

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE

MÉMOIRE PRÉSENTÉ
COMME EXIGENCE PARTIELLE
DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

CONCEPTION ET MODÉLISATION NUMÉRIQUE D'UN SIMULATEUR DE
MINI-CENTRALE HYDROÉLECTRIQUE MUNI DES TURBINES FRANCIS,
PELTON ET CROSS-FLOW POUR LA CARACTÉRISATION DES
PERFORMANCES ET L'ÉTUDE DE LA CAVITATION

PAR
KIFUMBI FRANCIS MAFUTA

JUIN 2018



BIBLIOTHÈQUE

Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue
Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue

Mise en garde

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue a obtenu l'autorisation de l'auteur de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans Depositum, site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous.

L'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre. Il est donc interdit de reproduire ou de publier en totalité ou en partie ce document sans l'autorisation de l'auteur.

Warning

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue obtained the permission of the author to use a copy of this document for non-profit purposes in order to put it in the open archives Depositum, which is free and accessible to all.

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

REMERCIEMENTS

L'aboutissement de ce mémoire de maîtrise a été possible grâce au concours de plusieurs personnes à qui j'aimerais dire merci.

Je voudrais tout d'abord adresser toute ma gratitude à mon directeur de recherche Monsieur le Professeur Dituba Ngoma Guyh. Je vous dis merci pour votre disponibilité, votre confiance accordée à mon endroit depuis le début de la maîtrise, votre patience et surtout pour vos judicieux conseils qui ont contribué à alimenter ma réflexion.

Mes vifs remerciements sont adressés aussi à tous les Professeurs qui m'ont encadré et encouragé durant mon cheminement universitaire.

Je voudrais exprimer ma reconnaissance envers les amis et collègues du laboratoire de Turbomachines : conception et modélisation en les personnes de Messieurs Mbock Singock Thomas-Alphonse et Abdelouahab Mohand Amokrane qui m'ont apporté leur support moral et intellectuel tout au long de cette démarche scientifique. Aussi, un grand merci à Messieurs les Professeurs Lubunga Pene Shako et Mpeye Niango Nestor de l'Université de Kinshasa, à Monsieur Pierre-Antoine St-Amour, à Monsieur Kazambua Fabrice et à Madame Babela Carine, merci pour tout.

Je dis aussi merci à l'École de génie de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue pour avoir mis à notre disposition du matériel de pointe et des conditions décentes de travail. Merci beaucoup.

Et enfin mes sincères remerciements vont à l'endroit de toute ma famille et particulièrement à Papa et Maman qui n'ont pas hésité à me donner la chance de venir étudier au Canada. À ma très chère épouse Tanya Kanika Pelo et à notre fille Joséphine Kifumbi Ngumbu, veuillez trouver ici l'expression de ma gratitude.

RÉSUMÉ

La production décentralisée de l'électricité d'origine renouvelable évolue de manière très significative et ne cesse d'augmenter de jour en jour réduisant ainsi la dépendance aux énergies qui nuisent à l'environnement et la production des gaz à effet de serre. Les grandes centrales hydrauliques sont difficiles à construire dû entre autres à la pénurie de sites et des restrictions environnementales à l'échelle mondiale. D'où la nécessité de développer des mini-centrales hydroélectriques ayant des plages de puissance de 0,5 à 5 MW. Dans le cadre de cette recherche, il s'agit de concevoir un simulateur numérique qui aide à l'étude des performances d'une mini-centrale hydroélectrique utilisant les turbines Francis, Cross-flow ou Pelton tout en identifiant les paramètres influençant la cavitation. Ce simulateur est composé d'un canal d'aménage, d'un réservoir amont, d'une conduite forcée, des roues (Francis, Pelton ou Cross-flow) et d'un aspirateur. À partir des données de référence d'une hauteur brute de chute de 15 m, d'un débit de 25 m³/h et des vitesses de rotation de 1500 tr/min pour la roue Francis, 1400 tr/min pour la Pelton et 700 tr/min pour la Cross-flow, les paramètres géométriques des roues ont été déterminés en utilisant notamment les vitesses spécifiques, les diagrammes des turbines et les équations empiriques: la forme de l'aube, la hauteur des aubes, les diamètres des roues et l'épaisseur des aubes. En outre, les équations de continuité et de Navier-Stokes ont été utilisées pour étudier les écoulements des liquides dans les turbines et pour les caractériser. Ces équations sont résolues au moyen de la méthode des volumes finis à l'aide du code ANSYS-CFX. Les résultats des simulations numériques pour différentes conditions d'opérations en termes de hauteur nette, de puissance à l'arbre et du rendement, ont été comparés avec ceux prélevés sur les bancs d'essai des turbines HM 450C et HT 703 se trouvant dans le laboratoire de Turbomachines de l'École de génie afin de les valider. De plus, une étude paramétrique a été effectuée pour identifier les paramètres géométriques et opérationnels des composants dudit simulateur qui peuvent influencer la cavitation et les performances du modèle développé.

Mots-clés: Turbines Hydrauliques, Aubes, Augets, Bâche Spirale, Diffuseur, ANSYS-CFX, Mécanique Des Fluides Numérique (MFN)

ABSTRACT

The decentralized production of electricity from renewable sources is evolving very significantly and is constantly increasing day by day, reducing the dependency on fossil fuels and the production of greenhouse gases. Currently, large hydropower plants are difficult to build because of the scarcity of sites and environmental restrictions worldwide. That brings out the necessity to develop mini hydropower plants with power ranges from 0.5 to 5 MW. The aim of this research is to design a digital simulator that can help to study the performance of a mini-hydroelectric plant using Francis, Cross-flow or Pelton turbines while studying the parameters involved with the cavitation phenomenon. This simulator consists of an upstream reservoir, a penstock, runners (Francis, Pelton or Cross-flow) and a draft tube. From the reference data with a gross head of 15 m, a flow rate of 25 m³/h and rotation speeds of 1500 rpm for the Francis wheel, 1400 rpm for the Pelton and 700 rpm for the cross-flow, the geometrical parameters of the wheels were determined to use among others specific speeds, turbines diagrams, empirical equations: shape of the blade, blade height, wheel diameters, blade thickness. In addition, the continuity and Navier-Stokes equations were used to study liquid flows in turbines and to characterize them. These equations were solved using finite volume by means of the ANSYS-CFX software. The results of the simulations for different operating conditions in terms of height, brake horse power and efficiency, were compared with those taken from the test benches of turbines HM 450C and HT 703 located in the turbomachines laboratory of the Engineering School for validation. Also the turbulence of the flows of the liquid was taken into account using the model k-ε. Finally, a parametric study was done to identify the geometrical and operational parameters of the components that can influence the cavitation and the performances of the model.

Keywords: Hydraulic Turbine, Blades, Buckets, Spiral Cover, Diffuser, ANSYS-CFX, Computational Fluid Dynamic (CFD)

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS.....	i
RÉSUMÉ	ii
ABSTRACT.....	iii
TABLE DES MATIÈRES	iv
LISTE DES TABLEAUX.....	viii
LISTE DES FIGURES.....	ix
LISTE DES SYMBOLES ET ABRÉVIATIONS	xiii
CHAPITRE 1	1
INTRODUCTION	1
1.1 Contexte et problématique.....	2
1.2 Classification des mini-centrales hydroélectriques	5
1.3 Objectifs	7
1.3.1 Objectifs généraux.....	7
1.3.2 Objectifs spécifiques	8
1.4 Méthodologie et démarche scientifique	8
1.5 Structure du mémoire	11
1.6 Revue de littérature en lien avec la recherche	12
CHAPITRE 2	13
TURBINES HYDRAULIQUES.....	13
2.1 Turbine Pelton	14
2.2 Turbine Cross-flow.....	16

2.3	Turbine Francis.....	17
CHAPITRE 3		18
ÉQUATIONS DE L'ÉCOULEMENT DE LIQUIDE DANS UNE TURBINE		
HYDRAULIQUE.....		18
3.1	Hypothèses	18
3.2	Équation de continuité.....	18
3.3	Équations de Navier-Stokes	19
3.4	Modèle de turbulence	20
3.5	Conditions aux limites.....	21
CHAPITRE 4		24
RÉSOLUTION NUMÉRIQUE DES ÉQUATIONS D'ÉCOULEMENT DE LIQUIDE		
4.1	Méthode des volumes finis	25
4.1.1	Génération du maillage.....	25
4.1.2	Assemblage pression-vitesse	27
4.1.4	Assemblage du système d'équations	28
4.1.5	Solutions des équations dans le code ANSYS-CFX.....	29
4.2	Principaux modules du logiciel « ANSYS-CFX ».....	29
4.2.2	Module Meshing.....	30
4.2.3	Module CFX-PRE.....	31
4.2.4	Module CFX-SOLVER.....	31
4.2.5	Module CFX-POST	31
CHAPITRE 5		33

PARAMÈTRES DE CONCEPTION ET D'OPÉRATION D'UNE TURBINE

HYDRAULIQUE.....	33
5.1 Conception des turbines hydrauliques.....	33
5.1.1 Triangles des vitesses.....	33
5.1.2 Courbes de performances.....	34
5.2 Conception de la roue d'une turbine.....	36
5.3 Turbine Francis.....	36
5.3.1 Vitesse spécifique.....	38
5.3.2 Coefficient de débit et coefficient d'énergie.....	39
5.4 Phénomène de cavitation et hauteur d'aspiration.....	41
5.4.1 Cavitation.....	41
5.4.2 Coefficient de cavitation.....	43
5.4.3 Hauteur d'aspiration théorique.....	45
5.5 Rendement.....	46
5.6 Conception de la bêche spirale.....	47
5.7 Conception de la roue de la turbine Francis.....	48
5.7.1 Tracé de l'aubage de la roue de la turbine Francis.....	48
5.7.2 Forme du canal de la roue.....	49
5.8 Turbine Cross-flow.....	55
5.8.1 Triangles des vitesses.....	57
5.8.2 Dimensionnement d'une turbine Cross-flow.....	57
5.8.3 Conception de l'aube.....	58
5.9 Turbine Pelton.....	62

5.9.1	Triangles des vitesses	63
5.9.2	Dimensionnement de la roue de la turbine Pelton.....	64
5.10	Lois des similitudes	68
CHAPITRE 6	69
RÉSULTATS ET DISCUSSION	69
6.1	Étude de cas	69
6.2	Paramètres opérationnels.....	69
6.3	Modélisation numériques des turbines	70
6.4	Simulations numériques avec le code ANSYS-CFX	72
6.5	Résultats	74
6.5.1	Effet du nombre d’aubes des turbines.....	74
6.5.2	Variation de la longueur de l’aspirateur de la turbine Francis.....	86
6.5.3	Effet de la largeur du jet de la turbine Cross-flow	87
6.5.4	Effet de la vitesse de rotation.....	89
CHAPITRE 7	97
VALIDATION DES RÉSULTATS	97
CHAPITRE 8	102
CONCLUSION ET PERSPECTIVES	102
RÉFÉRENCES	104

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 5.1: Données de référence du banc d'essais pour la turbine Francis.....	37
Tableau 5.2: Plage de vitesses spécifiques.....	39
Tableau 5.3: Paramètres numériques de la turbine Francis.....	54
Tableau 5.4: Données de référence du banc d'essais de la turbine Cross-flow	55
Tableau 5.5: Paramètres numériques de la Turbine Cross-flow	62
Tableau 5.6: Données de référence de la turbine Pelton.....	64
Tableau 5.7: Paramètres numériques de la turbine Pelton	67
Tableau 6.1: Paramètres dimensionnels.....	69
Tableau 6.2: Paramètres opérationnels	70

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1: Composants d'une mini-centrale hydroélectrique	4
Figure 1.2: Classification des turbines hydrauliques	5
Figure 1.3: Classification des mini-centrales hydroélectriques	6
Figure 1.4: Structure du mémoire	11
Figure 2.1: Schéma d'une turbine à action.....	14
Figure 2.2: Turbine Pelton à axe horizontal à un jet.....	15
Figure 2.3: Schéma de principe d'une turbine Cross-flow	16
Figure 2.4: Composants d'une turbine Cross-flow.....	17
Figure 2.5: Composants d'une turbine Francis.....	17
Figure 2.1: Schéma d'une turbine à action.....	14
Figure 2.2: Turbine Pelton à axe horizontal à un jet.....	15
Figure 2.3: Schéma de principe d'une turbine Cross-flow	16
Figure 2.4: Composants d'une turbine Cross-flow.....	17
Figure 2.5: Composants d'une turbine Francis.....	17
Figure 4.1: Schéma de résolution du code ANSYS-CFX.....	24
Figure 4.2: Maillage typique.....	25
Figure 4.3: Point d'intégration dans un volume de contrôle	26
Figure 4.4: Modules du code ANSYS-CFX	30
Figure 5.1: Triangles des vitesses	34
Figure 5.2: Courbes de performances typiques.....	34
Figure 5.3: Courbes de performances typiques.....	35
Figure 5.4: Banc d'essais HM 450C	37
Figure 5.5: Relation entre le diamètre spécifique et la vitesse spécifique des turbines hydrauliques	40
Figure 5.6: Relation pression – température de l'eau	41
Figure 5.7: Dommages par cavitation sur les roues des turbines	42

Figure 5.8: Paramètre de cavitation minimum requis de Thomas par rapport à la vitesse spécifique pour les turbines Francis et Kaplan.....	44
Figure 5.9: Hauteur d'aspiration pour différents types de turbines	45
Figure 5.10: Rendement des turbines hydrauliques en fonction de la vitesse	46
Figure 5.11: Détermination des sections de la bêche spirale	47
Figure 5.12: Modèle solide de la bêche spirale.....	48
Figure 5.13: Courbes limites de l'aubage	49
Figure 5.14: Forme caractéristique du canal de la roue	50
Figure 5.15: Dimensions caractéristiques du canal de la roue Francis	51
Figure 5.16: Dimensions caractéristiques du canal en fonction du chiffre de vitesse	52
Figure 5.17: Forme du canal de la roue en fonction de la vitesse spécifique	53
Figure 5.18: Modèle solide de la roue Francis.....	53
Figure 5.19: Roue Francis de la centrale Rapide-2 d'Hydro-Québec.....	54
Figure 5.20: Banc d'essais HT 703.....	56
Figure 5.21: Triangles des vitesses dans une roue d'une turbine Cross-flow.....	57
Figure 5.22: Tracé de l'aube d'une roue Cross-flow	59
Figure 5.23: Tracé de l'aube d'une roue Cross-flow	61
Figure 5.24: Modèle solide de la roue Cross-flow	61
Figure 5.25: Jet d'eau sur l'auget d'une turbine Pelton	62
Figure 5.26: Triangles des vitesses dans une roue d'une turbine Pelton	63
Figure 5.27: Auget de la turbine Pelton	66
Figure 5.28: Modèle solide de la roue Pelton	68
Figure 6.1: Domaine fluide des composants de la turbine Francis	71
Figure 6.2: Domaine fluide de la turbine Cross-flow	72
Figure 6.3: Étapes d'une simulation numérique	73
Figure 6.4: Hauteur nette en fonction du débit	75
Figure 6.5: Hauteur nette en fonction de la vitesse de rotation.....	75
Figure 6.6: Puissance à l'arbre en fonction du débit.....	76
Figure 6.7: Rendement en fonction du débit.....	77

Figure 6.8: Contours de pression pour un débit de 24,12 m ³ /h avec le nombre d'aubes comme paramètre	78
Figure 6.9: Vecteurs vitesses pour un débit de 24,12 m ³ /h avec le nombre d'aubes comme paramètre.....	79
Figure 6.10: Hauteur de chute en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 25,31 m ³ /h.....	80
Figure 6.11: Puissance à l'arbre en fonction du débit.....	81
Figure 6.12: Rendement en fonction du débit.....	81
Figure 6.13: Vecteurs vitesses pour un débit de 25,31 m ³ /h avec le nombre d'aubes comme paramètre.....	82
Figure 6.14: Contours de pression pour un débit de 25,31 m ³ /h avec le nombre d'aubes comme paramètre.....	83
Figure 6.15: Hauteur de chute en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 12,24 m ³ /h.....	84
Figure 6.16: Puissance à l'arbre fonction du débit.....	84
Figure 6.17: Rendement en fonction du débit.....	85
Figure 6.18: Contours de pression et vecteurs vitesses pour un débit de 12,24 m ³ /h.....	85
Figure 6.19: Puissance à l'arbre en fonction du débit avec la longueur de l'aspirateur comme paramètre.....	86
Figure 6.20: Rendement en fonction du débit avec la longueur de l'aspirateur comme paramètre	87
Figure 6.21: Puissance à l'arbre en fonction du débit.....	88
Figure 6.22: Rendement en fonction du débit.....	88
Figure 6.23: Hauteur nette en fonction de la vitesse de rotation.....	89
Figure 6.24: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 24,12 m ³ /h.....	90
Figure 6.25: Rendement en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 24,12 m ³ /h	91
Figure 6.26: Contours de pression et vecteurs vitesses pour un débit de 24,12 m ³ /h.....	91

Figure 6.27: Apparition de la cavitation	92
Figure 6.28: Effet de la cavitation en fonction de la vitesse de rotation.....	93
Figure 6.29: Hauteur nette en fonction de la vitesse de rotation.....	94
Figure 6.30: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse pour un débit de 12,24 m ³ /h..	94
Figure 6.31: Rendement en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 12,24 m ³ /h	95
Figure 6.32: Hauteur nette en fonction de la vitesse	95
Figure 6.33: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 25,31 m ³ /h.....	96
Figure 6.34: Rendement en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 25,31 m ³ /h	96
Figure 7.1: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse de rotation	98
Figure 7.2: Rendement en fonction de la vitesse de rotation	98
Figure 7.3: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse de rotation	99
Figure 7.4: Rendement en fonction de la vitesse de rotation	99
Figure 7.5: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse de rotation	100
Figure 7.6: Rendement en fonction de la vitesse de rotation	100
Figure 7.7: Intervalles d'écart sur la puissance à l'arbre	101
Figure 7.8: Intervalles d'écart sur le rendement	101

LISTE DES SYMBOLES ET ABRÉVIATIONS

Liste des symboles

Alphabet Latin

<i>Symboles</i>	<i>Grandeur physique</i>	<i>Unité</i>
A	Aire couverte par les directrices	[m ²]
a, e	Ouverture de l'aube	[m]
b _l	largeur des aubes	[m]
b	Hauteur du distributeur	[m]
C ₁	Vitesse absolue du jet	[m/s]
d	Diamètre du jet	[m]
D	Diamètre	[m]
D _e	Diamètre extérieur	[m]
D _i	Diamètre intérieur	[m]
f	Fréquence	[Hz]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
h	Hauteur de l'aube	[m]
H _b	Hauteur brute	[m]
H _n	Hauteur nette	[m]
k	Rayon de décalage	[m]
n	Vitesse de rotation	[tr/sec]
N, n _G	Vitesse de rotation	[tr/min]
N _q	Vitesse spécifique en fonction du débit	[rpm (m ³ /s) ^{1/2} /m ^{3/4}]
N _s	Vitesse spécifique en fonction de la puissance à l'arbre de la turbine	[rpm (W) ^{1/2} /m ^{5/4}]
p	Pression	[Pa]
P _a	Puissance à l'arbre	[W]
P _h	Puissance hydraulique	[W]
p _v	Pression de vapeur d'eau	[Pa]
Q	Débit	[m ³ /s]
t	Profondeur de l'aube	[m]
T, C	Couple	[Nm]

U	Vitesse d'entrainement	[m/s]
v	Vitesse d'écoulement dans la conduite forcée	[m/s]
V	Vitesse absolue	[m/s]
W	Vitesse relative	[m/s]
Z	Nombre d'aubes	[-]

Alphabet Grec

<i>Symboles</i>	<i>Grandeur physique</i>	<i>Unité</i>
α	Angle des directrices et avant directrices	[°]
β	Angle des aubes de la turbine	[°]
η	Rendement	[%]
θ	Diamètre spécifique adimensionnel	[-]
λ	Angle d'interception du jet	[°]
ν	Chiffre de vitesse	[-]
ρ	Masse Volumique	[kg/m ³]
σ_c	Coefficient de cavitation	[-]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
Φ	Coefficient de débit	[-]
Ψ	Coefficient d'énergie	[-]
ω	Vitesse angulaire	[rad/s]
ω_s	Vitesse spécifique adimensionnel	[-]

Indice

1	Entrée
2	Sortie

Cette page est laissée intentionnellement blanche

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

De plus en plus dans les quatre coins du monde, la production décentralisée de l'électricité d'origine renouvelable se développe de manière très significative de jour en jour réduisant ainsi la dépendance aux énergies fossiles.

Le développement des grandes centrales hydroélectriques étant devenu très difficile dans de nombreux pays industrialisés en raison de la pénurie de site de développement et des restrictions environnementales à l'échelle mondiale, il existe de nombreux sites appropriés pour le développement des mini-centrales hydroélectriques ayant une plage de puissances inférieures à 10 MW.

Ces contraintes laissent aux mini-centrales une place de choix dans le domaine des énergies renouvelables puisque leurs impacts environnementaux sont très faibles.

La puissance et le rendement étant des éléments fondamentaux pour une société qui se veut compétitive, il est alors important de s'équiper d'outils adéquats permettant de les maximiser.

Ce mémoire a donc pour but l'étude de la conception et du développement d'un outil numérique pouvant aider à maîtriser d'avantage la construction d'une mini-centrale hydroélectrique. Ceci permet de diminuer considérablement les efforts physiques déployés par les ingénieurs et techniciens, et de minimiser les erreurs lors des phases de construction et d'opération.

Les méthodes antérieures utilisées pour la conception des turbines hydrauliques se basent sur l'état d'équilibre du système, les corrélations empiriques et les essais expérimentaux. Les paramètres les plus cruciaux qui influencent les caractéristiques fonctionnelles des turbines sont étudiés dans la phase de conception (hauteur nette, puissance à l'arbre, vitesse de rotation et rendement). Les paramètres définis pour les simulations numériques, comme le maillage et les conditions aux frontières sont abordés succinctement dans ce travail.

Les objectifs et les applications visés sont: la construction des mini-centrales hydroélectriques pour alimenter des zones éloignées en électricité, le soutien au réseau local ou interconnecté et une production électrique décentralisée.

1.1 Contexte et problématique

Dans le contexte actuel de dérégulation et de libéralisation du marché de l'électricité, les interrogations et les inquiétudes concernant les conséquences environnementales de la production d'énergie électrique au moyen de combustibles fossiles ou radioactifs ont déclenché depuis quelques années un véritable enthousiasme en faveur de l'utilisation des énergies renouvelables comme en témoignent les nombreux articles de recherche et de presse grand public qui paraissent régulièrement.

L'hydroélectricité représente à elle seule plus de 94 % de la production électrique mondiale à base d'énergies renouvelables [1, 2]. Elle est la première source renouvelable de production d'énergie électrique utilisée au Canada [3] et, à travers le monde, elle est la troisième source de production électrique (16,6 % en 2014 soit 3900 TWh) derrière le charbon (40,6%) et le gaz (22,2%) [4]. Elle a comme un autre avantage, celui d'être pratiquement indépendant du cours des marchés des combustibles fossiles.

Les grandes centrales hydroélectriques (86%), sont les aménagements hydroélectriques de forte puissance au-delà des 10 MW et les petites centrales hydrauliques (8,3%) sont celles qui ont des puissances inférieures à 10 MW. Cette deuxième catégorie d'aménagements des plus en plus utilisées pour la production de l'énergie électrique est elle-même généralement subdivisée en petites, mini et micro centrales [5]. Par conséquent, il n'y a pas réellement de consensus sur les termes et que les frontières entre les différentes gammes de petite hydroélectricité sont floues. Ces disparités s'étendent même à la frontière entre petite et grande centrales hydroélectriques dont la valeur peut varier de 10 MW à 30 MW. Les mini-centrales hydroélectriques « à petite échelle » d'une puissance installée généralement inférieure à 5 MW [6, 7] telles que

montrée à la figure 1.1. Elles sont composées essentiellement des réservoirs amont et aval, d'une chambre d'équilibre, d'une conduite forcée, d'une turbine hydraulique, d'un alternateur et d'un diffuseur.

En pratique, les petites installations se distinguent peu des grandes. La différence se situe surtout au niveau de la simplicité de conception et d'exploitation.

Les petites centrales sont non seulement économiques pour construire, mais elles peuvent aussi fonctionner automatiquement sans personnel permanent et avec un minimum de surveillance et de temps de maintenabilité. En règle générale, elles sont exploitées au fil de l'eau, sans réservoir d'accumulation qui est l'élément du génie civil trop coûteux pour ces petites installations [8].

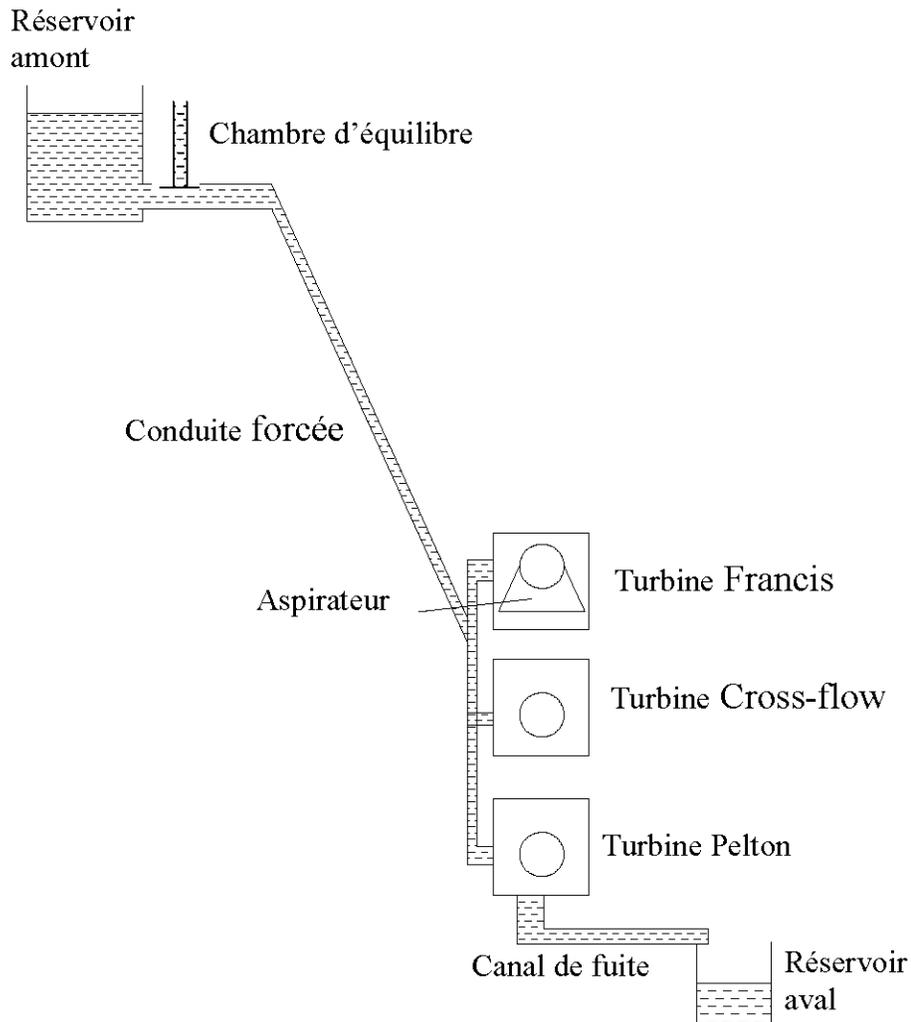


Figure 1.1: Composants d'une mini-centrale hydroélectrique

Pour un constructeur des turbines hydrauliques et d'alternateurs, la conception, la fabrication et la caractérisation du groupe turbine-alternateur présentent toujours un défi dû au nombre important des paramètres à considérer incluant la configuration du site d'installation des mini-centrales.

Une meilleure fabrication des turbines en particulier exige une détermination avec précision de tous les paramètres clés de ses composants en tenant compte des phases de planification et de la conception de l'alternateur, des réservoirs amont et aval, de la

chambre d'équilibre et de la conduite forcée ainsi que du coup de bélier et de la cavitation.

Les turbines pour mini-centrale hydroélectrique sont groupées en deux catégories comme présentées à la figure 1.2.

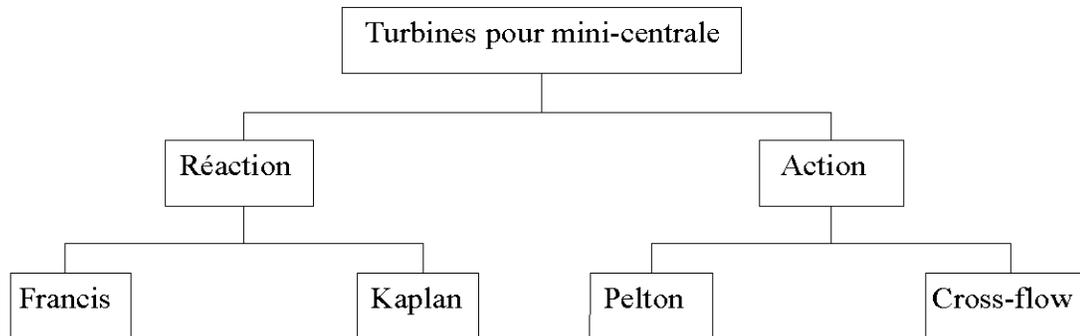


Figure 1.2: Classification des turbines hydrauliques [9]

1.2 Classification des mini-centrales hydroélectriques

Quatre grandeurs caractéristiques permettent d'évaluer l'importance des aménagements hydroélectriques:

- le débit d'équipement ou le débit maximum susceptible d'être turbiné par la centrale;
- la hauteur de chute ou la dénivellation exploitée;
- la puissance de l'aménagement;
- l'énergie électrique produite.

Outre ces quatre paramètres, la classification des mini-centrales hydroélectriques s'effectue en fonction de la manière dont l'eau est captée et conduite à la turbine, et de l'emplacement de cette dernière.

Il existe deux principales classes de mini-centrales comme illustré à la figure 1.3.

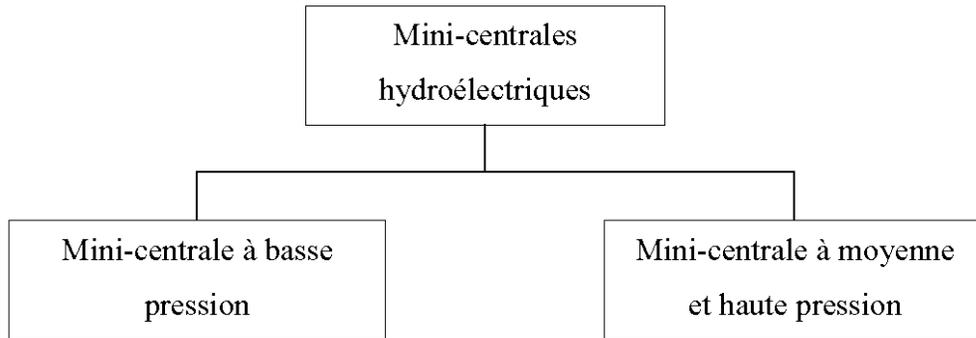


Figure 1.3: Classification des mini-centrales hydroélectriques [10]

- a) Installations à basse pression le long d'un cours d'eau ou sur un canal de dérivation. L'ouvrage le plus important est le barrage, ou la prise d'eau, le plus souvent construit en béton. Sa fonction est de détourner le débit nécessaire directement vers la turbine ou dans un canal de dérivation tout en laissant passer les crues. La centrale est soit intégrée directement dans le barrage, soit placée à l'extrémité d'un canal. Il n'y a pas en règle générale de conduite forcée, ou celle-ci reste très courte. Les hauteurs de chutes se situent entre 2 et 20 m et la pression dans la turbine est faible.
- b) Installations à moyenne et haute pression sur des cours d'eau, des sources de montagne, des réseaux d'eau potable et dans des circuits hydrauliques industriels. Aux composants mentionnés pour la première catégorie s'ajoute une conduite forcée entre la prise d'eau ou l'extrémité du canal de dérivation et la centrale. Elle est l'ouvrage le plus important de ce type de mini-centrale.

Les mini-centrales peuvent être une bonne alternative aux centrales thermiques et surtout:

- pour de nombreuses zones éloignées, elles constituent une source d'énergie d'appoint avantageuse;
- elles peuvent être intégrées dans des projets à usages multiples et en améliorer la couverture des frais par la production d'énergie;

- elles augmentent la sécurité d’approvisionnement et la productivité de certaines entreprises comme les moulins à farine qui peuvent ainsi fonctionner en continue car étant indépendante du réseau;
- leurs constructions, rénovation et entretien représentent un potentiel de travail pour les entreprises locales;
- elles constituent une alternative avantageuse à de longues lignes électriques pour alimenter des habitations et fermes isolées et éloignées;
- elles tirent parti du potentiel de force hydraulique sans nuire à l’environnement;
- de par leur petite taille et leur simplicité, elles ont une fonction didactique puisqu'elles permettent à un grand nombre de visiteurs de prendre conscience des problèmes pratiques de la production d’énergie et du respect de l’environnement.

