

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	ii
RÉSUMÉ	iii
ABSTRACT	iv
LISTE DES TABLEAUX.....	viii
LISTE DES FIGURES.....	ix
LISTES DES SYMBOLES ET DES ABRÉVIATIONS	xiv
CHAPITRE I INTRODUCTION	1
1.1 Contexte et problématique	2
1.2 Objectifs	3
1.2.1 Objectifs généraux	3
1.2.2 Objectifs spécifiques	3
1.3 Méthodologie et démarche scientifique	4
1.3.1 Développer de nouveaux modèles numériques 3D d'un étage de pompe	4
1.3.2 Faire des simulations numériques à l'aide des modèles numériques développés.....	5
1.3.3 Valider les modèles numériques à l'aide des résultats expérimentaux.....	6
1.3.4 Concevoir un étage de pompe centrifuge multi-étage et effectuer une analyse paramétrique.....	6
1.4 Structure du mémoire	6
CHAPITRE II POMPE CENTRIFUGE MULTI-ÉTAGE	7
2.1 Éléments constitutifs d'une pompe centrifuge multi-étage.....	7
2.2 Caractéristiques fonctionnelles et applications	11

CHAPITRE III ÉTUDE DE L'ÉCOULEMENT DES FLUIDES DANS UNE POMPE CENTRIFUGE MULTI-ÉTAGE	12
3.1 Hypothèses	12
3.2 Équations de continuité et de Navier-Stokes	13
3.3 Modèle de turbulence	15
3.4 Conditions aux limites	18
CHAPITRE IV RÉOLUTION NUMÉRIQUE DES ÉQUATIONS D'ÉCOULEMENT DES FLUIDES	21
4.1 Méthode des volumes finis [16].....	21
4.1.1 Génération du maillage	21
4.1.2 Discrétisation numérique	22
4.1.3 Assemblage du système d'équations	28
4.1.4 Solution des équations dans le code de calcul de ANSYS-CFX	29
4.2 Principaux modules du logiciel ANSYS-CFX.....	30
4.2.1 Module DesignModeler	30
4.2.2 Module Meshing	31
4.2.3 Module CFX-PRE.....	32
4.2.4 Module CFX-SOLVER.....	33
4.2.5 Module CFX-POST	34
CHAPITRE V PARAMÈTRES DE CONCEPTION ET D'OPÉRATION D'UNE POMPE CENTRIFUGE MULTI-ÉTAGE	35
5.1 Conception d'un étage de pompe centrifuge multi-étage	35
5.1.1 Triangle de vitesses	35
5.1.2 Hauteur manométrique.....	37
5.1.3 Puissances	38
5.1.4 Efficacités.....	39
5.1.5 Courbes de performance	41
5.1.6 Phénomène de cavitation	42
5.1.7 Conception de l'impulseur.....	43
5.1.8 Conception du diffuseur	52
5.1.9 Conception des aubes de retour.....	57

CHAPITRE VI RÉSULTATS ET DISCUSSION.....	60
6.1 Étude de cas.....	60
6.2 Paramètres opérationnels et dimensionnels	61
6.3 Modélisation avec le logiciel Inventor.....	63
6.4 Simulation numérique avec le logiciel ANSYS-CFX.....	64
6.5 Résultats	67
6.5.1 Cas No.1 - Variation du nombre d'aubes de l'impulseur [Z_b]	67
6.5.2 Cas No.2 - Variation de l'angle de fuite de l'impulseur [β_{b2}]	72
6.5.3 Cas No.3 - Variation du canal de sortie de l'impulseur [b_2].....	77
6.5.4 Cas No.4 - Variation de l'épaisseur des aubes de l'impulseur [e]	82
6.5.5 Cas No.5 - Variation du nombre d'aubes du diffuseur [Z_{Le}]	87
6.5.6 Cas No.6 - Variation du nombre d'aubes de retour [Z_R]	92
6.5.7 Cas No.7 - Variation de l'épaisseur des aubes de retour [e_5]	97
6.5.8 Cas No.8 - Variation du nombre d'étages de la pompe [n]	102
CHAPITRE VII VALIDATIONS DES RÉSULTATS.....	109
CHAPITRE VIII CONCLUSION ET PERSPECTIVES.....	112
RÉFÉRENCES.....	116

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 5.1: Nombre d'aubes requis pour le diffuseur [7].....	54
Tableau 6.1: Étude de cas des analyses effectuées	60
Tableau 6.2: Paramètres pour les cas d'étude No.1 à No.7	61
Tableau 6.3: Paramètres pour le cas d'étude No.8	62
Tableau 6.4: Différence de pression Δp (Pa) [Z_b].....	69
Tableau 6.5: Différence de pression Δp (Pa) [β_{b2}].....	75
Tableau 6.6: Différence de pression Δp (Pa) [b_2]	79
Tableau 6.7: Différence de pression Δp (Pa) [e].....	84
Tableau 6.8: Différence de pression Δp (Pa) [Z_{Le}]	89
Tableau 6.9: Différence de pression Δp (Pa) [Z_R]	94
Tableau 6.10: Différence de pression Δp (Pa) [e_5].....	99
Tableau 6.11: Différence de pression Δp (Pa) [n].....	105

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1: Classification des pompes [5]	7
Figure 2.2: Vue isométrique d'une pompe centrifuge à 2 étages [6].....	8
Figure 2.3: Vue en coupe d'une pompe centrifuge à 2 étages [6]	9
Figure 2.4: Coupe méridionale et plan d'un impulseur d'une pompe centrifuge multi-étage [7].....	9
Figure 2.5: Représentation isométrique d'un étage d'une pompe centrifuge multi-étage	10
Figure 2.6: Vue en coupe d'un étage d'une pompe centrifuge multi-étage	10
Figure 4.1: Maillage typique [16]	22
Figure 4.2: Point d'intégration dans un volume de contrôle [16]	24
Figure 4.3: Positionnement des noeuds dans un hexaèdre [16]	26
Figure 4.4: Diagramme général de résolution de la solution du code CFX	29
Figure 4.5: Principaux modules de ANSYS-CFX	30
Figure 4.6: Module DesignModeler.....	31
Figure 4.7: Module Meshing.....	32
Figure 4.8: Module CFX-PRE	33
Figure 4.9: Module CFX-SOLVER	33
Figure 4.10: Module CFX-POST.....	34
Figure 5.1: Cinématique de l'écoulement dans un impulseur [1].....	36
Figure 5.2: Triangle de vitesses à l'entrée et à la sortie d'un impulseur d'une pompe centrifuge [15].....	36
Figure 5.3: Hauteur manométrique générée dans une pompe centrifuge [21].....	38
Figure 5.4: Recirculation et perte du fluide de l'entrée à la sortie d'un impulseur [22]	40
Figure 5.5: Courbe de performance typique [24]	41
Figure 5.6: Impulseur ayant subi de la cavitation [25].....	43
Figure 5.7: Rendement de la pompe en fonction de la vitesse et de la capacité [23] .	44

Figure 5.8: Diagramme de Cordier [22].....	48
Figure 5.9: Construction des aubes de l'impulseur [7].....	51
Figure 5.10: Construction du diffuseur avec les aubes de retour [7]	52
Figure 6.1: Interface d'utilisation pour la conception de pompe.....	63
Figure 6.2: Domaine des fluides des composantes d'un étage de pompe	64
Figure 6.3: Domaine de l'entrée, de la sortie et de l'interface	65
Figure 6.4: Modèle géométrique 3D vers le modèle numérique 3D en volume fini ..	66
Figure 6.5: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'aubes de l'impulseur [Z_b])	67
Figure 6.6: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'aubes de l'impulseur [Z_b])	68
Figure 6.7: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'aubes de l'impulseur [Z_b]).....	69
Figure 6.8: Pression statique pour un débit de $700 m^3/h$ [variation du nombre d'aubes Z_b].....	70
Figure 6.9: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 m^3/h$ [variation du nombre d'aubes Z_b].....	71
Figure 6.10: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de l'angle de fuite [β_{b2}])	73
Figure 6.11: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de l'angle de fuite [β_{b2}])	73
Figure 6.12: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de l'angle de fuite [β_{b2}]).....	74
Figure 6.13: Pression statique pour un débit de $700 m^3/h$ [variation de l'angle de fuite β_{b2}].....	75
Figure 6.14: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 m^3/h$ [variation de l'angle de fuite β_{b2}]	76
Figure 6.15: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de la hauteur du canal de sortie de l'impulseur [b_2])	77

Figure 6.16: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de la hauteur du canal de sortie de l'impulseur [b_2]).....	78
Figure 6.17: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de la hauteur du canal de sortie de l'impulseur [b_2]).....	79
Figure 6.18: Pression statique pour un débit de $700 m^3/h$ [variation de la hauteur du canal de sortie b_2].....	80
Figure 6.19: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 m^3/h$ [variation de la hauteur du canal de sortie b_2].....	81
Figure 6.20: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de l'épaisseur des aubes de l'impulseur [e]).....	82
Figure 6.21: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de l'épaisseur des aubes de l'impulseur [e]).....	83
Figure 6.22: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de l'épaisseur des aubes de l'impulseur [e]).....	84
Figure 6.23: Pression statique pour un débit de $700 m^3/h$ [variation de l'épaisseur des aubes e].....	85
Figure 6.24: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 m^3/h$ [variation de l'épaisseur des aubes e].....	86
Figure 6.25: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'aubes du diffuseur [Z_{Le}]).....	87
Figure 6.26: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'aubes du diffuseur [Z_{Le}]).....	88
Figure 6.27: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'aubes du diffuseur [Z_{Le}]).....	89
Figure 6.28: Pression statique pour un débit de $700 m^3/h$ [variation du nombre d'aubes du diffuseur Z_{Le}].....	90
Figure 6.29: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 m^3/h$ [variation du nombre d'aubes du diffuseur Z_{Le}].....	91

Figure 6.30: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'aubes de retour [Z_R]).....	92
Figure 6.31: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'aubes de retour [Z_R]).....	93
Figure 6.32: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'aubes de retour [Z_R])	93
Figure 6.33: Pression statique pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation du nombre d'aubes de retour Z_R].....	95
Figure 6.34: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation du nombre d'aubes du diffuseur Z_R].....	96
Figure 6.35: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de l'épaisseur des aubes de retour [e_5]).....	97
Figure 6.36: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de l'épaisseur des aubes de retour [e_5]).....	98
Figure 6.37: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de l'épaisseur des aubes de retour [e_5]).....	98
Figure 6.38: Pression statique pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation de l'épaisseur des aubes de retour e_5].....	100
Figure 6.39: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation de l'épaisseur des aubes de retour e_5].....	101
Figure 6.40: Modélisation dans le domaine des fluides d'une pompe centrifuge à 4 étages avec corps d'aspiration et de décharge	102
Figure 6.41: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'étages de la pompe [n]).....	103
Figure 6.42: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'étages de la pompe [n]).....	104
Figure 6.43: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'étages de la pompe [n])	105
Figure 6.44: Pression statique pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [n = 2 étages].....	106

Figure 6.45: Pression statique pour un débit de 700 m ³ /h [n = 3 étages].....	106
Figure 6.46: Pression statique pour un débit de 700 m ³ /h [n = 4 étages].....	107
Figure 6.47: Vecteurs de vitesse pour un débit de 700 m ³ /h [n = 2 étages].....	107
Figure 6.48: Vecteurs de vitesse pour un débit de 700 m ³ /h [n = 3 étages].....	108
Figure 6.49: Vecteurs de vitesse pour un débit de 700 m ³ /h [n = 4 étages].....	108
Figure 7.1: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m ³ /h) (modèle Technojet 200-250).....	110
Figure 7.2: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m ³ /h) (modèle Technojet 200-250).....	110
Figure 7.3: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m ³ /h) (modèle Technojet 200-250).....	111

LISTES DES SYMBOLES ET DES ABRÉVIATIONS

Alphabet latin

<i>Symbole</i>	<i>Grandeur physique</i>	<i>Unité</i>
a	largeur du canal	m
A	aire latérale	m ²
b	hauteur du canal	m
D	diamètre	m
D _h	diamètre du moyeu	m
D _{sh}	diamètre de l'arbre	m
e	épaisseur des aubes	m
F	force	N
g	accélération gravitationnelle	m/s ²
h _s	hauteur statique	m d'eau
h _f	chute de pression	m d'eau
H	hauteur manométrique	m d'eau
L	longueur	m
m	masse	kg
\dot{m}	débit massique	Kg/s
N	vitesse de rotation	tr/min
N _s	vitesse spécifique	rpm·(m ³ /s) ^{1/2} /m ^{3/4}
p	pression	Pa
p _a	pression absolue	Pa
p _v	pression de vapeur	Pa
P _{df}	perte par frottement du fluide sur le disque	W

P_h	puissance hydraulique	W
P_m	perte par frottement dû aux roulements et aux joints	W
P_s	puissance à l'arbre	W
Q	débit	m^3/s
Q_L	débit de fuite	m^3/s
r	rayon	m
Re	nombre de Reynolds	-
S_M	terme source	N/m^3
t	temps	s
U	vitesse d'entraînement	m/s
V	vitesse absolue	m/s
V_m	vitesse méridionale	m/s
V_r	vitesse radiale	m/s
W	vitesse tangentielle	m/s
Z	élévation	m
Z_b	nombre d'aubes de l'impulseur	-
Z_{Le}	nombre d'aubes du diffuseur	-
Z_R	nombre d'aubes de retour	-

Alphabet grec

<i>Symbole</i>	<i>Grandeur physique</i>	<i>Unité</i>
α_b	angle d'attaque, angle de fuite	°
β_b	angle d'attaque, angle de fuite	°
ε	facteur de contraction	-
η	efficacité globale	-

η_h	efficacité hydraulique	-
η_m	efficacité mécanique	-
η_v	efficacité volumétrique	-
ϑ_b	angle d'inclinaison dans le canal du diffuseur	°
μ	viscosité dynamique	Pa·s
μ_s	facteur de glissement	-
ν	viscosité cinématique	m ² /s
ρ	masse volumique	Kg/m ³
σ	contrainte normale	Pa
σ_s	contrainte de cisaillement maximale	Pa
τ	couple	N·m
φ_e	coefficient de l'œil	-
ω	vitesse angulaire	rad/s
ω_s	vitesse spécifique adimensionnelle	-

Abréviation

NPSH Net Positive Suction Head

Indice

1	entrée de l'impulseur
2	sortie de l'impulseur
3	entrée du diffuseur
4	sortie du diffuseur
5	entrée des aubes de retour
6	sortie des aubes de retour

CHAPITRE I

INTRODUCTION

Les mines profondes nécessitent l'installation d'un système de pompage à grande pression afin de drainer et contrôler le niveau de l'eau. L'utilisation de pompes centrifuges multi-étages représente une des solutions réalisables pour stabiliser l'afflux d'eau présente dans une mine. Ce mémoire a pour but l'étude de la conception et du développement continu d'un étage qui constitue une pompe centrifuge multi-étage et des effets de la performance d'une pompe comportant plus d'un étage. Les méthodes traditionnelles pour la conception de pompe se basent sur l'état d'équilibre du système, les corrélations empiriques et les essais expérimentaux. Il y aura une emphase sur la définition des paramètres régissant les étapes de conception pour une pompe centrifuge multi-étage. Tous changements mineurs dans le design peuvent affecter significativement les performances attendues. Les paramètres les plus cruciaux qui influencent les caractéristiques fonctionnelles de la pompe seront étudiés dans la phase de conception (hauteur manométrique, puissance à l'arbre et efficacité). Dû au développement constant des méthodes numériques et à l'accroissement continu de technologie, les simulations numériques pour l'analyse des écoulements des fluides sont devenues des outils indispensables pour la conception des turbomachines. Puisque le fluide à l'intérieur d'une pompe centrifuge est complexe, l'analyse de la construction d'un modèle 3D permet de visualiser les contraintes sur la géométrie [1, 2, 3, 4]. Les paramètres définis pour la simulation numériques, comme les algorithmes calculés, la définition du maillage et les conditions aux frontières feront partie des domaines abordés dans ce mémoire.

1.1 Contexte et problématique

Pour des constructeurs des pompes hydrauliques, la conception, la fabrication et la caractérisation des pompes centrifuges présentent toujours un grand défi dû aux :

- i. Choix difficiles des matériaux des composantes de pompe;
- ii. Performances des pompes à atteindre;
- iii. Poussées axiales et radiales hydrauliques très élevées dans les pompes;
- iv. Énormes contraintes et vibrations induites par des écoulements de liquide dans ces pompes.

Une meilleure fabrication de pompes multi-étages exige une détermination avec précision de tous les paramètres clés des composantes de la pompe en tenant compte dans les phases de planification et de conception, des vibrations, des contraintes, des poussées axiales et radiales induites, ainsi que de la cavitation due aux écoulements de liquide complexe dans l'impulseur.

Ce contexte peut s'appliquer à l'entreprise Technosub, manufacturier de pompes qui personnalise leurs produits selon les besoins du client. Par ce fait, l'entreprise corrige les défaillances des pompes afin de répondre adéquatement aux besoins du client. Dans le but de réduire les modèles de pompes intermédiaires, Technosub voudrait à sa disposition plusieurs modèles d'impulseur pouvant être utilisés dans une même pompe.

Compte tenu de ce qui précède, il s'agira, dans le cadre de cette recherche, de développer des modèles numériques fiables et précis d'un étage de pompe centrifuge multi-étage permettant d'étudier de manière approfondie les écoulements complexes de liquide dans la pompe et les contraintes. Tout ceci dans le but d'améliorer les performances des pompes centrifuges et la versatilité des impulseurs disponibles chez Technosub.

1.2 Objectifs

De ce qui précède, deux objectifs sont à distinguer dans cette recherche :

1.2.1 Objectifs généraux

À plus long terme, la recherche proposée vise à :

1. Réduire les coûts de conception, de fabrication et d'essais des pompes centrifuges multi-étages;
2. Optimiser la conception et la fabrication des pompes centrifuges multi-étages;
3. Augmenter l'efficacité énergétique des pompes centrifuges multi-étages;
4. Accroître la durée de vie des pompes centrifuges multi-étages;
5. Améliorer les matériaux des composantes des pompes centrifuges multi-étages;
6. Réduire le niveau acoustique et les vibrations dans des pompes centrifuges multi-étages.

1.2.2 Objectifs spécifiques

1. Étudier les différents modèles de pompes existants chez Technosub à partir des courbes caractéristiques en identifiant les plus performants;
2. Développer de nouveaux modèles numériques d'un étage de pompe centrifuge multi-étage en évaluant leur performance par la méthode des volumes finis à l'aide du logiciel commercial CFX;
3. Faire des simulations à l'aide des modèles numériques développés;
4. Valider les modèles numériques obtenus au point 2;

5. Concevoir un meilleur étage de pompe centrifuge multi-étage en tenant compte des points 2 et 3 en spécifiant les paramètres de fabrication;
6. Faire une étude paramétrique, et proposer une approche généralisée d'optimisation et de détermination des performances d'un étage de pompe centrifuge multi-étage.

