

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

MÉTHODOLOGIE D'OPTIMISATION DES PROFILS DE VITESSE A L'ENTRÉE  
DES ASPIRATEURS DE TURBINES HYDRAULIQUES

XINLIN LI

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE  
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION  
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES  
(GÉNIE MÉCANIQUE)

DÉCEMBRE 2016

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

MÉTHODOLOGIE D'OPTIMISATION DES PROFILS DE VITESSE A L'ENTRÉE  
DES ASPIRATEURS DE TURBINES HYDRAULIQUES

présenté par : LI Xinlin

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. GOSELIN Frédéric, Ph. D., président

M. GUIBAULT François, Ph. D., membre et directeur de recherche

M. TRÉPANIÉ Jean-Yves, Ph. D., membre et codirecteur de recherche

M. GAUTHIER Maxime, M. Ing., membre

## DÉDICACE

*À mes chers parents, Zhiwei Li et Muchan Lin, qui m'aiment, croient en moi, m'inspirent et m'ont soutenu à chaque étape du chemin.*

## REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je tiens à exprimer ma sincère gratitude à mon directeur, le Professeur François Guibault, pour son soutien constant et son mentorat tout au long du processus de recherche, pour sa patience, sa motivation et son immense savoir. Je remercie également mon co-directeur le Professeur Jean-Yves Trépanier pour ses suggestions et conseils utiles et perspicaces durant mes études. Je remercie aussi très sincèrement les membres de mon jury de mémoire, le Professeur Frederick Gosselin et Monsieur Maxime Gauthier.

En plus de mes directeurs, j'aimerais remercier le Docteur Christophe Devals pour ses précieux conseils dans la mise en place et la validation du modèle de simulation CFD avec CFX et OpenFOAM. Mes sincères remerciements vont également au Docteur Christophe Tribes et au Professeur Sébastien Le Digabel pour leurs instructions afin de m'aider à comprendre l'algorithme MADS et à utiliser NOMAD. J'ai également énormément apprécié l'aide de Madame Ying Zhang afin de configurer l'outil de génération de maillages pour les deux cas de simulation de l'aspirateur. Je remercie mes camarades de laboratoire pour les discussions stimulantes et pour tout le plaisir que nous avons eu au cours des trois dernières années. Enfin, un merci spécial à Monsieur Thi Vu d'Andritz Hydro, qui est un expert en optimisation de l'aspirateur, pour les discussions inspirantes avec lui.

## RÉSUMÉ

La motivation à la base de ce projet découle des besoins exprimés par les ingénieurs-concepteurs pour des outils spécialisés, répondant aux exigences des projets de réhabilitation de centrales hydroélectriques. Dans un contexte de réhabilitation d'une centrale hydroélectrique existante, pour concevoir une nouvelle roue de turbine afin de remplacer une ancienne roue et améliorer l'efficacité énergétique globale de l'ensemble du système hydraulique, les concepteurs doivent déterminer quel type d'écoulement en aval de la roue de turbine produira la moins grande perte d'énergie à l'intérieur de l'aspirateur existant. L'approche proposée pour déterminer le comportement de l'écoulement requis de l'aspirateur, consiste à formuler ce problème comme un problème d'optimisation des conditions limites de vitesse à l'entrée de l'aspirateur.

Ce projet propose une méthodologie pour formuler et résoudre ce problème d'optimisation basée sur l'algorithme d'optimisation MADS (Mesh Adaptive Direct Search) couplée à une approche de simulation CFD basée sur la résolution des équations de Navier-Stokes en moyenne de Reynolds, et utilisant le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  standard. Un cadre d'optimisation basé sur Python, appelé `cfdOpt`, a été développé pour mettre en œuvre cette méthodologie d'optimisation avec NOMAD et OpenFOAM, qui sont des algorithmes d'optimisation et des codes de simulation CFD à sources ouvertes. Une stratégie de parallélisation a été mise en œuvre dans `cfdOpt` pour profiter de la capacité des grappes de calcul à hautes performances afin d'accélérer le processus d'optimisation.

Pour garantir l'exactitude des simulations CFD, un exemple typique de simulation de l'aspirateur basé sur ANSYS CFX a été utilisé comme référence pour configurer le cas de simulation avec OpenFOAM. Le modèle de simulation CFD a également été validé par comparaison avec les données expérimentales du projet Porjus U9.

La méthodologie a été testée sur deux cas test distincts, un diffuseur conique et l'aspirateur Porjus U9. Les résultats montrent que le facteur de perte d'énergie a été réduit de plus de 60% dans les deux cas d'optimisation par rapport au point de meilleur rendement (BEP) obtenu à l'aide du test du corps solide en rotation. Ces résultats d'optimisation peuvent être utilisés comme référence de conception pour les concepteurs de turbines travaillant sur des projets de réhabilitation de centrales hydroélectriques.

## ABSTRACT

The motivation at the root of this project stems from the need of design engineers for specialized tools addressing the requirements of hydraulic power plant rehabilitation projects. To design a new turbine runner to replace an old runner and improve the global energy efficiency of the whole turbine system, designers must determine which types of downstream flow from the turbine runner will yield the least energy loss inside the existing draft-tube. The proposed approach to determine the required draft-tube flow behavior consists in formulating this as an inlet boundary condition optimization problem.

This project proposes a methodology to formulate and solve this optimization problem based on the Mesh Adaptive Direct Search (MADS) optimization algorithm coupled to an incompressible Reynolds Averaged Navier-Stokes CFD simulation approach, using the standard  $k$ - $\epsilon$  turbulence model. A Python-based optimization framework called `cfdOpt` was developed to implement this optimization methodology with NOMAD and OpenFOAM, which are open-source optimization algorithm and CFD simulation codes. A parallelization strategy was implemented in `cfdOpt` to take advantage of high-performance cluster computing capacity for accelerating the optimization process.

To guaranteed the correctness of the CFD simulations, a typical draft-tube simulation case based on ANSYS CFX was used as a reference to setup the OpenFOAM simulation case. The CFD simulation model was also validated by comparing with the experimental data from the Porjus U9 project.

The methodology was tested on two distinct test cases, a conical diffuser and the Porjus U9 draft-tube. The results show that the energy loss factor was reduced by more than 60% in both optimization cases compared with the best efficiency point found using the solid body rotation test. These optimization results can be used as a design reference for turbine designers working on rehabilitation projects of hydraulic power plants.

## TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	III
REMERCIEMENTS .....	IV
RÉSUMÉ.....	V
ABSTRACT .....	VI
TABLE DES MATIÈRES .....	VII
LISTE DES TABLEAUX.....	X
LISTE DES FIGURES .....	XI
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS .....	XV
LISTE DES ANNEXES .....	XVI
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 2 REVUE DE LA LITTÉRATURE.....	6
2.1. Paramétrage du profil de vitesse d'entrée de l'aspirateur .....	9
2.1.1 Modèle analytique .....	10
2.1.2 Modèle d'interpolation .....	11
2.2 Simulations CFD de l'écoulement interne dans un aspirateur .....	14
2.2.1 Modèles de basse fidélité .....	15
2.2.2 Modèles à haute fidélité .....	16
2.2.3 Traitement près de la paroi.....	22
2.3 Algorithmes d'optimisation numérique .....	24
2.3.1 Méthodes basées sur les gradients.....	24
2.3.2 Méthodes sans gradient .....	28
2.4 Résumé .....	33
2.4.1 Paramétrage du profil de vitesse .....	33

2.4.2	Simulation CFD.....	34
2.4.3	Algorithme d'optimisation .....	35
CHAPITRE 3 MISE EN OEUVRE.....		38
3.1	Paramétrage.....	39
3.1.1	Modèle analytique .....	39
3.1.2	Modèle d'interpolation.....	39
3.2	Simulation CFD.....	42
3.2.1	CFX.....	42
3.2.2	OpenFOAM.....	42
3.2.3	Conditions aux limites.....	43
3.2.4	Traitement près de la paroi.....	45
3.2.5	Schéma de discrétisation .....	46
3.2.6	Initialisation du champ d'écoulement .....	46
3.2.7	Évaluation de la fonction objectif .....	47
3.2.8	Critères de convergence .....	50
3.2.9	Validation de la cohérence entre OpenFOAM et CFX .....	50
3.3	Optimisation .....	53
3.3.1	Point de départ de l'optimisation .....	53
3.3.2	Contraintes non-linéaires.....	54
3.3.3	NOMAD et parallélisation .....	55
CHAPITRE 4 RÉSULTATS .....		59
4.1	Cas du diffuseur conique.....	59
4.1.1	Maillage.....	60
4.1.2	Solution initiale pour l'optimisation .....	66



4.1.3	Résultats de l'optimisation .....	67
4.2	Cas de l'aspirateur Porjus U9 .....	72
4.2.1	Maillage.....	72
4.2.2	Validation avec les données expérimentales .....	73
4.2.3	Solution initiale pour l'optimisation .....	76
4.3	Résultats d'optimisation.....	78
4.3.1	Cas # 1 .....	78
4.3.2	Cas # 2.....	82
4.3.3	Discussion .....	86
CHAPITRE 5 CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS .....		87
5.1	Conclusion.....	87
5.2	Travail futur.....	89
BIBLIOGRAPHIE .....		91
ANNEXES .....		96

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3.1 Conditions aux limites.....	43
Tableau 4.1 Information concernant les maillages du diffuseur conique .....	60
Tableau 4.2 Convergence de tous les cas de simulation dans la Figure 4.5.....	65

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Nombre cumulatif de barrages construits par région.....	1
Figure 1.2 Centrale hydroélectrique.....	2
Figure 2.1 Vortex forcé.....	6
Figure 2.2 Organigramme d'optimisation de profil d'entrée de vitesse (Galvan, 2007) .....	8
Figure 2.3 Système de coordonnées cylindriques pour la représentation des profils d'entrée .....	10
Figure 2.4 Comparaison entre la spline cubique monotone et classique d'Hermite.....	13
Figure 2.5 Organigramme d'un algorithme génétique.....	30
Figure 2.6 L'étape sondage de la recherche de coordonnées.....	30
Figure 2.7 Recherche de coordonnées.....	31
Figure 2.8 Recherche de patrons généralisée.....	32
Figure 2.9 Comparaison entre les directions de sondage de GPS (gauche) et MADS (droite) .....	32
Figure 3.1 Diagramme de cfdOpt.....	38
Figure 3.2 Profil de vitesse typique pour les cas dtpmaker sans moyeu.....	40
Figure 3.3 Profil de vitesse axiale corrigé pour le débit.....	41
Figure 3.4 Profil de vitesse tangentielle (dtpmaker).....	41
Figure 3.5 La partie d'extension du maillage de l'aspirateur.....	48
Figure 3.6 Le facteur de perte d'énergie (gauche) et les courbes résiduelles d'un cas typique de CFD (droite) .....	50
Figure 3.7 Comparaison entre swak4foam et CFD-Post.....	51
Figure 3.8 Le profil de vitesse d'entrée pour la comparaison des conditions aux limites d'entrée	52
Figure 3.9 Comparaison des profils d'entrée $k$ .....	52
Figure 3.10 Comparaison des profils d'entrée $\varepsilon$ .....	53
Figure 3.11 Courbe résiduelle typique d'OpenFOAM.....	55

Figure 3.12 Mode série NOMAD .....	56
Figure 3.13 Mode MPI NOMAD.....	57
Figure 3.14 Mode d'évaluation de bloc NOMAD .....	58
Figure 4.1 Dimensions du diffuseur conique .....	59
Figure 4.2 Maillage de diffuseur conique (Moyen) .....	60
Figure 4.3 Courbes de facteur de perte d'énergie en fonction du nombre de tourbillon (OpenFOAM).....	61
Figure 4.4 Courbes de facteur de perte d'énergie en fonction du nombre de tourbillon (CFX)....	61
Figure 4.5 Courbes de facteur de perte d'énergie et nombre de tourbillon (OpenFOAM et CFX) .....	62
Figure 4.6 Comparaison entre les différents outils de post-traitement .....	63
Figure 4.7 Courbes résiduelles typiques pour les cas de non-convergence dans CFX (gauche) et OpenFOAM (droite).....	64
Figure 4.8 Courbes résiduelles typiques pour les cas de convergence CFX (gauche) et OpenFOAM (droite).....	64
Figure 4.9 Courbe du facteur de perte d'énergie en fonction du nombre de tourbillon (Diffuseur conique).....	66
Figure 4.10 Point de départ de l'optimisation.....	67
Figure 4.11 Le graphique de convergence NOMAD (Diffuseur conique) .....	68
Figure 4.12 Solution optimale du diffuseur conique.....	68
Figure 4.13 Courbe de facteur de perte d'énergie (Diffuseur conique) .....	69
Figure 4.14 Courbes résiduelles (Diffuseur conique) .....	69
Figure 4.15 Champ de vitesse de la solution optimale (OpenFOAM).....	70
Figure 4.16 Contour de la pression de la solution optimale (OpenFOAM).....	70
Figure 4.17 Champ de vitesse de la solution optimale (CFX) .....	71

Figure 4.18 Contour de la pression de la solution optimale (CFX) .....	71
Figure 4.19 Banc d'essai de l'aspirateur Porjus U9 (Mulu & Cervantes, 2009).....	72
Figure 4.20 Maillage de l'aspirateur Porjus U9 .....	73
Figure 4.21 Profils de vitesse mesurés et numériques dans la section I.....	74
Figure 4.22 Profils de vitesse mesurés et numériques dans la section II .....	74
Figure 4.23 Profils de vitesse mesurés et numériques dans la section III.....	75
Figure 4.24 Contour de pression (OpenFOAM) .....	75
Figure 4.25 Contour de pression (CFX).....	75
Figure 4.26 Courbe de facteur de perte d'énergie en fonction du nombre de tourbillon (Porjus U9) .....	76
Figure 4.27 Point de départ d'optimisation (Porjus U9) .....	77
Figure 4.28 Champ de vitesse du point de départ (Porjus U9) .....	77
Figure 4.29 Contour de pression du point de départ (Porjus U9) .....	77
Figure 4.30 Graphique de convergence de l'optimisation (Cas # 1).....	78
Figure 4.31 Solution optimale (Cas # 1) .....	79
Figure 4.32 Courbes résiduelles de la solution optimale (Cas # 1).....	79
Figure 4.33 Courbe de facteur de perte d'énergie de la solution optimale (Cas # 1).....	80
Figure 4.34 Champ de vitesse de la solution optimale (Cas # 1, OpenFOAM).....	80
Figure 4.35 Champ de vitesse de la solution optimale (Cas # 1, CFX) .....	81
Figure 4.36 Contour de pression la solution optimale (Cas # 1, OpenFOAM).....	81
Figure 4.37 Contour de pression la solution optimale (Cas # 1, CFX).....	81
Figure 4.38 Les gammes des points de contrôle tangentiels (Cas # 2) .....	82
Figure 4.39 Graphique de convergence de l'optimisation (Cas # 2).....	83
Figure 4.40 Solution optimale (Cas # 2) .....	83
Figure 4.41 Courbes résiduelles de la solution optimale (Cas # 2).....	84

Figure 4.42 Courbe de facteur de perte d'énergie de la solution optimale (Cas # 2).....	84
Figure 4.43 Champ de vitesse de la solution optimale (Cas # 2, OpenFOAM).....	85
Figure 4.44 Champ de vitesse de la solution optimale (Cas # 2, CFX) .....	85
Figure 4.45 Contour de pression de la solution optimale (Cas # 2, OpenFOAM).....	85
Figure 4.46 Contour de pression de la solution optimale (Cas # 2, CFX) .....	86

## LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

BEP	Best Efficiency Point
CFD	Computational Fluid Dynamics
CS	Coordinate Search
GA	Genetic Algorithm
GPS	Generalized Pattern Search
MADS	Mesh Adaptive Direct Search
RANS	Reynolds-averaged Navier–Stokes
SBR	Solid Body Rotation

## **LISTE DES ANNEXES**

Annexe A – L'EXPRESSION DU POST-TRAITEMENT .....	96
--	----



## CHAPITRE 1 INTRODUCTION

L'hydroélectricité est la plus ancienne source d'énergie renouvelable dans le monde. Les humains ont exploité l'eau pour effectuer des travaux depuis des milliers d'années. Dans les premiers temps, les gens ont construit leurs ateliers de travail à proximité d'une rivière et ils y ont extrait de l'énergie à travers des roues hydrauliques. La première référence connue se trouve dans un poème grec de l'an 85 avant Jésus-Christ. Cette ressource énergétique ancienne s'est développée rapidement en Europe, en Amérique du Nord, et en Asie après la fin de la Seconde Guerre mondiale. La capacité de production hydroélectrique installée dans le monde a augmenté de façon très significative, passant de moins de 50 GW en 1950 à plus de 978 GW en 2009.

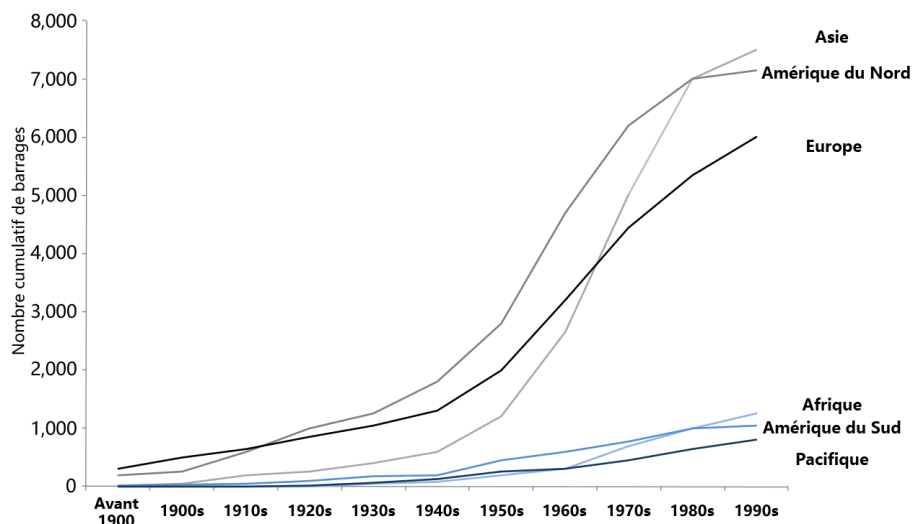


Figure 1.1 Nombre cumulé de barrages construits par région<sup>1</sup>

En tant que générateur d'électricité, l'hydroélectricité est importante. À un niveau de 15,9% de la production totale d'électricité dans le monde, l'hydroélectricité occupe actuellement une place plus importante que la puissance nucléaire, qui se situe à 13,5%. L'hydroélectricité est donc une source d'énergie renouvelable très importante pour la production d'électricité.

En 2010, le Canada, avec une capacité hydroélectrique installée de 74 GW, était le quatrième pays au monde en termes de capacité installée ("Global Hydro Power Report,") et près de la moitié de

<sup>1</sup> Source de données: (World Commission on, 2000)

sa capacité est située dans la Province de Québec (36,5 GW). Ces centrales hydroélectriques fournissent 98% de l'électricité au Québec, ce qui représente 40% de l'énergie totale consommée dans cette province. Par conséquent, l'hydroélectricité joue un rôle important dans la société québécoise.

Bien que la demande mondiale pour de l'énergie renouvelable soit en croissance continue et que l'hydroélectricité joue un rôle vital dans cette croissance, le nombre de barrages construits annuellement tend à diminuer pour de multiples raisons, telles que la hausse du coût du travail et la préoccupation croissante du public concernant l'impact environnemental des grands barrages.

Cette contradiction a incité les ingénieurs à trouver des moyens permettant d'extraire plus d'énergie à partir de centrales hydroélectriques existantes au lieu d'en construire de nouvelles. La réhabilitation des centrales hydroélectriques existantes - donc qui augmente la production d'énergie tout en étendant leur durée de vie - devient de plus en plus importante. Le présent projet trouve sa motivation dans les nouveaux besoins des ingénieurs pour des outils de conception adaptés à la réhabilitation des centrales hydroélectriques.

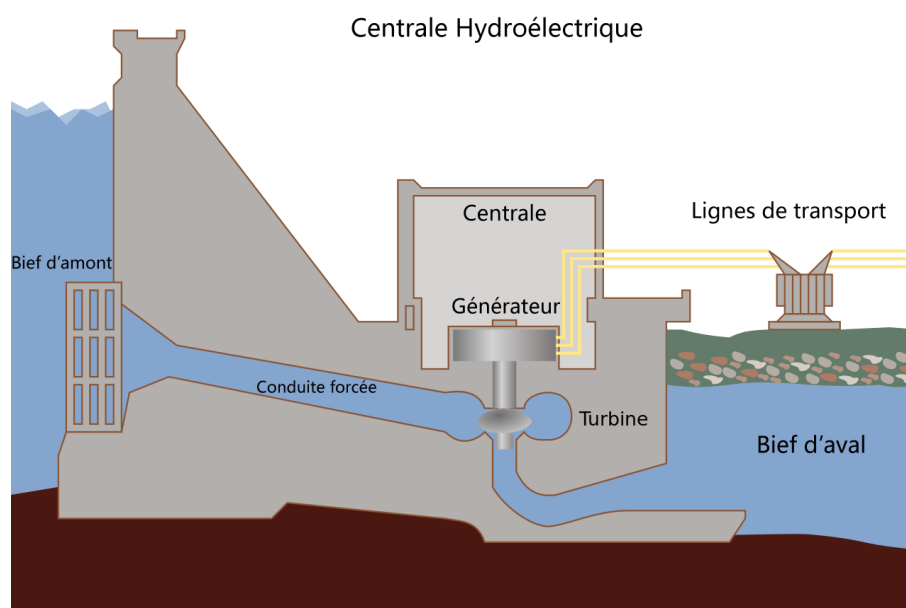


Figure 1.2 Centrale hydroélectrique<sup>2</sup>

---

<sup>2</sup> Source: File:Hydroelectric dam.svg - <https://en.wikipedia.org>

Sans aucun doute, la turbine hydraulique est l'élément technologique central impliqué dans la conversion de l'énergie hydraulique. Parmi les différents types de turbines hydrauliques, la turbine Kaplan est la turbine axiale la plus largement utilisée dans le monde. Ce type de turbine permet une grande production d'hydroélectricité de façon efficace dans le cas de conditions de débit élevé, et de faibles hauteurs de chute.

L'aspirateur est l'un des composants les plus importants à l'intérieur de la turbine hydraulique. Il convertit la pression dynamique de l'écoulement en pression statique par la décélération de l'écoulement avant qu'il ne se déverse dans la rivière en aval. Il représente 20% à 50% de l'énergie totale qui peut être récupérée dans une centrale électrique à faible hauteur de chute (Andersson & Dahlbäck, 1998). La performance de l'aspirateur dépend des distributions de vitesse à l'entrée de la turbine et d'autres facteurs tels que la cavitation, la profondeur de l'eau en aval, le point de fonctionnement de la turbine, la traînée, les décollements et les écoulements secondaires. Tous ces facteurs dépendent non seulement de la forme géométrique de l'aspirateur mais ils dépendent aussi fortement de la conception de la roue de la turbine.

Dans un projet de réhabilitation d'une centrale hydroélectrique, la bêche spirale et l'aspirateur sont habituellement conservés en raison du fait qu'ils font partie du barrage et qu'ils sont généralement construits en béton. Certains composants comme le générateur, les aubes directrices et la roue sont remplacés. Par conséquent, échanger une roue nouvellement conçue qui correspond mieux à l'aspirateur existant est le moyen le plus pratique et le plus efficace pour améliorer l'efficacité globale de la production d'électricité de l'ensemble de la turbine.

Traditionnellement, pour obtenir la meilleure adéquation entre la roue et l'aspirateur, des essais sur plusieurs modèles d'aspirateur et de roues étaient menés pour vérifier les designs des roues. Toutefois, ces essais modèles sont très coûteux, de sorte que les concepteurs de turbines ne peuvent pas explorer l'espace d'optimisation de façon approfondie et systématique. Ils peuvent seulement ajuster certains paramètres de conception en fonction de leur propre expérience. Par conséquent, la conception finale de la roue de turbine est généralement une conception pratique plutôt qu'une conception optimale.

De nos jours, avec le développement rapide de l'informatique à haute performance et avec des modèles CFD à haute-fidélité, les concepteurs sont en mesure d'obtenir à faible coût des prédictions précises concernant l'écoulement dans l'aspirateur et de prévoir la performance de

l'aspirateur sans faire des essais coûteuses. Une conception améliorée de la roue de turbine, correspondant aux mieux à l'aspirateur existant, peut ainsi être obtenue sur la base de ces nouvelles techniques. Des résultats précédents ont montré que le remplacement de la roue de la turbine, obtenue grâce à des technologies modernes, tout en gardant les autres structures de turbines existantes, permettait d'augmenter la production d'énergie d'une centrale hydroélectrique par un facteur pouvant atteindre de 10 à 30% (Galván, Reggio, & Guibault, 2012). Cependant, les études actuelles sur l'optimisation des turbines hydrauliques sont encore principalement axées sur l'optimisation de la forme de la pale de la turbine et l'optimisation géométrique de l'aspirateur, dont seules les futures centrales hydroélectriques bénéficieront. Plus d'efforts devraient être voués à l'amélioration de la conception de turbines hydrauliques pour des installations existantes.

Dans un projet de réhabilitation, la première étape consiste à déterminer quel type d'écoulement en aval de la roue de turbine peut réduire la perte d'énergie dans l'aspirateur existant et maximiser son efficacité de récupération. Cette analyse est également connue comme l'optimisation du profil de la vitesse d'entrée pour l'aspirateur. Les résultats de la résolution de ce problème d'optimisation seront utilisés comme un objectif de conception de la nouvelle roue de turbine.

Dans une étude récente, Galvan a présenté une méthodologie d'optimisation pour les profils de vitesse d'entrée des aspirateurs basée sur une spécification analytique des conditions limites de vitesse à l'entrée d'un cône d'aspirateur (Galvan, 2007). Dans cet article, Galvan a développé une méthodologie d'optimisation impliquant trois logiciels commerciaux, nommément iSIGHT, MATLAB et FLUENT.

Le présent projet vise à améliorer la méthodologie d'optimisation proposée par Galvan, en y intégrant d'une part une méthode plus souple de représentation des profils de vitesse afin d'élargir l'espace d'optimisation et d'autre part en utilisant un algorithme d'optimisation numérique plus efficace pour accélérer le processus. Au lieu d'un logiciel commercial, cette nouvelle méthodologie d'optimisation sera mise en œuvre avec ses homologues sources ouvertes pour éviter des frais de licences coûteuses. Par conséquent, le problème d'optimisation pourra être résolu à une plus grande échelle et devrait être résolu plus rapidement que précédemment puisque le nombre maximal de cas de simulation n'est plus limité par les licences de logiciels commerciaux.

Ce mémoire est organisé comme suit : le chapitre 2 présente la revue de la littérature concernant l'optimisation de la vitesse d'entrée de l'aspirateur et justifie les décisions prises au cours de ce

projet. Une méthode d'optimisation améliorée est identifiée. Le chapitre 3 est consacré à la mise en œuvre de cette méthodologie. Un code python appelé cfdOpt a été développé pour intégrer deux logiciels différents et construire la boucle d'optimisation. Les résultats de deux cas test pour des aspirateurs différents sont présentés au chapitre 4, suivi par la conclusion de ce projet au chapitre 5.

## CHAPITRE 2 REVUE DE LA LITTÉRATURE

Dans une méthodologie d'optimisation traditionnelle d'une turbine hydraulique, chaque composant est conçu de façon indépendante. Afin de tenir compte de la présence de l'aspirateur, lors de la conception de la roue, une approche pour découpler les composants consiste à poser l'hypothèse que le débit en aval de la roue de turbine - qui est aussi le débit d'entrée de l'aspirateur - est approximativement décrit par une combinaison d'écoulement axial uniforme et de vortex forcé (Figure 2.1), aussi connu comme un écoulement de type "corps solide en rotation".

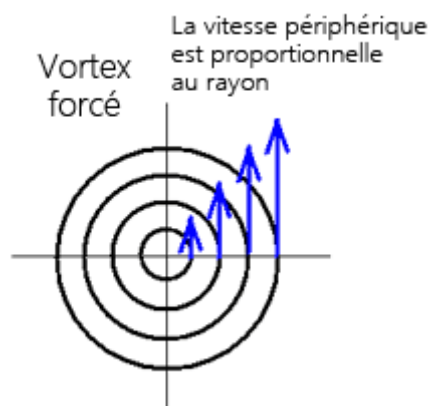


Figure 2.1 Vortex forcé

L'écoulement tourbillonnaire du corps solide peut être décrit directement par sa vitesse axiale et sa vitesse angulaire. Cependant, dans le domaine de la conception de turbines hydrauliques, les ingénieurs préfèrent définir un écoulement d'entrée de l'aspirateur par son débit et le nombre de tourbillon  $S$  (Swirl number), qui est un nombre sans dimension indiquant le rapport entre la quantité de mouvement tangentielle et la quantité de mouvement axiale de l'écoulement.

$$S = \frac{\int_0^R (\rho V_a)(r V_t) r dr}{R \int_0^R (\rho V_a)(r V_a) dr} \quad 2-1$$

Pour un point d'opération donné de la turbine le débit d'entrée est généralement fixé. La pratique a prouvé que la performance de l'aspirateur dépend en grande partie du nombre de tourbillon de l'écoulement d'entrée. Pour une géométrie spécifique de l'aspirateur, il y a un point de rendement optimal (Best Efficiency Point ou BEP) qui est fonction du nombre de tourbillon que la méthodologie traditionnelle d'optimisation de l'aspirateur essaie de trouver (Figure 4.9).

Dans le processus d'optimisation de la turbine, les concepteurs tentent d'extraire la majeure partie de l'énergie cinétique de rotation de l'écoulement avec la roue de la turbine, de sorte qu'un tourbillon de faible intensité en aval de la roue est recherché. En pratique, ni un écoulement sans tourbillon, ni un écoulement avec trop de tourbillon ne peuvent atteindre un rendement élevé à l'intérieur de l'aspirateur. Les deux types d'écoulement réduisent la performance globale de la turbine hydraulique, et le niveau approprié de tourbillon dans l'écoulement doit donc être soigneusement identifié.

Les ordinateurs modernes et des techniques de simulation numérique permettent aux chercheurs de mieux comprendre les problèmes complexes d'optimisation en ingénierie impliquant des écoulements fluides. Grâce à l'élaboration de techniques CFD, le coût de la prédiction de la performance de l'aspirateur a été considérablement réduit, le goulot de la méthode d'optimisation n'est plus le nombre limité d'essais. Les concepteurs peuvent maintenant résoudre des problèmes d'optimisation comportant un nombre important de variables. Par conséquent, plusieurs nouvelles méthodologies d'optimisation ont été proposées. Au cours des dernières années plusieurs études ont présenté des méthodologies d'estimation et d'optimisation de la performance dans les aspirateurs.

(Marjavaara & Lundström, 2006) ont proposé une méthodologie d'optimisation qui permet d'améliorer la géométrie du talon de l'aspirateur pour maximiser le facteur de récupération de pression moyenne et minimiser le facteur de perte d'énergie.

(Puente, Reggio, & Guibault, 2003) ont décrit une stratégie d'optimisation automatique pour les sections de l'aspirateur d'une turbine hydraulique en combinant CFX et iSIGHT.

Auparavant, la plupart des optimisations d'aspirateurs portaient sur l'optimisation de la forme de l'enveloppe, qui ne peut être mise en œuvre que dans les futures centrales hydroélectriques puisque les formes d'aspirateurs sont généralement non modifiables une fois que la centrale hydroélectrique a été construite. Cependant, à partir de la Figure 1.1, on peut observer que la période de développement rapide de barrages hydroélectriques semble révolue. Les projets de réhabilitation des centrales hydroélectriques existantes, qui prolongent leur durée de vie et améliorent leur performance, deviennent de plus en plus importants pour l'hydraulique industrielle.

Dans un projet de réhabilitation d'une turbine hydraulique, la bêche spirale et l'aspirateur sont généralement conservés et d'autres composants comme le générateur, des aubes directrices et la roue seront mis à jour avec des modèles améliorés. Pour concevoir ces nouveaux composants qui

correspondent mieux à l'aspirateur existant, les informations sur l'écoulement à la section de connexion entre la roue et l'aspirateur sont vitales. Cette information peut être obtenue en résolvant le problème d'optimisation du profil de vitesse d'entrée pour l'aspirateur existant.

Dans l'optimisation de l'écoulement à l'entrée de l'aspirateur, de nos jours, les concepteurs de l'aspirateur vont plus loin et mettent dorénavant l'emphase sur l'optimisation des profils de vitesse complets plutôt que seulement sur le nombre de tourbillon. (Galvan, 2007) a proposé une méthodologie d'optimisation pour résoudre le problème de profil d'optimisation de la vitesse d'entrée pour l'aspirateur, qui comprend trois parties principales différentes, à savoir le paramétrage du profil de vitesse, la simulation de l'écoulement et l'algorithme d'optimisation (Figure 2.2).