Les considérations ci-dessus montrent que la petite hydroélectricité est l’une des sources énergétiques propres et prometteuses. Elle a un rôle significatif dans le développement des sources à énergies renouvelables soit pour la fourniture de l’électricité aux sites isolés comme des zones reculées et/ou des villages de pays ayant un mauvais réseau électrique ou un réseau peu étendu, soit comme une production d'appoint, rapidement mobilisable dans les réseaux interconnectés, d’où la nécessité et l’exigence d’améliorer le design des machines productrices de cette énergie électrique.

1.3 Objectifs

De ce qui précède, deux types d’objectifs sont à distinguer dans ce travail de recherche; les objectifs généraux et spécifiques:

1.3.1 Objectifs généraux

À plus long terme, la recherche proposée vise à:

1. Réduire les coûts de conception, de fabrication et d'essais des turbines pour les mini-centrales hydroélectriques;

2. Améliorer la conception, la fabrication et la maintenance de ces machines;
3. Augmenter le rendement énergétique;
4. Accroître la durée de vie et d'exploitation de ces machines;
5. Bien choisir les matériaux de composants des turbines pour les mini-centrales hydroélectriques.

1.3.2 Objectifs spécifiques

- 1 Étudier les différents modèles de turbines existants à partir des courbes caractéristiques en identifiant les plus performants et les mieux adaptés;
- 2 Concevoir les trois modèles numériques des turbines pour les mini-centrales hydroélectriques en évaluant leurs performances par la méthode des volumes finis à l'aide du logiciel commercial ANSYS-CFX;
- 3 Faire des simulations à l'aide des modèles numériques développés;
- 4 Valider les modèles numériques obtenus au point 2;
- 5 Concevoir les turbines pour les mini-centrales hydroélectriques en tenant compte des points 2 et 3 en spécifiant aussi les paramètres géométriques de fabrication;
- 6 Faire une étude paramétrique des paramètres qui influencent la cavitation et les performances de la turbine.

1.4 Méthodologie et démarche scientifique

Pour atteindre les objectifs spécifiques énoncés ci-dessus, les moyens à mettre en œuvre sont basés sur des approches mathématiques, numériques et expérimentales. Les objectifs étaient centrés sur les activités présentées ci-dessous:

a. Développer de modèles numériques 3D de la turbine

Avant de développer les modèles numériques, une étude approfondie était faite sur les différents types des turbines des mini-centrales hydroélectriques. Cette étude était

basée sur les courbes caractéristiques des turbines et elle a permis d'identifier les plus adéquates.

Suite à l'étude, des modèles des turbines pour les mini-centrales hydroélectriques ont été développés en tenant compte de la roue, du diffuseur et du corps de la turbine, et en se basant sur les données du site d'implantation.

Concernant les écoulements monophasiques de liquide dans les composants de la turbine, les équations de continuité et de Navier-Stokes ont été appliquées pour obtenir des modèles mathématiques de celle-ci. Les conditions et les paramètres suivants ont été pris en compte dans la modélisation: les conditions aux frontières, les conditions initiales et les propriétés physiques du liquide.

L'interface entre la partie tournante et la partie fixe est prise en compte en utilisant la condition de « Frozen-Rotor ». Dans cette approche, l'écoulement est supposé stationnaire. Les effets instationnaires induits par l'interaction rotor-stator (partie tournante et fixe) sont ainsi moyennés. Le modèle $k - \varepsilon$ est utilisé pour modéliser la turbulence des écoulements. Ce modèle très répandu est valide pour plusieurs types d'écoulements rencontrés dans l'industrie.

Pour s'assurer de l'exactitude des modèles mathématiques développés, des vérifications systématiques des équations et des conditions aux frontières utilisées ont été effectuées. Pour obtenir des modèles numériques de la turbine avec roue, aspirateur et corps de la turbine; les systèmes d'équations différentielles partielles résultants des modélisations mathématiques ont été résolus en utilisant la méthode des volumes finis à l'aide du code ANSYS-CFX. Ce dernier permet de déterminer les distributions de pression et de vitesse dans la turbine.

b. Faire des simulations numériques à l'aide des modèles numériques

A partir des modèles numériques des turbines développées, des simulations sont faites pour étudier l'influence des paramètres géométriques de composants sur les performances et des paramètres d'écoulement de liquide.

L'influence de la position relative rotor-stator-corps de la turbine sur les champs de pression et de vitesse est également examinée.

Pour s'assurer d'une convergence adéquate et d'une bonne précision des résultats numériques, des vérifications ont été faites pour trouver une taille de maillage minimalement raffinées à partir de laquelle les solutions y deviendront indépendantes.

c. Valider les modèles numériques à l'aide des résultats du banc d'essais

La validation des modèles numériques des turbines développées est effectuée en comparant les résultats des simulations numériques (hauteur nette, puissance à l'arbre et rendement) avec les résultats expérimentaux fournis par le banc d'essais HM 450C et HT 703. La prise en compte de la cavitation est réalisée en utilisant le nombre de Thomas.

1.5 Structure du mémoire

La figure 1.4 résume la structure du mémoire:

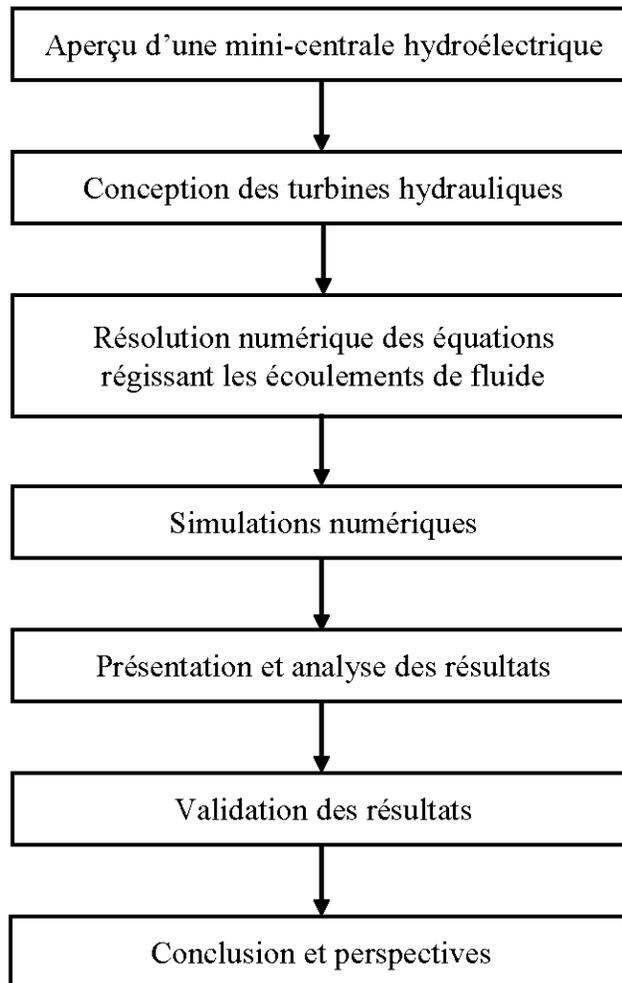


Figure 1.4: Structure du mémoire

1.6 Revue de littérature en lien avec la recherche

Plusieurs travaux de recherche qui ont fait objet de publication ont été réalisés sur la morphologie des composants des turbines des mini-centrales hydroélectriques. Aly Hassan Elbatran et al. ont fait une étude sur ces installations pour déterminer les impact économique et écologique dans des zones rurales éloignés [9, 11-14]. J.Zanette D.Imbault et A.Tourabi ont fait l'étude géométrique et structurale des contraintes mécaniques que subit les aubes d'une turbine Cross-flow en pleine charge [15]. Hayati Olgun et al. ont étudié les effets de forme de tubes de guidages à l'intérieure de la turbine Cross-flow et ils ont réalisé une autre étude paramétrique sur l'influence de la largeur de la buse en fonction de la largeur de la roue et du nombre d'aubes [16, 17].

Les études d'Audrius se sont penchées sur l'influence des nombres d'augets d'une turbine Pelton pour mini-centrale, l'interaction du jet d'eau sur la roue en rotation et enfin faire une comparaison entre les résultats numériques des codes Ansys-CFX et Ansys-Fluent [18-22]. Plusieurs autres travaux de recherche notamment celles de Panthee Amod et al. ont été effectuées sur des turbines Pelton pour déterminer l'influence de la géométrie des augets, de leur nombre et de l'angle des injecteurs; une autre sur l'étude du couple en utilisant les modèles de turbulences k- ϵ et SST afin de les comparer [23-25]. D'autres études ont été faites pour analyser l'influence des plusieurs jets dans une turbine Pelton de mini-centrale hydroélectrique [26, 27].

Certaines études théoriques et numériques se sont étalées pour la turbine Francis sur l'influence de la géométrie des aubes sur le rendement de la turbine [13, 28, 29]. Et d'autres ont étudié le diffuseur de cette turbine sous différentes formes [30-35].

Au vu des travaux antérieures décrits, un modèle numérique de mini-centrales hydroélectriques muni de la turbine Francis, Pelton et Cross-flow pouvant service de banc d'essais virtuel en lieu et place d'un banc d'essais réel très dispendieux n'a pas fait l'objet d'étude et de publication. Un modèle numérique ne se brise pas, et peut supporter des contraintes qui peuvent mettre un modèle réel hors usage.

CHAPITRE 2

TURBINES HYDRAULIQUES

Une turbine hydraulique est une machine qui sert à transformer l'énergie potentielle de l'eau associée à une hauteur en travail utile disponible sur l'arbre de la roue de turbine permettant d'entraîner entre autres un alternateur pour la production de l'énergie électrique.

Pour ce faire, l'énergie potentielle de l'eau est tout d'abord convertie en énergie cinétique. L'eau en écoulement est accélérée à une vitesse la plus élevée possible à l'intérieur d'un distributeur ou d'une buse. L'impulsion de liquide est rendue exploitable comme force périphérique en le déviant dans une roue.

Selon l'endroit où a lieu la transformation énergétique, la figure 1.2 présente deux types de turbines à savoir:

- a) Turbine à action: l'énergie potentielle totale est transformée en vitesse dans le distributeur fixe. Il n'y a pas de chute de pression entre l'entrée et la sortie de la roue. L'écoulement de liquide est uniquement dévié dans le rotor. Il y'a notamment les turbines Pelton adaptées pour les hauteurs de chute de 2 à plus de 400 m et Cross-flow de 2 à 200 m.
- b) Turbine à réaction: l'énergie potentielle est convertie en partie dans le distributeur, et en partie dans le rotor. Une différence de pression existe son entrée et sa sortie. L'écoulement de liquide est dévié et accéléré dans le rotor. Dans ce type de turbine, il y'a entre autres les turbines Francis qui sont adaptées pour les hauteurs de chute de 10 à 15 m.

Dans le cadre de cette recherche, les turbines à action Pelton et Cross-flow et la turbine à réaction Francis des mini-centrales hydroélectriques ont été étudiées de manière approfondie.

2.1 Turbine Pelton

La turbine Pelton présentée à la figure 2.1 est une turbine munie d'une roue à augets qui est mise en rotation par un jet d'eau provenant d'un injecteur. Le jet exerce une force sur les augets placés à la périphérie de la roue, qui est transformée en couple et en puissance à l'arbre. Les augets sont profilés pour obtenir un rendement maximum tout en permettant à l'eau de s'échapper sur les côtés de la roue. Ils comportent une échancrure qui assure une pénétration progressive optimale du jet dans l'auget. L'énergie potentielle de la chute d'eau est convertie par les injecteurs à pointeau en énergie cinétique. L'injecteur est conçu pour produire un jet cylindrique aussi homogène que possible avec un minimum de dispersion.

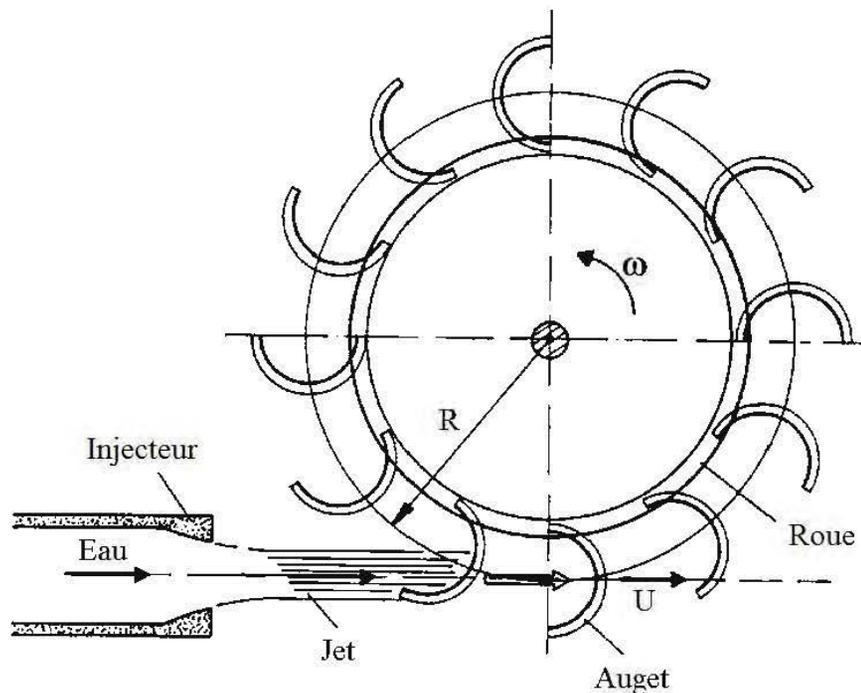


Figure 2.1: Schéma d'une turbine à action [36]

Une turbine Pelton peut être équipée d'un ou de plusieurs injecteurs, pouvant aller jusqu'à six. Le débit est réglable au moyen d'un pointeau mobile à l'intérieur de l'injecteur, qui est déplacé par un servomoteur hydraulique ou électrique. Le pointeau est asservi à la régulation de cette dernière. La turbine Pelton comporte aussi dans la

majorité des cas un déflecteur qui, en cas de déclenchement brusque de la génératrice se place rapidement entre l'injecteur et la roue pour dévier le jet, ceci pour éviter l'emballement de la turbine. Ce déflecteur est souvent manœuvré par un ressort ou un contrepoids qui permet sa mise en action sans nécessiter de source d'énergie extérieure. Les principaux composants d'une turbine Pelton horizontale à un jet sont illustrés à la figure 2.2.

Les différents organes de la turbine Pelton sont placés dans un bâti installé sur le canal de fuite de la turbine. Étant donné que la roue de la turbine tourne dans l'air, les joints d'arbre ne sont pas contraints d'être étanches à la pression, mais doivent simplement éviter que l'eau ne sorte de la bâche. Ils sont constitués par des disques qui centrifugent les gouttelettes d'eau infiltrées dans un boîtier relié à la sortie de la turbine.

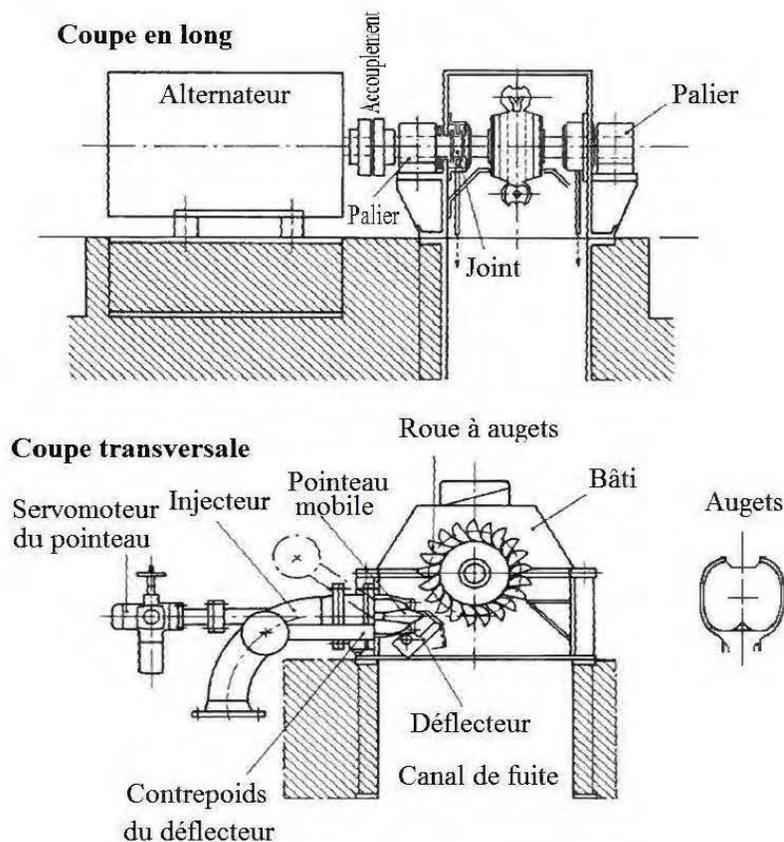


Figure 2.2: Turbine Pelton à axe horizontal à un jet [36]

2.2 Turbine Cross-flow

La turbine Cross-flow est utilisée pour une large gamme de dénivellations de 2 à 15 m pour cette recherche.

Elle a une particularité, à savoir: l'eau traverse deux fois la roue comme illustrée à la figure 2.3. C'est une turbine de construction simple, et est constituée de trois parties principales [5]:

- un injecteur de section rectangulaire dont le débit est réglé à l'aide d'une aube rotative, similaire à une vanne papillon. Afin d'assurer un arrêt de la turbine sans énergie d'appoint, la fermeture est souvent réalisée au moyen d'un contrepoids, et l'ouverture par un vérin hydraulique;
- une roue en forme de tambour, dotée d'aubes cylindriques;
- un bâti enveloppant la roue sur lequel sont fixés les paliers de la turbine.

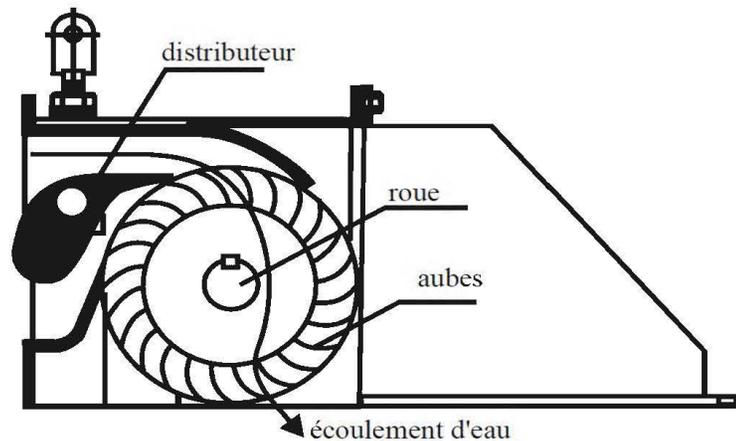


Figure 2.3: Schéma de principe d'une turbine Cross-flow [5]

En outre, la figure 2.4 montre d'autres composants de cette turbine. La roue est autonettoyante: les débris bloqués sur l'aube à l'entrée de la roue sont chassés par l'eau qui en sort. En contrepartie, le rendement maximum de ce type de turbine est moyen et reste compris, pour une machine de bonne qualité, entre 80 et 83% [9]. La vitesse de rotation est généralement basse ce qui fait qu'un multiplicateur de vitesse est impératif entre la turbine et le générateur.

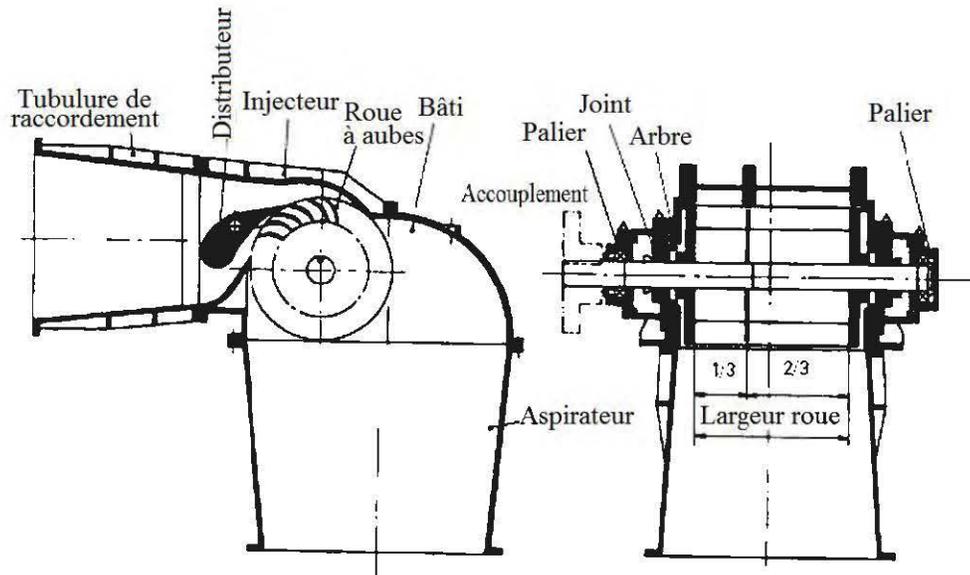


Figure 2.4: Composants d'une turbine Cross-flow [36]

2.3 Turbine Francis [37]

La turbine Francis est utilisée pour des hauteurs de chute moyennes et des débits d'eau élevés. La puissance de la turbine est ajustée par les aubes directrices. La figure 2.5 illustre schématiquement les éléments constitutifs de cette turbine.

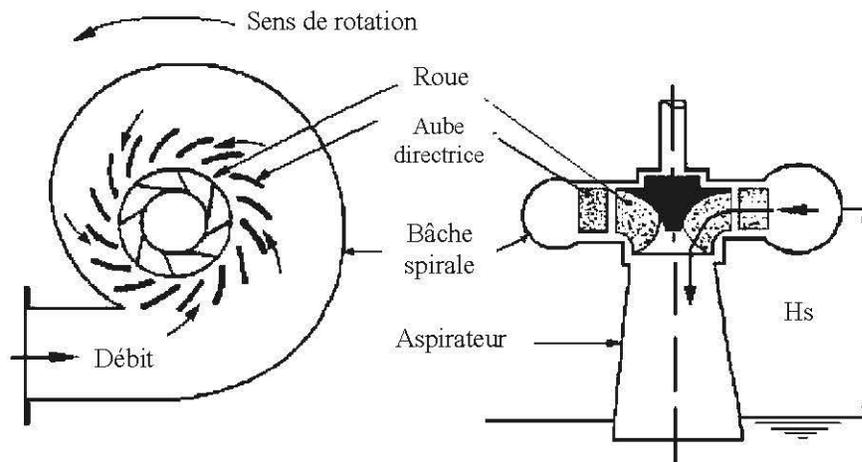


Figure 2.5: Composants d'une turbine Francis [37]

CHAPITRE 3

ÉQUATIONS DE L'ÉCOULEMENT DE LIQUIDE DANS UNE TURBINE HYDRAULIQUE

Ce chapitre présente un bref aperçu des équations générales qui régissent les écoulements des liquides internes dans les turbines hydrauliques, les hypothèses simplificatrices et la méthode utilisée pour les résoudre.

3.1 Hypothèses

Pour résoudre les équations de Navier-Stokes et de continuité, les hypothèses suivantes ont été prises en compte:

- i. Le liquide est considéré incompressible;
- ii. L'écoulement de liquide est considéré comme stationnaire: composantes indépendantes du temps $\left(\frac{\partial}{\partial t} = 0\right)$;
- iii. Le liquide est considéré newtonien: la viscosité est indépendante du taux de cisaillement;
- iv. Les équations de la conservation d'énergie ne sont pas prises en compte: la température est constante (pas de dégradation de l'énergie mécanique en énergie thermique).

3.2 Équation de continuité

L'équation de continuité peut être formulée comme suit:

$$\nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (3.1)$$

où U représente la vitesse de la particule du liquide.

En coordonnées cartésiennes, l'équation 3.1 devient:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

3.3 Équations de Navier-Stokes

Les équations de Navier–Stokes peuvent être formulées par:

$$\nabla \cdot (\rho U \otimes U) = \nabla \cdot \left(-p + \mu_{eff} \left(\nabla U + (\nabla U)^T \right) \right) + S_M \quad (3.3)$$

où:

ρ est la Masse volumique ;

U est la vitesse d'écoulement ;

p la pression;

μ_{eff} est la viscosité effective;

S_M est le terme source. Il est défini comme suit:

$$S_M = -\rho \left(\omega \times (\omega \times r) + 2\omega \times U \right) \quad (3.4)$$

où r est le vecteur de localisation, $2\omega \times U$ l'accélération centripète et $\omega \times (\omega \times r)$

l'accélération de Coriolis.

En considérant le système cartésien (x, y, z), les équations de Navier-Stokes deviennent:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + S_{Mx} \quad (3.5)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + S_{My} \quad (3.6)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + S_{Mz} \quad (3.7)$$

Pour un écoulement ayant une vitesse de rotation constante ω selon l'axe des z, les termes sources S_{Mx} , S_{My} et S_{Mz} , sont exprimés respectivement par:

$$S_{Mx} = \rho \left(\omega_z^2 r_x + 2\omega_z v \right) \quad (3.8)$$

$$S_{My} = \rho \left(\omega_z^2 r_y - 2\omega_z u \right) \quad (3.9)$$

$$S_{Mz} = 0 \quad (3.10)$$

3.4 Modèle de turbulence [38]

La turbulence est provoquée par des fluctuations à petite échelle dans le fluide en fonction du temps [39]. Il s'agit d'un processus complexe, instable et a un important effet sur les caractéristiques de l'écoulement. Elle se produit lorsque les forces d'inertie deviennent significatives par rapport aux forces visqueuses et cela se caractérise par un nombre de Reynolds élevé. Pour la prédire, le code ANSYS-CFX fait usage de plusieurs modèles de turbulence. Son choix est influencé par trois critères: la nature physique du problème, la qualité attendue des résultats et la puissance de l'ordinateur. [40, 41]. Dans le cadre de cette recherche, c'est le modèle k- ϵ qui a été utilisé pour la prise en compte de la turbulence des écoulements.

Son principe consiste à introduire dans les équations de Navier-Stokes une viscosité turbulente pour modéliser les tenseurs de Reynolds représentant les flux turbulents. Cette viscosité est calculée à partir de deux grandeurs l'énergie turbulente par unité de masse (k) et la dissipation par unité de masse (ϵ). Le modèle de turbulence est représenté de la manière suivante:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.11)$$

où μ et μ_t sont respectivement les viscosités moléculaire et de turbulence. Le coefficient μ_t est fonction de la vitesse de turbulence V_t et l'échelle de longueur turbulente l_t . μ_t peut être déterminé en utilisant l'équation 3.12:

$$\mu_t = \rho C_\mu l_t V_t \quad (3.12)$$

où la constante $C_\mu = 0,09$ et

$$V_t = \sqrt{k} \quad (3.13)$$

En ce qui concerne le modèle k- ϵ , lorsque l'échelle de longueur de turbulence l_t est considérée comme une variation de longueur de dissipation et que le taux de dissipation de turbulence ϵ est isotrope, alors cette dernière se définit comme suit:

$$\varepsilon = k^{2/3} l_t^{-1} \quad (3.14)$$

Les valeurs de k et s proviennent directement de la différentielle de l'équation de transport d'énergie cinétique et de la variation de dissipation de turbulence [42]:

$$\nabla \cdot (\rho U k) - \nabla \cdot (\Gamma_k U k) = p_k - p \varepsilon \quad (3.15)$$

$$\nabla \cdot (\rho U \varepsilon) - \nabla \cdot (\Gamma_\varepsilon \nabla \varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} p_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3.16)$$

où p_k est l'énergie cinétique produite par la turbulence. Il est exprimé par:

$$p_k = \mu_t \nabla U - \nabla \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (\mu_t \nabla \cdot U + \rho k) \quad (3.17)$$

Les coefficients de diffusion Γ_k et Γ_ε sont donnés par:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.18)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (3.19)$$

Avec les constantes $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ et $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, et les nombres de Prandtl turbulent $\sigma_k = 1$ et $\sigma_\varepsilon = 1,3$

3.5 Conditions aux limites [38]

Dans le cadre de cette recherche, les conditions aux frontières pour la résolution des équations des écoulements de liquide dans les turbines permettent de définir les limites qui contiennent le liquide. Pour modéliser les régions concernées, il est fréquent d'utiliser l'approche « wall function » [43]. Son application est régie par la viscosité de la couche limite tout en employant des formules empiriques pour placer des conditions aux limites aux équations de transport du modèle de turbulence.

D'autres conditions aux limites sont entre autres:

- La prise en compte de la cavitation est faite en utilisant le nombre de Thomas;

- La condition « Frozen-Rotor » est utilisée pour l'analyse des interfaces;
- Pour les simulations faites dans ce travail, la pression statique et le débit massique sont imposés respectivement à l'entrée et à la sortie car les conditions à l'entrée et à la sortie varient d'un modèle numérique à l'autre [38].

Dans cette approche, la vitesse tangentielle à proximité des parois est en relation avec la contrainte de cisaillement au moyen d'une relation suivante:

$$u^+ = \frac{u_t}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln(y^+) + C \quad (3.20)$$

où

$$y^+ = \frac{\rho \Delta_y u_\tau}{\mu} \quad (3.21)$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (3.22)$$

où τ_w est la contrainte de cisaillement aux niveaux des parois, u_t la vitesse tangentielle à une distance Δ_y de la paroi, k la constante de von Karman pour une paroi lisse et C une constante qui est fonction de la rugosité de la paroi.

Si la vitesse u_t tend vers zéro, elle peut être remplacée par une vitesse u^* qui est donnée par:

$$u^* = C_\mu^{1/4} \sqrt{k} \quad (3.23)$$

Cette échelle de rugosité a la propriété utile de ne pas aller à zéro si u_t tend vers zéro. Sur cette définition, l'équation 3.24 s'applique pour la contrainte aux limites:

$$\tau_\omega = \tau_{visc} \frac{y^*}{u^+} \quad (3.24)$$

où

$$\tau_{visc} = \frac{u_t \cdot \mu}{\Delta_y} \quad (3.25)$$

$$y^* = \frac{\rho u^* \Delta_y}{\mu} \quad (3.26)$$

La dissipation est donnée par:

$$\varepsilon = \frac{C_{\mu}^{3/4}}{k \Delta_y} \quad (3.27)$$

La valeur limite des nœuds pour la constante k est estimée à partir de l'extrapolation des conditions aux limites. L'énergie cinétique p_k produite par la turbulence à proximité des parois est dérivée pour donner:

$$p_k = \frac{\tau_{visc}^2}{\mu} p_k^* \quad (3.28)$$

où

$$p_k^* = \left(\frac{y^*}{u^*} \right)^2 \frac{du^+}{dy^*} \quad (3.29)$$

À partir des conditions aux limites, les variables k et ε du modèle de turbulence k- ε peuvent être déterminées comme suit :

$$u_{in} = \frac{4Q}{3,14D_{in}^2} \quad (3.30)$$

où Q est le débit volumétrique et D_{in} est le diamètre à l'entrée de la bache spirale.

La turbulence à l'entrée est décrite par l'énergie cinétique turbulente k_{in} et la dissipation turbulente ε_{in} . Elles sont formulées par :

$$k_{in} = 0,005 \cdot u_{in}^2 \quad (3.31)$$

$$\varepsilon_{in} = \frac{C_{\mu}^{3/4} k_{in}^{3/2}}{l_t} \quad (3.32)$$

où

$$l_t = 0,07D_{in} \quad (3.33)$$

CHAPITRE 4

RÉSOLUTION NUMÉRIQUE DES ÉQUATIONS D'ÉCOULEMENT DE LIQUIDE

La résolution des équations d'écoulement de liquide se fait par la méthode des volumes finis au moyen du code ANSYS-CFX. Une fois les modèles obtenus, cette méthode peut se présenter schématiquement comme à la figure 4.1.