1.3 Méthodologie et démarche scientifique

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

1.3.1 Développer de nouveaux modèles numériques 3D d'un étage de pompe

Avant de développer les modèles numériques, une étude approfondie sera faite sur les différents types de pompes centrifuges multi-étages existants chez Technosub. Cette étude sera basée sur les courbes caractéristiques des pompes et elle permettra d'identifier les plus performants.

Suite à l'étude, des modèles numériques d'un étage de pompe centrifuge multi-étage seront développés en tenant compte de l'impulseur, du diffuseur et du corps de pompe, et en se basant sur les données de référence qui seront fournies par Technosub. Concernant les écoulements monophasiques de liquide dans les composantes de la pompe, les équations de continuité et de Navier-Stokes seront appliquées pour obtenir des modèles mathématiques de pompe. Les conditions et les paramètres suivants seront pris en compte dans la modélisation: les conditions aux frontières, les conditions initiales et les propriétés physiques du liquide.

La prise en compte de l'interface impulseur/diffuseur sera faite en utilisant la condition de « frozen rotor ». Le modèle k- ϵ , qui offre une meilleure convergence, sera utilisé pour modéliser la turbulence des écoulements de liquide. Les écoulements de liquide des fuites et le phénomène de cavitation seront également considérés. Pour s'assurer de l'exactitude des modèles mathématiques développés, des vérifications systématiques des équations, des conditions initiales et aux frontières utilisées seront effectuées. Les systèmes d'équations différentielles partielles résultants des modélisations mathématiques seront résolus en utilisant la méthode des volumes finis à l'aide du logiciel ANSYS-CFX pour obtenir des modèles numériques d'étage de pompe avec impulseur, diffuseur et corps de pompe. Ces derniers permettront de déterminer les distributions de pression et de vitesse dans l'étage de pompe. La prise en compte de la cavitation dans les différents modèles sera faite en utilisant le nombre de Thomas qui représente le rapport entre le « net positive suction head (NPSH) » et la hauteur manométrique développée par des pompes.

1.3.2 Faire des simulations numériques à l'aide des modèles numériques développés

Des simulations numériques seront réalisées à l'aide des modèles numériques d'étage de pompe développés pour étudier l'influence des paramètres géométriques de composantes sur les performances et les paramètres d'écoulement de liquide dans la pompe. L'influence de la position relative impulseur/diffuseur/corps de pompe sur les champs de pression et de vitesse sera également examinée. Pour s'assurer d'une convergence adéquate et d'une bonne précision des résultats numériques, des vérifications seront faites pour trouver une taille de maillage minimale à partir de laquelle les solutions deviendront indépendantes du maillage.

1.3.3 Valider les modèles numériques à l'aide des résultats expérimentaux

La validation des modèles d'un étage de pompe développés sera effectuée en comparant les résultats des simulations numériques (hauteur manométrique, puissance à l'arbre et efficacité) avec les résultats expérimentaux fournis par Technosub.

1.3.4 Concevoir un étage de pompe centrifuge multi-étage et effectuer une analyse paramétrique

Dans la démarche de conception d'un étage de pompe, un très grand nombre de paramètres géométriques est à définir. Il est primordial de tenir compte d'une étude paramétrique approfondie pour identifier et prédire les paramètres influençant les performances d'une pompe en tenant compte de l'impulseur, du diffuseur et du corps de pompe. Il faudra aussi varier les paramètres suivant : la largeur des aubes de l'impulseur, les angles des aubes de l'impulseur, l'épaisseur des aubes de l'impulseur, le nombre des aubes du diffuseur, la largeur des aubes du diffuseur, l'épaisseur des aubes du diffuseur, les diamètres intérieurs et extérieurs du diffuseur, etc. Une approche généralisée sera proposée pour la détermination des courbes caractéristiques des pompes hydrauliques pour une conception optimisée.

1.4 Structure du mémoire

Le mémoire contient les sections suivantes: une explication d'une pompe centrifuge multi-étage et de ses composantes, l'approfondissement de l'écoulement des fluides dans une pompe centrifuge multi-étage, la résolution numérique des équations d'écoulement des fluides, la conception détaillée des composantes qui forment un étage de pompe centrifuge multi-étage, la présentation et l'analyse des résultats, et ainsi que la validation de ceux-ci.

CHAPITRE II

POMPE CENTRIFUGE MULTI-ÉTAGE

2.1 Éléments constitutifs d'une pompe centrifuge multi-étage

Dans le but de mieux introduire le cas étudié, une brève présentation des dispositifs d'aspiration sera faite. Les pompes permettent le déplacement d'un fluide entraîné, généralement, par un moteur électrique. Déterminées par le moteur et ces caractéristiques opérationnelles, la plupart des pompes fonctionnent à vitesse constante. En tournant à vitesse constante, la pompe opère à un seul point de fonctionnement, soit la hauteur manométrique et le débit, tout en atteignant son meilleur rendement. Si les paramètres du point de fonctionnement diffèrent de l'application voulue, il est alors nécessaire d'effectuer les ajustements requis. La figure 2.1 présente les classes et les sous-classes des modèles de pompe utilisées dans diverses applications industrielles.

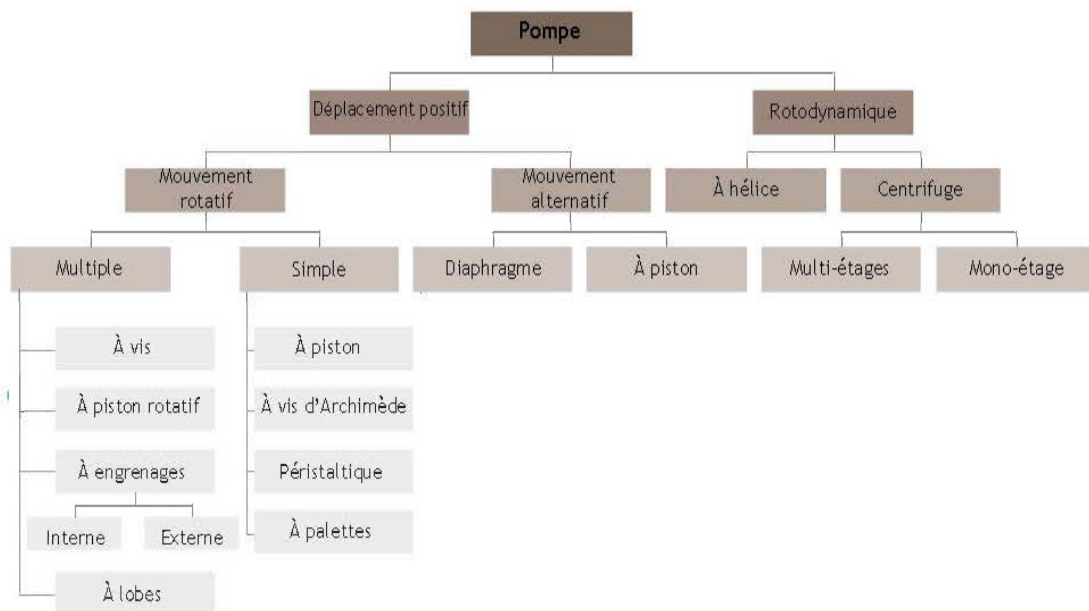


Figure 2.1: Classification des pompes [5]

Par définition, une pompe centrifuge est une machine qui transfère un fluide en l'aspirant et, grâce à la force centrifuge créée par sa rotation, expulse le fluide à plus grande vitesse. Cette augmentation de vitesse provoque l'augmentation de la puissance hydraulique. Une pompe multi-étage se compose des mêmes éléments qu'une pompe mono-étage à l'exception qu'elle est composée de plusieurs corps centrifuges. Cet ajout d'étage permet d'augmenter la hauteur manométrique de la pompe lorsqu'une pompe mono-étage ne réussit pas à atteindre celle qui est imposée. À la figure 2.2, la pompe centrifuge multi-étage est composée de deux étages, mais peut facilement atteindre un nombre plus important d'étages afin de satisfaire la demande. La figure 2.3 présente la même pompe, mais vue en coupe.

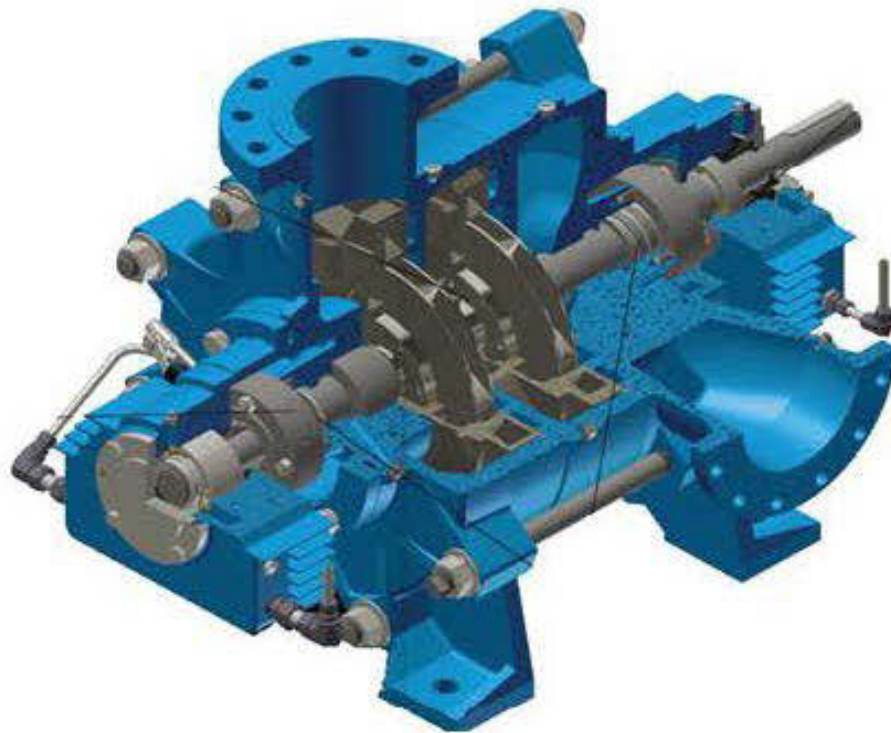


Figure 2.2: Vue isométrique d'une pompe centrifuge à 2 étages [6]

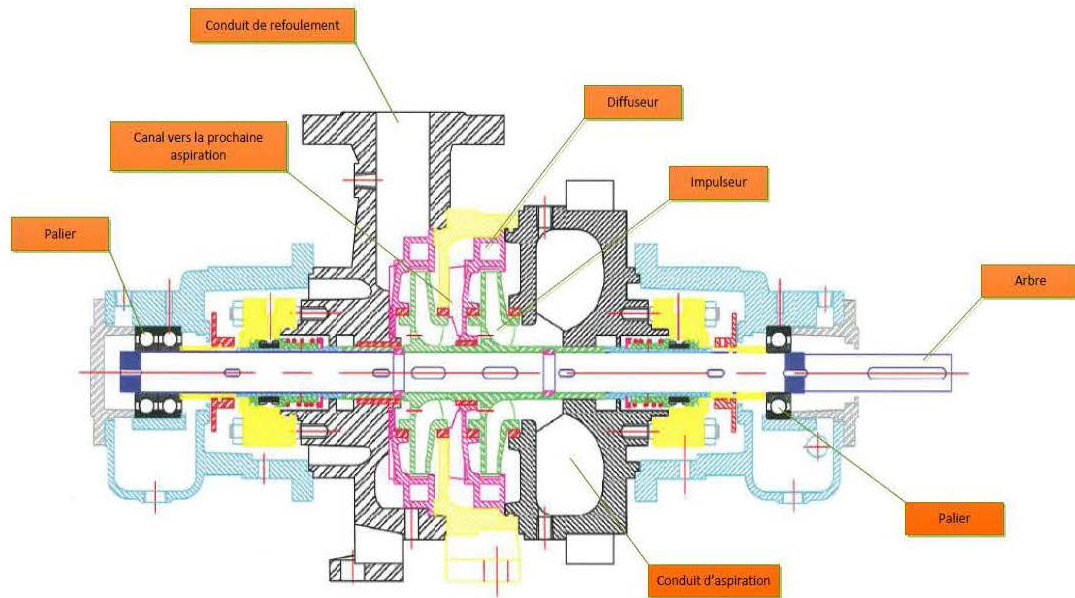


Figure 2.3: Vue en coupe d'une pompe centrifuge à 2 étages [6]

Dans les prochains paragraphes, les composantes qui forment un étage d'une pompe centrifuge multi-étage seront abordées. Un impulseur est composé d'un nombre d'aubes qui, par leur rotation, ont pour rôle de transformer l'énergie cinétique en énergie potentielle (augmentation de la pression statique). La figure 2.4 montre la vue en coupe et en plan d'un impulseur de pompe centrifuge multi-étage, et la figure 2.5 a) présente la vue isométrique:

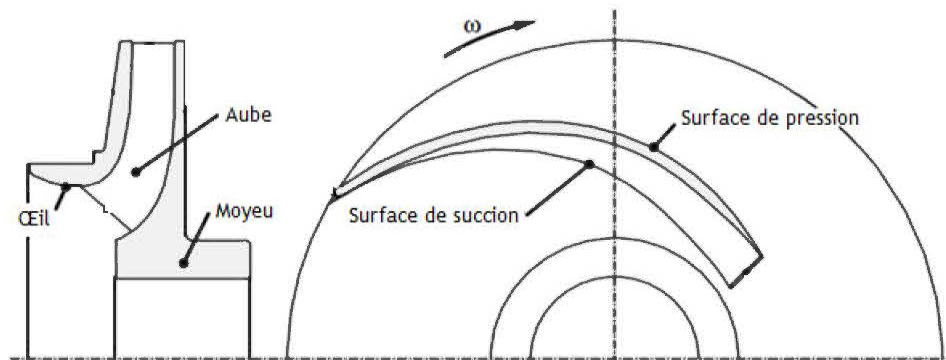


Figure 2.4: Coupe méridionale et plan d'un impulseur d'une pompe centrifuge multi-étage [7]

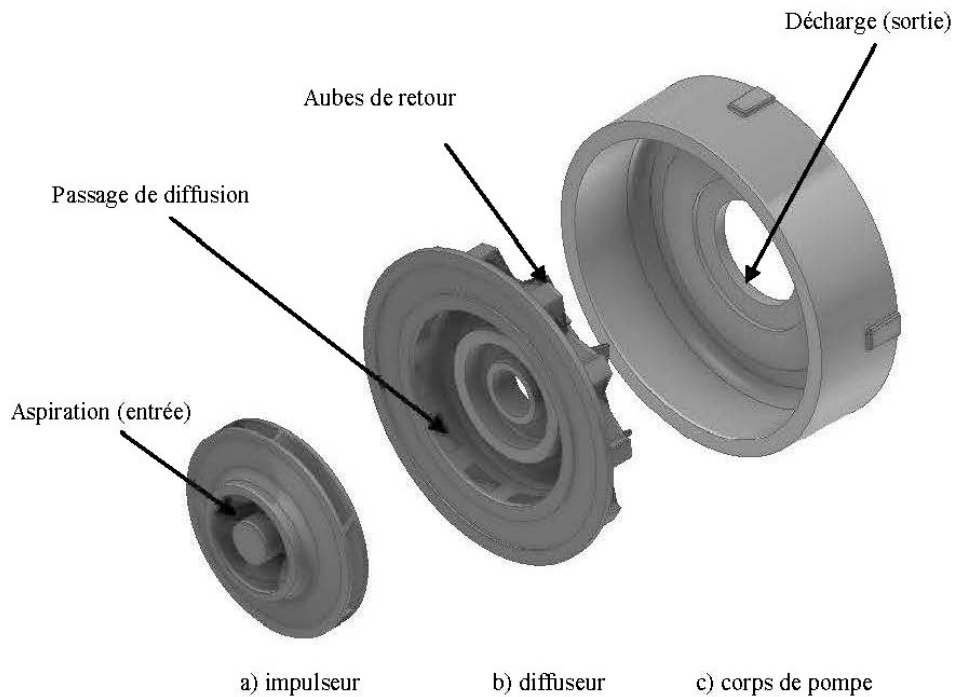


Figure 2.5: Représentation isométrique d'un étage d'une pompe centrifuge multi-étage.

Un diffuseur est composé également d'aubes qui ont pour but de réduire la vitesse du fluide à la sortie de l'impulseur provoquant, de ce fait, une augmentation de la pression statique. De plus, le diffuseur apporte une distribution plus symétrique de la pression à la sortie de l'impulseur. La vue isométrique d'un diffuseur de pompe centrifuge multi-étage est montrée à la figure 2.5 b). La vue en coupe des composantes qui forment une pompe centrifuge multi-étage est visible à la figure 2.6:

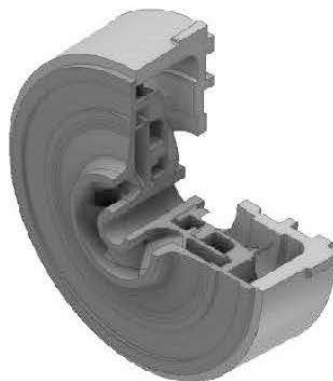


Figure 2.6: Vue en coupe d'un étage d'une pompe centrifuge multi-étage

2.2 Caractéristiques fonctionnelles et applications

Comme mentionné plus haut, le principe de base d'une pompe centrifuge multi-étage provient de la mise en rotation du fluide en le faisant circuler dans un impulseur à une vitesse élevée. Au départ, le fluide est admis dans le conduit d'aspiration où l'aspiration est axiale. Lors de la mise en rotation du fluide vers la périphérie de l'impulseur, la vitesse et l'énergie cinétique du liquide accroissent. La pression dynamique qui en résulte augmente donc également. À la périphérie de l'impulseur, le fluide est ralenti et distribué plus uniformément à l'aide d'un diffuseur. Par ce ralentissement, le fluide subit une décélération et une partie de sa pression dynamique acquise en pression statique. Ensuite, le fluide est conduit vers le canal pour une autre aspiration. Le nombre de phases d'aspiration dépend de la quantité d'étages qui forme la pompe. À la sortie du dernier diffuseur, le fluide est acheminé vers le conduit de la décharge. Le gain de pression statique fourni par la pompe centrifuge est exprimé par sa hauteur manométrique. La valeur réelle de la hauteur manométrique développée par la pompe est généralement plus faible que celle calculée théoriquement dû aux effets aux pertes de charge dans les composantes. Il faut d'ailleurs mentionner qu'il y a une partie du débit de sortie qui subit une recirculation vers l'aspiration.

Les pompes centrifuges multi-étages sont énormément utilisées en industrie principalement pour les applications où le transfert de fluide est élevé et nécessite une forte pression. La mise en fonction de ces pompes peut être appliquée pour des systèmes d'irrigation ou d'adduction d'eau. La pression développée par les multiples étages est une solution de pompage qui s'applique très bien aux conditions rencontrées dans l'industrie minière.