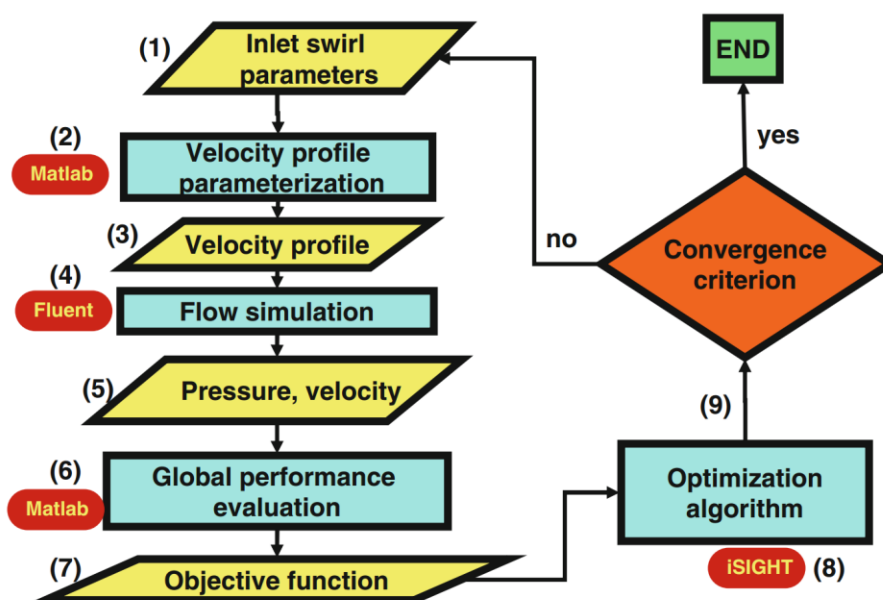


Figure 2.2 Organigramme d'optimisation de profile d'entrée de vitesse (Galvan, 2007)

Au début de chaque boucle itérative, l'algorithme d'optimisation fournit un ensemble de variables de conception. Ensuite, ces variables de conception sont envoyées à la partie de paramétrage du profil de vitesse, où les variables de conception sont converties en conditions aux limites de vitesse à l'entrée. Les conditions aux limites d'entrée sont lues au début de la simulation et le code CFD résout les équations de Navier-Stokes pour prédire le comportement de l'écoulement. En fin de compte, les performances de cet ensemble de variables de conception sont retournées à l'algorithme d'optimisation pour fermer la boucle d'optimisation.



L'algorithme d'optimisation de la méthodologie de Galvan est la mise en œuvre de l'algorithme génétique multi-îles fourni dans le logiciel commercial iSIGHT, développé par Dassault Systèmes. Ce logiciel permet d'intégrer et de connecter différents codes pour la construction de boucles itératives afin de résoudre des problèmes d'optimisation en ingénierie. Dans sa méthodologie, Galvan utilise une méthode de paramétrage du profil de vitesse basée sur un modèle analytique qui fut proposé par Susan-Resiga et al. (Romeo Susan-Resiga, Ciocan, Anton, & Avellan, 2006), Cette approche sera décrite plus en détails à la section 2.1.1. Le facteur de perte d'énergie de l'aspirateur a été sélectionné comme fonction objectif pour l'optimisation. Ce facteur est défini comme,

$$\zeta = \frac{\frac{1}{A_{in}} \int_{in} P_t dA - \frac{1}{A_{out}} \int_{out} P_t dA}{\frac{1}{2} \rho \left( \frac{Q}{A_{in}} \right)^2} \quad 2-2$$

Où  $P_t$  est la pression totale,  $A_{in}$  et  $A_{out}$  sont les sections d'entrée et de sortie et  $Q$  est le débit volumétrique.

En fait, le facteur de perte d'énergie est la différence entre la pression totale moyennée à la section d'entrée et de sortie de l'aspirateur, normalisée par l'énergie cinématique à l'entrée de l'aspirateur. Il mesure le pourcentage total de perte de pression à l'intérieur de l'aspirateur que les concepteurs d'aspirateur tentent de réduire.

Outre Galvan, (R Susan-Resiga et al., 2012) ont également présenté une méthodologie complète pour l'évaluation et l'optimisation du comportement de l'écoulement à l'intérieur de l'aspirateur d'une turbine hydraulique Francis, basée sur le modèle de vitesse d'entrée présenté dans (RF Susan-Resiga, Muntean, Avellan, & Anton, 2011).

## 2.1. Paramétrage du profil de vitesse d'entrée de l'aspirateur

Dans ce projet, afin que la vitesse d'entrée puisse être décrite par une condition limite de profil de vitesse, une hypothèse d'écoulement axisymétrique est posée pour l'écoulement à l'entrée de l'aspirateur. Pour optimiser le profil de vitesse d'entrée de l'aspirateur, la première chose à faire est de trouver une façon de représenter le profil de vitesse mathématiquement. Essentiellement, les profils de vitesse d'entrée de l'aspirateur sont des courbes qui décrivent les variations des composantes de vitesse le long du rayon d'entrée de l'aspirateur. Comme pour les représentations

numériques des courbes, il y a plusieurs méthodes permettant de paramétrer le profil de vitesse d'entrée. Par exemple, la courbe peut être définie comme un ensemble de points d'interpolation en utilisant différents types de splines ou définie par une fonction analytique, qui est obtenue en ajustant une fonction à des données expérimentales.

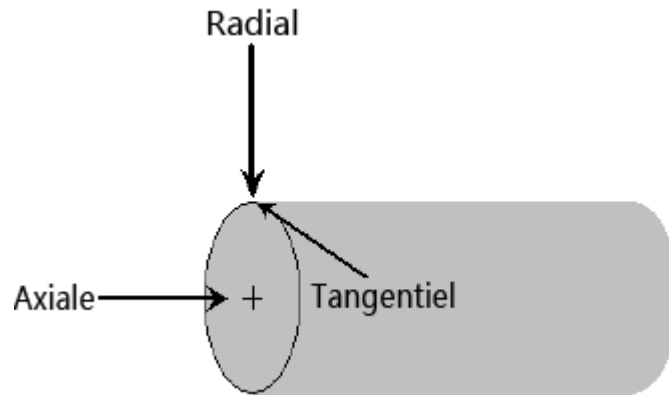


Figure 2.3 Système de coordonnées cylindriques pour la représentation des profils d'entrée

### 2.1.1 Modèle analytique

Le débit en aval d'une roue de turbine est un écoulement tourbillonnaire complexe. L'un des modèles les plus simples et intuitifs pour la représentation de l'écoulement tourbillonnaire est le modèle d'un corps solide en rotation, qui est la combinaison d'un profil de vitesse axiale uniforme et un profil de vitesse angulaire uniforme. Mathématiquement, les profils de vitesse de rotation du corps solide peuvent être définis comme suit :

Profil de vitesse axiale,

$$V_a(r) = U_0 \quad 2-3$$

Profil de vitesse tangentielle,

$$V_t(r) = \Omega_0 r \quad 2-4$$

Où  $V_a$  est le profil de vitesse axiale,  $V_t$  est le profil de vitesse tangentielle,  $r$  est le rayon de la section d'entrée,  $U_0$  est vitesse axiale et  $\Omega_0$  est vitesse angulaire (voir Figure 2.3). Le profil de vitesse radiale est déterminé à partir du profil axial.

Des études récentes ont montré que le profil de vitesse d'entrée de l'aspirateur peut être mieux évalué et modélisé par une combinaison de tourbillons simples. Par l'analyse de données expérimentales, Susan-Resiga et al. ont publié un article dans lequel ils ont décrit que l'écoulement en sortie d'une roue Francis peut être analytiquement représenté par l'ensemble suivant d'équations, qui est une superposition de trois tourbillons élémentaires, à savoir un corps solide en rotation, un vortex de Batchelor en co-rotation et un vortex de Batchelor en contre-rotation (Romeo Susan-Resiga et al., 2006).

Profil de vitesse axiale,

$$V_a(r) = U_0 + U_1 \exp\left(-\frac{r^2}{R_1^2}\right) + U_2 \exp\left(-\frac{r^2}{R_2^2}\right) \quad 2-5$$

Profil de vitesse tangentielle,

$$V_t(r) = \Omega_0 r + \Omega_1 \frac{R_1^2}{r} \left[1 - \exp\left(-\frac{r^2}{R_1^2}\right)\right] + \Omega_2 \frac{R_2^2}{r} \left[1 - \exp\left(-\frac{r^2}{R_2^2}\right)\right] \quad 2-6$$

Où  $V_a$  est le profil de vitesse axiale,  $V_t$  est le profil de vitesse tangentielle,  $r$  est le rayon de la section d'entrée,  $U_0, U_1, U_2$  sont les vitesses axiales,  $\Omega_0, \Omega_1, \Omega_2$  sont les vitesses angulaires,  $R_1, R_2$  sont les rayons des cœurs des tourbillons.

Puis Gagnon et al. ont montré que les profils de vitesse axiale et tangentielle à la sortie d'une roue Kaplan peuvent également être analytiquement approchés avec ces équations (J.-M. Gagnon et al., 2012; J. Gagnon, Iliescu, Ciocan, & Deschênes, 2008).

Les modèles analytiques garantissent que les profils de vitesse optimaux trouvés par l'algorithme d'optimisation sont physiques et sont plus susceptibles de pouvoir être générés par une roue de turbine réelle. Cependant, de meilleures solutions pourraient exister et rester en dehors de l'espace d'optimisation du modèle analytique.

### 2.1.2 Modèle d'interpolation

Une autre représentation qui pourrait être utilisée pour définir les profils de vitesse d'entrée de l'aspirateur est le modèle d'interpolation, qui génère les profils de vitesse par interpolation d'un ensemble de points de contrôle.

Bien que toutes les techniques d'interpolation numériques puissent être utilisées comme un modèle d'interpolation des profils de vitesse d'entrée, la spline cubique d'Hermite sera particulièrement étudiée en raison de ses propriétés, qui incluent entre autres que :

- La courbe d'interpolation peut être contrôlée avec précision, car elle passe par tous les points de contrôle.
- Les courbes sont interpolées par un polynôme cubique qui garantit la régularité de l'interpolation.
- Le polynôme cubique limite également l'influence des points de contrôle dans leurs intervalles voisins.

Pour un ensemble donné de points 2D  $\vec{P}_0(x_0, y_0) \dots \vec{P}_n$  et de vecteurs tangents correspondants  $\vec{P}'_0(x'_0, y'_0) \dots \vec{P}'_n$ , l'interpolation entre  $P_k$  et  $P_{k+1}$  peut être donnée par

$$\vec{P}_k(u) = [H_1 \quad H_2 \quad H_3 \quad H_4] \begin{bmatrix} \vec{P}_k \\ \vec{P}_{k+1} \\ \vec{P}'_k \\ \vec{P}'_{k+1} \end{bmatrix}$$

$$H_1 = 2u^3 - 3u^2 + 1 \quad 2-7$$

$$H_2 = -2u^3 + 3u^2$$

$$H_3 = u^3 - 2u^2 + u$$

$$H_4 = u^3 - u^2$$

$$0 \leq u \leq 1$$

L'interpolation monotone cubique d'Hermite est une variante des splines cubiques d'Hermite qui préserve la monotonie de l'ensemble des données interpolées et évite les problèmes d'oscillation de la spline cubique classique d'Hermite (Figure 2.4). De plus, elle fournit un moyen pour calculer les vecteurs tangents aux points de contrôle, ce qui réduit de moitié le nombre de variables de conception de l'interpolation cubique d'Hermite classique et augmente considérablement l'efficacité de l'optimisation.

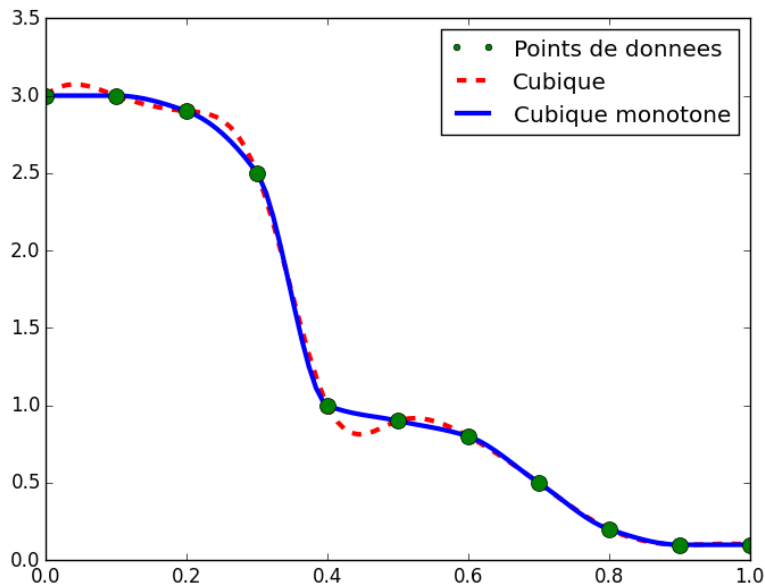


Figure 2.4 Comparaison entre la spline cubique monotone et classique d’Hermite

Dans l’interpolation monotone cubique d’Hermite (Fritsch & Carlson, 1980; Moler, 2008), pour les points 2D, les vecteurs tangents  $\vec{P}'_0(x'_1, y'_1) \dots \vec{P}'_n$  sont calculés avec les équations suivantes.

Calculez la pente des sécantes entre les points de contrôle voisins  $k = 0, \dots, n - 1$

$$\Delta_k = \frac{y_{k+1} - y_k}{x_{k+1} - x_k}$$

Pour les points de contrôle internes  $k = 1, \dots, n - 1$ ,

Si  $\Delta_{k-1}$  et  $\Delta_k$  ont le même signe,

$$\vec{P}'_k = \frac{\Delta_{k-1} + \Delta_k}{2}$$

Si  $\Delta_{k-1}$  et  $\Delta_k$  ont des signes différents ou l’un d’entre eux est égal à zéro,

$$\vec{P}'_k = 0$$

Pour les points aux extrémités,

$$\vec{P}'_0 = \Delta_0$$

$$\vec{P}'_n = \Delta_{n-1}$$

## 2.2 Simulations CFD de l'écoulement interne dans un aspirateur

La simulation computationnelle en dynamique des fluides (Computational Fluid Dynamics ou CFD) est une technique numérique pour simuler et analyser les problèmes de mécanique des fluides en résolvant les équations de Navier-Stokes (N-S) à l'aide de méthodes numériques. Dans le cas des simulations hydrauliques, le fluide est considéré comme incompressible et les équations de Navier-Stokes dans cette forme sont,

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad 2-8$$

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{u} - \nabla h \quad 2-9$$

Où  $\vec{u}$  est le vecteur de vitesse,  $\nu$  est la viscosité cinétique et  $h$  est un terme source.

De nos jours, bien que les grappes de calcul à haute performance soient beaucoup plus puissantes que jamais, le coût de calcul de la résolution des équations de N-S dans des géométrie avec des conditions limites et frontières complexes est encore énorme. Pour les problèmes d'optimisation impliquant les simulations CFD, les défis deviennent encore plus sévères car la résolution d'un problème d'optimisation nécessite d'évaluer les fonctions objectifs des centaines, voire des milliers de fois, ce qui signifie l'exécution de la même quantité de simulations CFD. Pour éviter l'énorme coût de calcul et pour rendre la méthodologie d'optimisation pratique, différents types d'équations simplifiées ont été résolus pour remplacer les équations complètes de N-S.

D'autre part, la simulation de l'écoulement à l'intérieur d'un aspirateur de turbine hydraulique est un problème comportant de très grands défis pour les applications CFD puisque l'écoulement en aval des roues est très fluctuant, tourbillonnant et non uniforme (Galván, Reggio, & Guibault, 2011). Un modèle trop simplifié ne peut pas reproduire correctement les structures turbulentes complexes et le comportement de l'écoulement dans un aspirateur réel. Une méthode d'optimisation, qui est construite en utilisant des simulations CFD trop simplifiées ne permet ainsi pas d'obtenir des résultats utilisables.

## 2.2.1 Modèles de basse fidélité

Les modèles mathématiques décrivant la physique de l'écoulement utilisés dans les simulations CFD peuvent être classés en fonction de leur niveau de fidélité. Dans le cas de la simulation de l'écoulement de l'aspirateur, qui a un grand nombre de Reynolds, l'écoulement est dominé par des forces d'inertie et les effets visqueux sont significatifs seulement à l'intérieur des couches limites. Par conséquent, les modèles à faible fidélité négligent l'effet visqueux du fluide, ce qui représente la plus grande partie du coût de calcul de la simulation CFD, et ce qui permet, dans certains cas, d'atteindre encore une précision acceptable. Dans les années 1980, lorsque la performance des grappes d'ordinateurs n'était pas encore aussi avancée qu'aujourd'hui, ces modèles de basse fidélité étaient de bons compromis entre la précision et l'efficacité. (Keck & Sick, 2008). Aujourd'hui, avec l'utilisation d'ordinateurs modernes, les modèles à haute-fidélité sont préférés par les concepteurs de turbines, en raison de leur plus grande précision. Cependant, les modèles de basse-fidélité ont toujours un avantage irremplaçable puisque le calcul peut être terminé en quelques minutes seulement, voire même en quelques secondes. Ainsi, les modèles de basse-fidélité sont fréquemment utilisés pour l'initialisation des modèles à haute-fidélité pour améliorer le taux de convergence de ces derniers. Dans le domaine de l'optimisation, les modèles de basse-fidélité sont combinés avec le modèle à haute-fidélité pour développer une méthode d'optimisation multi-fidélité. Les modèles de basse-fidélité sont généralement utilisés comme fonction de substitution pour filtrer les résultats prometteurs de sorte que le nombre de simulations des modèles à haute-fidélité puisse être réduit.

### 2.2.1.1 Écoulement potentiel

Le modèle d'écoulement potentiel est l'un des premiers succès de la CFD dans la modélisation des écoulements de turbines. Ce modèle suppose que l'écoulement est incompressible, non rotationnel et non visqueux. Toutefois, il ne peut fournir un résultat raisonnablement précis pour la simulation de la roue que lorsque l'état de fonctionnement est à proximité du point de rendement optimal (Keck & Sick, 2008).

L'écoulement potentiel est régi par les équations suivantes.

$$\vec{u} = \nabla\varphi$$

$$\nabla^2 \varphi = 0 \quad 2-11$$

Où  $\vec{u}$  est vecteur de vitesse et  $\varphi$  est le potentiel de vitesse.

Bahrami et al. ont proposé une méthodologie d'optimisation multi-fidélité de conception des aubes de roue de turbine, qui a utilisé un solveur d'écoulement potentiel comme substitut de basse-fidélité au modèle à haute-fidélité. Les études de cas ont montré que la méthode multi-fidélité est capable d'identifier une conception d'aube de turbine optimisée grâce à un effort de calcul relativement faible (Salman Bahrami, Tribes, Devals, Vu, & Guibault, 2013; S Bahrami, Tribes, von Fellenberg, Vu, & Guibault, 2014).

### 2.2.1.2 Équations d'Euler

Le modèle d'Euler est un autre modèle CFD de basse fidélité largement utilisé dans les simulations CFD à un stade précoce pour les turbines hydrauliques. Ce modèle est régi par les équations d'Euler et suppose que l'écoulement est incompressible et non visqueux.

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad 2-12$$

$$\frac{d\vec{u}}{dt} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} + \frac{1}{\rho} \nabla p = 0 \quad 2-13$$

Où  $\vec{u}$  est vecteur de vitesse et  $p$  est la pression.

De la fin des années 1980 jusqu'au milieu des années 1990, les analyses basées sur les équations d'Euler en 3D étaient l'un des outils CFD les plus populaires. Celles-ci ont fourni des résultats plus précis que les modèles précédents, ce qui a permis aux chercheurs et aux concepteurs de turbines de mieux comprendre le comportement de l'écoulement à l'intérieur des turbines Francis. (Keck & Sick, 2008)

### 2.2.2 Modèles à haute fidélité

Avec le développement rapide de la performance computationnelle, de plus en plus de modèles à haute-fidélité ont été mis en œuvre pour la simulation des écoulements dans les turbines hydrauliques. Ces modèles à haute-fidélité prennent en compte l'effet de la viscosité du fluide, ce qui fournit des résultats beaucoup plus précis tout en augmentant significativement le coût de



calcul. Les grappes actuelles d'ordinateurs à haute performance permettent aux chercheurs de considérer les simulations basées sur les équations de Navier-Stokes en moyenne de Reynolds (Reynolds-averaged Navier–Stokes ou RANS) en tant que candidat pour construire leurs boucles d'optimisation à la place des modèles précédents de basse-fidélité.

Les équations RANS sont une formulation des équations de Navier-Stokes, moyennées sur une certaine période de temps. Tous les champs physiques sont décomposés en deux parties : la partie moyenne et la partie fluctuante. L'intégrale en temps de la partie fluctuante est supposée être égale à zéro et seulement les valeurs moyennes du champ physique sont résolues.

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad 2-14$$

$$\frac{d\vec{u}}{dt} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{u} \quad 2-15$$

Où  $\vec{u}$  est le vecteur de vitesse,  $p$  est la pression et  $\nu$  est la viscosité cinématique.

Les équations RANS peuvent décrire les écoulements turbulents et réduire considérablement l'énorme coût de calcul des équations complètes de Navier-Stokes. Cependant, le processus de moyennage introduit des variables supplémentaires, les contraintes de Reynolds, qui rendent ce système incomplet.

Pour fermer le système d'équations, on le complète en utilisant un modèle de turbulence, qui vient avec de nouvelles hypothèses. Parmi les différents modèles de turbulence, les modèles à deux équations sont très populaires pour la simulation des turbines hydrauliques. L'hypothèse fondamentale qui permet de les développer suggère que les propriétés de l'écoulement, y compris les contraintes de Reynold, sont isotropes. Cette hypothèse n'est plus valable dans le cas d'un écoulement hautement turbulent, où le gradient de vitesse change comme par exemple dans un aspirateur. Mais la résolution de ces équations reste le meilleur modèle qui puisse être utilisé dans une méthode d'optimisation où les simulations CFD sont utilisées comme fonctions objectif, en raison des capacités computationnelles actuelles.

### 2.2.2.1 Modèles de turbulence k-ε

Les modèles k-ε sont de loin les modèles de turbulence à deux équations les plus testés aujourd'hui et largement utilisés dans l'industrie. Par conséquent, ils sont mis en œuvre dans la plupart des codes CFD (Argyropoulos & Markatos, 2015).

Le modèle k-ε standard a été proposé d'abord dans (Launder & Spalding, 1974) et il suppose que l'écoulement est entièrement turbulent et donc les effets de la viscosité moléculaire peuvent être négligés. Deux nouvelles variables, l'énergie cinétique de turbulence  $k$  et son taux de dissipation  $\epsilon$ , et leurs équations de transport sont introduites pour fermer les équations RANS.

L'équation de l'énergie cinétique de turbulence ( $k$ ) :

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon \quad 2-16$$

L'équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence ( $\epsilon$ ) :

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad 2-17$$

Où  $C_{1\epsilon} = 1,44$  et  $C_{2\epsilon} = 1,92$  sont des constantes,  $\sigma_k = 1,0$ ,  $\sigma_\epsilon = 1,3$  sont le nombre de turbulence de Prandtl pour  $k$  et  $\epsilon$  respectivement.

La viscosité turbulente  $\mu_t$  est calculée par

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad 2-18$$

Avec  $C_\mu = 0,09$ .

Grotjans et al. ont conclu que l'écoulement dans l'aspirateur était correctement simulé avec le modèle k-ε (Grotjans, 2001).

Skåre et al. ont comparé les modèles k-ε standard et réalisable (Shih, Liou, Shabbir, Yang, & Zhu, 1994) pour la simulation de l'aspirateur de Kaplan et ont conclu que ces deux modèles ont prédit des structures similaires et étaient seulement légèrement différents dans leur calcul des quantités d'ingénierie (P Skåre, 2001).

Petit et al. ont comparé les mises en œuvre du modèle k-ε standard entre CFX et OpenFOAM dans la simulation de la turbine de l'aspirateur U9 Kaplan. Les résultats ont montré que les prédictions de CFX et OpenFOAM sont presque identiques dans l'aspirateur (Petit, Nilsson, Vu, Manole, & Leonsson, 2008)

Vu et al. ont proposé une méthodologie utilisant le modèle RANS et le modèle de turbulence k-ε pour calculer l'écoulement en régime stationnaire et instationnaire dans un aspirateur coudé et ils ont validé en comparant les résultats de simulation de CFX et OpenFOAM avec les résultats du projet FLINDT (Vu, Devals, Zhang, Nennemann, & Guibault, 2011).

### 2.2.2.2 Modèles de turbulence k-ω

Les modèles k-ω sont également des modèles de turbulence largement utilisés dans le secteur industriel. De nombreux scientifiques et ingénieurs ont contribué à ces modèles, mais le développement le plus significatif a été fait par (Wilcox, 1988) et la dernière version de ce modèle, également connu sous le nom de modèle k-ω Wilcox (2006) (Wilcox, 2008), est présenté comme suit :

L'équation de la viscosité cinématique turbulente ( $\nu_t$ ) :

$$\nu_t = \frac{k}{\tilde{\omega}}, \tilde{\omega} = \max \left\{ \omega, C_{lim} \sqrt{\frac{2S_{ij}S_{ij}}{\beta^*}} \right\}, C_{lim} = \frac{7}{8}. \quad 2-19$$

L'équation de l'énergétique cinétique de turbulence ( $k$ ) :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \sigma^* \frac{k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad 2-20$$

L'équation du taux de dissipation spécifique ( $\omega$ ) :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\sigma_a}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \sigma \frac{k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad 2-21$$

Avec  $\alpha = \frac{13}{25}$ ,  $\beta = \beta_0 f_\beta$ ,  $\beta^* = \frac{9}{100}$ ,  $\sigma = \frac{1}{2}$ ,  $\sigma^* = \frac{3}{5}$ ,  $\sigma_{a0} = \frac{1}{8}$ ,  $\beta_0 = \frac{9}{125}$

$$\sigma_d = \begin{cases} 0, & \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \leq 0 \\ \sigma_{d\omega}, & \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} > 0 \end{cases}, f_\beta = \frac{1+85\chi\omega}{1+100\chi\omega}, \chi\omega = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}\hat{S}_{ki}}{(\beta^*\omega)^3} \right|, \hat{S}_{ki} = S_{ki} - \frac{1}{2} \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \delta_{ki},$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \text{ et } \delta_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{if } i \neq j \\ 1 & \text{if } i = j \end{cases}$$

Pour de nombreux aspects, le modèle k- $\omega$  est mieux que le modèle k- $\epsilon$  standard. Il fournit une prévision plus précise des couches limites soumises à des gradients de pression négatifs. À cause de cela, il est très approprié pour l'écoulement proche de la paroi, comme dans un aspirateur. Il ne comprend également pas de fonctions d'amortissement non-linéaires qui sont nécessaires pour les modèles k- $\epsilon$ .

Cependant, le modèle k- $\omega$  n'est pas aussi largement utilisés que les modèles k- $\epsilon$ , car il n'est pas facile à converger. Dans de nombreux cas, le modèle k- $\epsilon$  standard est résolu comme une initialisation pour améliorer la convergence de modèle k- $\omega$ , qui requièrent beaucoup de ressources informatiques supplémentaires. Un autre problème bien connu du modèle k- $\omega$  est sa forte sensibilité aux conditions limites de la quantité turbulente  $\omega$ . Une différence significative de prédictions de l'écoulement peut être observée si la valeur spécifiée de  $\omega$  varie à l'entrée. Ce n'est pas une bonne caractéristique de ce modèle de turbulence puisque généralement les conditions aux limites de  $\omega$  sont estimées plutôt que mesurées.

Liu et al. ont proposé une méthodologie d'optimisation pour la turbine Francis basée sur le modèle de turbulence RNG k- $\omega$  (Liu, Wu, Wu, & Nishi, 2011).

### 2.2.2.3 Modèle k- $\omega$ de transport de contrainte de cisaillement (SST)

Le modèle k- $\omega$  de transport de contrainte de cisaillement (Shear Stress Transport Turbulence Model ou SST) combine les modèles k- $\epsilon$  et k- $\omega$  classiques, qui sont deux modèles de turbulence populaires. Le modèle k- $\epsilon$  est utilisé pour prédire l'écoulement libre et il est combiné au modèle k- $\omega$  dans la partie proche de la paroi. Par conséquent, non seulement le problème bien connu du modèle k- $\omega$ , à savoir qu'il est trop sensible au niveau de turbulence de l'écoulement libre à l'entrée, est-il évité, mais aussi le problème de l'inexactitude des modèles k- $\epsilon$  dans les couches limites est également contourné. Le modèle SST donne des prédictions très précises de la séparation de l'écoulement pour des gradients de pression adverses.

Cependant, les modèles SST partagent les mêmes défauts que les modèles k- $\omega$  au point de vue de la convergence.

L'équation d'énergie cinétique de turbulence ( $k$ ) :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad 2-22$$

L'équation du taux de dissipation spécifique ( $\omega$ ) :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad 2-23$$

Avec,

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \quad (\phi \text{ est } \alpha, \beta, \sigma_k, \text{ et } \sigma_\omega)$$

Où  $\alpha_1 = \frac{5}{9}$ ,  $\alpha_2 = 0,44$ ,  $\beta_1 = \frac{3}{40}$ ,  $\beta_2 = 0,0828$ ,  $\beta^* = \frac{9}{100}$ ,  $\sigma_{k1} = 0,85$ ,  $\sigma_{k2} = 1$ ,  $\sigma_{\omega 1} = 0,5$ , et  $\sigma_{\omega 2} = 0,856$ .

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\}$$

$$P_k = \min \left( \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right)$$

Et la viscosité cinématique turbulente est donnée par,

$$\nu_T = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)} \quad 2-24$$

$$F_2 = \tanh \left[ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right]$$

H Nilsson et al. ont utilisé le modèle de turbulence Low-Re k-Omega SST pour mettre en œuvre la simulation CFD pour l'aspirateur de la Turbine-99 (Nilsson & Cervantes, 2012)

### 2.2.3 Traitement près de la paroi

La condition aux limites sur la paroi de l'aspirateur est une condition d'adhérence, ce qui implique une vitesse nulle à la paroi, tandis que le fluide s'écoule à grande vitesse ailleurs dans l'écoulement, ce qui fait en sorte que la vitesse d'écoulement varie rapidement avec la distance normale dans la zone proche de la paroi. Pour bien capturer le comportement de l'écoulement dans cette région, un maillage très fin près de la paroi est nécessaire, ce qui implique une énorme quantité de ressources de calcul. Même en utilisant un maillage fin près de la paroi, il est bien connu que les modèles k-ε ne peuvent fournir des résultats satisfaisants dans la région proche d'une paroi adhérente. Pour éviter ces problèmes, les lois de paroi ont été introduites.

Les lois de paroi sont des modèles empiriques pour représenter l'écoulement proche de la paroi. L'idée est de placer les premiers nœuds de calcul de la paroi à l'extérieur de la couche visqueuse. Au lieu de simuler le comportement de l'écoulement à l'intérieur de la couche visqueuse en résolvant le modèle de turbulence, les propriétés de l'écoulement à ces nœuds sont directement évaluées par un modèle empirique simple.

L'analyse expérimentale et dimensionnelle montre que le profil de vitesse moyen dans la zone proche de la paroi est régi par la relation logarithmique suivante,

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) \quad 2-25$$

Avec,

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau}$$

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu}$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}}$$

$u^+$  est la vitesse adimensionnelle et  $y^+$  est la distance à la paroi adimensionnelle.  $\tau_\omega$  est le cisaillement à la paroi (wall shear stress) et  $\kappa$  est la constante de von Karman.

Les lois de paroi sont généralement utilisées avec des modèles de turbulence  $k-\varepsilon$  pour éviter leur principal inconvénient qui est l'inexactitude dans la couche limite. Elles sont également utilisées avec d'autres modèles de turbulence, comme  $k-\omega$  et SST, afin de réduire la densité du maillage et pour accélérer les simulations.

## 2.3 Algorithmes d'optimisation numérique

Mathématiquement, pour un ensemble de paramètres de conception  $x$ , un problème d'optimisation peut être défini comme,

$$\begin{aligned} & \min J(x) \\ \text{t. q. } & g_j(x) \leq 0 \quad j = 1, \dots, m_1 \\ & h_k(x) = 0 \quad k = 1, \dots, m_2 \\ & x_i^l \leq x_i \leq x_i^u \quad i = 1, \dots, n \end{aligned} \tag{2-26}$$

$J(x)$  est la fonction objectif,  $g_j(x)$  sont des contraintes d'inégalité et  $h_k(x)$  sont des contraintes d'égalité. On définit ainsi  $n$  variables de conception  $x_i$  avec leurs contraintes de bornes ( $x_i^l$  and  $x_i^u$ ),  $m_1$  contraintes d'inégalité et  $m_2$  contraintes d'égalité.

Pour résoudre un problème d'optimisation continue avec des contraintes d'inégalité de ce genre, il existe deux grandes catégories d'algorithmes d'optimisation, à savoir les méthodes basées sur les gradients et les méthodes sans gradient.

### 2.3.1 Méthodes basées sur les gradients

Des algorithmes d'optimisation à base de gradient nécessitent l'existence de dérivées continues de premier ordre de la fonction objectif et éventuellement des dérivées plus élevées. Par rapport aux méthodes sans dérivées, elles ont généralement besoin d'un plus petit nombre de cycles de conception pour les faire converger vers une solution optimale. Ainsi, l'algorithme basé sur les gradients peut gérer à un grand nombre de variables d'optimisation.

Cependant, la convergence des méthodes basées sur les gradients est seulement garantie vers un minimum local. Il est donc difficile d'obtenir des résultats satisfaisants dans un espace d'optimisation bruité parce qu'il a beaucoup de minima locaux. De plus, ces méthodes ont généralement de la difficulté lorsqu'elles traitent des fonctions objectifs qui sont discrètes, discontinues, multimodales ou mélangées (discrètes et continues) (Nocedal & Wright, 2006).



### 2.3.1.1 Calcul des dérivées

Les méthodes basées sur les gradients doivent calculer les dérivées de premier ordre de la fonction objectif. D'une manière générale, cette information peut être évaluée par deux méthodes différentes.