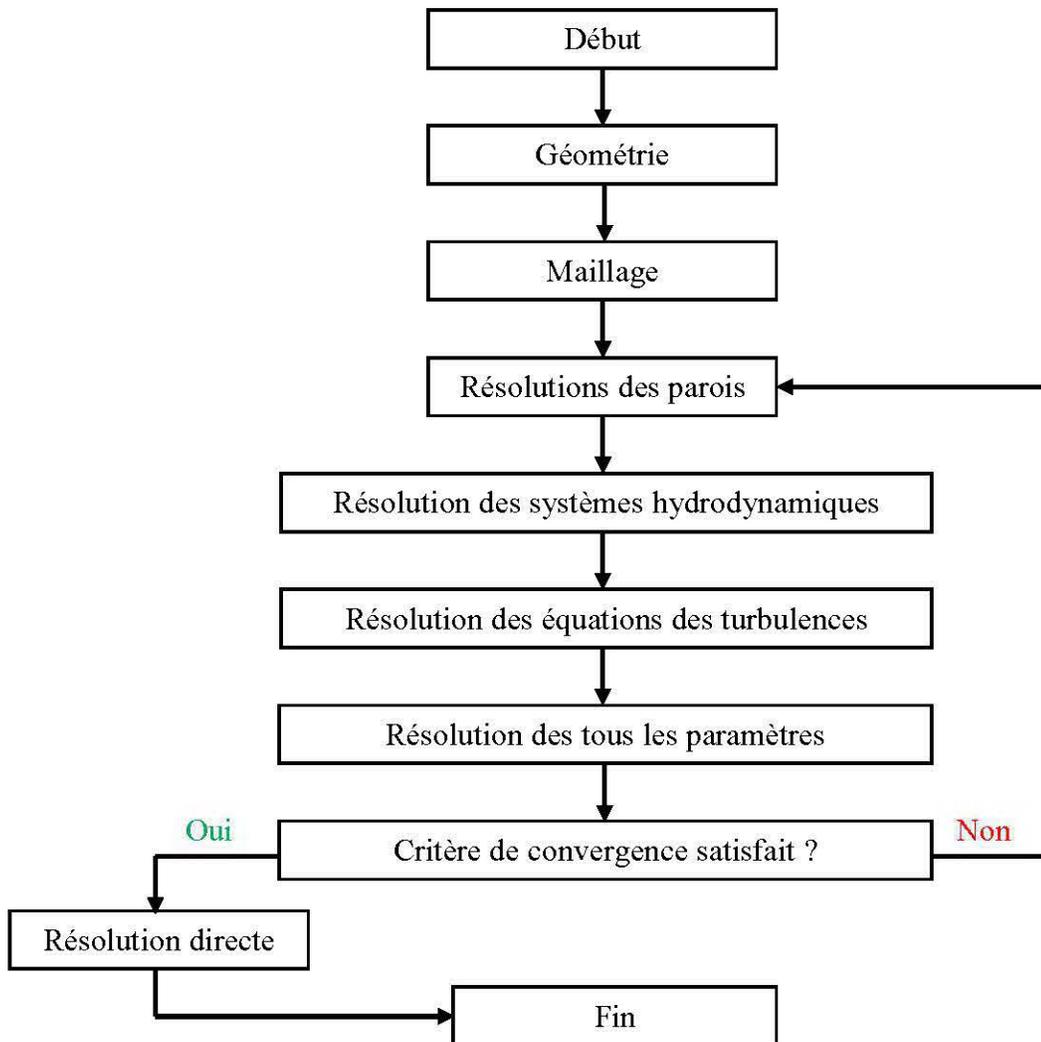


Figure 4.1: Schéma de résolution du code ANSYS-CFX

4.1 Méthode des volumes finis [44]

Elle permet de résoudre numériquement les équations aux dérivées partielles des écoulements de liquide présentées au chapitre 3. La méthode fractionne en éléments de volume disjoints le domaine physique de l'écoulement. Ces volumes sont considérés comme des surfaces élémentaires regroupant un ensemble de données physiques où les calculs seront faits: conversion de l'équation différentielle générale en un système d'équations algébriques. Les phases de résolution de la méthode des volumes finis sont présentées dans les prochains paragraphes.

4.1.1 Génération du maillage

C'est un processus par lequel le maillage est décomposé de manière sélective dans les zones qui dépendent des critères d'adaptation spécifiés. Le maillage représenté à la figure 4.2 peut automatiquement être raffiné dans des endroits où les variables de solution évoluent plus rapidement.

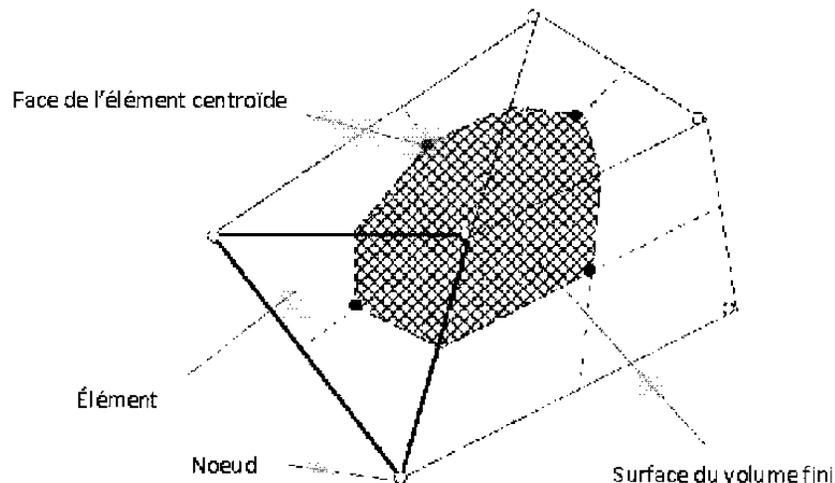


Figure 4.2: Maillage typique [44]

Toutes les variables de la solution et les propriétés du fluide sont conservées dans les nœuds des éléments. En considérant la forme moyenne des équations de l'écoulement en régime stationnaire:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \mu_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) + S_M \quad (4.1)$$

Les équations 3.1 et 4.1 peuvent être intégrées sur un volume de contrôle fixe, à l'aide du théorème de la divergence de Gauss pour convertir les intégrales de volume en intégrales de surface:

$$\int_s \rho U_j dn_j = 0 \quad (4.2)$$

$$\int_s \rho U_j U_i dn_j = -\int_s P dn_j + \int_s \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_s S_{U_i} dv \quad (4.3)$$

où s désigne l'intégrale de la surface. Le terme dn_j est la composante cartésienne du différentiel normal de la surface.

Pour résoudre ces équations numériquement, la première étape est de les approximer en utilisant les fonctions discrètes. La figure 4.3 en montre une illustration.

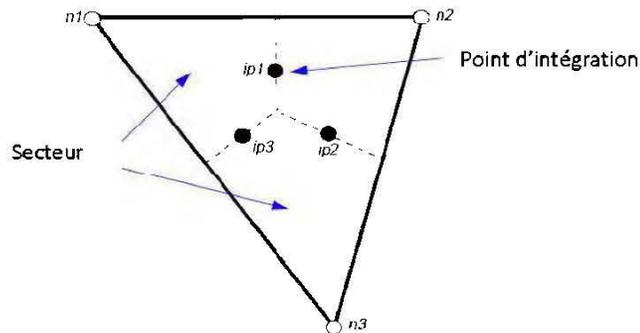


Figure 4.3: Point d'intégration dans un volume de contrôle [44]

Les points d'intégration ip_n sont situés au centre de chaque segment de surface d'un élément qui entoure le volume fini. La forme discrète des équations intégrales 4.2 et 4.3 s'écrit:

$$\sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (4.4)$$

$$\sum_{ip} \dot{m}_{ip}(U_i) = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right) + \overline{S_{U_i}} V \quad (4.5)$$

où V est le volume de contrôle et l'indice ip désigne l'intégration par point et dt est la variation de temps.

Le flux de masse discret à travers une surface du volume fini est proposé comme suit:

$$\dot{m} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}^0 \quad (4.6)$$

où l'exposant 0 désigne le niveau aval de la variable de temps.

4.1.2 Assemblage pression-vitesse

La représentation unidimensionnelle de la conservation de la masse s'écrit de la manière suivante:

$$\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)_i + \frac{\Delta x^3 A}{4m} \left(\frac{\partial^4 p}{\partial x^4} \right)_i = 0 \quad (4.7)$$

Pour résoudre les équations de pression et de vitesse, la méthode utilisée est comparable à celle de ANSYS-CFX avec un certain nombre d'extensions qui permettent d'améliorer la robustesse de la discrétisation lorsque la pression varie rapidement ou est affectée par des forces.

4.1.3 Fonction de forme

Divers termes dans les équations 4.4 et 4.5 exigent des solutions évaluées aux points d'intégration. C'est pour cette raison que la variation de solution à l'intérieur d'un élément se calcule avec les fonctions de formes des éléments finis. Cette variable est ϕ et est de la forme:

$$\phi = \sum_{i=1}^{N_{\text{nœud}}} N_i \phi_i \quad (4.8)$$

où N_i la fonction de forme pour le nœud i et ϕ_i la grandeur de ϕ dans le nœud i . Cette sommation est faite sur tous les nœuds de l'élément.

a) Gradient de pression

L'intégration de la surface du gradient de pression dans les équations dynamiques est représentée comme suit:

$$P_{ip} = \sum_n N_n (S_{ip}, t_{ip}, u_{ip}) P_n \quad (4.9)$$

La valeur de P_{ip} est évaluée en utilisant les fonctions de formes. Comme pour les termes de diffusion, celle-ci peut être évaluée à l'emplacement réel de chaque point d'intégration ou à l'emplacement de chaque surface qui croise les extrémités de l'élément.

4.1.4 Assemblage du système d'équations

L'ensemble des équations linéaires qui sont appliquées pour la méthode des volumes finis doivent être de forme discrète, afin de les résoudre numériquement. Le système d'équations s'écrit sous la forme:

$$\sum_{nbi} a_i^{nb} \phi_i = b_i \quad (4.10)$$

où b est le terme de droite, a est le coefficient de l'équation à résoudre, i est le numéro d'identification du volume fini et nb est le coefficient multiplicateur de la position i . L'ensemble de ceux-ci constitue le système d'équations linéaires du volume fini. L'équation de la quantité de mouvement dans un repère en 3D est représentée par l'équation 4.11 de la manière suivante:

$$[a]_i^{nb} \{\phi\}_i = \{b\}_i \quad (4.11)$$

où:

$$a = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_{i}^{nb} \quad (4.12)$$

$$\phi = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{Bmatrix}_i \quad (4.13)$$

$$b = \begin{Bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{Bmatrix}_i \quad (4.14)$$

4.1.5 Solutions des équations dans le code ANSYS-CFX

La figure 4.1 indique schématiquement les étapes de résolution selon le code Ansys-CFX. La solution de chaque ensemble d'équations montrées est réalisée à l'aide de deux opérations numériques. Pour chaque itération:

- 1) Les équations non linéaires sont linéarisées et montées dans une matrice de solution;
- 2) Les équations linéaires sont résolues en utilisant une méthode algébrique.

4.2 Principaux modules du logiciel « ANSYS-CFX »

L'extension CFX du code ANSYS [45] comporte plusieurs modules accessibles dans la version de base. La résolution du système numérique dans les domaines fluides se fait selon les modules présentés à la figure 4.4.

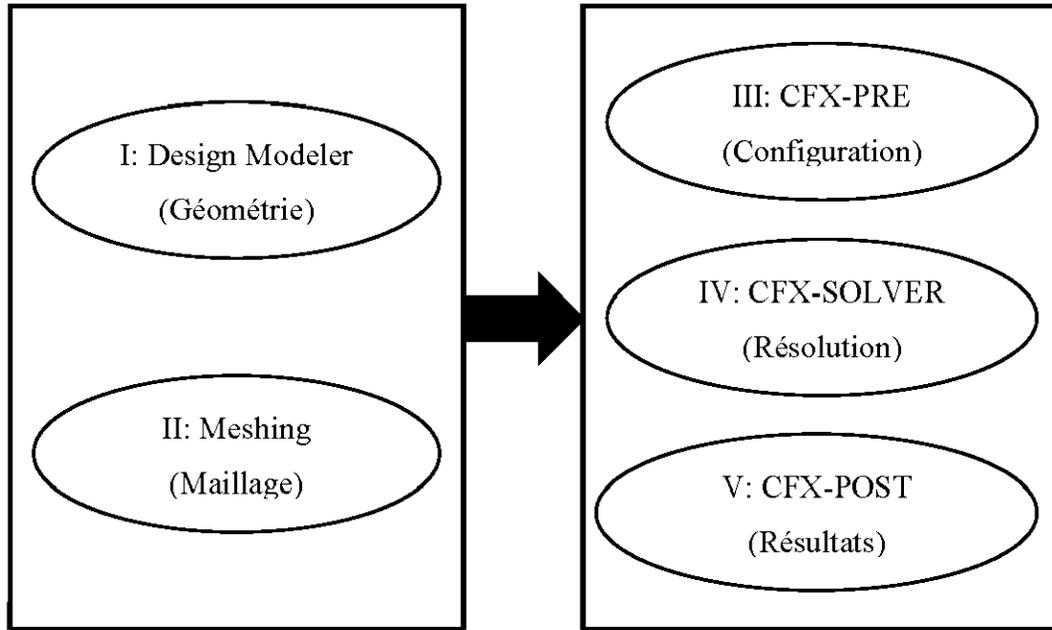


Figure 4.4: Modules du code ANSYS-CFX

4.2.1 Module Design Modeler

Il permet de créer des esquisses et de modéliser la géométrie en 3D. L'environnement comprend un modéleur basé sur les caractéristiques, qui peut être utilisé pour créer une géométrie et/ou importer un modèle existant pour l'analyser. Dans cette recherche, la modélisation du modèle fluide a été faite avec le logiciel Inventor.

4.2.2 Module Meshing

Le traitement numérique des turbomachines nécessite une discrétisation dans le domaine fluide. Selon la théorie, plus le maillage est raffiné, plus l'erreur sur les résultats devient faible. Le type de maillage dépend aussi de la complexité de la géométrie. En effet, un maillage tétraédrique est plus adéquat pour la discrétisation d'une forme complexe.

Lors de la génération du maillage, il faut effectuer des vérifications sur les résultats donnés. À partir des différents maillages prédéfinis, l'observation de l'erreur peut être faite en fonction du nombre d'éléments.

4.2.3 Module CFX-PRE

La définition des paramètres nécessaires pour étudier l'écoulement de liquide s'effectue au niveau de ce module. La préparation de la simulation dépend largement de la complexité du problème visé. La mise en place de la simulation nécessite généralement la définition des paramètres suivants:

- Les matériaux: le fluide qui s'écoule doit être défini correctement avec toutes les propriétés physiques requises pour le modèle pris en compte ;
- Le domaine: définir les propriétés pertinentes à la simulation (type de flux, modèle de transfert de chaleur, modèle de turbulence, etc.) ;
- Les conditions aux limites: ensemble des propriétés et des conditions sur les surfaces du domaine considéré ;
- Le type de simulation: choisir entre l'état d'équilibre (indépendante du temps) et transitoire (dépendante du temps) ;
- Le type de résolution numérique: *Upwind*, *Specified Blend Factor* et *High Resolution*.

4.2.4 Module CFX-SOLVER

À l'interface de ce module, plusieurs renseignements s'affichent en ce qui concerne l'évolution de la résolution des équations. C'est aussi au niveau de ce module que le solveur résout les équations numériques et génère les solutions.

4.2.5 Module CFX-POST

Il est utilisé pour examiner, analyser et présenter les résultats de manière interactive. Les caractéristiques importantes que propose ce module sont:

- Visualisation des volumes géométriques et de contrôle;
- Visualisation des vecteurs indiquant la direction et l'ampleur des flux;
- Visualisation de la variation de variables scalaires et vectorielles (température, pression, vitesse, etc.);
- Création des animations;
- Création de graphiques illustrant différentes variables.

CHAPITRE 5

PARAMÈTRES DE CONCEPTION ET D'OPÉRATION D'UNE TURBINE HYDRAULIQUE

Pour concevoir une turbine hydraulique, plusieurs paramètres doivent être pris en compte. Ce chapitre présente de manière succincte des paramètres clés qui sont entre autres les triangles des vitesses, la vitesse spécifique, le coefficient de cavitation.

5.1 Conception des turbines hydrauliques

5.1.1 Triangles des vitesses

Dans une turbine hydraulique, l'analyse de l'écoulement de liquide sur l'aube de la turbine s'exprime par la construction des triangles des vitesses représentant les vecteurs caractéristiques entre le liquide et le contact avec l'aube [38]. C'est une décomposition du vecteur de la vitesse absolue de liquide lorsque cette dernière entre ou sort de la turbine. Cette vitesse absolue peut s'exprimer de la manière suivante:

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (5.1)$$

où \vec{V} est le vecteur vitesse absolue, \vec{U} le vecteur vitesse d'entraînement et \vec{W} le vecteur vitesse relative.

La figure 5.1 montre la distribution des vitesses de l'écoulement de liquide à l'entrée et à la sortie du canal d'une turbine Francis:

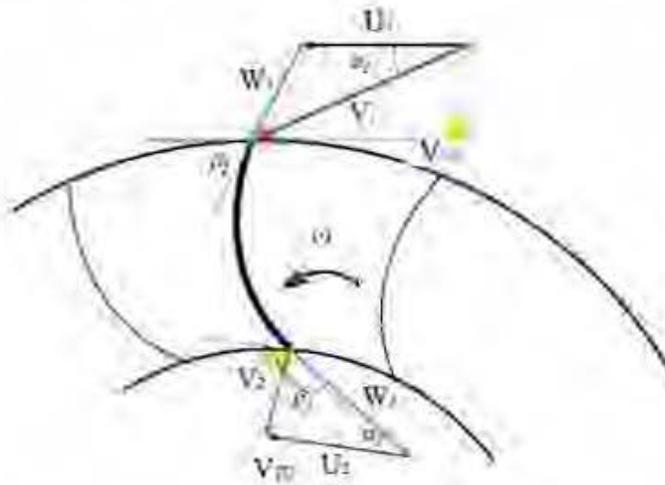


Figure 5.1: Triangles des vitesses [38]

5.1.2 Courbes de performances

Elles sont généralement liées aux caractéristiques des turbines. Ce sont eux qui en déterminent le choix. Les courbes des performances sont entre autres celles de la hauteur de chute, de la puissance à l'arbre et du rendement en fonction de la vitesse de rotation à la figure 5.2 ou du débit comme représentées à la figure 5.3.

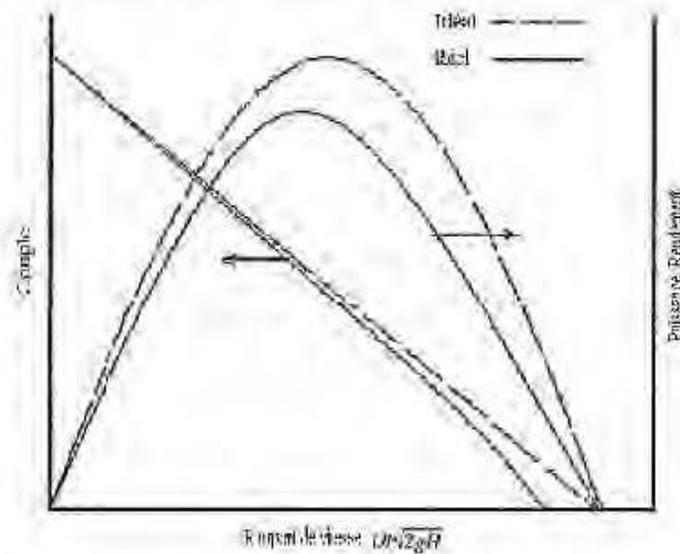


Figure 5.2: Courbes de performances typiques [8]

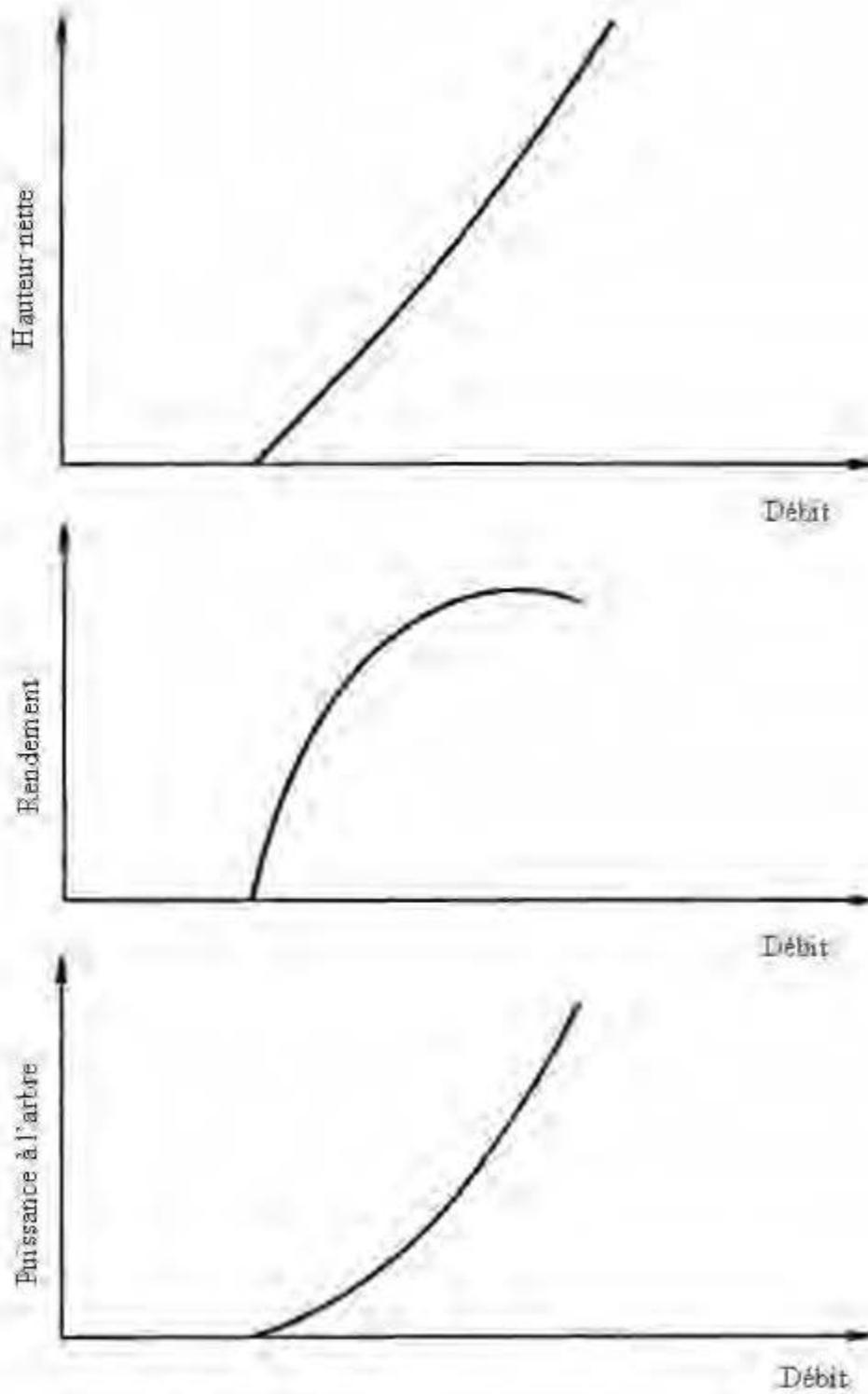


Figure 5.3 Courbes de performances typiques [46]

5.2 Conception de la roue d'une turbine

Le type, la géométrie et les paramètres géométriques et dimensionnels d'une turbine hydraulique dépendent essentiellement des trois paramètres clés suivants:

- Le débit ;
- La hauteur de chute nette ;
- La vitesse de rotation.

Leur choix pour définir une turbine hydraulique correspond aux différentes possibilités d'équipement d'une centrale et des caractéristiques de l'installation.

Concernant la vitesse de rotation que doit avoir la turbine, elle peut être déterminée par l'équation 5.2 qui est liée à la fréquence f du réseau ($f = 60\text{Hz}$) et à la vitesse synchrone des alternateurs [47, 48] pour le cas d'une liaison directe sur l'arbre de la turbine.

$$N = \frac{f \cdot 60}{p} \quad (5.2)$$

où p est le nombre de paires des pôles.

5.3 Turbine Francis

Dans le cadre de ce travail, les données prises comme références en rapport avec le banc d'essais HM 450C de la turbine Francis à la figure 5.4 sont reprises dans le tableau 5.1.



Figure 5.4: Banc d'essais HM 450C

Tableau 5.1: Données de référence du banc d'essais de la turbine Francis

Désignations	
Rendement η	0,95
Masse volumique de l'eau à 25°C ρ [kg/m ³]	997
Vitesse de rotation N [tr/min]	1500
Hauteur nette H_n [m]	10
Hauteur brute H_b [m]	11
Débit Q [m ³ /h]	24
Diamètre extérieur D_e [m]	0,08
Diamètre intérieur D_i [m]	0,04
Largeur des aubes b_1 [m]	0,01
Nombre d'aubes Z [-]	11
Angle des aubes à l'entrée β_1 [°]	165
Angle des aubes à la sortie β_2 [°]	50

La puissance hydraulique peut être formulée comme suit:

$$P_h = \rho g H_b Q \quad (5.3)$$

Et la puissance à l'arbre de la turbine est donnée par:

$$P_a = \rho g H_b Q \eta \quad (5.4)$$

La roue Francis est de ce travail est composée d'une couronne, d'une ceinture et de 11 aubes. Le nombre d'aubes Z peut être calculé par la formule empirique suivante [49]:

$$Z = \frac{250}{N_s^{\frac{1}{3}}} \quad (5.5)$$

La vitesse d'écoulement de l'eau dans la conduite est quant à elle obtenue par la formule suivante:

$$v = \sqrt{2gH_b} \quad (5.6)$$

5.3.1 Vitesse spécifique

Les vitesses spécifiques sont des paramètres qui caractérisent les turbines hydrauliques [8]. Elles sont déterminées à l'aide des équations 5.7 et 5.8.

a) La vitesse spécifique en fonction de la puissance à l'arbre « N_s »,

$$N_s = N \frac{P_h^{\frac{1}{5}}}{H^4}, P_h \text{ en [Pa]} \quad (5.7)$$

b) La vitesse spécifique en fonction du débit « N_q »,

$$N_q = N \frac{Q^{\frac{1}{3}}}{H^4} \quad (5.8)$$

Le chiffre de vitesse se calcule à l'aide de l'équation 5.9.

c) Le chiffre de vitesse « ν » [50]

$$\nu = \omega \frac{(Q/\pi)^{\frac{1}{3}}}{(2gH)^{\frac{1}{4}}} = 0,00633 N_q \quad (5.9)$$

Partant de N_q , le choix de la turbine se fait en se basant sur le tableau 5.2.

Tableau 5.2: Plage de vitesses spécifiques [51]

Turbine Type	Vitesse spécifique
	N_s [tr/min(m ³ /s) ^{0,5} /m ^{0,75}]
Pelton	1 - 20 (avec un jet)
Turbine -Pompe	25 - 120
Francis	20 - 140
Kaplan	100 - 300
Bulb	150 - 400

5.3.2 Coefficient de débit et coefficient d'énergie

Ce sont des paramètres des lois des similitudes. Ils traduisent en chiffre la chute nette H et le débit Q . Ils sont exprimés de la manière suivante:

- Coefficient d'énergie sans dimension

$$\psi = \frac{gH}{k_\psi n^2 D^2} \quad (5.10)$$

- Coefficient de débit sans dimension

$$\phi = \frac{Q}{k_\phi n D^3} \quad (5.11)$$

où $k_\psi = \frac{\pi^2}{2}$ et $k_\phi = \frac{\pi^2}{4}$ [8].

Avant de continuer dans les calculs des autres paramètres, il est nécessaire de vérifier le diamètre extérieur D de la roue qui a été pris comme référence par le biais des données du banc d'essais avec la formule suivante:

$$\theta = \frac{k_\theta D (gH)^{0,25}}{Q^{0,5}} \quad (5.12)$$

où θ est le diamètre spécifique

De cette relation, D est calculé. Pour ce faire, il faut déterminer θ en utilisant la figure 5.5.

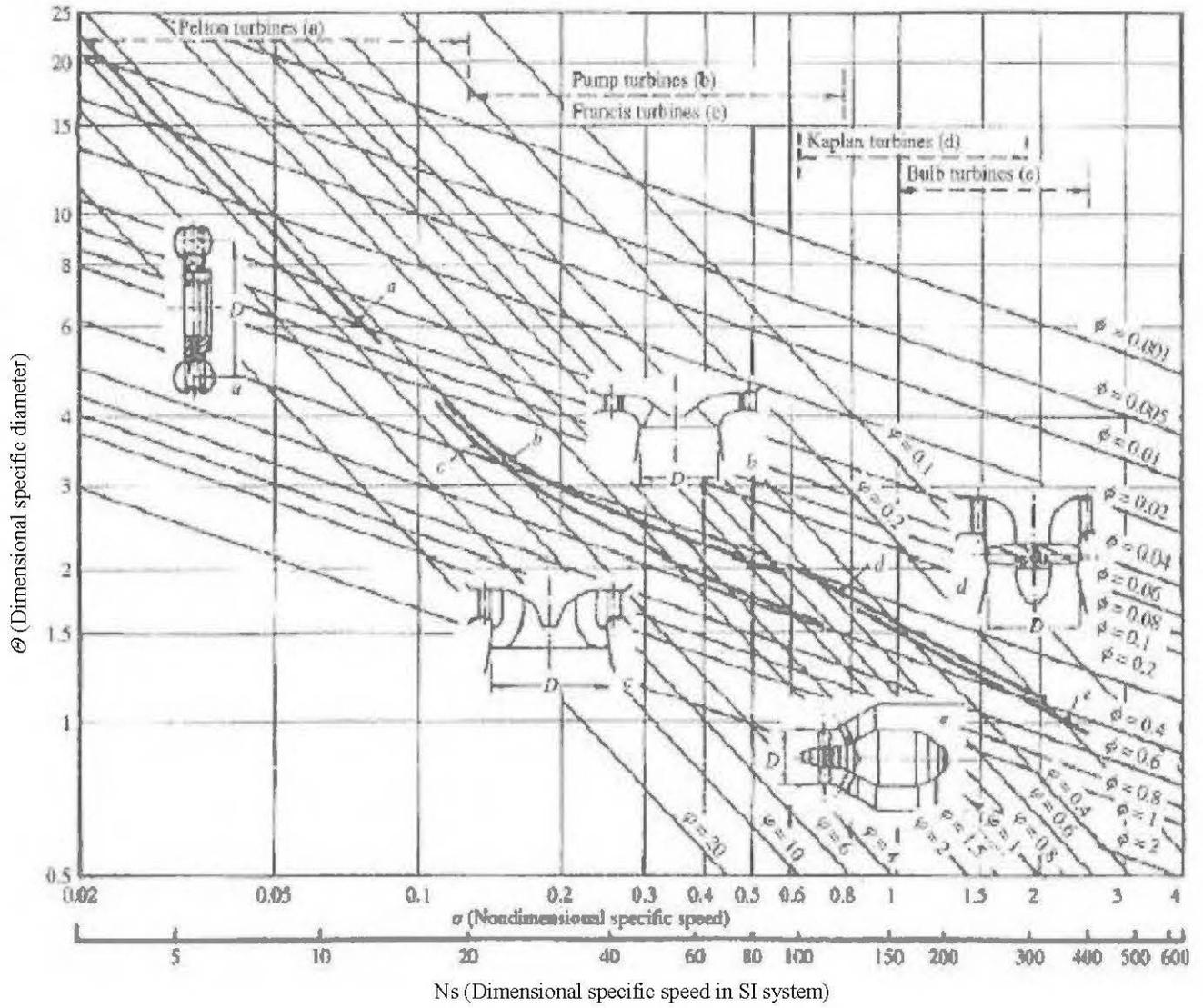


Figure 5.5: Diamètre spécifique en fonction de la vitesse spécifique [51]

5.4 Phénomène de cavitation et hauteur d'aspiration

5.4.1 Cavitation

La cavitation est un phénomène physique qui affecte les liquides. Il s'agit d'un changement de phase locale de liquide en raison d'une baisse de la pression statique à température constante. Généralement, la formation de poches de vapeur dans le liquide de la roue Francis est la conséquence d'une augmentation locale de la vitesse d'écoulement quand la pression locale baisse en-dessous de la pression de vapeur de l'eau à la température constante. Une fois les cavités de vapeur créées, elles reviennent à l'état liquide dans un temps très court, lorsqu'elles sont soumises à un champ de pression supérieur à la tension de vapeur de l'eau (3170 Pa à 25° C). La figure 5.6 en donne une illustration. Les implosions des cavités de vapeur sont d'autant plus violentes que leur volume est considérable, que leur vitesse de convection dans l'eau est élevée et que le gradient du champ de pression auquel elles sont soumises est fort [52, 53]. Lorsque les cavités se déplacent en aval des zones de haute pression, près des surfaces des aubes d'une turbine Francis, leur effondrement répété provoquera par la suite le développement de zones érodées (ou des érosions de cavitation) [54]

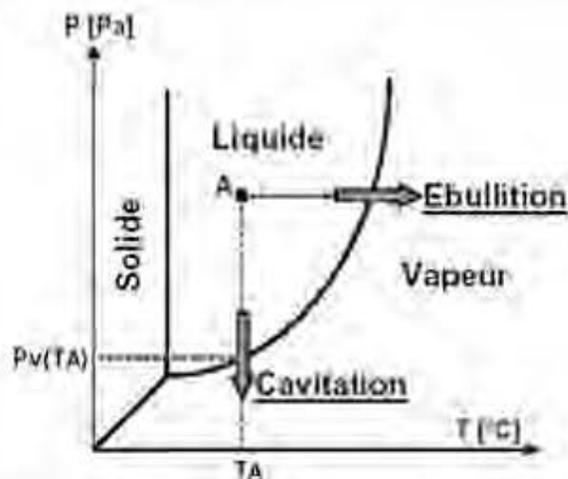


Figure 5.6 Pression de l'eau en fonction de la température [55]

Le phénomène engendre dans les turbines hydrauliques plusieurs effets néfastes notamment [56] :

- **les bruits anormaux:** La toute première manifestation de la cavitation est l'apparition d'un bruit, plus ou moins fort selon son développement;
- **la chute des performances:** La seconde manifestation de la cavitation est la chute des performances des équipements;
- **les vibrations excessives:** La troisième conséquence concerne les vibrations qui sont liées aux fluctuations des structures cavitantes en présence de parois solides. Ces fluctuations génèrent des efforts instationnaires qui se traduisent par des vibrations;
- **l'érosion:** Quatrième et la dernière conséquence est le phénomène d'érosion mécanique. Si ce phénomène s'amplifie, il peut endommager la structure. Les illustrations de la figure 5.7 sont une démonstration de l'endommagement des roues des turbines dû à la cavitation.



