significative ce champ de pression.

On verra dans l'analyse locale des résultats, que le diamètre a une influence prépondérante sur l'angle β_{2liq} et par conséquent sur l'écart $\delta = \beta_{2gaz} - \beta_{2liq}$.

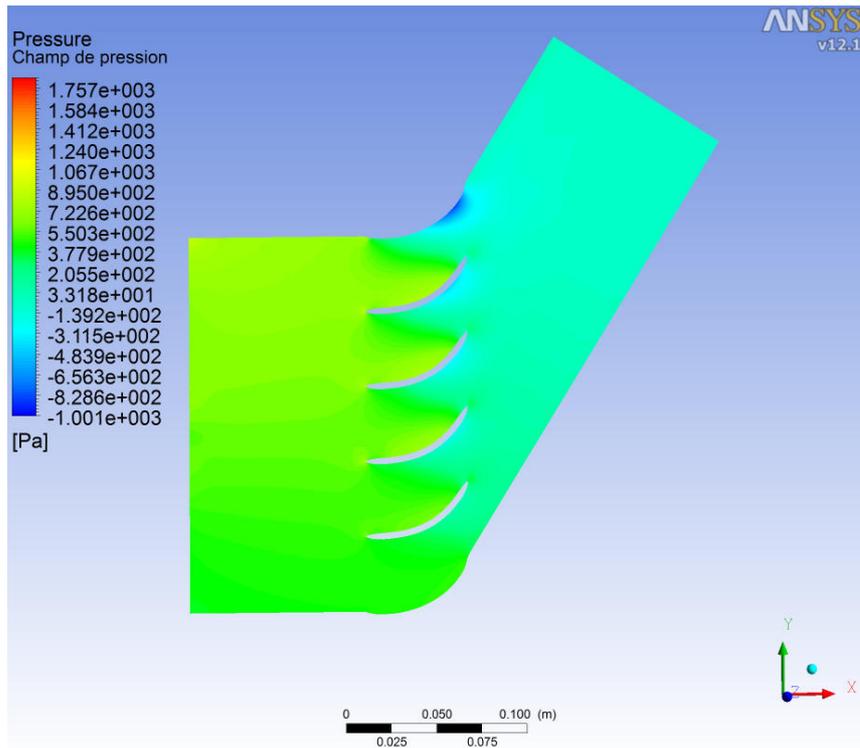


Figure 85: Champ de pression pour le débit $Q1$ et $GVF=10\%$ et $d_{bulle} = 100 \mu\text{m}$

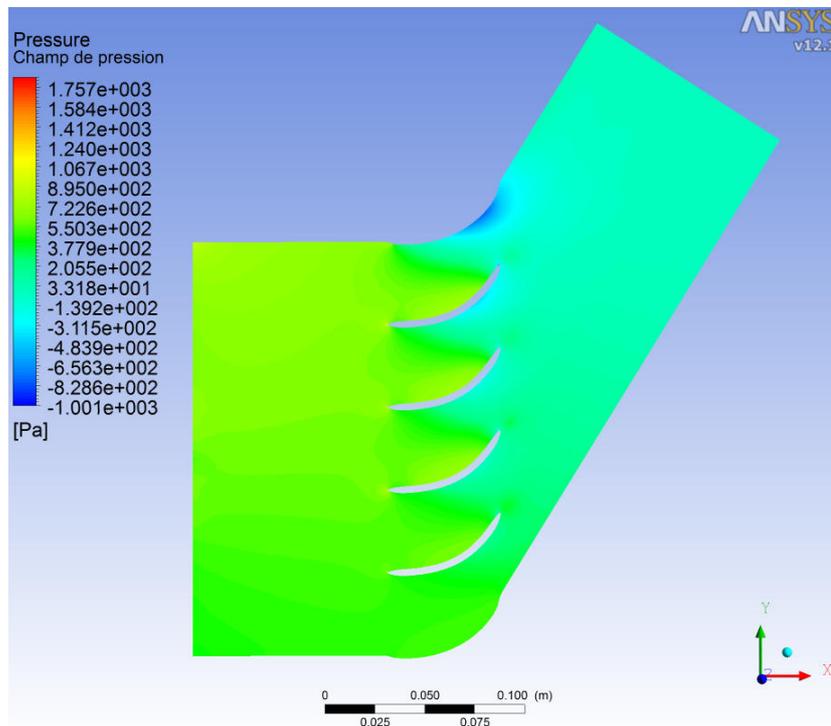


Figure 86: Champ de pression pour le débit $Q1$ et $GVF=10\%$ et $d_{bulle} = 500 \mu\text{m}$

Distribution des phases

Les figures 87, 88 et 89 ci-dessous représentent la distribution des phases dans le domaine pour le débit Q1, GVF=10% et respectivement, pour un diamètre de bulle $d_{bulle} = 100 \mu m$, $d_{bulle} = 200 \mu m$ et $d_{bulle} = 500 \mu m$. On observe nettement sur ces figures que les bulles de gaz s'accumulent sur le côté en dépression au voisinage du bord de fuites des aubages. A contrario, sur le côté en surpression des aubages, un déficit de fraction volumique de gaz peut être observé. Ce déficit s'accroît avec le GVF.

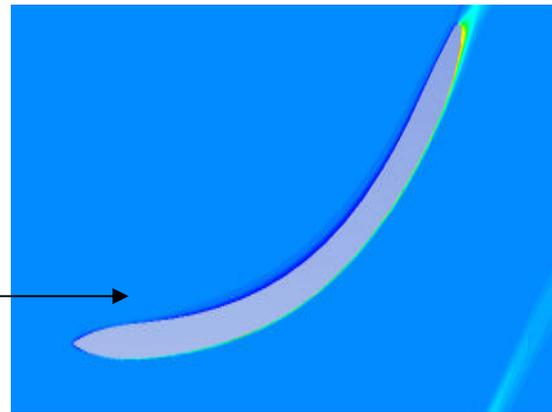
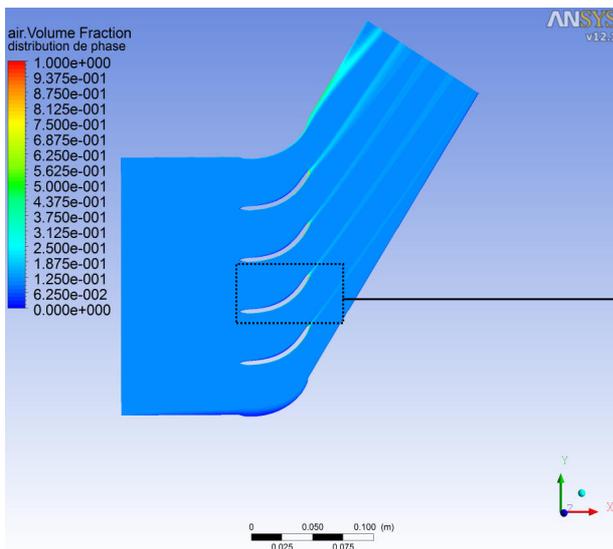


Figure 87: Distribution de phase pour le cas débit Q1, GVF=10% et $d_{bulle} = 100 \mu m$

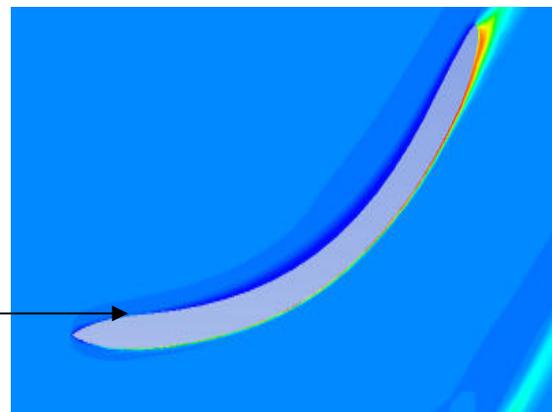
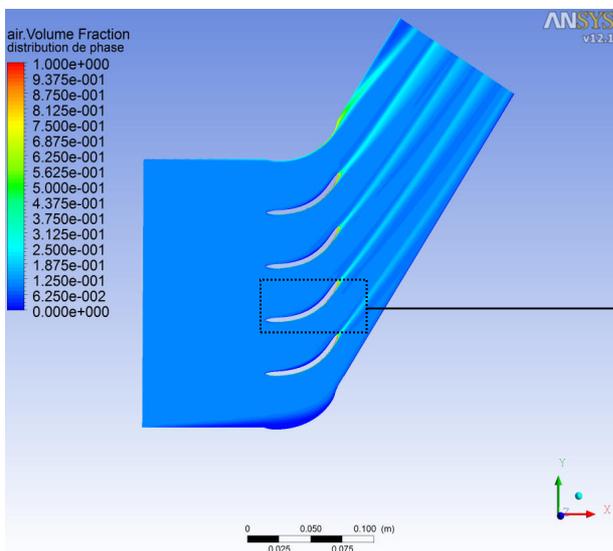


Figure 88: Distribution de phase pour le cas débit Q1, GVF=10% et $d_{bulle} = 200 \mu m$

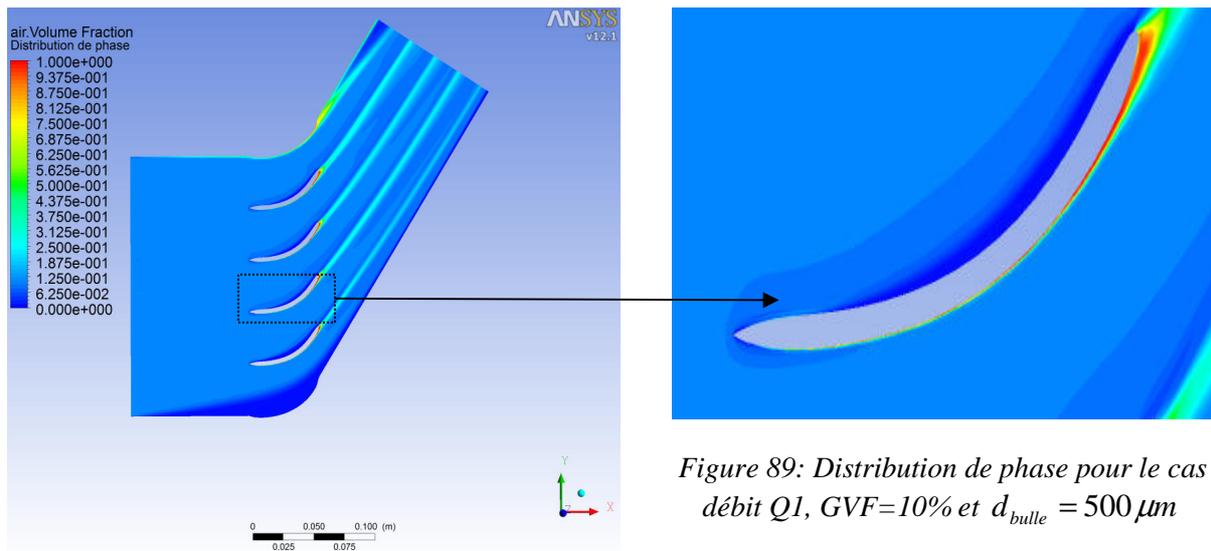


Figure 89: Distribution de phase pour le cas débit Q_1 , $GVF=10\%$ et $d_{bulle} = 500 \mu m$

On assiste donc à une distribution des phases dans la grille d'aubes différente en fonction du diamètre des bulles. Dans la littérature, la dégradation de performances des pompes polyphasiques est attribuée à cette séparation de phases et son effet sur les pertes hydrauliques. On voit de plus que l'accumulation augmente avec le diamètre des bulles. Ce constat sera expliqué plus loin au moyen d'une analyse des forces agissant sur les bulles de gaz. Un autre résultat, non exposé ici, est que cette accumulation sur le côté en dépression des aubages augmente aussi quand le GVF augmente. Ce qui nous permet de dire que dans le cas d'une pompe, plus le GVF augmente et plus la dégradation de performance est importante. Car l'augmentation du GVF va favoriser l'accumulation de la phase dispersée sur le côté en dépression des aubages, ce qui va générer une modification de l'angle d'écoulement au bord de fuite des aubages qui induit une chute de pression réalisée par la pompe.

Trajectoire de bulles

Les figures 90, 91 et 92 ci-dessous représentent toujours pour le débit Q1 et pour un GVF=10%, la trajectoire d'une bulle de gaz partant d'un point pris au milieu de la section d'entrée du domaine (ligne en rouge) et la ligne de courant d'une particule liquide partant du même point (ligne en noir). Les figures donnent également les positions successives de la bulle et de la particule liquide relevées pour un même écart temporel. On voit sur ces figures de façon qualitative qu'à l'intérieur de la grille d'aubes, la bulle de gaz se déplace légèrement plus vite que la particule fluide pour un diamètre de $200\mu\text{m}$. De par la force de traînée, elle se retrouve plus proche de la face en dépression et rencontre donc une vitesse moyenne locale plus forte puisque plus proche de l'extrados. Ce n'est pas le cas des grosses bulles (figure 92). Cependant, cet effet local disparaît dès la sortie de la grille pour des bulles de plus grosses dimensions ; les bulles reprennent une position relative identique à la phase liquide, si bien que globalement tout se passe comme si on était en phase homogène. Sur la figure 90 pour laquelle le diamètre de la bulle est $d_{bulle} = 100\mu\text{m}$, on voit que la trajectoire de la bulle suit quasiment la ligne de courant de la phase continue. En revanche, sur la figure 91, et ce pour un diamètre de bulles $d_{bulle} = 200\mu\text{m}$, on observe une accélération et une déviation de la trajectoire de celle-ci plus nette par rapport à celle de la phase continue. Pour un diamètre de la bulle plus important $d_{bulle} = 500\mu\text{m}$ sur la figure 92, la déviation est encore plus marquée.

La déviation se fait vers le côté en dépression des aubages où on observe une accumulation des bulles de gaz.