#### 2.3.1.1.1 Analyse de sensibilité analytique

L'approche la plus puissante pour l'évaluation d'une dérivée de fonction est d'en déterminer son équation analytique. Pour les fonctions objectif analytiques, l'équation analytique des dérivés peut être obtenue avec un logiciel de calcul symbolique comme Mathematica ou MATLAB. Si la fonction objectif est hautement non-linéaire et si son évaluation implique des méthodes itératives complexes pour faire diminuer les résidus sous la tolérance spécifiée, comme dans le cas des analyses structurelles et en simulation fluide, il est possible d'utiliser des logiciels de différentiation automatique comme ADIC, ADIFOR et TAMC. Étant donné que toute fonction dans un programme informatique peut être calculée par une série de séquences élémentaires impliquant la multiplication, la division, l'addition, la soustraction et des fonctions trigonométriques et exponentielles, ces logiciels peuvent analyser le code source du programme ligne par ligne, puis produire la dérivée de toute opération par l'application de la règle de la dérivée en chaîne automatiquement, sans aucune intervention de l'utilisateur ni la nécessité d'un graphe de dépendance.

Les méthodes d'analyse sont très précises et efficaces. En général, l'évaluation des dérivés ne nécessite que 4-5 fois supplémentaires le coût de calcul et l'occupation de la mémoire du code original. Par conséquent, elles peuvent gérer un grand nombre de variables de conception, comme par exemple pour des problèmes d'optimisation géométrique basée sur un ensemble de points de contrôle.

Cependant, le code de source est obligatoire pour le processus de différentiation automatique. Ainsi, ces méthodes ne peuvent pas s'appliquer aux codes commerciaux. Et la génération automatique du code n'est pas parfaite ; pour une meilleure efficacité, du travail supplémentaire doit être fait pour mettre en œuvre de meilleures structures de données et algorithmes.

### 2.3.1.1.2 Approximation par différences finies

Si l'évaluation de la fonction objectif implique des codes commerciaux auxquels l'utilisateur ne peut pas accéder ou des codes complexes à sources ouvertes qui sont très difficiles à mettre en œuvre par la différenciation automatique, le seul choix devient alors l'approximation du gradient par des méthodes numériques.

L'approximation par différences finies est une méthode universelle pour l'évaluation des dérivées d'une fonction objectif, et elle est très facile à mettre en œuvre. Cependant, le coût de calcul de ce procédé est proportionnel au nombre de variables de conception, et donc il ne permet pas de gérer un problème d'optimisation avec un très grand nombre de variables de conception. De plus, l'approximation par différences finies est difficile lors de la sélection d'un pas appropriée de différenciation, en particulier pour un espace d'optimisation complexe et bruité.

### 2.3.1.2 Algorithme du gradient conjugué

Les algorithmes de gradients conjugués (GC) sont des algorithmes d'optimisation numérique à base de gradient pour la résolution de problèmes d'optimisation non linéaires contraints (Nocedal & Wright, 2006). Comme beaucoup de méthodes numériques, ils résolvent le problème d'optimisation sans contrainte par une stratégie itérative qui commence par une estimation initiale  $x_0$  et qui ensuite met à jour le  $x$  en effectuant des itérations de l'équation suivante :

$$x_{k+1} = x_k + \alpha_k p_k \quad 2-27$$

Où  $p_k$  est une direction de recherche et  $\alpha_k$  est une taille de pas. Pour la première itération, la direction de recherche donnée par l'inverse du gradient.

$$p_0 = -J'(x_0) \quad 2-28$$

Pour les itérations suivantes, la direction de recherche  $p_k$  peut être obtenue par l'algorithme de Fletcher-Reeves, qui est un choix populaire pour le calcul de la direction de recherche parmi les algorithmes de gradient conjugué.

$$p_k = \frac{J'(x_{k+1})^T J'(x_{k+1})}{J'(x_k)^T J'(x_k)} \quad 2-29$$

La taille du pas  $\alpha_k$  peut être calculée par un algorithme de recherche de ligne (Nocedal & Wright, 2006).

Les méthodes de gradient conjugué n'exigent d'assemblée aucune matrice de calcul, réduisant ainsi le stockage nécessaire, de sorte qu'elles ont de bonnes performances pour résoudre les problèmes d'optimisation à grande échelle. Par contre, leur vitesse de convergence est plus lente que d'autres algorithmes d'optimisation basés sur les gradients.

### 2.3.1.3 Algorithme de quasi-Newton

Les méthodes de quasi-Newton sont utilisées pour trouver les maxima et minima locaux des fonctions d'optimisation (Nocedal & Wright, 2006). Il s'agit d'une alternative à la méthode de Newton, qui est une méthode classique d'optimisation numérique itérative.

Dans la méthode de Newton, un point de départ  $x_0$  est donné. À toutes les itérations, une approximation quadratique est construite via une expansion en série de Taylor vers la fonction objectif à partir du point  $x_k$  actuel.

$$J(x) \approx J(x_k) + (x - x_k)^T J'(x_k) + \frac{1}{2} (x - x_k)^T J''(x_k) (x - x_k) \quad 2-30$$

La fonction d'approximation est minimisée pour obtenir le prochain point  $x_{k+1}$  et la procédure est répétée jusqu'à ce que le gradient de la fonction objectif converge vers un nombre suffisamment petit.

$$x_{k+1} = x_k - J''(x_k)^{-1} J'(x_k) \quad 2-31$$

La méthode de Newton a une très bonne performance pour la recherche locale et un taux de convergence de 2ème ordre. Cependant, son coût de calcul peut être extrêmement coûteux si la matrice hessienne de la fonction objectif  $J''(x_k)$  provient d'une approximation par différences finies.

Dans les méthodes de quasi-Newton, seules les dérivés de premier ordre  $J'(x_k)$  sont utilisées pour se rapprocher de la matrice hessienne au lieu de la calculer à chaque itération. Les algorithmes d'approximation de la matrice hessienne sont également disponibles pour les mises à jour de type

quasi-Newton et l'algorithme de Broyden–Fletcher–Goldfarb–Shanno (BFGS) est le plus efficace d'entre eux, de sorte qu'il est aussi le choix le plus populaire (Nocedal & Wright, 2006).

L'inverse de la matrice hessienne au point initial  $J''(x_0)^{-1}$  pourrait être approché par la méthode des différences finies ou simplement approximée par une matrice identité. Puis les matrices hessiennes suivantes sont obtenues par mise à jour par l'équation BFGS,

$$J''(x_{k+1})^{-1} = J''(x_k)^{-1} + \left( 1 + \frac{\Delta g_k^T J''(x_k)^{-1} \Delta g_k}{\Delta g_k^T \Delta x_k} \right) \frac{\Delta x_k \Delta x_k^T}{\Delta x_k^T \Delta g_k} - \frac{J''(x_k)^{-1} \Delta g_k \Delta x_k^T + (J''(x_k)^{-1} \Delta g_k \Delta x_k^T)^T}{\Delta g_k^T \Delta x_k} \quad 2-32$$

Avec,

$$\Delta g_k = J'(x_{k+1}) - J'(x_k)$$

$$\Delta x_k = x_{k+1} - x_k$$

La méthode quasi-Newton avec mise à jour de BFGS réalise de très bonnes performances, même pour les cas difficiles d'optimisation. Cependant, toutes les variantes de la méthode de Newton ou quasi-Newton ont besoin de stocker et d'évaluer la matrice hessienne qui occupe beaucoup de mémoire dans le cas de la résolution d'un système linéaire à grande échelle de sorte que l'algorithme BFGS n'est guère utilisé dans les problèmes d'optimisation à grande échelle.

### 2.3.2 Méthodes sans gradient

Les méthodes sans gradient peuvent trouver les solutions optimales en se basant entièrement sur l'évaluation de la fonction objectif. Ainsi, les gradients et la matrice hessienne de la fonction objectif n'ont pas à être calculés et stockés. Par rapport aux méthodes basées sur les gradients, les méthodes sans gradient sont plus faciles à mettre en œuvre et plus universelles, et elles peuvent résoudre différents types de problèmes d'optimisation.

Les méthodes sans gradient sont souvent utilisées dans les conditions suivantes (Conn, Scheinberg, & Vicente, 2009),

- Les fonctions objectif non-différentiables ou bruitées et/ou contraintes, comprenant des minima locaux multiples

- Espace déconnecté, discret et/ou non-convexe
- Variables mixtes (discrètes, continues, permutation)

D'autre part, sans information sur les dérivés de la fonction objectif, le nombre de cycles de conception des méthodes sans gradient est beaucoup plus grand que pour les méthodes basées sur les gradients.

### **2.3.2.1 Algorithme génétique**

Les algorithmes génétiques (AG) forment une grande famille d'approches d'optimisation qui ont été inspirées par le processus de l'évolution naturelle des organismes, tout d'abord développé par John Holland et ses collègues à la fin des années 1960 à l'Université du Michigan.

Les AG utilisent un codage binaire des variables de conception, aussi connu comme un chromosome, au lieu des variables de conception elles-mêmes, ce qui leur permet de manipuler des variables de conception continues et discrètes. Ils sont également capables de traiter des fonctions objectif bruyantes ou non continues (Golberg, 1989).

Tous les AG sont basés sur trois opérateurs essentiels, à savoir la sélection, le croisement, et la mutation. L'opérateur de sélection est en charge du choix des chromosomes qui favorise la survie du plus fort en donnant aux meilleurs chromosomes plus de chances de passer à la génération suivante. L'opérateur de croisement met en œuvre un échange aléatoire de bits entre des paires appariées de chromosomes, ce qui imite les processus de reproduction où les traits génétiques sont propagés. L'objectif principal de l'opérateur de croisement est de veiller à ce que la nouvelle génération de chromosomes soit différente de la précédente. L'opérateur de mutation génère une variation sur les chromosomes courants de façon aléatoire par retournement de bits, ce qui assure la diversité des chromosomes. Une procédure typique d'AG peut être décrite comme Figure 2.5

Contrairement aux méthodes basées sur les gradients, un AG commence ses recherches à partir de plusieurs points, et la population de chromosomes peut couvrir une large portion de l'espace d'optimisation durant le processus d'exploration de sorte qu'il est un bon algorithme de recherche global qui ne peut pas facilement être piégé par un minimum local tel que les méthodes basées sur les gradients. De plus, la mise en œuvre de l'AG est simple et facilement parallélisable.

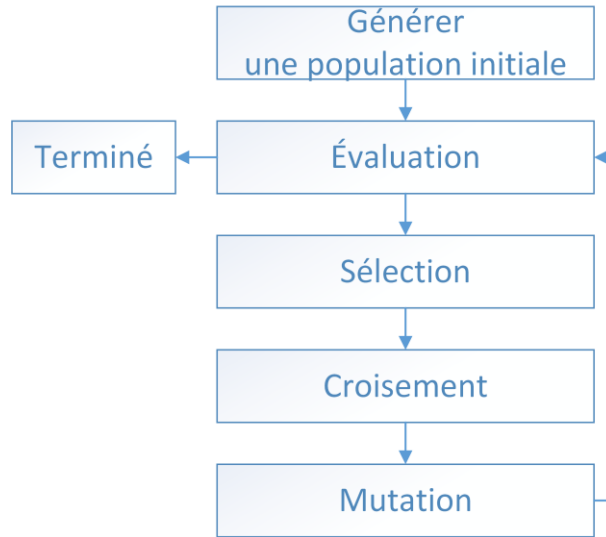


Figure 2.5 Organigramme d'un algorithme génétique

Cependant, l'AG est une sorte de méthode à « force brute » et son taux de convergence est très lent en comparaison avec d'autres algorithmes d'optimisation, en particulier avec les méthodes basées sur les gradients. Et il a par ailleurs une faible capacité de traitement des contraintes.

### 2.3.2.2 Recherche de patrons

La recherche de patrons est une famille d'algorithmes d'optimisation numérique sans gradients, aussi connue comme méthode de recherche directe, qui calcule une séquence de points qui se rapprochent d'un point optimal.

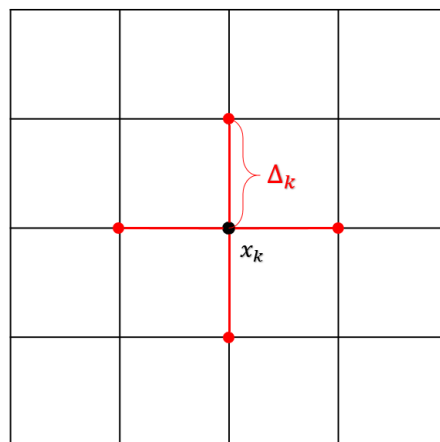


Figure 2.6 L'étape sondage de la recherche de coordonnées

La recherche de coordonnées (Coordinate Search ou CS) est une variante rapide et simple dans la famille de la recherche de patrons. Ces algorithmes commencent leurs recherches à partir d'un point initial  $x_0$ . À chaque itération, l'algorithme modifie une variable de conception à la fois avec la même taille de pas. Cette approche ressemble graphiquement à la recherche d'un ensemble de points voisins autour d'un point actuel  $x_k$ , avec une taille de pas fixe  $\Delta_k$  (Figure 2.6).

Si un meilleur point est trouvé parmi les points voisins, ce nouveau point devient le point courant pour la prochaine itération. Lorsqu'il n'y a pas une telle augmentation ou diminution, la taille de pas  $\Delta_k$  est réduite et la recherche est répété jusqu'à ce que les pas soient jugés suffisamment petits (Figure 2.7).

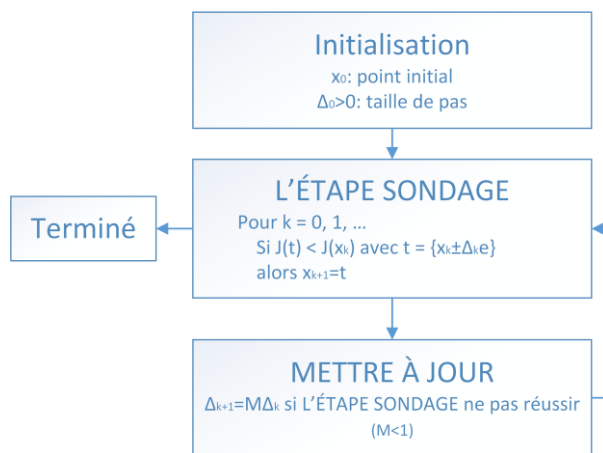


Figure 2.7 Recherche de coordonnées

La recherche de patrons généralisée (Generalized Pattern Search ou GPS) est une généralisation de la recherche de coordonnées (Figure 2.8). Par rapport aux méthodes de recherche de patrons traditionnelles, une étape de recherche facultative est ajoutée au début de chaque itération. Dans cette étape de recherche, un nombre fini de points de maillage peut être trié et évalué de façon opportuniste, ce qui améliore la capacité de recherche globale des méthodes traditionnelles de recherche directe. Une stratégie populaire de recherche par étape est celle de la recherche le long de la direction de sondage obtenue par l'étape de sondage précédente jusqu'à ce qu'un meilleur point ne puisse être obtenu dans cette direction de sondage. Dans le cas de l'étape de mise à jour, la taille du pas de la GPS est augmentée si un meilleur point a été trouvé lors des étapes précédentes de cette itération. (Audet & Dennis Jr, 2002)

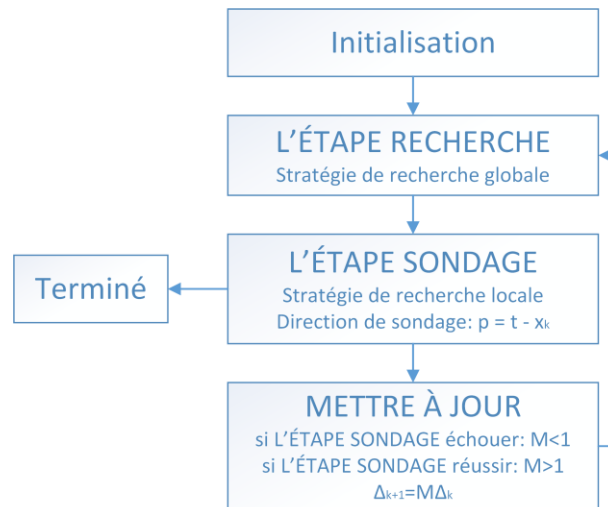


Figure 2.8 Recherche de patrons généralisée

La recherche directe adaptative sur maillage (Mesh Adaptive Direct Search ou MADS) est une généralisation de la GPS qui remplace le paramètre de taille de maillage  $\Delta_k$  de la GPS par un pas global  $\Delta_k^m$  et ajoute un nouveau paramètre de taille de sondage  $\Delta_k^p$ . Deux tailles de maillages différentes permettent à MADS de générer des directions de sondage plus souples que GPS (Figure 2.9).

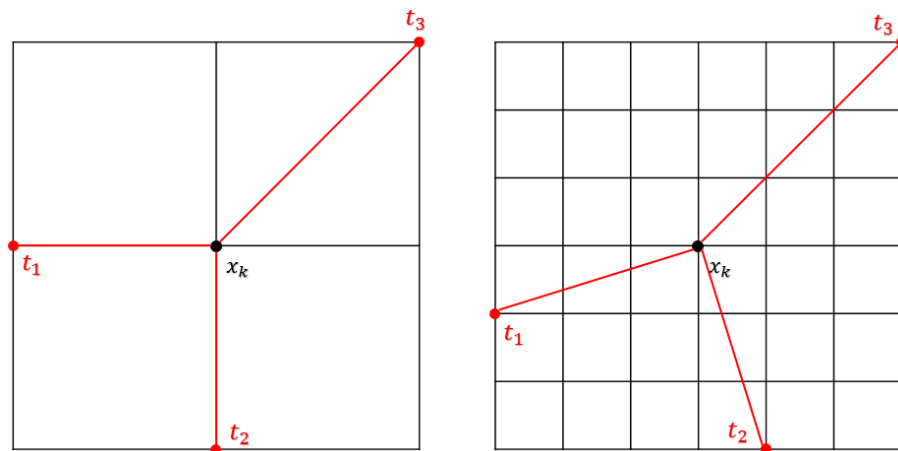


Figure 2.9 Comparaison entre les directions de sondage de GPS (gauche) et MADS (droite)

Ainsi l'information des étapes de sondage peut être utilisée de manière plus adéquate. Il existe plusieurs mises en œuvre de MADS qui définissent les différentes façons de générer des directions de sondage telles que LT-MADS (Audet & Dennis Jr, 2006), QR-MADS (Van Dyke & Asaki, 2013) et OrthoMADS (Abramson, Audet, Dennis Jr, & Digabel, 2009).



Wetter et al. ont comparé la recherche de patrons généralisée (GPS) et l'algorithme génétique (GA) dans un problème d'optimisation de la conception d'un système de chauffage, ventilation et climatisation (Heating, ventilation and air conditioning ou HVAC) comportant de grandes discontinuités et plusieurs minima locaux dans la fonction objectif. Les résultats montrent que l'AG a une capacité de recherche plus globale que le GPS dans ce cas-ci (Wetter & Wright, 2003).

Bahrami et al. ont comparé les performances de la recherche directe sur maillage adaptatif (MADS) et un algorithme évolutionnaire pour un problème d'optimisation d'une turbine Francis et ils ont conclu que l'algorithme évolutionnaire a une capacité de recherche globale exceptionnelle tout en sachant que MADS est plus performant dans la recherche locale. La capacité de recherche globale de MADS peut être améliorée en combinant l'échantillonnage hypercube latin pour obtenir les points initiaux (Salman Bahrami, Tribes, von Fellenberg, Vu, & Guibault, 2015).

En conclusion, les algorithmes de recherche de patrons ont un meilleur taux de convergence et une meilleure capacité de recherche locale par rapport aux algorithmes génétiques. Cependant, ils ont des performances relativement limitées pour ce qui est de leur parallélisme puisque les étapes de recherche sont généralement des étapes effectuées séquentiellement et puisque seuls les étapes de sondage peuvent être parallélisées. De plus, le nombre maximal de points voisins dans l'étape de sondage dépend du nombre de variables de conception. Dans les algorithmes génétiques, le nombre maximal d'évaluations simultanées est déterminé par la taille de la population de chromosomes.

## **2.4 Résumé**

Ce projet vise à étendre les travaux de Galvan et propose de développer une méthodologie d'optimisation pour déterminer les profils de vitesse d'entrée les plus appropriés pour les aspirateurs à la sortie des roues de turbines Kaplan. Cette méthodologie sera mise en œuvre sur la base de logiciels à code source ouvert.

### **2.4.1 Paramétrage du profil de vitesse**

La priorité dans ce projet est d'explorer des espaces d'optimisation aussi large que possible afin de trouver des solutions optimales différentes de ce qu'aurait pu trouver un ingénieur en se basant sur une approche traditionnelle. Un procédé de paramétrage de profil de vitesse flexible qui peut représenter un espace d'optimisation aussi grand que possible est donc préférable. Ainsi, comparée

à une représentation analytique, la représentation par interpolation des profils de vitesse offre une plus grande flexibilité.

Un code python développé en interne par Andritz Hydro, appelé dtpmaker, a été choisi comme logiciel de paramétrage des profils de vitesse. Ce logiciel utilise la représentation par interpolation pour contrôler le profil de vitesse et pour y intégrer un profil de couche limite à travers une fonction exponentielle près de la paroi. Le modèle de paramétrage du profil de vitesse dans dtpmaker permet de créer un profil d'écoulement très flexible et d'introduire une couche limite physiquement réaliste afin de combiner les avantages de la représentation par interpolation et de la représentation analytique.

## **2.4.2 Simulation CFD**

L'écoulement interne dans un aspirateur hydraulique est hautement turbulent et a une structure complexe en raison de la non-uniformité et des instabilités des champs de vitesse et de pression. De ce fait, la prédiction de la performance de l'aspirateur avec une précision acceptable n'est pas facile à obtenir sans l'aide de modèles de turbulence à haute-fidélité et des maillages très fins. De plus, l'algorithme d'optimisation permettra de tester un grand nombre de conditions aux limites extrêmes sur le cas CFD. Alors le modèle CFD préférable doit offrir une bonne performance au niveau de la convergence et de la robustesse.

D'autre part, les simulations CFD seront lancées des milliers de fois. Ainsi la différence de coût de calcul entre les différents modèles CFD sera amplifiée et doit être prise en considération.

De l'examen précédent, deux types de modèles CFD peuvent être utilisés pour prédire l'écoulement interne dans l'aspirateur. Dans le passé, les modèles de basse fidélité étaient très populaires dans le cas d'un problème d'optimisation avec la simulation CFD. Avec un ordinateur moderne, un cas de simulation du modèle basse fidélité peut être exécuté en quelques secondes. D'autre part, les modèles de basse fidélité ignorent la simulation de l'effet de la viscosité et de la turbulence, ce qui les rend imprécis dans leur évaluation des pertes d'énergie à l'intérieur de l'aspirateur.

Ces dernières années, le développement rapide des grappes de calcul à haute performance a augmenté de manière significative les ressources de calcul disponibles, ce qui a fait en sorte que le temps de calcul de la résolution des équations RANS chute à un niveau acceptable. Par conséquent, les équations RANS sont choisies comme modèle CFD dans ce projet.

En termes de modèle de turbulence, il y a quelques options qui se proposent. La revue précédente montre que les modèles k- $\epsilon$ , les modèles k- $\omega$  et les modèles SST sont les choix les plus populaires pour les simulations dans les turbines hydrauliques et qu'ils ont des caractéristiques différentes.

Du point de vue de la précision, les modèles k- $\epsilon$  fonctionnent bien pour les écoulements internes, mais ne sont pas très précis lorsque que l'écoulement présente des gradients de pression indésirables et une forte courbure à l'écoulement. Les modèles k- $\omega$  montrent une meilleure précision que les k- $\epsilon$  modèles, en particulier dans les couches limites. Le modèle SST combine les avantages des modèles k- $\epsilon$  et k- $\omega$ .

Du point de vue de la robustesse, les modèles k- $\epsilon$  sont les plus stables. Par rapport aux modèles k- $\epsilon$ , les modèles k- $\omega$  sont plus sensibles à l'estimation initiale du champ d'écoulement. Les modèles SST sont les plus sensibles. Ainsi les modèles k- $\epsilon$  ou k- $\omega$  ont généralement été résolus en tant qu'initialisation des modèles SST.

Vu le nombre de simulations, le modèle standard de turbulence k- $\epsilon$  a été choisi pour fermer des équations RANS en raison de sa robustesse et sa bonne capacité de convergence.

Une loi de paroi est également utilisée au mur, puisqu'elle réduit considérablement le nombre d'éléments près des parois de l'aspirateur.

Pour profiter pleinement des avantages des grappes de calcul, des stratégies de parallélisation doivent être introduites. Mais les codes CFD commerciaux coûtent énormément en frais de licence lors de l'exécution de multiples cas de simulation en même temps, de sorte que leurs alternatives à sources ouvertes deviennent un choix très attirant. Dans ce projet, OpenFOAM, un logiciel à code source ouvert très populaire, a été choisi comme le principal solveur CFD.

### 2.4.3 Algorithme d'optimisation

Dans ce projet, les variables de conception  $x_i$  sont les variables de contrôle dans la méthodologie de paramétrage du profil de la vitesse d'entrée et la seule fonction objectif est le facteur de perte d'énergie dans l'aspirateur qui est évaluée par simulation CFD. La définition de la fonction objectif est indiquée à l'équation 2-2 et le détail de son évaluation est donnée en 3.2.7. L'évaluation de la fonction objectif implique le paramétrage du profil de vitesse et la simulation de l'écoulement. Par conséquent,  $J(x)$  est une fonction complexe et hautement non linéaire de  $x$ .

Pour éviter des solutions peu pratiques, deux contraintes d'inégalité non linéaires devraient être mises en œuvre. La première est une contrainte sur le nombre de tourbillon et la seconde une contrainte sur le résidu final lors des simulations. La contrainte sur le nombre de tourbillon est utilisée pour éliminer les solutions présentant un surplus de tourbillon puisque ce type d'écoulement en aval indique une réduction de l'énergie extraite par la roue, entraînant une diminution de l'efficacité globale de la turbine. La contrainte sur le résidu final vise à se débarrasser des cas de simulation n'ayant pas bien convergé et dont la prédiction de la perte d'énergie dans l'aspirateur n'est peut-être pas précise.

Pour résoudre un tel problème d'optimisation continue avec contraintes non-linéaires, plusieurs algorithmes d'optimisation peuvent être choisis. Un algorithme d'optimisation approprié devra être capable de faire face à des contraintes d'inégalité non linéaires et il doit avoir un bon taux de convergence pour réduire les coûts et améliorer l'efficacité des processus itératifs de conception.

Les méthodes basées sur les gradients sont toujours le premier choix lorsque les dérivés de la fonction objectif sont disponibles. Cependant, dans ce projet, plusieurs logiciels complexes impliqués dans le processus d'évaluation de la fonction objectif impliquent un énorme travail pour obtenir la solution analytique des dérivés. Si les dérivés étaient calculés avec des méthodes de différences finies, le nombre d'évaluations exploserait, et atteindre un nombre comparable à celui des méthodes sans gradient. Et il est bien connu que la méthode basée sur les gradients pourrait facilement rester piégée dans des minima locaux, en particulier dans le cas d'une fonction objectif hautement non linéaire et non continue. Par conséquent, les méthodes sans gradient ont été préférées dans ce projet.

Dans l'article de Galvan, l'algorithme d'optimisation est un algorithme génétique multi-île, qui est une sorte d'algorithme évolutionnaire dont la force est la capacité de recherche globale et le haut degré de parallélisme. Cependant, le coût de calcul de l'algorithme évolutionnaire augmente rapidement lorsque le nombre de variables de conception augmente et ainsi il n'est plus approprié pour ce projet.

Dans ce projet, l'espace d'optimisation a été élargi en utilisant la représentation par interpolation pour les profils de vitesse. Mais une autre hypothèse a été posée, suggérant que les profils globaux de vitesse optimale ne sont pas situés loin du profil de vitesse optimum local qui a été trouvé par la méthode traditionnelle utilisé comme le point de départ de l'optimisation dans ce projet. Un

algorithme d'optimisation avec de bonnes performances de recherche locale a été préféré pour ce type de problème d'optimisation.

Parmi les différents types de méthodes sans gradient, l'algorithme de recherche directe sur maillage adaptatif (MADS), qui est un membre de la famille des algorithmes de recherche de patrons, a été choisi pour sa bonne capacité de recherche locale. Les détails de MADS ont été examinés à la section 2.3.2.2.

NOMAD est une boîte à outils d'optimisation à code source ouvert qui implémente l'algorithme MADS pour résoudre des problèmes d'optimisation de type boîte noire sous des contraintes non linéaires générales. NOMAD a été choisi comme logiciel d'optimisation dans ce projet en raison de ses bonnes performances.

### CHAPITRE 3 MISE EN OEUVRE

Pour mettre en œuvre une méthodologie d'optimisation des profils de vitesse à l'entrée des aspirateurs, un cadre logiciel appelé cfdOpt a été développé. Python a été choisi comme langage de programmation de cfdOpt en raison de sa diffusion et de sa popularité croissante, qui s'explique par l'intégration dans le langage de nombreux modules bien développés, rendant le développement de nouvelles applications facile et rapide.

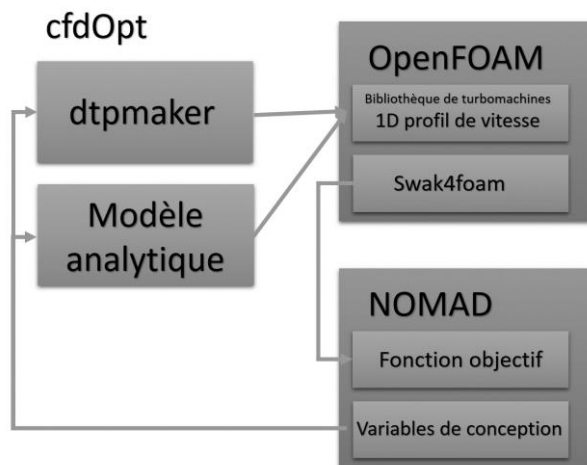


Figure 3.1 Diagramme de cfdOpt

Le cadre logiciel permet d'assembler une boucle d'optimisation comprenant trois parties principales, à savoir le paramétrage, la simulation et l'optimisation. Au début de chaque boucle d'optimisation, l'algorithme d'optimisation choisit un ou plusieurs ensembles de paramètres de conception, en fonction de la description du problème d'optimisation à résoudre. Les paramètres de conception sont ensuite envoyés à la partie de paramétrage, dans laquelle ils sont convertis en des conditions aux limites. La partie simulation prédit le facteur de perte d'énergie pour chaque ensemble de conditions aux limites fourni par la partie de paramétrage en lançant des simulations CFD. À la fin de la boucle d'optimisation, le facteur de perte d'énergie est retourné à la partie d'optimisation en tant que valeur de la fonction objectif de l'optimisation. Ce processus est illustré à la Figure 3.1.

## 3.1 Paramétrage

Deux modèles de paramétrage ont été mis en œuvre dans cfdOpt, soit le modèle analytique et le modèle par interpolation.

### 3.1.1 Modèle analytique

Pour fins de comparaison, la représentation analytique de l'écoulement en aval de la turbine de Kaplan a été mise en œuvre en cfdOpt. Les détails de ce modèle analytique peuvent être trouvés à la section 2.1.1.

### 3.1.2 Modèle d'interpolation

Nous détaillons ici la paramétrisation utilisant l'interpolation. Cette paramétrisation a été mise en œuvre dans un programme Python, appelé "dtpmaker", constitué d'un ensemble de scripts Python développé à l'interne par Andritz Hydro et utilisé pour générer des profils de vitesse réalistes pour les paramètres de turbine donnés. Un profil typique de vitesse généré par dtpmaker comprend 3 segments différents, à savoir le segment principal du profil, la couche aux limites intérieure et la couche aux limites extérieure.

#### 3.1.2.1 Principaux segments des profils

Les principaux segments des profils de vitesse sont les segments interpolés. Dans ce segment, les profils de vitesse sont manipulés par un ensemble de points de contrôle. La mise en œuvre de la méthode d'interpolation est basée sur SciPy.interpolate.PchipInterpolator, qui est une mise en œuvre en Python des splines cubiques d'Hermite monotones. Les équations sont décrites à la section 2.1.2.

Le programme dtpmaker permet aux utilisateurs de définir les coordonnées x et y pour les points de contrôle utilisés pour l'interpolation. Dans ce projet, les coordonnées x des points de contrôle, qui sont les distances radiales, sont fixées et elles sont réparties uniformément le long du rayon d'entrée pour réduire le nombre de variables de conception.

Pour équilibrer le coût de calcul et la flexibilité dans la représentation des profils, 5 points de contrôle sont utilisés pour représenter le profil de vitesse axiale et 4 pour le profil de vitesse tangentielle (voir Figure 3.2). Le profil de vitesse radiale est donné par l'équation suivante,

$$V_r = V_a * \sin(\theta(r)) \quad 3-1$$

Où  $\theta(r)$  est la combinaison linéaire de l'angle du moyeu et l'angle d'ouverture du cône de l'aspirateur, lorsque l'on ne considère pas la présence du moyeu, l'angle au centre est nul.

### 3.1.2.2 Couches limites intérieures et extérieures

Pour les maillages de l'aspirateur sans moyeu à l'entrée, l'épaisseur du segment représentant la couche limite intérieure a été mise à 0. La couche limite externe est contrôlée par un profil représenté par une loi de puissance avec un exposant valant 1/7. L'épaisseur de la couche limite extérieure peut être fixée pour chaque type de diffuseur.