Roue de la turbine Francis érodée par la cavitation



Plages cavitées sur l'extrados de l'aube d'une roue Francis

Figure 5.7: Dommages par cavitation sur les roues des turbines [57]

5.4.2 Coefficient de cavitation

Au vu des effets de cavitation, des vérifications ont été faites pour savoir si les modèles du présent travail répondaient aux normes de l'art afin de concevoir un modèle adéquat. À partir de la vitesse spécifique, le coefficient de cavitation qui est un paramètre clé utilisé dans ce processus de dimensionnement est déterminé en utilisant la figure 5.8. Le coefficient de cavitation peut également être calculé au moyen de l'équation 5.13 [8]:

$$\sigma = k_{\sigma} n \frac{Q^{0,5}}{(gH_b)^{0,75}} \quad (5.13)$$

Où n est en tr/s, H_b en pi, Q en pi^3/s , g en pi/s^2 et $k_{\sigma} = 2,11$.

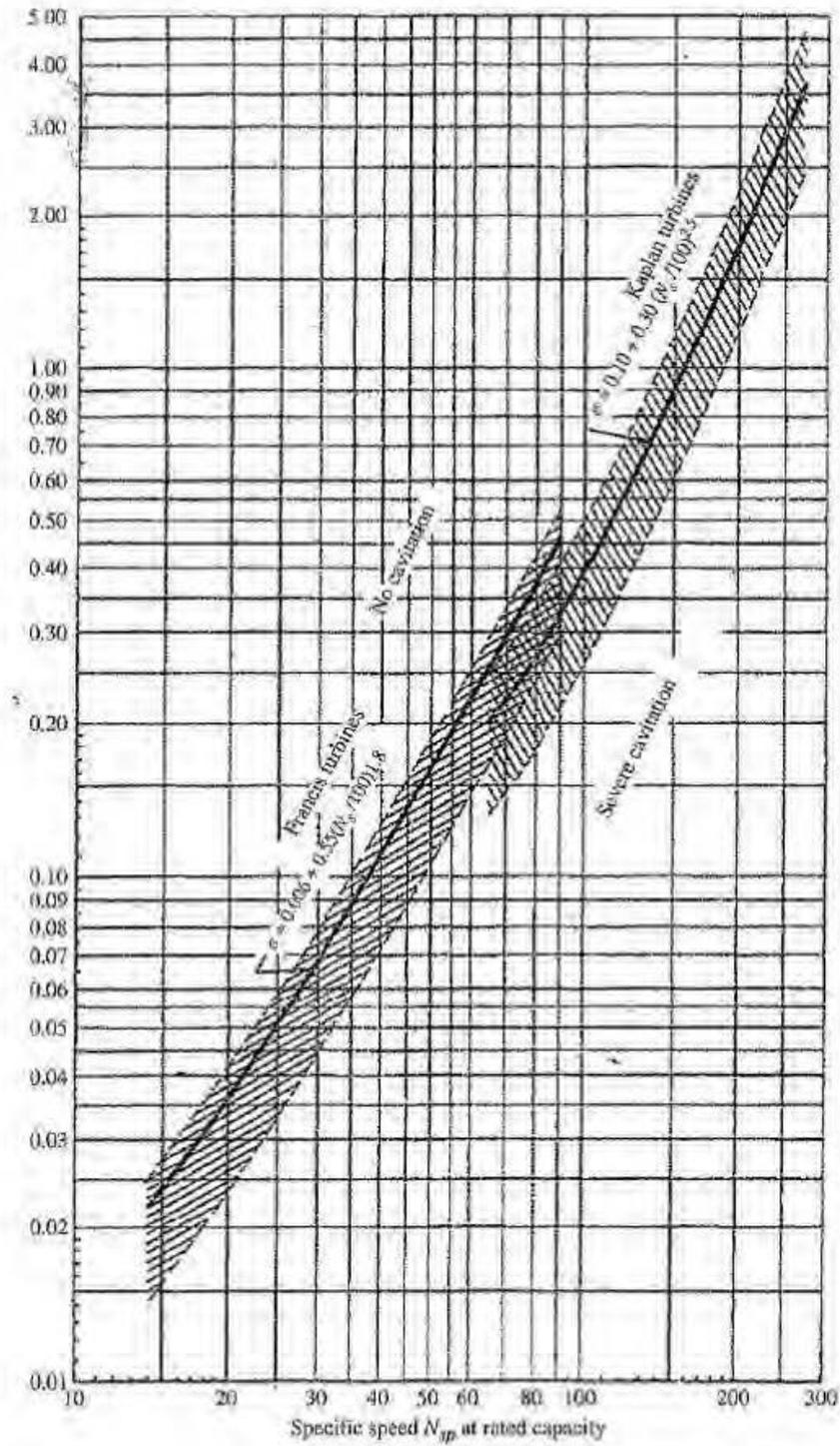


Figure 5.8: Paramètre de cavitation minimum requis de Thomas par rapport à la vitesse spécifique pour les turbines Francis et Kaplan [46]

L'expression du coefficient de cavitation minimal où le changement de phase commence à se manifester pour la turbines Francis est donnée par [58]:

$$\sigma = 0,006 + 0,55 \left(\frac{N_{sp}}{100} \right)^{1,8} \quad (5.14)$$

5.4.3 Hauteur d'aspiration théorique

La hauteur d'aspiration H_s d'une turbine Francis définie à la figure 5.9, est la distance entre le plan d'eau aval et l'axe de la roue de la turbine. Sa valeur est positive si la turbine se trouve au-dessus du niveau d'eau aval et négative dans le cas contraire [59].

La hauteur d'aspiration théorique est calculée à l'aide de l'équation 5.15.

$$H_{sth} = H_a - H_v \quad (5.15)$$

où

H_{sth} est la hauteur d'aspiration théorique;

H_a la pression atmosphérique;

H_v la pression de vapeur de l'eau.

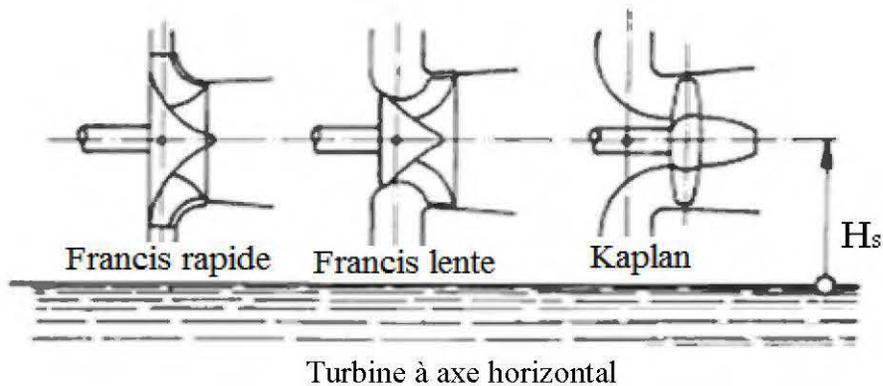


Figure 5.9: Hauteur d'aspiration pour différents types de turbines [59]

5.4.4 Hauteur d'aspiration

La hauteur d'aspiration H_s d'une turbine à réaction à axe horizontale peut s'exprimer comme suit:

$$H_s = H_{sth} - \sigma H_n \quad (5.16)$$

où H_n est la hauteur nette.

H_s est un paramètre déterminant pour fixer le niveau de la turbine par rapport au plan d'eau aval [59].

5.5 Rendement

Le rendement de la turbine peut être déterminé en utilisant la figure 5.10. Pour ce, il faut d'abord déterminer la vitesse spécifique adimensionnel ω_s qui s'exprime par:

$$\omega_s = \frac{\pi N}{30} \cdot \frac{Q^{0.5}}{(gH_b)^{3/4}} \quad (5.17)$$

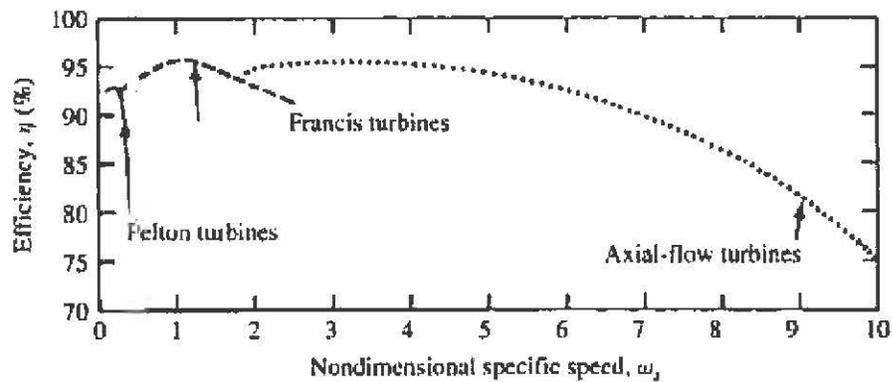


Figure 5.10: Rendement des turbines hydrauliques en fonction de la vitesse spécifique [8, 60]

5.6 Conception de la bêche spirale

La bêche spirale est un dispositif qui fait le lien entre la conduite forcée et la roue de la turbine Francis.

Connaissant le diamètre de la conduite forcée et celui de la roue, le calcul de la bêche spirale se fait en utilisant la figure 5.11.

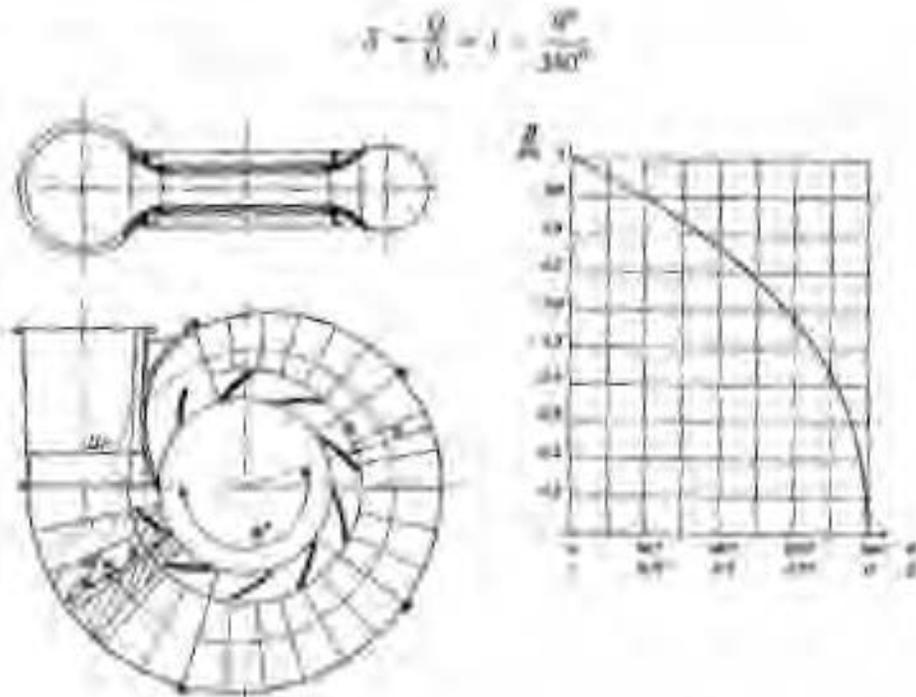


Figure 5.11. Détermination des sections de la bêche spirale [61]

La bache spirale conçue à l'aide de l'approche de la figure 5.11 est illustrée à la figure 5.12.

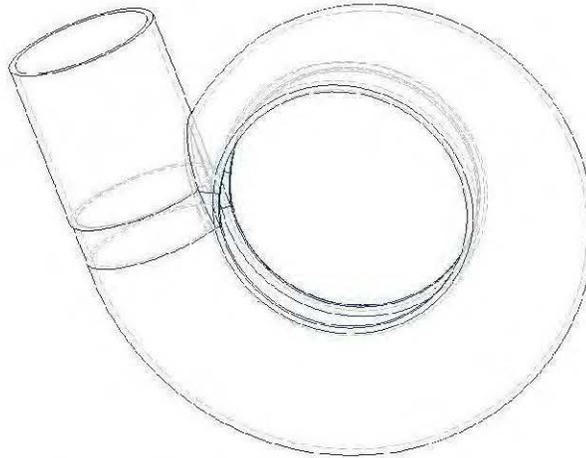


Figure 5.12: Modèle solide de la bache spirale

5.7 Conception de la roue de la turbine Francis

La roue de la turbine Francis est utilisée pour les hauteurs des chutes comprises entre 2 et 15 m. Sa vitesse de rotation est comprise entre 300 et 1800 tr/min.

5.7.1 Tracé de l'aubage de la roue de la turbine Francis [62, 63]

Le dimensionnement de l'aubage est effectué en considérant son point de conception correspondant au rendement maximal.

Ces caractéristiques sont :

- Énergie hydraulique mise à la disposition de la turbine: H_0 ;
- Débit volumique mis à la disposition de la turbine: Q
- Vitesse de rotation angulaire de la turbine: ω .

Cet aubage est compris dans un espace limité d'une part par les deux surfaces de révolution du canal de la roue comme à la figure 5.13, soit les couronnes intérieure (Ci) et extérieure (Ce) et d'autre part par ses arrêtes d'entrée et de sortie.

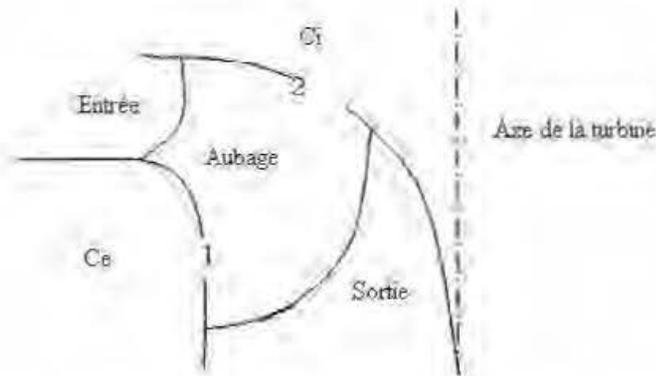


Figure 5.13: Courbes limites de l'aubage

Cette surface est donc la projection circulaire dans un plan méridien, d'une aube motrice dont la surface est gauche.

5.7.2 Forme du canal de la roue [62]

Étant donné qu'il ne s'agit que de la forme du canal de la roue et non de sa grandeur, toutes les dimensions des couronnes extérieure et intérieure ont été ramenées à une grandeur de référence qui est le rayon r_{2e} et, les autres éléments du canal en lettres minuscules sont fonction de la vitesse spécifique N_s .

$$r_{2e} = \left(\frac{Q / \pi}{\phi v} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.18)$$

où ϕ est le coefficient de débit et v est le chiffre de vitesse. La forme de la courbe limite intérieure et extérieure du canal présentée à la figure 5.14 est définie par l'équation suivante:

$$\frac{y}{y_m} = \frac{16}{3\sqrt{3}} \sqrt{\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l} \right)^3} \quad (5.19)$$

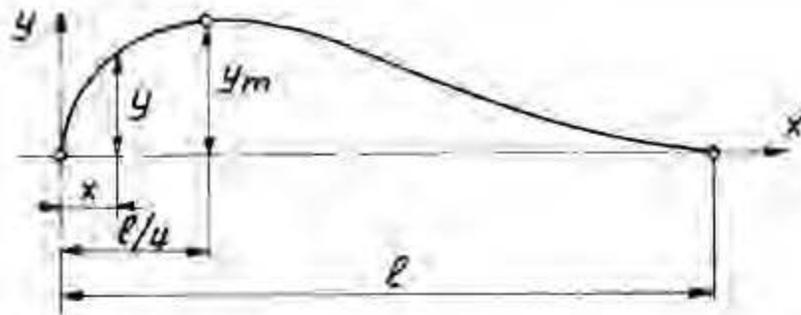


Figure 5.14: Forme caractéristique du canal de la roue [62]

Soit $0.1 < v < 0.8$ les limites raisonnables des chiffres de vitesse d'une turbine Francis ;

$$l_0 = 0,8 \cdot (2 - v) \cdot v \quad (5.20)$$

$$r_{0i} = y_{me} = 0,7 + \frac{0,16}{v + 0,08} \quad (5.21)$$

$$r_{0e} = r_{1i} = \frac{0,493}{v^{2/3}} \quad (v < 0,275) \quad (5.22)$$

$$r_{0e} = 1,255 - 0,3v \quad (v > 0,275) \quad (5.23)$$

$$l_1 = 3,2 + 3,2(2 - v)v \quad (5.24)$$

$$l_2 = 2,4 - 1,9(2 - v)v \quad (5.25)$$

Ainsi, en considérant le point 2° voir figure 5.14 qui représente la courbe méridienne du plafond de la roue l'équation 5.19 devient:

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = \frac{16}{3\sqrt{3}} \sqrt{\frac{x_{2e}}{l_e} \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right)^3} \quad (5.26)$$

Au niveau de cette équation 5.26, il faut encore se fixer les grandeurs y_{2e} et x_{2e} , la deuxième $x_{2e} = 0,5$ est considérée constante quel que soit v , et d'après la figure 5.15 qui représente le canal d'une roue Francis $y_{2e} = r_{0e} - 1$

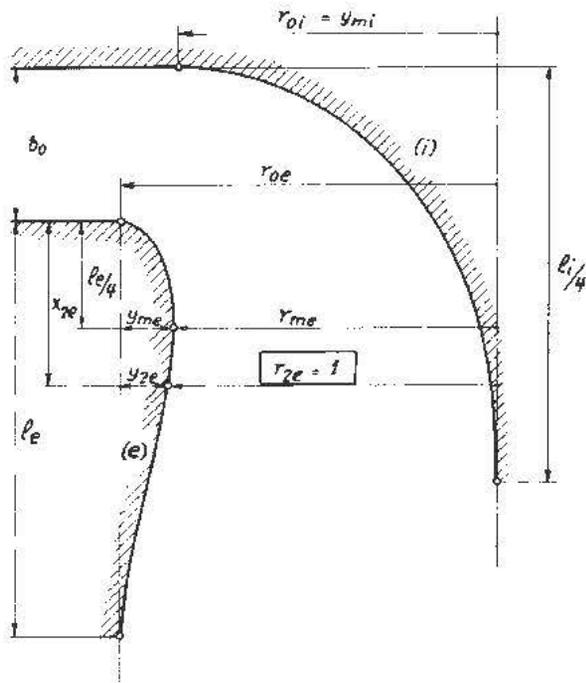


Figure 5.15: Dimensions caractéristiques du canal de la roue Francis

Muni de toutes ces données le rapport $\frac{y_{2e}}{y_{me}}$ peut être calculé pour chaque valeur de v à

l'aide de l'équation 5.27.

$$y_{me} = \frac{y_{2e}}{y_{2e} / y_{me}} \quad (5.27)$$

La forme du canal de la roue peut entièrement être déterminée au moyen du chiffre de vitesse à l'aide du diagramme de la figure 5.16.

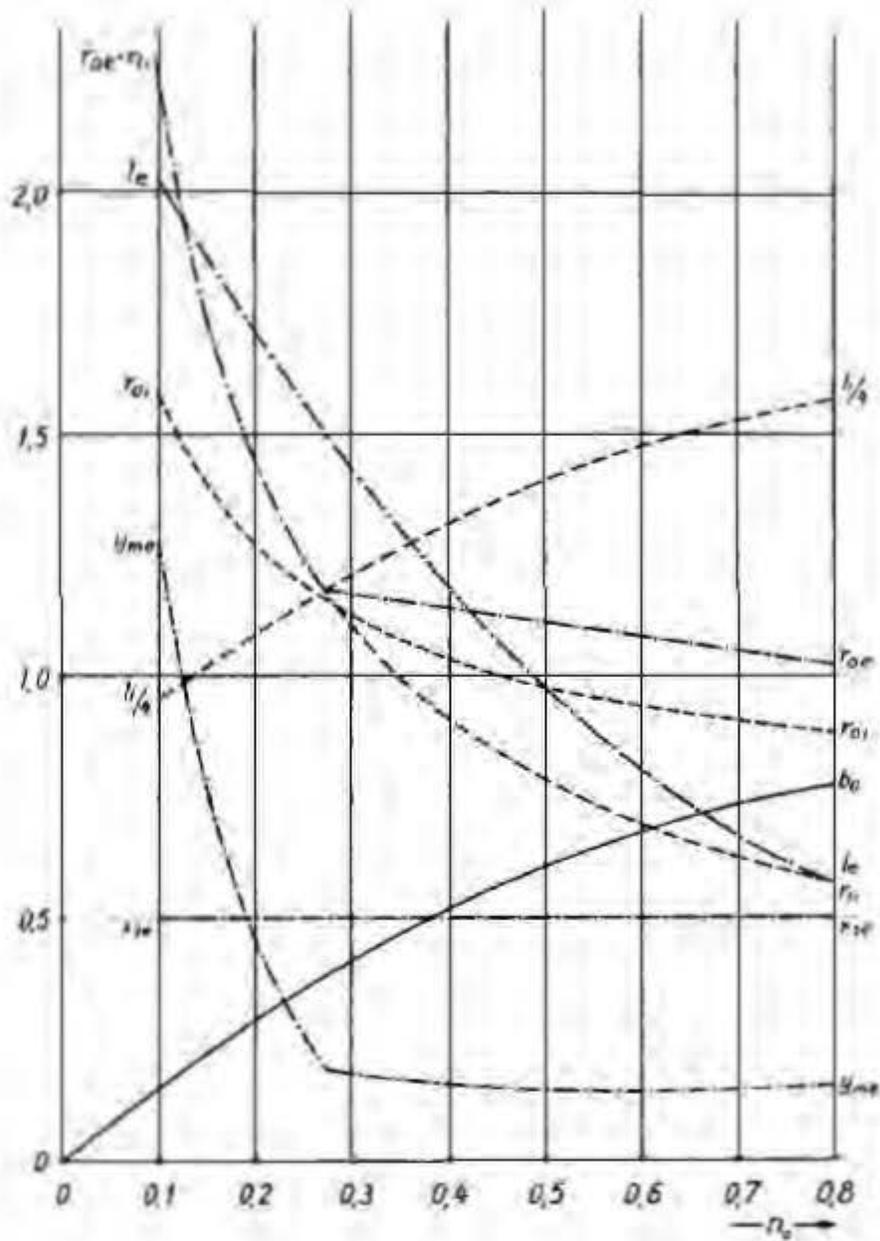


Figure 5.16: Dimensions caractéristiques du canal en fonction du chiffre de vitesse[63]

En fonction de ce chiffre de vitesse, la figure 5.17 illustre la variation progressive de la forme du canal de la roue Francis.

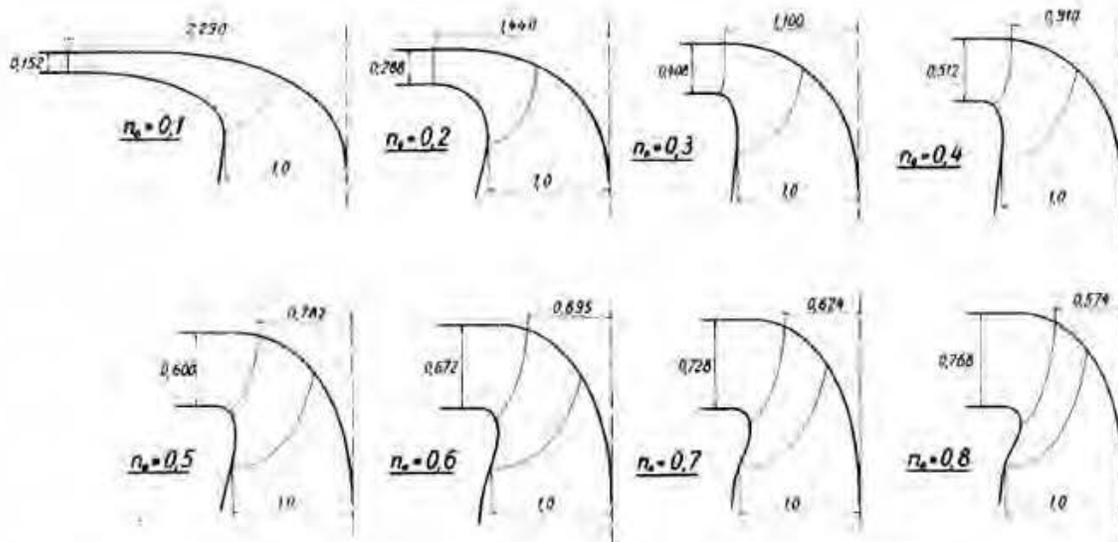


Figure 5.17: Forme du canal de la roue en fonction de la vitesse spécifique [62]

Le profil aérodynamique de l'aube utilisé dans ce travail est le NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) 4418 [64]. La figure 5.18 illustre le modèle solide de la roue de la turbine Francis.

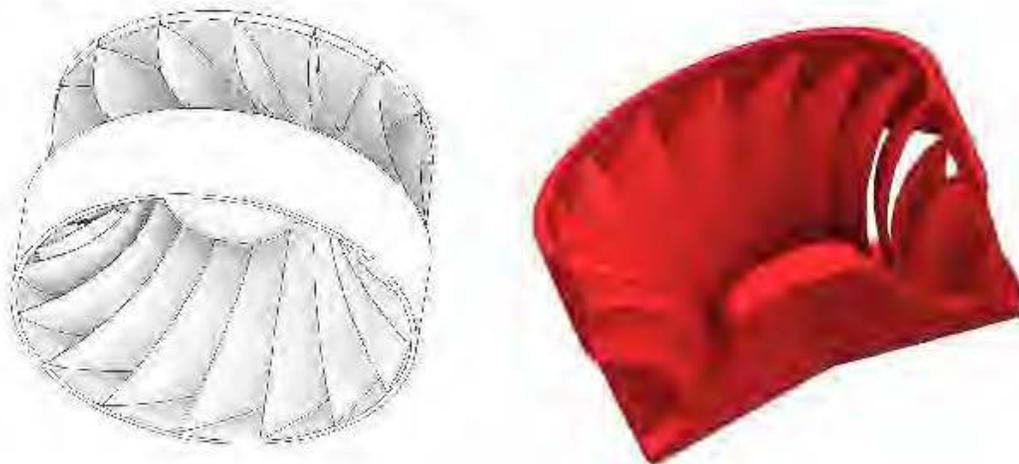


Figure 5.18: Modèle solide de de la roue Francis

La roue Francis de la centrale Rapide-2 d'Hydro-Québec de la figure 5.19 a été d'une grande utilité pour visualiser la complexité de l'aube lors de la conception numérique de la roue Francis à la figure 5.18.



Figure 5.19: Roue Francis de la centrale Rapide-2 d'Hydro-Québec

Tableau 5.3: Paramètres numériques de la turbine Francis

Désignations	
Chiffre de vitesse ν	0,1344
Coefficient de cavitation σ_c	0,12
Coefficient de débit Φ	0,1864
Coefficient d'énergie ψ	5,2095
Diamètre calculé D [m]	0,0819
Diamètre spécifique adimensionnel θ	3,5
Hauteur d'aspiration H_s [m]	8,8
Puissance a l'arbre P_a [kW]	0,5884
Puissance hydraulique P_h [kW]	0,6194
Vitesse d'écoulement dans la conduite forcée v [m/s]	14,6908
Vitesse spécifique en fonction de la puissance hydraulique. N_s [tr/min]	76,0666
Vitesse spécifique en fonction du débit N_q [tr/min]	21,2279

5.8 Turbine Cross-flow

Pour étudier la turbine Cross-flow, les données de référence du banc d'essais HT 703 de la figure 5.20 sont reprises dans le tableau 5.5.

Tableau 5.4: Données de référence du banc d'essais de la turbine Cross-flow

Désignations	
Angle des aubes à l'entrée β_1 [°]	20
Angle d'interception du jet λ [°]	90
Débit Q [m ³ /h]	24
Diamètre extérieur D_1 [m]	0,168
Hauteur brute H_b [m]	11
Hauteur nette H_n [m]	10
Nombre d'aubes Z [-]	14
Puissance hydraulique Ph [kW]	0,8069
Rendement η [%]	85
Vitesse de rotation N [tr/min]	500

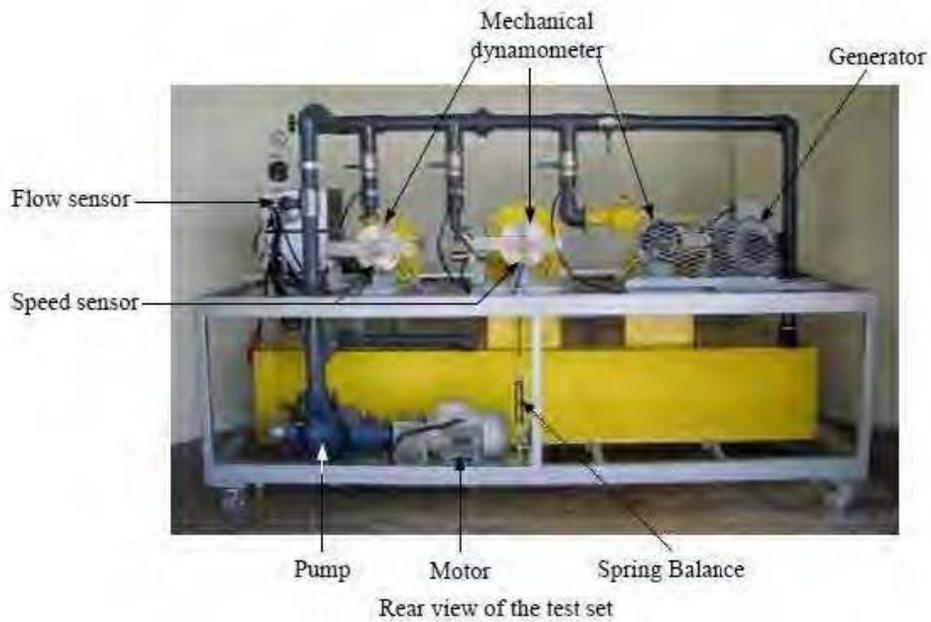


Figure 5.20: Banc d'essais HT 703

5.8.1 Triangles des vitesses

Les données prises comme valeurs de références pour la conception de cette turbine sont reprises dans le tableau 5.4. À partir du choix de l'angle des aubes à l'entrée β_1 compris entre 16° et 22° [65, 66]; et partant de la méthode développer par Nadim M. Aziz [66], les triangles de vitesses obtenus sont illustrés à la figure 5.21.