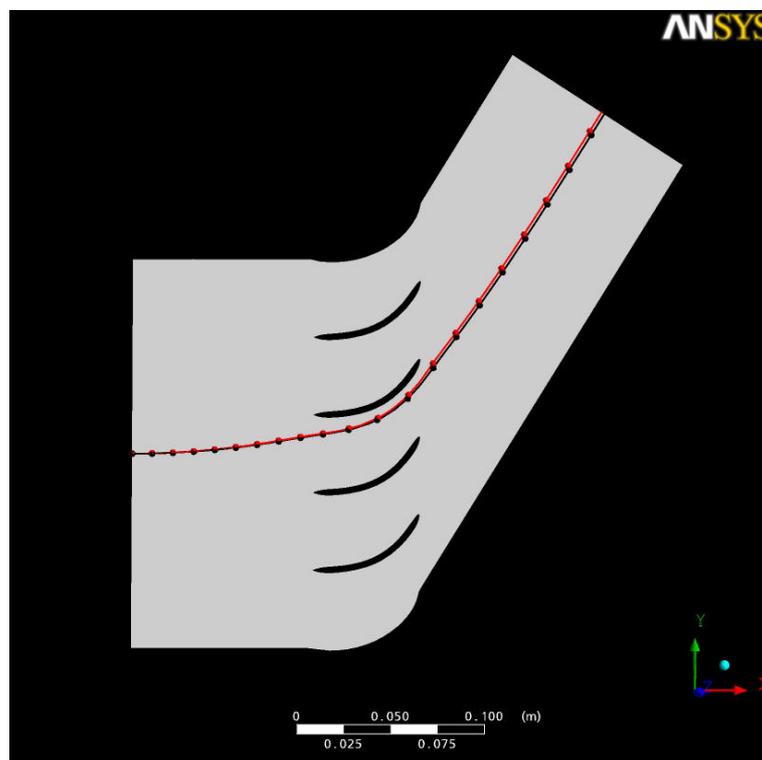


Figure 90: Trajectoire d'une bulle de diamètre $d_{bulle} = 100\mu\text{m}$

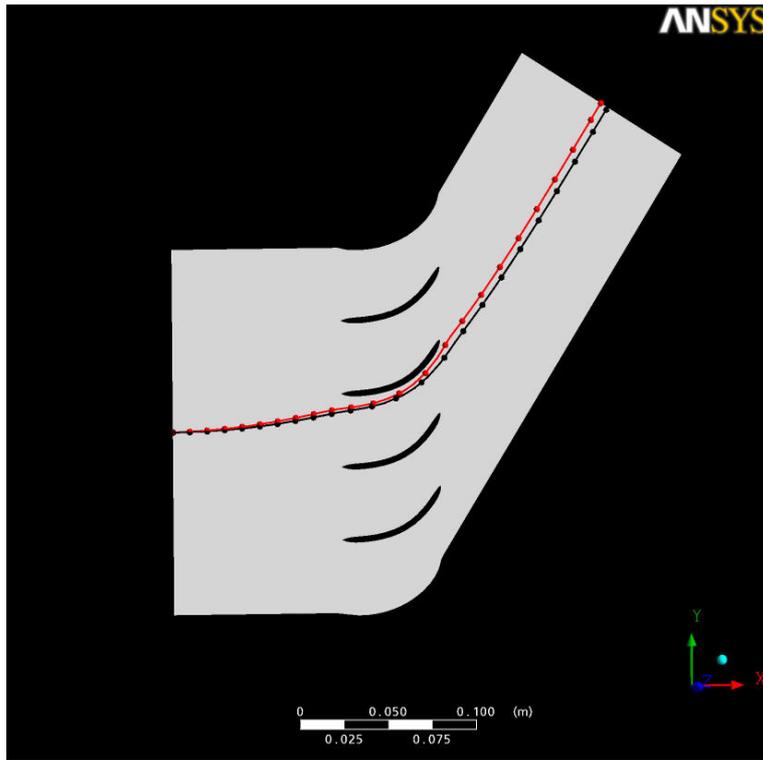


Figure 91: Trajectoire d'une bulle de diamètre $d_{bulle} = 200 \mu m$

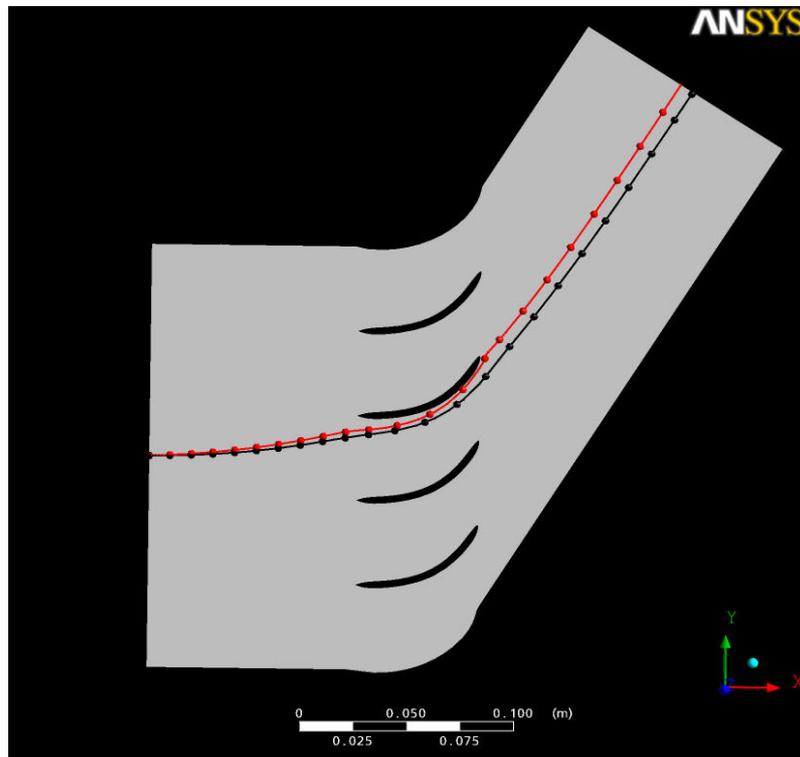


Figure 92: Trajectoire d'une bulle de diamètre $d_{bulle} = 500 \mu m$

Comme expliqué dans le chapitre 2, l'accumulation des bulles sur le côté en dépression des aubages peut s'expliquer au moyen des forces agissant sur une bulle de gaz isolée comme illustré sur la figure 93. En effet, on rappelle que la déviation des bulles est liée à l'action de la force de traînée F_d due à la vitesse de glissement entre les deux phases et la force due au gradient de pression F_p . Ainsi la résultante F_R de ces deux forces tend à diriger les bulles vers le côté en dépression des aubages où elles vont s'accumuler.

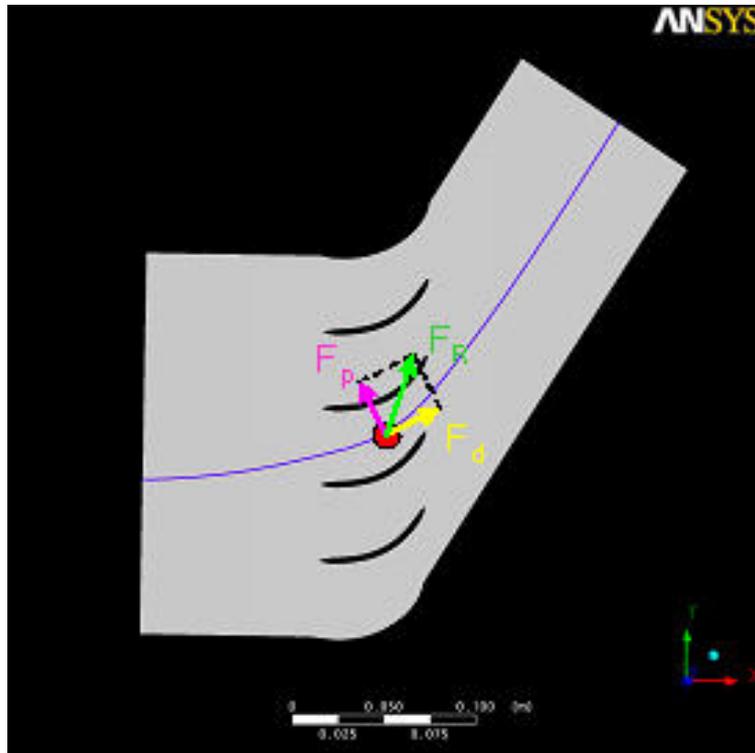


Figure 93: Forces agissant sur une bulle isolée

Ainsi notre étude démontre que l'accumulation des bulles de gaz sur le côté en dépression des aubages peut provoquer une modification de l'angle de l'écoulement β_2 en sortie. Compte tenu de l'effet de l'angle β_2 sur le gain de pression dans une pompe, nous allons tenter dans le chapitre 6 de développer une corrélation permettant de prévoir la dégradation des performances en écoulement diphasique. On voit déjà que cet angle sera fonction du GVF et du diamètre des bulles de gaz.

Influence des paramètres

Effet du GVF

Dans un premier temps, nous avons voulu voir comment la fraction volumique de gaz influait sur l'angle de l'écoulement de la phase liquide β_{2liq} en sortie en comparaison avec l'angle d'écoulement de sortie β_2 relevé pour le cas monophasique liquide.

On rappelle que le débit de la phase continue a peu d'impact sur l'angle de l'écoulement en monophasique.

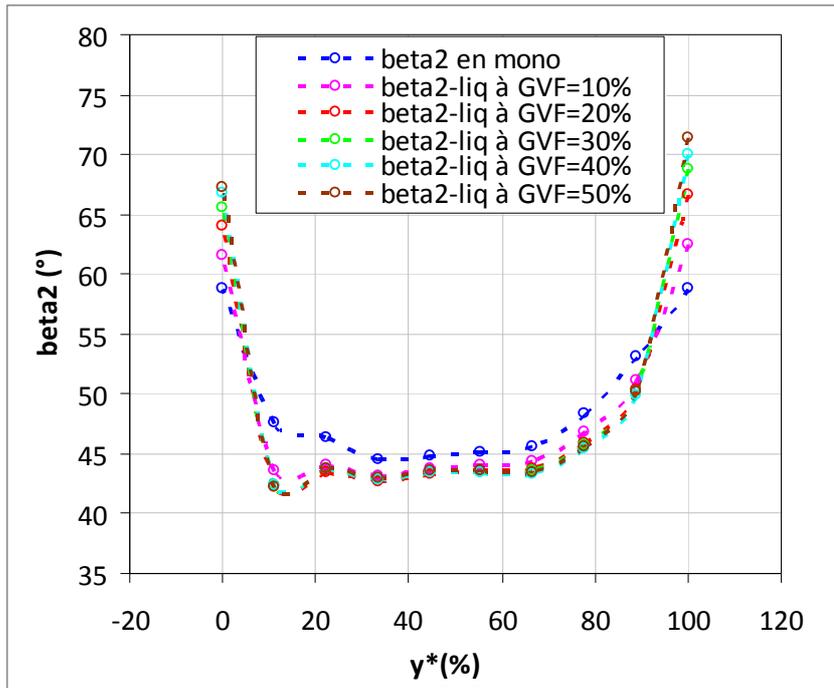


Figure 94: Angle β_{2liq} en fonction du GVF pour le débit Q1

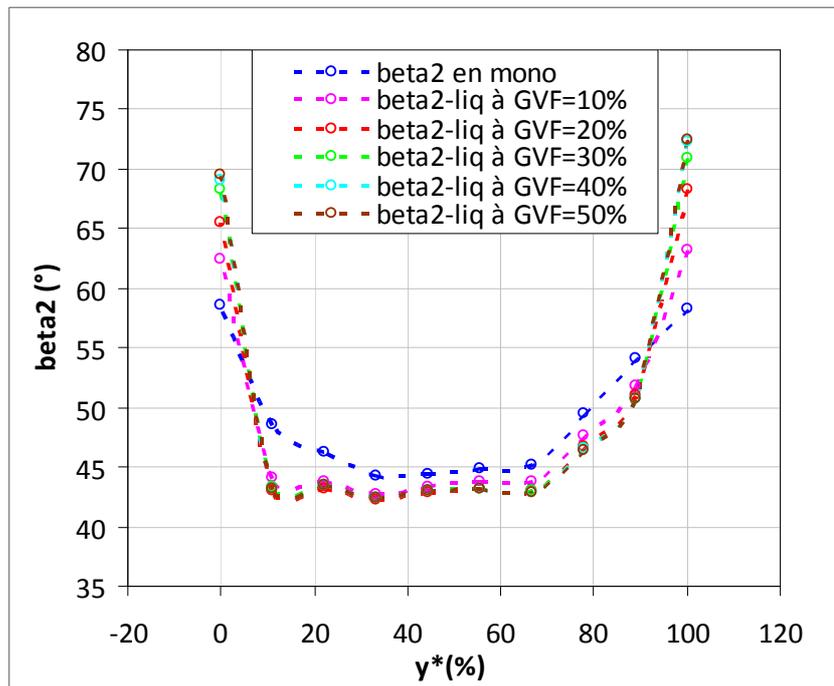


Figure 95: Angle β_{2liq} en fonction du GVF pour le débit Q2

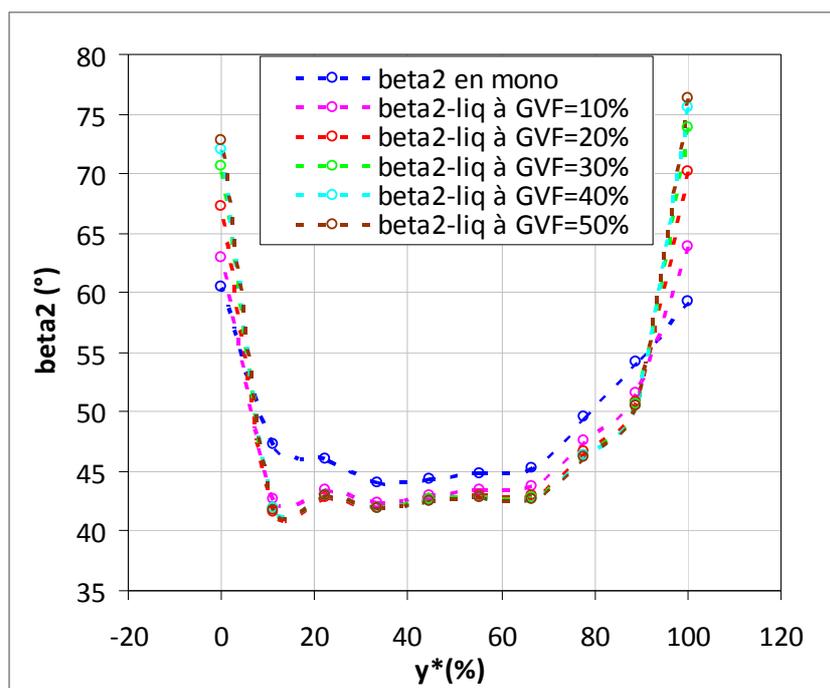


Figure 96: Angle β_{2liq} en fonction du GVF pour le débit Q3

Les figures 94, 95 et 96 ci-dessus présentent l'évolution de l'angle β_{2liq} en fonction du GVF, le diamètre des bulles étant fixé à $d_{bulle} = 200 \mu m$ pour les trois débits étudiés. Sur les figures on peut distinguer deux zones :

- Une première zone est constituée par le sillage des aubages (rappelons que les résultats présentés concernent une ligne d'exploration située à 3 mm en aval des aubages).

Dans cette zone, l'angle β_{2liq} augmente avec le GVF. Cela peut s'expliquer par l'accumulation des bulles en provenance du côté en dépression de l'aubage, couplée à une faible valeur du module de la vitesse.