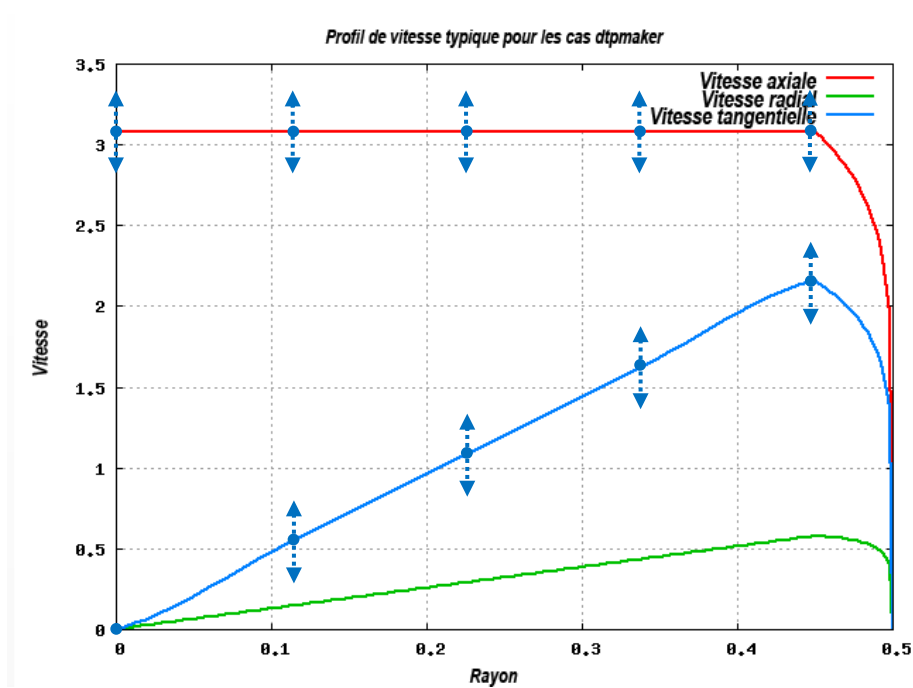


Figure 3.2 Profil de vitesse typique pour les cas dtpmaker sans moyeu

### 3.1.2.3 Profil de vitesse axiale

Afin de comparer différents profils entre eux, le débit de l'écoulement d'entrée est fixé. Les points de contrôle de la vitesse axiale peuvent être manipulés de façon à mettre à l'échelle le profil axial pour atteindre un débit spécifié. Dans ce projet, la vitesse axiale moyenne a été fixée à une valeur typique de 3m/s pour tous les cas.



La Figure 3.3 montre comment le segment principal du profil est corrigé pour compenser la perte d'écoulement dans la couche aux limites.

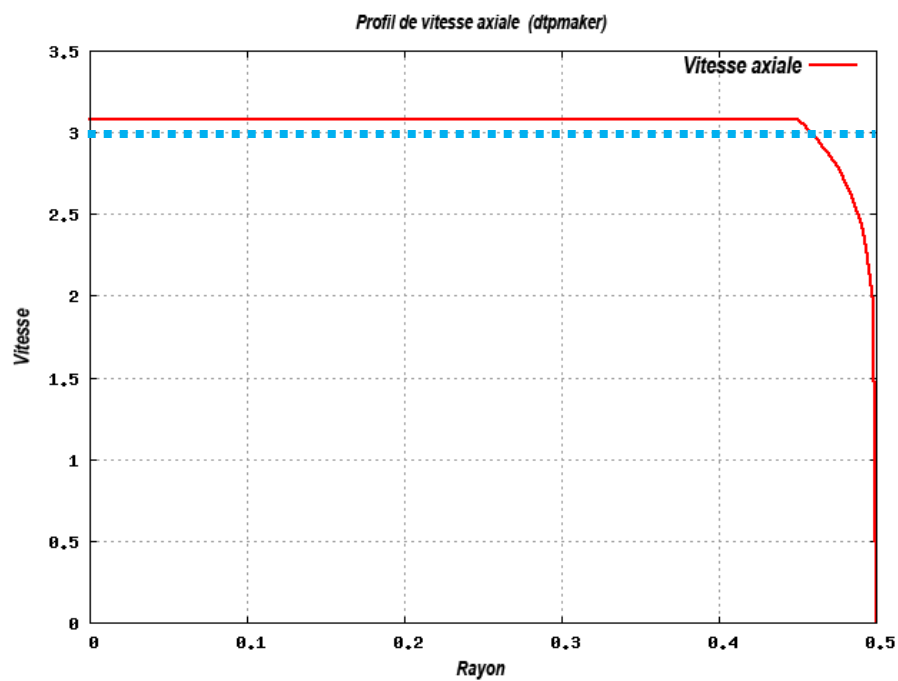


Figure 3.3 Profil de vitesse axiale corrigé pour le débit

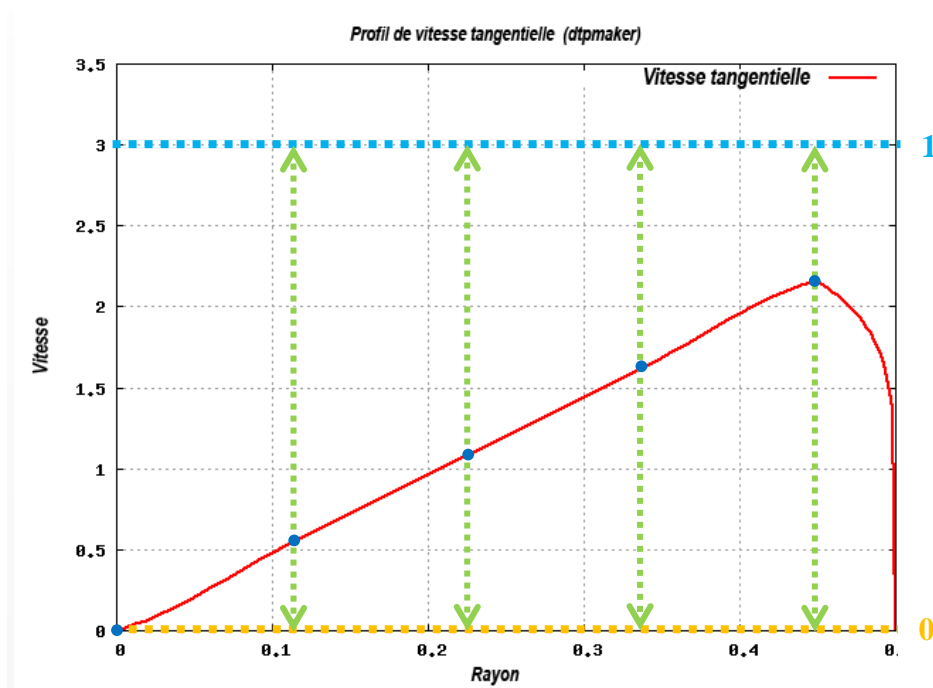


Figure 3.4 Profil de vitesse tangentielle (dtpmaker)

### 3.1.2.4 Profil de vitesse tangentielle

Les points de contrôle de la vitesse tangentielle permettent de manipuler de façon précise ce profil de vitesse. La Figure 3.4 illustre un profil typique et la plage de variation de points de contrôle (flèches vertes). Le point de contrôle du profil de vitesse tangentielle au centre de l'aspirateur est mis à zéro pour les cas sans moyeu central à l'entrée.

## 3.2 Simulation CFD

L'équation de Navier-Stokes pour un écoulement incompressible en moyenne de Reynolds a été résolue avec la fermeture du modèle de turbulence k- $\epsilon$  standard et avec la méthode des volumes finis. Deux codes CFD, OpenFOAM et CFX, ont été intégrés dans la méthodologie d'optimisation. OpenFOAM était le principal solveur CFD et le support de CFX a été ajouté à des fins de comparaison et de validation. Cependant, parce qu'OpenFOAM et CFX ont mis en œuvre leurs solveurs différemment, plusieurs configurations doivent être effectuées afin de rendre les résultats comparables. Dans OpenFOAM, la viscosité cinématique du fluide  $\nu$  a été fixé à  $8,92578 \cdot 10^{-7} m^2 \cdot s^{-1}$  pour correspondre à la valeur utilisée par CFX pour l'eau.

### 3.2.1 CFX

CFX est l'un des codes commerciaux de CFD parmi les plus populaires dans l'industrie et largement utilisé dans la simulation de turbomachines, de telle sorte que la simulation mise en place et les résultats de CFX sont robustes et validés. Par conséquent, CFX a été choisi comme une référence pour les calculs OpenFOAM dans ce projet.

### 3.2.2 OpenFOAM

OpenFOAM est un logiciel CFD à code source ouvert qui a une grande base d'utilisateurs dans la plupart des domaines de l'ingénierie et de la science. En tant que code CFD à code source ouvert, OpenFOAM est d'abord devenu populaire dans le domaine universitaire, car il permet aux chercheurs de modifier et de contrôler tous les détails des simulations CFD. Après plusieurs années de développement, OpenFOAM est devenu de plus en plus stable et dispose maintenant d'une vaste gamme de caractéristiques qui attirent de plus en plus l'attention des utilisateurs industriels.

OpenFOAM n'est pas aussi convivial pour les utilisateurs que ses homologues commerciaux et il a une courbe d'apprentissage plus escarpée pour les débutants, car l'utilisateur doit comprendre et ajuster tous les détails de ses simulations. Mais une fois qu'un cas standard a été mis en place, des cas similaires peuvent être faits sans effort. Cette fonction a rendu OpenFOAM approprié pour les chercheurs, qui se concentrent généralement sur des cas de simulation similaires, et les utilisateurs d'optimisation, qui ont besoin d'exécuter des simulations similaires des milliers de fois pour chercher la meilleure solution.

Il y a deux branches traditionnelles d'OpenFOAM, à savoir la version de la Fondation OpenFOAM et la version foam-extend. Dans ce projet-ci, la version foam-extend a été choisie pour sa vaste gamme de caractéristiques et les bibliothèques de post-traitement qui sont utiles pour la mise en place du cas d'optimisation.

### 3.2.3 Conditions aux limites

Les conditions aux limites pour la vitesse, la pression et la turbulence sont données ci-dessous.

Tableau 3.1 Conditions aux limites

Champs \ Limites	Entrée	Sortie	Paroi
Vitesse ( $u$ ) [m/s]	Profil 1D de vitesse	Gradient nul	Fixée à 0
Pression ( $p$ ) [Pa]	Gradient nul	Fixer la valeur moyenne à 0	Gradient nul
Énergie cinétique de turbulence ( $k$ ) [J/kg]	Intensité turbulente	Gradient nul	Gradient nul
Taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence ( $\epsilon$ ) [J/(kg.s)]	Longueur de mélange	Gradient nul	Fonction de paroi évolutive

Les conditions aux limites d'entrée pour les vitesses sont définies par des profils 1D de vitesse, ce qui est une condition aux limites axisymétrique et les valeurs aux nœuds de l'entrée sont calculées

sur la base de la position radiale du nœud. Les conditions aux limites de sortie en vitesse sont définies comme des gradients nuls, ce qui correspond à des conditions aux limites de Neumann où le gradient est fixé à 0. Cette condition aux limites suppose que le champ de vitesse soit complètement développé dans la section de sortie.

Pour la même raison, les conditions aux limites de pression sont définies comme un gradient nul à l'entrée et à la paroi. À la sortie, la valeur moyenne de la pression a été fixée à zéro Pa.

Dans le cas de l'énergie cinétique turbulente ( $k$ ), à la paroi et à la sortie, on impose un gradient nul et à l'entrée une intensité turbulente égale à 5% de la vitesse d'entrée, on calcule la condition aux limites d'entrée pour  $k$  par l'équation suivante.

$$k = \frac{3}{2} * \sqrt{u_{inlet} * \text{Intensité turbulente}} \quad 3-2$$

$$\text{Intensité turbulente} = 5\%$$

Pour la condition aux limites d'entrée du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ( $\varepsilon$ ), OpenFOAM et CFX ont mis en œuvre des modèles légèrement différents. Ainsi, des travaux supplémentaires doivent être faits.

Pour CFX, la condition aux limites d'entrée du modèle de turbulence a été choisie en se basant sur « l'échelle de l'intensité et de la longueur ». L'intensité de turbulence a été fixée à 5% et un paramètre empirique d'échelle de longueur de Foucault a été utilisé. Le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ( $\varepsilon$ ) est donné par les équations suivantes (Ansys, 2012),

$$\varepsilon = \frac{k^{1,5}}{\text{Échelle de longueur de Foucault}} \quad 3-3$$

$$\text{Échelle de longueur de Foucault} = 0,005 [m]$$

Dans OpenFOAM, les valeurs d'entrée pour  $\varepsilon$  sont données par un modèle de longueur de mélange.

$$\varepsilon = \frac{C_{\mu}^{0,75} * k^{1,5}}{\text{Longueur de mélange}} \quad 3-4$$

$$C_{\mu} = 0,09$$

Pour correspondre à CFX, la longueur de mélange de OpenFOAM a été calculée à partir de

$$\text{Longueur de mélange} = C_{\mu}^{0,75} * \text{Échelle de longueur de Foucault} = 0,0008216$$

Les conditions aux limites du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ( $\epsilon$ ) ont également été définies par des gradient nuls sur la sortie et la paroi.

### 3.2.4 Traitement près de la paroi

Dans CFX, la paroi de l'aspirateur a été fixée à la paroi adhérente, qui utilise les lois de paroi dans le cas de tous les modèles de turbulence basés sur l'équation de  $\epsilon$  (Ansys, 2012). Dans ce cas-ci, la condition aux limites de l'énergie cinétique turbulente a été mise à zéro gradient et la loi de paroi a calculé le taux de dissipation  $\epsilon$ , pour tous les premiers nœuds de la paroi de l'aspirateur en utilisant les équations suivantes,

$$\epsilon = \frac{\rho u^* C_{\mu}^{3/4}}{\tilde{y}^* \kappa} k^{3/2} \quad 3-5$$

$$\tilde{y}^* = \max(y^*, 11,06)$$

$$y^* = \frac{\rho u^* \Delta y}{\mu}$$

$$u^* = C_{\mu}^{1/4} k^{1/2}$$

Où  $\rho$  est la densité du fluide,  $\mu$  est la viscosité du fluide,  $\Delta y$  est la distance du premier nœud de la paroi,  $C_{\mu}$  est égal à 0,09,  $\kappa$  est la constante de von Karman établie à 0,41 dans CFX.

Dans OpenFOAM 2.3.0 (la version de la fondation) seule la fonction de paroi standard est mise en œuvre. Cependant, dans la version foam-extend 3.2, une fonction de paroi évolutive, qui est presque identique à celles de CFX, a été utilisée automatiquement avec le modèle standard de turbulence k- $\epsilon$ . Seule une légère différence dans sa borne inférieure d' $\tilde{y}^*$ .

$$\tilde{y}^* = \max(y^*, y_{lb})$$

Dans foam-extend 3.2,  $y_{lb}$  est calculé par un processus itératif de l'équation suivante avec une estimation initiale  $y_{lb} = 11$

$$y_{lb} = \frac{\log(\max(E * y_{lb}, 1))}{\kappa}$$

Dans le cas où  $\kappa = 0,41$  et  $E = 9,8$ ,  $y_{lb}$  vaut 11,53.

Bien que CFX15 et foam-extend 3.2 aient mis en œuvre la fonction de paroi évolutive différemment, ils devraient fournir des résultats très proches.

### **3.2.5 Schéma de discrétisation**

Dans le cas de CFX, le schéma à haute résolution a été utilisé pour les termes d'advection et un schéma d'ordre 1 a été choisi pour la turbulence numérique.

Pour assurer une meilleure précision, dans les cas d'OpenFOAM, le schéma de deuxième ordre a été choisi.

### **3.2.6 Initialisation du champ d'écoulement**

L'initialisation du champ d'écoulement affecte grandement la convergence des simulations CFD, surtout quand la CFD est couplée avec un algorithme d'optimisation, ce qui génère un grand nombre de conditions aux limites extrêmes pour la CFD.

Dans les cas de CFX, l'estimation initiale a été fixée à "Automatique" dans ce solveur. Dans cette configuration, l'estimation initiale est donnée par l'interpolation linéaire entre les conditions aux limites de l'entrée et de la sortie (Ansys, 2012). Dans le cas d'OpenFOAM, un écoulement potentiel a été résolu comme initialisation du modèle RANS.

### 3.2.7 Évaluation de la fonction objectif

La fonction objectif est le facteur de perte d'énergie à l'intérieur de l'aspirateur,

$$\zeta = \frac{\frac{1}{A_{in}} \int_{in} P_t dA - \frac{1}{A_{out}} \int_{out} P_t dA}{\frac{1}{2} \rho \left( \frac{Q}{A_{in}} \right)^2} \quad 3-6$$

$$\text{La moyenne de la pression totale à l'entrée: } \frac{1}{A_{in}} \int_{in} P_t dA$$

$$\text{La moyenne de la pression totale à la sortie: } \frac{1}{A_{out}} \int_{out} P_t dA$$

$$\text{Energie cinétique d'entrée: } \frac{1}{2} \rho \left( \frac{Q}{A_{in}} \right)^2$$

Cette équation peut être facilement calculée à partir des résultats de CFD en utilisant les équations

$$\zeta = \frac{(P_{in} + \frac{1}{2} \rho U_{in}^2) - (P_{out} + \frac{1}{2} \rho U_{out}^2)}{\frac{1}{2} \rho U_{throat}^2} \quad 3-7$$

$$P_{in} = \frac{1}{A_{in}} \int_{in} P dA$$

$$P_{out} = \frac{1}{A_{out}} \int_{out} P dA$$

$$U_{in} = \frac{1}{A_{in}} \int_{in} |\vec{u}| dA$$

$$U_{throat} = \frac{Q}{A_{in}}$$

$$U_{out} = \frac{Q}{A_{out}}$$

Ce facteur est très difficile à mesurer dans des essais réels avec des aspirateurs, à cause des limites dans les techniques de mesure. Par conséquent, le facteur de perte d'énergie a été évalué

approximativement dans les essais en utilisant des données provenant de points de mesure de la vitesse et de la pression.

Pour cette raison, l'expression d'OpenFOAM pour l'évaluation du facteur de perte d'énergie a également dû être modifiée pour mieux faire correspondre les résultats avec données de l'expérience. (voir Annexe A)

L'évaluation du post traitement et de la fonction objectif a été faite à l'aide de swak4foam, une bibliothèque au code source ouvert fournie avec OpenFOAM et étendant les fonctions de manipulation d'expressions impliquant des objets d'OpenFOAM, et rendant plus facile pour les utilisateurs la mise en œuvre des conditions initiales complexes, des conditions aux limites, et le post-traitement.

La bibliothèque swak4foam permet d'évaluer la valeur de la pression totale à l'entrée et de l'énergie cinétique d'entrée, directement, puisque les expressions sont évaluées sur le patch d'entrée. Un patch est un ensemble de faces dans le maillage qui sont situées sur le contour du maillage et leurs directions normales pointent toujours vers l'extérieur.

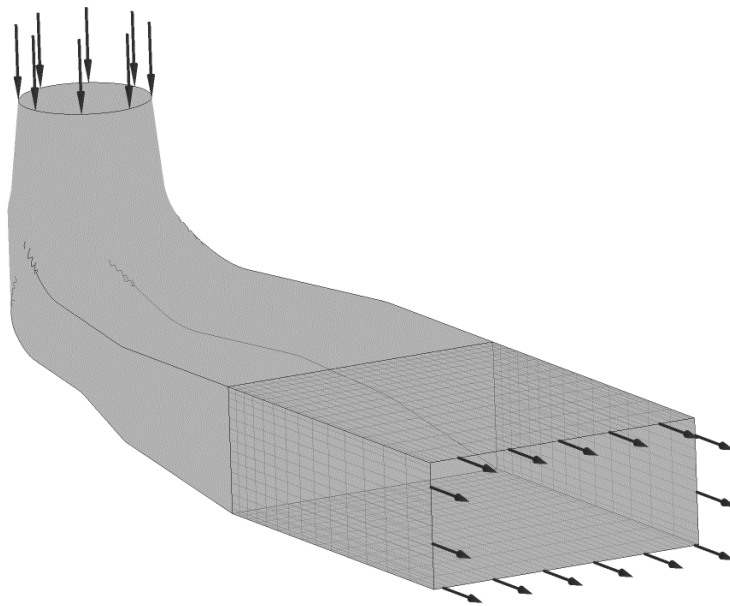


Figure 3.5 La partie d'extension du maillage de l'aspirateur

Toutefois, dans le cas de la pression totale de sortie, certains travaux supplémentaires doivent être faits puisque les maillages de l'aspirateur ont une partie d'extension servant à éviter les recirculations (voir Figure 3.5). Ainsi le patch de sortie n'est pas la position de sortie réelle de la



géométrie de l'aspirateur. Pour évaluer la pression totale de sortie, OpenFOAM doit connaître les faces exactes à l'intérieur du maillage de l'aspirateur pour évaluer l'expression de la pression totale de sortie.

Il y a deux façons d'évaluer les expressions sur les faces à l'intérieur du maillage qui évaluent les expressions sur une Surface définie ou sur une portion du maillage appelée faceZone.

### **3.2.7.1 Surface**

La méthode la plus simple pour évaluer les expressions sur la sortie réelle de l'aspirateur est de définir une surface sur la sortie en fournissant un point d'ancrage et un vecteur normal, puis d'évaluer les expressions sur la surface ainsi définie. Cette approche est utile pour faire des évaluations sur les géométries complexes ou les maillages non structurés, en raison de sa facilité d'utilisation. Cependant, ce procédé introduit une erreur supplémentaire lors de la conversion entre les données sur le maillage et la surface.

### **3.2.7.2 FaceZone**

Dans OpenFOAM, un objet faceZone est un ensemble de faces dans le maillage comme un patch, qui ne repose pas nécessairement sur les frontières du maillage. L'évaluation sur un faceZone est considérée plus exacte que sur une surface puisque les expressions sont évaluées sur les faces exactes des éléments qui sont sélectionnées par l'utilisateur.

Cependant, les utilisateurs doivent établir des critères pour sélectionner les faces spécifiques du maillage. En général, les critères sont une gamme d'emplacements au centre de la face, ce qui implique que les utilisateurs doivent connaître la position géométrique exacte des faces dans le maillage. Pour des maillages structurés, la détermination des critères appropriés n'est pas difficile, mais cela pourrait être très difficile dans le cas des maillages non structurés.

Les deux méthodes ont été mises en œuvre et comparées ; elles fournissent des résultats très proches. Dans ce projet, la méthode faceZone a été choisie car les cas de simulation ont utilisé des maillages structurés. De plus, dans certains cas, le facteur de perte d'énergie peut osciller périodiquement au cours des itérations. Une méthode moyennage devrait être mise en œuvre pour une meilleure précision de l'évaluation.

### 3.2.8 Critères de convergence

Les simulations CFD visent à évaluer la fonction objectif pour l'optimisation, qui est la perte d'énergie de l'écoulement à l'intérieur de l'aspirateur. Étant donné que la fonction objectif est une quantité moyenne du champ d'écoulement entier, la précision des détails de l'écoulement n'est pas la principale préoccupation de la simulation. Les critères de convergence des simulations peuvent donc être assouplis dans ce projet.

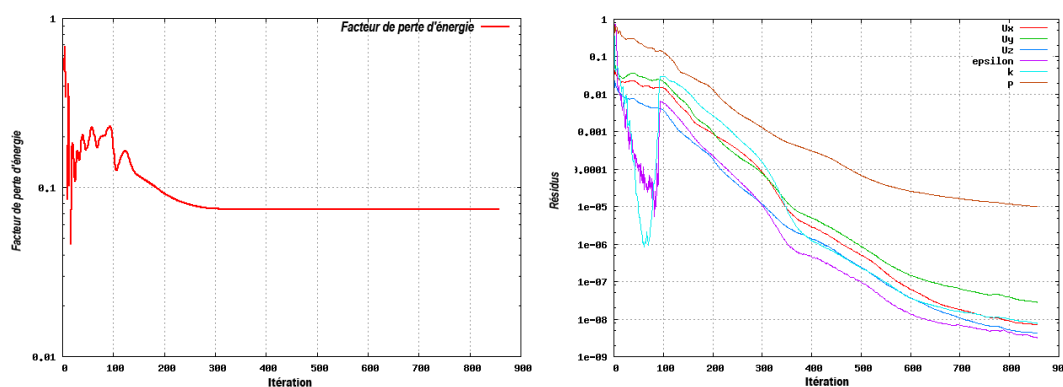


Figure 3.6 Le facteur de perte d'énergie (gauche) et les courbes résiduelles d'un cas typique de CFD (droite)

Tel que montré à la Figure 3.6 pour un cas de simulation proche du point de meilleur rendement, la courbe du facteur de perte d'énergie atteint l'état d'équilibre une fois que le résidu de la pression est inférieure à  $10^{-3}$ . Pour plus de sécurité, les critères de convergence de la simulation stipulent que le résidu de la pression soit inférieur à  $10^{-5}$ .

### 3.2.9 Validation de la cohérence entre OpenFOAM et CFX

#### 3.2.9.1 Validation des codes de post-traitement

Les fonctions objectives ont été évaluées avec la bibliothèque swak4foam dans les cas d'OpenFOAM, et avec CFD-Post dans les cas CFX. En utilisant différents codes de post-traitement, on pourrait introduire des erreurs supplémentaires. Ainsi, les résultats de la simulation d'OpenFOAM dans le cas de l'aspirateur coudé (voir plus de détails à la section 4.2) ont été exportés et post-traités dans CFD-Post à titre de comparaison. La comparaison a montré que swak4foam et CFD-Post fournissent des résultats presque identiques (voir Figure 3.7) ; la majorité de la différence entre OpenFOAM et CFX vient de leurs solveurs CFD.

Il vaut la peine de mentionner qu'il y a différentes façons d'exporter les résultats de simulations d'OpenFOAM vers CFD-Post pour le post-traitement. OpenFOAM fournit deux utilitaires appelés foamToFluentData et foamToCGNS qui permettent aux utilisateurs de convertir leurs solutions d'écoulement au format correspondant. Cependant, foamToFluentData ne peut pas convertir correctement la distribution de vitesse de la condition aux limites spécifiée comme un profile1DfixedValue dans OpenFOAM, qui est la condition aux limites d'entrée utilisée avec OpenFOAM dans ce projet. À l'heure actuelle, foamToCGNS est la seule façon de faire le travail.

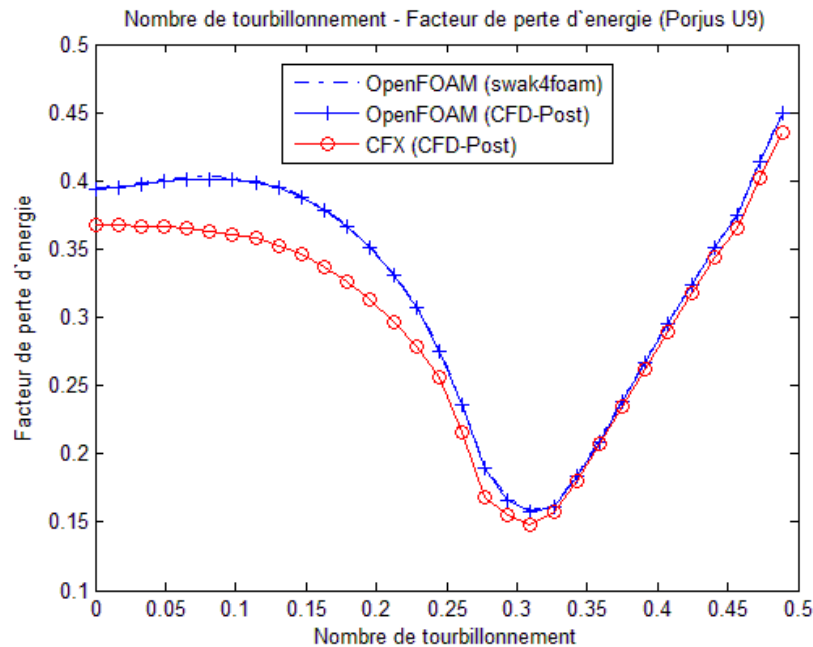


Figure 3.7 Comparaison entre swak4foam et CFD-Post

### 3.2.9.2 La validation des conditions aux limites d'entrée

Étant donné que les conditions aux limites d'entrée des modèles de turbulence sont différentes dans les cas d'OpenFOAM et CFX, les profils d'entrée de  $k$  et  $\varepsilon$  utilisés dans les deux logiciels ont été visualisés et comparés pour valider leur cohérence.

À titre de comparaison, un profil de vitesse d'entrée typique (Figure 3.8) a été chargé à la fois dans OpenFOAM et CFX. Puis les profils d'entrée de  $k$  et  $\varepsilon$  ont été évalués par CFD-Post qui est l'outil de post-traitement pour CFX. Les résultats montrent que les différentes conditions aux limites d'entrée en OpenFOAM et CFX fournissaient des conditions aux limites similaires mais non parfaitement identiques pour le modèle de turbulence  $k - \varepsilon$  (Figure 3.9 et Figure 3.10).

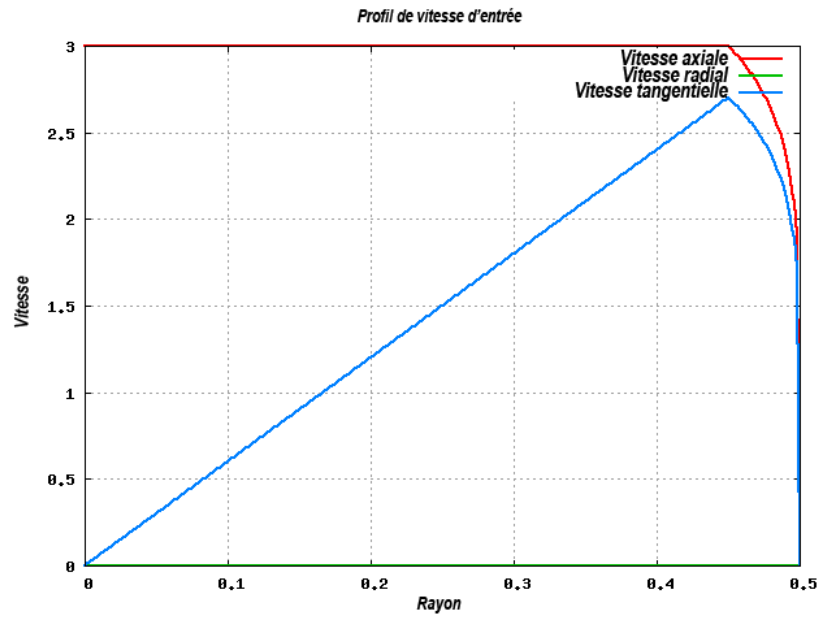


Figure 3.8 Le profil de vitesse d'entrée pour la comparaison des conditions aux limites d'entrée

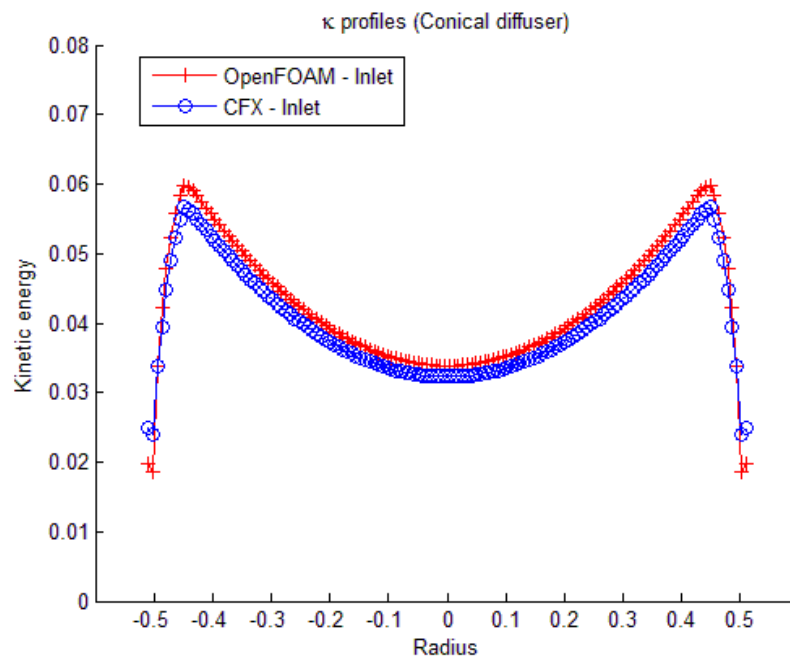


Figure 3.9 Comparaison des profils d'entrée  $k$

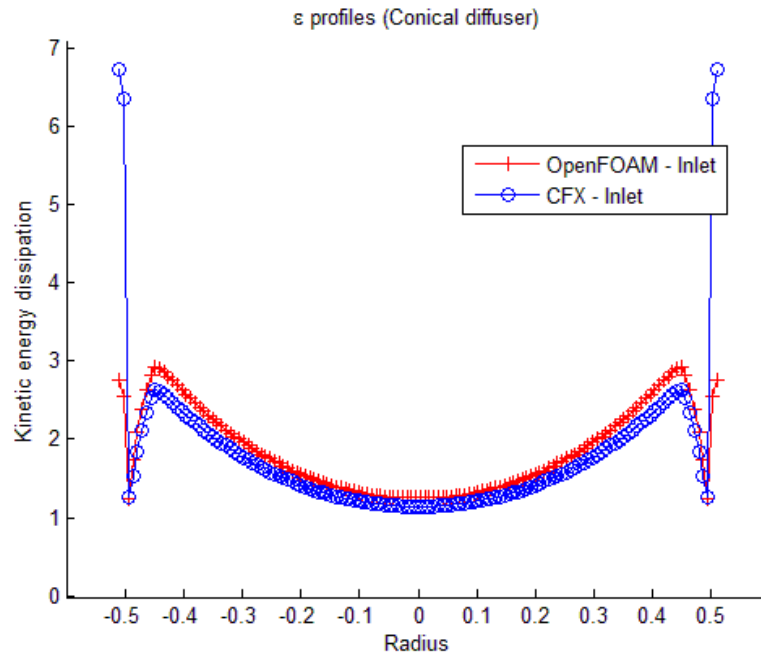


Figure 3.10 Comparaison des profils d'entrée  $\varepsilon$

### 3.3 Optimisation

#### 3.3.1 Point de départ de l'optimisation

L'algorithme MADS a une très bonne capacité de recherche locale et, dans ce projet, on a supposé que la solution optimale n'était pas située loin du profil de vitesse optimal local qui a été déterminé par le test de rotation du corps solide (Solid Body Rotation ou SBR).