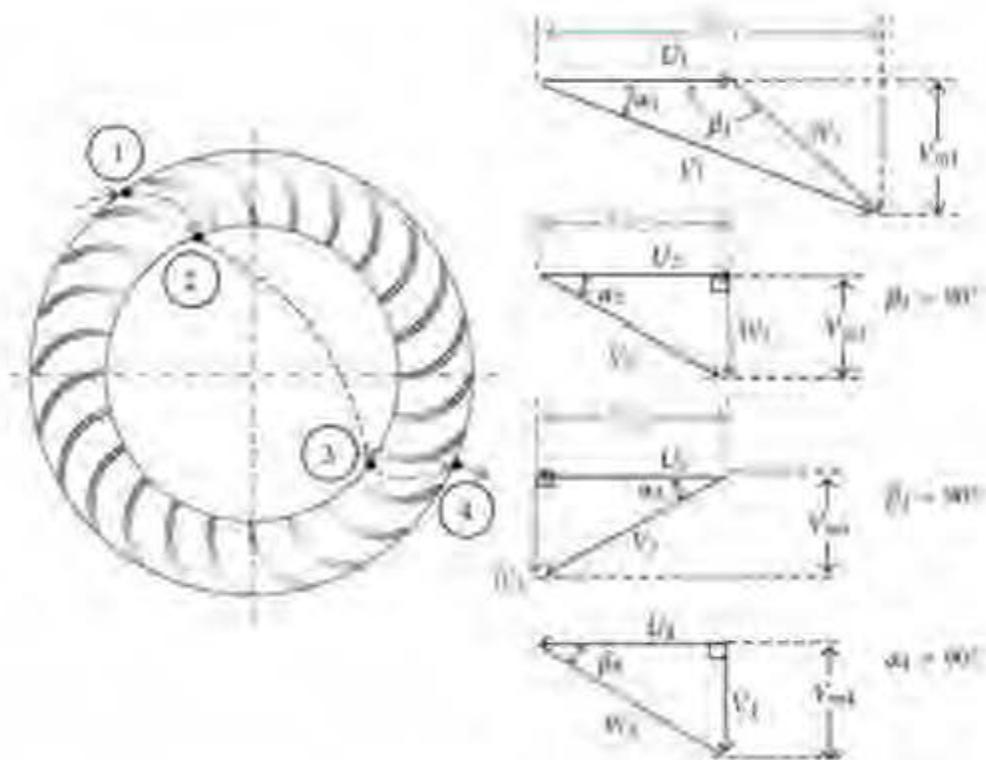


Figure 5.21: Triangles des vitesses dans une roue d'une turbine Cross-flow [66]

5.8.2 Dimensionnement d'une turbine Cross-flow

Le diamètre intérieur de la roue a une valeur comprise entre $0,55$ à $0,66 D_1$ soit:

$$R_2 = 0,66 R_1$$

La vitesse V du jet est donnée par:

$$V = \sqrt{2gH_n} \quad (5.28)$$

Le nombre d'aubes doit être tel que l'épaisseur du jet soit un peu inférieure à l'écartement entre les aubes. Dans ce cas de figure, le problème à régler est qu'il n'y ait pas d'eau perdue par engorgement [66].

$$e_{aube} = \frac{Q}{LV} \quad (5.29)$$

Les aubes en effet n'ont pas de surfaces gauches comme les Francis [66] et sont obtenues par des arcs de cercle dont le rayon est:

$$e = 0,326R_1 \quad (5.30)$$

5.8.3 Conception de l'aube

Pour concevoir une aube de la turbine Cross-flow, il est indispensable de déterminer sa géométrie en fonction des considérations hydrauliques et des triangles des vitesses de la figure 5.20. Après avoir calculé les paramètres à utiliser pour le tracé, les figures 5.22 et 5.23 illustrent la méthode pour le réaliser.

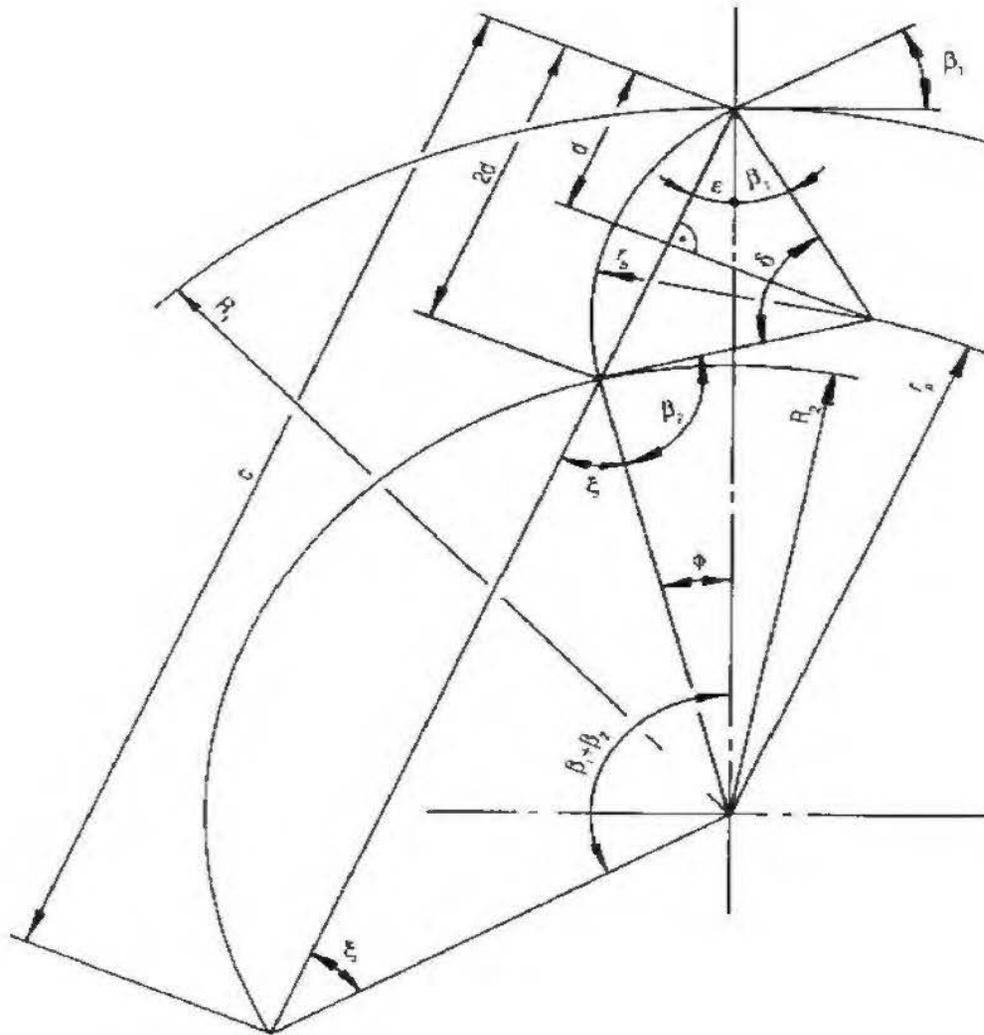


Figure 5.22: Tracé de l'aube d'une roue Cross-flow [67]

Afin de réaliser le tracé de l'aube, certains paramètres sont calculés à l'aide des équations suivantes:

$$c = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2 \cos(\beta_1 + \beta_2)} \quad (5.31)$$

$$c = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2 \cos(\beta_1 + \beta_2)} \quad (5.32)$$

$$\varepsilon = \arcsin \left[\frac{R_2 \sin(\beta_1 + \beta_2)}{c} \right] \quad (5.33)$$

$$\xi = 180 - (\beta_1 + \beta_2 + \varepsilon) \quad (5.34)$$

$$\phi = (\beta_1 + \beta_2) - (180 - 2\xi) \text{ [}^\circ\text{]} \quad (5.35)$$

$$d = \frac{R_1 \sin \phi}{2 \sin(180 - \xi)} = 180 - 2(\beta_1 + \varepsilon) \quad (5.36)$$

$$r_b = \frac{d}{\cos(\beta_1 + \varepsilon)} \quad (5.37)$$

$$r_p = \sqrt{r_b^2 + R_1^2 - 2r_b R_1 \cos \beta_1} \quad (5.38)$$

où r_b et r_p sont les rayons de l'aube et du centre du cercle de l'aube.

La marche à suivre pour réaliser le tracé de l'aube de la figure 5.22 dans un repère orthonormé est la suivante:

- Tracer deux cercles de rayon R_1 et R_2 ;
- Tracer au point A une droite faisant l'angle β_1 avec l'arc du cercle de rayon R_1 ;
- Porter sur OX un segment de droite $\overline{OB} = \frac{D}{2} \text{tg}(90 - \beta_1)$;
- Joindre BA.
- Tracer la perpendiculaire à AB depuis A et porter sur cette droite le rayon de l'aube \overline{AC} ;
- tracer à partir du centre C l'aube de la turbine représentée par l'arc AD.

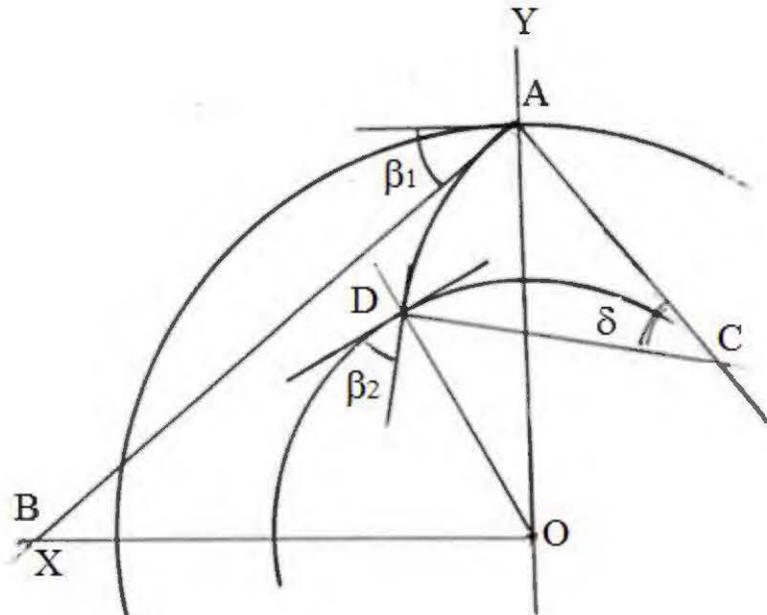


Figure 5.23: Tracé de l'aube d'une roue Cross-flow [66]

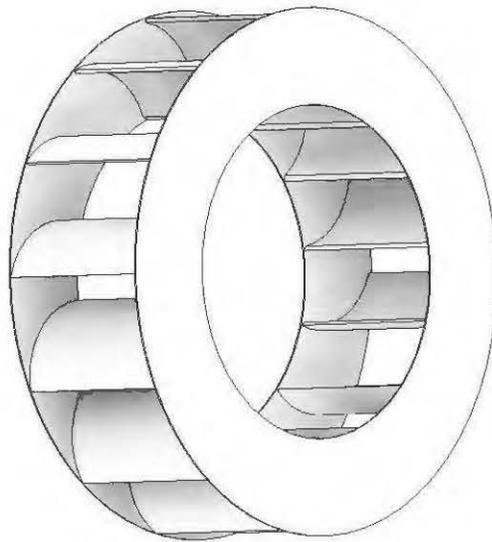


Figure 5.24: Modèle solide de la roue Cross-flow

Tableau 5.5: Paramètres numériques de la Turbine Cross-flow

Désignations	
Angle des aubes à la sortie β_2 [°]	50
Diamètre intérieur Φ_{int} [m]	0,11088
Épaisseur du jet e [m]	0,009
Largeur de la Roue L [m]	0,06
Largeur des aubes b_1 [m]	0,01
Largeur Injecteur l [m]	0,04
Rayon de l'arc d'aube Γ [m]	0,027384
Rayon OK [m]	0,0618
Vitesse du jet V [m/s]	14,0071
c [m]	0,1154
Epsilon ε [°]	26,8385
ξ [°]	43,1615
φ [°]	16,3229
d [m]	0,0173
r_b [m]	0,0188
r_p [m]	0,0667

5.9 Turbine Pelton

Pour analyser la turbine Pelton, le banc d'essais HT 703 de la figure 5.21 est encore utilisé comme référence. L'arête médiane de l'auget à la figure 5.25 sépare le jet en deux moitiés égales de chaque côté du plan de la roue avec un angle proche de 180° et ce, avec un minimum de pertes.

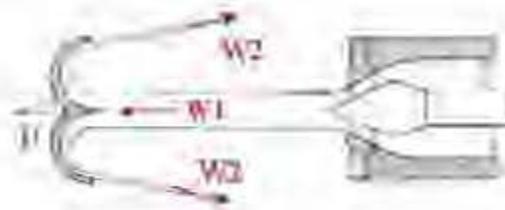


Figure 5.25: Jet d'eau sur l'auget d'une turbine Pelton [68]

5.9.1 Triangles des vitesses

Pour un angle de 180° entre la sortie de l'auget et le jet d'eau incident que la transformation de l'énergie cinétique est la plus grande.

Soient W_1 et W_2 les vitesses relatives de l'eau par rapport à l'auget, à l'entrée (1) et à la sortie (2) de l'auget. Soit U la vitesse d'entraînement de l'auget.

D'après la loi de composition des vitesses comme illustrée graphiquement à la figure 5.26, les vitesses absolues de l'eau sont alors:

$$\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U} \text{ et } \vec{V}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U} \quad (5.39)$$

Il s'agit de sommes vectorielles représentées à la figure 5.25.

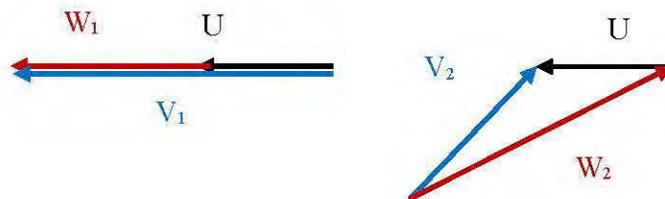


Figure 5.26: Triangles des vitesses dans une roue d'une turbine Pelton [68]

L'énergie cinétique incidente (1) est complètement transformée, si elle est nulle à la sortie de l'auget (2). Il faut donc que la vitesse absolue V_2 à la sortie de l'auget soit nulle.

5.9.2 Dimensionnement de la roue de la turbine Pelton

Les données de référence sont résumées dans le tableau 5.6.

Tableau 5.6: Données de référence de la turbine Pelton

Désignations	
Angle des aubes à l'entrée β_1 [°]	15
Angle des aubes à la sortie β_2 [°]	50
Débit Q [m ³ /h]	12,4
Diamètre extérieur D_e [m]	0,16
Diamètre intérieur D_i [m]	0,08
Hauteur nette H_n [m]	14
largeur des aubes l [m]	10
Nombre d'aubes Z [-]	16
Puissance hydraulique P [W]	912,8532
Vitesse de rotation N [tr/min]	1400

Pour effectuer le tracé de l'auget de la figure 5.27, les équations nécessaires pour le dimensionnement sont décrites comme suit [19, 69-72]:

La vitesse absolue du jet d'eau est:

$$c_1 = k_c \sqrt{2gH_n} \quad (5.40)$$

Le diamètre du jet:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_1}} \quad (5.41)$$

La largeur de l'aube:

$$b = 2,5d \text{ à } 3,2d \quad (5.42)$$

la hauteur de l'aube:

$$h = 2,1d \text{ à } 2,7d \quad (5.43)$$

$$h_1 = 0,1d \text{ à } 0,35d \quad (5.44)$$

$$h_2 = 0,85d \text{ à } 1,5d \quad (5.45)$$

h_1 et h_2 sont représentés à la figure 5.26.

La profondeur de l'aube:

$$t = 0,9d \quad (5.46)$$

Le diamètre de la roue:

$$D = \frac{60u_1 i}{\pi n_G} \quad (5.47)$$

où i est le rapport de transmission

La vitesse de rotation:

$$n_G = \frac{60u_1 i}{\pi D} \quad (5.48)$$

L'ouverture de l'aube:

$$a \approx 1,2d \quad (5.49)$$

Le rayon de décalage:

$$k = (0,1 \dots 0,17)D \quad (5.50)$$

Le nombre d'aubes:

$$z = \frac{\pi D}{2d} \quad (5.51)$$

Le nombre d'aubes est calculé en utilisant l'équation 5.52

$$z = 0,5 \frac{D}{d} + 15 \text{ Et } Z > 17 \quad (5.52)$$

Le diamètre extérieur de la roue:

$$D_a = D + 1,2h \quad (5.53)$$

Le dessin de la figure 5.27 représente les paramètres de conception de l'auget de la turbine Pelton.

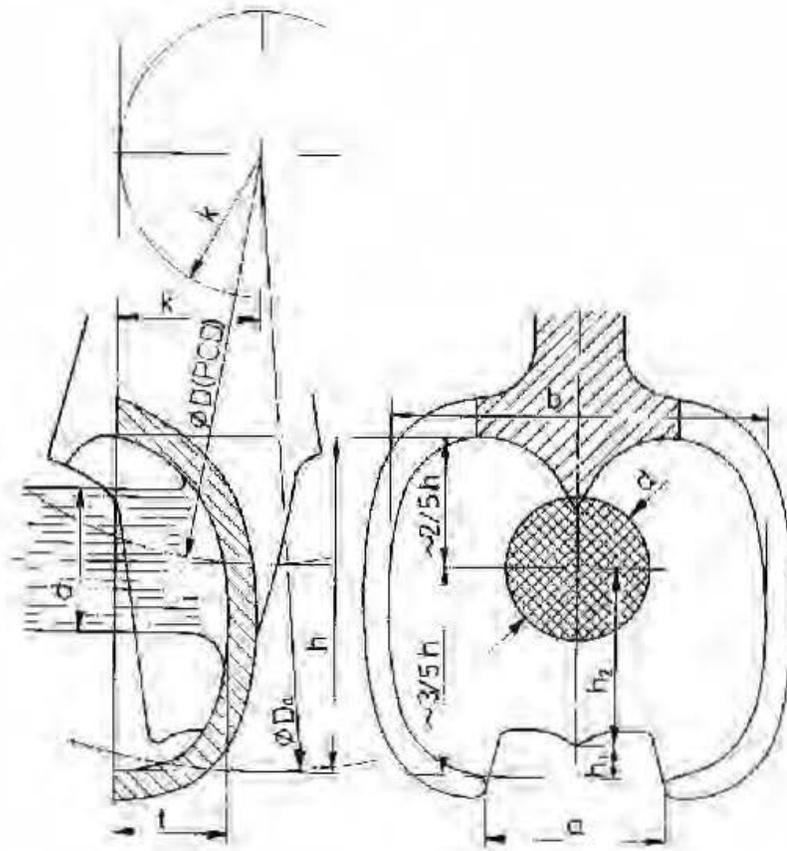


Figure 5.27: Auget de la turbine Pelton [19]

Dans une turbine Pelton, le jet doit rester majoritairement cohérent pendant son parcours entre la sortie de l'injecteur et l'auget.

En pratique, ce jet impacte l'auget à une distance de 2 à 3 fois le diamètre du jet (embouchure). À cette distance, les études expérimentales ont indiqué que la formation de gouttes à la périphérie du jet n'a pas encore eu lieu [22, 73].

Tableau 5.7: Paramètres numériques de la turbine Pelton

Désignations	
Vitesse du jet c_1 [m/s]	16,242
Coefficient de Buse k_c [-]	[0,96 - 0,98]
Diamètre du jet d [m]	0,0229
Vitesse périphérique du jet u_1 [m/s]	8,1210
Coefficient de Vitesse périphérique k_u [-]	[0,45 - 0,49]
Largeur de l'auget b [m]	0,0572
Hauteur de l'auget h [m]	0,0492
Hauteur inférieure h_1 [m]	0,0046
Hauteur supérieure h_2 [m]	0,0205
Rapport de transmission i [-]	0,85
Profondeur de l'aube t [m]	0,0206
Diamètre tangent D [m]	0,2198
Ouverture de l'auget a [m]	0,0274
Rayon de décalage k [m]	0,0264
Nombre approximatif des aubes Z [-]	15,0938
Diamètre extérieur de la roue D_t [m]	0,2788

La roue de la turbine Pelton conçue à l'aide des paramètres du tableau 5.7 est illustrée à la figure 5.28.

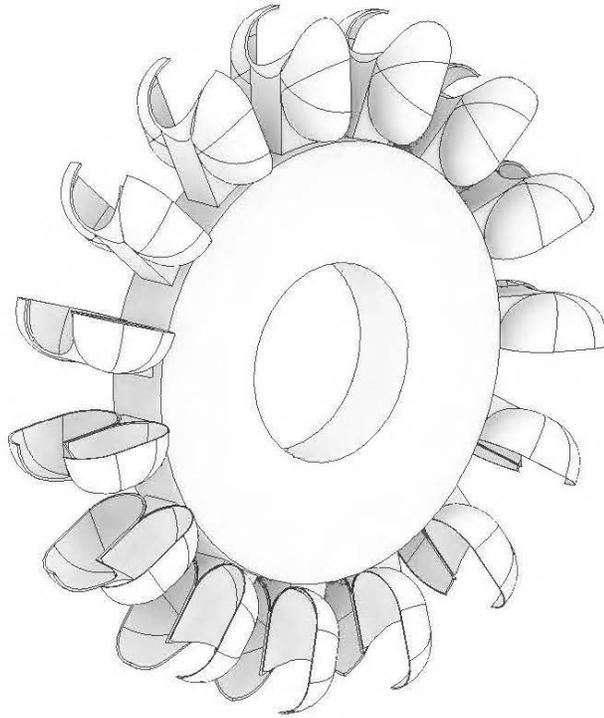


Figure 5.28: Modèle solide de la roue Pelton

5.10 Lois des similitudes

La notion de similitudes est réalisée entre deux turbines hydrauliques géométriquement semblables. Les grandeurs physiques qui les caractérisent sont dans un même rapport en tous points à des instants homologues [74]. Les équations suivantes permettent donc de passer d'un modèle réduit à un modèle réel géométriquement semblable [8].

$$\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (5.54)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (5.55)$$

où les indices 1 et 2 représentent respectivement le modèle réduit et réel.

CHAPITRE 6

RÉSULTATS ET DISCUSSION

Dans ce chapitre, il est question d'analyser et de discuter des résultats obtenus pour différentes variations des paramètres.

6.1 Étude de cas

Les paramètres utilisés pour concevoir les modèles 3D des turbines Francis, Pelton et Cross-flow sont repris dans le tableau 6.1.

Tableau 6.1: Paramètres dimensionnels

Turbines	Paramètres
Francis	Vitesse de rotation N [tr/min]: 1500
	Débit volumique Q [m ³ /h]: 24
Cross-flow	Vitesse de rotation N [tr/min]: 428
	Débit volumique Q [m ³ /h]: 24
Pelton	Vitesse de rotation N [tr/min]: 1400
	Débit volumique Q [m ³ /h]: 12,4

6.2 Paramètres opérationnels

Pour faire les simulations numériques, les paramètres opérationnels repris dans le tableau 6.2 ont été appliqués pour évaluer leurs influences sur les trois types de turbines. Les résultats obtenus après les simulations numériques sont représentés sous forme des graphiques qui caractérisent la hauteur de chute, la puissance à l'arbre et le rendement.

Les nombres en gras représentent les valeurs dimensionnelles soumises aux modèles de références.

Tableau 6.2: Paramètres opérationnels

Turbines	Paramètres
Francis	Nombres d'aubes z [-]: 10, 11 , 12
	Longueur du diffuseur L_{diff} [m]: 7, 8 , 9
	Vitesse de rotation N [tr/min]: 300 - 1800
	Débit volumique Q [m ³ /h]: 7,2 ; 10,8 ; 14,4 ; 18 ; 21,6; 24 ; 28,8
Cross-flow	Vitesse de rotation N [tr/min]: 200 - 700
	Nombres d'aubes z [-]: 13, 14 , 15
	Largeur de l'injecteur [m]: 0,3 ; 0,4 ; 0,5
	Débit volumique Q [m ³ /h]: 10,8 ; 18 ; 21,6 ; 24 ; 28,8
Pelton	Vitesse de rotation N [tr/min]: 400 - 1800
	Nombres d'aubes z [-]: 15, 16 , 17
	Débit volumique Q [m ³ /h]: 3,6 ; 7,2 ; 10,8 ; 12,24 ; 14,4

6.3 Modélisation numériques des turbines

Le logiciel Inventor a été utilisé pour modéliser les turbines étudiées dans cette recherche. Pour faire la modélisation, la modulation ainsi que l'exportation de données calculées, un fichier Excel a été mis sur pied pour servir de truchement entre les paramètres à modifier et le logiciel Inventor. Ceci pour manipuler aisément les modifications à apporter sur les sketches du dessin. La figure 6.1 présente la modélisation du domaine fluide de la mini-centrale munie de la turbine Francis.

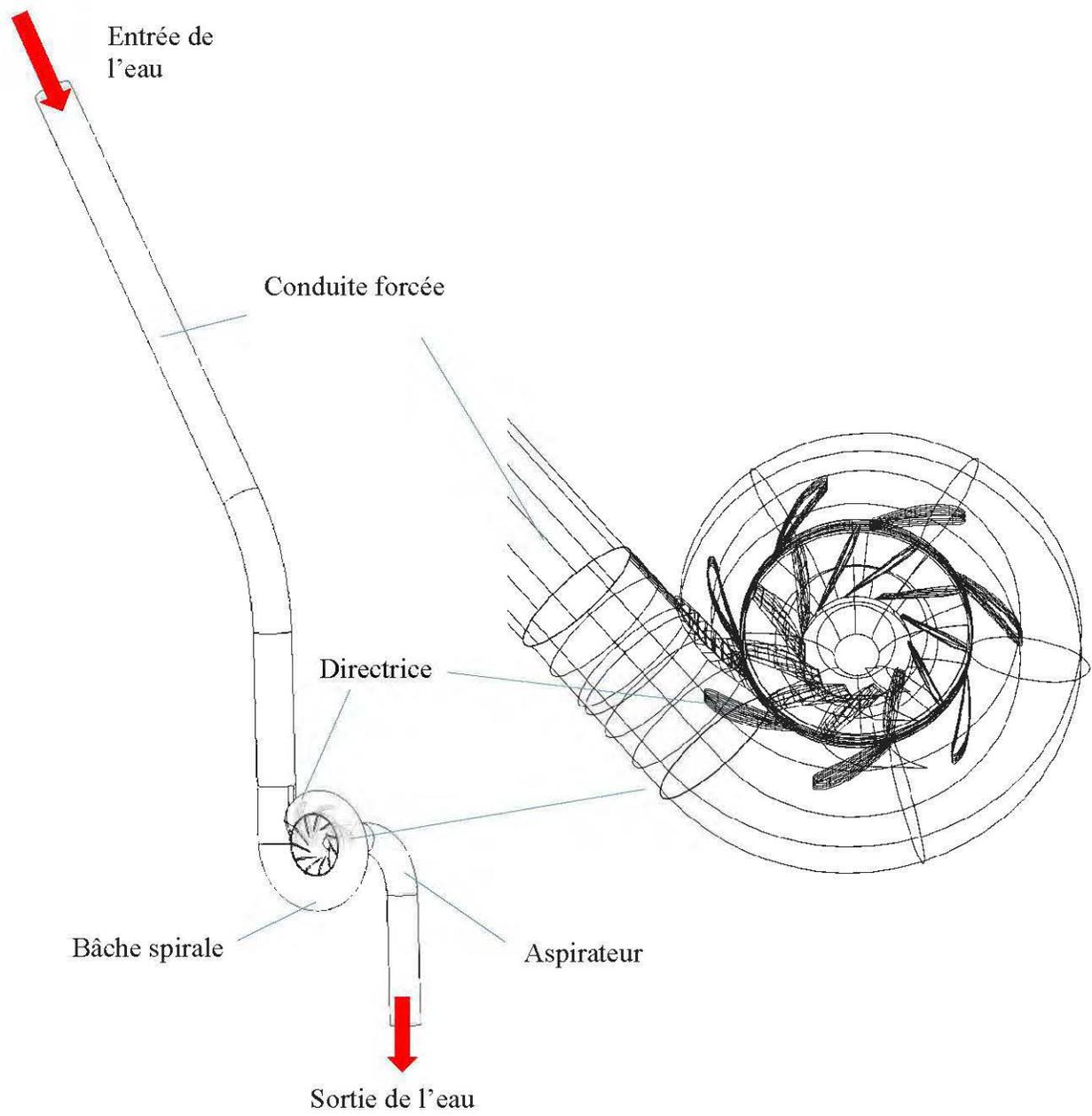


Figure 6.1: Domaine fluide des composants de la turbine Francis

6.4 Simulations numériques avec le code ANSYS-CFX

Les modèles géométriques des turbines obtenus sur Inventor ont été transférés vers le code ANSYS-CFX en suivant la démarche présentée sur la figure 4.1 et schématisée sur la figure 4.4. La figure 6.2 présente le domaine fluide de la turbine Cross-flow. Les flèches entrantes et sortantes représentent respectivement l'entrée et la sortie de l'eau. Et en vert, c'est l'interface entre la partie tournante qui est la roue et la partie fixe de la turbine.

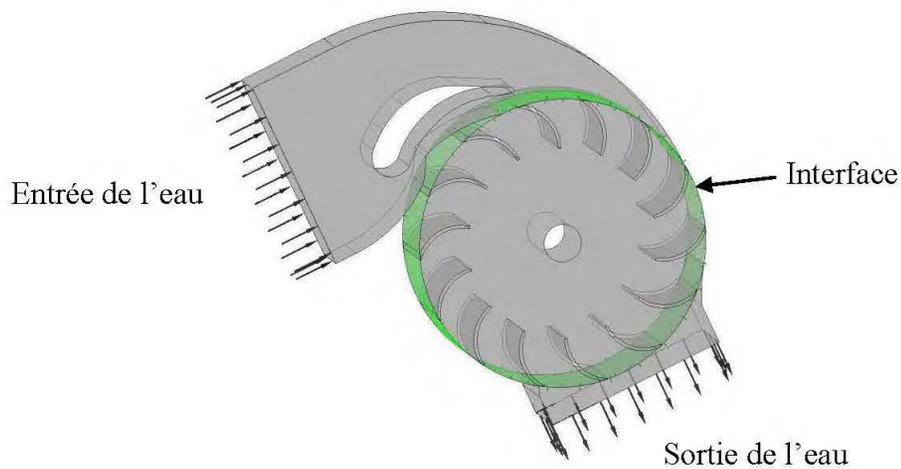


Figure 6.2: Domaine fluide de la turbine Cross-flow

La résolution numérique utilisant le domaine fluide des turbines est présentée à la figure 6.3.

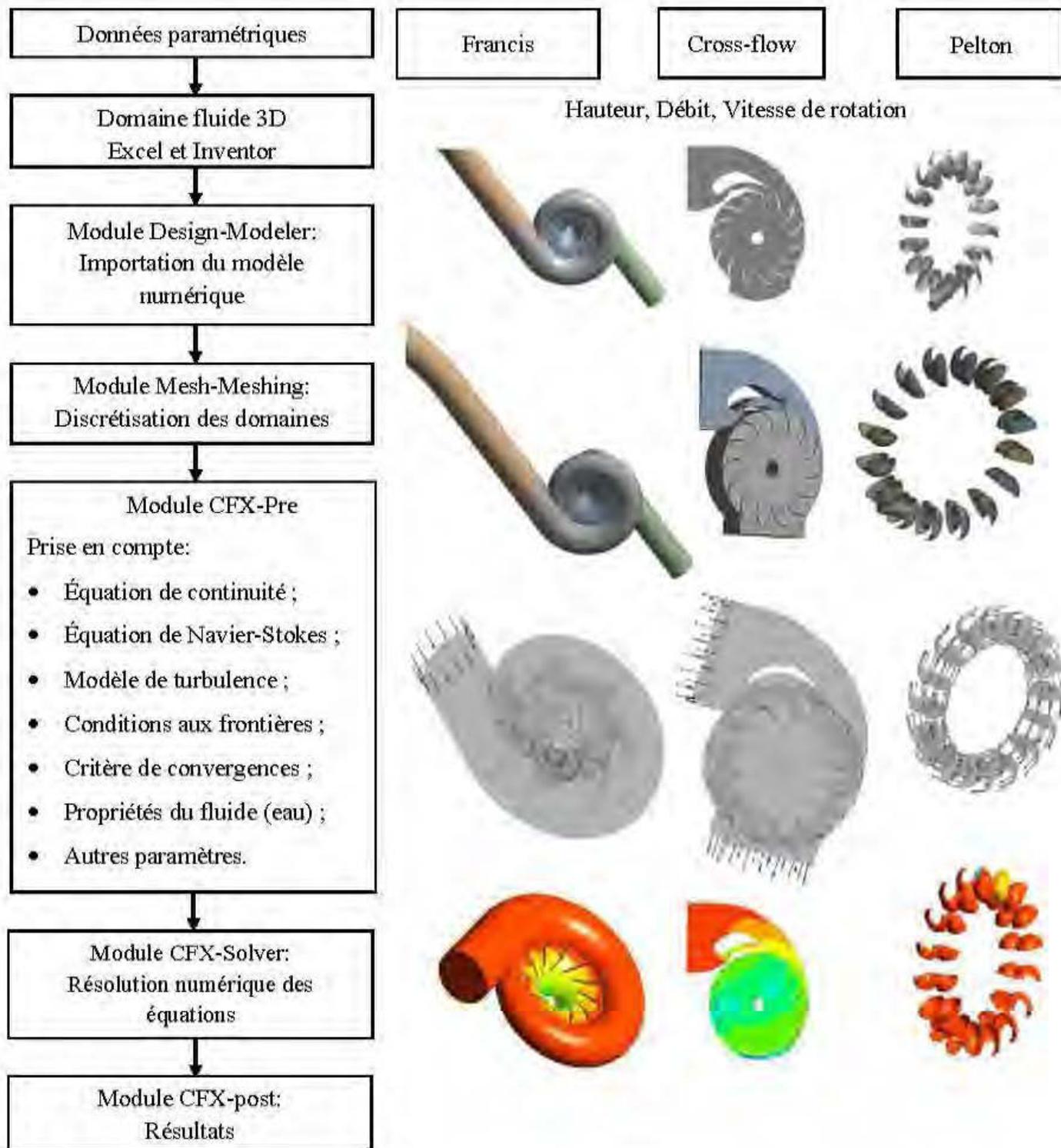


Figure 6.3: Étapes d'une simulation numérique

6.5 Résultats

Pour les trois turbines, l'étude s'est focalisée autour de la variation du débit et d'autres paramètres énoncés au tableau 6.2 tout en gardant la vitesse de rotation de chaque turbine constante. Le débit volumique est l'un des paramètres qui détermine la vitesse de rotation de la turbine et son point de fonctionnement optimal [7]. Il est varié pour observer le comportement des turbines en termes des performances.