- La seconde zone comprend l'écoulement principal non affecté par les sillages des aubages. Par abus de langage, nous dénommons cette zone : écoulement sain. On assiste à une légère diminution de l'angle de l'écoulement de la phase continue. L'angle diminue de 45° à GVF = 0 % à des valeurs de l'ordre de 43° pour un GVF de 50 %. L'impact du GVF sur l'angle de l'écoulement de la phase continue semble être sensiblement dépendant du débit.

Ce constat est vérifié sur la figure 97, lorsque l'on représente l'évolution de l'angle moyen d'écoulement de sortie du liquide $\overline{\beta_{2liq}}$ en fonction du GVF pour chacun des débits étudiés. Rappelons que la moyenne utilisée ici est la moyenne arithmétique pondérée par la vitesse axiale en sortie pour les raisons que nous avons évoquées dans le chapitre 3 (présence du sillage).

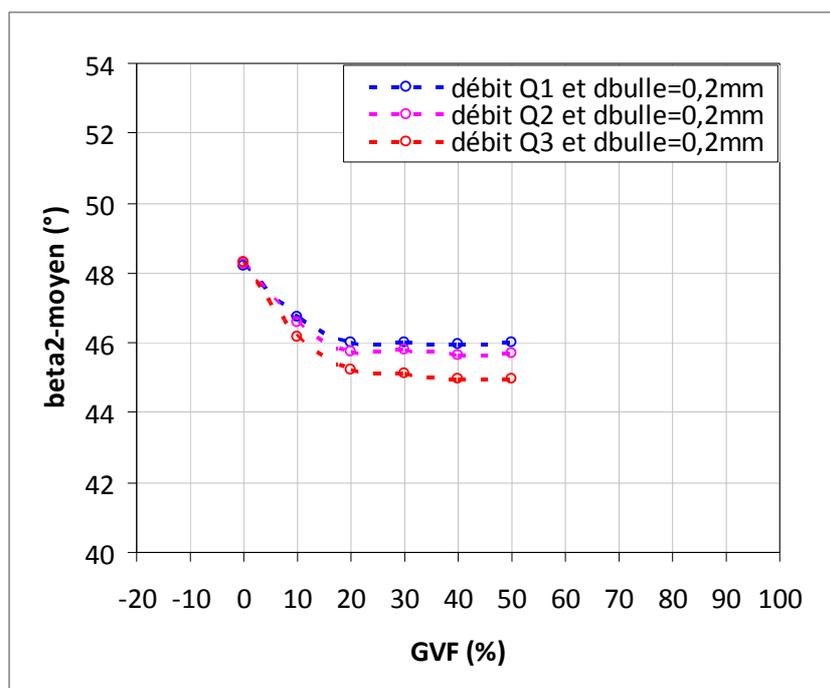


Figure 97: β_2 - moyen en fonction du GVF

On voit bien sur la figure 97 que l'angle β_2 -moyen décroît jusqu'à $GVF=20\%$. A partir de $GVF=20\%$, l'angle devient constant à une valeur qui dépend du débit. Ainsi donc pour le cas où le débit est Q3, l'angle β_{2liq} diminue de 48° à 45° lorsque le GVF varie de 0 à 20%. Puis l'angle ne varie presque plus au-delà du $GVF=20\%$.

On peut donc conclure que les performances de la grille d'aubes dépendent du GVF quand celui-ci varie de 0 à 20%. Au-delà de 20% l'influence du GVF est très faible. Nous ne savons pas à ce stade de notre étude, si l'asymptote en GVF est inhérente au modèle à deux fluides que nous avons choisi pour les simulations numériques. Remarquons aussi que dans la littérature, la plupart des études sur les écoulements polyphasiques dans des turbomachines se limitent à un GVF de 30%. Barrios et al (2009) ont démontré que pour une pompe centrifuge en écoulement diphasique liquide/gaz, le gain de pression pouvait devenir négatif à partir d'un $GVF=15\%$. En définitif, on peut dire que les performances de la grille d'aubes diminuent lorsque le GVF varie de 0% à 20%.

Effet de la granulométrie

Dans le but de quantifier l'effet du diamètre des bulles sur l'angle que l'écoulement de la phase liquide β_{2liq} , nous avons fixé le débit à Q1 et avons représenté l'évolution de cet angle en fonction du GVF pour trois diamètres de bulles différents à savoir $100\ \mu m$, $200\ \mu m$ et $500\ \mu m$ respectivement sur les figures 98, 99 et 100. On voit que l'écart entre l'angle β_2 relevé pour le cas monophasique liquide et l'angle β_{2liq} relevé pour les cas polyphasiques, est faible quand le diamètre des bulles est $100\ \mu m$ (figure 98). Cet écart augmente avec le diamètre des bulles ($200\ \mu m$ - figure 99) et ($500\ \mu m$ - figure 100).

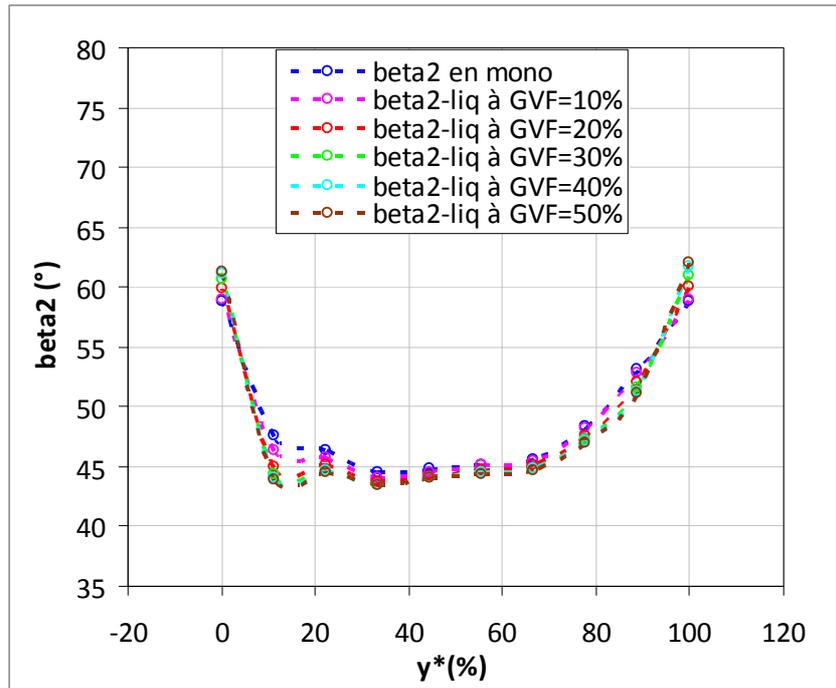


Figure 98: Angle β_{2liq} en fonction du GVF pour $d_{bulle} = 100 \mu m$

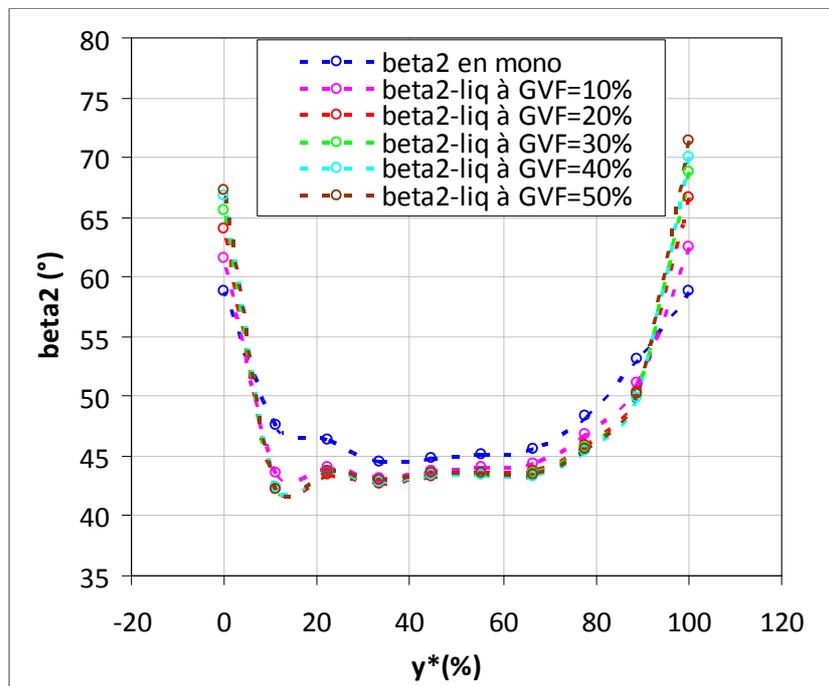


Figure 99: Angle β_{2liq} en fonction du GVF pour $d_{bulle} = 200 \mu m$

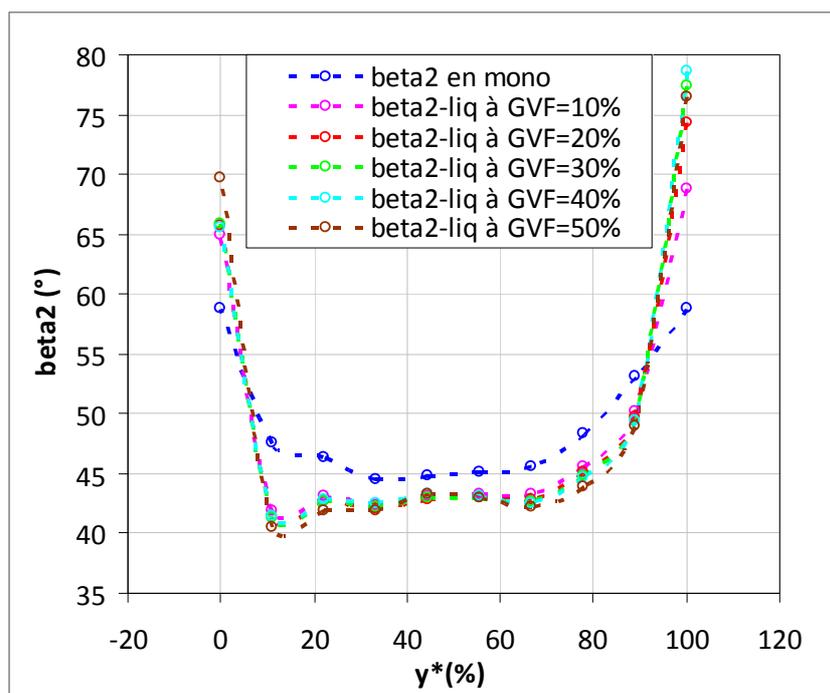


Figure 100: Angle β_{2liq} en fonction du GVF pour $d_{bulle} = 500 \mu m$

Sur les figures 98 à 100, nous notons encore l'impact du sillage sur l'effet de la granulométrie des bulles. Dans l'écoulement sain, une augmentation du diamètre des bulles génère une diminution de l'angle de l'écoulement de la phase continue, et inversement dans la zone des sillages.

Dans l'écoulement sain, la présence des bulles produit une diminution de la masse volumique du mélange générant une diminution du gradient de pression transversal.

On note aussi sur les figures ci-dessus que l'angle β_{2liq} varie avec le GVF quand celui-ci est compris entre 0 et 20%, mais en revanche cet angle est davantage sensible au diamètre des bulles. Pour bien s'en apercevoir, nous avons représenté figure 101, l'angle $\overline{\beta_{2liq}}$ en fonction du GVF pour chacun des diamètres de bulles étudiés au débit Q1.

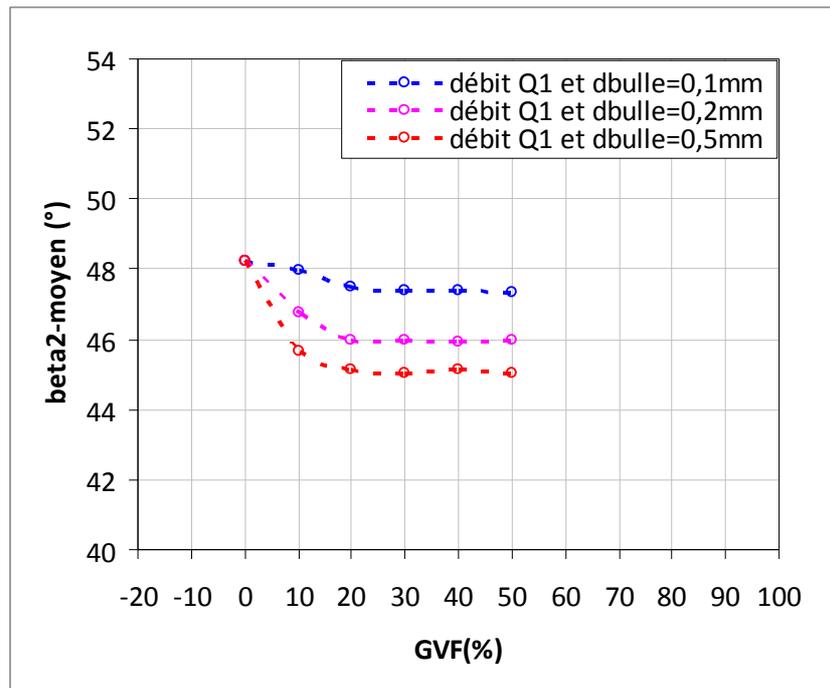


Figure 101: Angle $\overline{\beta_{2liq}}$ en fonction du diamètre

Sur la figure 101, l'angle $\overline{\beta_{2liq}}$ de $48,2^\circ$ associé au $GVF=0\%$ correspond à l'angle β_2 pour le cas monophasique au débit Q1. On voit sur cette figure que pour un GVF fixé, l'angle $\overline{\beta_{2liq}}$ décroît si le diamètre de la bulle augmente.

En définitive, cette étude paramétrique démontre que la chute de pression à la traversée de la grille d'aubes est fortement corrélée à la pression, via la granulométrie des bulles, au GVF, et dans une moindre mesure, au débit de la phase continue.

4.6.5 Écarts des angles entre phase

L'hétérogénéité de l'écoulement (ou écart des angles entre la phase liquide et la phase gazeuse) vient du fait qu'à la sortie de grille, nous relevons un angle β_{2liq} de la phase liquide différent de celui de la phase dispersée β_{2gaz} .

Pour mettre en évidence cette hétérogénéité qui selon la littérature est à l'origine des pertes hydrauliques de la grille d'aubes, nous avons représenté l'évolution de ces angles en fonction des paramètres que sont le diamètre des bulles et le GVF. L'objectif étant de voir comment évolue l'écart entre ces deux angles en fonction de ces deux paramètres, sur une ligne située légèrement en aval des bords de fuite.