L'écoulement SBR est un écoulement tourbillonnaire avec une vitesse axiale constante et une vitesse angulaire constante. La Figure 4.10 est un exemple typique de profils de vitesse SBR avec ajout de couche limite. Dans ce projet, tous les maillages ont été générés par un générateur de maillage structuré, spécifiquement développé pour mailler les aspirateur appelé DTMesh. Tous les diamètres d'entrée ont été mis à l'échelle de 1m. Par conséquent, un test SBR standard dont le profil de vitesse axiale est de 3m/s et un faible nombre de tourbillon variable de 0 à 0,5 a été utilisés. La Figure 4.3 illustre un nombre de tourbillon typique – la courbe du facteur de perte d'énergie est obtenue à partir d'un balayage en nombre de tourbillon pour des profils SBR. Pour l'écoulement SBR, le nombre de tourbillon peut être évalué de façon approximative par l'équation simplifiée suivante.

$$S = \frac{\max(V_t)}{2V_a} \quad 3-8$$

De la courbe illustrée à la Figure 3.7, une conclusion qui peut être obtenue est que l'efficacité de l'aspirateur diminue si l'écoulements d'entrée n'a pas assez ou trop de tourbillon. Il existe un point de rendement optimal qui permet à l'aspirateur d'extraire le plus d'énergie à partir de l'écoulement courant à la sortie de la turbine.

### 3.3.2 Contraintes non-linéaires

#### 3.3.2.1 Contrainte sur le nombre de tourbillon

Par définition, le nombre de tourbillon est le rapport de la quantité de mouvement de rotation de l'écoulement axial sur la quantité de mouvement de rotation de l'écoulement dans la direction tangentielle. Du point de vue de la conception de la turbine, les concepteurs préfèrent que l'écoulement en aval de la turbine soit non-tourbillonnant, ce qui signifie que la majeure partie de l'énergie cinétique de tourbillon dans l'écoulement d'entrée ait été extraite et transformée en énergie cinétique de rotation de la turbine.

Par conséquent, il est nécessaire de mettre en œuvre une contrainte d'optimisation qui tente d'éliminer les conditions d'entrée qui génèrent un écoulement ayant un très grand nombre de tourbillon à l'entrée de l'aspirateur. En se basant sur l'analyse du comportement de plusieurs aspirateurs, une valeur maximale de 0.4 pour le nombre de tourbillon a été choisie pour cette recherche, et une contrainte a été ajoutée dans la définition du problème d'optimisation afin d'éliminer immédiatement les solutions trop éloignées de la solution optimale recherchée. La contrainte sur le nombre de tourbillon s'exprime ainsi comme :

$$S \leq 0.4 \quad 3-9$$

#### 3.3.2.2 Contrainte sur le résidu final

Certaines conditions de profils d'entrée extrêmes et irréalistes peuvent provoquer un écoulement instable ou périodique à l'intérieur de l'aspirateur. Ces conditions doivent ensuite être évalués à l'aide de simulation CFD au cours du processus d'optimisation. Ces écoulements instables peuvent atteindre de très petits facteurs de perte d'énergie dans les évaluations, mais ces résultats doivent

être considérés comme inexacts puisque les simulations en régime permanent ne sont pas complètement convergées. Si ces résultats erronés sont retournés à l'algorithme d'optimisation, la solution optimale souhaitée peut ne pas être atteinte. Par conséquent, une contrainte sur les résidus finaux des simulations CFD a été mise en œuvre pour les éliminer.

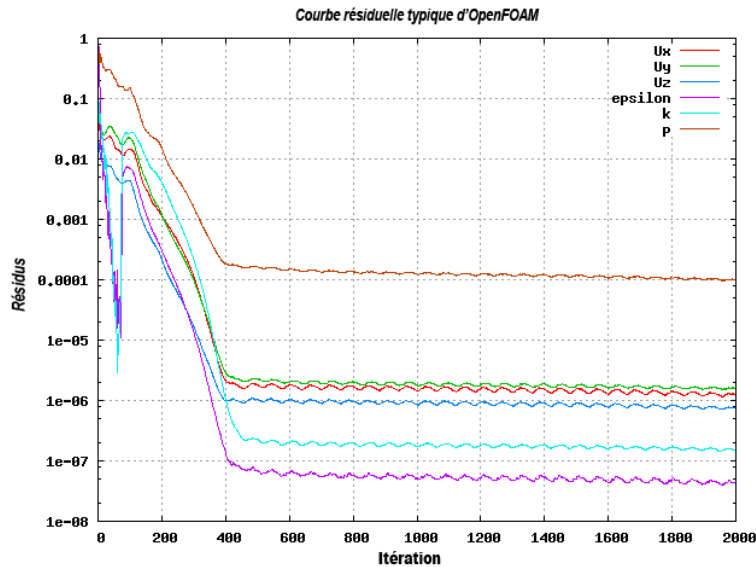


Figure 3.11 Courbe résiduelle typique d'OpenFOAM

D'après les résultats des simulations avec OpenFOAM, la valeur du résidu final du champ de pression a été choisie comme critère de la contrainte sur le résidu final puisque le champ de pression possède le plus haut résidu parmi toute les variables dans la plupart des cas d'optimisation. De plus, une étape de moyennage a été introduite afin de réduire l'impact de l'oscillation des résidus (Figure 3.11). Typiquement, une moyenne de 300 itérations était utilisée. Dans les cas d'optimisation réels, les cas d'OpenFOAM dont le résidu moyen de pression finale est plus élevé que  $1e-4$ , ont été ignorés.

$$\text{Résidu final} \leq 10^{-4}$$

3-10

### 3.3.3 NOMAD et parallélisation

Comme la plupart des codes de calcul scientifique, OpenFOAM et CFX fonctionnent en parallèle sur des processeurs distribués avec l'interface standard de passage de messages (Message Passing Interface ou MPI). Cependant, en raison des défauts des méthodes multi-grilles (Chow, Falgout, Hu, Tuminaro, & Yang, 2006), qui sont utilisées pour résoudre des systèmes linéaires en CFD,

l'efficacité parallèle globale de certains cas CFD est limitée. Par conséquent, la mise en parallèle de l'algorithme d'optimisation est également importante.

NOMAD est une mise en œuvre C++ de l'algorithme Mesh Adaptive Direct Search (MADS) de Audet et Dennis (Audet & Dennis Jr, 2006), qui est une méthode de recherche de patrons sur la base du calcul non lisse de Clarke (Clarke, 1990). Il peut être utilisé pour résoudre des problèmes d'optimisation de type boîte noire avec des contraintes non linéaire. Une version MATLAB développée par Mark Abramson est également disponible.

Par défaut, NOMAD fonctionne selon un mode d'exécution en série (illustré à la Figure 3.12), qui a une meilleure compatibilité avec les logiciels d'évaluation de la fonction objectif et est plus facile à mettre en œuvre. Ce mode est adapté pour les problèmes d'optimisation à petite échelle ou pour des exécutions sur un ordinateur personnel.

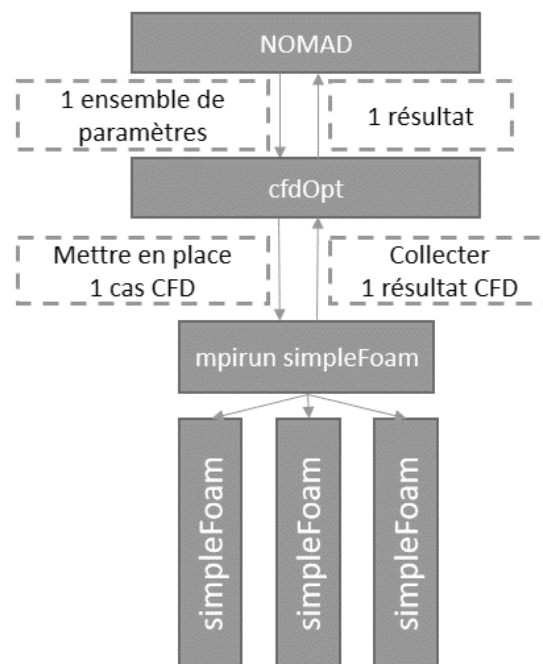


Figure 3.12 Mode série NOMAD

Cependant, les scénarios cfdOpt ont été testés sur Briaree, une grappe à haute performance de Calcul Québec. Pour en tirer profit, le parallélisme au niveau de l'algorithme d'optimisation devient très important.



### 3.3.3.1 Mode MPI

NOMAD supporte également l'évaluation en parallèle des fonctions objectif en utilisant MPI. En mode MPI, les processus multiples de NOMAD fonctionnent simultanément et chaque processus gère une simulation CFD individuelle de sorte que tous les cas CFD peuvent être lancés et terminés séparément. Cette caractéristique permet de mettre en œuvre une stratégie d'évaluation par NOMAD plus souple, comme la recherche opportuniste, qui commence une nouvelle itération d'optimisation aussitôt qu'une nouvelle meilleure solution a été trouvée, plutôt que d'attendre jusqu'à ce que toutes les simulations CFD terminent.

Cependant, le mode MPI de NOMAD engendre des problèmes de compatibilité lorsque les évaluations de la fonction objectif impliquent OpenFOAM, dont la parallélisation est également basée sur le cadre MPI (illustré à la Figure 3.13).

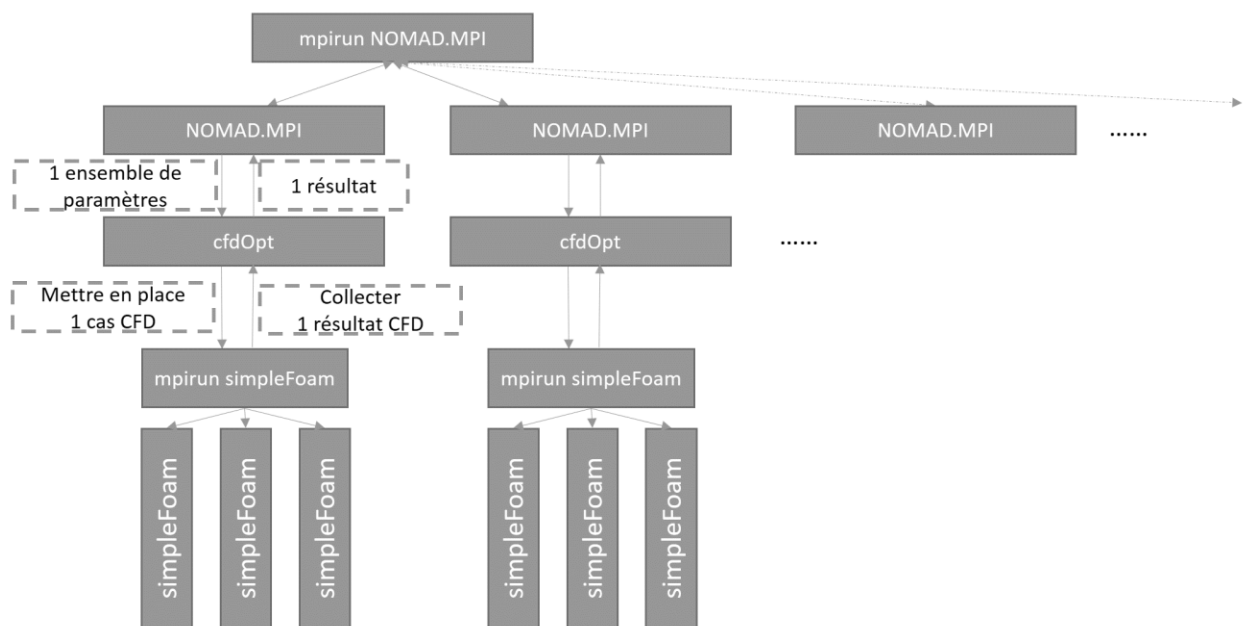


Figure 3.13 Mode MPI NOMAD

### 3.3.3.2 Mode d'évaluation en blocs

En mode d'évaluation en blocs, NOMAD fonctionne en série, mais il fournit plus d'un ensemble de variables de conception d'optimisation en une seule fois et il reçoit plus d'un ensemble de résultats d'évaluations de la fonction objectif (illustré à la Figure 3.14). Les utilisateurs doivent donc développer un nouveau niveau appelé 'wrapper'(emballage) d'optimisation pour gérer la

répartition des tâches de simulation et la collecte des résultats de simulation. Puisque NOMAD fonctionne en mode série, il n'y a plus de problèmes de compatibilité avec d'autres programmes parallèles à base de MPI, comme OpenFOAM. D'autre part, dans ce mode, si NOMAD fournit plus d'un ensemble de variables de conception, il ne peut pas recevoir les résultats de la simulation avant que toutes les évaluations des variables de conception soient effectuées.

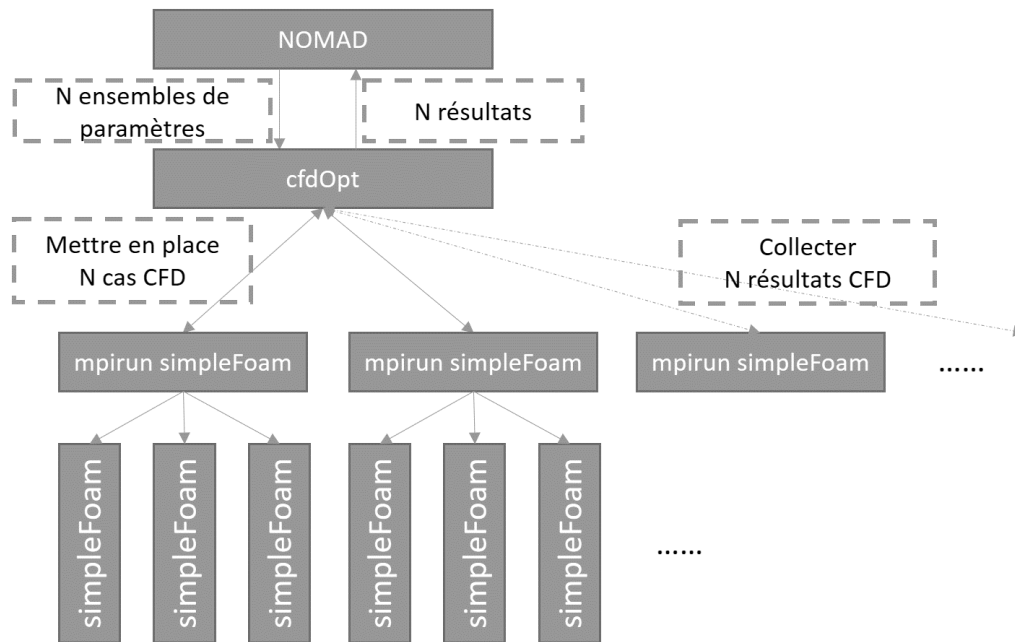


Figure 3.14 Mode d'évaluation de bloc NOMAD

Pour éviter les problèmes de compatibilité, NOMAD a été réglé sur le mode d'évaluation en blocs dans ce projet.

## CHAPITRE 4 RÉSULTATS

### 4.1 Cas du diffuseur conique

Le diffuseur conique constitue, au niveau géométrique, le modèle d'aspirateur le plus simple que l'on peut concevoir puisqu'il est décrit à l'aide de seulement 3 paramètres de conception, à savoir le rayon d'entrée, l'angle d'ouverture et le taux d'expansion de la zone de diffusion. Par conséquent, cette géométrie est très appropriée pour la validation et la comparaison de différents modèles CFD. Dans ce projet, un cas de diffuseur conique est utilisé pour calibrer la configuration d'OpenFOAM sur celle de CFX, afin d'obtenir des résultats précis de simulation.

La géométrie du diffuseur conique utilisée est représentée à la Figure 4.1. Le diamètre d'entrée du diffuseur conique est normalisé à 1m, et le ratio d'aire entre l'entrée et la sortie de la zone est fixé à 4. Une partie d'extension a été ajoutée à la sortie de l'aspirateur pour éviter les recirculations, dont la longueur est de 3 fois le diamètre d'entrée.

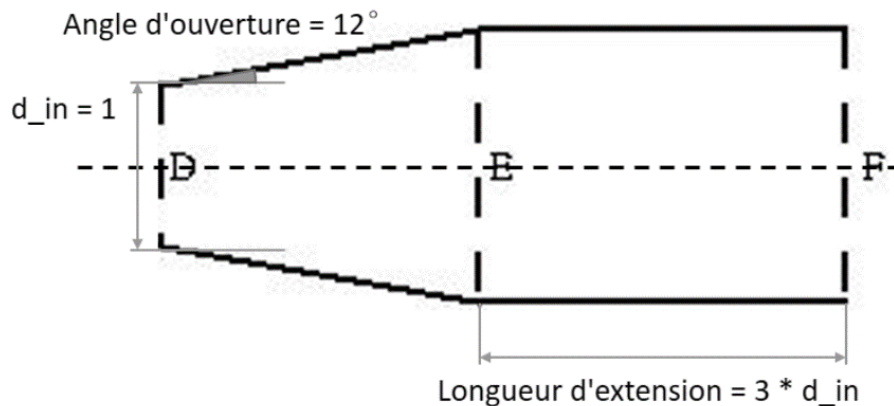


Figure 4.1 Dimensions du diffuseur conique

### 4.1.1 Maillage

Les maillages du diffuseur conique utilisés dans ce projet ont été générés par un code de génération de maillage interne appelé DTMesh. Trois maillages structurés différents ont été générés pour la même géométrie de diffuseur conique pour vérifier la dépendance au maillage.

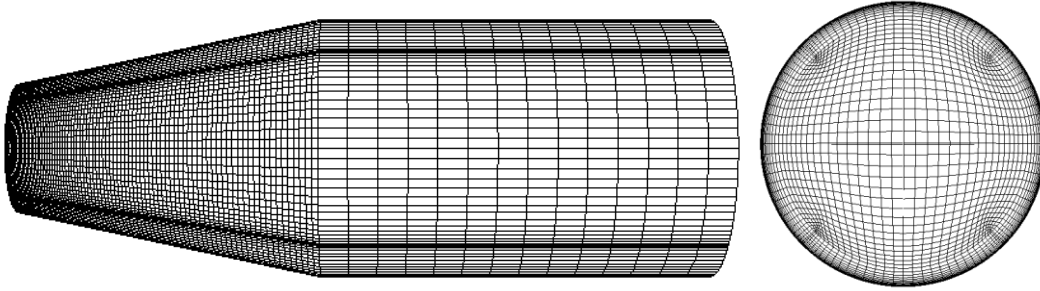


Figure 4.2 Maillage de diffuseur conique (Moyen)

Tableau 4.1 Information concernant les maillages du diffuseur conique

Densité de maillage	Grossier	Moyen	Fin
Nombre de nœuds	58536	272023	450296

Pour comparer les résultats numériques, les courbes de facteur de perte d'énergie en fonction du nombre de tourbillon ont été tracées pour les trois maillages avec OpenFOAM (Figure 4.3) et CFX (Figure 4.4) respectivement.

Dans le cas d'OpenFOAM, les maillages fins et moyens fournissent des résultats très similaires pour la prévision du rendement à charge partielle, tandis que les résultats sur le maillage grossier sont plus éloignés. Les trois maillages prédisent des valeurs très proches pour l'efficacité à pleine charge.

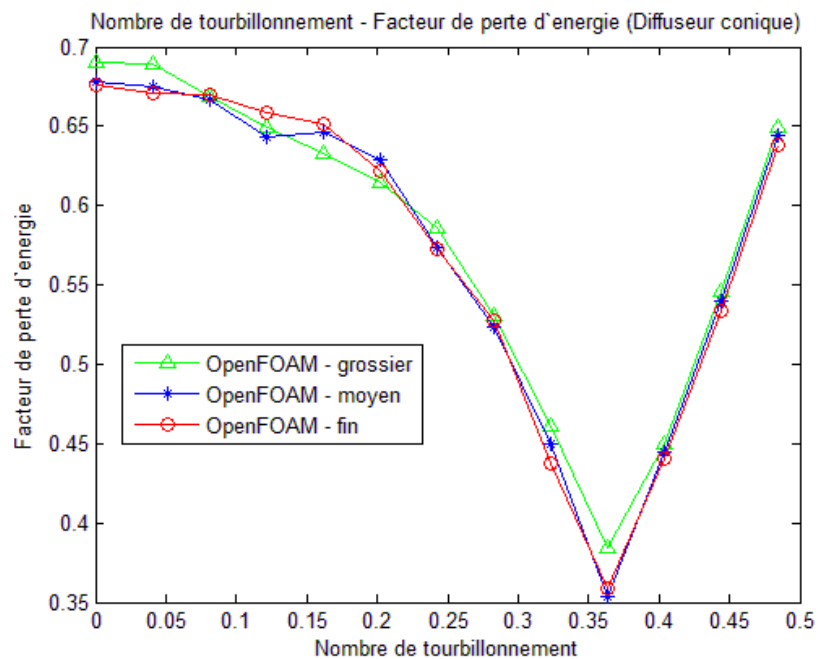


Figure 4.3 Courbes de facteur de perte d'énergie en fonction du nombre de tourbillon (OpenFOAM)

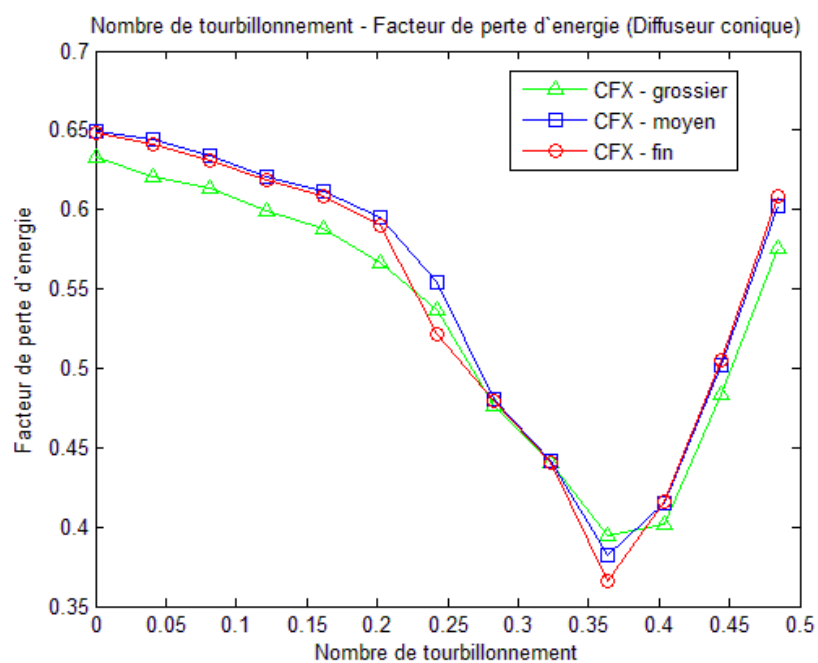


Figure 4.4 Courbes de facteur de perte d'énergie en fonction du nombre de tourbillon (CFX)

Dans le cas de CFX, la prédiction de l'efficacité globale avec les maillages moyen et fin est très semblable. Cependant, les résultats obtenus avec le maillage grossier s'éloignent des résultats obtenus sur les maillages plus raffinés.

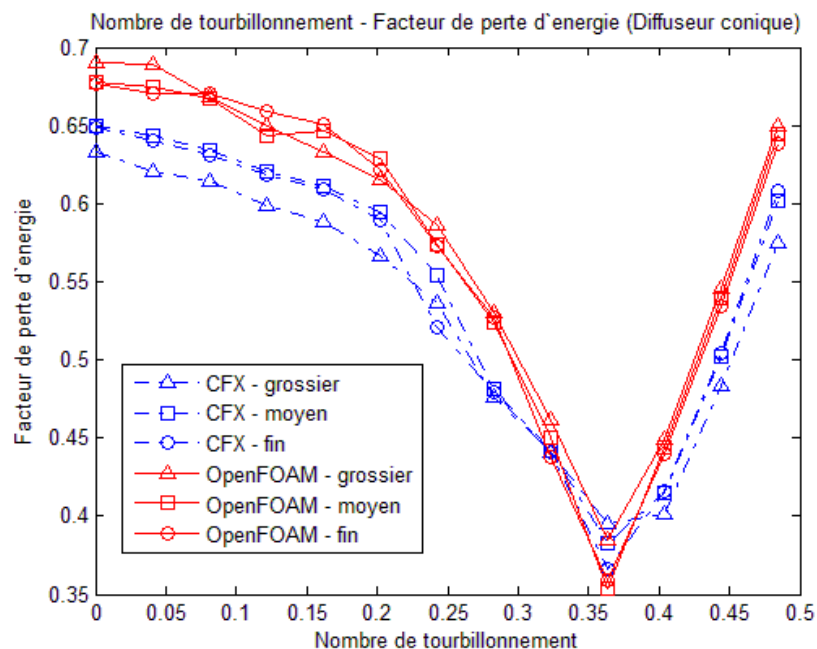


Figure 4.5 Courbes de facteur de perte d'énergie et nombre de tourbillon (OpenFOAM et CFX)

La comparaison entre les prévisions de CFX et d'OpenFOAM (Figure 4.5) montrent un bon accord pour des conditions proche du point de meilleur rendement (BEP). Cependant, la différence augmente pour les conditions de charge partielle et de pleine charge. Ces écarts peuvent être causés par plusieurs facteurs, à savoir une mise en œuvre différente du modèle de turbulence, un choix différent dans les méthodes de résolution et certaines difficultés de convergence pour des conditions loin du BEP.

Il est également nécessaire de vérifier les erreurs introduites en utilisant différents outils de post-traitement étant donné que les facteurs de perte d'énergie des simulations d'OpenFOAM et de CFX ont été évalués par swak4foam et CFD-Post, respectivement. Toutes les solutions d'OpenFOAM ont été exportées vers CFD-Post pour un second post-traitement, et la comparaison entre les résultats de CFD-Post et swak4foam est présentée à la Figure 4.6. La comparaison montre que ces deux outils fournissent des résultats très similaires et la différence entre les cas OpenFOAM et CFX proviennent davantage de différences entre les solveurs plutôt que des outils de post-traitement.

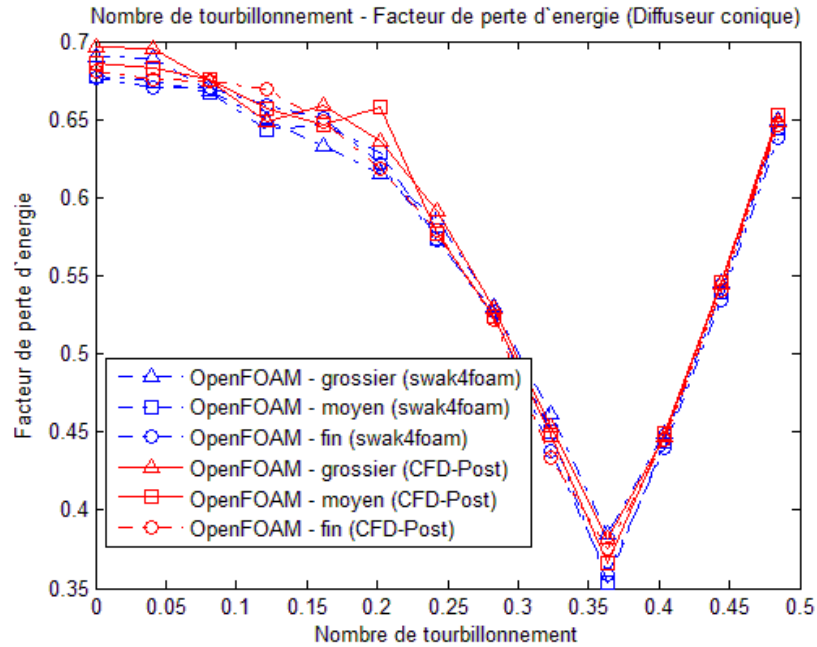


Figure 4.6 Comparaison entre les différents outils de post-traitement

Les courbes de convergence du résidu ont été tracées pour tous les cas de simulation afin d'observer leur régularité. Dans le cas d'OpenFOAM, les cas de simulation dont le nombre de tourbillon est inférieur au BEP ne peuvent pas atteindre les critères de convergence avant le dernier intervalle de temps (Figure 4.7) tandis que tous les cas de simulation dont le nombre de tourbillon est plus élevé que le BEP ont atteint les critères de convergence et se sont donc arrêtées avant la limite sur le nombre d'itérations (Figure 4.8).

Dans le cas de CFX, la faible densité du maillage a une meilleure chance de converger avant le dernier intervalle de temps. Les informations détaillées de la convergence sont présentes dans le Tableau 4.2.

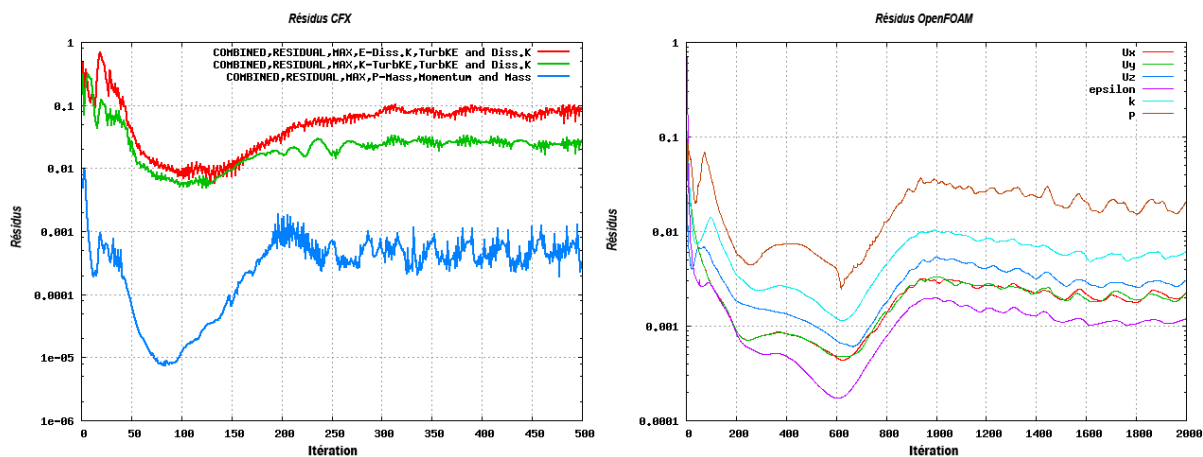


Figure 4.7 Courbes résiduelles typiques pour les cas de non-convergence dans CFX (gauche) et OpenFOAM (droite)

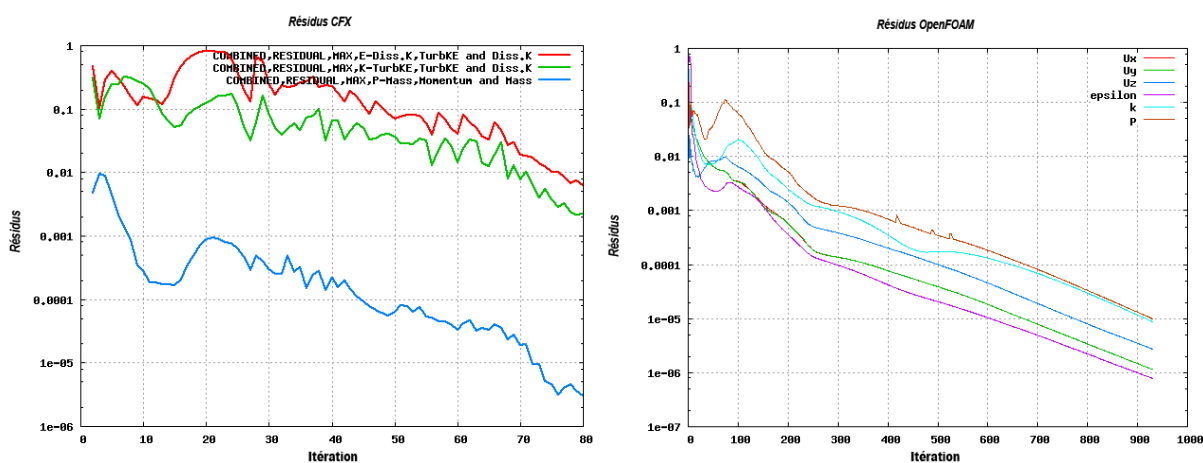


Figure 4.8 Courbes résiduelles typiques pour les cas de convergence CFX (gauche) et OpenFOAM (droite)



Tableau 4.2 Convergence de tous les cas de simulation dans la Figure 4.5

(X - les cas de non-convergence, ✓ - les cas de convergence)

Solveur Maillage Tourbillon	OpenFOAM			CFX		
	Grossier	Moyen	Fin	Grossier	Moyen	Fin
0	X	X	X	X	✓	X
0.0404	X	X	X	X	X	X
0.0807	X	X	X	X	X	X
0.1211	X	X	X	X	X	X
0.1615	X	X	X	X	X	X
0.2019	X	X	X	X	X	X
0.2422	X	X	X	X	X	X
0.2826	X	X	X	X	X	X
0.3230	X	X	X	✓	X	X
0.3633	X	X	X	✓	X	X
0.4037	✓	✓	✓	✓	X	X
0.4441	✓	✓	✓	✓	✓	✓
0.4844	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Dans les cas CFX, le maillage grossier a une meilleure convergence que les maillages moyen et fin. Cependant, concernant l'aspect de la prédiction du coefficient de perte d'énergie, les maillages moyens et fins donnent des résultats presque identiques. Dans les cas d'OpenFOAM, les maillages moyens et fins donnent également des résultats très proche. Par conséquent, le maillage moyen a été choisi pour être utilisé dans l'optimisation.

#### 4.1.2 Solution initiale pour l'optimisation

Les profils de vitesse d'un corps solide en rotation au BEP prédits par OpenFOAM , ont été choisis comme point de départ pour l'optimisation (Figure 4.9). Les profils de vitesse au BEP ont été approchés par dtpmaker et tracés à la Figure 4.10. La valeur du facteur de perte d'énergie pour ce point d'opération est 0,3534.