6.5.1 Effet du nombre d'aubes des turbines

Pour examiner l'effet du nombre d'aubes de chaque turbine à savoir la turbine Francis, la turbine Cross-flow et la turbine Pelton sur ses performances, le nombre d'aubes a été varié. Partant du nombre d'aubes de référence de chaque turbine respectivement 11, 14 et 16; la variation s'est faite de plus ou moins une aube soit 10, 11 et 12 aubes pour la turbine Francis; 13, 14 et 15 aubes pour la turbine Cross-Flow et 15; 16 et 17 aubes pour la turbine Pelton. Les autres paramètres du tableau 6.2 sont restés inchangés.

a) Turbine Francis

Suivant la distribution d'aubes énoncée ci-dessus, la figure 6.4 illustre les tendances de la hauteur de chute nette en fonction du débit avec le nombre d'aubes comme paramètre. Il en résulte que le nombre d'aubes tel que défini n'a pas d'influence sur la hauteur nette de la turbine.

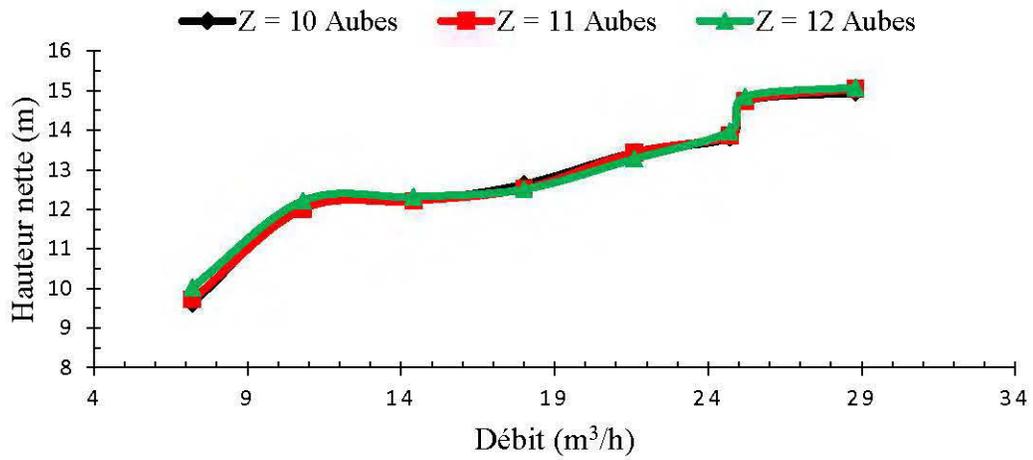


Figure 6.4: Hauteur nette en fonction du débit

La variation de la hauteur de chute nette de la turbine Francis en fonction de de la vitesse de rotation est présentée à la figure 6.5. L'effet du nombre d'aubes n'influe pas sur la hauteur de chute mais, la vitesse de rotation d'une turbine en dépend.

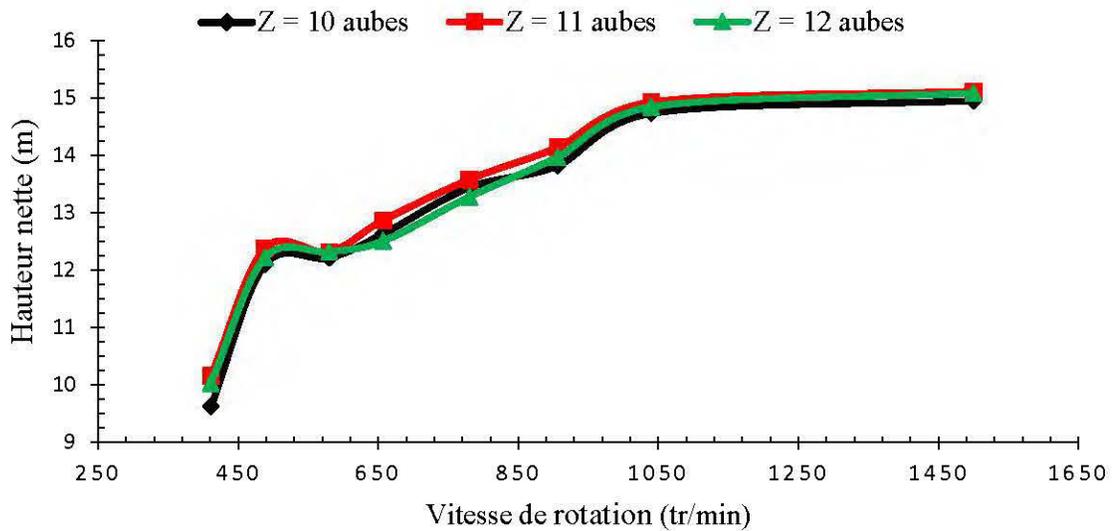


Figure 6.5: Hauteur nette en fonction de la vitesse de rotation

Les figures 6.6 et 6.7 qui représentent la puissance et le rendement en fonction du débit montrent que si le nombre d'aubes varie, la puissance à l'arbre ainsi que le rendement varient très peu. La puissance à l'arbre est faiblement impactée par le nombre d'aubes tel que varié à la figure 6.6. Ce phénomène est dû à la masse de la roue. En ayant un grand nombre d'aubes, ce qui génère un couple légèrement élevé donc une grande puissance à l'arbre.

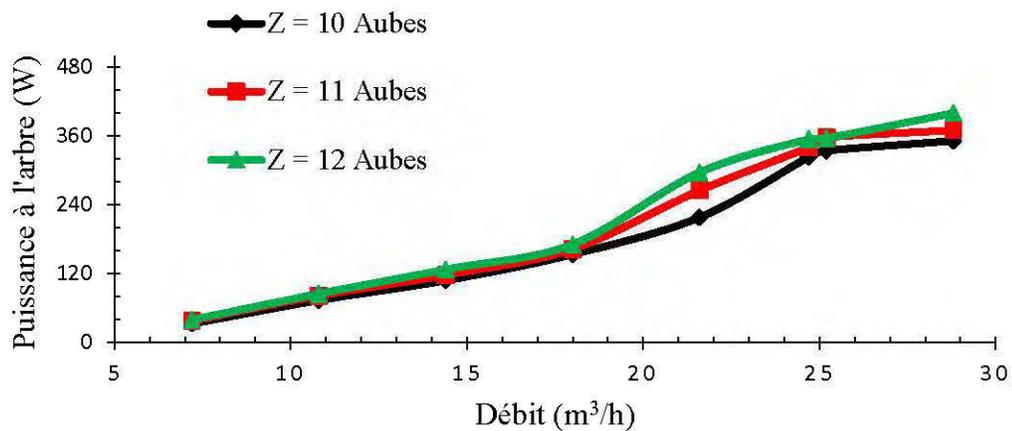


Figure 6.6: Puissance à l'arbre en fonction du débit

En ce qui concerne le rendement aux figures 6.7, 6.12 et 6.17 respectivement pour les turbines Francis, Cross-flow et Pelton, le débit joue un rôle majeur. Une fois le débit nominal atteint, il y'a chute du rendement dû au modèle conçu pour fonctionner à un débit nominal constant. Le débit augmentant engorge la turbine d'où la chute de rendement. Par contre, le rendement de la turbine est influencé par le nombre d'aubes surtout pour des débits inférieurs au débit de 24,12 m³/h. Si le nombre d'aubes change il apporte les petites variations de rendement à la turbine. Ceci peut se justifier par l'effet de l'inertie qu'apporte la masse de la matière ajoutée ou enlevée à la roue au niveau des paliers de la turbine.

Utiliser la turbine à des faibles débits serait moins avantageux surtout pour une roue ayant moins d'aubes.

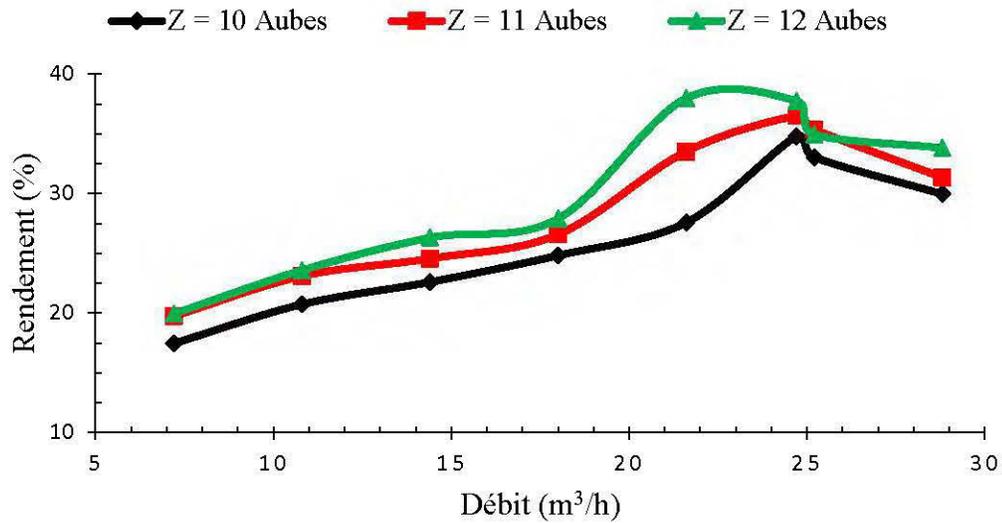


Figure 6.7: Rendement en fonction du débit

En outre, les contours de pression et les vecteurs vitesses sont présentés respectivement à la figure 6.8 et 6.9 pour un débit de $24,12 \text{ m}^3/\text{h}$. La pression dans une roue de turbine Francis est inversement proportionnelle à la vitesse d'écoulement de liquide. Mais il faut veiller à ce que cette augmentation de la vitesse entraîne le dépassement de la pression de vapeur d'eau au risque de voir l'apparition de la cavitation. L'observation faite est que si le nombre d'aubes est petit tel qu'indiqué à la figure 6.8 a), la pression statique dans la turbine diminue considérablement, c'est ce qui se traduit par une augmentation de la vitesse d'écoulement à la figure 6.9.a).

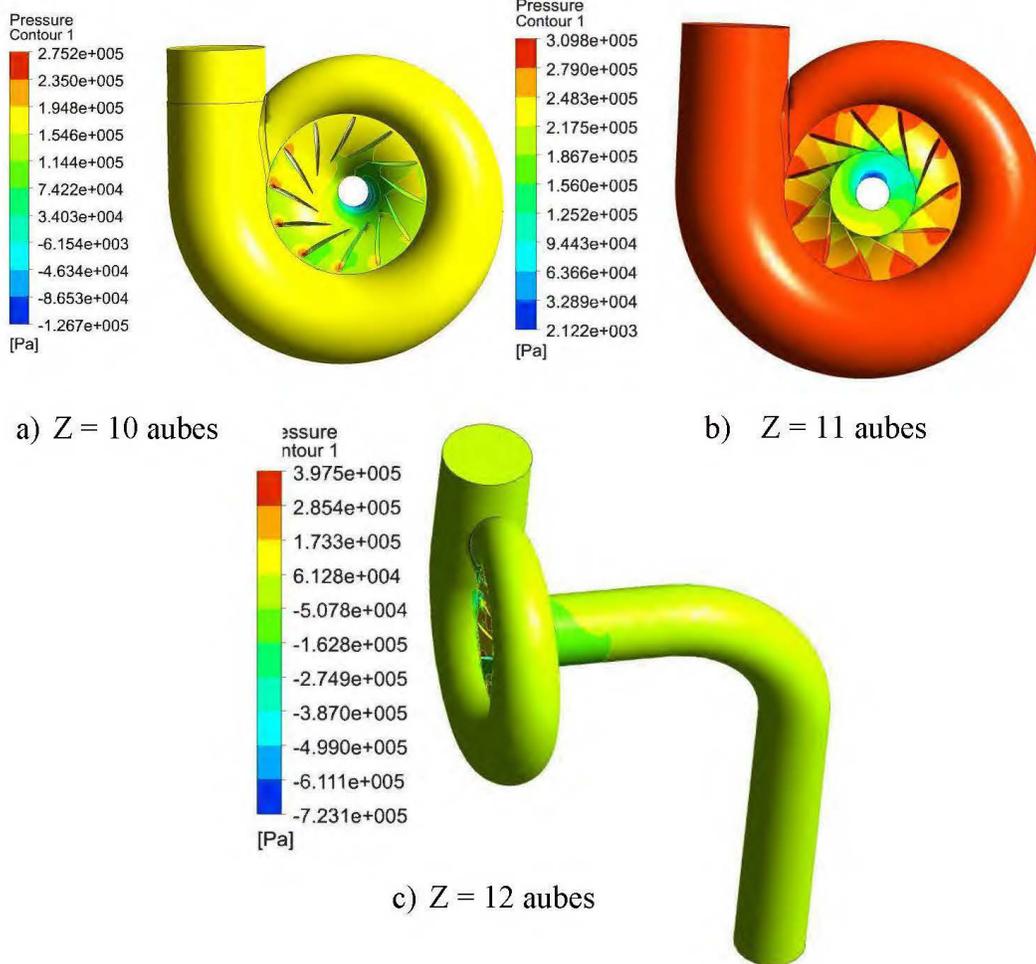
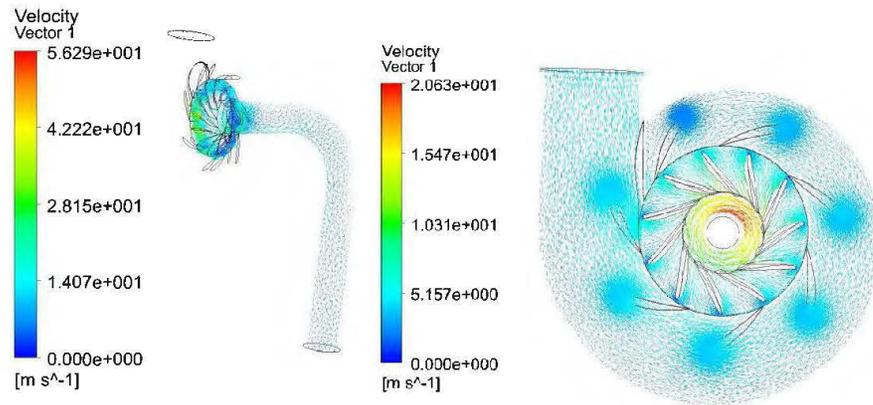
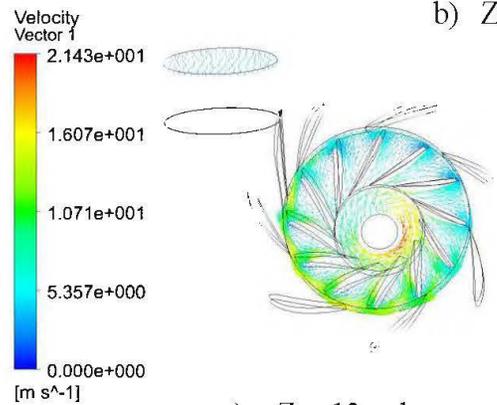


Figure 6.8: Contours de pression pour un débit de $24,12 \text{ m}^3/\text{h}$ avec le nombre d'aubes comme paramètre



a) $Z = 10$ aubes

b) $Z = 11$ aubes



c) $Z = 12$ aubes

Figure 6.9: Vecteurs vitesses pour un débit de $24,12 \text{ m}^3/\text{h}$ avec le nombre d'aubes comme paramètre

b) Turbine Cross-flow

Dans le cas de la turbine Cross-flow, la hauteur de chute nette en fonction de la vitesse de rotation présentée à la figure 6.10 ne varie pas avec le nombre d'aubes. Comme toute turbine hydraulique, la hauteur de chute ne dépend pas du nombre d'aubes de la roue de la turbine. Celle-ci est plutôt liée au site d'installation.

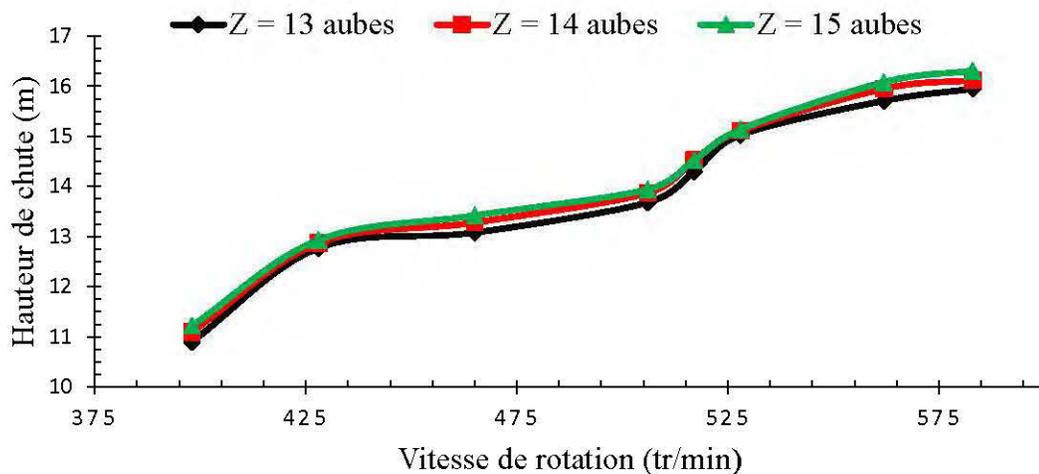


Figure 6.10: Hauteur de chute en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 25,31 m³/h

Pour la turbine Cross-flow, l'effet du nombre d'aubes illustré à la figure 6.11 affecte négativement la puissance à l'arbre et il affecte positivement le rendement représenté à la figure 6.12 pour les grands débits. Ceci peut s'expliquer par le fait que le nombre d'aubes doit être tel que l'épaisseur du jet soit un peu inférieure à l'écartement entre les aubes [66].

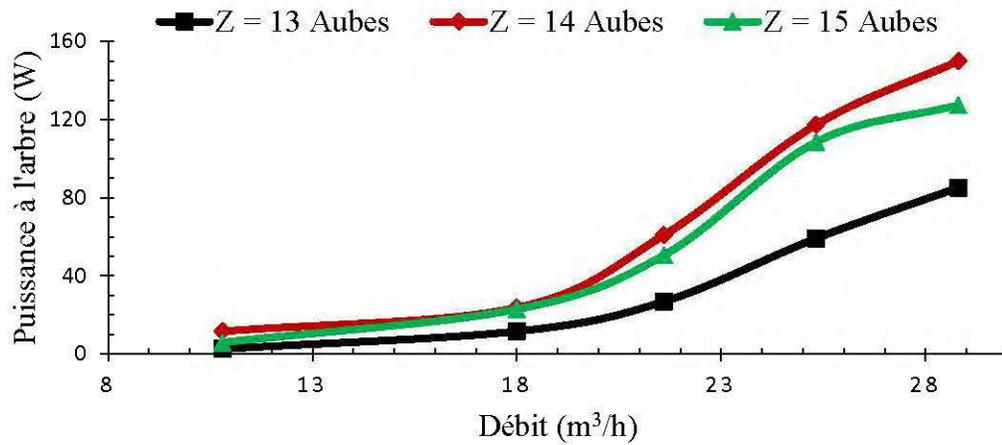


Figure 6.11: Puissance à l'arbre en fonction du débit

De plus, concernant le rendement de la turbine Cross-flow à la figure 6.12, il faut mentionner qu'avec seulement une aube en moins, le rendement par rapport à celui du nombre d'aubes de référence baisse quasiment de 20 % pour le débit de 25,31 m³/h.

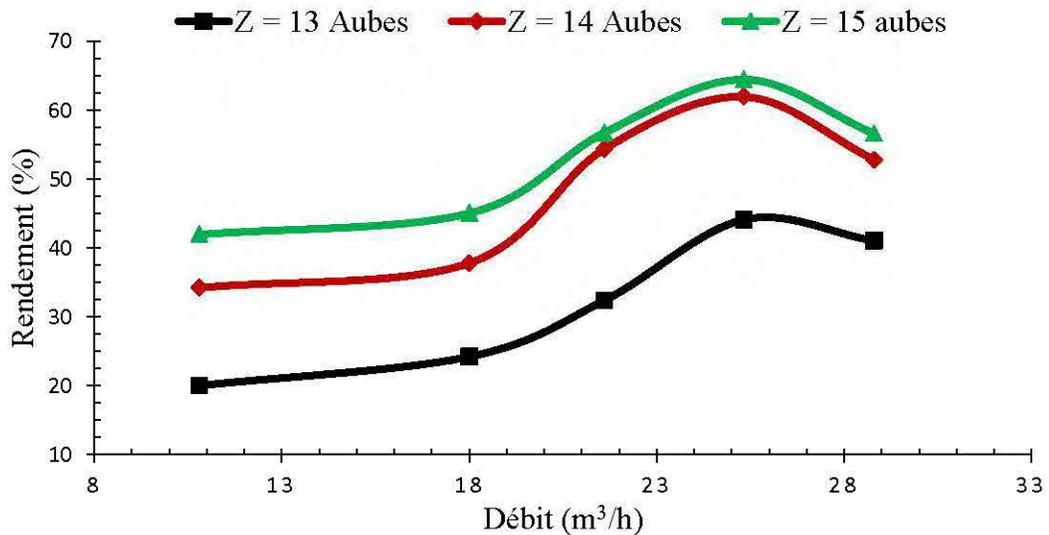


Figure 6.12: Rendement en fonction du débit

En outre, la figure 6.13 montre que l'effet du nombre d'aubes n'a presque pas d'influence sur la vitesse d'écoulement du liquide dans cette turbine. Une tendance similaire a été observée pour les contours de pression à la figure 6.14.

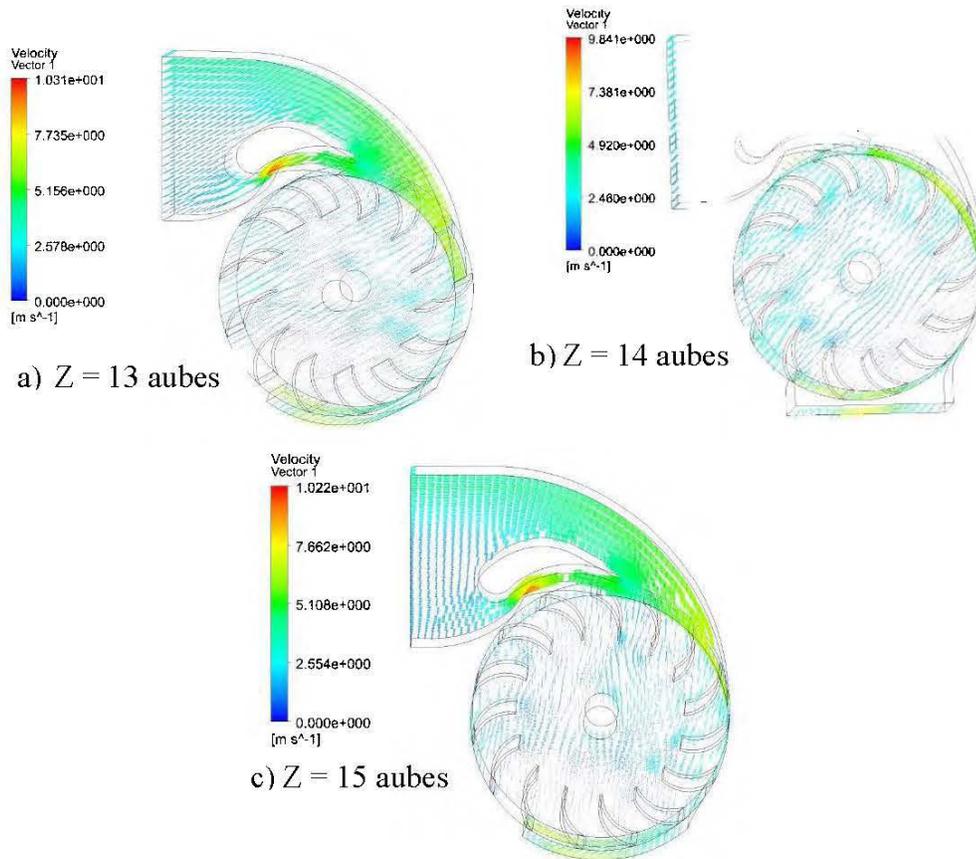


Figure 6.13: Vecteurs vitesses pour un débit de $25,31 \text{ m}^3/\text{h}$ avec le nombre d'aubes comme paramètre

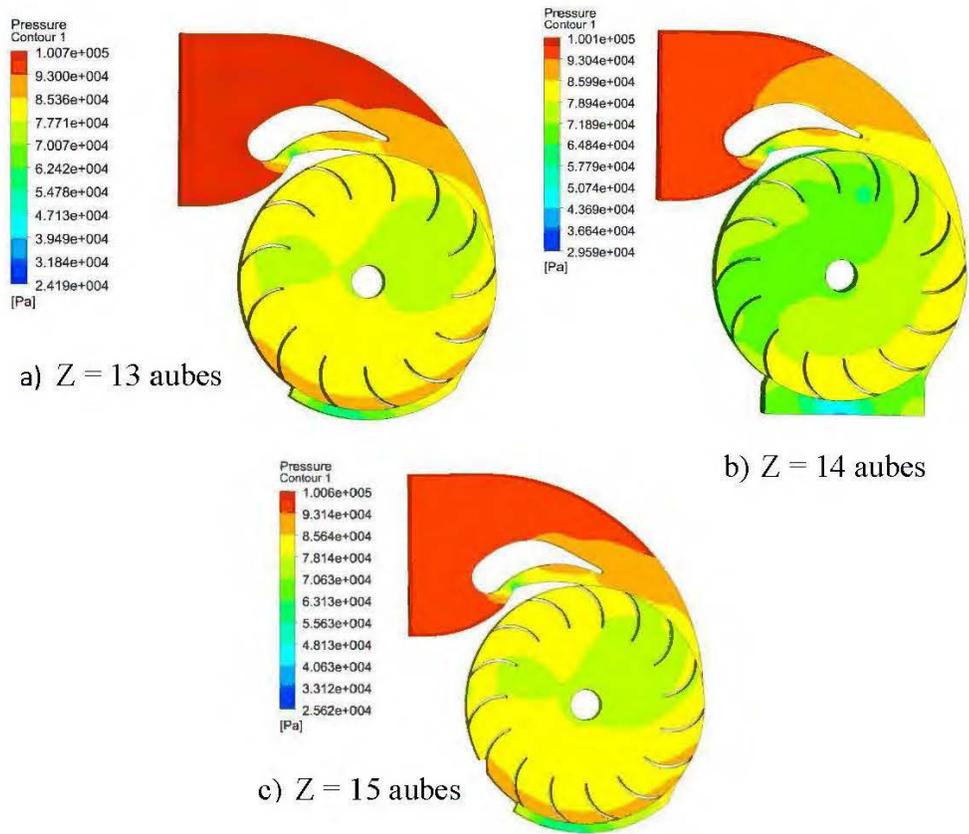


Figure 6.14: Contours de pression pour un débit de 25,31 m³/h avec le nombre d'aubes comme paramètre

c) Turbine Pelton

La vitesse de rotation en fonction de la hauteur de chute nette est illustrée à la figure 6.15. Tout comme les deux autres turbines à savoir la turbine Francis et Cross-flow, l'effet du nombre d'aubes n'a pas d'influence sur la hauteur de chute.

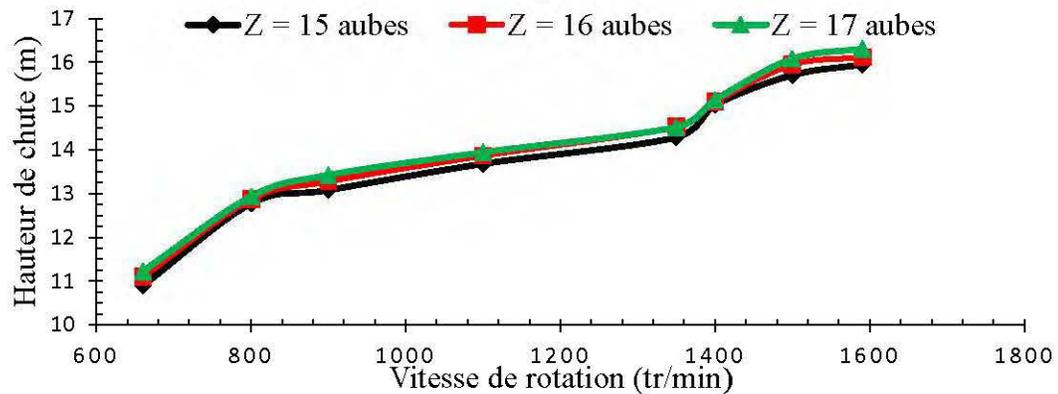


Figure 6.15: Hauteur de chute en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de $12,24 \text{ m}^3/\text{h}$

L'observation de la figure 6.16 montre en effet que la puissance à l'arbre varie avec le nombre d'aubes.

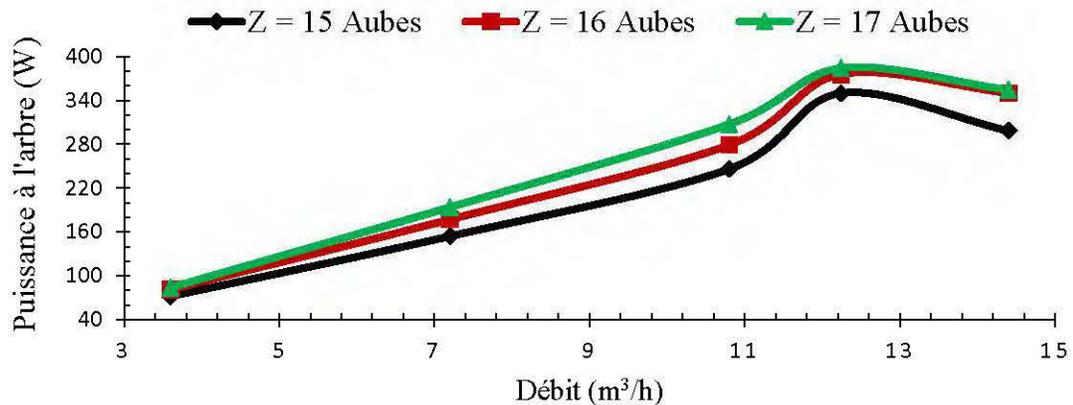


Figure 6.16: Puissance à l'arbre fonction du débit

Tout comme la puissance à l'arbre, le rendement de cette turbine présenté à la figure 6.17 est influencé par l'effet du nombre d'aubes. Ceci s'explique par le fait que, l'effet

du nombre d'aubes entraine la variation de la distance d'impact entre le jet et les augets [22].