Effet de la granulométrie

Pour voir l'effet du diamètre des bulles sur l'écart entre les angles β_{2gaz} et β_{2liq} , nous avons présenté sur les figures 102 à 103, l'évolution des deux angles pour le débit Q1 et pour un GVF=10% en fonction du diamètre. Sur la figure 102, on observe que pour $d_{bulle} = 100 \mu m$, l'écart entre β_{2gaz} et β_{2liq} est quasiment nul. Il n'existe pas de glissement entre phase sur les angles. Sur les figures 103 et 104, on note que quand le diamètre des bulles augmente, l'écart entre ces deux angles augmente également. Ce comportement est la conséquence de la déviation de la trajectoire des bulles de gaz par rapport aux lignes de courant de la phase liquide.

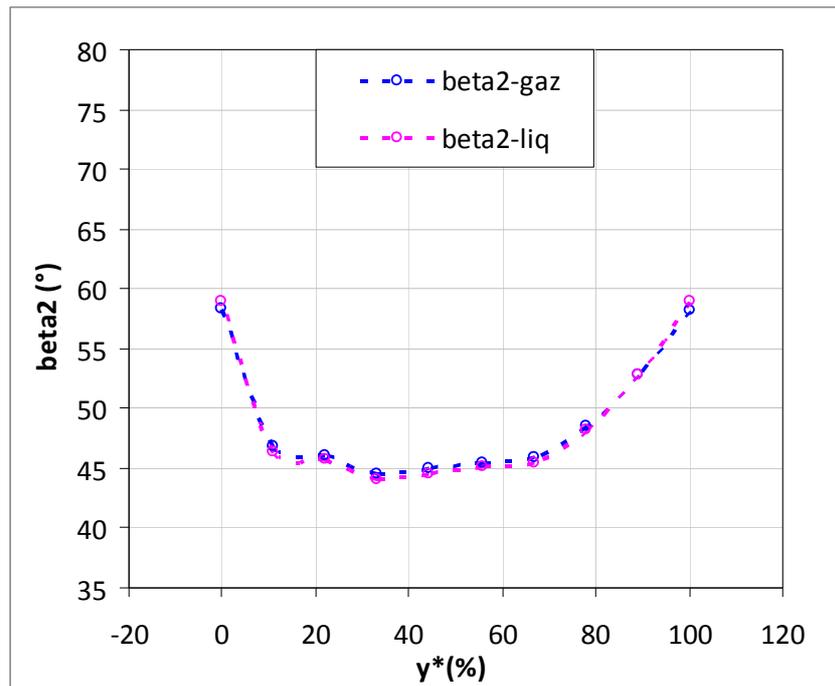


Figure 102: Angles β_{2gaz} et β_{2liq} pour $d_{bulle} = 100 \mu m$

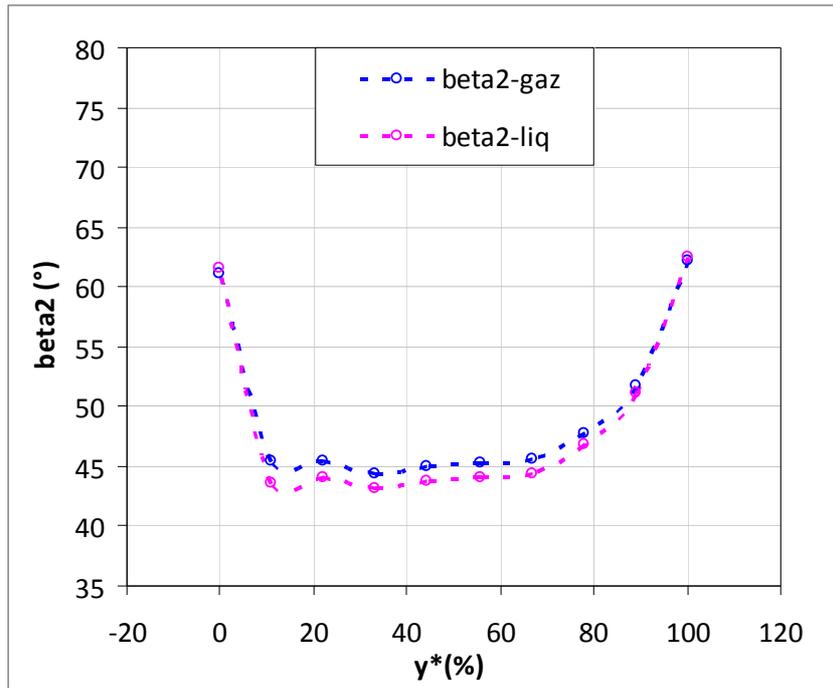


Figure 103: Angles $\beta_{2\text{gaz}}$ et $\beta_{2\text{liq}}$ pour $d_{\text{bulle}} = 200 \mu\text{m}$

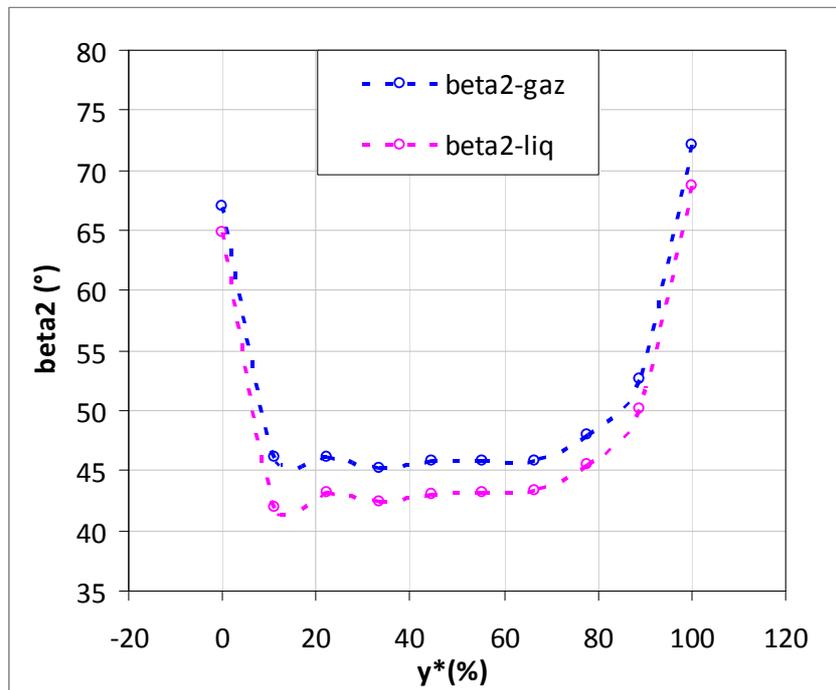


Figure 104: Angles $\beta_{2\text{gaz}}$ et $\beta_{2\text{liq}}$ pour $d_{\text{bulle}} = 500 \mu\text{m}$

D'un point de vue phénoménologique, ce comportement observé pour lequel pour un GVF donné, l'écart entre β_{2gaz} et β_{2liq} augmente avec le diamètre des bulles, est à relier à l'évolution de l'efficacité diphasique d'une pompe avec la pression d'aspiration. En effet, on a vu que l'efficacité diphasique pour un GLR donné diminue avec la pression. Or la pression d'aspiration joue sur la granulométrie des bulles de gaz dans un écoulement dispersé. En effet dans un écoulement diphasique à bulles dispersées, plus la pression d'aspiration est forte et plus les bulles auront de petits diamètres. Par conséquent meilleure sera l'efficacité diphasique. Ainsi donc un écart important entre β_{2gaz} et β_{2liq} du à un diamètre élevé des bulles de gaz se traduit par une dégradation des performances de la grille tout comme l'efficacité diphasique diminue quand la pression d'aspiration diminue.

Effet du GVF

Sachant que le débit est un paramètre de second ordre dans la modification de l'angle d'écoulement en sortie comme nous l'avons montré précédemment, nous avons fait le choix ici de fixer le débit à Q2 et le diamètre des bulles à $d_{bulle} = 200 \mu m$, puis avons représenté β_{2gaz} et β_{2liq} en fonction du GVF.