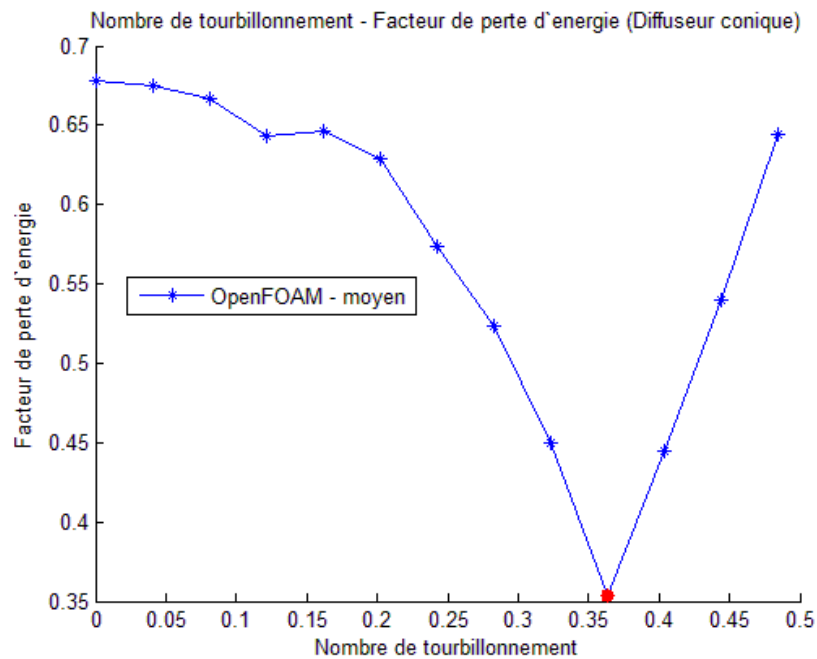


Figure 4.9 Courbe du facteur de perte d'énergie en fonction du nombre de tourbillon (Diffuseur conique)

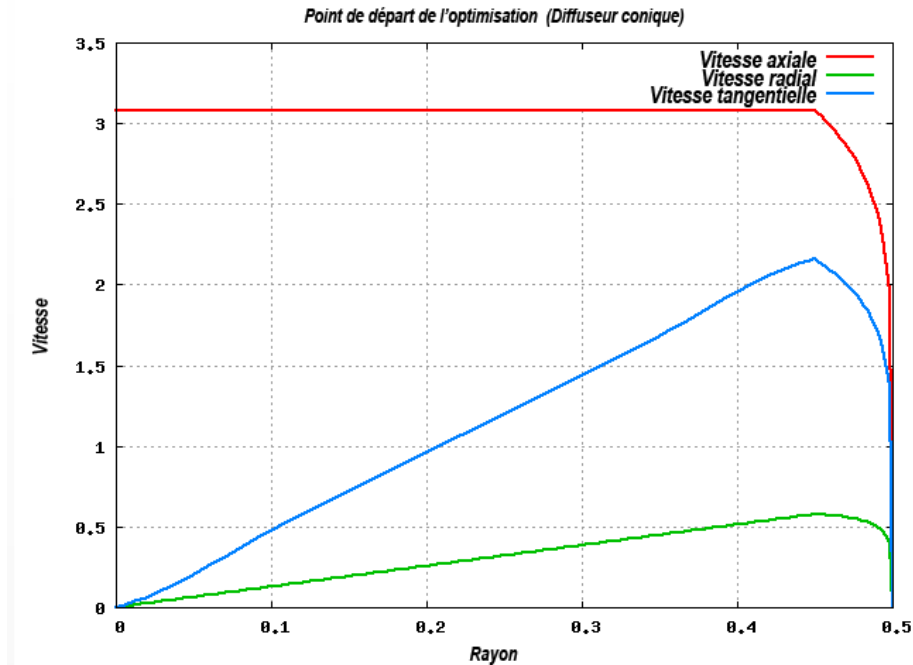


Figure 4.10 Point de départ de l'optimisation

### 4.1.3 Résultats de l'optimisation

Le cas de l'optimisation du diffuseur conique vise à vérifier l'exactitude de la mise en œuvre de cfdOpt et a montré la cohérence entre les résultats d'OpenFOAM et de CFX (Figure 4.11). Dans ce cas-ci, l'épaisseur de la couche limite extérieure a été fixée à 5% du diamètre dans dtpmaker, selon les pratiques recommandées par Andritz pour le maillage du diffuseur conique. L'angle d'ouverture a été fixé à 12 degrés et tous les paramètres de dtpmaker ont gardé leurs valeurs de défaut. La plage de variation de variables de conception a été fixée entre 0 et 1.

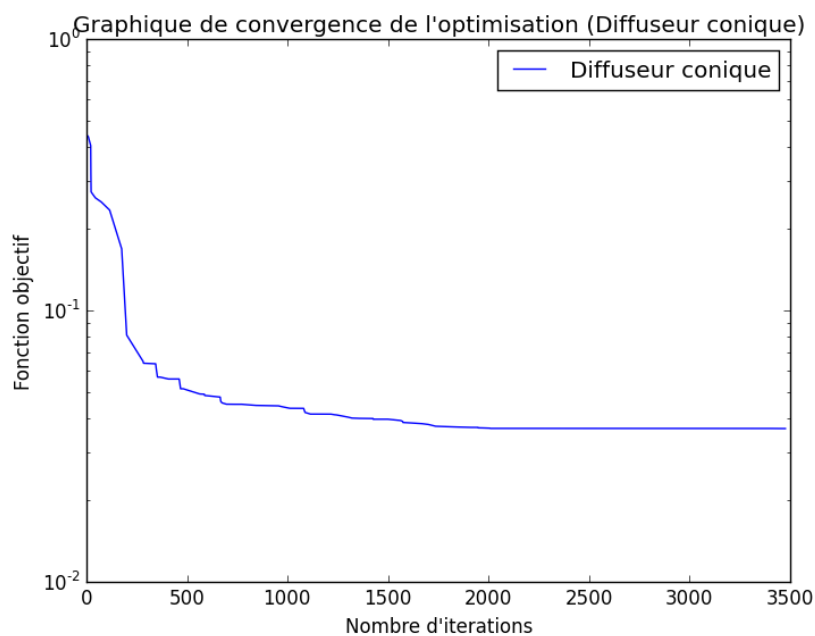


Figure 4.11 Le graphique de convergence NOMAD (Diffuseur conique)

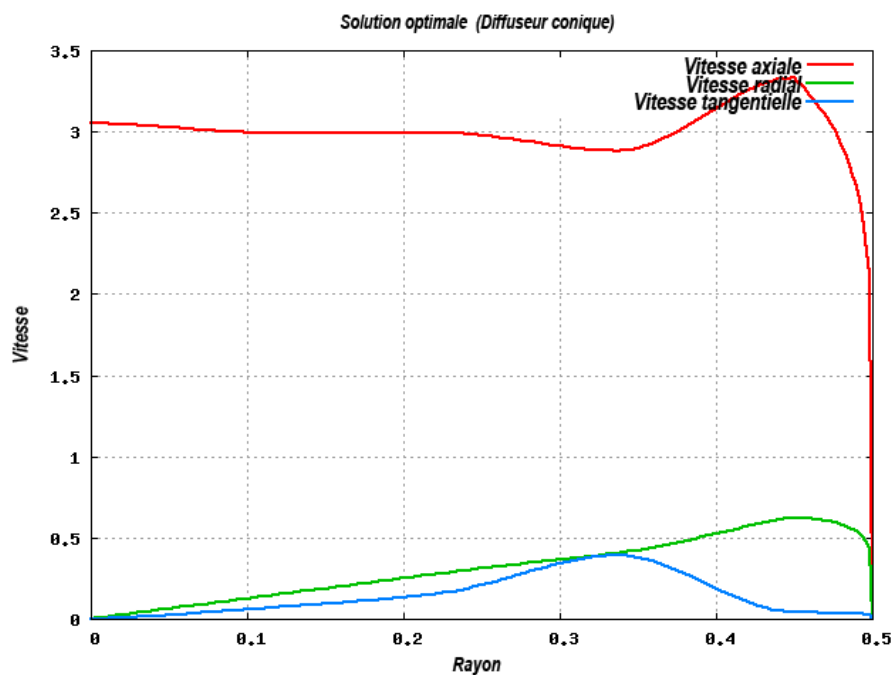


Figure 4.12 Solution optimale du diffuseur conique

La solution optimale du cas du diffuseur conique est représentée à la Figure 4.12. Le facteur de perte d'énergie de la solution est de 0,036798. Par rapport au point de départ, dont le facteur de la perte d'énergie est 0,3534, la solution optimale réduit de près de 90% la perte d'énergie à l'intérieur

du diffuseur. Les Figure 4.13 et Figure 4.14 montrent la convergence de la simulation CFD de la solution optimale avec OpenFOAM.

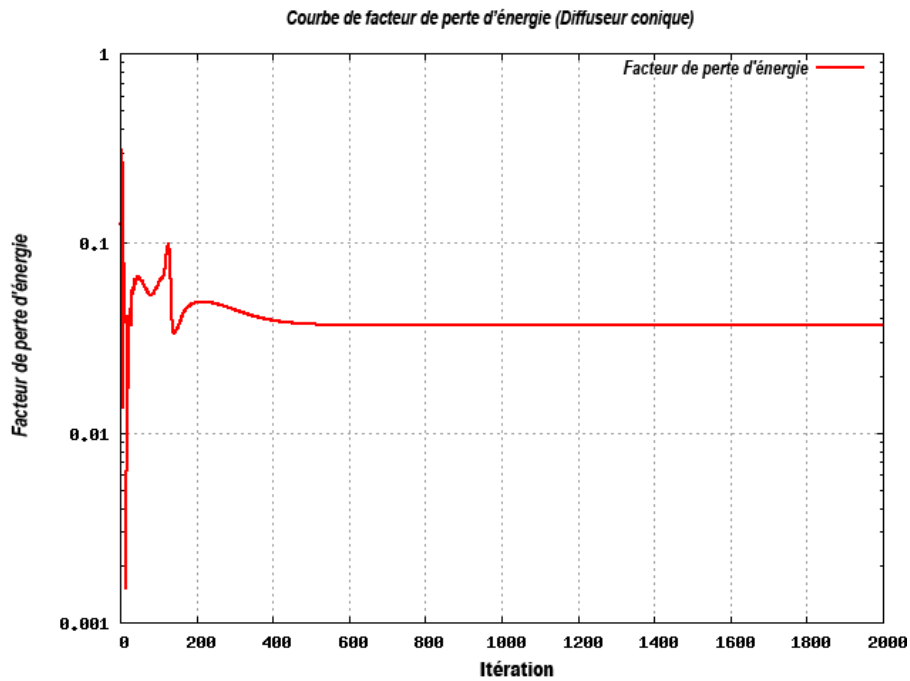


Figure 4.13 Courbe de facteur de perte d'énergie (Diffuseur conique)

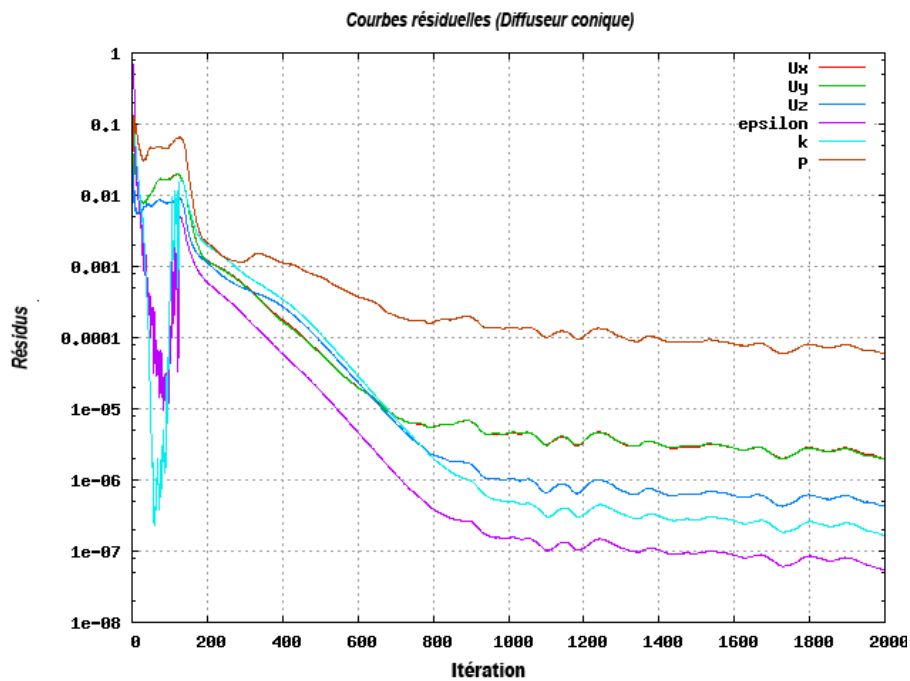


Figure 4.14 Courbes résiduelles (Diffuseur conique)

Le résultat de la simulation du point optimal a été visualisé comme Figure 4.15 et Figure 4.16.

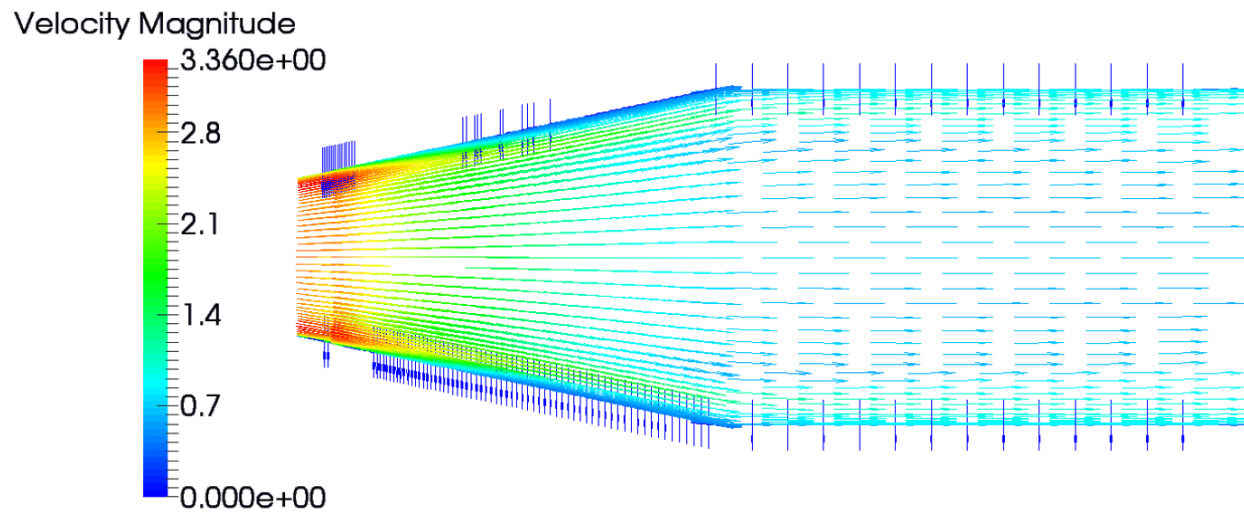


Figure 4.15 Champ de vitesse de la solution optimale (OpenFOAM)

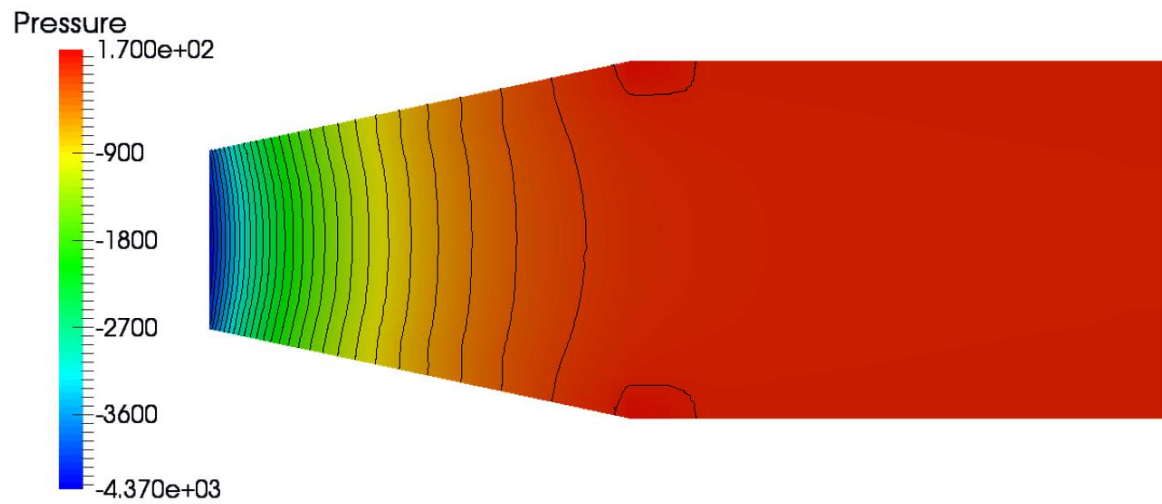


Figure 4.16 Contour de la pression de la solution optimale (OpenFOAM)

Le résultat de la simulation est vérifié par CFX et visualisé comme Figure 4.17 et Figure 4.18. Le facteur de perte d'énergie prédit par CFX est 0,0397682.

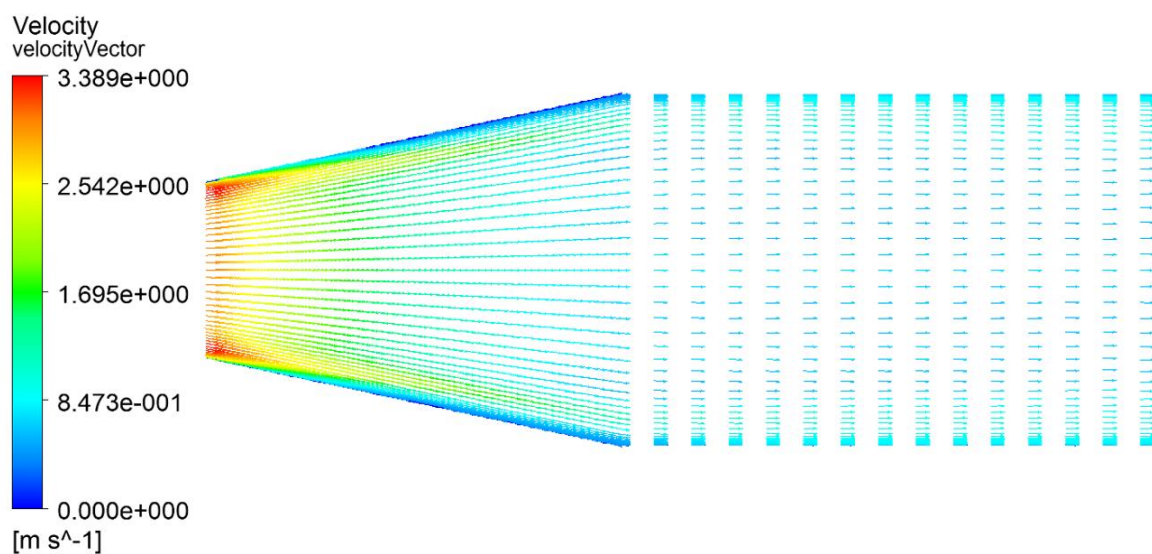


Figure 4.17 Champ de vitesse de la solution optimale (CFX)

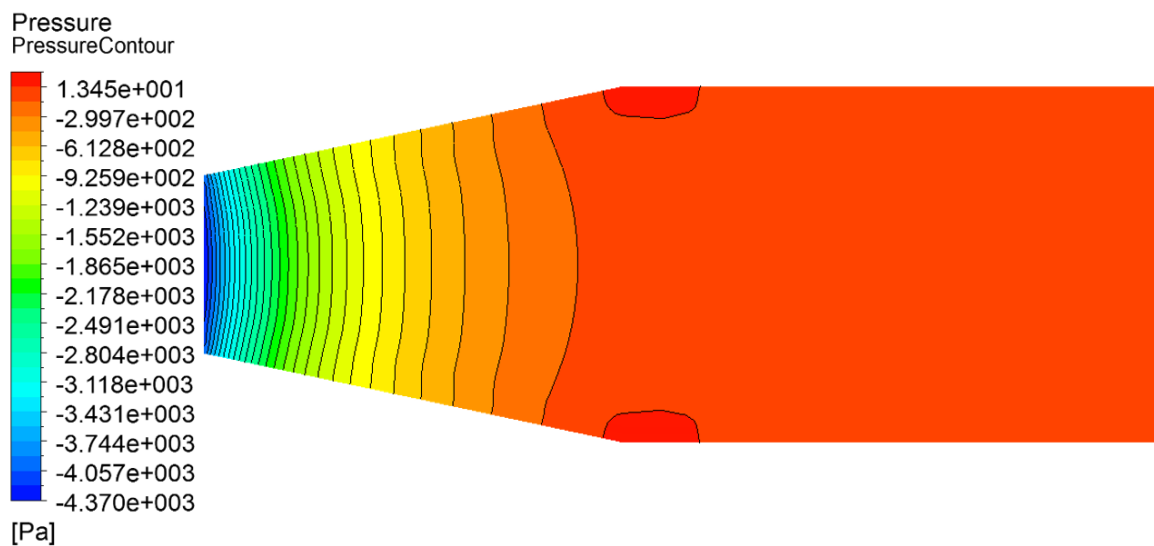


Figure 4.18 Contour de la pression de la solution optimale (CFX)

## 4.2 Cas de l'aspirateur Porjus U9

La turbine U9 installée à la centrale hydroélectrique Porjus est une turbine Kaplan de 10 MW, sur laquelle plus de 200 capteurs ont été installés pour la mesure des forces, de la pression, des contraintes et des déplacements. Ces dispositifs font de cette installation un laboratoire hydroélectrique à grande échelle, en mesure de fournir des données détaillées pour le développement et l'amélioration des turbines hydrauliques. L'aspirateur de la turbine Porjus U9 a été choisi comme cas test d'aspirateur courbé dans ce projet, en raison de la disponibilité des données expérimentales.

(Mulu & Cervantes, 2009) ont décrit le banc d'essai détaillé et les résultats expérimentaux pour l'ensemble de la turbine Porjus U9. Dans les essais sur l'aspirateur U9, les profils de vitesse ont été mesurés sur trois sections (I, II, III) à travers quatre fenêtres (a, b, c, d) avec la vélocimétrie Laser Doppler (LDV).

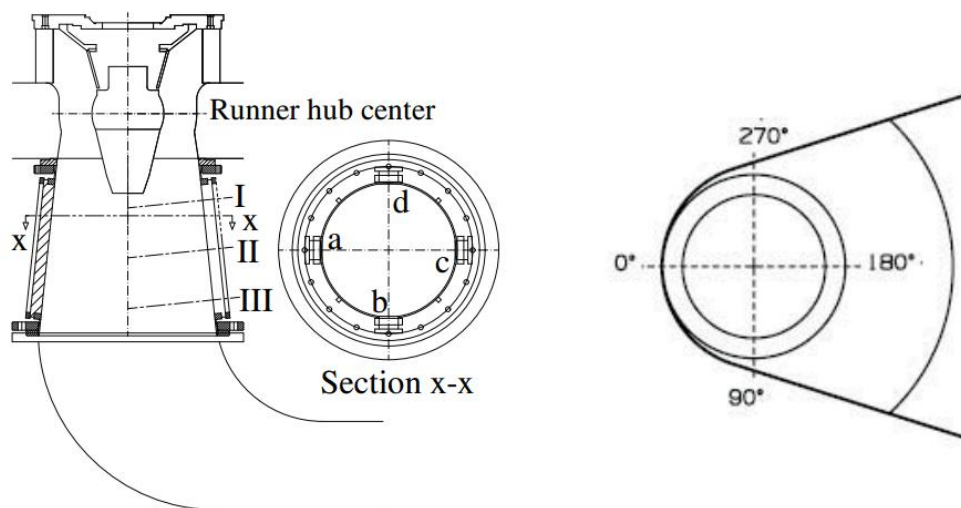


Figure 4.19 Banc d'essai de l'aspirateur Porjus U9 (Mulu & Cervantes, 2009)

### 4.2.1 Maillage

DTMesh, un code de génération de maillage interne dédié à la génération de maillages structurés pour les aspirateurs a été utilisé pour générer les maillages pour l'aspirateur Porjus U9. Le maillage a été généré en utilisant les valeurs de défaut de DTMesh. Le maillage de l'aspirateur U9 contient 683,866 nœuds et son entrée est la section I de la Figure 4.19. La longueur de la partie d'extension située à la sortie de l'aspirateur a été fixée à 3 fois le diamètre de l'entrée.



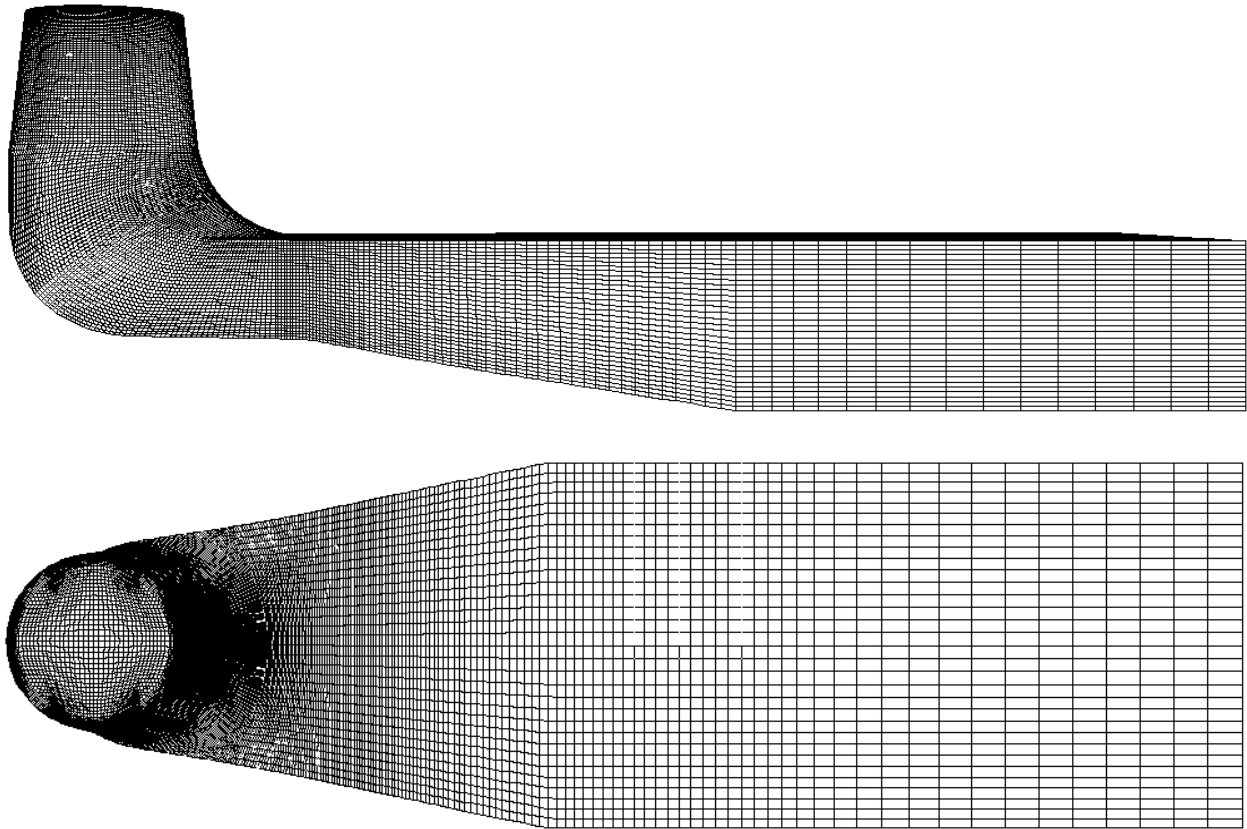


Figure 4.20 Maillage de l'aspirateur Porjus U9

#### 4.2.2 Validation avec les données expérimentales

Dans les essais, les profils de vitesse à chaque section ont été mesurés au moyen de quatre fenêtres, ce qui a fourni quatre profils de vitesse légèrement différents dans chaque section (Mulu & Cervantes, 2009). Cependant, dans la simulation, la condition aux limites d'entrée des vitesses est un profil de vitesse 1D, ce qui suppose que les profils de vitesse d'entrée sont axisymétriques. Par conséquent, un profil de vitesse moyen des quatre profils de vitesse mesurés dans la section I a été utilisé comme condition aux limites d'entrée de la simulation.

Dans le cas d'un l'aspirateur coudé, l'erreur devrait être observée plus clairement le long de la direction du cintrage (fenêtres a-c) que dans la direction symétrique (fenêtres b-d). Par conséquent, les profils de vitesse de la simulation numérique dans les sections I, II, III ont été mesurés le long des fenêtres a-c et comparés avec leurs résultats expérimentaux correspondants.

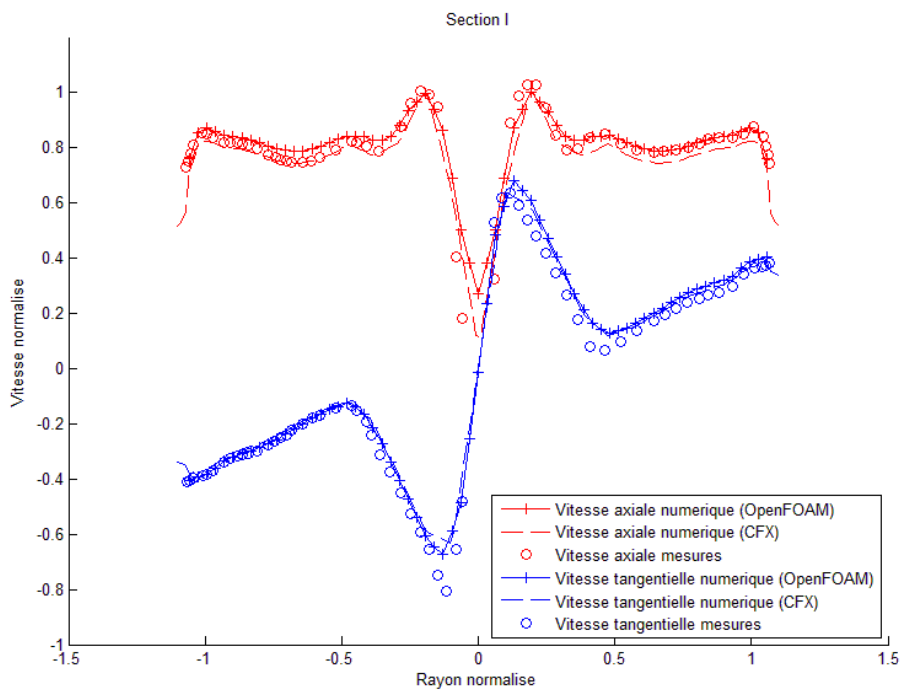


Figure 4.21 Profils de vitesse mesurés et numériques dans la section I

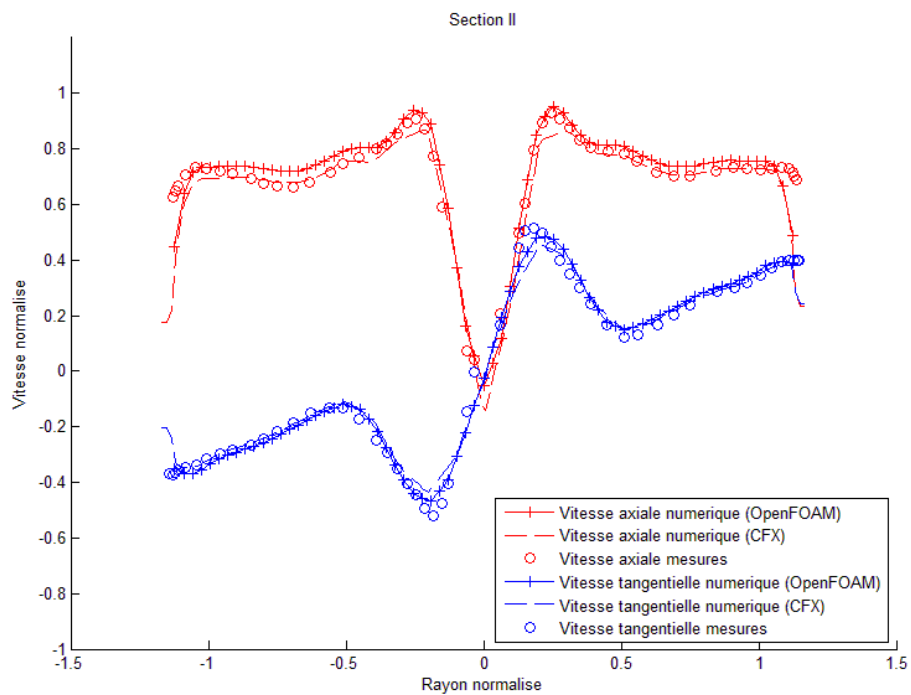


Figure 4.22 Profils de vitesse mesurés et numériques dans la section II

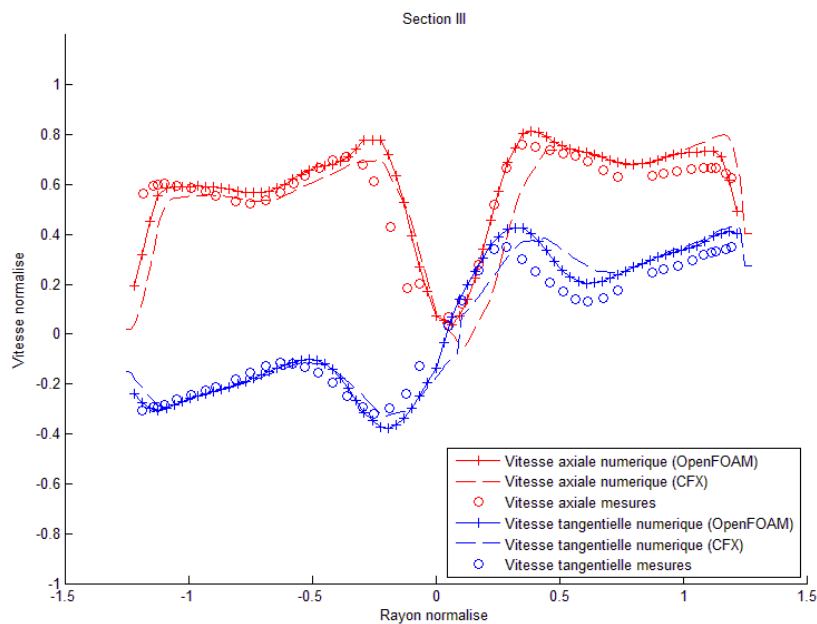


Figure 4.23 Profils de vitesse mesurés et numériques dans la section III

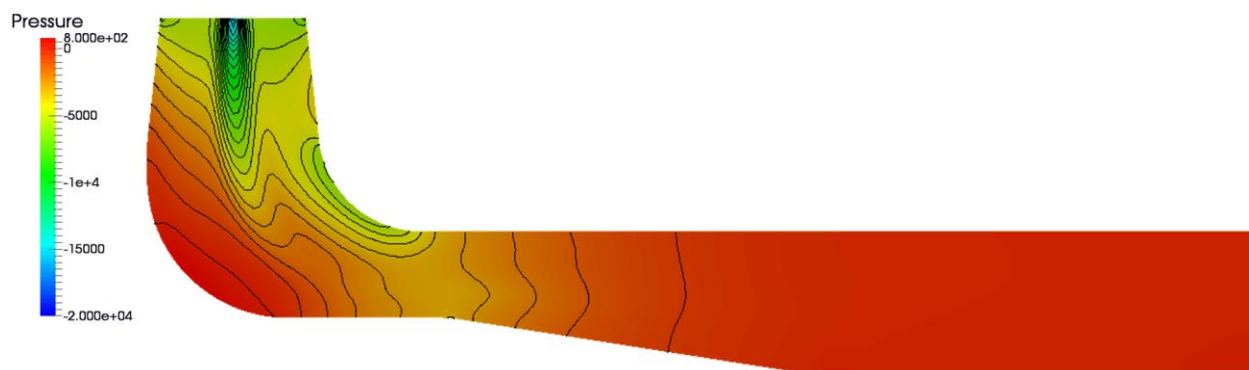


Figure 4.24 Contour de pression (OpenFOAM)

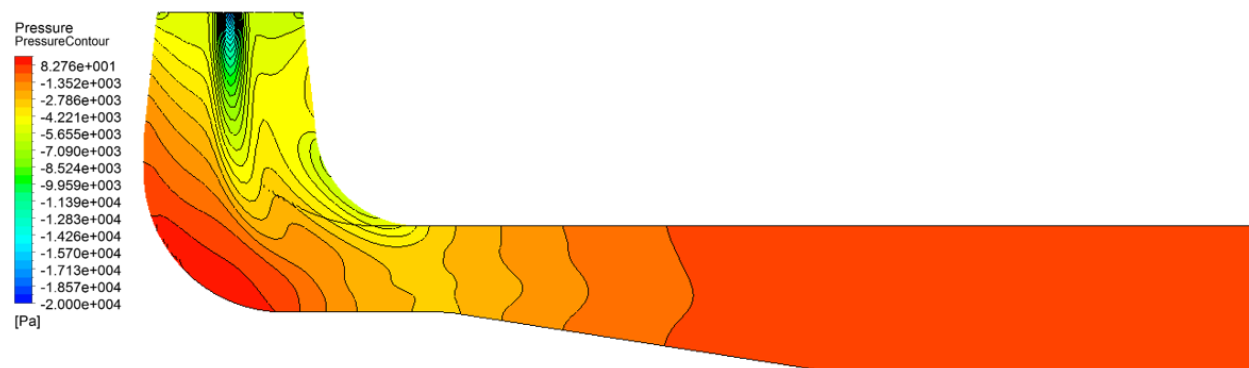


Figure 4.25 Contour de pression (CFX)

Les figures ci-dessus montrent la comparaison entre les profils de vitesse mesurés et les profils de vitesse numériques. La Figure 4.21 montre les profils de vitesse à la section I, qui est la condition aux limites d'entrée, et CFX semble avoir la meilleure capacité pour capturer les détails de la condition aux limites des profils de vitesse d'entrée. Cependant, la Figure 4.23 montre que les répartitions de vitesses prédites par OpenFOAM correspondent mieux aux données expérimentales que celles prédites par CFX. Les Figure 4.24 et Figure 4.25 présentent les contours de pression prédits par OpenFOAM et CFX, qui sont 30 contours variant uniformément de -20000 Pa à 800 Pa.