CHAPITRE III

ÉTUDE DE L'ÉCOULEMENT DES FLUIDES DANS UNE POMPE CENTRIFUGE MULTI-ÉTAGE

3.1 Hypothèses

- ❑ Afin de simplifier les équations de continuité et de Navier-Stokes, les hypothèses suivantes seront prises en compte :
 - i) L'écoulement du liquide est considéré comme stationnaire: composantes indépendantes du temps $\left(\frac{\partial}{\partial t} = 0\right)$;
 - ii) Le fluide est considéré newtonien : la viscosité est indépendante du taux de cisaillement;
 - iii) Le fluide est considéré incompressible;
 - iv) L'équation de la conservation d'énergie n'est pas prise en compte : la viscosité est indépendante de la température.
- ❑ La prise en compte de l'interface impulseur/diffuseur sera faite en utilisant la condition « frozen rotor »;
- ❑ La prise en compte de la turbulence des écoulements de liquide sera faite avec le modèle k-ε;
- ❑ La prise en compte de la cavitation dans les différents modèles sera faite en utilisant le nombre de Thomas .

3.2 Équations de continuité et de Navier-Stokes

Dans la plupart des cas étudiés de pompe centrifuge, le modèle numérique est simulé par la résolution des équations de continuité et de Navier-Stokes [1, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14]. Pour le modèle numérique 3D, le fluide est généralement considéré comme incompressible. Si le fluide est défini comme stationnaire, alors ces propriétés physiques sont constantes dans le temps. En incluant la force centrifuge et en exprimant selon les coordonnées polaires, les équations de continuité et de Navier-Stokes, pour un fluide stationnaire $\left(\frac{\partial}{\partial t} = 0\right)$, peuvent s'écrire de cette façon :

Équation de continuité :

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

Quantité de mouvement (équation de Navier-Stokes) :

$$\nabla \cdot (\rho U \otimes U) = \nabla \cdot \left(-\rho + \mu_{\text{eff}} (\nabla U + (\nabla U)^T) \right) + S_M \quad (3.2)$$

où

- ρ : densité volumique (kg/m^3)
- U : vitesse d'entraînement (m/s)
- μ_{eff} : viscosité effective ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
- S_M : terme source (N/m^3)

Le terme source S_M est défini:

$$S_M = -\rho(2\omega \times U + \omega \times (\omega \times r)) \quad (3.3)$$

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

Dans un espace x, y et z, l'équation 3.2 devient:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + S_{Mx} \quad (3.4)$$

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

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

Pour un écoulement ayant une rotation constante ω , le terme source S_M en fonction de la direction est défini comme suit, selon l'axe des z:

$$S_{Mx} = \rho (\omega_z^2 r_x + 2\omega_z v) \quad (3.7)$$

$$S_{My} = \rho (\omega_z^2 r_y - 2\omega_z u) \quad (3.8)$$

$$S_{Mz} = 0 \quad (3.9)$$

3.3 Modèle de turbulence

La turbulence est provoquée par des fluctuations à petite échelle dans le fluide en fonction du temps. Il s'agit d'un processus complexe, instable et a un important effet sur les caractéristiques de l'écoulement. La turbulence 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 prédire la turbulence, le code CFX fait usage de plusieurs modèles de turbulence. Le choix du modèle de turbulence est influencé par trois critères : la nature physique du problème, la qualité attendue des résultats et la puissance disponible par l'ordinateur. Il existe trois méthodes pour approcher la notion de turbulence [15]. Seule la méthode des équations moyennes de Reynolds par Navier-Stokes sera abordée dans cette section.

Comme décrits ci-dessous, les modèles de turbulence cherchent à résoudre un ensemble modifié des équations de transport par l'introduction des composantes moyennes et fluctuantes. Les modèles de cette méthode peuvent être divisés en deux catégories : les modèles à viscosité turbulente (*Eddy Viscosity Models*) et les modèles aux tenseurs de Reynolds (*Reynolds Stress Models*). Pour les simulations étudiées, les modèles aux tenseurs de Reynolds seront privilégiés pour le modèle de turbulence. Pour des informations plus détaillées, le lecteur est invité à consulter le guide de la théorie du logiciel ANSYS-CFX à la référence [16].

Une grande majorité des modèles numériques analysés par la méthode des volumes finis utilisent le modèle de turbulence k- ϵ [17, 18, 19]. Dans l'article de Asuaje *et al.* [18], l'analyse des résultats est faite en fonction de trois modèles de turbulence générés par le code CFX. En adoptant les différents modèles de turbulence (k- ϵ , k- ω et SST), les auteurs arrivent à la conclusion que le choix du modèle influence peu les résultats (diffère de moins de 0,02 % dans le cas étudié).

Le modèle k-ε, qui offre une meilleure convergence, est utilisé pour modéliser la turbulence des écoulements de liquide. Cette méthode 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 k-ε est représenté par les définitions suivantes:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.10)$$

où μ est la viscosité moléculaire et μ_t la viscosité de turbulence. Le coefficient μ_t est modélisé à partir de la vitesse de turbulence V_t et l'échelle de longueur turbulente l_t :

$$\mu_t = \rho C_\mu l_t V_t \quad (3.11)$$

La vitesse de turbulence V_t est égale à la racine carrée de l'énergie cinétique k :

$$V_t = \sqrt{k} \quad (3.12)$$

L'énergie cinétique k est déterminée à partir de la résolution semi-empirique de l'équation de transport.

Dans les équations du modèle standard 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 :

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_t} \quad (3.13)$$

L'équation 3.10 devient :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.14)$$

où la constante C_μ est égale à 0,09.

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

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

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

La variable p_k est l'énergie cinétique produite par la turbulence:

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

Les coefficients de diffusion Γ_k et Γ_ε sont donnés par :

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

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

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

3.4 Conditions aux limites

Les conditions aux limites permettent de définir les frontières qui conduiront le fluide. Afin de modéliser ces régions, il est fréquent d'utiliser l'approche « wall function » [10, 11]. Ces formules apportent les conditions murales pour les variables dépendantes des nœuds du maillage qui se trouvent à proximité des parois. L'application de la fonction dans les régions concernées est régie par la viscosité de la couche limite en employant des formules empiriques pour imposer des conditions aux limites aux équations de transport du modèle de turbulence. Dans cette fonction, la vitesse tangentielle à proximité des parois est en relation avec la contrainte de cisaillement au moyen d'une relation logarithmique qui peut être exprimée de cette façon :

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

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 parois, u_t la vitesse tangentielle connue à une distance de Δ_y de la paroi, k est la constante de Von Karman pour une paroi lisse et C une constante dépendante de la rugosité de la paroi.

Lorsque la vitesse u_t se rapproche de zéro, une vitesse alternative u^* peut être utilisée à la place :

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

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

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

où

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

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

On estime que la dissipation ε peut être présentée comme suit :

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

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

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

Selon les études effectuées dans le domaine de la numérisation des pompes centrifuges, les conditions à l'aspiration et à la décharge varient d'un modèle numérique à l'autre [10, 11, 12, 13, 17, 18, 19]. Dans les présentes simulations, la pression statique et le débit massique seront imposés respectivement à l'entrée et à la sortie. À partir des conditions aux limites imposées, les variables k et ε vue dans le modèle de turbulence k - ε peuvent être déterminé:

$$u_{in} = \frac{4 \cdot Q}{3.14 \cdot D_{in}^2} \quad (3.30)$$

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

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

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

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

où l_t est l'échelle de longueur de turbulence:

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

CHAPITRE IV

RÉSOLUTION NUMÉRIQUE DES ÉQUATIONS D'ÉCOULEMENT DES FLUIDES

4.1 Méthode des volumes finis [16]

La méthode des volumes finis permet de résoudre numériquement les équations aux dérivées partielles de l'écoulement caractéristique présentées au chapitre 3. La méthode fractionne en éléments de volume disjoints le domaine physique de l'écoulement. Ces volumes seront considérés comme des surfaces élémentaires regroupant un ensemble des données physiques au niveau desquelles seront faits les calculs (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

L'adaptation du maillage est un processus par lequel le maillage est décomposé de manière sélective dans les zones qui dépendent des critères d'adaptation spécifiés. Le maillage peut automatiquement être affiné dans des endroits où les variables de solution évoluent plus rapidement. Le processus de génération du maillage est la suivante:

- 1) Les critères d'adaptation sont calculés pour chaque élément du maillage;
- 2) Le nombre approprié de nœuds sont ajoutés à la maille existante selon les critères d'adaptation calculés;
- 3) La solution déjà calculée sur le maillage est linéairement interpolée sur le nouveau maillage.

4.1.1.1 *L'implantation du raffinement du maillage*

Il existe deux méthodes générales pour l'exécution de l'adaptation du maillage. L'adaptation dite progressive se base sur un maillage existant et le modifie pour répondre aux critères d'adaptation. L'autre alternative est de remailler à chaque étape en fonction des critères d'adaptation. Dans le code CFX, l'adaptation incrémentale est utilisée, car il est résolu beaucoup plus rapidement, mais impose une qualité du maillage qui est limité par la qualité du maillage initial. Dans chaque étape d'adaptation du maillage, chaque limite du maillage prise en comptes a un nœud supplémentaire placé à mi-chemin le long de celui-ci. Les éléments du maillage aux limites sont ensuite divisés pour utiliser le nouveau nœud. Le raffinement aux limites se propage à travers les couches d'éléments prismatiques de la condition aux limites.

4.1.2 *Discrétisation numérique*

4.1.2.1 *Discrétisation des équations gouvernantes*

Cette approche consiste à discrétiser le domaine spatial dans un volume de contrôle fini à l'aide d'un maillage. Les équations sont intégrées sur chaque volume de contrôle, de telle sorte que la quantité respective (masse, énergie, *etc.*) est conservée pour chaque volume de contrôle. La figure 4.1 montre un maillage typique sur lequel une surface du volume fini est représentée par la zone hachurée:

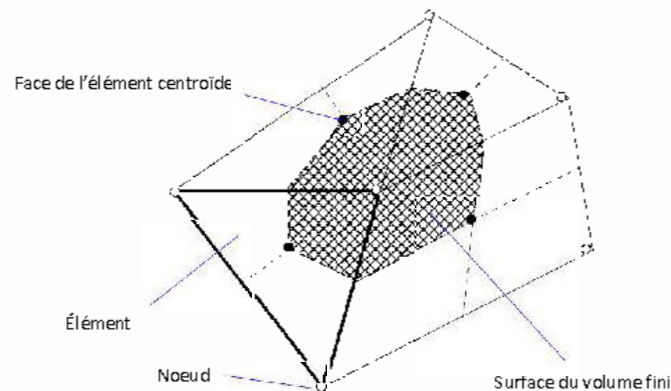


Figure 4.1: Maillage typique [16]

Chaque nœud est entouré par un ensemble de surfaces qui comprend le volume fini. 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:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \mu_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) + S_M \quad (4.2)$$

Les équations 4.1 et 4.2 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:

$$\int_S \rho U_j dn_j = 0 \quad (4.3)$$

$$\int_S \rho U_j U_i dn_j = -\int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_S S_{U_i} dv \quad (4.4)$$

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

La première étape dans la résolution de ces équations numériques continues est de les approximer en utilisant les fonctions discrètes. Un cas d'un élément de maillage illustré à la figure 4.2:

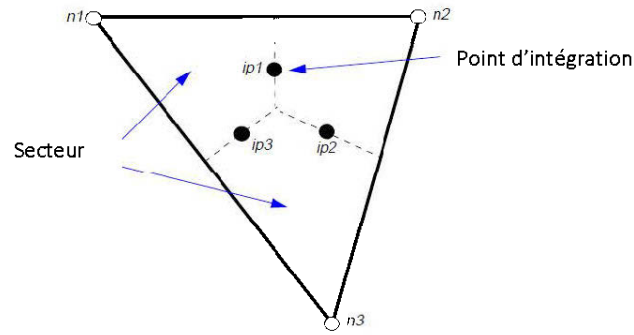


Figure 4.2: Point d'intégration dans un volume de contrôle [16]

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 4.3 et 4.4 s'écrit:

$$\sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (4.5)$$

$$\sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{U_i}} V \quad (4.6)$$

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

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

$$\dot{m} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}^o \quad (4.7)$$

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

4.1.2.2 Assemblage pression-vitesse

La représentation unidimensionnelle de la conservation de la masse s'écrit de cette façon:

$$\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right)_i + \frac{\Delta x^3 A}{4m} \left(\frac{\partial^4 p}{\partial x^4}\right)_i = 0 \quad (4.8)$$

La méthode utilisée pour résoudre les équations de pression et de vitesse est comparable à celle utilisée par Rhie et Chow [20] 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.

4.1.2.3 Fonction de forme

Les champs de solution sont conservés dans les nœuds du maillage, mais divers termes dans les équations 4.5 et 4.6 exigent des solutions évaluées aux points d'intégration. Pour cette raison, la variation de solution à l'intérieur d'un élément se calcule avec les fonctions de formes des éléments finis.

La variable ϕ varie à l'intérieur d'un élément:

$$\phi = \sum_{i=1}^{N_{noeud}} N_i \phi_i \quad (4.9)$$

Où N_i est la fonction de forme pour le nœud i et ϕ_i la grandeur de ϕ dans le nœud i .

La sommation est effectuée sur tous les nœuds d'un élément.

Les principales propriétés des fonctions de forme comprennent:

$$\sum_{i=1}^{N_{\text{noeud}}} N_i = 1 \quad (4.10)$$

$$\text{Au nœud } j, N_i = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases} \quad (4.11)$$

Les fonctions de formes utilisées dans le code CFX sont linéaires en terme de coordonnée. La figure 4.3 illustre un cas d'élément hexaédrique:

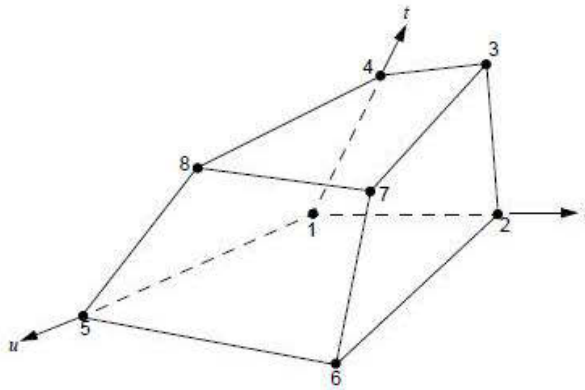


Figure 4.3: Positionnement des nœuds dans un hexaèdre [16]

Les fonctions de formes trilineaires pour chaque nœud sont:

$$N_1(s, t, u) = (1-s)(1-t)(1-u)$$

$$N_2(s, t, u) = s(1-t)(1-u)$$

$$N_3(s, t, u) = st(1-u)$$

$$N_4(s, t, u) = (1-s)(1-u)$$

$$N_5(s, t, u) = (1-s)(1-t)u$$

$$N_6(s, t, u) = s(1-t)u$$

$$N_7(s, t, u) = stu$$

$$N_8(s, t, u) = (1-s)tu$$

où les termes s , t et u sont les coordonnées locales du système.

Les fonctions de forme sont également utilisées pour calculer diverses quantités géométriques. Ceci est applicable pour les coordonnées x, y et z:

$$x = \sum_{i=1}^{N_{noeud}} N_i x_i \quad (4.12)$$

$$y = \sum_{i=1}^{N_{noeud}} N_i y_i \quad (4.13)$$

$$z = \sum_{i=1}^{N_{noeud}} N_i z_i \quad (4.14)$$

Suivant l'approche par élément fini, les fonctions de forme sont utilisées pour évaluer les dérivées pour tous les termes de diffusion. La sommation est faite sur toutes les fonctions de forme de l'élément. La dérivée en fonction du système cartésien peut être exprimée en termes de leur dérivée locale par la matrice de transformation jacobienne, afin de représenter l'emplacement réel de chaque point d'intégration:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} \\ \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial u} & \frac{\partial y}{\partial u} & \frac{\partial z}{\partial u} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial s} \\ \frac{\partial N}{\partial t} \\ \frac{\partial N}{\partial u} \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

4.1.2.4 Gradient de pression

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

$$P_{ip} = \sum_n N_n (s_{ip}, t_{ip}, u_{ip}) P_n \quad (4.16)$$

La valeur de P_{ip} est évaluée en utilisant les fonctions de formes. Comme pour les termes de diffusion, la fonction de forme pour interpoler P_{ip} 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.

4.1.3 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:

$$\sum_{nbi} a_i^{nb} \phi_i = b_i \quad (4.17)$$

où b le terme de droite, a est 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 de cette façon:

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (4.18)$$

$$\phi_i = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i \quad (4.19)$$

$$b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i \quad (4.20)$$

4.1.4 Solution des équations dans le code de calcul de ANSYS-CFX

La figure 4.4 montre le diagramme général de résolution de la solution. La solution de chaque ensemble d'équations montrée dans le diagramme se compose de deux opérations numériques importantes. Pour chaque pas de temps:

- 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.