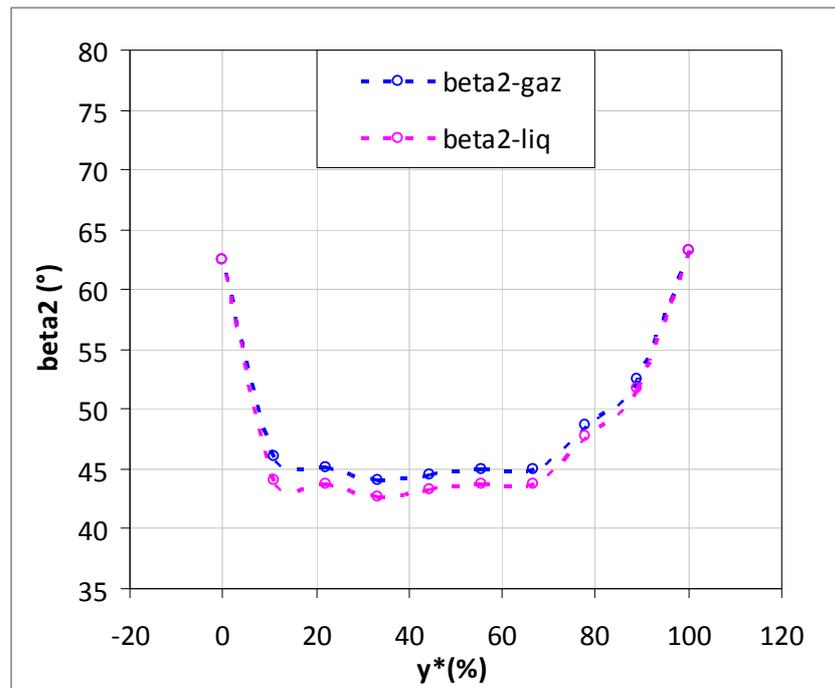


Figure 105: Angles β_{2gaz} et β_{2liq} à GVF=10%

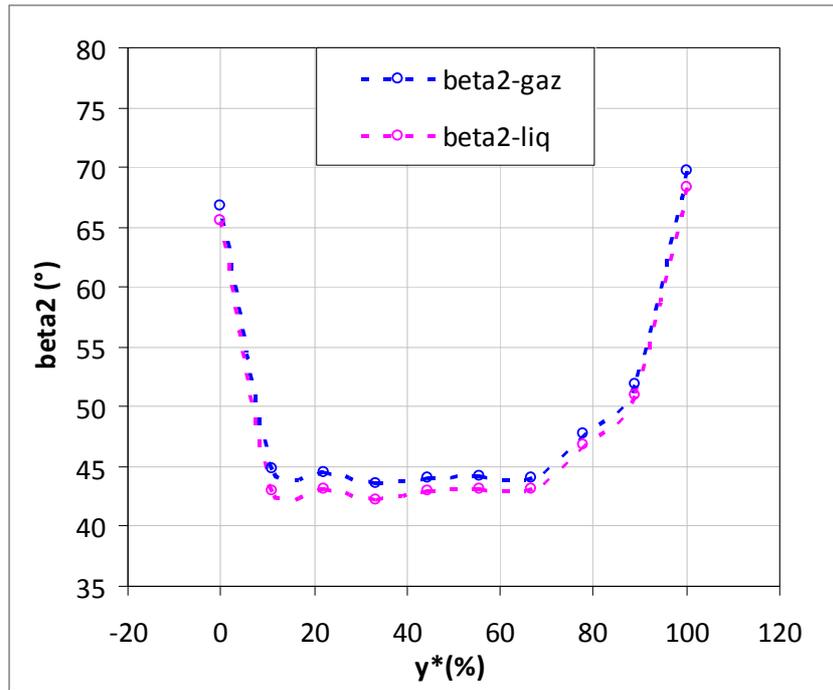


Figure 106: Angles $\beta_{2\text{gaz}}$ et $\beta_{2\text{liq}}$ à GVF=20%

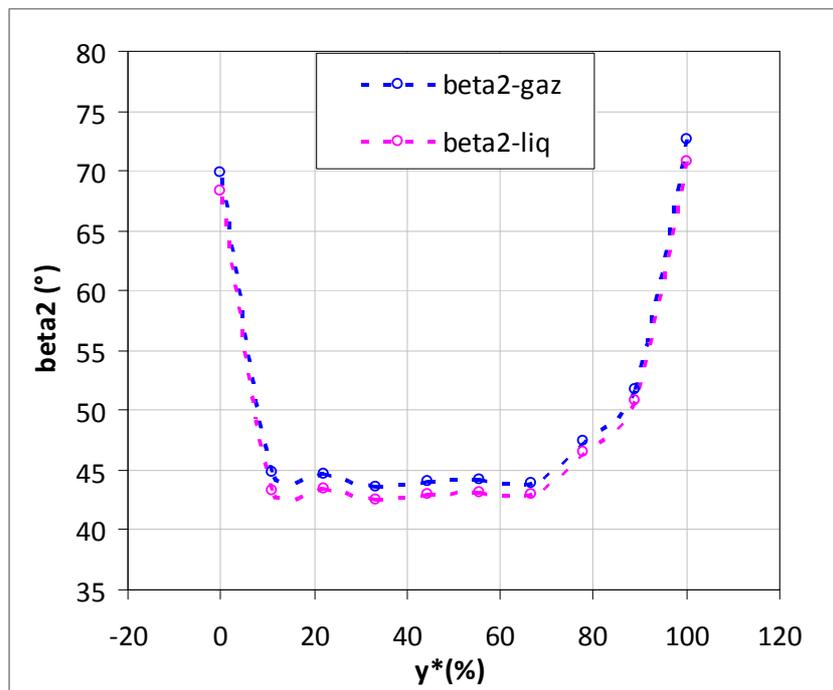


Figure 107: Angles $\beta_{2\text{gaz}}$ et $\beta_{2\text{liq}}$ à GVF=30%

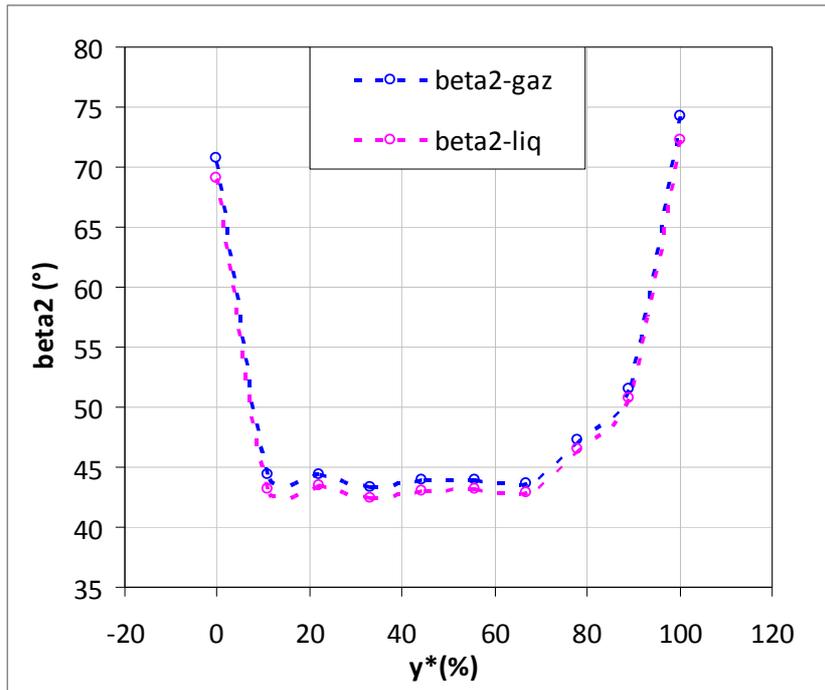


Figure 108: Angles $\beta_{2\text{gaz}}$ et $\beta_{2\text{liq}}$ à GVF=40%

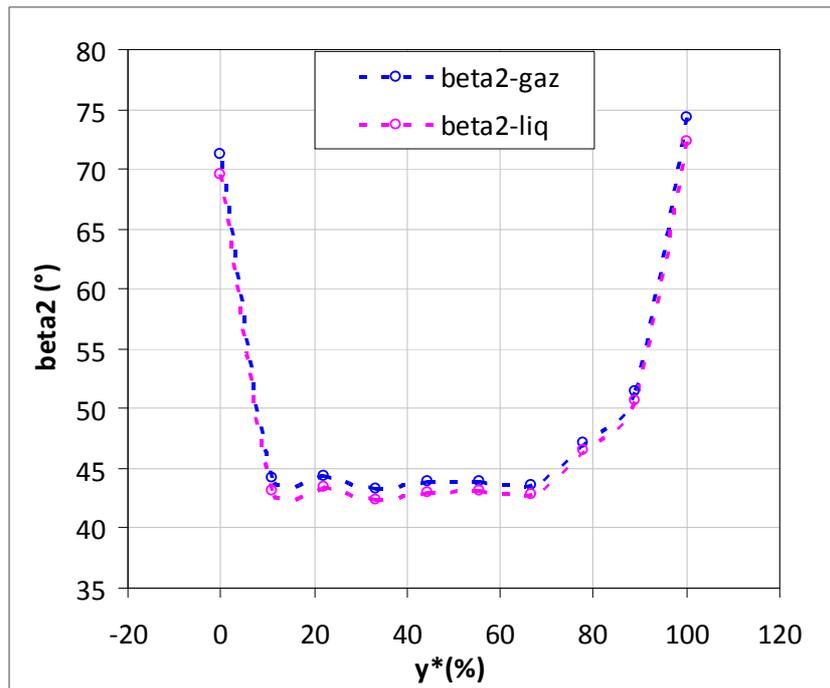


Figure 109: Angles $\beta_{2\text{gaz}}$ et $\beta_{2\text{liq}}$ à GVF=50%

On voit sur les figures ci-dessus que l'angle d'écoulement en sortie du gaz est toujours supérieur à celui du liquide. Cette différence provient de la déviation de la trajectoire des bulles de gaz par rapport aux lignes de courant de la phase liquide mise en évidence dans le paragraphe 3.3. Les bulles sont transportées vers le côté en dépression des aubages.

L'influence du GVF sur l'écart entre β_{2gaz} et β_{2liq} sur ces graphes n'est pas très nettement visible. Aussi, pour mettre très clairement en évidence l'effet du GVF sur cet écart, nous avons décidé de représenter la moyenne de ces angles et d'établir ainsi un lien entre β_{2gaz} et β_{2liq}

Conclusion intermédiaire

Nous venons de mettre en évidence que dans un écoulement diphasique gaz \ liquide dans la grille d'aubes, une accumulation de gaz s'opère sur le côté en dépression des aubages. Cette accumulation provient du fait qu'il y a une déviation de la trajectoire des bulles de gaz par rapport aux lignes de courant de la phase liquide. Il se produit donc un écart entre l'angle d'écoulement en sortie du gaz β_{2gaz} et l'angle d'écoulement en sortie du liquide β_{2liq} . Physiquement, cet écart entre β_{2gaz} et β_{2liq} engendre une séparation de phase qui produirait des pertes hydrauliques dont la dégradation de performance de la grille d'aubes serait la conséquence.

Par ailleurs cette analyse permet de montrer que la présence de gaz modifie également les lignes de courant de la phase continue.

En définitif, l'angle d'écoulement en sortie de grille (lequel permet la prédiction des performances de la grille) dépend fortement du GVF et du diamètre des bulles. Le débit quant à lui n'intervient qu'en deuxième niveau.

Dans le cas d'une pompe en écoulement diphasique, la dégradation de la pompe est donc liée à cette accumulation des bulles de gaz dans une région bien précise des canaux de la roue de la pompe. Comme il est annoncé dans la littérature, on a bien montré que le GVF et le diamètre des bulles de gaz influencent beaucoup les performances d'une turbomachine en écoulement diphasique.

5 Corrélations

A cette étape de l'étude, il est opportun de rappeler les objectifs de nos travaux :

La relation d'Euler permet d'exprimer le travail théorique récupéré par le fluide à la traversée de la roue mobile d'une pompe, en fonction des conditions d'écoulement monophasique à l'entrée et à la sortie. De nombreux auteurs ont fourni dans le cas d'un écoulement monophasique des lois empiriques permettant de déterminer l'angle que fait l'écoulement à la sortie de la roue, en fonction des paramètres géométriques.

Nous pouvons citer par exemple :

- Howell et Carter, Naca, ... pour les grilles compresseur (c'est-à-dire des grilles dont les canaux forment des divergents).
- Ainley-Mathieson, Graig-Cox, ... pour les grilles turbines (c'est-à-dire des grilles dont les canaux forment des convergents).

Pour le cas d'écoulement diphasique liquide / gaz, très peu d'auteurs proposent des corrélations ou des lois empiriques permettant d'exprimer l'angle de la phase dispersée en fonction de la phase continue, ou encore des corrélations qui permettent de prédire la modification de l'angle de l'écoulement de la phase continue en présence de gaz.

L'objectif des nos travaux est de définir l'impact des conditions d'entrée sur l'évolution de ces deux angles. Ainsi, une loi empirique pourrait être proposée, à partir des résultats de la simulation numérique. Finalement cette loi peut être injectée dans un facteur de correction définie par IFPEN pour le cas de ses pompes polyphasiques axiales, appelée Efficacité diphasique et noté E_c .

Afin d'établir un lien entre les angles β_{2gaz} et β_{2liq} à la sortie de la grille d'aubes, nous représentons sur les figures 110 et 111, $\overline{\beta_{2gaz}}$ et $\overline{\beta_{2liq}}$ en fonction du GVF pour les cas où le diamètre des bulles est fixé à $d_{bulle} = 200 \mu m$ et pour les débits Q1 et Q2 défini au paragraphe précédent. Les valeurs moyennes des angles beta ont été pondérées avec la vitesse débitante de l'écoulement.

Sur ces figures, on peut constater quel que soit le débit, que $\overline{\beta_{2gaz}}$ ne varie presque pas avec le GVF. On peut donc le considérer comme indépendant du GVF. Tandis que $\overline{\beta_{2liq}}$ diminue avec le GVF jusqu'à 20% et au delà, $\overline{\beta_{2liq}}$ devient indépendant du GVF comme nous l'avons déjà souligné plus haut.

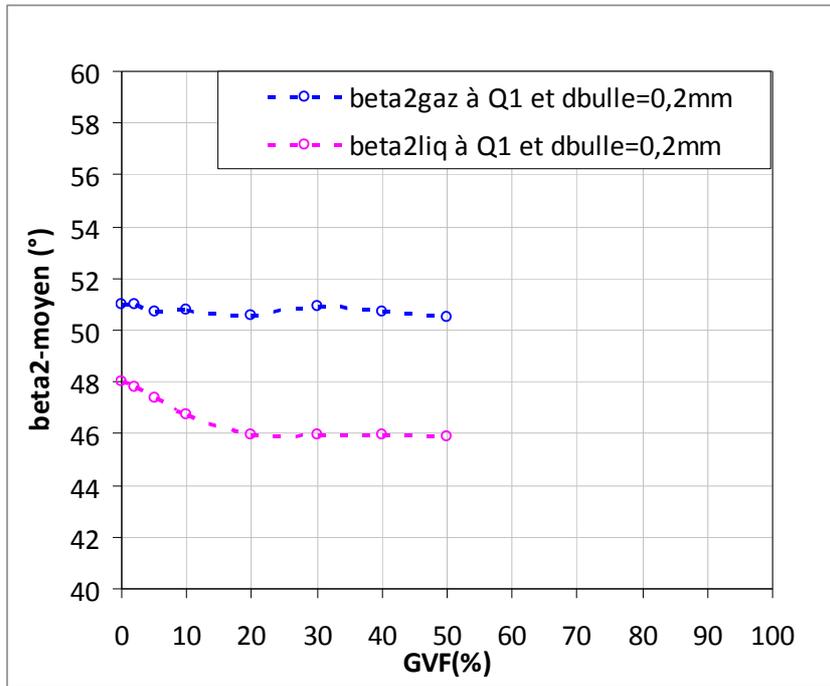


Figure 110: Angles $\overline{\beta}_{2\text{gaz}}$ et $\overline{\beta}_{2\text{liq}}$ en fonction du GVF au débit Q1

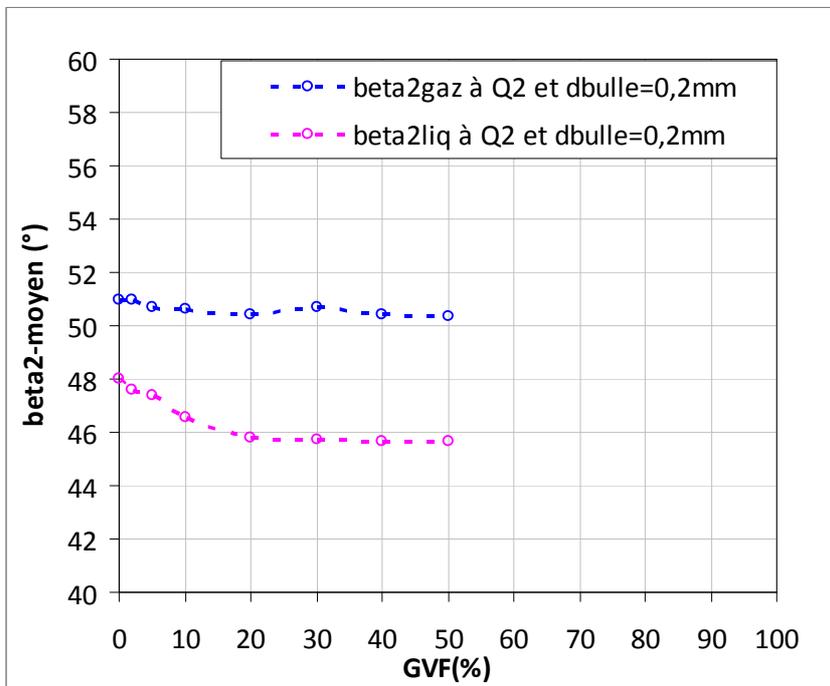


Figure 111: Angles $\overline{\beta}_{2\text{gaz}}$ et $\overline{\beta}_{2\text{liq}}$ en fonction du GVF au débit Q2

Ainsi la démarche que nous avons suivie pour relier β_{2gaz} et β_{2liq} est donc la suivante :

- nous avons considéré un angle β_{2gaz} de 51° qui est sa valeur en sortie de la grille d'aubes quel que soit le GVF.
- on définit alors un angle de déviation par $\delta = \overline{\beta_{2gaz}} - \overline{\beta_{2liq}}$ qui représente la déviation de la phase dispersée par rapport à la phase continue.

On obtient ainsi les courbes de la figure 112 ci-dessous.

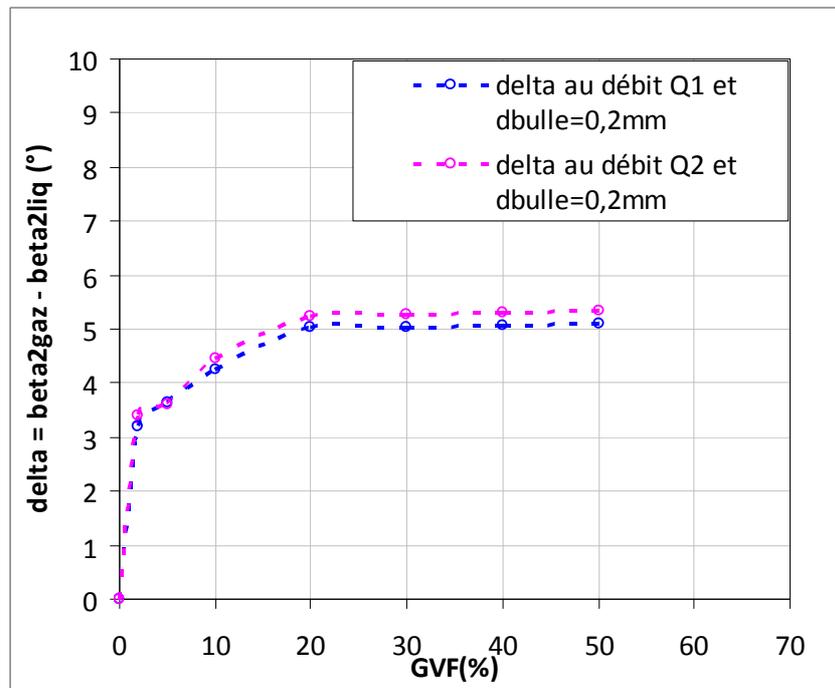


Figure 112: Évolution de delta en fonction du GVF

On voit bien sur la figure 112, l'effet du GVF sur l'angle de déviation δ . On observe dans un premier temps une évolution quasi linéaire de δ avec le GVF, puis à partir d'un GVF caractéristique (ici 20 %), l'angle de déviation δ atteint un palier et devient constant. De plus, on peut considérer en première approximation que δ est quasiment indépendant du débit. Nous avons démontré précédemment que l'influence du débit est du second ordre.

Ainsi, en considérant que l'angle de déviation δ ne dépend pas du débit, nous avons fixé le débit et avons représenté l'évolution de δ en fonction du GVF pour chacun des trois diamètres de bulles comme illustré sur la figure 113. On peut observer sur cette figure que le palier de l'angle δ est d'autant plus grand que le diamètre est élevé. Cela signifie que plus le diamètre de la bulle est important et plus l'écart entre β_{2gaz} et β_{2liq} l'est aussi comme nous l'avons déjà montré plus haut.