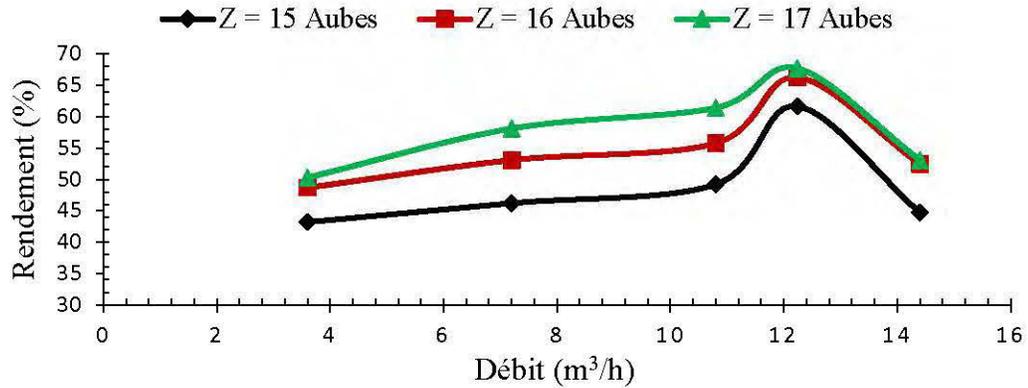


Figure 6.17: Rendement en fonction du débit

Par ailleurs, la figure 6.18 montre les contours de pression et les vecteurs vitesses de la turbine Pelton. La roue tourne à pression atmosphérique d'où l'uniformité de la pression sur les augets. À la sortie des augets, la vitesse de liquide n'est pas grande c'est ce qui évite le phénomène de talonnement lors de la sortie du liquide.

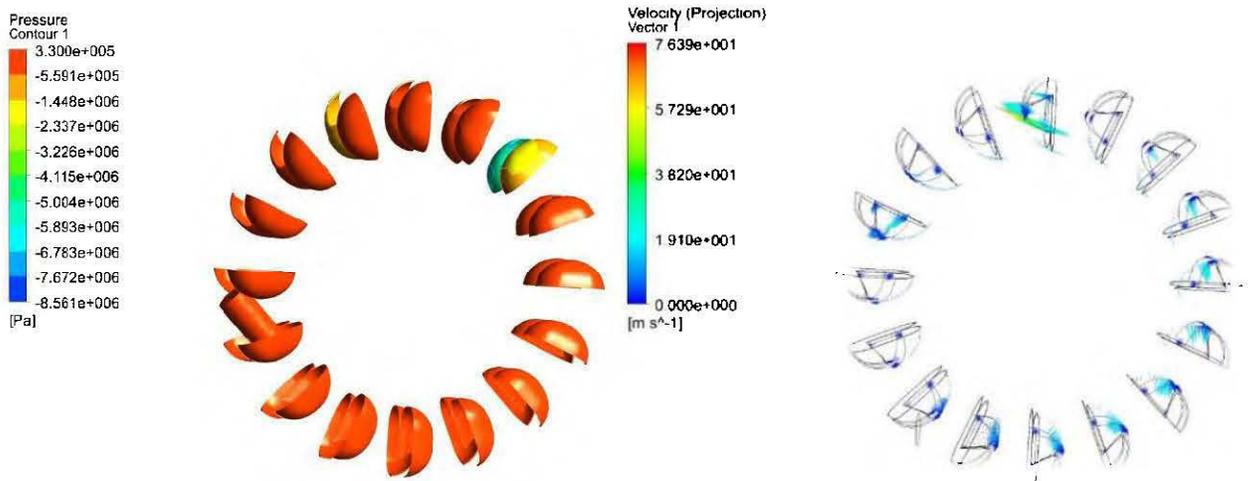


Figure 6.18: Contours de pression et vecteurs vitesses pour un débit de 12,24 m³/h

6.5.2 Variation de la longueur de l'aspirateur de la turbine Francis

L'analyse a consisté à varier la longueur de l'aspirateur du modèle de référence de plus ou moins un mètre afin d'observer l'effet de ce changement sur le rendement et de la puissance à l'arbre. La puissance ne varie presque pas avec l'augmentation de la longueur de l'aspirateur tel qu'indiqué à la figure 6.19.

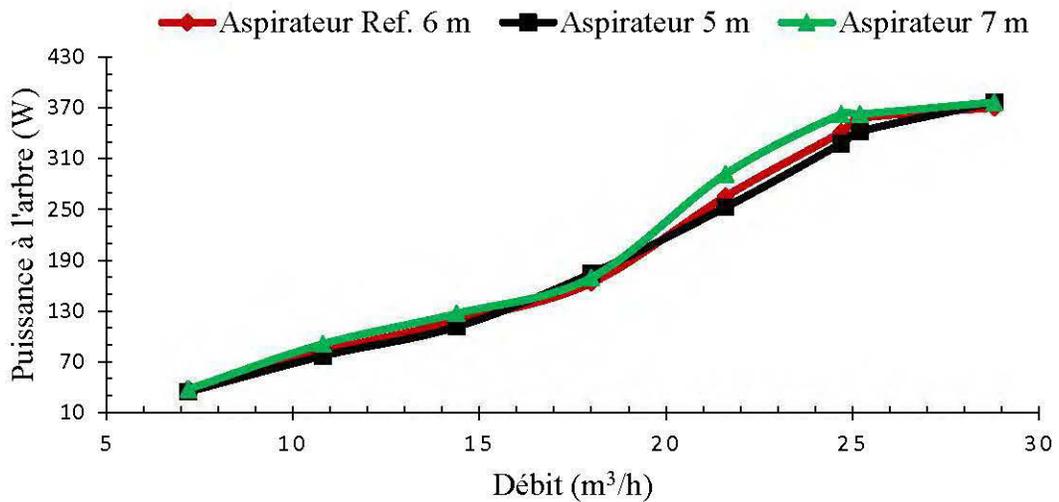


Figure 6.19: Puissance à l'arbre en fonction du débit avec la longueur de l'aspirateur comme paramètre

Comme le montrent les figures 6.19 et 6.20, la longueur de l'aspirateur influe très peu sur la puissance à l'arbre et le rendement de la turbine Francis. L'augmentation de la longueur du diffuseur modifie la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la turbine et ceci favorise l'écoulement de liquide dans la roue.

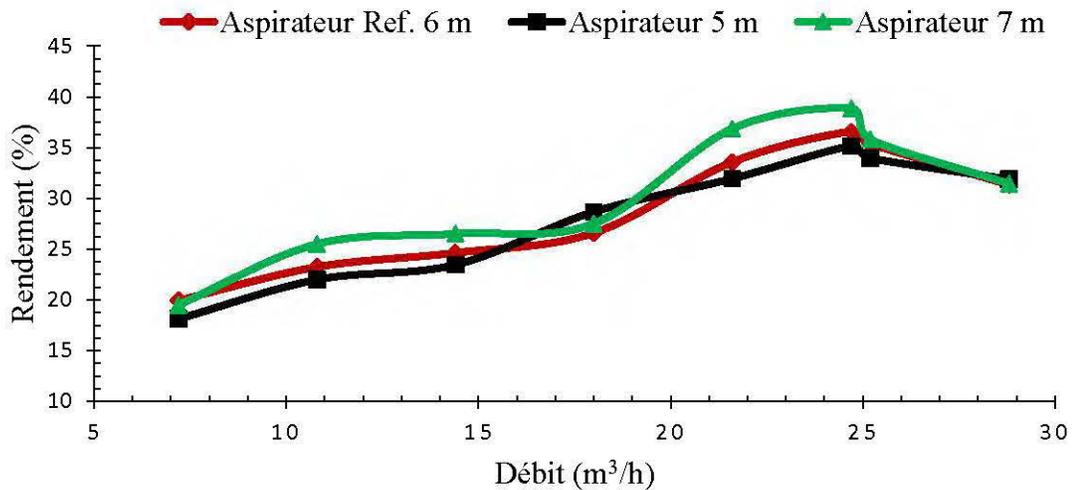


Figure 6.20: Rendement en fonction du débit avec la longueur de l'aspirateur comme paramètre

6.5.3 Effet de la largeur du jet de la turbine Cross-flow

Pour examiner l'effet de la largeur du jet, elle a été modifiée de 5 mm par rapport au modèle de référence et ce, pour observer son influence sur la puissance et le rendement de ladite turbine. Les figures 6.21 et 6.22 mettent en relief l'augmentation de la largeur du jet influence grandement la puissance à l'arbre et le rendement de la turbine surtout pour un grand nombre d'aubes. Le phénomène s'explique par le fait que le jet exerce une force sur l'auget en rotation qui est transformée en couple et en puissance mécanique. Si la largeur du jet varie, le débit turbiné change parce qu'il est calculé en fonction de la section du jet et de la vitesse d'écoulement de liquide. Ceci entraîne des fluctuations au niveau de la vitesse et de la pression du jet.

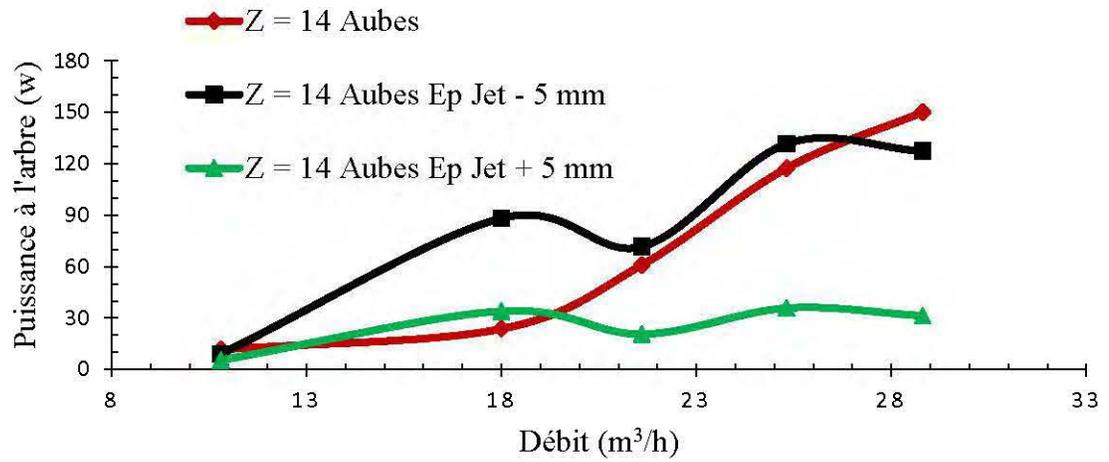


Figure 6.21: Puissance à l'arbre en fonction du débit

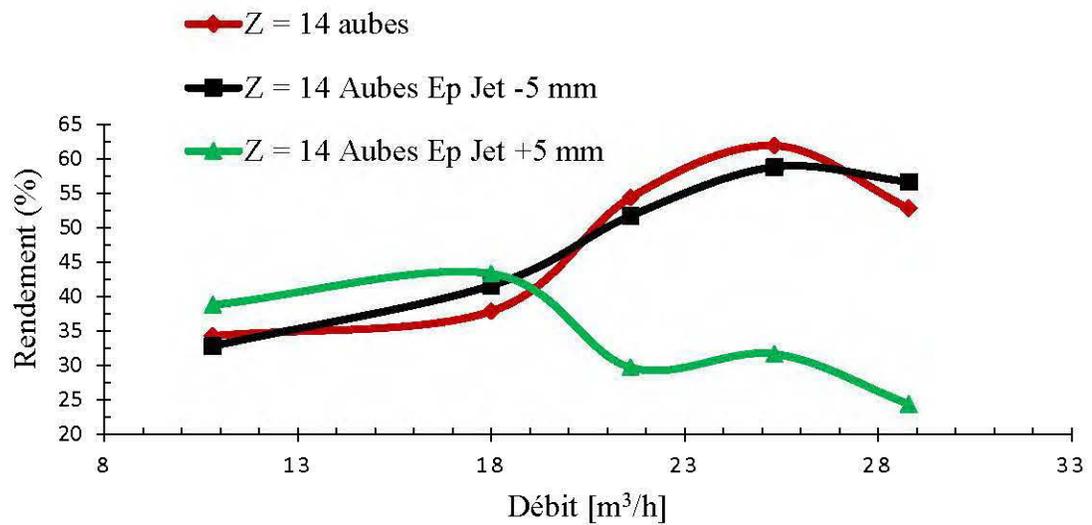


Figure 6.22: Rendement en fonction du débit

6.5.4 Effet de la vitesse de rotation.

Afin d'examiner l'impact de la vitesse de rotation des turbines étudiées sur la hauteur de chute nette, la puissance à l'arbre et le rendement, les plages des vitesses de 300 à 1800, de 200 à 1800 et de 200 à 700 tr/min ont été sélectionnées respectivement pour les turbines Francis, Pelton et Cross-flow.

a) Turbine Francis

La figure 6.23 illustre la variation de la hauteur de chute en fonction de la vitesse de rotation pour un débit $Q = 24,12 \text{ m}^3/\text{h}$. Dans la turbine Francis, l'énergie potentielle étant convertie dans le distributeur et la roue, l'augmentation de la hauteur entraîne une augmentation de la vitesse de rotation de la roue due à la différence de pression entre l'entrée et la sortie du diffuseur. Si cette différence de pression est grande, elle accentue la vitesse d'écoulement dans la roue d'où l'augmentation de la vitesse de rotation.

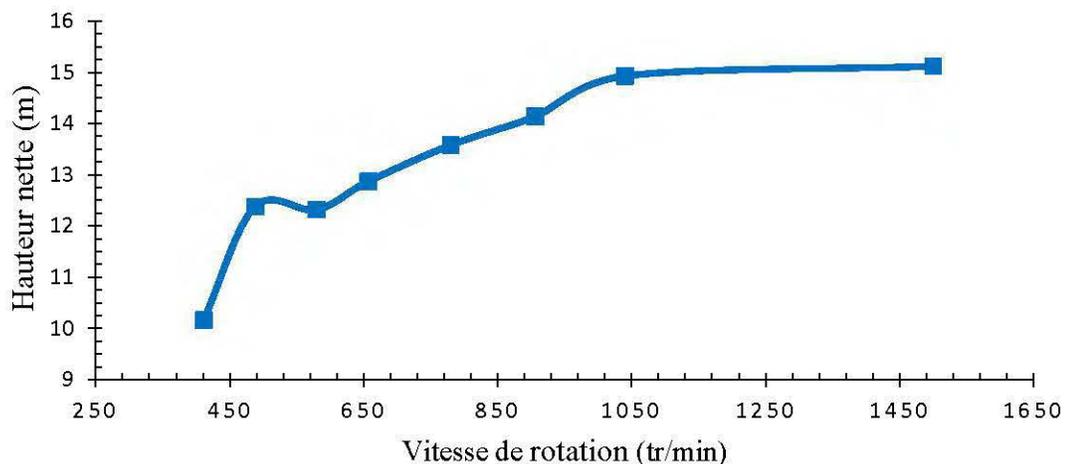


Figure 6.23: Hauteur nette en fonction de la vitesse de rotation

L'accroissement de la hauteur de chute se traduit par une augmentation de la puissance à l'arbre à la figure 6.24 et du rendement à la figure 6.25 jusqu'à une vitesse de rotation de $N = 1500$ tr/min. Dépasser ce seuil, l'effet inverse se produit. Ce phénomène peut s'expliquer par le fait que la puissance à l'arbre est dépendent du volume de liquide qui passe à travers la roue en rotation. Plus le volume est important, plus la vitesse de rotation est grande. Cependant, à partir de $Q = 24,12$ m³/h qui correspond au débit nominal atteint à la vitesse de rotation de 1500 tr/min la perte de pression devenant importante, d'où l'effet inverse.

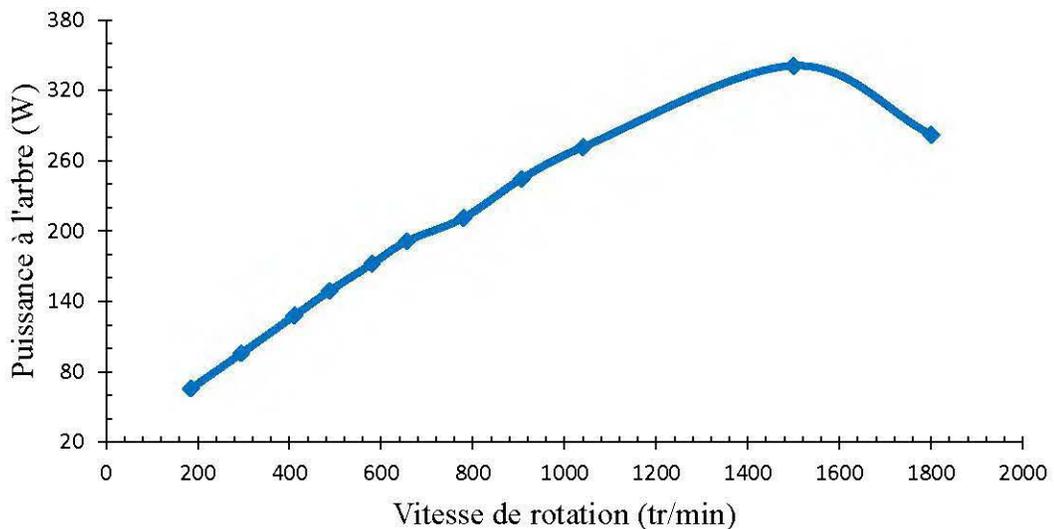


Figure 6.24: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 24,12 m³/h

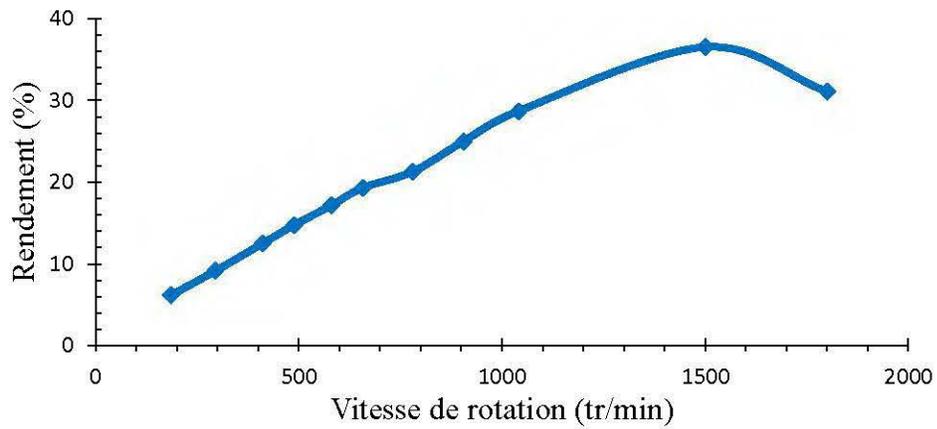


Figure 6.25: Rendement en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 24,12 m³/h

À la figure 6.26 ci-dessous, il se présente sur l'intrados une très forte pression supérieure à celle de l'extrados. Ceci peut s'expliquer par le fait que sur l'extrados le fluide s'écoule beaucoup plus vite par rapport à l'intrados. D'où la différence de pression. Il sied de rappeler que c'est au niveau de l'extrados qu'y'a souvent érosion due à la cavitation comme à la figure 5.7. Cela peut s'expliquer par le fait que la face « extrados » est soumise à une forte vitesse d'écoulement qui est le facteur de basse entrainant la diminution de la pression statique locale.

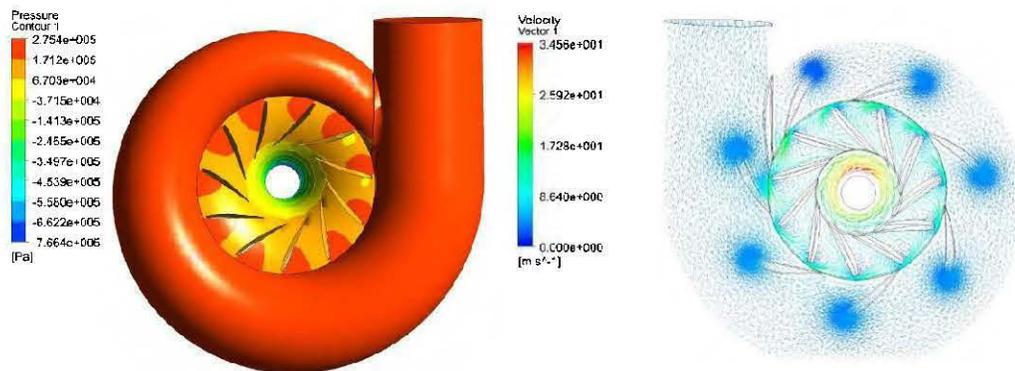


Figure 6.26: Contours de pression et vecteurs vitesses pour un débit de 24,12 m³/h

La figure 6.27 présente une grande vitesse du liquide au niveau de la sortie de la roue. Ceci a pour conséquence la diminution de la pression qui favorise le changement de phase de l'eau liquide une fois sa pression de vapeur atteinte. À partir de la vitesse spécifique de 21,22, le coefficient de cavitation de 0,12 est déterminé en utilisant la figure 5.8. Ce coefficient traduit que le modèle de la turbine Francis conçu ne cavitera pas. Le phénomène observé s'accroît avec l'accroissement de la vitesse de rotation de la turbine due à l'augmentation de la longueur de l'aspirateur. Cette modification de la longueur entraîne une baisse sensible de la pression statique d'où l'augmentation de la vitesse d'écoulement de liquide dans la roue de la turbine Francis. Une fois, son coefficient de cavitation maximal de 0.38 atteint, les premières bulles d'air commencent à apparaître. La hauteur d'aspiration et le coefficient de cavitation limite au-delà de laquelle apparaît une cavitation suffisante pouvant à la longue endommager la roue de la turbine Francis de manière irréversible sont respectivement de 9,6 m et de 0,04. De plus, l'analyse sur l'identification des paramètres influençant la cavitation est réalisée en utilisant le code ANSYS-CFX.

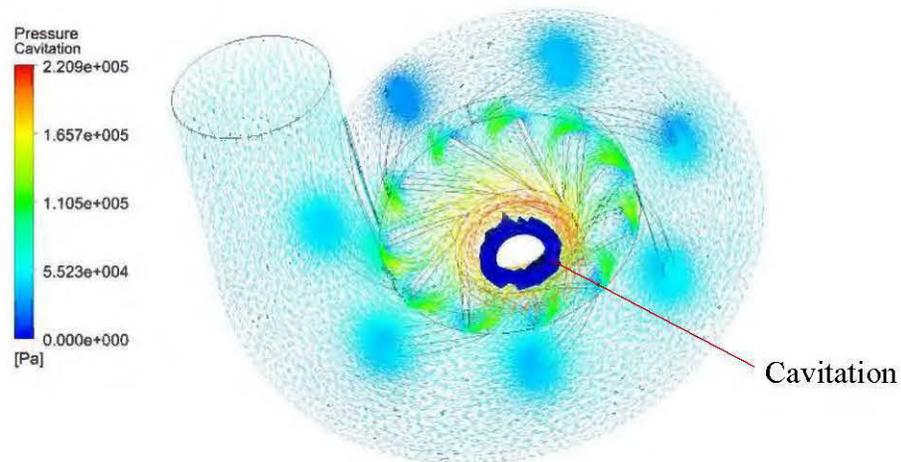


Figure 6.27: Apparition de la cavitation

Les méfaits de la cavitation sur le rendement de la turbine Francis sont illustrés à la figure 6.28. Une fois la cavitation présente dans l'écoulement de liquide dans la roue de la turbine, elle entraîne une baisse sensible de rendement. Au niveau du point de fonctionnement de la turbine soit à la vitesse de 1500 tr/min, l'écart relatif atteint quasiment 14 %.

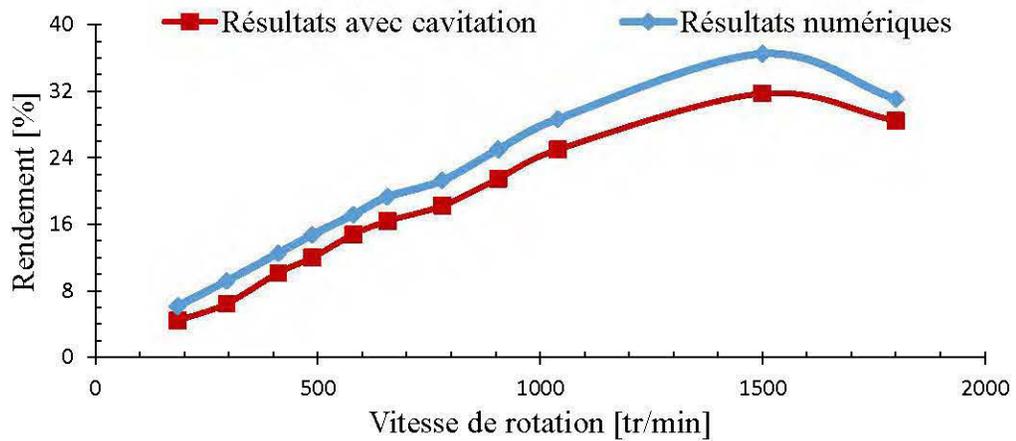


Figure 6.28: Effet de la cavitation en fonction de la vitesse de rotation

b) Turbine Pelton

La figure 6.29 illustre le comportement de la hauteur de chute de la turbine Pelton en fonction de la vitesse de rotation. Elle augmente avec l'accroissement de la hauteur de chute jusqu'à la vitesse maximal de 1800 tr/min.

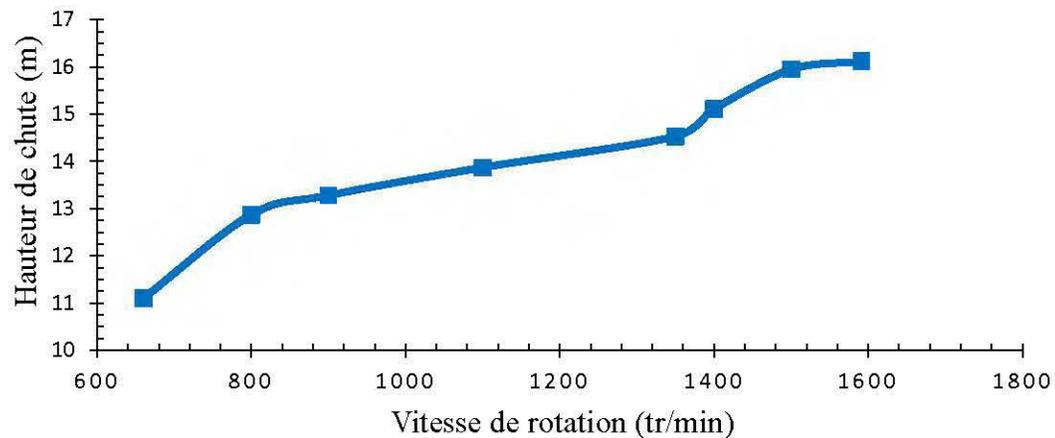


Figure 6.29: Hauteur nette en fonction de la vitesse de rotation

En outre, à la figure 6.30, la puissance à l'arbre à des petites vitesses de rotation croît jusqu'à son maximum au niveau de la vitesse nominale de 800 tr/min puis diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation de la turbine.

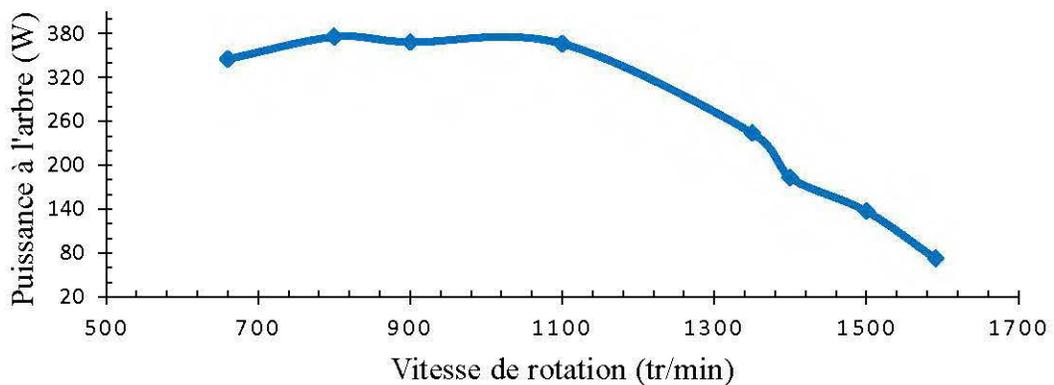


Figure 6.30: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse pour un débit de 12,24 m³/h

Le rendement de la turbine ici présenté à la figure 6.31 affiche la même tendance que la courbe de la puissance à l'arbre de la figure 6.30. Il croît jusqu'au rendement maximal correspondant à la vitesse nominale puis décroît au fur et à mesure que la vitesse de rotation augmente.

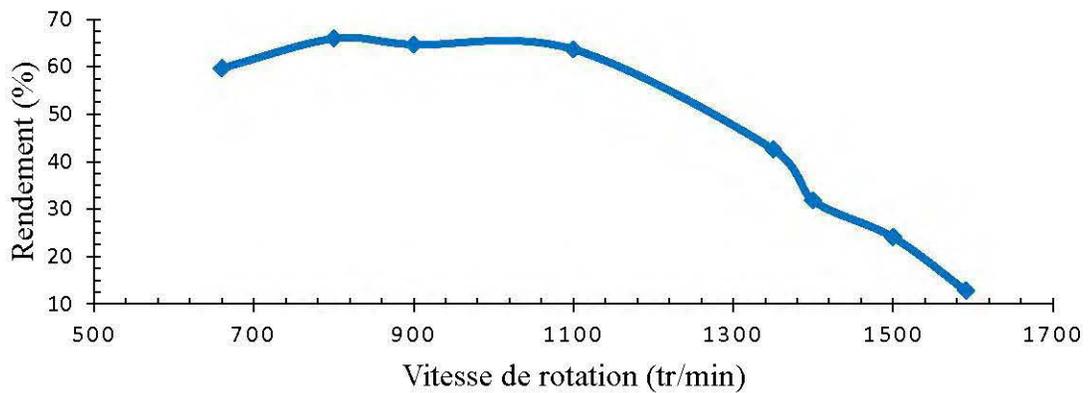


Figure 6.31: Rendement en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de 12,24 m³/h

c) Turbine Cross-flow

La figure 6.32 exhibe la hauteur de chute nette en fonction de la vitesse. Comme la turbine Pelton, la vitesse de rotation de la roue est liée à la hauteur de chute. Celle-ci croît avec la hauteur.

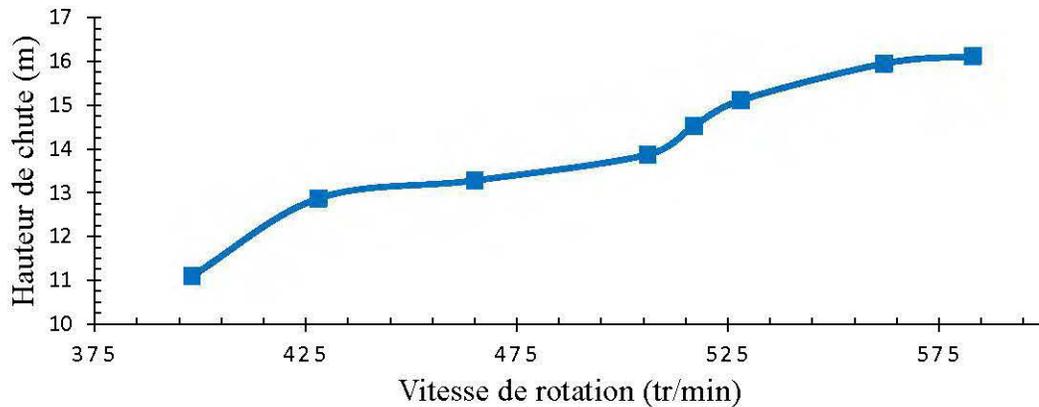


Figure 6.32: Hauteur nette en fonction de la vitesse

De plus, la puissance à l'arbre et le rendement respectivement à la figure 6.33 et 6.34 augmentent jusqu'à son maximum qui correspond à la vitesse de 430 tr/min. Puis décroît avec l'intensification de la vitesse de rotation.