### 4.2.3 Solution initiale pour l'optimisation

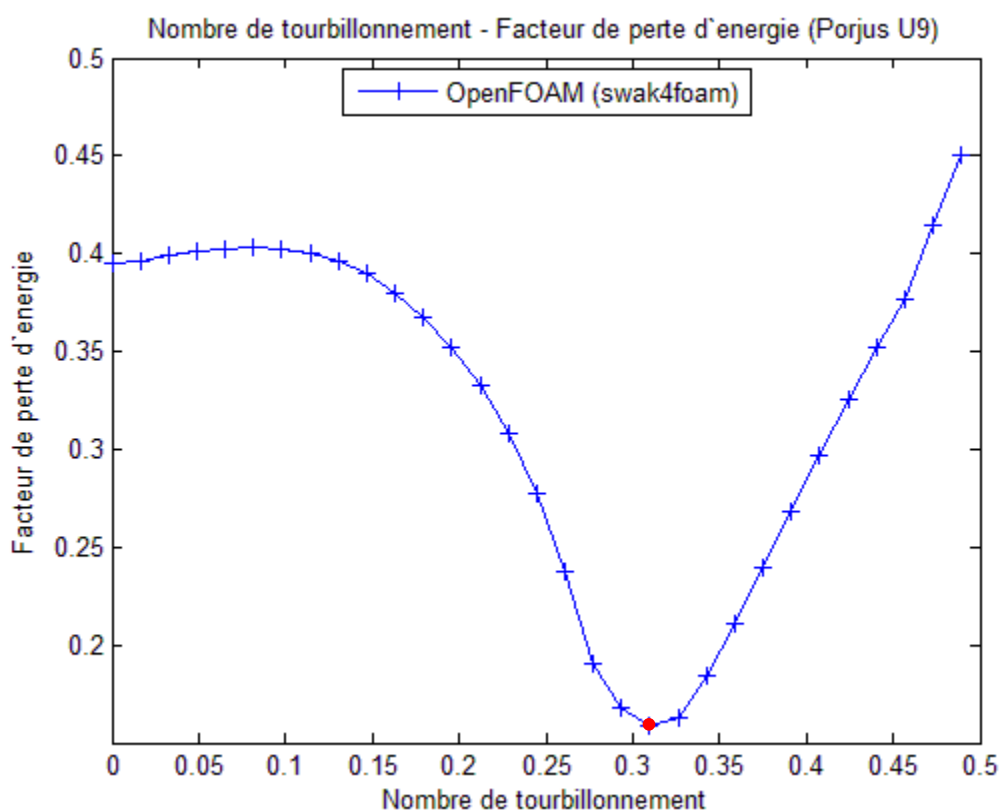


Figure 4.26 Courbe de facteur de perte d'énergie en fonction du nombre de tourbillon (Porjus U9)

Tel qu'illustré à la Figure 4.26, le nombre de tourbillon optimal a été obtenu et utilisé comme point de départ dans la méthodologie d'optimisation proposée dans ce projet (Figure 4.27, Figure 4.28 et Figure 4.29). Au BEP, le facteur de perte d'énergie est 0,1585.

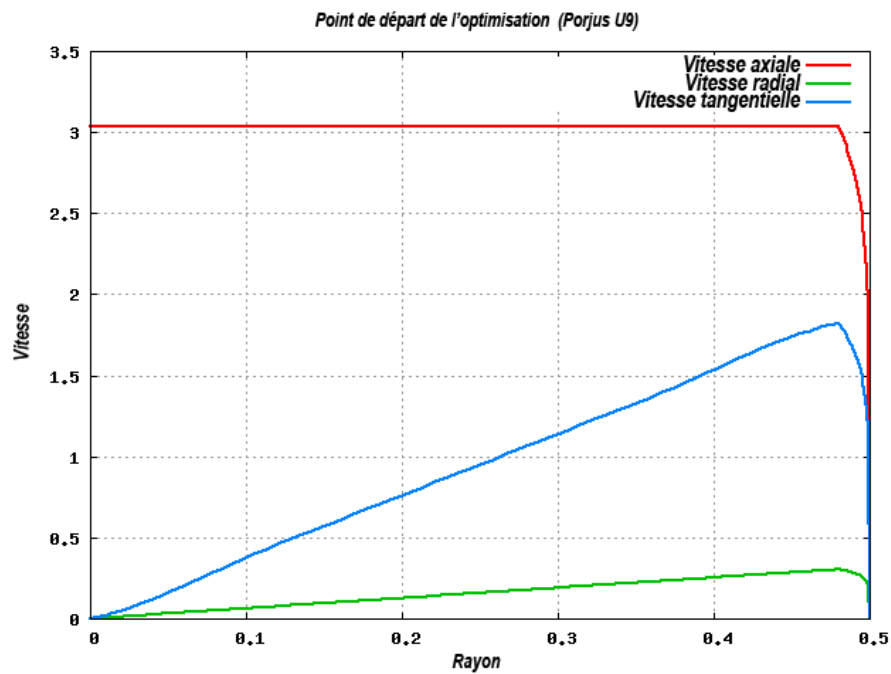


Figure 4.27 Point de départ d'optimisation (Porjus U9)

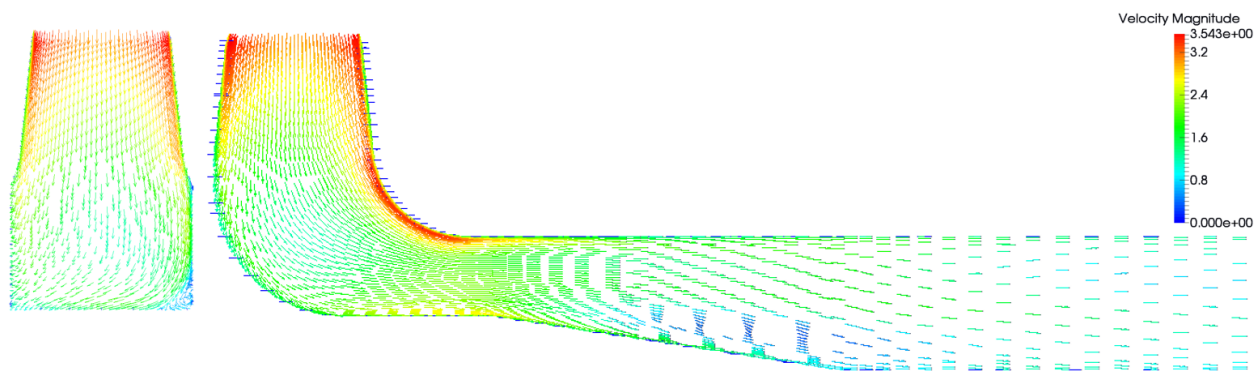


Figure 4.28 Champ de vitesse du point de départ (Porjus U9)

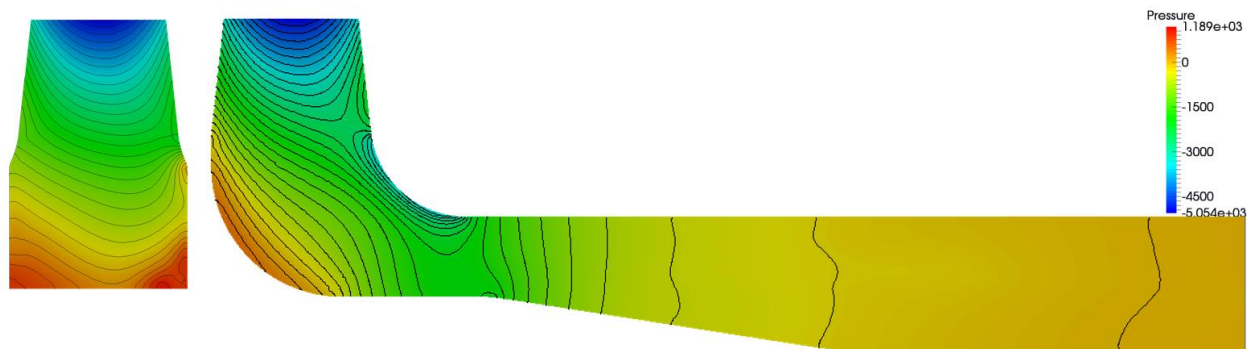


Figure 4.29 Contour de pression du point de départ (Porjus U9)

## 4.3 Résultats d'optimisation

### 4.3.1 Cas # 1

Dans le cas # 1, toutes les configurations d'optimisation sont identiques au cas du diffuseur conique. Seul le maillage a été remplacé et les paramètres de dtpmaker ont été modifiés pour correspondre au nouveau maillage de l'aspirateur Porjus U9. Plus précisément, l'épaisseur de la couche aux limites extérieure dans dtpmaker a été réduite de 5% à 2% du diamètre, et l'angle d'ouverture qui est utilisé pour le calcul du profil de vitesse radiale a été réglé à 6 degrés. Compte tenu du fait que l'écoulement turbulent est plus chaotique dans l'aspirateur Porjus U9 que dans le diffuseur conique, la contrainte résiduelle finale de ce cas a été augmentée à  $10^{-3}$  pour conserver un plus grand nombre de solutions potentielles.

Le graphique de convergence de ce cas d'optimisation est montré à la Figure 4.30.

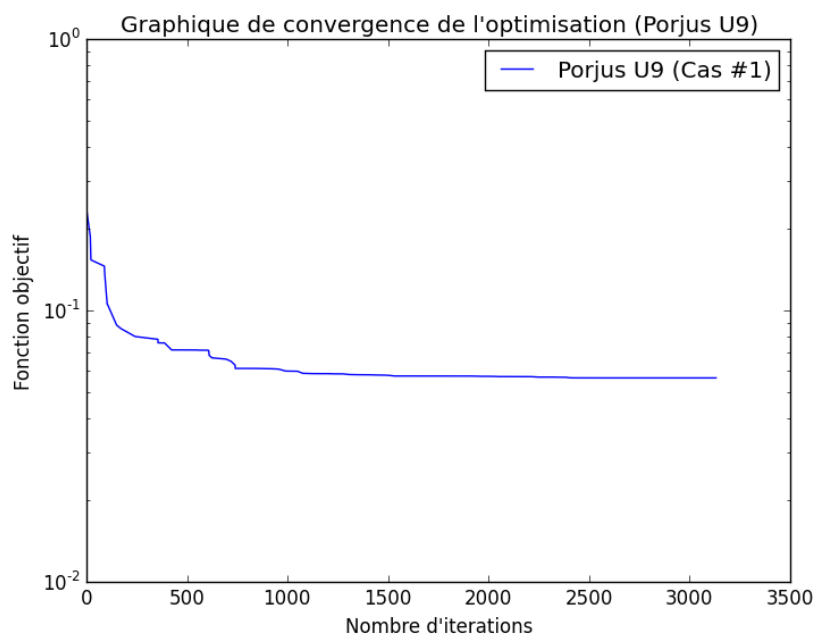


Figure 4.30 Graphique de convergence de l'optimisation (Cas # 1)

La Figure 4.31 montre le profil de vitesse d'entrée optimale trouvé par NOMAD dans le cas # 1. Les Figure 4.32 et Figure 4.33 présentent les courbes de convergence du résidu et la courbe de facteur de perte d'énergie obtenus à partir de la simulation de la solution optimale.

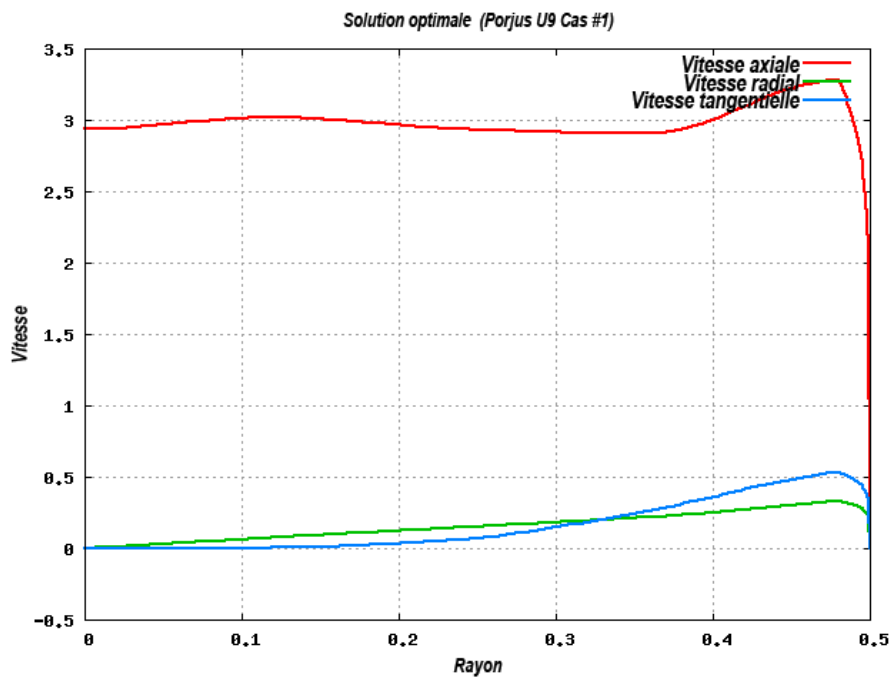


Figure 4.31 Solution optimale (Cas # 1)

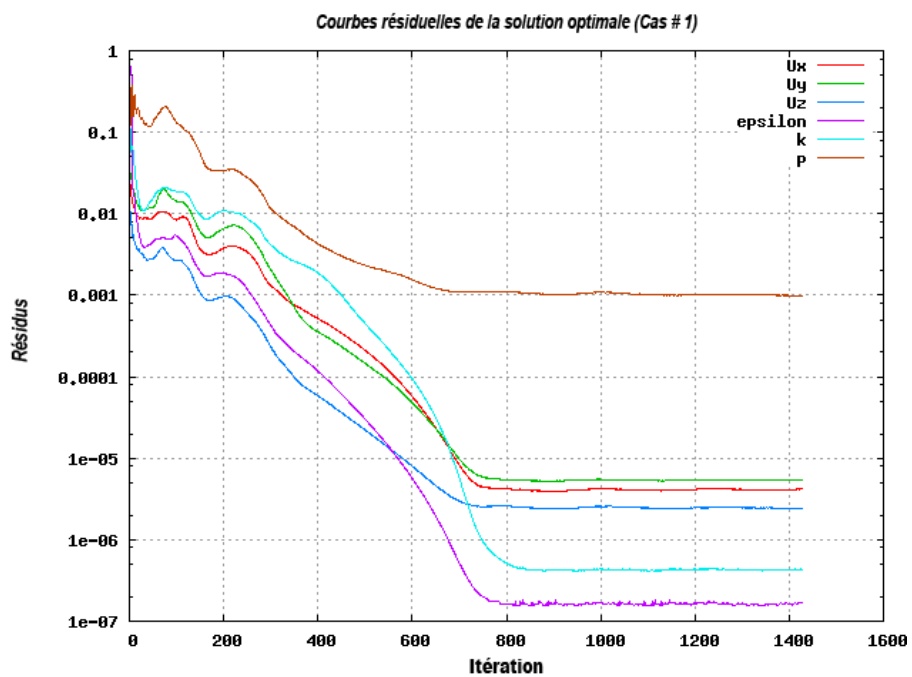


Figure 4.32 Courbes résiduelles de la solution optimale (Cas # 1)

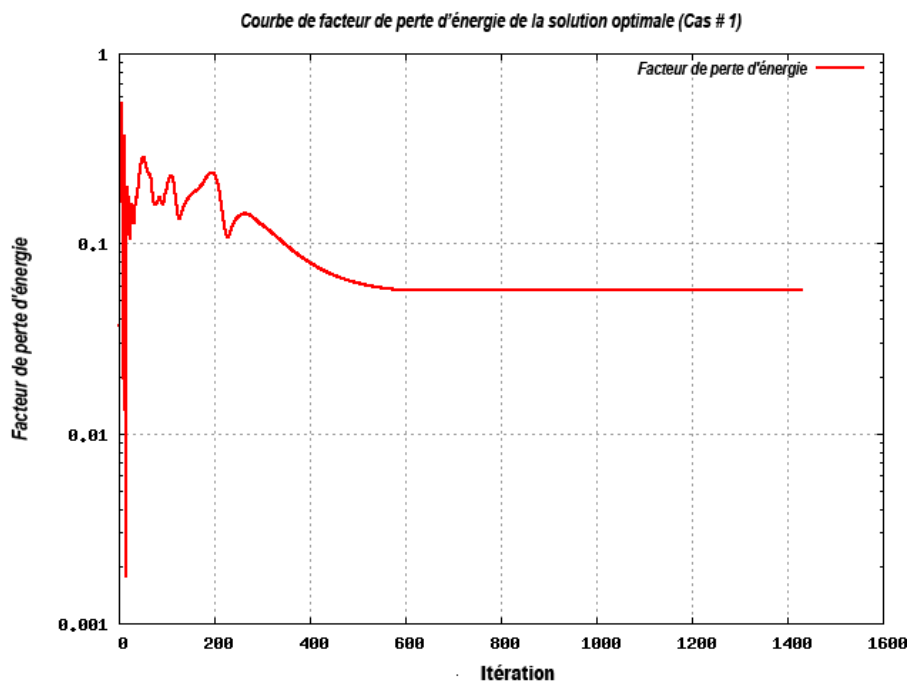


Figure 4.33 Courbe de facteur de perte d'énergie de la solution optimale (Cas # 1)

Le profil d'entrée optimal de vitesse a été imposé afin d'effectuer une simulation avec CFX pour fin de comparaison. Le facteur de perte d'énergie prédit par OpenFOAM est de 0,0565451 et celui prédit par CFX est de 0,0548490. Les solutions d'écoulement sont visualisées comme Figure 4.34, Figure 4.35, Figure 4.36 et Figure 4.37.

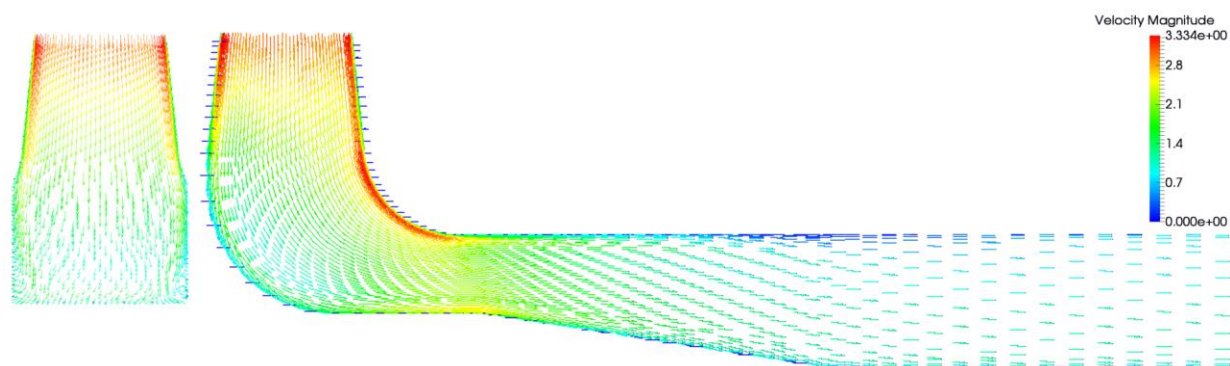


Figure 4.34 Champ de vitesse de la solution optimale (Cas # 1, OpenFOAM)



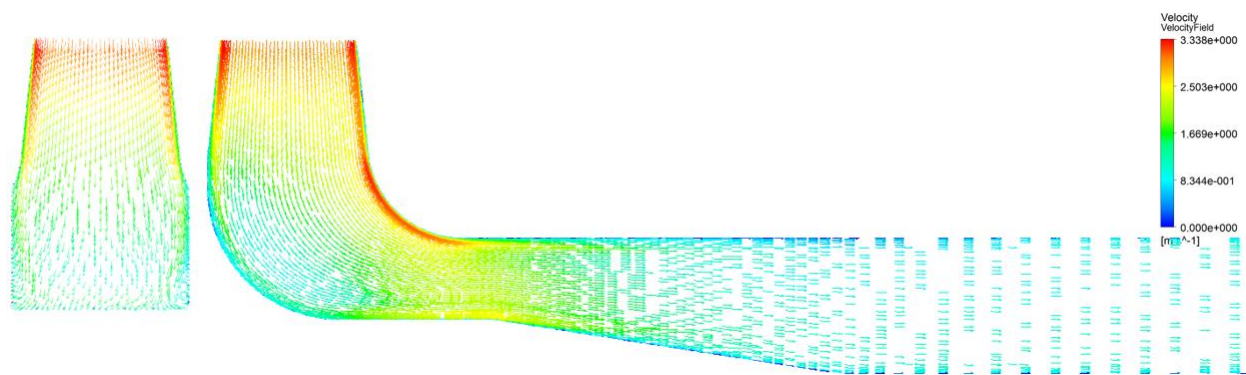


Figure 4.35 Champ de vitesse de la solution optimale (Cas # 1, CFX)

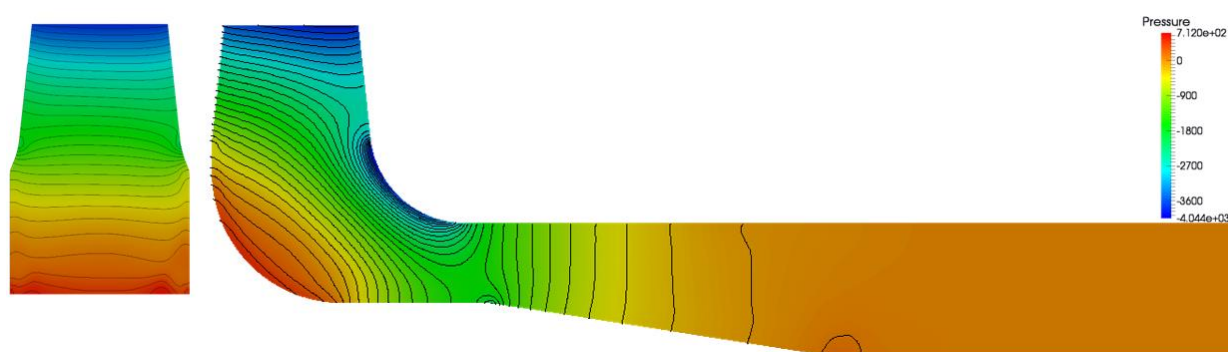


Figure 4.36 Contour de pression la solution optimale (Cas # 1, OpenFOAM)

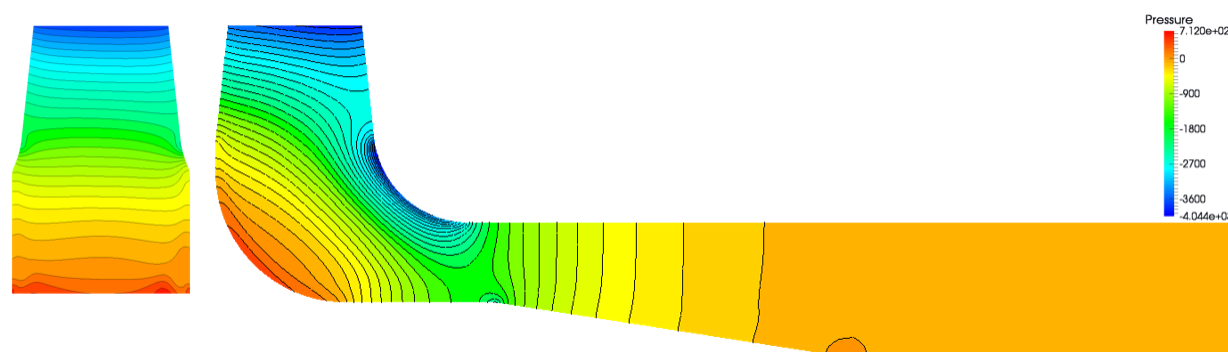


Figure 4.37 Contour de pression la solution optimale (Cas # 1, CFX)

### 4.3.2 Cas # 2

Dans le cas # 2, les contraintes d'optimisation ont été assouplies. Les limites inférieures des points de contrôle du profil tangential ont été mises à -1 plutôt qu'à 0 comme dans le cas précédent (Figure 4.38). Cette modification permet à dtpmaker de générer un profil de vitesse tangentielle qui a une direction positive sur une portion du rayon et négative sur une autre portion.

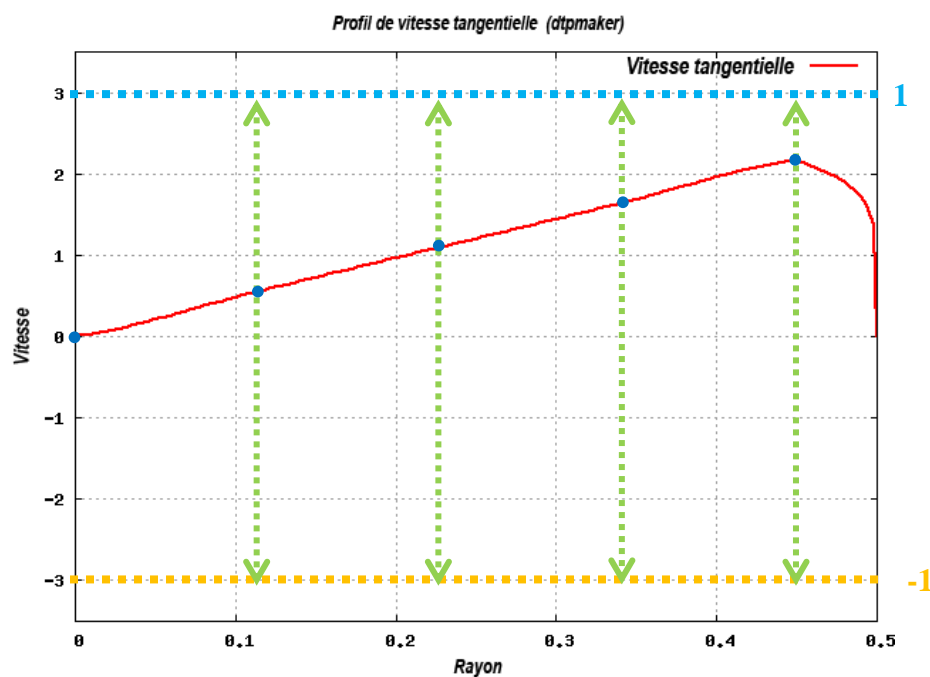


Figure 4.38 Les gammes des points de contrôle tangentiels (Cas # 2)

Le graphique de convergence de ce cas d'optimisation est montré à la Figure 4.39.

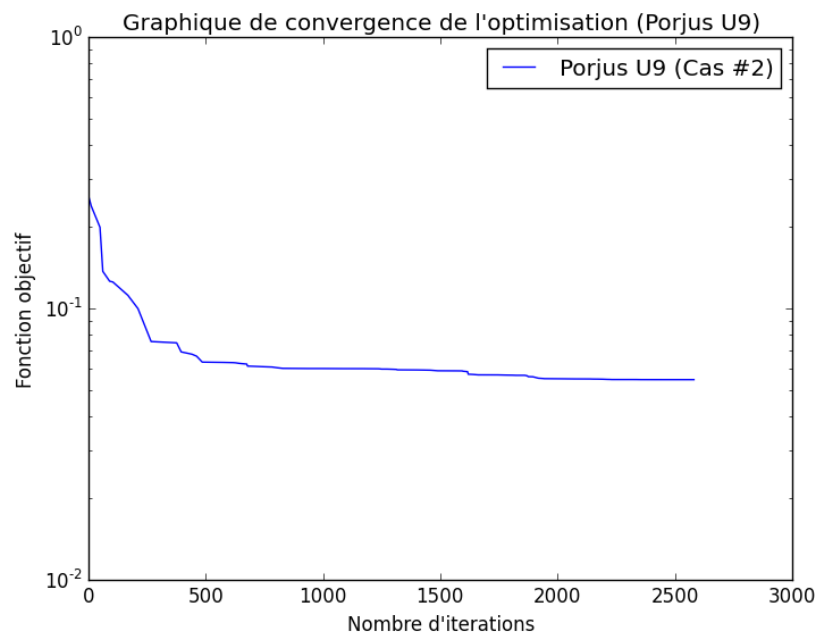


Figure 4.39 Graphique de convergence de l'optimisation (Cas # 2)

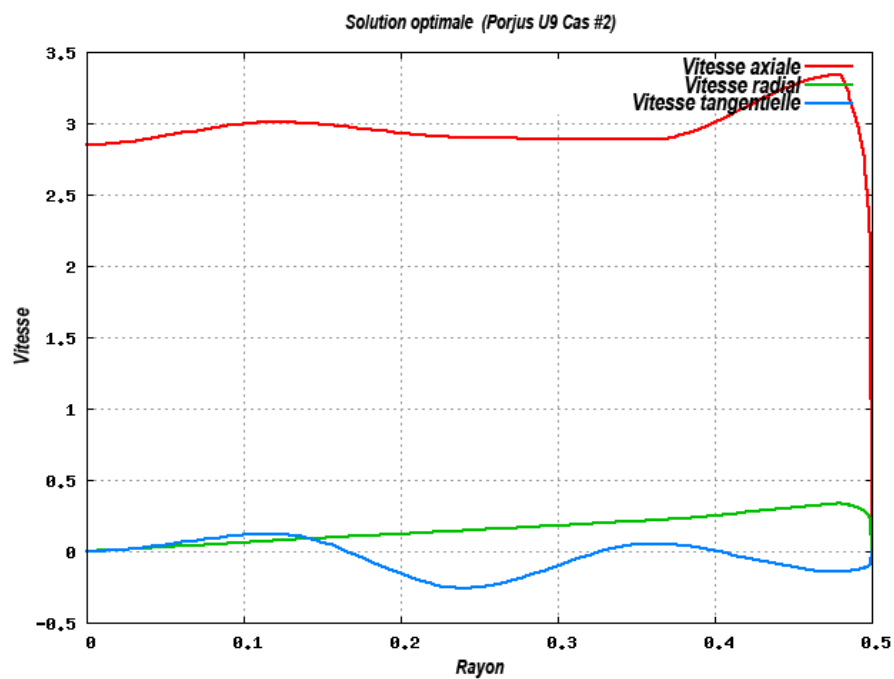


Figure 4.40 Solution optimale (Cas # 2)

La Figure 4.40 montre le profil de vitesse d'entrée optimale trouvé par NOMAD dans le cas # 2. Figure 4.41 et Figure 4.42 sont les courbes résiduelles et la courbe du facteur de perte d'énergie à partir de la simulation de la solution optimale qui montrent la convergence.