On peut ainsi déterminer un GVF caractéristique γ^* et une déviation maximale qui dépend du diamètre qui permet de rassembler ces courbes sous une courbe maîtresse comme sur la figure 114 dont l'équation est :

$$\frac{\delta}{\delta_{\max}} = \left(1 - e^{-\frac{\gamma}{\gamma^*}} \right) \quad (5.1)$$

Dans l'estimation de la loi (5.1), il est légitime de se poser la question de savoir sur quels arguments nous avons fait l'hypothèse $\lim_{\gamma \rightarrow 0} \delta = 0$ au vu des courbes 113 et 114. Il faut dire que $\gamma = 0$ signifie que nous sommes dans le cas d'un écoulement monophasique et dans ce cas l'angle de déviation δ est bien nul. Ainsi donc la fonction est bien définie en 0. En revanche au vu de la courbe 114, il semble en effet que la fonction ne soit pas continue dans l'intervalle $]0,3[$, c'est simplement que nous n'avons pas réalisé des calculs avec un γ compris dans cet intervalle. Mais il serait en effet intéressant de réaliser ces calculs et de vérifier ainsi l'existence et la continuité de δ dans cet intervalle. Cela peut constituer une perspective pour des travaux à venir.

Notons cependant que cette loi est valable pour des angles de sortie de l'ordre de 45° à 70° .

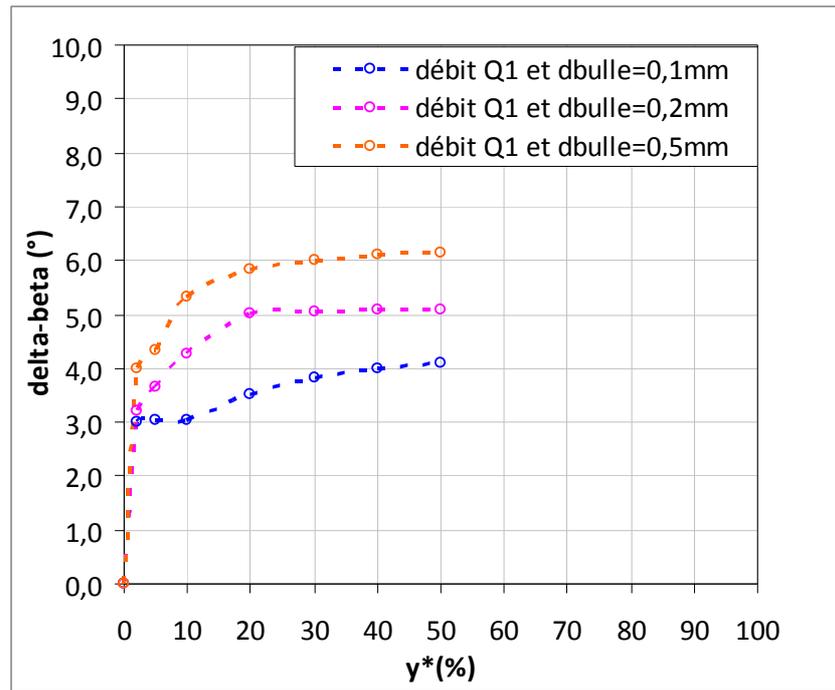


Figure 113: Évolution de l'angle δ en fonction du diamètre des bulles

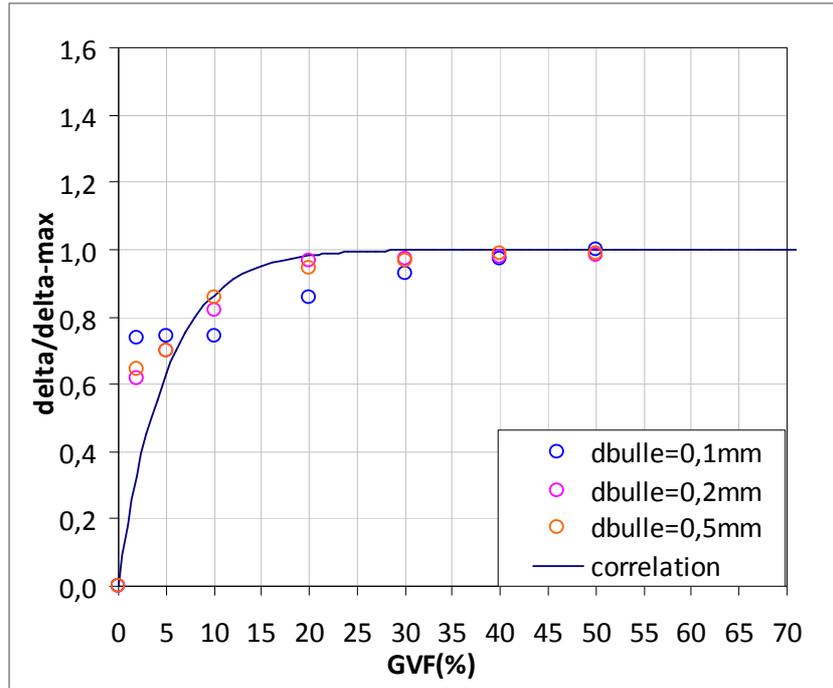


Figure 114: Courbe maîtresse de l'évolution de δ en fonction du GVF

5.1 Nouveau modèle

Les résultats des simulations diphasiques à la traversée de grille d'aubes, montrent que le glissement entre la phase dispersée et la phase continue est relativement faible et que son impact sur les performances est du second ordre. L'impact de l'homogénéité n'a pas été abordé dans un premier temps. On aborde donc ici principalement l'effet de la modification de l'angle de l'écoulement à la sortie de la grille d'aubes par la présence des bulles de gaz car nous avons en effet montré que la présence des bulles de gaz dans un écoulement modifiait l'angle d'écoulement de sortie de la phase liquide β_{2liq} .

Pour rappel, l'efficacité diphasique d'une pompe est le rapport entre le gain de pression réel de la machine et le gain de pression idéal.

$$E_c = \frac{\Delta P_{reel}}{\Delta P_{ideal}} \quad (5.2)$$

D'après l'équation d'Euler (voir annexe), nous pouvons réécrire l'expression (5.2) par :

$$E_c = \frac{\rho(U_2.V_{\theta 2} - U_1.V_{\theta 1})_{reel}}{\rho(U_2.V_{\theta 2} - U_1.V_{\theta 1})_{ideal}} = \frac{\Delta(UV_{\theta})_{reel}}{\Delta(UV_{\theta})_{ideal}} \quad (5.3)$$

En fait, le travail d'Euler permet de relier le travail théorique reçu par le fluide, à la composante, dans un repère absolu, de vitesse tangentielle V_{θ} . U est la vitesse d'entraînement de la roue. Ici $\Delta(UV_{\theta})_{reel}$ peut s'apparenter à avec la quantité d'énergie reçu par le fluide si l'on prend en compte un angle "apparent" du mélange diphasique. $\Delta(UV_{\theta})_{ideal}$ serait la quantité d'énergie par le fluide si celui était homogène, c'est à dire dans le cas idéal, où le gaz et le liquide possèdent la même vitesse et

présentent un angle identique à la sortie de la roue. Seule, la masse volumique serait modifiée et serait équivalente à celle du mélange diphasique.

Ainsi, en définissant le travail idéal comme étant celui reçu par la phase continue et le travail réel comme celui reçu par le mélange diphasique, on peut définir un rapport K analogue à l'efficacité diphasique, par la relation suivante :

$$K = \frac{(1 - \alpha)\Delta(UV_{\theta})_{liquide} + \alpha\Delta(UV_{\theta})_{gaz}}{\Delta(UV_{\theta})_{liquide}} \quad (5.4)$$

où α est la fraction volumique de gaz (GVF)

$$GLR = \frac{\alpha}{1 - \alpha} \quad (5.5)$$

En faisant l'hypothèse d'un angle d'incidence nul à l'entrée de la roue (c'est-à-dire entrée sans pré-rotation) et d'un rayon R constant (c'est-à-dire $U_1 = U_2$), l'expression (5.4) devient alors:

$$K = \frac{(1 - \alpha)(V_{\theta})_{liquide} + \alpha(V_{\theta})_{gaz}}{(V_{\theta})_{liquide}} \quad (5.6)$$

On rappelle que en utilisant La notion de triangle des vitesses définit en annexe on a :

$$V_{\theta} = U - V_a \cdot \text{tg}(\beta) \quad (5.7)$$

où V_a est la vitesse débitante et β l'angle que fait l'écoulement avec la direction axiale.

Ainsi connaissant la vitesse débitante, l'angle d'écoulement de sortie de la phase continue β_{2liq} , la connaissance de l'angle β_{2gaz} permet ainsi de calculer K et par conséquent d'évaluer l'angle de l'écoulement diphasique $\beta_{2\varphi}$.

La démarche que nous proposons pour le calcul de K est donc le suivant :

- 1) Déterminer l'angle β_{2liq} en utilisant l'une des corrélations de la littérature citées plus haut selon que l'on soit dans le cas d'une grille compresseur ou turbine.
- 2) Estimer l'angle de l'écoulement de sortie des bulles de gaz β_{2gaz} .
- 3) Calculer le paramètre K.

Cette nouvelle approche conduit donc à définir une corrélation reliant les angles β_{2gaz} et β_{2liq} .

Une corrélation de ce type dépendra au premier ordre du GVF et du diamètre des bulles de gaz et au second ordre du débit. Aussi, la définition d'une telle corrélation ne peut se faire que par le regroupement d'un maximum d'informations expérimentales sur des machines tournantes.

Néanmoins, à partir des simulations numériques et de nos résultats expérimentaux, nous avons fait le constat que la résultante des forces appliquées aux bulles de gaz les fait dévier vers le côté en dépression de l'aubage. Cette accumulation locale modifie l'angle β_{2gaz} qui devient plus important que l'angle β_{2liq} . De fait, les bulles de gaz impliquent une augmentation de l'angle de l'écoulement moyen en sortie de la roue, conduisant à une diminution du travail d'Euler (voir annexe).

Aussi, nous avons donc procédé à une étude paramétrique en fixant l'angle β_{2liq} et en faisant varier l'écart $\delta = \beta_{2gaz} - \beta_{2liq}$.

5.2 Étude paramétrique

Une première approche a conduit à considérer une roue mobile avec un coefficient de débit ϕ de 0,3, défini à partir du triangle de vitesse en entrée sans angle d'incidence et sans pré-rotation, avec un angle géométrique de l'aubage de 67° .

Avec :

$$\phi = \frac{V_a}{U} \quad (5.8)$$

On définit alors un angle de déviation $\delta^{2\phi}$ entre la trajectoire d'une bulle de gaz et celle de la phase continue, repéré à la sortie de la grille d'aubes. Par convention, pour le cas de la phase continue liquide on utilise l'indice "l" et la définition est la suivante :

$$\delta_l^{2\phi} = \beta_{2gaz} - \beta_{2liq} \quad (5.9)$$

Dans ce cas, en injectant (5.9) dans (6.7) et (6.6), on obtient la relation :

$$K = \frac{(1 - \alpha)(U - V_a \tan(\beta_{2liq})) + \alpha(U - V_a \tan(\delta_l^{2\phi} + \beta_{2liq}))}{(U - V_a \tan(\beta_{2liq}))} \quad (5.10)$$

La relation (5.10) permet de corréler le taux de vide (ou de GLR) au facteur K, pour un couple (U, V_a) fixé et pour une valeur de β_{2liq} , et plusieurs valeurs de $\delta^{2\phi}$.

La figure 115 ci-dessous donne l'évolution de K en fonction du GLR, pour un angle β_{2liq} de 67° pour 3 valeurs de déviation $\delta^{2\phi}$: 3, 4 et 5° .

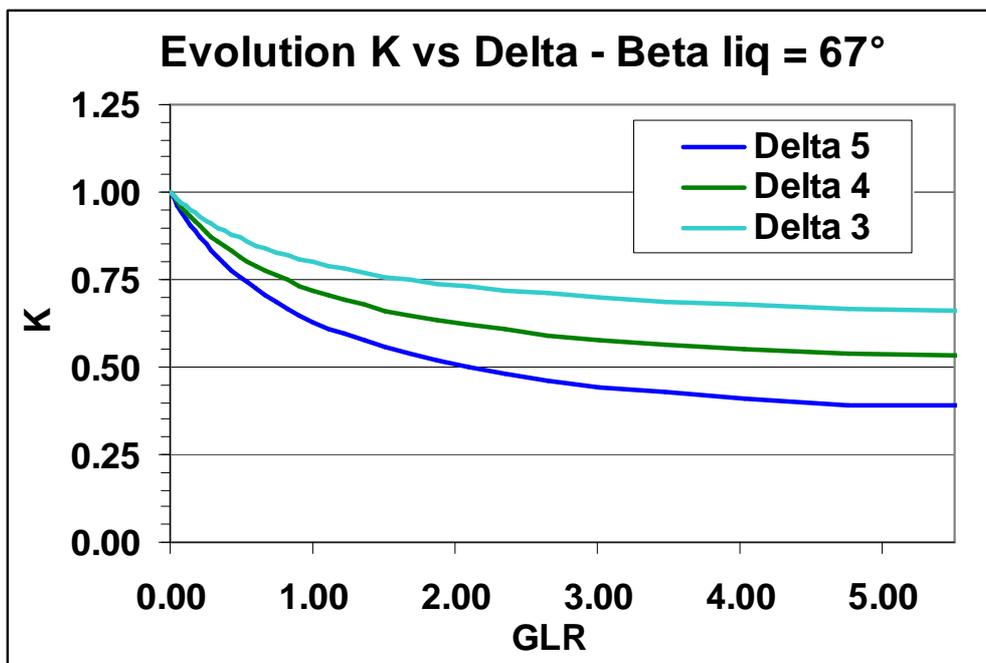


Figure 115: Effet de la déviation gaz/liquide sur le facteur de correction K

Au vu de cette figure 115, nous pouvons noter quelques points remarquables :

- on observe une forte similitude entre l'évolution de K et celle de l'efficacité diphasique donnée sur la figure 10;
- la valeur minimale du facteur est atteinte pour un GLR_{min} de 5 comme pour le cas de l'efficacité diphasique, ce qui est remarquable compte tenu de la simplicité de la relation utilisée ;
- l'impact de la déviation $\delta^{2\phi}$ est important. En effet, une augmentation de 1° de l'angle $\delta^{2\phi}$ (δ passant de 4° à 5°) fait chuter le facteur de correction de 0.55 à 0.40 à GLR_{min} .

5.3 Angle de l'écoulement diphasique moyen en sortie de roue

La relation (5.10) nous permet de déterminer un angle de l'écoulement moyen diphasique en sortie de la roue, noté $\beta^{2\phi}$ que l'on définit par :

$$\beta^{2\phi} = (1 - \alpha)\beta_{2liq} + \alpha\beta_{2gaz} \quad (5.11)$$

La figure 146 donne l'évolution de cet angle moyen diphasique en fonction du GLR pour un angle β_{2liq} de 67° . Comme annoncé dans le paragraphe précédent, on constate alors que l'angle augmente bien. Il tend vers une asymptote à $GLR_{min} = 5$ (correspondant à 83 % de gaz) dont la valeur est très proche de l'angle de la trajectoire du gaz.