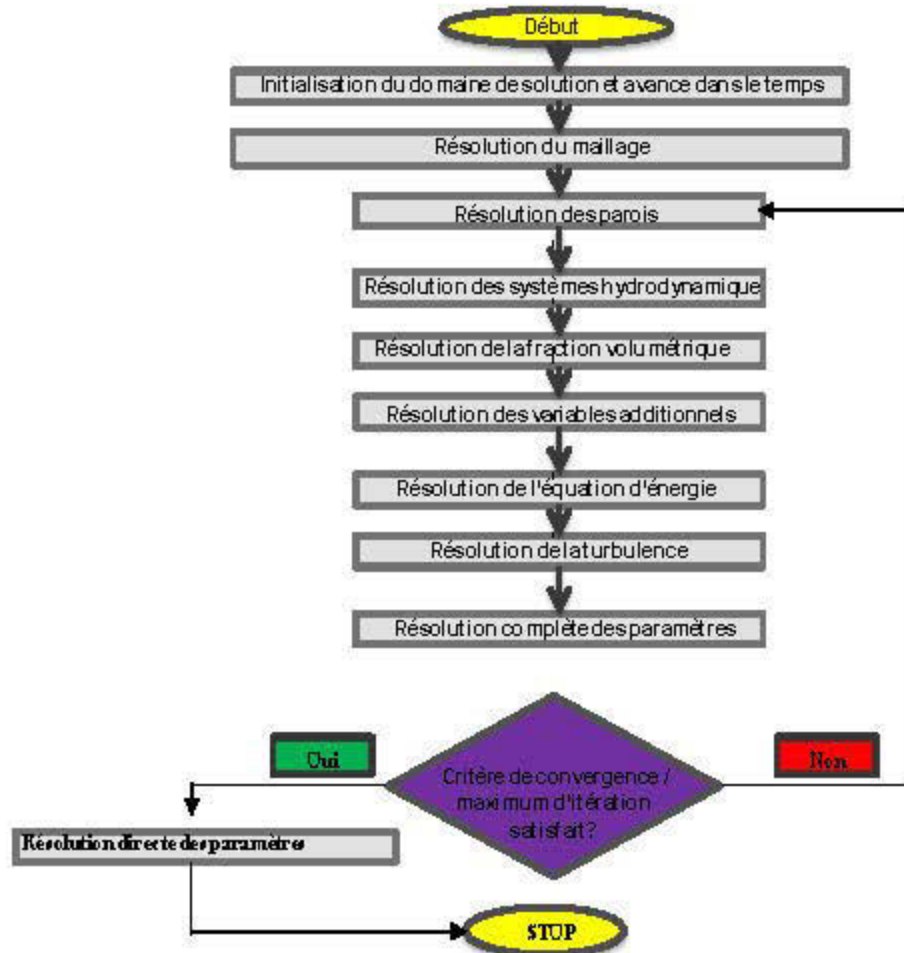


Figure 4.4: Diagramme général de résolution de la solution du code CFX

4.2 Principaux modules du logiciel ANSYS-CFX

L'extension CFX du logiciel ANSYS [16] comporte plusieurs progiciels accessibles dans la version de base. La résolution du système numérique dans le domaine des fluides se fait selon les modules présentés à la figure 4.5 :

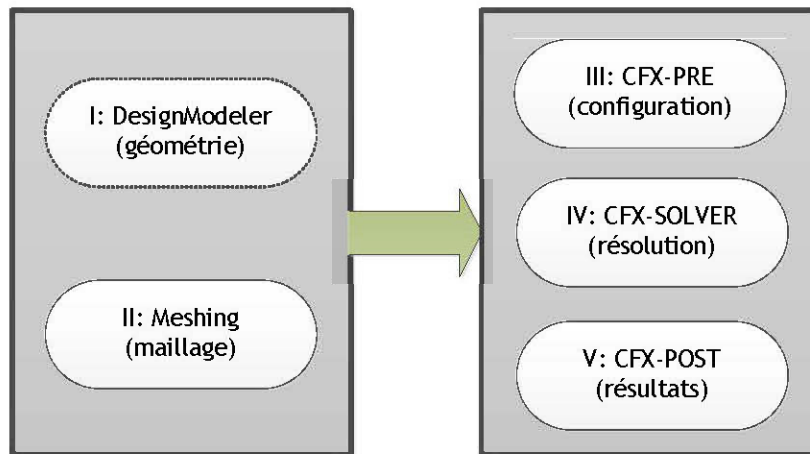


Figure 4.5: Principaux modules de ANSYS-CFX

4.2.1 Module DesignModeler

Ce module 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 ou importer un modèle déjà existant pour l'analyse. Dans ce projet de recherche, la modélisation du modèle a été entièrement conçue avec le logiciel Inventor. La figure 4.6 montre le module DesignModeler:

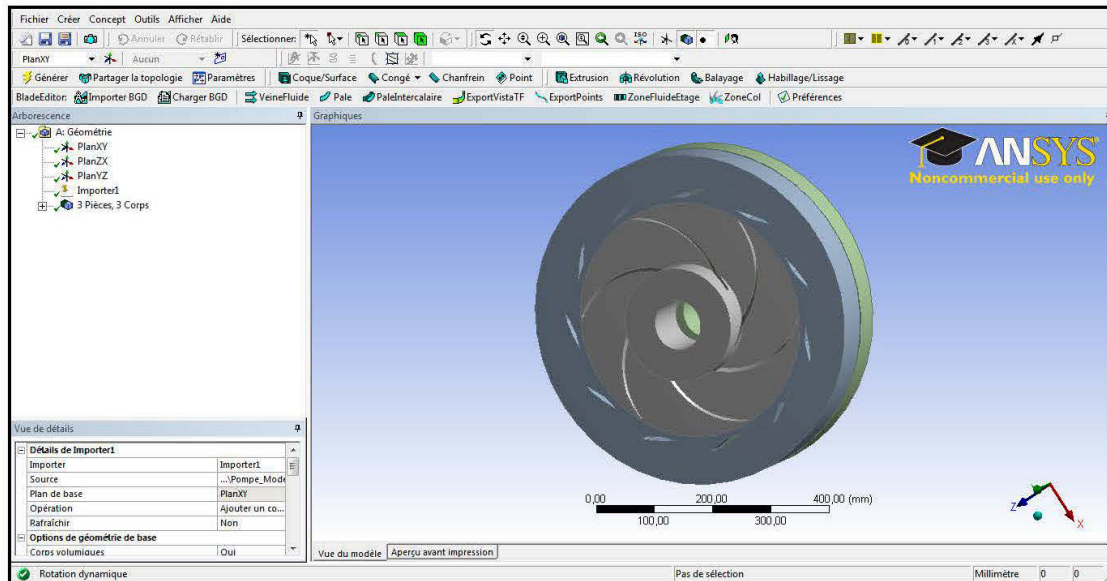


Figure 4.6: Module DesignModeler

4.2.2 Module Meshing

Le traitement numérique des pompes nécessite une discrétisation dans le domaine fluide. Selon la théorie, plus le maillage d'une géométrie est raffiné, plus l'erreur sur les résultats devient faible. Le type de maillage dépend aussi de la complexité de la géométrie. Par exemple, un maillage tétraédrique sera plus adéquat pour la discrétisation d'une forme complexe qu'un maillage cartésien. Lors de la génération du maillage, il est conseillé d'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. Lorsque la génération du maillage produit une erreur sur les résultats qui est inférieure à 1%, alors le nombre de nœuds associé aux maillages est adéquat [17]. Ainsi, par cette méthodologie, le maillage devient indépendant des résultats obtenus par la simulation. La figure 4.7 montre le module Meshing:

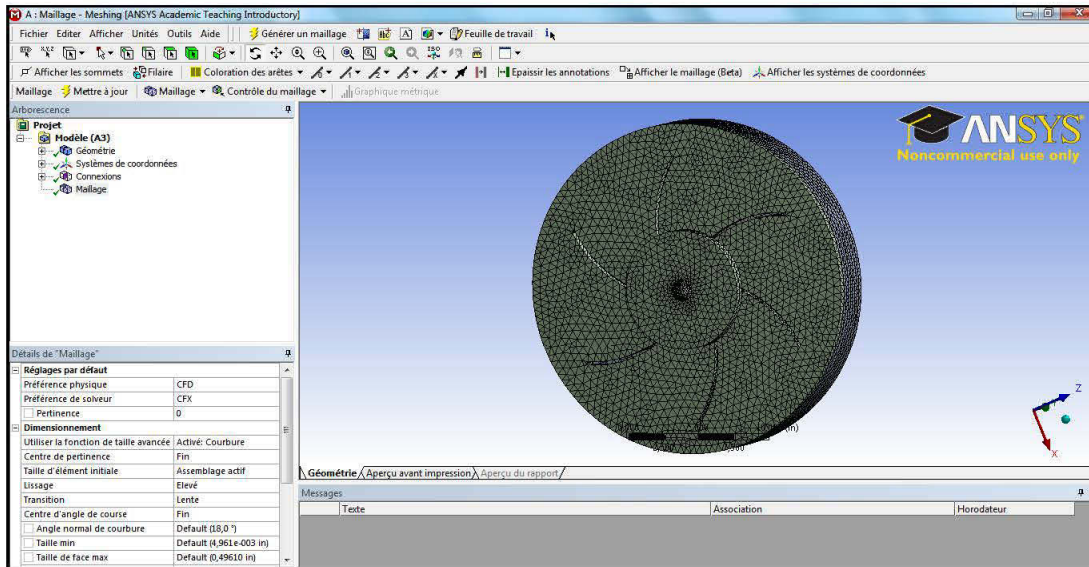


Figure 4.7: Module Meshing

4.2.3 Module CFX-PRE

CFX-PRE est utilisé pour définir et préciser les paramètres de simulation et les paramètres physiques nécessaires qui régissent l'analyse fluide. 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 qui suit:

- Les matériaux: le fluide qui s'écoule doit être défini correctement avec toutes les propriétés physiques requises pour le modèle;
- Le domaine: définir les propriétés du domaine pertinent à la simulation (type de flux, modèle de transfert de chaleur, etc.);
- Les conditions aux limites: ensemble des propriétés et des conditions sur les surfaces du domaine;
- 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*.

La figure 4.8 montre le module CFX-PRE :

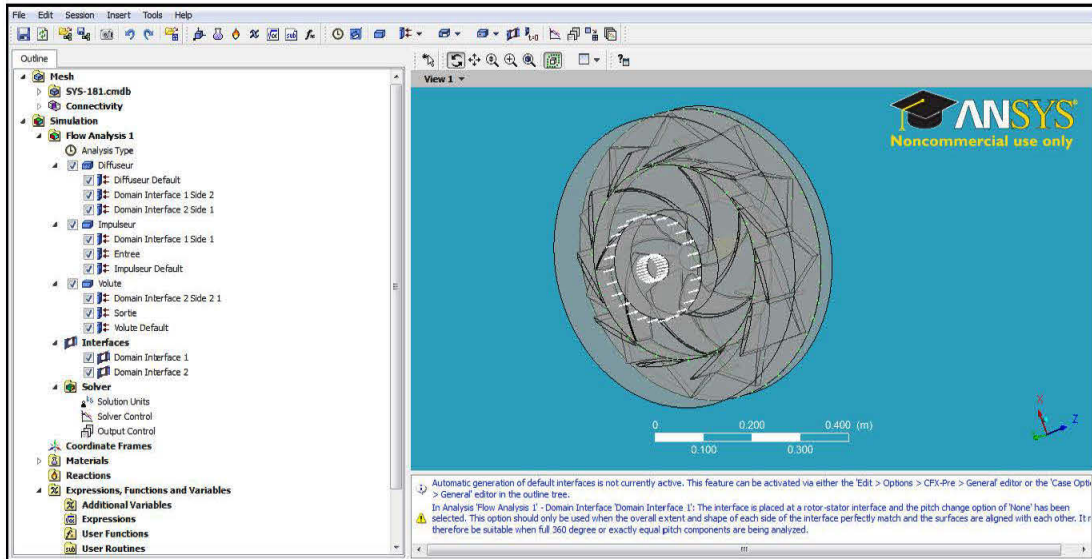


Figure 4.8: Module CFX-PRE

4.2.4 Module CFX-SOLVER

Le module CFX-SOLVER possède une interface visuelle qui affiche une variété de résolution et c'est aussi dans cette application que le solveur résout les équations numériques et génère les solutions. La figure 4.9 montre le module CFX-SOLVER:

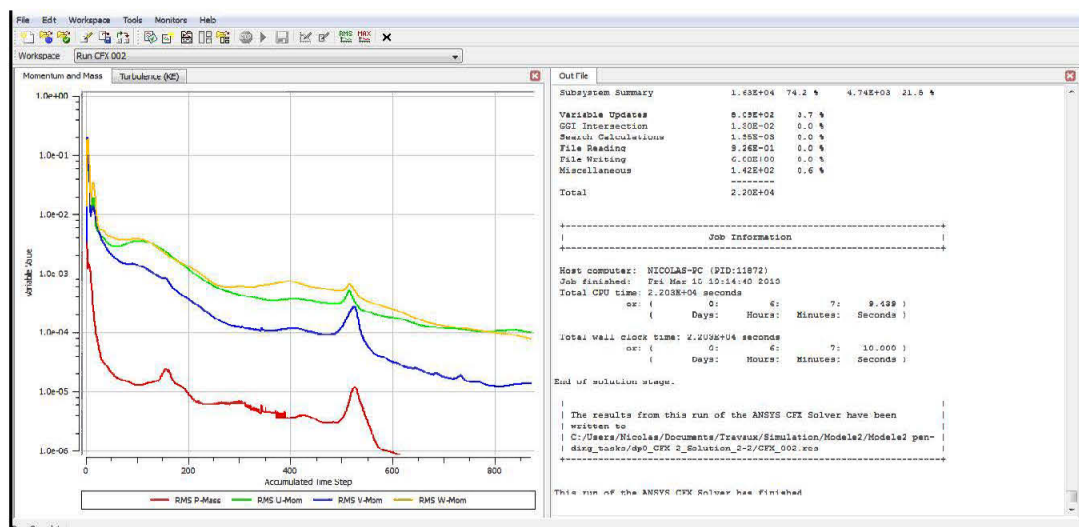


Figure 4.9: Module CFX-SOLVER

4.2.5 Module CFX-POST

CFX-Post est utilisé pour examiner, analyser et présenter les résultats de manière interactive. Voici quelques exemples de caractéristiques importantes que propose le module:

- 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 (température, pression, vitesse);
- Création d'animation;
- Création de graphiques illustrant différentes variables.

La figure 4.10 montre le module CFX-POST:

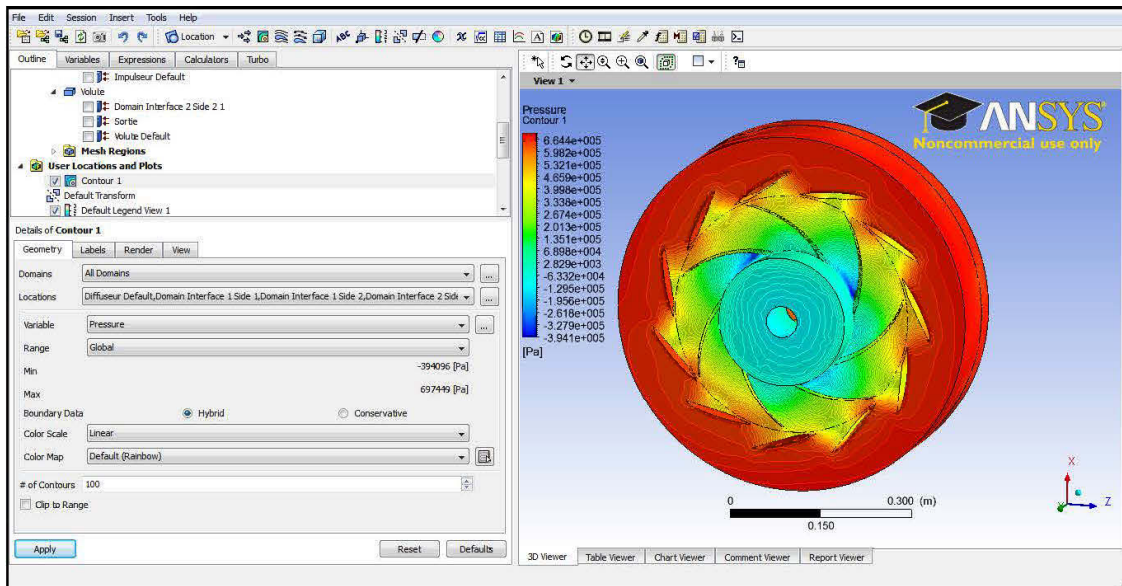


Figure 4.10: Module CFX-POST

CHAPITRE V

PARAMÈTRES DE CONCEPTION ET D'OPÉRATION D'UNE POMPE CENTRIFUGE MULTI-ÉTAGE

5.1 Conception d'un étage de pompe centrifuge multi-étage

Avant d'amorcer les expériences, que ce soit sur le banc d'essai ou par analyse numérique, comme présentée au chapitre 4, il est primordial d'optimiser le modèle étudié. Dans cette optique, différentes équations seront présentées, afin d'orienter la recherche vers une méthodologie rigoureuse. La méthode de conception conventionnelle de pompe centrifuge repose en grande partie sur l'application de règles empiriques et semi-empiriques, ainsi que l'utilisation de l'information disponible dans la littérature existante. De plus, la consultation d'articles de revue scientifique permet d'appréhender les démarches générales utilisées parmi les scientifiques. Même si les études divergent l'une de l'autre, il n'en demeure pas moins que certaines équations sont fondamentales dans pratiquement tous les modèles de pompes centrifuges conçus. Dans cette section, les équations et les formulations les plus utiles à la conception seront présentées. Le lecteur peut se référer au chapitre 2 pour la visualisation des composantes qui forment un étage de pompe centrifuge multi-étage.

5.1.1 Triangle de vitesses

L'analyse de l'écoulement dans l'impulseur s'exprime par la construction de triangle de vitesses représentant les vecteurs caractéristiques entre le fluide et le contact avec les aubes. La figure 5.1 montre la distribution des vitesses de l'écoulement:

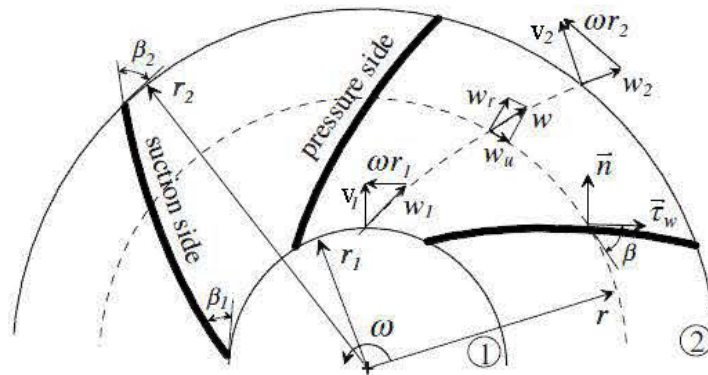


Figure 5.1: Cinématique de l'écoulement dans un impulseur [1]

La relation qui régit ces vitesses est représentée par la somme vectoriel qui suit:

$$V = U + W \quad (5.1)$$

où

- V : vitesse absolue (m/s)
- U : vitesse d'entraînement (m/s)
- W : vitesse relative (m/s)

Les vecteurs de vitesses dans l'impulseur peuvent être représentés à l'entrée et à la sortie selon la figure 5.2:

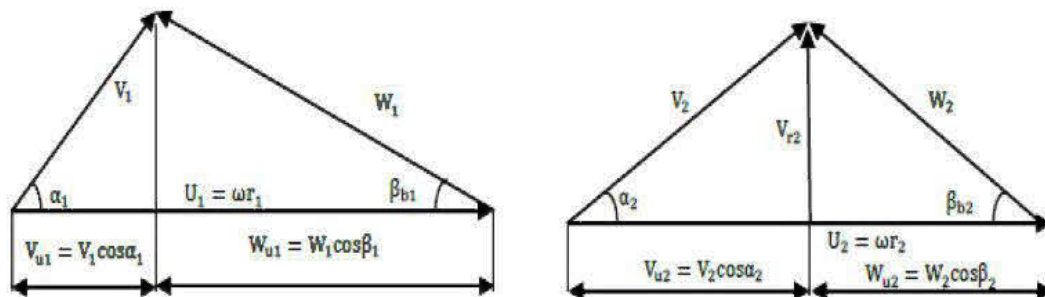


Figure 5.2: Triangle de vitesses à l'entrée et à la sortie d'un impulseur d'une pompe centrifuge [15]

5.1.2 Hauteur manométrique

Le calcul de la hauteur manométrique générée, la puissance à l'arbre et l'efficacité de la pompe font partie des facteurs déterminants à considérer lors de la conception et de l'analyse des résultats. Entre l'entrée et la sortie de la pompe, la hauteur manométrique se calcule avec l'équation de Bernoulli et ces paramètres sont visibles à la figure 5.3:

$$H = \left(Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \right) - \left(Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (5.2)$$

où

- H : hauteur manométrique (m d'eau)
- Z₁ : élévation à l'entrée (m)
- Z₂ : élévation à la sortie (m)
- V₁ : vitesse absolue du fluide à l'entrée (m/s)
- V₂ : vitesse absolue du fluide à la sortie (m/s)
- ρ : masse volumique (kg/m³)
- g : accélération gravitationnelle (m/s²)