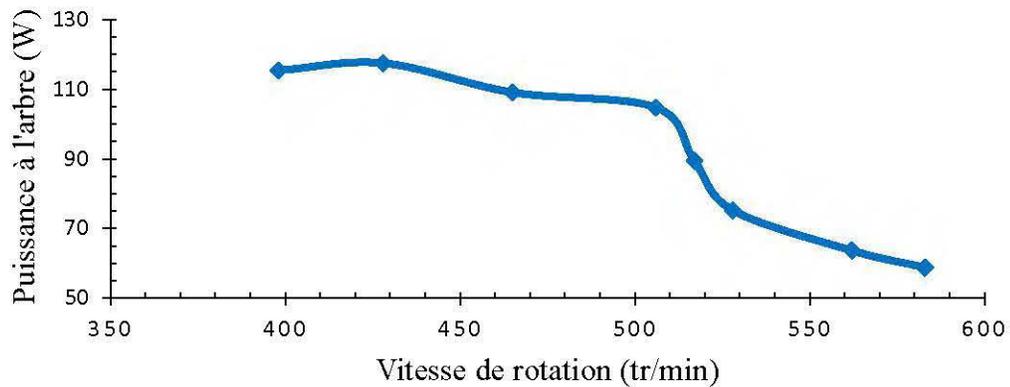


Figure 6.33: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de $25,31 \text{ m}^3/\text{h}$

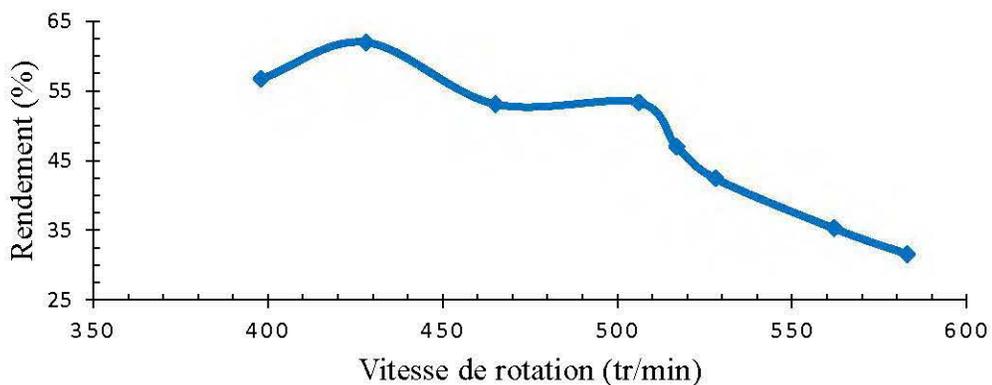


Figure 6.34: Rendement en fonction de la vitesse de rotation pour un débit de $25,31 \text{ m}^3/\text{h}$

Au vu des résultats analysés dans ce chapitre, il ressort que la hauteur de chute nette des turbines n'est pas influencée par le nombre d'aubes ou d'augets. Elle est donnée par le site comme le décrivent les formules 5.3 et 5.4. Par contre, la vitesse de rotation d'une turbine est une variable qui est fonction de la hauteur de chute et de la vitesse de l'alternateur. Une turbine hydraulique est conçue pour fonctionner avec une vitesse de synchronisation fixe.

CHAPITRE 7

VALIDATION DES RÉSULTATS

À partir des données de références qui sont entre autres : les débits nominaux, les diamètres des roues des turbines, la hauteur de chute brute, les vitesses de rotation, le nombre d'aubes ou d'augets, les modèles numériques ont été conçus. Les résultats obtenus après avoir simulé ces prototypes numériques des turbines hydrauliques en 3D à l'aide du code ANSYS-CFX ont été comparés avec ceux du banc d'essais. À chaque comparaison, les modèles étaient améliorés géométriquement pour pouvoir réduire les écarts entre les courbes obtenues et celles du banc d'essais.

En comparant les résultats numériques obtenus à ceux pris comme référence (soient les résultats du banc d'essais) présentés sous forme de la puissance à l'arbre à la figure 7.1 pour la turbine Francis, à la figure 7.3 pour la turbine Pelton et à la figure 7.5 pour la turbine Cross-flow; elles suivent les tendances des courbes expérimentales. Concernant les courbes de rendement illustrées aux figures 7.2, 7.4 et 7.6 respectivement pour les turbines Francis, Pelton et Cross-flow, elles talonnent également les tendances des courbes expérimentales

a) **Turbine Francis**

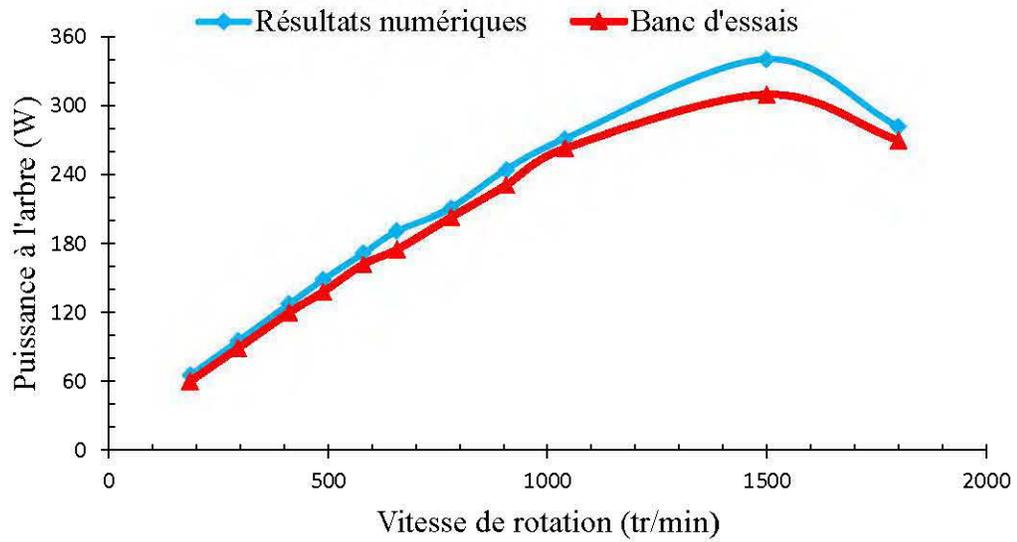


Figure 7.1: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse de rotation

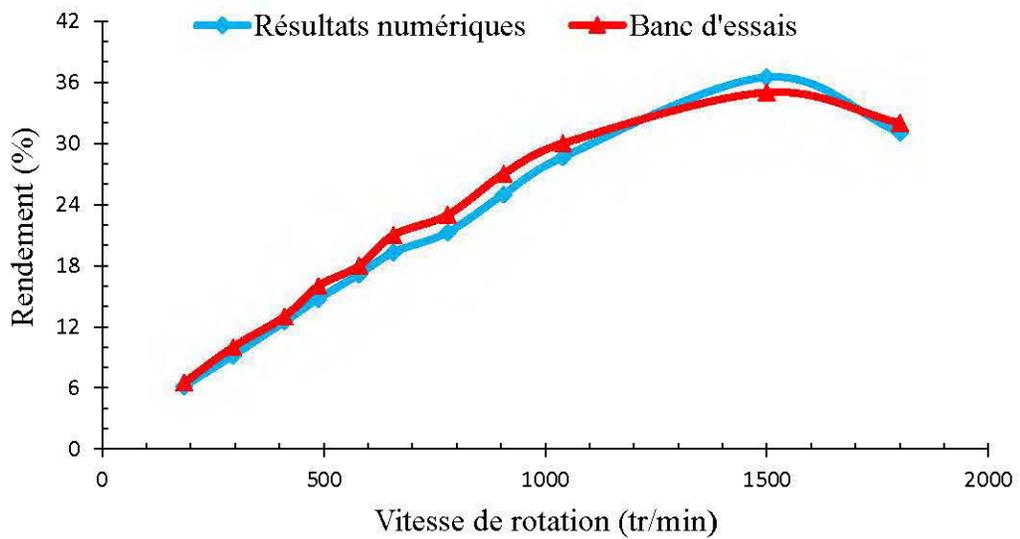


Figure 7.2: Rendement en fonction de la vitesse de rotation

b) Turbine Pelton

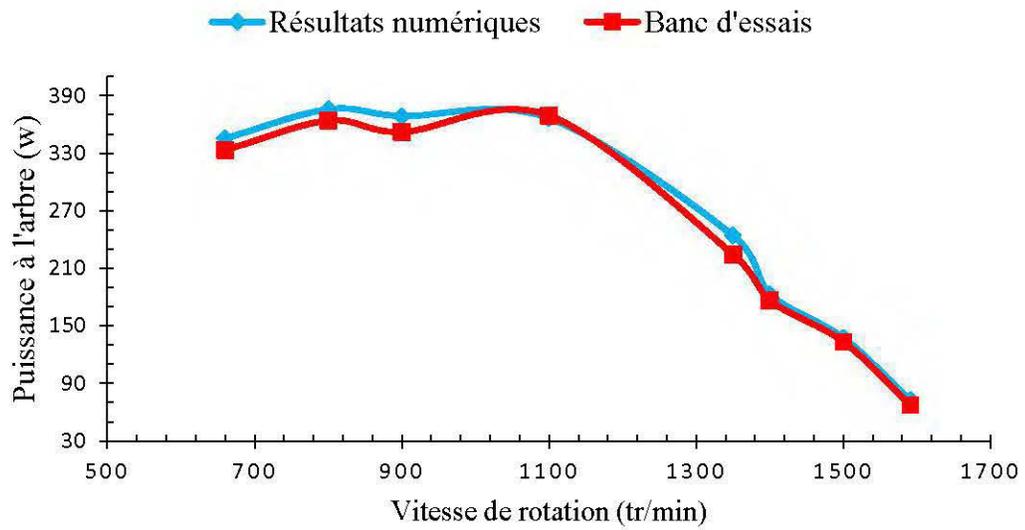


Figure 7.3: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse de rotation

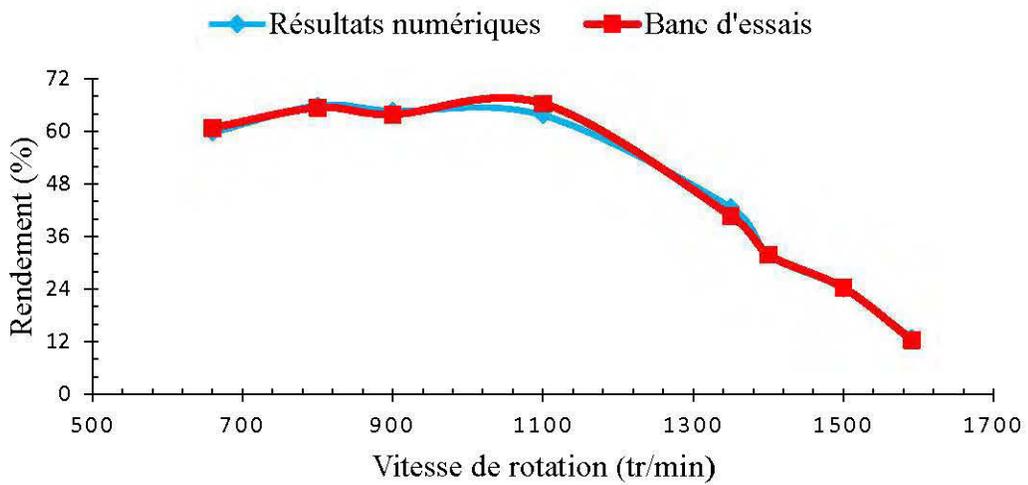


Figure 7.4: Rendement en fonction de la vitesse de rotation

c) Turbine Cross-flow

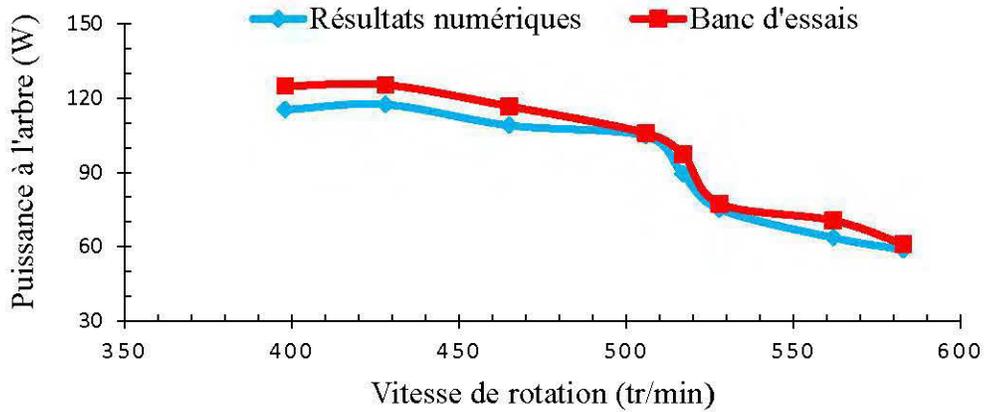


Figure 7.5: Puissance à l'arbre en fonction de la vitesse de rotation

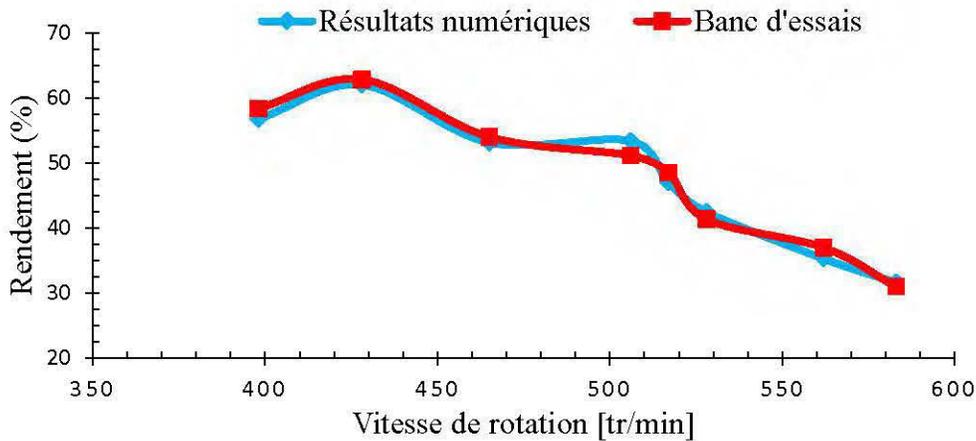


Figure 7.6: Rendement en fonction de la vitesse de rotation

Les écarts observés entre les résultats numériques et ceux du banc d'essais peuvent être expliqués par le fait que les simulations numériques ne prennent pas en compte entre autres les pertes mécaniques et volumétriques. Ces dernières affectent négativement la puissance à l'arbre, la hauteur de chute et le rendement des turbines. De plus, les incertitudes sur les mesures expérimentales et la modélisation numérique peuvent justifier certaines divergences des résultats obtenus.

En outre, les écarts relatifs suite à la comparaison des résultats sont présentés aux figures 7.7 et 7.8 respectivement pour la puissance à l'arbre et le rendement.

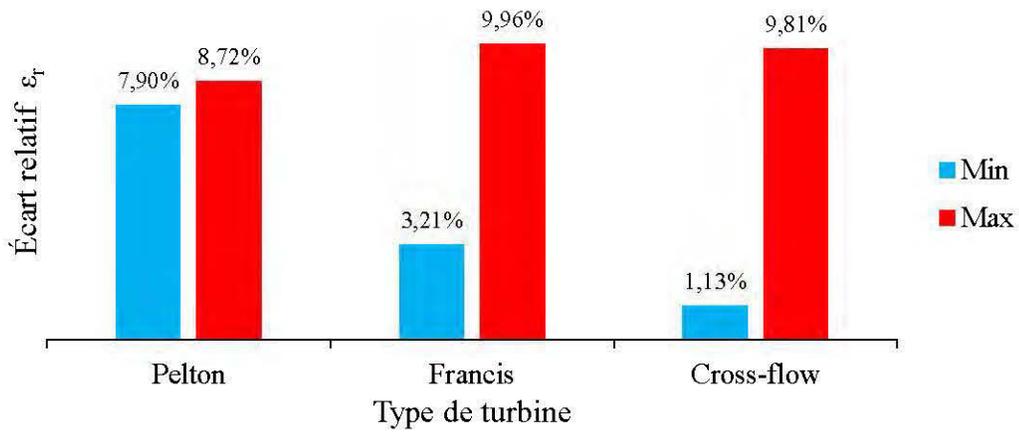


Figure 7.7: Intervalles d'écarts sur la puissance à l'arbre

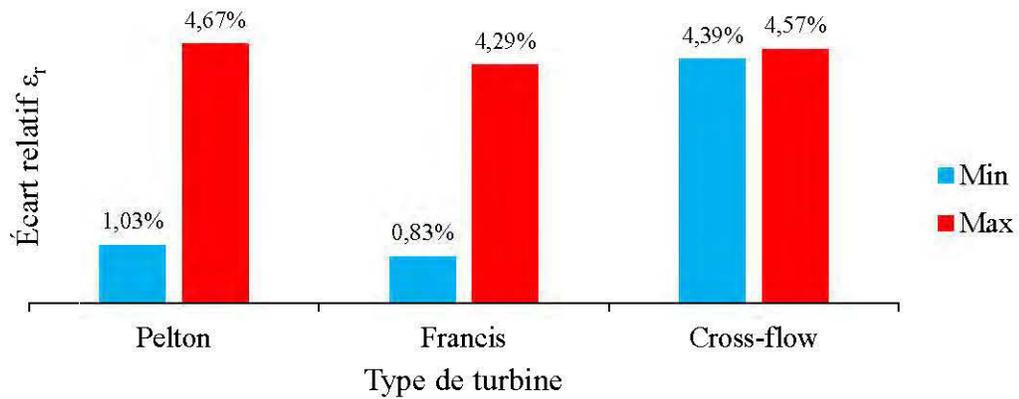


Figure 7.8: Intervalles d'écarts sur le rendement

CHAPITRE 8

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Le but poursuivi dans le cadre de cette recherche était de mettre sur pied un outil numérique qui aiderait à la conception et aux modélisations des turbines Francis, Cross-flow et Pelton pour des mini-centrales hydroélectriques, en se basant sur les bancs d'essais HM 450C et HT 703 se trouvant au laboratoire des turbomachines de l'École de génie de l'UQAT. À partir des données de références en termes de la hauteur de chute brute, du débit volumique, des vitesses de rotation des turbines et les équations de continuité et de Navier-Stokes qui régissent les écoulements des liquides dans les turbines hydrauliques; les modèles numériques en 3D des turbines Francis, Cross-flow et Pelton ont été conçus. La résolution numérique des équations et les simulations numériques ont été accomplies en utilisant le code ANSYS-CFX. Les résultats obtenus ont été comparés avec ceux du banc d'essais et certains paramètres géométriques ont été modifiés jusqu'à avoir un modèle assez fidèle de chacune des turbines.

La conception aérodynamique d'une aube augmente le rendement de la turbine d'où le choix du profil NACA 4418 pour les aubes de la turbine Francis. Au vu des résultats présentés au chapitre 6, le modèle numérique des mini-centrales conçu permet d'étudier les modèles des turbines Francis, Cross-flow et Pelton tout en évaluant leurs performances. L'effet de la longueur de l'aspirateur de la turbine Francis et de la largeur du jet de la turbine Cross-flow influe sur le bon fonctionnement, la longévité et les performances de ces turbines. La variation du débit impacte les paramètres fonctionnels des turbines. Il est important de tenir compte des variables déterminés par calcul. Leurs variations affectent la puissance à l'arbre et le rendement des turbines. Le nombre d'aubes des turbines n'influence pas la hauteur de chute.

Les résultats obtenus en termes de la hauteur de chute nette, puissance à l'arbre, et le rendement suivent les tendances existantes dans la littérature et sont validés avec les résultats des bancs d'essais.

Vu l'importance et la place future des mini-centrales hydroélectriques, certaines propositions de recherche peuvent être faites en analysant entre autres:

- L'influence du coup de bélier sur les composants des mini-centrales hydroélectriques;
- L'influence de la cavitation sur les paliers de la turbine Francis.

RÉFÉRENCES

- [1] G. Hemery et J. Coulon, "Centrales hydroélectriques et apport de la vitesse variable," *REE. Revue de l'électricité et de l'électronique*, pp. 46-52, 1999.
- [2] S. Williamson, B. Stark et J. Booker, "Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis," *Renewable Energy*, vol. 61, pp. 43-50, 2014.
- [3] H. D. Mae-Wan, " On peut laissez le pétrole dans les réserves du sous-sol: les énergies renouvelables peuvent apporter la solution aux dérèglements climatiques" par le Dr Mae-Wan Ho," *ISIS Climat Energies* 2016.
- [4] C. C. Mitigation, "IPCC special report on renewable energy sources and climate change mitigation," *Renewable Energy* 2011.
- [5] J.-M. Chapallaz et P. Eichenberger, *Guide pratique pour la réalisation de petites centrales hydrauliques*: Office fédéral des questions conjoncturelles (OFQC), 1992.
- [6] S. Breban, "Etude du système de conversion électromécanique d'une microcentrale hydroélectrique à vitesse variable," Arts et Métiers ParisTech, 2008.
- [7] F. Armand, "La petite hydroélectricité dans la politique française des énergies renouvelables," *La Houille Blanche*, pp. 31-33, 1998.
- [8] W. W. Peng, *Fundamentals of turbomachinery*: John Wiley & Sons, 2008.
- [9] A. H. Elbatran, O. B. Yaakob, Y. M. Ahmed et H. M. Shabara, "Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, pp. 40-50, 2015.
- [10] R. Cuinat et P. Roussel, "Environnement et petites usines hydroélectriques," *La Houille Blanche*, pp. 243-248, 1981.
- [11] V. Sammartano, C. Aricò, A. Carravetta, O. Fecarotta et T. Tucciarelli, "Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis," *Energies*, vol. 6, pp. 2362-2385, 2013.

- [12] Y.-D. Choi, J.-I. Lim, Y.-T. Kim et Y.-H. Lee, "Performance and internal flow characteristics of a cross-flow hydro turbine by the shapes of nozzle and runner blade," *Journal of Fluid Science and Technology*, vol. 3, pp. 398-409, 2008.
- [13] T. Wright, *Fluid machinery: performance, analysis, and design*: CRC press, 1999.
- [14] A. Bartle, "Hydropower potential and development activities," *Energy policy*, vol. 30, pp. 1231-1239, 2002.
- [15] J. Zanette, D. Imbault et A. Tourabi, "A design methodology for cross flow water turbines," *Renewable Energy*, vol. 35, pp. 997-1009, 2010.
- [16] H. Olgun, "Effect of interior guide tubes in cross-flow turbine runner on turbine performance," *International Journal of Energy Research*, vol. 24, pp. 953-964, 2000.
- [17] H. Olgun, "Investigation of the performance of a cross-flow turbine," *International journal of energy research*, vol. 22, pp. 953-964, 1998.
- [18] A. Židonis et G. A. Aggidis, "State of the art in numerical modelling of Pelton turbines," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 45, pp. 135-144, 2015.
- [19] Z. Zhang, *Pelton Turbines*: Springer, 2016.
- [20] K. Tani et K. Niikura, "CFD-Based Design Optimization for Hydro Turbines," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 129, p. 159, 2007.
- [21] A. Skotak et J. Obrovsky, "Analysis of the flow in the water turbine draft tube in Fluent and CFX," dans *25th CADFEM User's Meeting*, 2007.
- [22] A. Islam, S. Bhuyan et F. A. Chowdhury, "Advanced composite pelton wheel design and study its performance for pico/micro hydro power plant application," *International Journal of Engineering and Innovative Technology (JEIT)*, vol. 2, 2013.

- [23] A. Panthee, H. P. Neopane et B. Thapa, "CFD Analysis of Pelton Runner," *International Journal of Scientific and Research Publications*, vol. 4, pp. 1-6, 2014.
- [24] B. R. Cobb et K. V. Sharp, "Impulse (Turgo and Pelton) turbine performance characteristics and their impact on pico-hydro installations," *Renewable Energy*, vol. 50, pp. 959-964, 2013.
- [25] Q.-f. LI, R.-n. LI, W. HAN et Z. MIN, "Numerical analysis of inner solid-liquid two-phase flow in diversion and guiding apparatus in Francis turbine [J]," *Journal of Lanzhou University of Technology*, vol. 6, p. 011, 2008.
- [26] S. D. P. LICENSE, "CONTRIBUTION A LA CONCEPTION D'UNE TURBINE PELTON," 2005.
- [27] J. Leduc, "Etude physique et numérique de l'écoulement dans un dispositif d'injection de turbine Pelton," Ecully, Ecole centrale de Lyon, 2010.
- [28] S. Kaewnai et S. Wongwises, "Improvement of the runner design of Francis turbine using Computational Fluid Dynamics," *American J. of Engineering and Applied Sciences*, vol. 4, pp. 540-547, 2011.
- [29] H.-J. Choi, M. A. Zullah, H.-W. Roh, P.-S. Ha, S.-Y. Oh et Y.-H. Lee, "CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine," *Renewable Energy*, vol. 54, pp. 111-123, 2013.
- [30] S. Alligne, C. Nicolet, Y. Tsujimoto et F. Avellan, "Cavitation surge modelling in Francis turbine draft tube," *Journal of Hydraulic Research*, vol. 52, pp. 399-411, 2014.
- [31] J. Wu, K. Shimmei, K. Tani, K. Niikura et J. Sato, "CFD-Based Design Optimization for Hydro Turbines," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 129, pp. 159-168, 2007.
- [32] R. Susan-Resiga, S. Muntean, P. Stein et F. Avellan, "Axisymmetric swirling flow simulation of the draft tube vortex in Francis turbines at partial discharge," *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, vol. 2, pp. 295-302, 2009.

- [33] S. Tridon, S. Barre, G. D. Ciocan et L. Tomas, "Experimental analysis of the swirling flow in a Francis turbine draft tube: Focus on radial velocity component determination," *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, vol. 29, pp. 321-335, 2010.
- [34] R. Susan-Resiga, T. C. Vu, S. Muntean, G. D. Ciocan et B. Nennemann, "Jet control of the draft tube vortex rope in Francis turbines at partial discharge," dans *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on hydraulic machinery and systems*, 2006, pp. 17-21.
- [35] M. S. Iliescu, G. D. Ciocan et F. Avellan, "Analysis of the cavitating draft tube vortex in a Francis turbine using particle image velocimetry measurements in two-phase flow," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 130, p. 021105, 2008.
- [36] F. Prášil, "Results of experiments with Francis turbines and tangential (Pelton) turbines," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 81, pp. 647-679, 1911.
- [37] G. HAMBURG. (2017). <http://www.gunt.de/fr/produits/turbine-francis/070.45002/hm450-02/glct-1:pa-149:pr-890?googleTranslate=1>. Consulté sur: <http://www.gunt.de/fr/produits/turbine-francis/070.45002/hm450-02/glct-1:pa-149:pr-890?googleTranslate=1>
- [38] N. La Roche-Carrier, "Développement d'un outil numérique améliorant la conception et les performances des pompes centrifuges multi-étages," Mémoire de maîtrise, Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2014.
- [39] B. Talbot, "Mélange et dynamique de la turbulence en écoulements libres à viscosité variable," Thèse de doctorat, INSA de Rouen, 2009.
- [40] R. Bourguet, "Analyse physique et modélisation d'écoulements turbulents instationnaires compressibles autour de surfaces portantes par approches statistiques haute-fidélité et de dimension réduite dans le contexte de l'interaction fluide-structure," Thèse de doctorat, INPT, 2008.

- [41] M. Djerroud, "Identification numérique des paramètres d'amélioration des performances d'une pompe centrifuge: roue, roue-volute et roue-diffuseur," Mémoire de maîtrise, Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2011.
- [42] R. B. BIRD, W. E. STEWART et E. N. LIGHTFOOT, "Transport Phenomena," ed: John Wiley & Sons, New York, 2007.
- [43] T. Knopp, T. Alrutz et D. Schwamborn, "A grid and flow adaptive wall-function method for RANS turbulence modelling," *Journal of Computational Physics*, vol. 220, pp. 19-40, 2006.
- [44] J. Tu, G. H. Yeoh et C. Liu, *Computational fluid dynamics: a practical approach*: Butterworth-Heinemann, 2012.
- [45] C. ANSYS, "reference guide, release 14.0, ANSYS," ed: Inc, 2011.
- [46] L. Moody et T. Zowski, "Hydraulic machinery," *Handbook of Applied Hydraulics. Sec*, vol. 26, pp. 26-76, 1969.
- [47] S. Gabathuler, D. Pavanello et C. Münch, "Le pompage-turbinage à petite échelle pour le stockage local d'énergie," *Bulletin SEV/AES*, pp. 49-54, 2015.
- [48] J.-L. Boillat, M. Bieri, P. Sirvent, J. Dubois et A. Schleiss, "TURBEAU–Turbinage des eaux potables," EPFL-LCH2010.
- [49] T. Baumeister, E. Avallone et T. Baumeister III, "Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 1978," *Kern, DQ, et al, Extended Surface Heat Transfer*, 1972.
- [50] J. E. Graeser, "Abaque pour turbines hydrauliques," *e-periodica* 1974.
- [51] F. Schweiger et J. Gregori, "Developments in the design of water turbines," *International Water Power and Dam Construction IWPCDM Vol. 41*, pp. 23-26, 1989.
- [52] Y. Mossoba, "Super System: A Hydroelectric Unit Condition Monitoring System in Operation at Hydro-Quebec," dans *Hydraulic Machinery and Cavitation*, ed: Springer, 1996, pp. 1152-1161.

- [53] A. Moukhli, "Optimisation de la maintenance de roues de turbines hydroélectriques soumises à une dégradation par cavitation," Thèse de doctorat, École Polytechnique de Montréal, 2011.
- [54] M. Farhat, P. Bourdon, J.-L. Gagné et L. Remillard, "Improving hydro turbine profitability by monitoring cavitation aggressiveness," dans *CEA Electricity'99 Conference and Exposition, Vancouver, March, 1999*.
- [55] A. Arvengas, "Cavitation acoustique dans l'eau et quelques liquides organiques: densité et limite de rupture," Thèse de doctorat, Université Paris-Diderot-Paris VII, 2011.
- [56] M. Fanelli et F. Siccardi, "Réponse d'une turbomachine hydraulique à des fluctuations des paramètres dynamiques du circuit," *La Houille Blanche*, pp. 115-121, 1980.
- [57] F. Pereira, F. Avellan et P. Dupont, "Prediction of Cavitation Erosion: An Energy Approach," *Journal of Fluids Engineering*, 1998.
- [58] C. V. Davis et K. E. Sorensen, "Handbook of applied hydraulics," dans *Handbook of applied hydraulics*, ed: McGraw-Hill, 1969.
- [59] M. Dubas, "Experiences with the design of small hydraulic power plants," ed: Hydroenergia, 2010.
- [60] J. S. Gulliver, J. Gulliver et R. Arndt, *Preliminary studies: hydrology, hydraulics, and costs*: McGraw-Hill, New York, 1991.
- [61] L. Vivier, *Turbines Hydrauliques et leur régulation*, Albin Michel, 1966.
- [62] T. Bovet, "Contribution à l'étude du tracé d'aubage d'une turbine à réaction du type Francis," *Informations Techniques Charmilles*, vol. 9, pp. 47-70, 1963.
- [63] H. R. Krishna, *Hydraulic design of hydraulic machinery*: Gower Technical, 1997.
- [64] J.-F. Kouakou, D. L. Roche-Carrier et Guyh Dituba Ngoma, Ph.D.. "PALES POUR ÉOLIENNE 25 kW," Projet de fin d'études, Génie Mécanique, Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2011.

- [65] Gutu Birhanu Oliy et A. V. Ramayya, "Design and Computational Fluid Dynamic Simulation Study of High Efficiency Cross Flow Hydro-power Turbine," *International Journal of Science, Technology and Society*, vol. 5, pp. 120-125., July 18 2017.
- [66] V. R. Desai et N. M. Aziz, "An experimental investigation of cross-flow turbine efficiency," *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF FLUIDS ENGINEERING*, vol. 116, pp. 545-545, 1994.
- [67] C. A. Mockmore, *The Banki Water-turbine: Engineering Experiment Station*, Oregon State System of Higher Education, Oregon State College, 1949.
- [68] (2017). <http://blog.desclaude.com/equateur.php?itemid=336>. Consulté sur: <http://blog.desclaude.com/equateur.php?itemid=336>
- [69] N. Jeffery, "Local Experience with Micro-Hydro Technology," ed: Alternative Technology Association, 1989.
- [70] M. Dandekar et K. Sharma, *Water Power Engineering*: Vikas Publishing House, 1979.
- [71] A. R. Inversin, "Pelton micro-hydro prototype design," dans *ATD Research Series*. vol. 1, ed: ATDI, 1981.
- [72] A. Zidonis, "Optimisation and efficiency improvement of pelton hydro turbine using computational fluid dynamics and experimental testing," *Thesis*, Lancaster University, 2015.
- [73] A. Santolin, G. Cavazzini, G. Ardizzon et G. Pavesi, "Numerical investigation of the interaction between jet and bucket in a Pelton turbine," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 223, pp. 721-728, 2009.
- [74] A. L. JAUMOTTE et G. VERDURAND, "Turbines hydrauliques," *Description et évolution. B, Techniques de l'ingénieur*, vol. 4, p. 407, 1994.