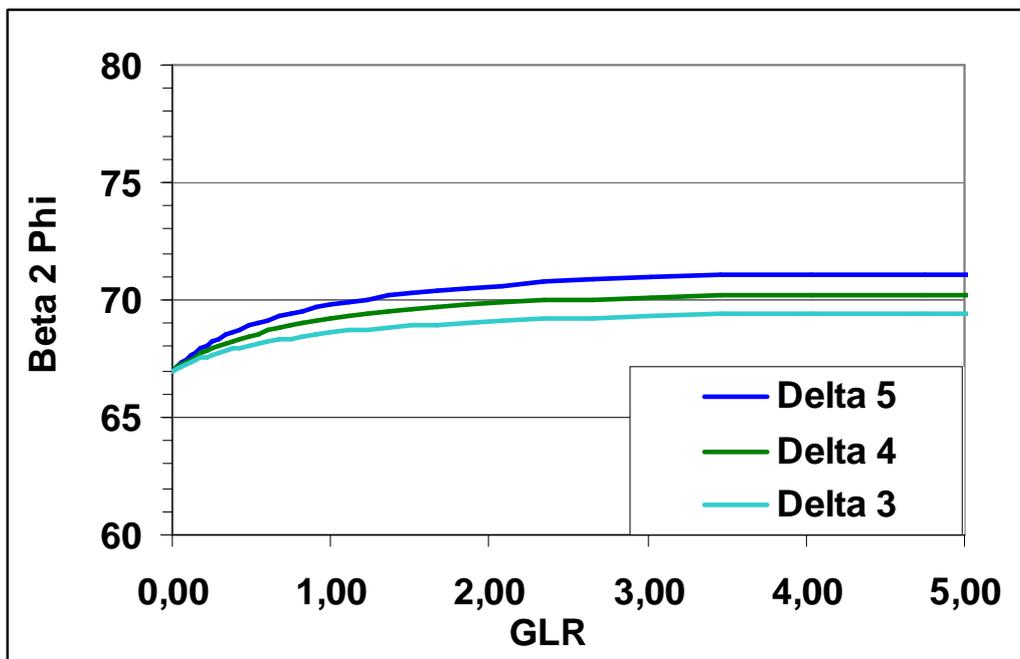


Figure 116: Evolution de $\beta^{2\phi}$ en fonction du GLR

On peut donc faire l'hypothèse que pour un GLR supérieur au GLR_{min} (ici valeur de 5), l'écoulement à la sortie de la roue est gouverné par le gaz qui devient la phase continue. Dans ces conditions, au delà de GLR_{min} on peut traduire le comportement de la roue par la relation suivante :

$$K = \frac{(1 - \alpha)(U - V_a \tan(\delta_g^{2\phi} + \beta_{2gaz})) + \alpha(U - V_a \tan(\beta_{2gaz}))}{(U - V_a \tan(\beta_{2gaz}))} \quad (5.12)$$

dans laquelle $\delta_g^{2\phi} = \beta_{2liq} - \beta_{2gaz}$

L'angle de référence ici est celui que fait le gaz avec la direction axiale (β_{2gaz}). Il est donc supposé constant. Seul l'angle β_{2liq} est modifié par la présence de gaz. Dans ces conditions, on fait varier l'angle de déviation en fonction du taux de vide de manière à obtenir une évolution du facteur K proche de celle de l'efficacité diphasique (figure 117).

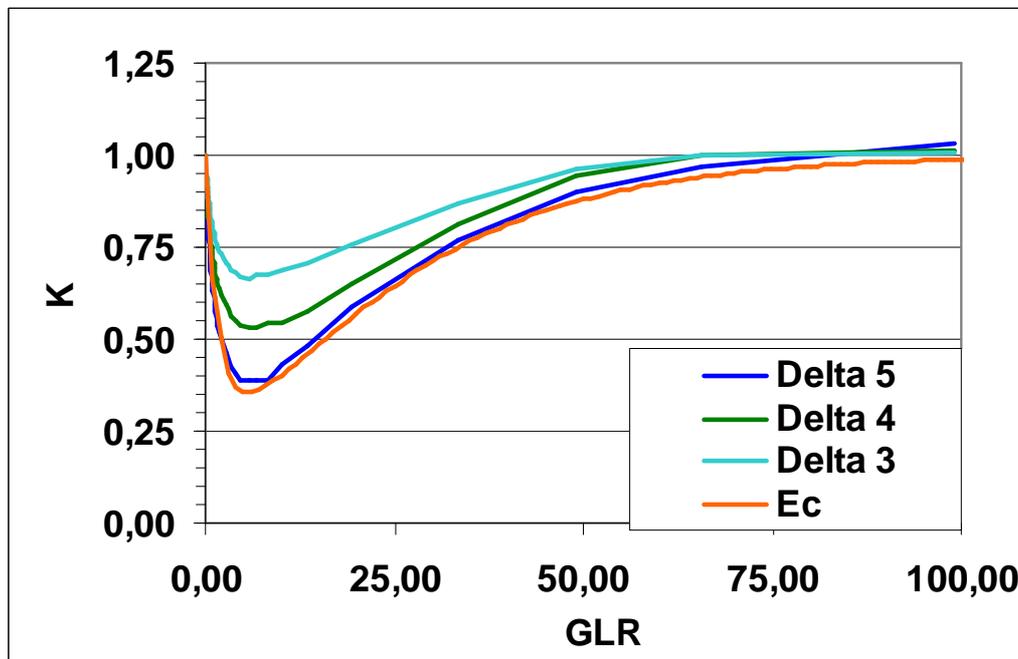


Figure 117: Évolution de K en fonction du GLR

Ici, la courbe de l'efficacité diphasique (Ec) est celle des résultats expérimentaux de la roue Poséidon de type B en écoulement diphasique air/eau pour une pression d'aspiration de 10 bars. C'est l'une des courbes qui ont permis de dresser la courbe maitresse de la figure 10.

On constate qu'on obtient une évolution du facteur de correction K proche de l'efficacité diphasique pour un angle de déviation $\delta^{2\phi} = 5^\circ$. Un autre constat remarquable que l'on peut faire à la vue de cette figure est que le minimum du facteur de correction K augmente quand l'angle de déviation $\beta^{2\phi}$ diminue. Ce constat est en accord avec les résultats que nous avons mis en évidence dans les chapitres précédents. En effet, un angle de déviation $\beta^{2\phi}$ faible traduit le fait que l'écoulement diphasique est assez homogène et qu'il n'y a pas de séparation de phases qui, nous l'avons montré est la cause d'une chute de performance de la pompe.

5.4 Synthèse

Nous venons de définir un facteur de correction des performances des pompes polyphasiques de type Poséidon analogue à l'efficacité diphasique. En effet, nous avons vu qu'il y a une forte similitude entre l'évolution du facteur K et celle de l'efficacité diphasique. Ce facteur de correction K est une loi physique qui va nous permettre d'estimer les performances d'une roue connaissant le GVF, la vitesse débitante et l'angle d'écoulement de sortie de la phase continue. Ce facteur peut être amélioré si l'on parvient à définir une corrélation entre les angles β_{2liq} et β_{2gaz} . Comme nous l'avons déjà signalé, une corrélation de ce type nécessite le regroupement d'un maximum d'informations expérimentales sur des machines tournantes. Cette corrélation constitue donc une perspective pour des travaux à venir.

6 Conclusions et perspectives

Les travaux du présent mémoire de thèse, s'inscrivent dans le cadre général de la lutte contre le réchauffement climatique dû au rejet des gaz à effet de serre. Il s'agit en effet d'analyser les possibilités d'adapter une pompe axiale polyphasique dite de type "Poséidon" à la compression du CO₂ déjà capté, en vue de son transport et de son injection dans des aquifères profonds ou dans des réservoirs épuisés. Initialement, la technologie " Poséidon" a été développée par l'IFPEN il y a un peu plus d'une vingtaine d'années pour le transport de pétrole brut et du gaz naturel dans une seule conduite de production. L'objectif est maintenant d'étendre son domaine d'application à la compression du CO₂. Comme toutes les pompes, on caractérise le fonctionnement de ces pompes par des courbes qui donnent, en fonction du débit, une élévation de pression et un rendement pour une vitesse de rotation donnée. Dans le cas de pompes dites de type "Poséidon", on associe généralement un paramètre supplémentaire que l'on appelle "efficacité diphasique". L'IFPEN définit l'efficacité diphasique comme le rapport du gain de pression réel de la pompe et du gain de pression idéal c'est-à-dire l'augmentation de la pression que subirait un fluide considéré comme homogène avec une masse volumique équivalente à celle d'un mélange diphasique connu. Ce paramètre supplémentaire est supposé quantifier la dégradation du gain de pression liée à la présence de gaz à la traversée de la pompe.

L'objectif de nos travaux consistait donc à contribuer à mieux connaître les principes physiques régissant l'efficacité diphasique. L'étude bibliographique menée dans le cadre de nos travaux a permis de comprendre que le phénomène physique prépondérant responsable de la dégradation des performances d'une pompe fonctionnant avec un mélange liquide / gaz est la modification de l'angle de l'écoulement à la sortie du rotor associée à une hétérogénéité du mélange. Le recensement et l'écriture du bilan des forces agissant sur une bulle de gaz dans un écoulement à la traversée d'un rotor :

- force de trainée $\overrightarrow{F_d}$;
- force liée à la courbure des lignes de courant de la phase continue (gradient de pression transversal) ;
- force due au gradient de pression longitudinal;
- force centrifuge,
- force de Coriolis

permettent de supposer que la résultante de ces forces produit une accumulation de bulles de gaz sur le côté en surpression des aubages dans le cas d'une roue centrifuge et sur le côté en dépression des aubages dans le cas d'une pompe axiale.

Afin de valider l'étude théorique, une expérience a été menée en mesurant les profils de vitesse et les trajectoires de bulles de gaz et de la phase continue dans une grille d'aubes accélératrice. Le dispositif expérimental ainsi conçu permet à la fois de s'affranchir des forces de Coriolis et de la force centrifuge, et d'accentuer le phénomène physique en accélérant l'écoulement. Une première série de tests avec un écoulement monophasique d'eau a consisté, pour trois débits différents, à mesurer les profils de vitesse de la phase continue dans les directions axiale et verticale de la veine au moyen de la technique LDA. Les résultats ont permis de confirmer l'écoulement classique à la traversée d'une grille d'aubes de turbine. Elle a permis également de définir les conditions d'entrée pour l'étude numérique qui a suivi. Une seconde expérience a consisté à injecter des bulles de 200 μm à l'entrée de la grille d'aubes, et d'en déterminer leur trajectoire et leur vitesse, grâce à l'utilisation d'une caméra à images

rapides. Les résultats confirment l'étude théorique et démontrent que les bulles de gaz sont bien déviées vers le côté en dépression des aubages.

En outre, les résultats de ces expériences ont permis de déterminer la distribution de l'angle de l'écoulement à la sortie de grille, angle noté β_2 , pour la phase continue, et pour la phase dispersée.

Les moyens expérimentaux utilisés ne permettaient pas de modifier les conditions opératoires sur une vaste plage de mesures et nos travaux ont été poursuivis par une étude numérique. La grille d'aubes a été modélisée et les calculs ont été menés avec le code ANSYS CFX. Il est important de signaler que plusieurs maillages ont été testés ainsi que différents modèles de turbulence pour vérifier leurs influences sur les résultats obtenus. La première phase de l'étude numérique a consisté à valider les résultats des calculs en les comparant aux résultats expérimentaux. La seconde phase a consisté à procéder à une étude paramétrique, en faisant varier la granulométrie des bulles, la fraction volumique, et le débit de la phase continue.

Les résultats de la simulation numérique montrent clairement :

- Une déviation de la trajectoire des bulles d'air par rapport aux lignes de courant de la phase liquide (eau) dans les canaux inter aubes ;
- L'amplitude de la déviation augmente avec le diamètre des bulles de gaz (air) ;
- Une accumulation des bulles de gaz près du bord de fuite sur le côté en dépression des aubages où elles finissent par former une poche de gaz.

Les résultats numériques et expérimentaux concordent bien et permettent d'expliquer la dégradation de performance des pompes polyphasiques validant ainsi la théorie tirée de la littérature. Dans la dernière partie de nos travaux, nous nous sommes attachés à développer un facteur de correction sur le gain de pression, noté K analogue à l'efficacité diphasique. Celui-ci permettra de prédire la dégradation du gain de pression réalisé par une pompe en écoulement diphasique. Le calcul de ce facteur de correction suppose la connaissance des angles de l'écoulement à la sortie du rotor, de la phase liquide β_{2liq} et de la phase dispersée β_{2gaz} . A partir des résultats numériques et expérimentaux portant sur ces angles et pour un cas bien précis, nous avons tracé l'évolution du facteur K et remarqué une analogie proche de celle de l'efficacité diphasique, ce qui est remarquable compte tenu de la simplicité de la relation définissant K. Ce facteur de correction peut être amélioré si l'on parvient à définir une corrélation entre les angles β_{2liq} et β_{2gaz} . Une telle corrélation nécessiterait le regroupement d'un maximum d'informations expérimentales sur des machines tournantes.

Pour résumer, nos travaux ont contribué à mieux comprendre les phénomènes physiques responsables de la dégradation du gain de pression réalisée par une cellule de compression fonctionnant avec un mélange liquide/gaz. Une corrélation basée sur la variation des angles de l'écoulement de la phase continue et de la phase dispersée a été élaborée pour prédire la dégradation des performances.

En perspective, des simulations numériques ou des tests sur des machines tournantes pourraient permettre de prendre en compte les effets de la force de Coriolis et de la force centrifuge. Cette démarche permettrait de savoir si l'accumulation avérée des bulles de gaz sur le côté en dépression des aubages se produit plutôt vers le moyeu ou vers le carter de la pompe.

7 Annexe

7.1 Considérations générales dans les turbomachines

L'écoulement réel dans les turbomachines est extrêmement complexe : il est tridimensionnel, visqueux, compressible et instationnaire. Sa prévision demande l'utilisation de méthodes de calcul sophistiquées, qui n'étaient jusqu'à il y a encore quelques années, traitées que par une méthode quasi tridimensionnelle c'est à dire par un ensemble de calculs successifs sur des surfaces bidimensionnelles (surfaces aube à aube et surfaces méridiennes). Les puissances de calcul actuelles autorisent la résolution des équations de Naviers Stokes complètes.

Cependant, pour appréhender la phénoménologie, l'utilisation des grilles d'aubes pour analyser l'écoulement bidimensionnel et comprendre certains phénomènes dans les turbomachines reste un moyen intéressant. Une grille d'aubes est une représentation simplifiée d'une machine tournante permettant de reproduire les mêmes gradients de pression et de vitesse subis par les effluents, en supprimant les effets de la force de Coriolis et de la force centrifuge.