En considérant la variation d'élévation Δz nulle et la relation de l'équation 5.1, la hauteur manométrique peut s'exprimer ainsi:

$$H = \underbrace{\left(\frac{p_2 - p_1}{\rho g} \right)}_{\text{Pression statique}} + \underbrace{\left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \right)}_{\text{Effet centrifuge}} + \underbrace{\left(\frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \right)}_{\text{Diffusion}} \quad (5.3)$$

La hauteur manométrique se caractérise aussi avec l'équation d'Euler ΔE_p:

$$H = \frac{\Delta E_p}{g} = \frac{(U_2 \cdot V_{u2} - U_1 \cdot V_{u1})}{g} \quad (5.4)$$

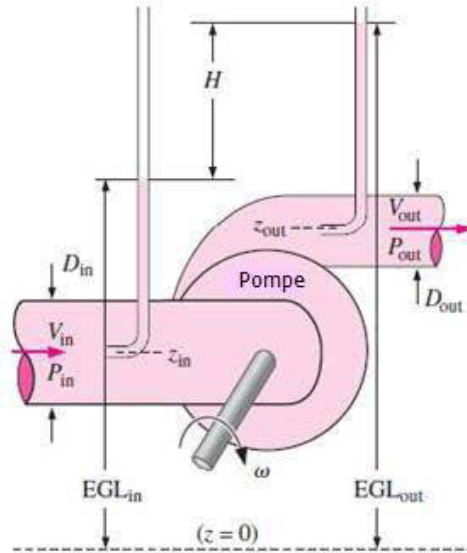


Figure 5.3: Hauteur manométrique générée dans une pompe centrifuge [21]

5.1.3 Puissances

La puissance hydraulique, qui est développée par la propulsion du fluide, se définit en tenant compte de l'équation 5.4:

$$P_h = \rho \cdot Q \cdot \Delta E_p \quad (5.5)$$

où

- P_h : puissance hydraulique (W)
- Q : débit volumétrique (m^3/s)

La puissance à l'arbre est aussi caractérisée par l'équation Euler:

$$P_s = \tau \cdot \omega \quad (5.6)$$

où

- P_s : puissance à l'arbre (W)
- \dot{m} : débit massique (kg/s)
- τ : couple fourni à l'arbre (N·m)
- ω : vitesse angulaire (rad/s)

5.1.4 Efficacités

L'efficacité globale η d'une pompe est le rapport de la puissance hydraulique P_h et la puissance à l'arbre P_s :

$$\eta = \frac{P_h}{P_s} \quad (5.7)$$

où

η : efficacité globale

Cette efficacité η est aussi fonction des différentes pertes subies lors de l'écoulement dans la pompe:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v \quad (5.8)$$

où

η_h : efficacité hydraulique
 η_m : efficacité mécanique
 η_v : efficacité volumétrique

Le rendement hydraulique η_h est le rapport entre la hauteur réelle H_a fournie par la pompe et la hauteur idéale H_i . Le rendement hydraulique se définit aussi par l'équation empirique suivante [23] :

$$\eta_h = 1 - \left(\frac{0,8}{Q} \right)^{1/4} \quad (5.9)$$

où

Q : débit volumétrique (gpm)

Le rendement mécanique η_m tient compte des pertes par frottement de toutes les composantes mécaniques:

$$\eta_m = \frac{P_s - P_m - P_{df}}{P_s} \quad (5.10)$$

où

P_m : perte par frottement dû aux roulements et aux joints (W)

P_{df} : perte par frottement du fluide sur le disque (W)

Une autre alternative pour déterminer la valeur du rendement mécanique η_m est la suivante:

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_h \cdot \eta_v} \quad (5.11)$$

Le rendement volumétrique η_v est caractérisé par le débit de fuite interne entre la sortie et l'entrée de la pompe comme démontré à la figure 5.4:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_L} \quad (5.12)$$

où

Q_L : débit de fuite (m^3/s)

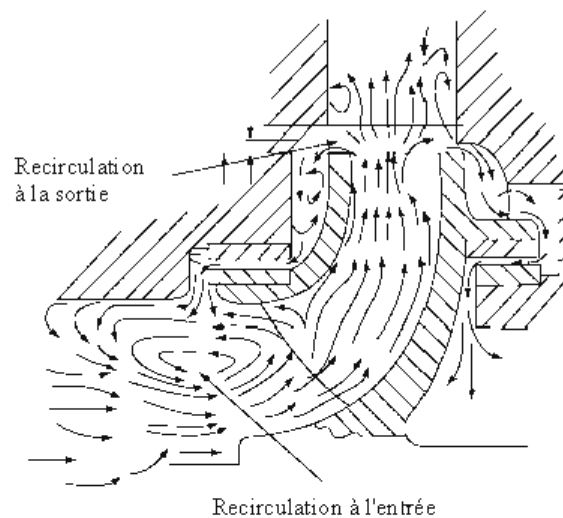


Figure 5.4: Recirculation et perte du fluide de l'entrée à la sortie d'un impulseur [22]

5.1.5 Courbes de performance

Les courbes de performance sont utilisées en association avec les caractéristiques du système lors du dimensionnement et du choix de pompes. Les courbes de performance généralement tracées sont celles de la hauteur manométrique H , la puissance effective du moteur P_s , l'efficacité η et la hauteur nette requise à l'entrée [NPSH_r], qui sont fonction du débit volumétrique de la pompe Q . Lorsque plusieurs pompes sont connectées, la courbe de performance finale s'obtient en combinant les caractéristiques de chaque pompe. Les pompes connectées en parallèle sont ajoutées horizontalement pour augmenter le débit. Les pompes connectées en série sont ajoutées verticalement pour augmenter la hauteur manométrique.

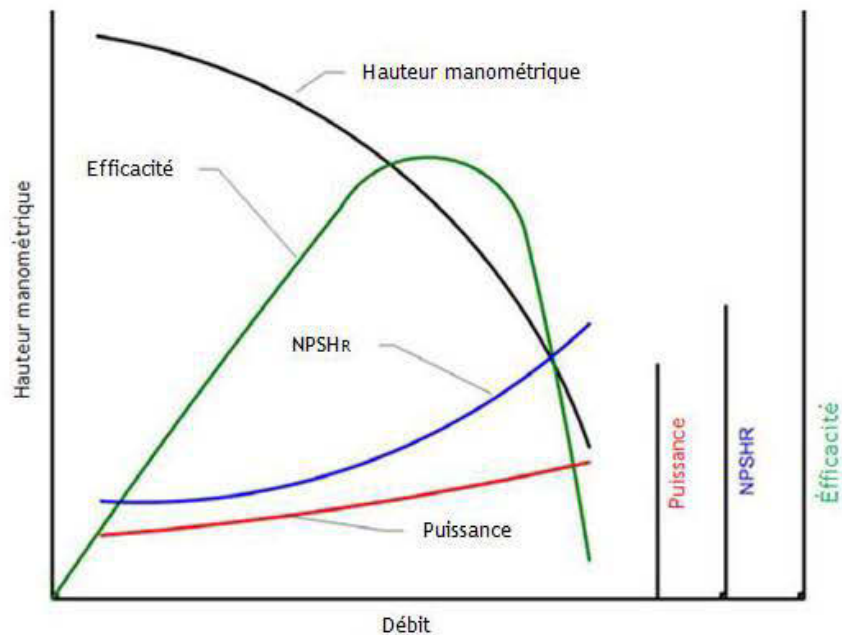


Figure 5.5: Courbe de performance typique [24]

5.1.6 Phénomène de cavitation

L'entrée de la pompe doit permettre un écoulement régulier du fluide à une pression suffisamment élevée pour éviter la cavitation. La cavitation est le phénomène d'apparition de bulles dans l'écoulement sous l'effet d'une diminution de pression sans variation de chaleur. Cette pression critique est caractérisée par la hauteur d'aspiration nette positive, généralement abrégée NPSH (*Net positive suction head*). Les fabricants de pompes doivent fournir les données de la hauteur d'aspiration nette requise par leurs pompes ($NPSH_r$) pour un fonctionnement satisfaisant. Le $NPSH_r$ est défini comme une valeur minimale pour le NPSH en dessous de laquelle le rendement global de la pompe chute de 2 à 3% [23]. Lors de la sélection d'une pompe, il est essentiel que la hauteur d'aspiration positive nette disponible ($NPSH_d$) dans le système, soit plus grande que la hauteur d'aspiration requise par la pompe:

$$NPSH_d > NPSH_r \quad (5.13)$$

La hauteur d'aspiration nette positive requise $NPSH_r$ est définie comme suit:

$$NPSH_r = H_a \pm H_s - h_f - \frac{P_v}{\rho g} \quad (5.14)$$

où

- H_a : hauteur absolue du niveau de fluide (m d'eau)
- H_s : hauteur statique à vaincre (m d'eau)
- h_f : perte de charge dans la conduite d'aspiration (m d'eau)
- P_v : pression de vapeur (Pa)

La valeur de la hauteur statique H_s dépend de la position de la succion par rapport à la pression atmosphérique. Le phénomène de cavitation provoque à court moyen terme des bris mécaniques dus à la corrosion et l'érosion générées. La figure 5.6 illustre ces propos:

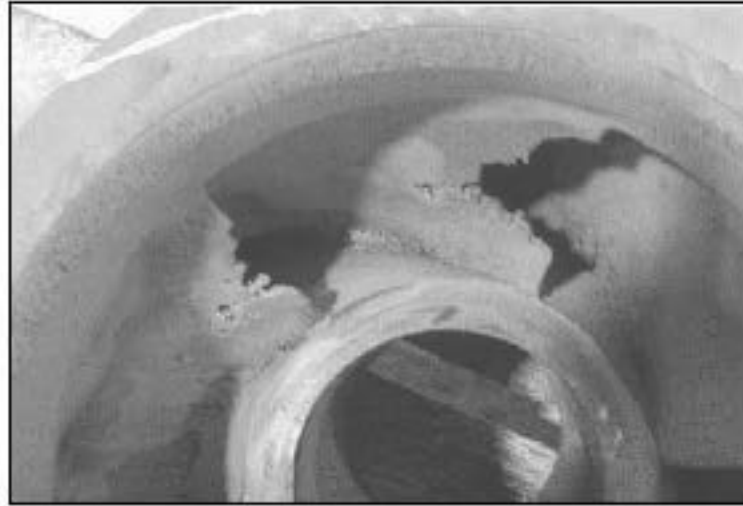


Figure 5.6: Impulseur ayant subi de la cavitation. [25]

5.1.7 Conception de l'impulseur

La hauteur manométrique H , le débit d'opération Q et la vitesse de rotation N de la pompe sont généralement imposés par le fabricant de pompe. À partir de ces trois paramètres opérationnels, les prochaines sections traiteront de façon chronologique les dimensions nécessaires à la conception d'un impulseur.

1. Vitesse spécifique N_s

La vitesse spécifique N_s est un paramètre dimensionnel pour caractériser la vitesse des turbomachines. Cette vitesse permet de prédire le type d'impulseur pour un débit d'écoulement et une conception de hauteur hydraulique voulue par le constructeur.

$$N_s = \frac{N \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (5.15)$$

où

- N_s : vitesse spécifique ($\text{rpm} \cdot (\text{m}^3/\text{s})^{1/2} / \text{m}^{3/4}$)
- N : vitesse de rotation (rpm)
- Q : débit volumétrique (m^3/s)
- H : hauteur manométrique (m)

2. Efficacité globale η

L'efficacité globale η de l'impulseur se définit avec les valeurs de la vitesse spécifique N_s et le débit volumétrique Q . L'abaque présenté à la figure 5.7 permet, à l'aide de l'intersection des deux valeurs requises, de déterminer l'efficacité:

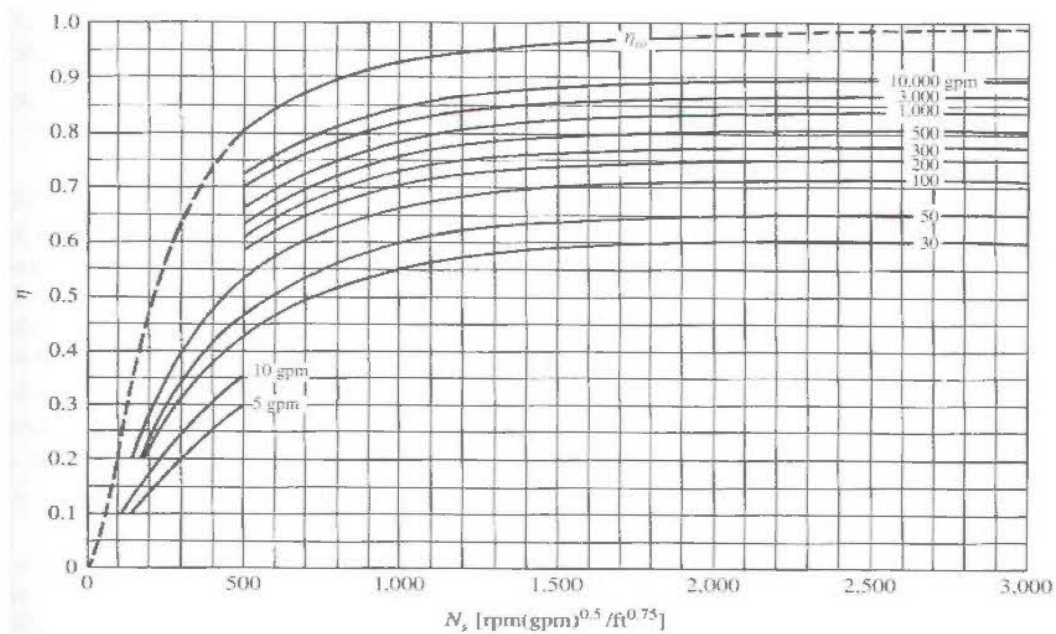


Figure 5.7: Rendement de la pompe en fonction de la vitesse et de la capacité [23]

3. Diamètre de l'arbre D_{sh}

Le diamètre de l'arbre D_{sh} est défini de cette façon:

$$D_{sh} = \left(\frac{16\tau}{\pi \cdot \sigma_s} \right)^{1/3} \quad (5.16)$$

où

- D_{sh} : diamètre de l'arbre (m)
- σ_s : contrainte de cisaillement maximale (Pa)

Le couple τ fourni à l'arbre est déterminé par l'équation 5.6.

4. Diamètre du moyeu D_{h1}

Le diamètre du moyeu D_{h1} est approximé en ajoutant une épaisseur de matière suggérée de 50,8 mm (1/2 po) [23]:

$$D_{h1} = D_{sh} + 0,0508 \text{ m} \quad (5.17)$$

où

D_{h1} : diamètre du moyeu (m)

5. Diamètre à l'entrée de l'impulseur D_1

La valeur du diamètre à l'entrée de l'impulseur D_1 est égale au diamètre de l'œil D_e :

$$D_1 = D_e = 2 \cdot \left(\frac{Q}{\varphi_e \cdot \pi \cdot \omega} \right)^{1/3} \quad (5.18)$$

où

D_1 : diamètre à l'entrée de l'impulseur (m)

D_e : diamètre de l'œil (m)

φ_e : coefficient de débit de l'œil (adimensionnel)

La valeur du coefficient de débit de l'œil φ_e est approximative [23]:

$$\varphi_e = [0,25 \text{ à } 0,30] \quad (5.19)$$

6. Hauteur du canal à l'entrée de l'impulseur b_1

La hauteur du canal à l'entrée de l'impulseur b_1 est calculée avec l'équation suivante:

$$b_1 = \frac{A_1}{\varepsilon_1 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right)} \quad (5.20)$$

où

- b_1 : hauteur du canal à l'entrée de l'impulseur (m)
- A_1 : aire latérale à l'entrée de l'impulseur (m²)
- ε_1 : facteur de contraction à l'entrée de l'impulseur (adimensionnel)

L'aire latérale A_1 se trouve ainsi:

$$A_1 = \frac{Q}{V_1} \quad (5.21)$$

La valeur du facteur de contraction à l'entrée ε_1 est approximative [23]:

$$\varepsilon_1 = [0,8 \text{ à } 0,9] \quad (5.22)$$

Les vitesses V_1 et V_e se définissent comme suit:

$$V_1 = (1,05 \text{ à } 1,20) \cdot V_e \quad (5.23)$$

où

- V_e : vitesse absolue à l'entrée de l'œil (m/s)

$$V_e = \frac{4 \cdot Q}{(\pi \cdot D_e^2)} \quad (5.24)$$

6. Angle d'attaque β_{b1}

L'angle d'attaque idéal β_{f1} est corrigé pour obtenir l'angle d'attaque réel β_{b1} :

$$\beta_{b1} = \beta_{f1} + 3^\circ \quad (5.25)$$

où

β_{b1} : angle d'attaque réel ($^\circ$)
 β_{f1} : angle d'attaque idéal ($^\circ$)

L'angle d'attaque β_{f1} est défini par la relation trigonométrique suivante:

$$\beta_{f1} = \tan^{-1}\left(\frac{V_1}{U_1}\right) \quad (5.26)$$

où

U_1 : vitesse d'entraînement (m/s)

La vitesse d'entraînement U_1 se calcule avec l'équation suivante :

$$U_1 = \left(\frac{N \cdot \pi}{60}\right) \cdot D_1 \quad (5.27)$$

7. Diamètre de sortie de l'impulseur D_2

Le diamètre de sortie de l'impulseur D_2 s'exprime par la prochaine équation:

$$D_2 = \frac{\Delta_s \cdot Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{1/4}} \quad (5.28)$$

où

D_2 : diamètre de sortie de l'impulseur (m)
 Δ_s : diamètre spécifique (adimensionnel)

La valeur du diamètre adimensionnel Δ_s se détermine à partir du diagramme de Cordier, tel que vu à la figure 5.8, et de la vitesse spécifique ω_s de l'équation 5.29.

$$\omega_s = \frac{\omega \cdot Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}} \quad (5.29)$$

où

ω_s : vitesse spécifique (adimensionnelle)

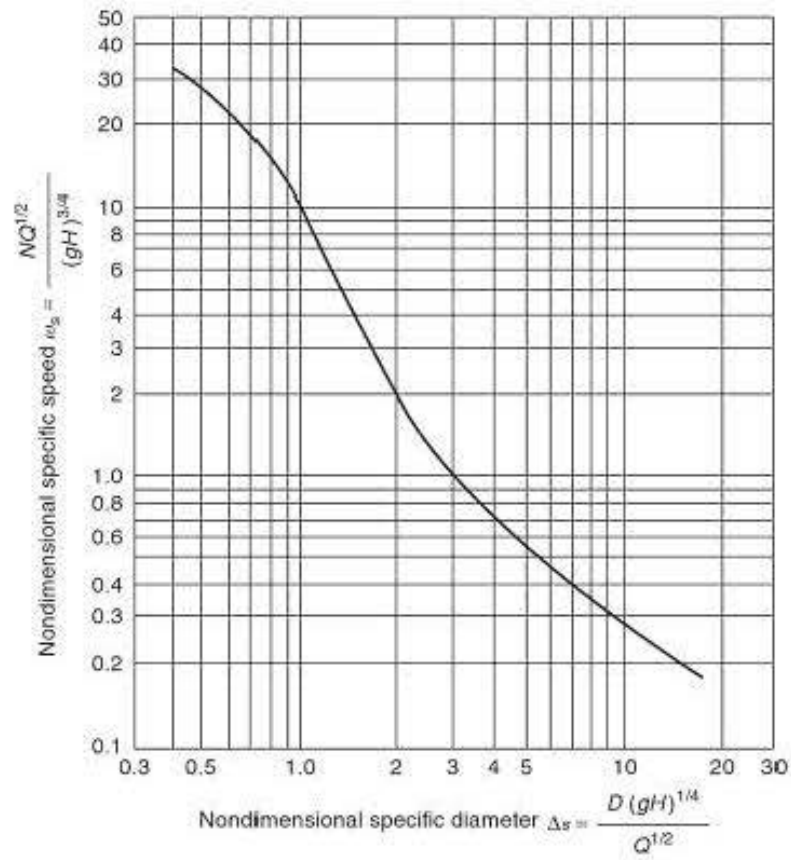


Figure 5.8: Diagramme de Cordier [2]

8. Nombre d'aubes Z_b

Le nombre théorique d'aubes Z_b requis dans un impulseur se définit comme suit :

$$Z_b = 6,5 \cdot \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \cdot \sin \left(\frac{\beta_{b1} + \beta_{b2}}{2} \right) \quad (5.30)$$

où

- Z_b : nombre d'aubes de l'impulseur
- β_{b2} : angle de fuite ($^\circ$)

L'intervalle recommandé pour l'angle de fuite β_{b2} pour la conception de l'impulseur est compris entre $22,5^\circ$ et $27,5^\circ$ [23].