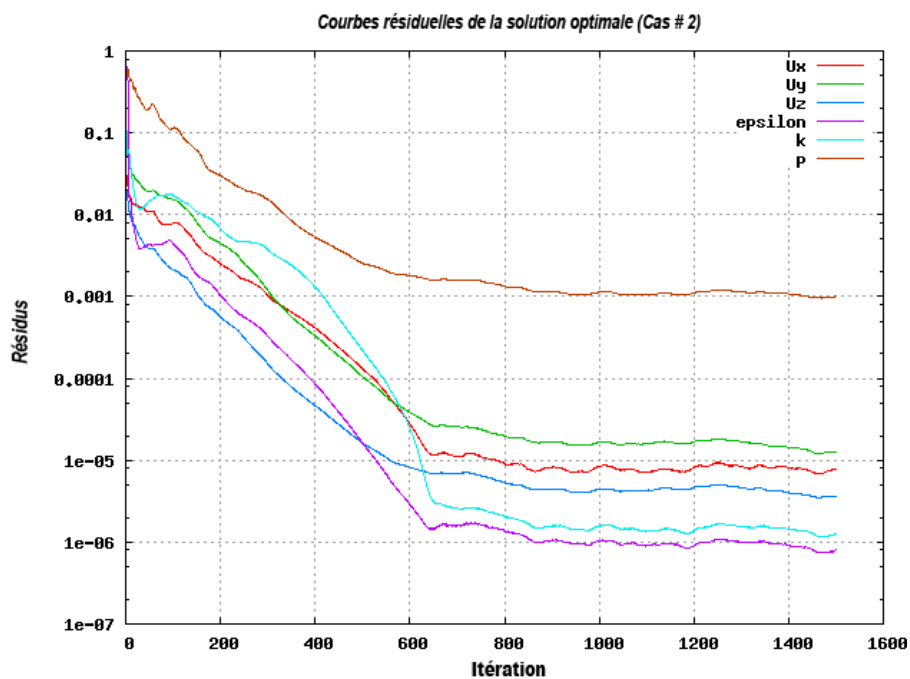


Figure 4.41 Courbes résiduelles de la solution optimale (Cas # 2)

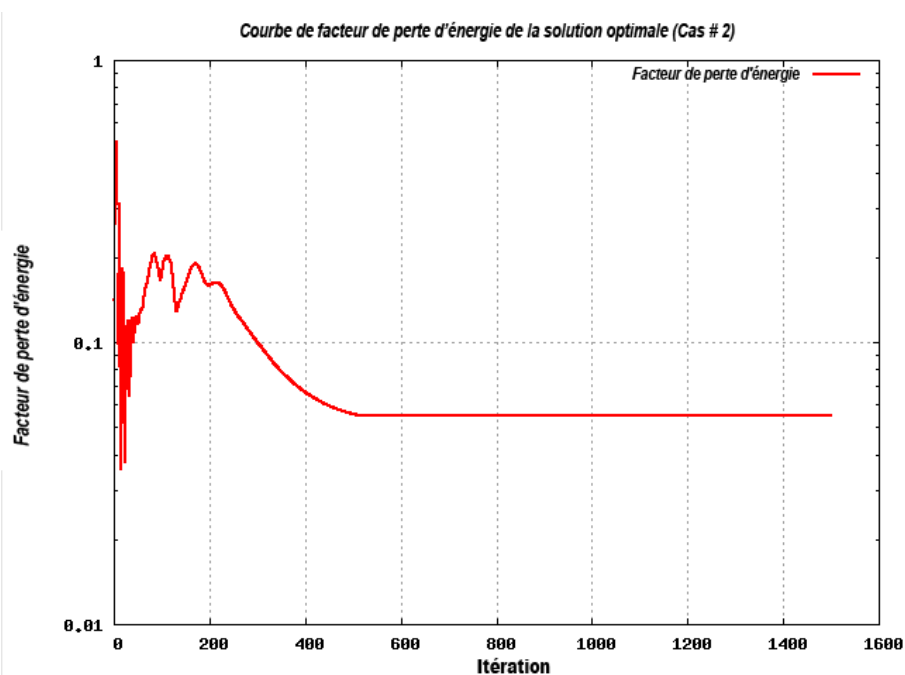


Figure 4.42 Courbe de facteur de perte d'énergie de la solution optimale (Cas # 2)

Le profil d'entrée optimal de vitesse a été imposé afin d'effectuer une simulation avec CFX pour fin de comparaison. Le facteur de perte d'énergie prédit par OpenFOAM est 0,0547851 et celui prédit par CFX est de 0,0533725. Les solutions d'écoulement sont visualisées comme Figure 4.43, Figure 4.44, Figure 4.45 et Figure 4.46.

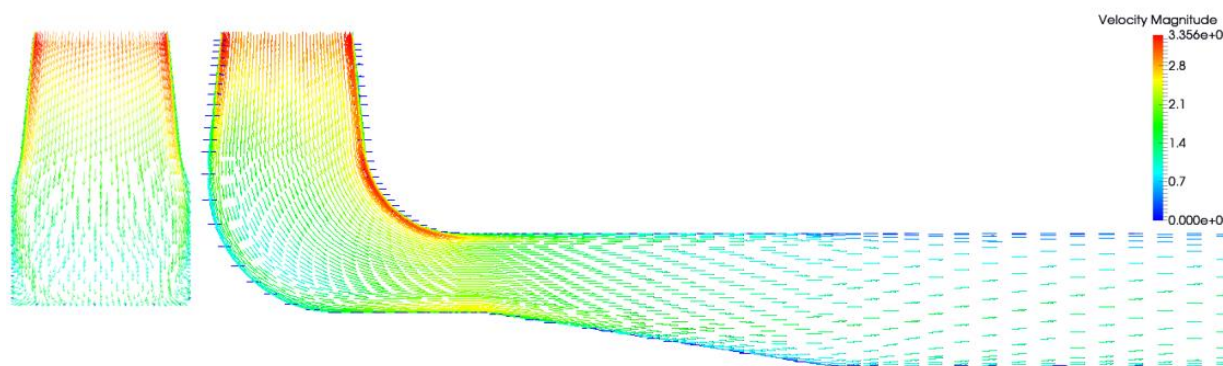


Figure 4.43 Champ de vitesse de la solution optimale (Cas # 2, OpenFOAM)

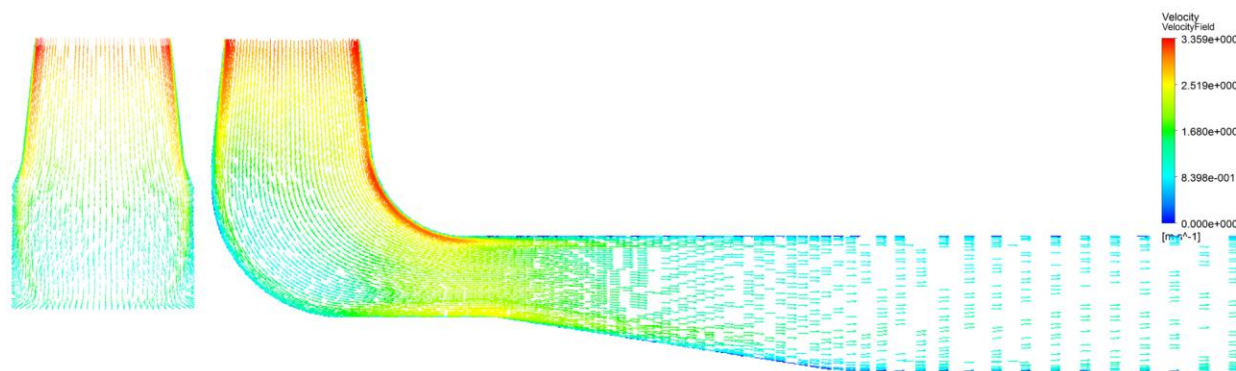


Figure 4.44 Champ de vitesse de la solution optimale (Cas # 2, CFX)

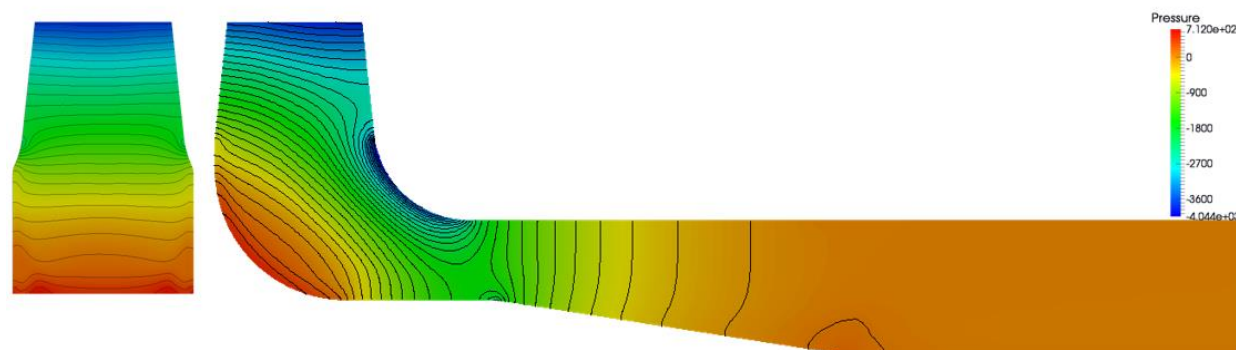


Figure 4.45 Contour de pression de la solution optimale (Cas # 2, OpenFOAM)

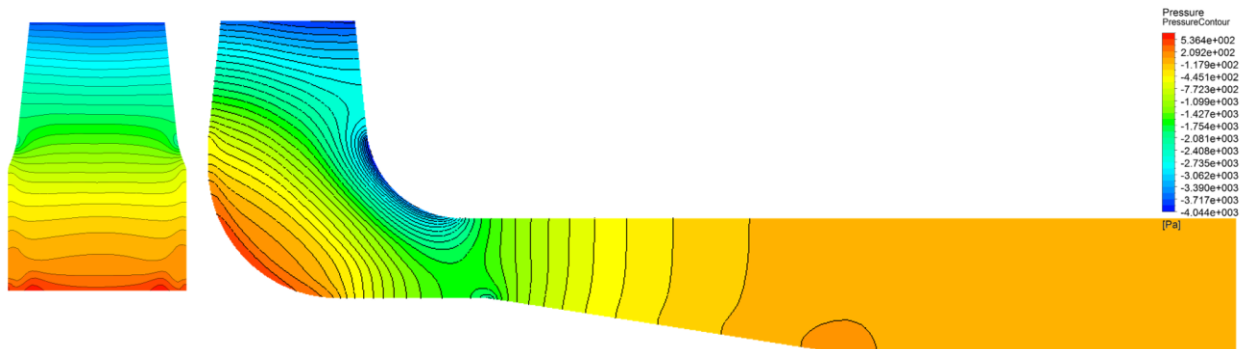


Figure 4.46 Contour de pression de la solution optimale (Cas # 2, CFX)

### 4.3.3 Discussion

Une comparaison des résultats produits par chacune des deux formulations du problème d'optimisation ne permet d'observer que très peu de différences au niveau des pertes entre les deux solutions trouvées. Dans le cas 2, une contrainte plus souple a été imposée sur le profil de vitesse tangentielle, ce qui devrait permettre à l'algorithme d'optimisation de trouver une solution optimale dans un espace d'optimisation plus grand. Cependant, le facteur de perte d'énergie de la solution optimale est de 0,0565451 dans le cas 1 et de 0,0547851 dans le cas 2, ce qui représente une différence d'environ 3% inférieur au cas 1. La contrainte plus souple dans le cas 2 n'a donc pas permis d'améliorer de manière significative le résultat d'optimisation. Au contraire, dans le cas 2, le profil de vitesse tangentielle optimal est plus fluctuant, ce qui pourrait être plus difficile à réaliser par le concepteur de turbine. Ainsi, la contrainte dans le cas 1 est considérée meilleure que le cas 2 pour ce problème d'optimisation.

## CHAPITRE 5 CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

### 5.1 Conclusion

Ce projet a permis d'étendre le travail de Galvan (Galván, Rubio, Pacheco, Mendoza, & Toledo, 2012; Sergio, Carlos, Pacheco, Gildardo, & Georgina, 2013) et a proposé une nouvelle approche d'optimisation pour la résolution du problème d'optimisation des profils de vitesse d'entrée d'aspirateurs. Cette méthodologie d'optimisation permet de déterminer les profils les plus appropriés de vitesse d'entrée pour les aspirateurs en sortie des roues de Kaplan. L'objectif principal de ce projet était d'examiner la combinaison du paramétrage du profil basé sur l'interpolation et l'algorithme MADS et de mettre en œuvre cette nouvelle méthodologie avec le code à source ouvert OpenFOAM.

Comparé à la solution optimale du processus d'optimisation traditionnel des profils de vitesse d'entrée de l'aspirateur, qui est aussi le point de départ de l'optimisation, cette nouvelle approche réduit de près de 90% la perte d'énergie à l'intérieur de l'aspirateur dans le cas du diffuseur conique et réduit de 60 % la perte d'énergie dans des cas de l'aspirateur Porjus U9. La mise en œuvre de la méthodologie d'optimisation peut ainsi être considérée comme un succès.

Ce projet visait également à utiliser des logiciels à codes source ouvert pour remplacer les codes commerciaux. Deux logiciels à codes source ouverts, à savoir NOMAD et OpenFOAM, ont été introduits dans ce projet pour mettre en œuvre l'algorithme d'optimisation MADS et pour résoudre l'équation RANS avec fermeture k-epsilon. En plus de l'avantage d'éliminer les frais de licence, un autre avantage apporté par les logiciels à code source ouvert dans ce projet est qu'il n'y ait plus aucune limitation dans l'utilisation des logiciels en parallèle, de telle sorte que la capacité de grappes de calcul à haute performance peut être pleinement exploitée et le temps de calcul est ainsi réduit.

En termes de paramétrage du profil de vitesse d'entrée, la méthode de paramétrage basée sur l'interpolation offre une plus grande flexibilité pour créer les profils de vitesse d'entrée. Cette méthode de paramétrage a permis l'optimisation de l'algorithme afin de rechercher un plus large espace d'optimisation de sorte que la meilleure solution puisse être obtenue.

Dans la partie de simulation, beaucoup d'efforts ont été mis dans la calibration et la validation des résultats obtenus avec OpenFOAM, car l'efficacité de la méthodologie d'optimisation est basée sur la fidélité des simulations CFD. Pour valider la précision des simulations, deux cas tests ont été utilisés. Dans le cas du diffuseur conique, les simulations avec OpenFOAM ont été calibrées avec des simulations bien testées de CFX, qui est l'un des codes CFD commerciaux standard utilisés en industrie dans le domaine des turbomachines. Dans le cas de l'aspirateur Porjus U9, les résultats de simulation obtenus avec OpenFOAM et CFX ont été comparés avec les données expérimentales du projet de turbine Porjus U9. La validation a montré que la distribution de vitesse prédite par OpenFOAM a un bon accord avec les données expérimentales, encore mieux que la prédiction de CFX. Une conclusion peut donc être tirée que, en termes de projet d'optimisation de l'aspirateur, OpenFOAM est capable de remplacer CFX pour sauver des frais de licence et pour améliorer considérablement l'évolutivité de l'optimisation.

Dans le cas d'optimisation, l'algorithme MADS a aussi été introduit dans ce projet ce qui a réduit le nombre d'évaluations de la fonction objectif. Par rapport à l'algorithme génétique multi-island (MIGA) utilisé dans la méthodologie de Galvan, MADS a résolu un problème d'optimisation à une échelle plus vaste, tout en utilisant un budget d'optimisation plus faible.

Par rapport à l'AG, l'algorithme MADS a une meilleure capacité à traiter des contraintes non-linéaires. Ainsi, deux contraintes non-linéaires ont été ajoutées. La contrainte du nombre de tourbillon qui a été ajoutée, a éliminé les résultats les plus indésirables avant de lancer les simulations. D'un point de vue statistique, la contrainte sur le nombre de tourbillon a éliminé environ 80% des évaluations de la fonction objectif dans les 400 premières itérations, ce qui a réduit de manière significative la consommation de temps global du processus d'optimisation. Par ailleurs, la contrainte sur le résidu a éliminé les profils de vitesse d'entrée qui ne peuvent converger dans la simulation CFD vers un état stable, ce qui n'est également pas souhaitable. Dans l'ensemble ce projet a ainsi atteint son objectif général.

Dans ce projet, il y a encore plusieurs points qui pourraient être améliorés, mais qui n'ont pas été terminés en raison de ressources et de temps limités.

Le logiciel cfdOpt a été conçu pour résoudre le problème d'optimisation du profil de vitesse d'entrée avec différents types de maillages d'aspirateurs. Au début, nous avons décidé d'utiliser 5 points de contrôle pour manipuler le profil de vitesse axiale, 5 points de contrôle pour le profil de vitesse



tangentielle. Tous les points de contrôle sont répartis uniformément le long du rayon d'entrée. Cependant, lorsque cfdOpt résout le problème d'optimisation sur un maillage d'aspirateur sans moyeu, l'épaisseur des couches limites intérieures est mise à 0 dans dtpmaker. Dans ce cas, le premier point de contrôle du profil de vitesse tangentielle est situé au centre de l'entrée. Si la variable de conception correspondante n'est pas égale à zéro, il existera deux vecteurs de vitesse au centre de l'entrée indiquant des directions opposées, ce qui est physiquement irréaliste. Ainsi, un traitement spécial est nécessaire pour les maillages des aspirateurs sans moyeu. Dans ce projet, ce problème a été contourné en fixant simplement les variables de conception correspondantes à zéro dans NOMAD.

L'algorithme MADS a donc toujours résolu un problème d'optimisation comportant 10 variables de conception, entraînant ainsi une augmentation du nombre d'évaluations. Ce problème n'a pas été parfaitement résolu en raison du temps limité. L'algorithme MADS devrait avoir de meilleures performances si cette partie avait été ajustée.

## 5.2 Travail futur

La solution optimale trouvée dans ce projet permet d'obtenir une faible perte d'énergie pour une seule condition de fonctionnement de l'aspirateur. Le profil idéal de vitesse d'entrée ne devrait pas seulement bien performer au BEP mais aussi garder la perte d'énergie à un niveau bas lorsque l'état de fonctionnement s'en éloigne. Cependant, l'efficacité hors-BEP des solutions optimales qui ont été trouvées par ce projet ne sont pas encore claires. Des efforts supplémentaires devraient être mis dans le développement d'un processus de post-optimisation qui permettrait d'évaluer l'efficacité de la perte d'énergie de la solution optimale pour plusieurs conditions de fonctionnement. Un procédé potentiel de post-optimisation pourrait être similaire au test de rotation de corps solide, le profil de vitesse axiale est fixe et le profil de vitesse tangentielle est ajusté pour obtenir un nombre de tourbillon différent.

Avec la méthode de paramétrage basé sur l'interpolation il existait aussi un potentiel d'amélioration. Dans la configuration actuelle, le profil de vitesse axiale et le profil de vitesse tangentielle ont le même nombre de points de contrôle et tous les points de contrôle ont été simplement répartis uniformément le long du rayon. Cependant, le résultat a montré que la variation du profil de vitesse n'est pas uniforme. Il y a une plus grande variation dans la partie extérieure que dans la partie

intérieure, et le profil de vitesse tangentielle présente une plus grande variation le long du rayon que le profil de vitesse axiale. Par conséquent, plus de points de contrôle devraient être alloués à ces zones pour un réglage plus fin.

## BIBLIOGRAPHIE

- Abramson, M. A., Audet, C., Dennis Jr, J. E., & Digabel, S. L. (2009). OrthoMADS: A deterministic MADS instance with orthogonal directions. *SIAM Journal on optimization*, 20(2), 948-966.
- Andersson, U., & Dahlbäck, N. (1998). *Experimental evaluation of draft tube flow—a test case for CFD simulations*. Paper presented at the XIX IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Singapore.
- Ansys, C. (2012). ANSYS CFX-solver theory guide. *ANSYS CFX Release, 11*, 69-118.
- Argyropoulos, C., & Markatos, N. (2015). Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows. *Applied Mathematical Modelling*, 39(2), 693-732.
- Audet, C., & Dennis Jr, J. E. (2002). Analysis of generalized pattern searches. *SIAM Journal on optimization*, 13(3), 889-903.
- Audet, C., & Dennis Jr, J. E. (2006). Mesh adaptive direct search algorithms for constrained optimization. *SIAM Journal on optimization*, 17(1), 188-217.
- Bahrami, S., Tribes, C., Devals, C., Vu, T. C., & Guibault, F. (2013). *Multi-Objective Optimization of Runner Blades Using a Multi-Fidelity Algorithm*. Paper presented at the ASME 2013 Power Conference.
- Bahrami, S., Tribes, C., von Fellenberg, S., Vu, T., & Guibault, F. (2014). *Multi-fidelity design optimization of Francis turbine runner blades*. Paper presented at the IOP Conference Series: Earth and Environmental Science.
- Bahrami, S., Tribes, C., von Fellenberg, S., Vu, T. C., & Guibault, F. (2015). Physics-based Surrogate Optimization of Francis Turbine Runner Blades, Using Mesh Adaptive Direct Search and Evolutionary Algorithms. *International journal of fluid machinery and systems*, 8(3), 209-219.
- Chow, E., Falgout, R. D., Hu, J. J., Tuminaro, R. S., & Yang, U. M. (2006). A survey of parallelization techniques for multigrid solvers. *Parallel processing for scientific computing*, 20, 179-201.
- Clarke, F. H. (1990). *Optimization and nonsmooth analysis* (Vol. 5): Siam.

- Conn, A. R., Scheinberg, K., & Vicente, L. N. (2009). *Introduction to derivative-free optimization* (Vol. 8): Siam.
- Fritsch, F. N., & Carlson, R. E. (1980). Monotone piecewise cubic interpolation. *SIAM Journal on Numerical Analysis*, *17*(2), 238-246.
- Gagnon, J.-M., Aeschlimann, V., Houde, S., Flemming, F., Coulson, S., & Deschenes, C. (2012). Experimental investigation of draft tube inlet velocity field of a propeller turbine. *Journal of Fluids Engineering*, *134*(10), 101102.
- Gagnon, J., Iliescu, M., Ciocan, G., & Deschênes, C. (2008). *Experimental investigation of runner outlet flow in axial turbine with LDV and stereoscopic PIV*. Paper presented at the 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Foz do Iguassu, Brazil, October.
- Galván, S., Reggio, M., & Guibault, F. (2011). Assessment Study of K- $\epsilon$  Turbulence Models and Near-Wall Modeling for Steady State Swirling Flow Analysis in Draft Tube Using Fluent. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, *5*(4), 459-478.
- Galván, S., Reggio, M., & Guibault, F. (2012). *Optimization of the inlet velocity profile in a conical diffuser*. Paper presented at the ASME 2012 Fluids Engineering Division Summer Meeting collocated with the ASME 2012 Heat Transfer Summer Conference and the ASME 2012 10th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels.
- Galván, S., Rubio, C., Pacheco, J., Mendoza, C., & Toledo, M. (2012). Optimization methodology assessment for the inlet velocity profile of a hydraulic turbine draft tube: part I—computer optimization techniques. *Journal of Global Optimization*, *55*(1), 53-72. doi:10.1007/s10898-012-9946-8
- Galvan, S. R. (2007). *Optimization of the inlet velocity profile of the Turbine 99 draft tube*. (NR35512 Ph.D.), Ecole Polytechnique, Montreal (Canada), Ann Arbor. Retrieved from <http://search.proquest.com/docview/304718911?accountid=12339>
- <http://mcgill.on.worldcat.org/atoztitles/link?sid=ProQ:&issn=&volume=&issue=&title=Optimization+of+the+inlet+velocity+profile+of+the+Turbine+99+draft+tube&spage=&date=2007-01-01&atitle=Optimization+of+the+inlet+velocity+profile+of+the+Turbine+99+draft+tube&>

[au=Galvan%2C+Sergio+Ricardo&id=doi](#): ProQuest Dissertations & Theses Full Text database.

- Golberg, D. E. (1989). Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning. *Addion wesley, 1989*, 102.
- Grotjans, H. (2001). *Simulations on draft tube with CFX*. Paper presented at the Proceedings of Turbine-99, Second ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow, Vattenfall Utveckling AB, Älvkarleby, Sweden. .
- Keck, H., & Sick, M. (2008). Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. *Acta Mechanica, 201*(1-4), 211-229.
- Lauder, B. E., & Spalding, D. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer methods in applied mechanics and engineering, 3*(2), 269-289.
- Liu, S., Wu, Y., Wu, X., & Nishi, M. (2011). Optimization of a Francis Turbine Through Flow Simulation with a RNG k- $\omega$  Turbulence Model. *International Journal of Turbo and Jet Engines, 28*(1), 53-58.
- Marjavaara, B., & Lundström, T. (2006). Redesign of a sharp heel draft tube by a validated CFD-optimization. *International Journal for Numerical Methods in Fluids, 50*(8), 911-924.
- Moler, C. B. (2008). *Numerical Computing with MATLAB: Revised Reprint*: Siam.
- Mulu, B., & Cervantes, M. (2009). *Experimental investigation of a Kaplan model with LDA*. Paper presented at the Proceedings of the Water Engineering for a Sustainable Environment Congress: 33rd IAHR Congress, Vancouver, Canada.
- Nilsson, H., & Cervantes, M. J. (2012). Effects of inlet boundary conditions, on the computed flow in the Turbine-99 draft tube, using OpenFOAM and CFX. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 15*(3), 032002.
- Nocedal, J., & Wright, S. (2006). *Numerical optimization*: Springer Science & Business Media.
- P Skåre, O. D. (2001). *CFD calculations of the flow in Kaplan draft tube*. Paper presented at the Proceedings of Turbine-99, Second ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow, Vattenfall Utveckling AB, Älvkarleby, Sweden.

- Petit, O., Nilsson, H., Vu, T., Manole, O., & Leonsson, S. (2008). *The flow in the U9 Kaplan turbine—preliminary and planned simulations using CFX and OpenFOAM*. Paper presented at the Proceedings of the 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems.
- Puente, L., Reggio, M., & Guibault, F. (2003). *Automatic shape optimization of a hydraulic turbine draft tube*. Paper presented at the Proceedings of the International Conference CFD2003, Vancouver, BC.
- Sergio, G., Carlos, R., Pacheco, J., Gildardo, S., & Georgina, C. (2013). Optimization methodology assessment for the inlet velocity profile of a hydraulic turbine draft tube: part II—performance evaluation of draft tube model. *Journal of Global Optimization*, 55(4), 729-749.
- Shih, T.-H., Liou, W., Shabbir, A., Yang, Z., & Zhu, J. (1994). A new k-epsilon eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows: Model development and validation.
- Susan-Resiga, R., Ciocan, G. D., Anton, I., & Avellan, F. (2006). Analysis of the swirling flow downstream a Francis turbine runner. *Journal of Fluids Engineering*, 128(1), 177-189.
- Susan-Resiga, R., Muntean, S., Avellan, F., & Anton, I. (2011). Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range. *Applied Mathematical Modelling*, 35(10), 4759-4773.
- Susan-Resiga, R., Muntean, S., Ciocan, T., Joubarne, E., Leroy, P., & Bornard, L. (2012). *Influence of the velocity field at the inlet of a Francis turbine draft tube on performance over an operating range*. Paper presented at the IOP Conference Series: Earth and Environmental Science.
- Van Dyke, B., & Asaki, T. J. (2013). Using QR decomposition to obtain a new instance of mesh adaptive direct search with uniformly distributed polling directions. *Journal of Optimization Theory and Applications*, 159(3), 805-821.
- Vu, T. C., Devals, C., Zhang, Y., Nennemann, B., & Guibault, F. (2011). Steady and unsteady flow computation in an elbow draft tube with experimental validation. *International journal of fluid machinery and systems*, 4(1), 85-96.

- Wetter, M., & Wright, J. (2003). *Comparison of a generalized pattern search and a genetic algorithm optimization method*. Paper presented at the Proceedings of the 8th International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands.
- Wilcox, D. C. (1988). Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA journal*, 26(11), 1299-1310.
- Wilcox, D. C. (2008). Formulation of the kw turbulence model revisited. *AIAA journal*, 46(11), 2823-2838.

## ANNEXE A – L'EXPRESSION DU POST-TRAITEMENT

OpenFOAM (diffuseur conique, surface)

```

FoamFile {
  version 2.0;
  format ascii;
  class dictionary;
  object controlDict;
}
functions {
  outlet_surface {
    type createSampledSurface;
    surfaceName diffuserOutlet;
    surface {
      type plane;
      basePoint (0 0 2.3523);
      normalVector (0 0 1);
      interpolate true;
    }
    outputControl timeStep;
    outputInterval 1;
  }
  energyLossFactor {
    type swakExpression;
    variables {
      "Vout{surface'diffuserOutlet} = sum(Sf()&U)/(sum(area()));"
      "Pout{surface'diffuserOutlet} = sum(p * area())/sum(area());"
      "Vthroat{inlet} = sum(phi) / (sum(area()));"
      "Athroat{inlet} = sum(area());"
    };
    valueType patch;
    patchName inlet;
    outputControlMode timeStep;
    outputInterval 1;
    accumulations (
      sum
    );
    expression "((p+0.5*magSqr(U)) - (Pout + 0.5 * Vout * Vout)) * area() / (0.5 * Vthroat * Vthroat *
Athroat)";
    verbose true;
  }
}

```



## OpenFOAM (diffuseur conique, faceZone)

```

FoamFile {
  version 2.0;
  format ascii;
  class dictionary;
  object faceSetDict;
}
name diffuserOutlet;
action new;
topoSetSources (
  expressionToFace {
    expression "fpos().z > interpolate(2.3522) && fpos().z < interpolate(2.3524)";
  }
);
FoamFile {
  version 2.0;
  format ascii;
  class dictionary;
  object controlDict;
}
functions {
  energyLossFactor {
    type swakExpression;
    variables (
      "Vout{faceZone'diffuserOutlet} = sum(phi * flip())/sum(area());"
      "Pout{faceZone'diffuserOutlet} = sum(p * area())/sum(area());"
      "Vthroat{inlet} = sum(phi) / (sum(area()));"
      "Athroat{inlet} = sum(area());"
    );
    valueType patch;
    patchName inlet;
    outputControlMode timeStep;
    outputInterval 1;
    accumulations (
      sum
    );
    expression "((p+0.5*magSqr(U)) - (Pout + 0.5 * Vout * Vout)) * area() / (0.5 * Vthroat * Vthroat * Athroat)";
    verbose true;
  }
}

```

## CFX (diffuseur conique)

LIBRARY:

CEL:

EXPRESSIONS:

```

AreaOut = area()@diffuserOutlet
Athroat = area()@Inlet
DensityExpr = 997 [kg m^-3]
DthroatExpr = maxInletRadius * 2
FluxIn = areaInt(Velocity w)@Inlet
FluxOut = areaInt(Velocity w)@diffuserOutlet
Kin = areaAve(0.5*DensityExpr*Velocity^2)@Inlet
KineticEnergyExpr = 0.5*DensityExpr*VelocityExpr*VelocityExpr
Kout = maxVal(0.5 * DensityExpr * Vout*Vout)@diffuserOutlet
Kthroat = maxVal(0.5 * DensityExpr * Vthroat*Vthroat)@Inlet
LossDT = (Ptin - PtoutLab)/Kthroat
Pstatic = PstaticExpr
PstaticExpr = (Pressure)*1
Ptin = areaAve(Pressure + 0.5 * DensityExpr * Velocity * Velocity )@Inlet
PtotalExpr = Pstatic + KineticEnergyExpr
PtoutLab = areaAve(PstaticExpr)@diffuserOutlet + Kout
VelocityExpr = sqrt(Velocity u*Velocity u + Velocity v*Velocity v + Velocity w*Velocity w)
Viscosity ratio = Eddy Viscosity/Dynamic Viscosity
Vout = mFluxOut/(AreaOut*DensityExpr )
Vthroat = mFluxIn/(Athroat*DensityExpr)
inletP = areaAve(Pressure/DensityExpr)@Inlet
mFluxIn = areaInt(DensityExpr * Velocity w)@Inlet
mFluxOut = areaInt(DensityExpr * Velocity w)@diffuserOutlet
maxInletRadius = maxVal(sqrt(x^2 + y^2))@inletRadius
outletP = areaAve(Pressure/DensityExpr)@diffuserOutlet
swirl = lengthInt(Density * Velocity w * (x^2 + y^2) * sqrt(Velocity u^2 + Velocity
v^2) )@inletRadius / (maxInletRadius * lengthInt(Density * sqrt(x^2 + y^2) * Velocity
w^2 )@inletRadius )
END
END
END

```