L'objectif du paragraphe suivant est de définir la terminologie, les définitions, les notations et les conventions de signes que nous avons utilisées dans tout le document.

7.2 Triangles de vitesse

Cette représentation permet de visualiser rapidement le module et la direction du vecteur vitesse en amont et en aval d'une roue fixe ou mobile, et ce dans le repère absolu et dans le repère relatif lié aux aubages et sur des surfaces de révolution dont l'axe est celui de la machine. Cette notion de triangle de vitesse repose sur la composition des vecteurs de vitesse :

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (7.1)$$

où \vec{V} , \vec{W} et \vec{U} sont respectivement les vecteurs de la vitesse dans un repère absolu, dans repère relatif lié à la roue mobile, et la vitesse d'entraînement des aubages.

Les représentations ci-dessous sont données pour un cas simple, pour lequel il n'y a ni variation de rayon (vitesse U constante) (cas des machines axiales), ni variation de vitesse axiale entre l'entrée et la sortie des aubages (c'est-à-dire vitesse débitante V_a constant). Les angles α et β représentent respectivement les angles de l'écoulement dans un repère absolu et dans un repère relatif lié au rotor.

Cas d'une pompe

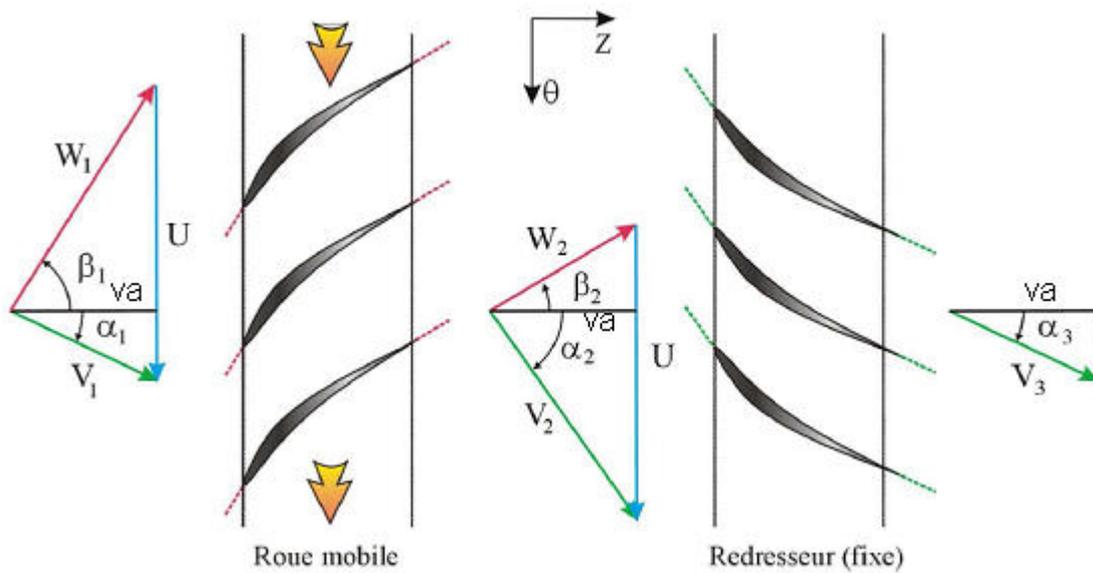


Figure 118: Triangle de vitesse dans un étage d'une pompe axiale

Cas d'une turbine

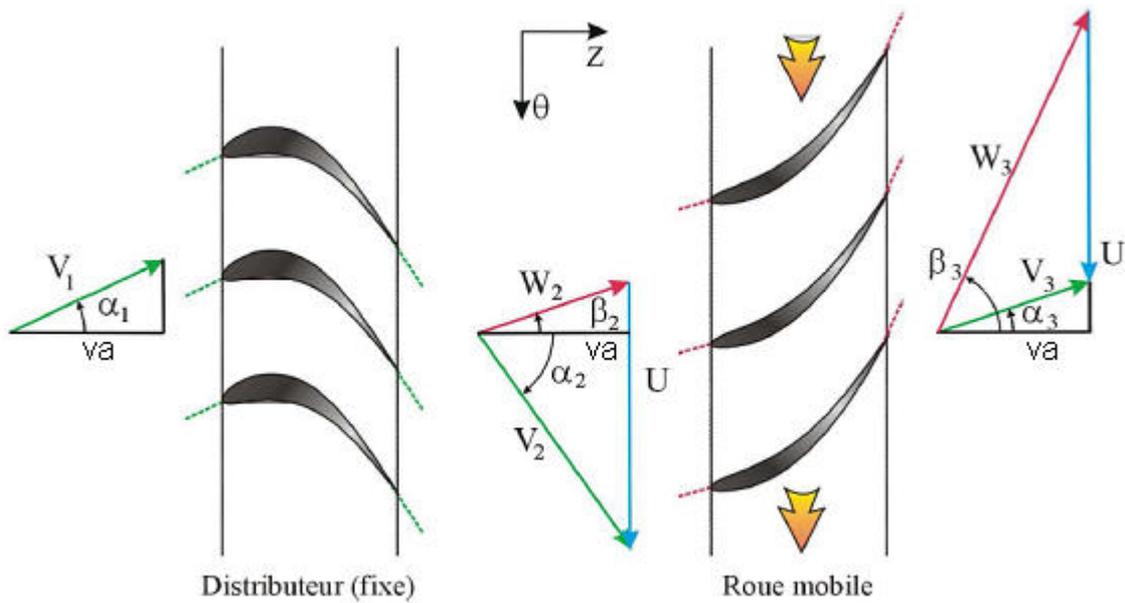


Figure 119: Triangle de vitesse dans un étage d'une turbine axiale

Le paragraphe suivant présente l'équation d'Euler, qui nous permettra de donner un sens aux projections tangentielles des vecteurs de vitesses.

7.3 Équation d'Euler

L'équation d'Euler est une équation fondamentale dans le domaine des turbomachines. Cette équation relie la quantité d'énergie échangée entre le fluide et les aubages de la machine, aux caractéristiques aérodynamiques de l'écoulement en amont et en aval de la roue. C'est une équation qui est établie à partir de la forme intégrale de l'équation du moment de quantité de mouvement en projection sur l'axe de la machine qui permet d'introduire et d'explicitier le couple exercé sur l'arbre par le fluide, ou inversement. Le développement de l'équation d'Euler n'est pas donné dans ce paragraphe.

L'équation d'Euler stipule que l'énergie apportée au fluide par unité de masse sous forme mécanique est :

$$E = gH = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} \quad \text{pour le cas d'une pompe}$$

et

$$E = gH = U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2} \quad \text{pour le cas d'une turbine}$$

Interprétation de l'équation d'Euler

Dans le cas d'une machine purement axiale, les variations de rayon peuvent être négligeables le long d'une ligne de courant et dans ce cas on a : $U_2 = U_1$ et $V_{a2} = V_{a1}$.

Ceci entraîne que pour une entrée axiale sans pré-rotation

on a pour une pompe

$$E = \frac{\Delta P}{\rho} = U \cdot (U - V_a \tan \beta_2) \quad (7.2)$$

Cette équation nous montre que la connaissance de l'angle d'écoulement en sortie β_2 permet de quantifier l'énergie massique de la roue et donc de prédire le gain de pression théorique réalisé par un rotor.

8 Références Bibliographiques

- 1 **Añez, D et al.**, " ESP's Performance with two-phase and viscous flow " Proceeding of ETCE 2001, Petroleum Production Technology Symposium, Houston, USA.
- 2 **Ansys CFX-Solver.**, Theory Guide.
- 3 **Asuaje, M.**, " Méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines à fluide incompressible" Thèse de doctorat soutenue le 15 juillet 2003.
- 4 **Barrios, L et al.**, " Modeling Two Phase Flow Inside an Electrical Submersible Pump Stage" Proceeding of the ASME 2009, Hawaii, USA.
- 5 **Bois, G et al.**, " Influence of external geometrical modifications on the flow behaviour of a rotor-stator system: numerical and experimental investigation " Proc IME J Power Energ. 2007, Vol.221 Part A. p.857-864.
- 6 **Bouillon, P. A., Portenable, J. C.**, "Optimisation de la boucle absorption/désorption" Séminaire ANR 2007 – Pau – 12 et 13 Décembre 2007.
- 7 **B SA Flow Software**, Version 4.10, Installation & User's Guide.
- 8 **Caridad, J et al.**, "Characterization of a centrifugal pump impeller under two-phase flow conditions" journal of petroleum science and engineering. 2008, Vol. 63, p.18-22.
- 9 **Caridad, J., Kenyery, F.**, " Slip Factor for Centrifugal Impellers Under Single and Two-Phase Flow Conditions " ASME – Journal of Fluid Engineering. 2005, Vol. 127, p. 317-321.
- 10 **Caridad, J., Kenyery, F.**, "CFD Analysis of electric submersible pumps handling two-phase mixtures" Journal of Energy Resources Technology. 2004, Vol. 126, Issue 2, pp. 99-104.
- 11 **Chen, T H et al.**, "Centrifugal pump performance under simulated two-phase flow conditions" Proceeding of the ASME 1980, San Francisco, USA.
- 12 **Comolet, R.**, "Sur le mouvement d'une bulle de gaz dans un liquide" 1979, La Houille Blanche, n° 1, pp. 31-42.
- 13 **Dufour, G.**, "Contribution à la modélisation et au calcul des écoulements dans les compresseurs centrifuges : Application à la conception par lois de similitude" Thèse de doctorat soutenue le 04 octobre 2006.
- 14 **Falcimaigne, J et al.**, "Multiphase Pumping: Achievements and Perspectives " Oil & Gas Science and Technology- Rev. IFPEN, Vol. 57 (2002), N°. 1, pp. 99-107.
- 15 **Furuya, O.**, "An analytical model for prediction of two-phase (noncondensable) flow pump performance" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1985, Vol. 107, p. 139-147.

- 16 **Furuya, O et al.**, "An analytical model for pump performance in condensable two-phase flows" 1987, EPRI NP-5529M.
- 17 **Fujie, H.**, "A Study on performance of centrifugal pumps driven in two phase flow " 1985, transaction of JSME, Vol. 51, n° 471, pp. 3754-3759.
- 18 **Goulas, A et al.**, "A study of two-phase flow in an axial pump" Multi-phase flow proceedings of the 4th International conference, Houston, Vol. 1, pp. 45-66.
- 19 **Lea, J.F., Bearden, J.L.**, "Effect of gaseous fluids on submersible pump performance " Journal of Petroleum Technology, 1982 p. 2922-2930 December.
- 20 **Lebœuf, F et al.**, "Aérothermodynamique des turbomachines" Support de cours de l'école centrale de Lyon, Tomes 1 et 2, Septembre 1984.
- 21 **Li long et al.**, "Numerical simulation of interior flow field in axial pump" 2007, Fluid Machinery, Vol.35, pp. 16-18.
- 22 **Lo, S. M.**, "Mathematical basis of a multi-phase flow model" ARER Report 13432, Harwell Laboratory, UK, 1990.
- 23 **Lu Jinling.**, "Review of research on gas-liquid two-phase flow pumps" 2001, Fluid Machinery, Vol.29, pp. 12-15.
- 24 **Minemura, K., Murakami, M.**, "A Theoretical study on air bubble motion in a centrifugal impeller" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1980, Vol. 102, p.446-455.
- 25 **Minemura, K., Murakami, M.**, "Behavior of Air Bubbles in an Axial-Flow Pump Impeller" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1983, Vol. 105, p.277-283.
- 26 **Minemura, K et al.**, "Prediction of Air-Water Two-Phase Flow Performance of a Centrifugal Pump Based on One Dimensional Two-Fluid Model" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1998, Vol. 120, p. 327-334.
- 27 **Morrison, F. A et al.**, "Small Bubble Motion in an Accelerating Liquid" journal of Applied mechanics, Transaction of the ASME 1976, pp. 399-403.
- 28 **Müller-Link, D et al;**, "Grown-up twin-screw multiphase pumps from marginal to full size application" 14th international conference on multiphase production technology. Cannes, France: 17th – 19th June 2009.
- 29 **Ottavy Xavier.**, "Turbomachines à fluide compressible" Support de cours de l'école centrale de Lyon, 2006.
- 30 **Pak, E T and Lee, J.C.**, "Performance and Pressure Distribution Changes in a Centrifugal Pump under Two-Phase Flow" Proc Instn. Mech. Engrs 1998, Vol. 212 Part A.
- 31 **Pagnier, Ph.**, " Étude des Instabilités de Fonctionnement à Débit Partiel, des Roues de Gavages (Inducteurs) en Alimentation de pompes Centrifuges " Thèse de doctorat soutenue le 1^{er} Décembre 1994.

- 32 **Pessoa, R., Prado, M.**, "Experimental investigation of two phase flow performance of electrical submersible pump stages", 2001, SPE, pp.71552.
- 33 **Schrage D.L, Perkins Jr H.C.** "Isothermal bubble motion through rotating liquid" ASME – Journal of Basic Engineering. 1972, pp.187-192.
- 34 **Sharp, A. M.**, "Rotodynamic pump development for liquid/gas mixtures" 1993, Institute of Mechanical Engineering, n° 2, pp. 201-219.
- 35 **Trebinjac, I.**, "Contribution Théorique et Expérimentale à l'analyse de l'écoulement dans une Pompe Mixte (Hélico-Centrifuge)" Thèse de doctorat soutenue le 6 Novembre 1985.
- 36 **Tremante, A.**, "Modélisation de l'écoulement Diphasique (liquide/gaz) à travers une grille d'aubes de turbomachine axiale" Thèse de doctorat soutenue le 30 Novembre 2000.
- 37 **Yang M., Wu, X., Kang, C.**, "Numerical Simulation of Air-Water Bubbly Flow in Axial pump Impeller " In IFIP International Federation for Information Processing, Volume 293, Computer and Computing Technologies In Agriculture II, Volume 1, eds. D. Li, Z. Chunjiang, (Boston: Springer), 2009, pp. 545-552.
- 38 **Yu, Zhiyi et al.**, "Extended Two Fluid Model Applied to Analysis of Bubbly Flow in Multiphase Rotodynamic Pump Impeller " Front. Mech. Eng. China 2009, 4(1): 53-59.
- 39 **Yu, Zhiyi et al.**, "CFD Analysis of the air-water bubbly flow in a multiphase rotodynamic pump impeller" 2007, Journal of engineering Thermophysics Vol. 28, pp. 46-48.
- 40 **Zakem, S.**, "Analysis of gas accumulation and slip velocity in a rotating impeller" Proceeding of the ASME 1980, New York, USA.
- 41 **Zhou, W et al.**, "Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impeller Using Computational Fluid Dynamics" 2003, International Journal of Rotating Machinery, 9(1): 49-61.