9. Hauteur du canal à la sortie de l'impulseur b_2

La hauteur du canal à la sortie de l'impulseur b_2 est calculée avec l'équation suivante:

$$b_2 = \frac{A_2}{\varepsilon_2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_2}{2} \right)} \quad (5.31)$$

où

- b_2 : hauteur du canal à la sortie de l'impulseur (m)
- A_2 : aire latérale à la sortie de l'impulseur (m^2)
- ε_2 : facteur de contraction à la sortie de l'impulseur (adimensionnel)

L'aire latérale à la sortie de l'impulseur A_2 s'exprime ainsi:

$$A_2 = \frac{Q}{V_{m2}} \quad (5.32)$$

où

V_{m2} : vitesse méridionale à la sortie de l'impulseur (m/s)

La vitesse méridionale V_{m2} se calcul comme suit:

$$V_{m2} = \left(U_2 - \left(\frac{g \cdot H}{\mu_s \cdot \eta_h \cdot U_2} \right) \right) \cdot \tan \beta_{b2} \quad (5.33)$$

où

μ_s : facteur de glissement (adimensionnel)

Le facteur de glissement μ_s est donné par la formule de Stodola [23]:

$$\mu_s = 1 - \left(\frac{\pi \cdot \sin \beta_{b2}}{Z_b} \right) \quad (5.34)$$

Le facteur de contraction à la sortie de l'impulseur ε_2 est calculé de cette façon:

$$\varepsilon_2 = 1 - \left(\frac{Z_b \cdot e}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{b2}} \right) \quad (5.35)$$

où

e : épaisseur des aubes de l'impulseur (m)

L'épaisseur des aubes de l'impulseur e est une variable estimée.

10. Conception des aubes de l'impulseur

Il existe plusieurs méthodes pour tracer les esquisses des aubes. La méthode utilisée pour les modèles d'impulseur est la suivante (se référer à la figure 5.9):

- i. Tracer la ligne AB avec un angle égal à la somme de $\beta_{b1} + \beta_{b2}$ par rapport à ligne d'axe AD ;
- ii. Tracer la ligne DC avec l'interception DB ;
- iii. Tracer la ligne DE avec un angle de β_{b2} ;
- iv. Calculer le rayon r_{sch} :

$$r_{sch} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_{b2} - r_1 \cos \beta_{b1})} = EF = CE \quad (5.36)$$

- v. L'angle qui forme le segment DGE est de 90° ;
- vi. Le point G est situé à égale distance des extrémités C et D ;
- vii. Positionner le point E ;
- viii. Tracer la ligne EF ;
- ix. Tracer l'allure de l'aube en tenant compte des intersections A , E et F .

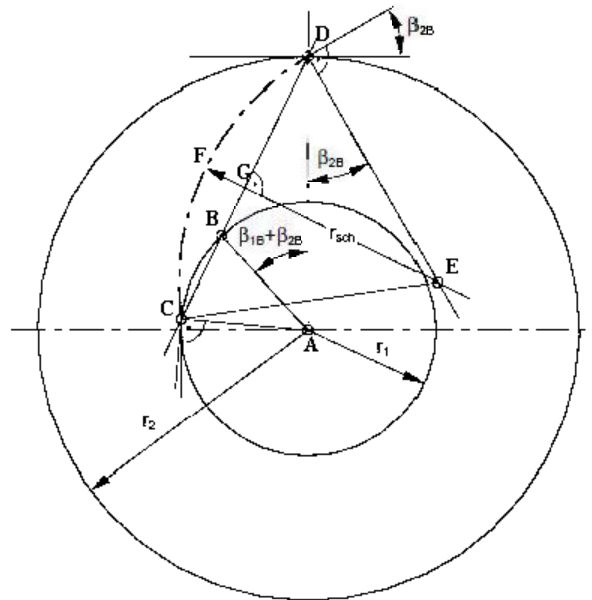


Figure 5.9: Construction des aubes de l'impulseur [7]

5.1.8 Conception du diffuseur

La conception du diffuseur par l'application de formules théoriques est un sujet peu abordé dans la littérature scientifique. La démarche proposée suit en partie la référence [7], qui propose des équations pour le design d'un diffuseur. La figure 5.10 présente les principales dimensions du diffuseur et sa section des aubes de retour:

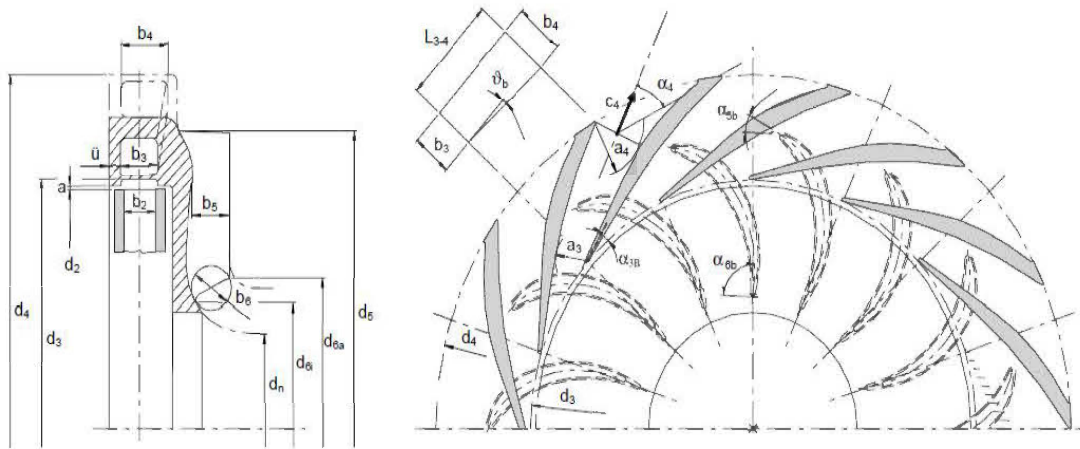


Figure 5.10: Construction du diffuseur avec les aubes de retour [7]

Les dimensions du diffuseur se calculent selon la démarche suivante:

1. Hauteur du canal à l'entrée du diffuseur b_3

La hauteur du canal à l'entrée du diffuseur b_3 est calculée avec l'équation suivante:

$$b_3 = (1,05 \text{ à } 1,3) \cdot b_2 \quad (5.37)$$

où

b_3 : hauteur du canal à l'entrée du diffuseur (m)

2. Angle d'attaque α_{3b}

L'angle d'attaque α_{3b} est la valeur corrigée de l'angle α_3 :

$$\alpha_{3b} = \alpha_3 \pm 3^\circ \quad (5.38)$$

où

- α_{3b} : angle d'attaque corrigé ($^\circ$)
- α_3 : angle d'attaque ($^\circ$)

La prochaine étape consiste à calculer l'angle d'attaque α_3 qu'auront les aubes présentes dans le diffuseur:

$$\alpha_3 = \tan^{-1}\left(\frac{V_{m3}}{V_{u3}}\right) \quad (5.39)$$

où

- V_{m3} : vitesse méridionale à l'entrée du diffuseur (m/s)
- V_{u3} : vitesse tangentielle à l'entrée du diffuseur (m/s)

La vitesse méridionale à l'entrée du diffuseur V_{m3} est présentée à l'équation suivante:

$$V_{m3} = \frac{Q \cdot \tau_3}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3} \quad (5.40)$$

où

- τ_3 : facteur de blocage des aubes (adimensionnel)
- D_3 : diamètre à l'entrée du diffuseur (m)

Par hypothèse, le facteur de blocage des aubes τ est égal à 1 [7] et le diamètre à l'entrée du diffuseur D_3 équivaut au diamètre à la sortie de l'impulseur D_2 .

La vitesse tangentielle à l'entrée du diffuseur V_{u3} est fonction du rapport des diamètres:

$$V_{u3} = V_{u2} \cdot \left(\frac{D_2}{D_3} \right) \quad (5.41)$$

où

V_{u2} : vitesse tangentielle à la sortie de l'impulseur (m/s)

La vitesse tangentielle à la sortie de l'impulseur V_{u2} se définit comme suit:

$$V_{u2} = \frac{Ps}{(U_2 \cdot \rho \cdot Q)} \quad (5.42)$$

3. Nombre d'aubes du diffuseur $Z_{L,e}$

Le choix du nombre d'aubes présent dans le diffuseur $Z_{L,e}$ est fonction du nombre d'aubes configuré pour l'impulseur Z_b :

Tableau 5.1: Nombre d'aubes requis pour le diffuseur [7]

Z_b	5			6	7				
$Z_{L,e}$	7	8	12	10	9	10	11	12	(15)

4. Largeur du canal à l'entrée du diffuseur a_3

La largeur du canal à l'entrée du diffuseur a_3 est définie dans l'équation suivante:

$$a_3 = f_{a3} \cdot \left(\frac{D_3}{2} \right) \cdot e \left\{ \left(\frac{Q}{b_3 \cdot V_{2u} \cdot \left(\frac{D_2}{2} \right) \cdot Z_{Le}} \right)^{-1} \right\} \quad (5.43)$$

où

- a_3 : largeur du canal à l'entrée du diffuseur (m)
- f_{a3} : facteur de correction (adimensionnel)

La valeur du facteur de correction f_{a3} est approximative [7]:

$$f_{a3} = [1,1 \text{ à } 1,3] \quad (5.44)$$

5. Épaisseur des aubes du diffuseur e_3

L'épaisseur des aubes du diffuseur e_3 est calculée de cette façon:

$$e_3 = (0,01 \text{ à } 0,0015) \cdot D_2 \quad (5.45)$$

où

- e_3 : épaisseur des aubes du diffuseur (m)

6. Diamètre à la sortie du diffuseur D_4

Le diamètre à la sortie du diffuseur D_4 est défini:

$$D_4 = ((1,05 \text{ à } 1,15) + 0,01 \cdot \omega_s) \cdot D_2 \quad (5.46)$$

où

- D_4 : diamètre à la sortie du diffuseur (m)

7. Angle d'inclinaison dans les passages d'aube du diffuseur ϑ_b

L'angle d'inclinaison ϑ_b configuré dans le passage du fluide se présente comme suit:

$$\vartheta_b = \tan^{-1} \left(\frac{0,5 \cdot (a_4 - a_3)}{L_{3-4}} \right) \quad (5.47)$$

où

- ϑ_b : angle d'inclinaison dans les passages d'aube (°)
- a_4 : largeur du canal à la sortie du diffuseur (m)
- L_{3-4} : longueur des passages d'aube du diffuseur (m)

La longueur du passage L_{3-4} et la largeur du canal à la sortie du diffuseur a_4 se mesurent à partir de l'esquisse du diffuseur réalisé sur un logiciel de CAO.

8. Hauteur du canal à la sortie du diffuseur b_4

La prochaine équation définit la hauteur du canal à la sortie du diffuseur b_4 :

$$b_4 = b_3 + (\tan(\vartheta_b) \cdot L_{3-4}) \quad (5.48)$$

où

- b_4 : hauteur du canal à la sortie du diffuseur (m)

5.1.9 Conception des aubes de retour

La démarche proposée provient en partie de la référence [7], qui définit des équations pour la conception des aubes de retour du diffuseur.

1. Hauteur du canal à l'entrée des aubes de retour b_5

Par hypothèse, la hauteur du canal à l'entrée des aubes de retour b_5 équivaut à la hauteur du canal à la sortie des aubes de retour b_6 :

$$b_5 = b_6 = \frac{Q}{\pi \cdot D_6 \cdot V_{m6}} \quad (5.49)$$

où

- b_5 : hauteur du canal à l'entrée des aubes de retour (m)
- b_6 : hauteur du canal à la sortie des aubes de retour (m)
- L_{3-4} : longueur des passages d'aube du diffuseur (m)
- D_6 : diamètre à la sortie des aubes de retour (m)
- V_{m6} : vitesse méridionale à la sortie des aubes de retour (m/s)

À la sortie des aubes de retours, l'écoulement du fluide aboutit dans le canal à l'entrée de l'impulseur du prochain étage de pompe. Par hypothèse, le diamètre à la sortie des aubes de retours D_6 équivaut à celui à l'entrée de l'impulseur D_1 :

$$D_6 = D_1 \quad (5.50)$$

où

- D_6 : diamètre à la sortie des aubes de retour (m)

La vitesse méridionale à la sortie des aubes de retour V_{m6} se calcule d'après la prochaine équation:

$$V_{m6} = (0,85 \text{ à } 0,9) \cdot V_{m1} \quad (5.51)$$

où

- V_{m6} : vitesse méridionale à la sortie des aubes de retour (m/s)

2. Angle d'attaque α_5

Avec la relation des triangles de vitesses, l'angle d'attaque des aubes de retour α_5 se trouve avec l'équation suivante:

$$\alpha_5 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{m5}}{V_{u5}} \right) \quad (5.52)$$

où

- V_{m5} : vitesse méridionale à la sortie des aubes de retour (m/s)
- V_{u5} : vitesse tangentielle à l'entrée des aubes de retour (m/s)

Les vecteurs de vitesses V_{m5} et V_{u5} se calculent de cette façon:

$$V_{m5} = \frac{Q}{\pi \cdot D_5 \cdot b_5} \quad (5.53)$$

$$V_{u5} = V_{u4} \cdot \left(\frac{D_4}{D_5} \right) \quad (5.54)$$

La vitesse tangentielle à la sortie du diffuseur V_{u4} est fonction du rapport des diamètres:

$$V_{u4} = V_{u3} \cdot \left(\frac{D_3}{D_4} \right) \quad (5.55)$$

où

- V_{u4} : vitesse tangentielle à la sortie du diffuseur (m/s)

3. Angle de fuite α_{6b}

L'angle d'attaque α_{6b} est la valeur corrigée de l'angle α_6 :

$$\alpha_{6b} = \alpha_6 \pm 5^\circ \quad (5.56)$$

où

- α_{6b} : angle de fuite corrigé des aubes de retour ($^\circ$)
- α_6 : angle de fuite des aubes de retour ($^\circ$)

L'angle de fuite α_6 est estimé:

$$\alpha_6 = 90^\circ \quad (5.57)$$

4. Nombre d'aubes de retour du diffuseur Z_R

Le nombre d'aubes de retour Z_R est choisi de manière arbitraire, mais doit respecter la relation suivante:

$$Z_R \leq Z_{Le} \quad (5.58)$$

5. Épaisseur des aubes de retour e_6

L'épaisseur des aubes de retour e_6 est une valeur estimée.

Ainsi, cette conception paramétrique permet d'identifier les éléments qui influencent les performances d'une pompe, en tenant compte de l'impulseur, du diffuseur et du corps de pompe. Une étude sera proposée pour une conception optimisée, avec différents cas de configuration géométrique. Les résultats seront documentés au prochain chapitre.

CHAPITRE VI

RÉSULTATS ET DISCUSSION

6.1 Étude de cas

Dans le cadre de ce projet de recherche, plusieurs études de cas furent retenues afin de caractériser les influences des configurations géométriques. Comme vu au chapitre 5, la conception d'un étage de pompe centrifuge multi-étage apporte son lot de modification aux paramètres opérationnels et dimensionnels. L'amélioration de la pompe est possible par l'analyse des paramètres suivants: le nombre d'aubes que comportent l'impulseur, le diffuseur et les aubes de retour, l'impact de l'angle de fuite, la hauteur du passage du fluide dans l'impulseur et l'épaisseur des aubes qui composent l'ensemble du système de pompage (canal interne de l'impulseur, du diffuseur, et des aubes de retour du diffuseur). Les résultats obtenus seront vulgarisés par des graphiques qui caractérisent la hauteur manométrique, la puissance nécessaire à l'arbre de la pompe et le rendement global du système. Le tableau 6.1 résume les caractéristiques dimensionnelles étudiées. Les tableaux 6.2 et 6.3 listent les dimensions attribuées aux modèles 3D pris lors des études de cas. Les nombres en gras représentent les valeurs dimensionnelles soumises au modèle de référence.

Tableau 6.1: Étude de cas des analyses effectuées

Étude de cas	Paramètres étudiés
Premier étage d'une pompe centrifuge multi-étage (impulseur et diffuseur)	<p>Impulseur: nombre d'aubes [Z_b], hauteur du canal [b_2], angle de fuite [β_{b2}], épaisseur des aubes [e]</p> <p>Diffuseur: nombre d'aubes [$Z_{L,e}$], hauteur du canal [b_3]</p> <p>Aubes de retour: nombre d'aubes [Z_R], épaisseur des aubes [e_s]</p>
Pompe centrifuge multi-étage complète avec plus d'un étage (aspiration et décharge comprises)	Nombre d'étages: 2, 3 et 4

6.2 Paramètres opérationnels et dimensionnels

Tableau 6.2: Paramètres pour les cas d'étude No.1 à No.7

Paramètres opérationnels	Paramètres dimensionnels
Vitesse de rotation [N] (rpm): 1800 Débit volumétrique [Q] (m³/h): 300 à 1000	Impulseur: Diamètre du moyeu [D _{h1}] (mm) = 84,84 Diamètre à l'entrée [D ₁] (mm) = 194,95 Diamètre à la sortie [D ₂] (mm) = 406,40 Hauteur du canal à l'entrée [b ₁] (mm) = 56,00 Hauteur du canal à la sortie [b ₂] (mm) = 31,75; 41,98 ; 50,8 Nombre d'aubes [Z _b] = 5; 6 ; 7 Angle d'attaque [β _{b1}] (°) = 18 Angle de fuite [β _{b2}] (°) = 22,5 ; 25; 27,5 Épaisseur des aubes [e] (mm) = 4,76, 7,94 , 11,11
	Diffuseur: Diamètre à l'entrée [D ₃] (mm) = 406,40 Diamètre à la sortie [D ₄] (mm) = 572,42 Hauteur du canal à l'entrée [b ₃] (mm) = 31,75; 41,98 ; 50,8 Hauteur du canal à la sortie [b ₄] (mm) = 75,39 Largeur du canal à l'entrée [a ₃] (mm) = 18,71 Angle d'attaque [α _{3b}] (°) = 10 Nombre d'aubes [Z _{L,e}] = 9; 10; 11 ; Épaisseur des aubes [e ₃] (mm) = 6,35
	Aubes de retour: Diamètre à l'entrée [D ₅] (mm) = 459,00 Diamètre à la sortie [D ₆] (mm) = 194,95 Hauteur du canal à la sortie [b ₆] (mm) = 14,14 Angle d'attaque [α ₆] (°) = 21 Angle de fuite [α ₅] (°) = 95 Nombre d'aubes [Z _R] = 7; 8 ; 9 Épaisseur des aubes [e ₅] (mm) = 4,76; 6,35 ; 11,11

Tableau 6.3: Paramètres pour le cas d'étude No.8

Paramètres opérationnels	Paramètres dimensionnels
Vitesse de rotation [N] (rpm): 1800	Nombre d'étages [n]: 2; 3; 4
	Impulseur:
Débit volumétrique [Q] (m³/h): 300 à 1000	Diamètre du moyeu [D _{h1}] (mm) = 84,84
	Diamètre à l'entrée [D ₁] (mm) = 194,95
	Diamètre à la sortie [D ₂] (mm) = 406,40
	Hauteur du canal à l'entrée [b ₁] (mm) = 56,00
	Hauteur du canal à la sortie [b ₂] (mm) = 41,98
	Nombre d'aubes [Z _b] = 6
	Angle d'attaque [β_{b1}] (°) = 18
	Angle de fuite [β_{b2}] (°) = 22,5
	Épaisseur des aubes [e] (mm) = 7,94
	Diffuseur:
Diamètre à l'entrée [D ₃] (mm) = 406,40	
Diamètre à la sortie [D ₄] (mm) = 572,42	
Hauteur du canal à l'entrée [b ₃] (mm) = 41,98	
Hauteur du canal à la sortie [b ₄] (mm) = 73,39	
Largeur du canal à l'entrée [a ₃] (mm) = 18,71	
Angle d'attaque [α_{3b}] (°) = 10	
Nombre d'aubes [Z _{Le}] = 11	
Épaisseur des aubes [e ₃] (mm) = 6,35	
Aubes de retour:	
Diamètre à l'entrée [D ₅] (mm) = 459,00	
Diamètre à la sortie [D ₆] (mm) = 194,95	
Hauteur du canal à la sortie [b ₆] (mm) = 14,14	
Angle d'attaque [α_6] (°) = 21	
Angle de fuite [α_5] (°) = 95	
Nombre d'aubes [Z _R] = 8	
Épaisseur des aubes [e ₅] (mm) = 6,35	

6.3 Modélisation avec le logiciel Inventor

Les composantes qui constituent un étage de pompe centrifuge multi-étage (impulseur, diffuseur et aubes de retour) ont été modélisées avec le logiciel Inventor. Pour faciliter la modélisation et rendre cette dernière modulable en fonction des changements apportés aux valeurs opérationnelles et dimensionnelles, une démarche rigoureuse a été établie avec un fichier de calculs Excel. À partir du point d'opération, les calculs permettent de fournir les paramètres géométriques nécessaires aux composantes de la pompe. L'interface d'accueil a été conçue pour faciliter l'utilisation par usager qui est peu familier avec la théorie et les équations des turbomachines. La figure 6.1 montre l'interface de calculs pour les paramètres de l'impulseur:

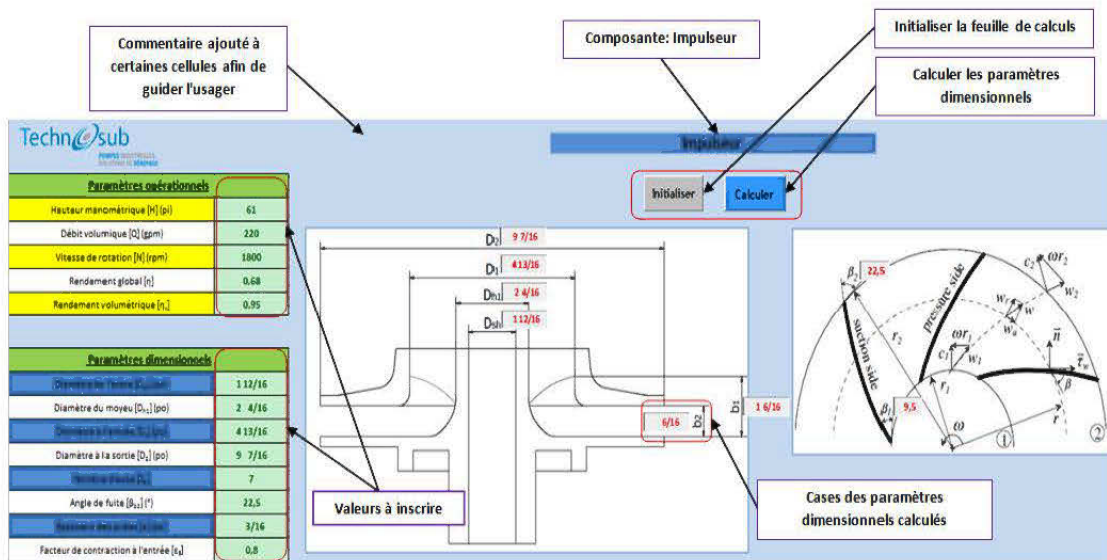


Figure 6.1: Interface d'utilisation pour la conception de pompe

Ensuite, ces dimensions ont été exportées vers le logiciel Inventor afin de générer le modèle 3D dans le domaine des fluides. La figure 6.2 illustre les composantes modélisées à partir du logiciel de CAO :

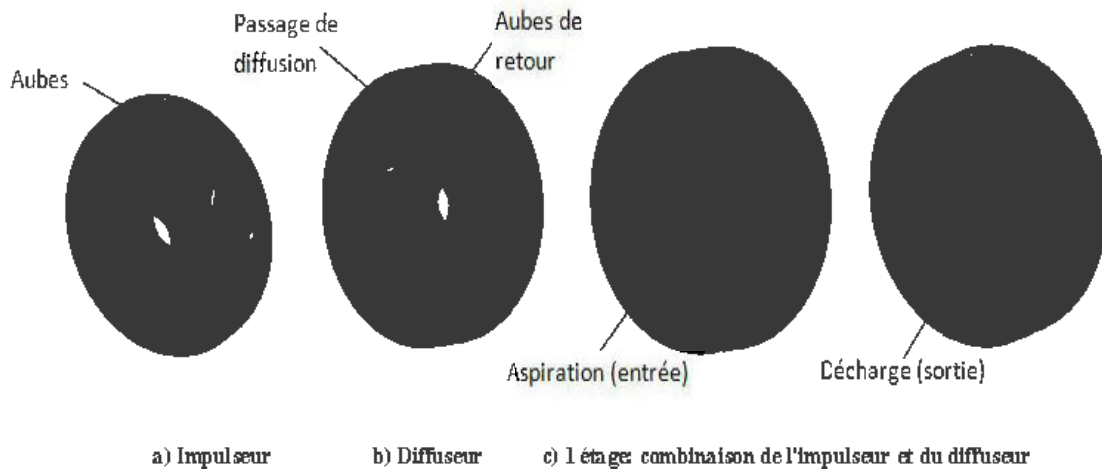


Figure 6.2: Domaine des fluides des composantes d'un étage de pompe

6.4 Simulation numérique avec le logiciel ANSYS-CFX

À l'aide du logiciel ANSYS-CFX, les simulations numériques ont été réalisées pour étudier l'influence des paramètres géométriques des impulseurs, des diffuseurs et des aubes de retour sur les performances et les comportements d'écoulement du liquide dans un étage de pompe centrifuge multi-étage. Les modèles géométriques obtenus ont été transférés vers le module *DesignModeler*. Par après, ils ont été importés vers le module *Meshing* (discrétisation des domaines de calcul) aux fins de maillage de type tétraèdre. Le module *CFX-Pre* (modèle numérique) a été utilisé pour prendre en compte les équations de continuité et de Navier-Stokes, et pour spécifier les conditions aux limites (condition de non-glissement, vitesse nulle au niveau des parois, pression d'aspiration à l'entrée et débit massique à la sortie). De plus, d'autres paramètres de simulations ont été pris en compte, tels que le modèle de turbulence k-

ε, le critère de convergence et l'interface entre deux surfaces, soit le jeu entre l'impulseur/diffuseur (« Frozen-Rotor »), et le diffuseur/aubes de retour (« general connection »). La résolution numérique par le code et les modules ANSYS-CFX ont été abordés plus en détail au chapitre 4. La figure 6.3 illustre d'une façon abrégée les domaines d'interface et domaines surfaciques du modèle numérique d'un étage de pompe:

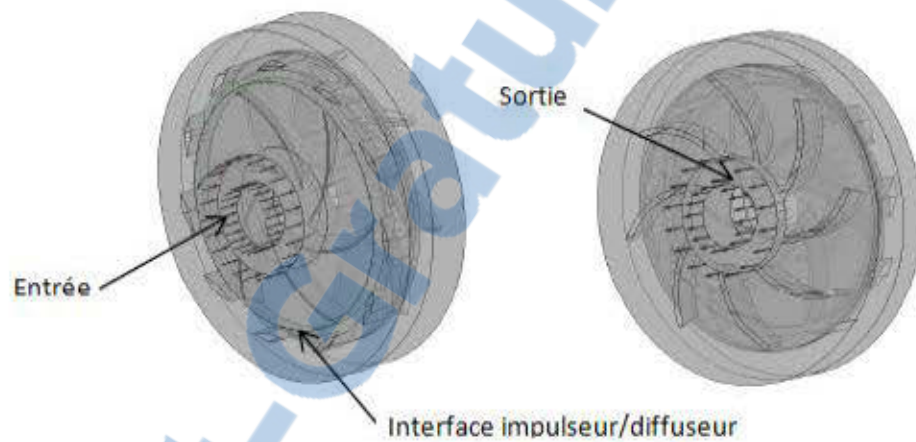


Figure 6.3: Domaine de l'entrée, de la sortie et de l'interface

L'exécution des simulations numériques a été effectuée en utilisant le module *CFX-Solver* (résolution du modèle numérique) et les résultats des simulations ont été compilés dans le module *CFX-Post*.

Le résumé schématique de la résolution numérique du modèle est visible à la figure 6.4:

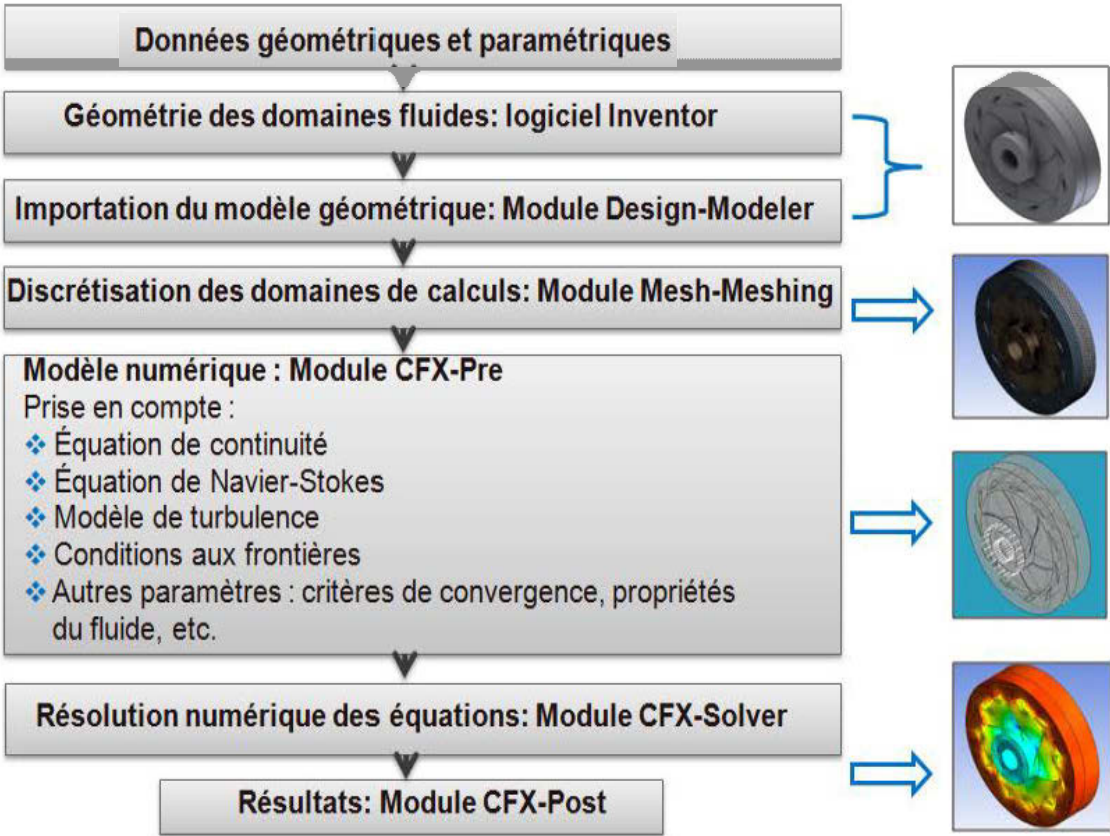


Figure 6.4: Modèle géométrique 3D vers le modèle numérique 3D en volume fini

6.5 Résultats

6.5.1 Cas No.1 - Variation du nombre d'aubes de l'impulseur [Z_b]

La première analyse se concentre sur le nombre d'aubes que comporte l'impulseur de la pompe. La configuration du nombre d'aubes fut variée avec 5, 6 et 7 aubes. Tous les autres paramètres donnés à l'étage de la pompe centrifuge multi-étage furent conservés (voir les paramètres dimensionnels du tableau 6.2). Selon la figure 6.5, la hauteur manométrique générée est plus élevée avec un impulseur avec 7 aubes. L'augmentation de la pression avec l'accroissement du nombre d'aubes s'explique en partie due à l'espace disponible dans le canal d'écoulement. En ajoutant des aubes, le canal rapetisse et cette diminution d'aire effective réduit le reflux du fluide (communément appelé vortex). Donc, la pression augmente de façon plus significative et uniforme tout au long du canal d'impulsion. Des résultats comparables ont été obtenus par les chercheurs Liu *et al.* [17] et Gölcü *et al.* [26].

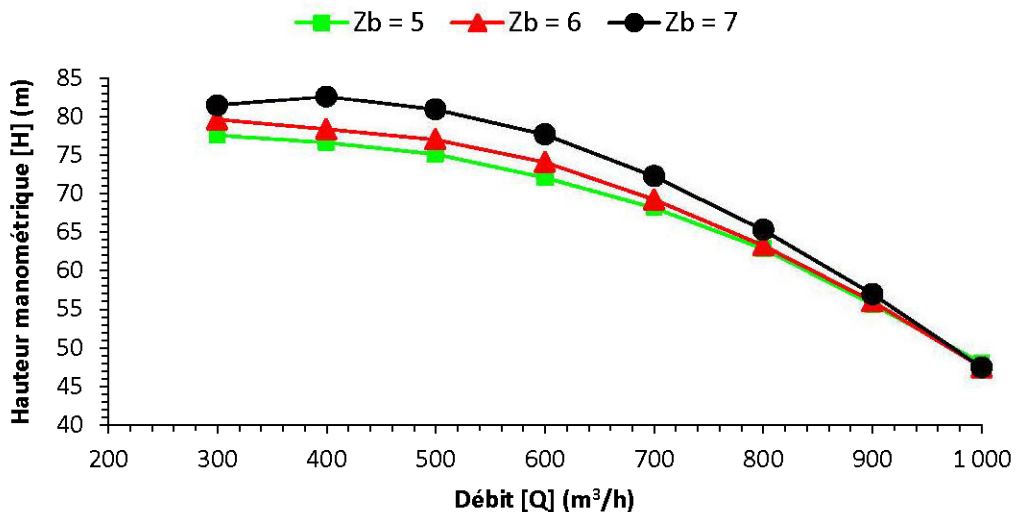


Figure 6.5: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation du nombre d'aubes de l'impulseur [Z_b])

Le graphique à la figure 6.6 qui représente la puissance à l'arbre montre que plus le nombre d'aubes est élevé, plus la puissance à fournir devra être grande. Ce phénomène est dû au poids de l'impulseur. En ayant plus d'aubes, sa masse est plus imposante et ce qui génère un couple plus élevé.

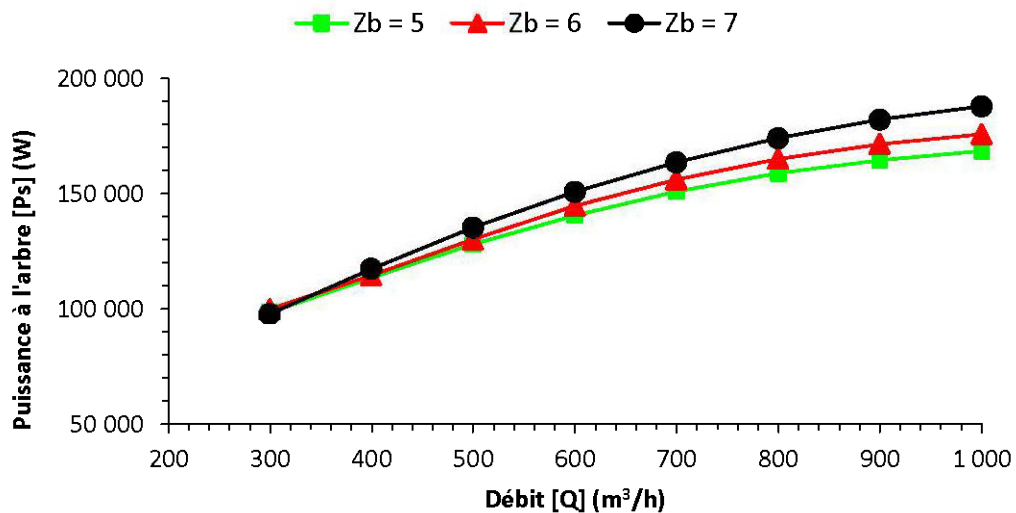


Figure 6.6: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation du nombre d'aubes de l'impulseur [Z_b])

La figure 6.7 représente le rendement global de la pompe qui montre que le débit volumétrique joue un rôle important dans l'efficacité de la pompe. Avec un plus faible débit, un impulseur avec 7 aubes sera plus efficace qu'un impulseur avec 5 aubes. À partir d'un débit plus élevé, en haut de 700 m³/h, la situation inverse se produit.

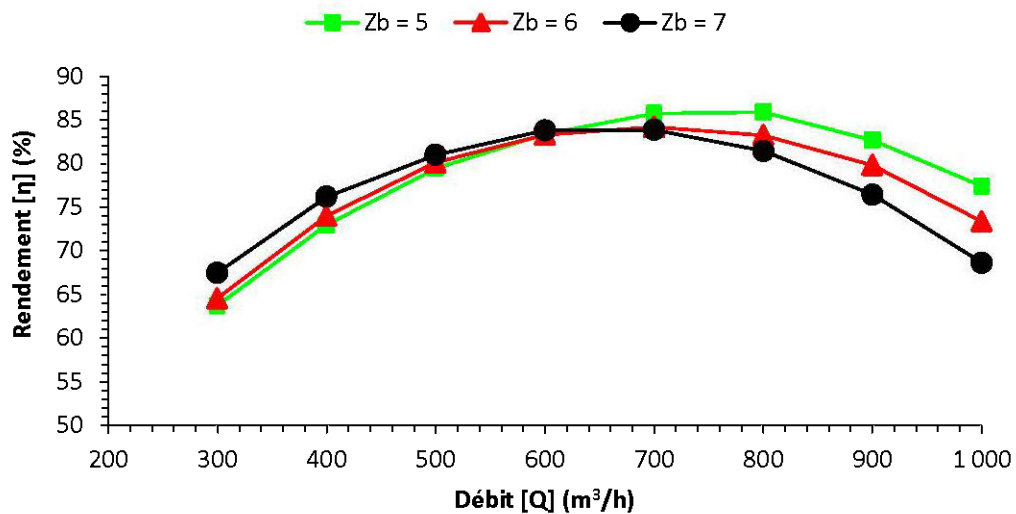


Figure 6.7: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation du nombre d'aubes de l'impulseur [Z_b])

Les figures 6.8 et 6.9 représentent respectivement l'évolution de la pression dans l'étage de la pompe centrifuge et les vecteurs de vitesse dans l'écoulement pour les trois modèles d'impulseur et leur nombre d'aubes associé. À la figure 6.8 et au tableau 6.4, il est démontré que la différence de pression croît en augmentant le nombre d'impulseur. Ce phénomène est appuyé par une diminution de la vitesse dans la pompe, qui est visible à la figure 6.9. Les vitesses moyennes sont de 17,72 m/s, 16,81 m/s et 15,74 m/s pour un nombre d'aubes Z_b à l'impulseur de 5, 6 et 7.

Tableau 6.4: Différence de pression Δp (Pa) [Z_b]

Nombre d'aubes	Différence de pression Δp (Pa)			
	Impulseur	Diffuseur	Aubes de retour	Δp_{total}
5	631 957	107 455	-73 059	666 353
6	631 536	119 480	-74 264	676 752
7	647 303	134 257	-75 296	706 264

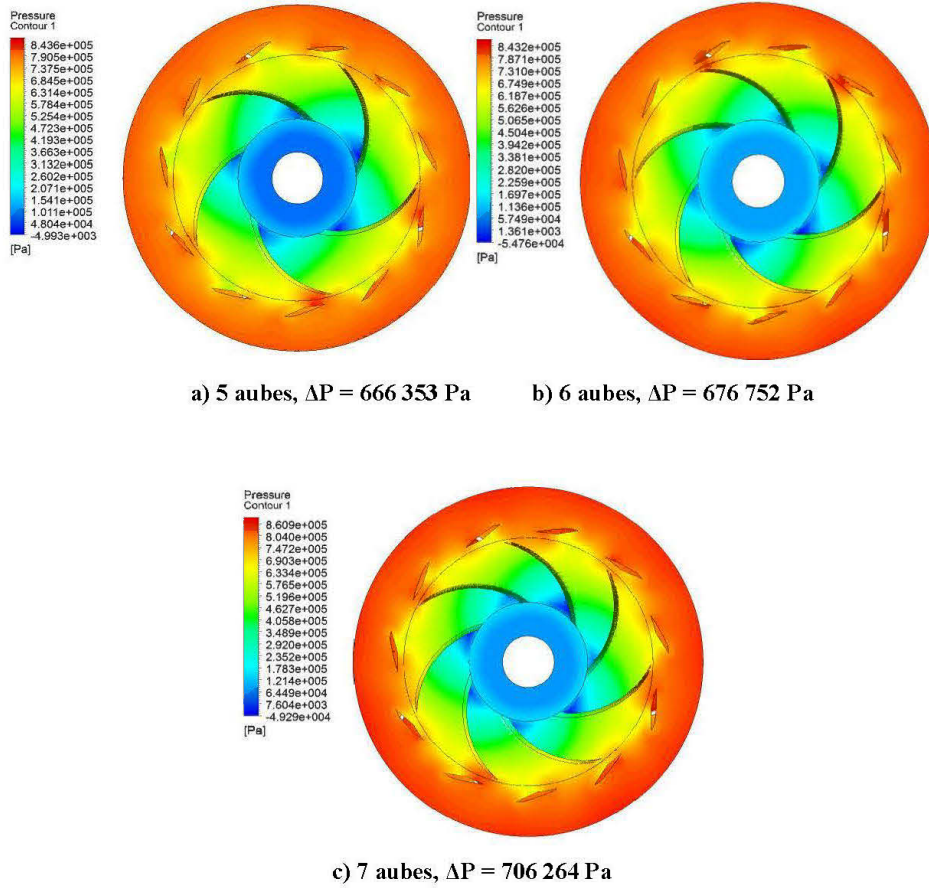
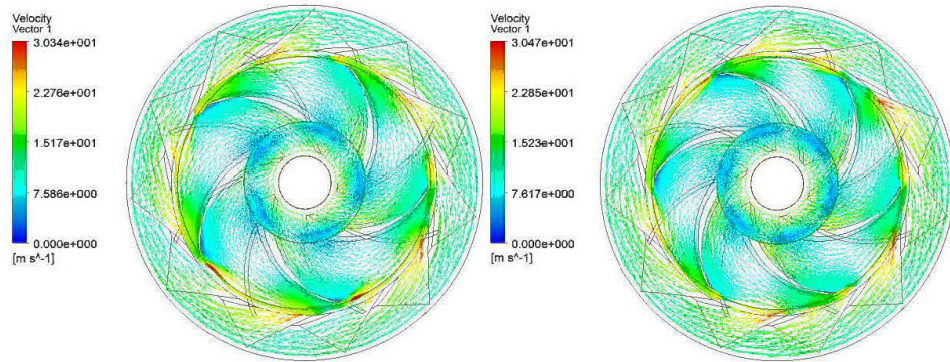
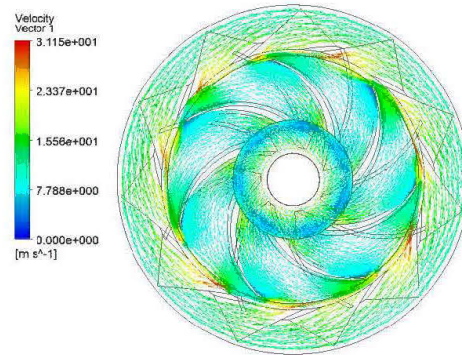


Figure 6.8: Pression statique pour un débit de 700 m³/h [variation du nombre d'aubes Z_b]



a) 5 aubes, $v_{moy} = 17,72$ m/s b) 6 aubes, $v_{moy} = 16,81$ m/s



c) 7 aubes, $v_{moy} = 15,74$ m/s

Figure 6.9: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation du nombre d'aubes Z_b]

6.5.2 Cas No.2 - Variation de l'angle de fuite de l'impulseur [β_{b2}]

Comme l'angle d'attaque β_{b1} est une variable dépendante des calculs de performances initiales de l'impulseur, seul l'angle de fuite β_{b2} a été étudié. L'angle de fuite est un paramètre arbitraire qui diffère d'un fournisseur de pompe à l'autre. L'effet de la variation de l'angle de fuite β_{b2} de l'impulseur a été analysé sur le modèle de référence de la pompe centrifuge multi-étage. En gardant les autres paramètres de l'étage de pompe identiques, les trois angles proposés sont de $22,5^\circ$, 25° et $27,5^\circ$ [22]. Selon les courbes de la hauteur manométrique, à la figure 6.10, les valeurs de pression sont supérieures lorsque l'angle de fuite est de $22,5^\circ$. La différence de pression devient plus significative entre $22,5^\circ$ et $27,5^\circ$ lorsque le débit volumétrique croît. Dans le modèle numérique de Bacharoudis *et al.*[27], les chercheurs ont défini plusieurs angles de fuites: $\beta_{b2} = 20^\circ$, 30° et 50° . Selon leurs résultats, la variation entre 20° et 50° donne 6 % de plus à la hauteur manométrique, mais réduit de 4,5 % la performance. Évidemment, ces résultats d'optimisation d'angles sont sujets à discussion puisque chaque étude ne comporte pas les mêmes caractéristiques hydrauliques et objectifs voulus: la référence mentionnée procède à des essais à faible débit et la valeur de l'angle d'attaque β_{b1} diffère du cas étudié dans ce rapport. Dans le cas présenté, les résultats sont simulés à très grand débit. Les valeurs de l'angle de fuite β_{b2} et du débit volumétrique Q influencent le facteur de glissement μ_s , le rendement volumétrique η_h et la hauteur manométrique idéale H_i .

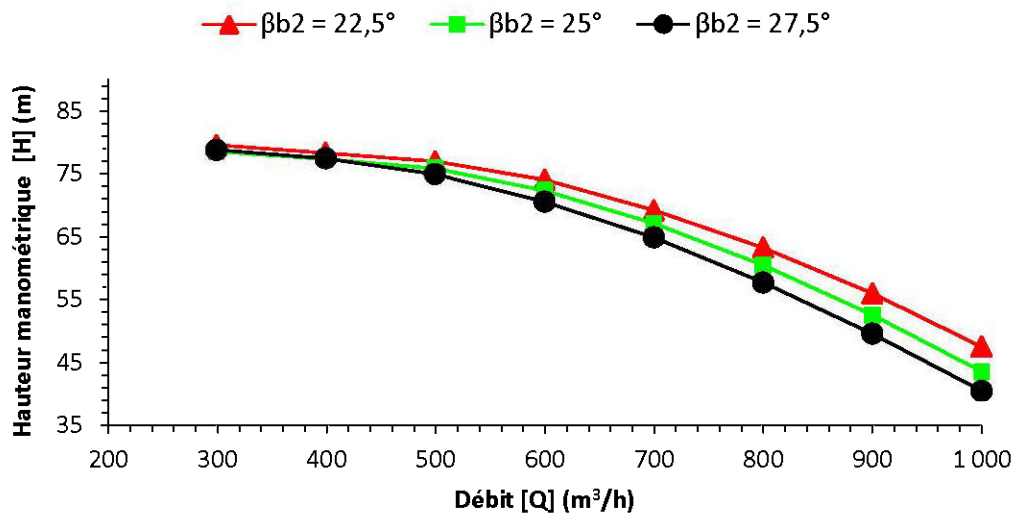


Figure 6.10: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation de l'angle de fuite [β_{b2}])

Selon le graphique de la figure 6.11, le choix des angles ne présente pas de différence significative sur la puissance à l'arbre. Il est probable que l'écart aurait été supérieur si la marge des valeurs des angles de fuites β_{b2} avait été plus prononcée.

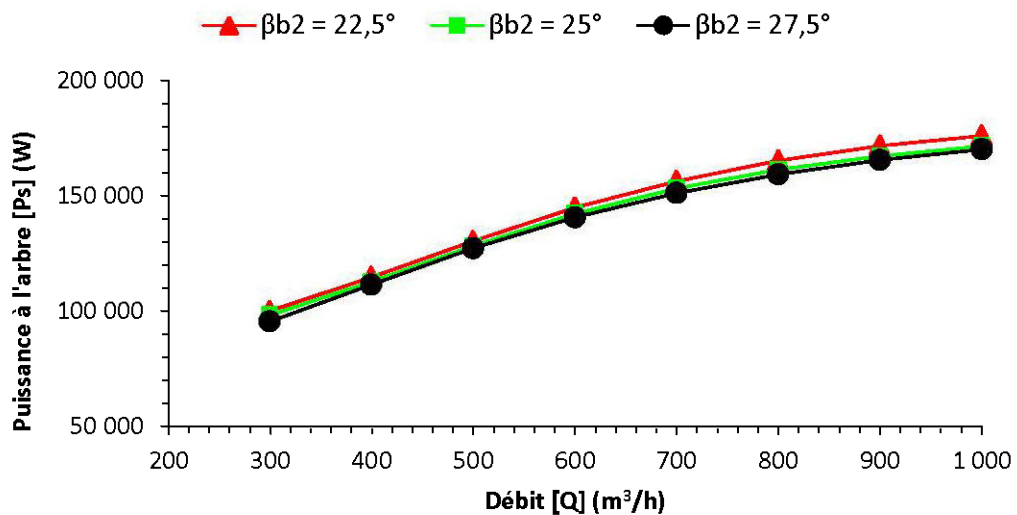


Figure 6.11: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation de l'angle de fuite [β_{b2}])

Comme vue à la figure 6.12, l'accroissement de l'angle de fuite de l'impulseur influence le rendement de la pompe, surtout lorsque le débit est élevé. Pour un débit de 1000 m³/h, le rendement est de 73 % avec un angle de fuite de 22,5° et de 65 % avec un angle de fuite de 27,5°. Cela représente une différence de 11 % sur le rendement global.

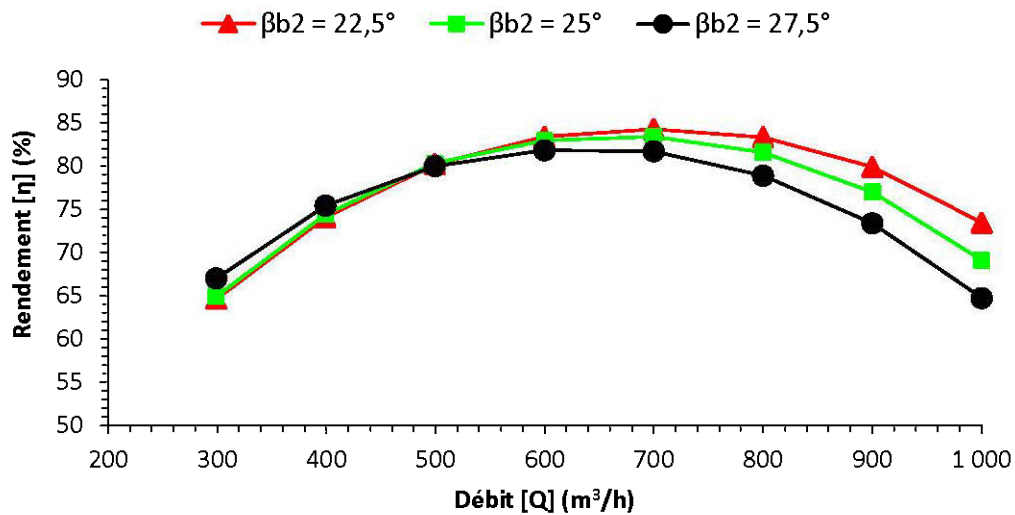


Figure 6.12: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation de l'angle de fuite [β_{b2}])

Le tableau 6.5 présente le différentiel de pression dans les composantes de la pompe. Le gain de pression statique diminue dans l'impulseur lorsque la valeur de l'angle de fuite est plus grande. La distribution de la pression est visible à la figure 6.13 et les vitesses moyennes associées, à chaque cas, à la figure 6.14. Les vitesses moyennes sont de 16,81 m/s, 17,19 m/s et 17,47 m/s pour, respectivement, un angle de fuite β_{b2} de 22,5°, 25° et 27,5°. Cette augmentation de la valeur moyenne de vitesse est conséquente à la diminution de la pression statique générée par l'impulseur.

Tableau 6.5: Différence de pression Δp (Pa) [β_{b2}]

Angle de fuite (°)	Différence de pression Δp (Pa)			
	Impulseur	Diffuseur	Aubes de retour	Δp_{total}
22,5	631 536	119 480	-74 264	676 752
25	615 564	115 500	-74 605	656 459
27,5	596 010	113 058	-74 347	634 721

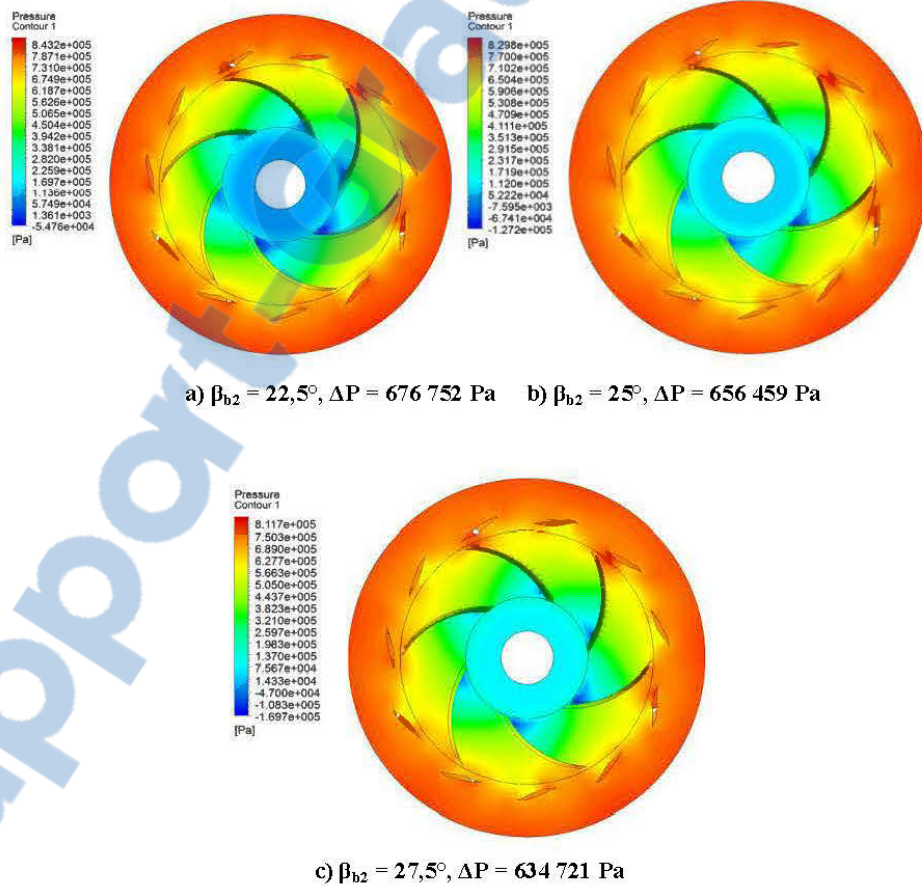


Figure 6.13: Pression statique pour un débit de $700\text{ m}^3/\text{h}$ [variation de l'angle de fuite β_{b2}]

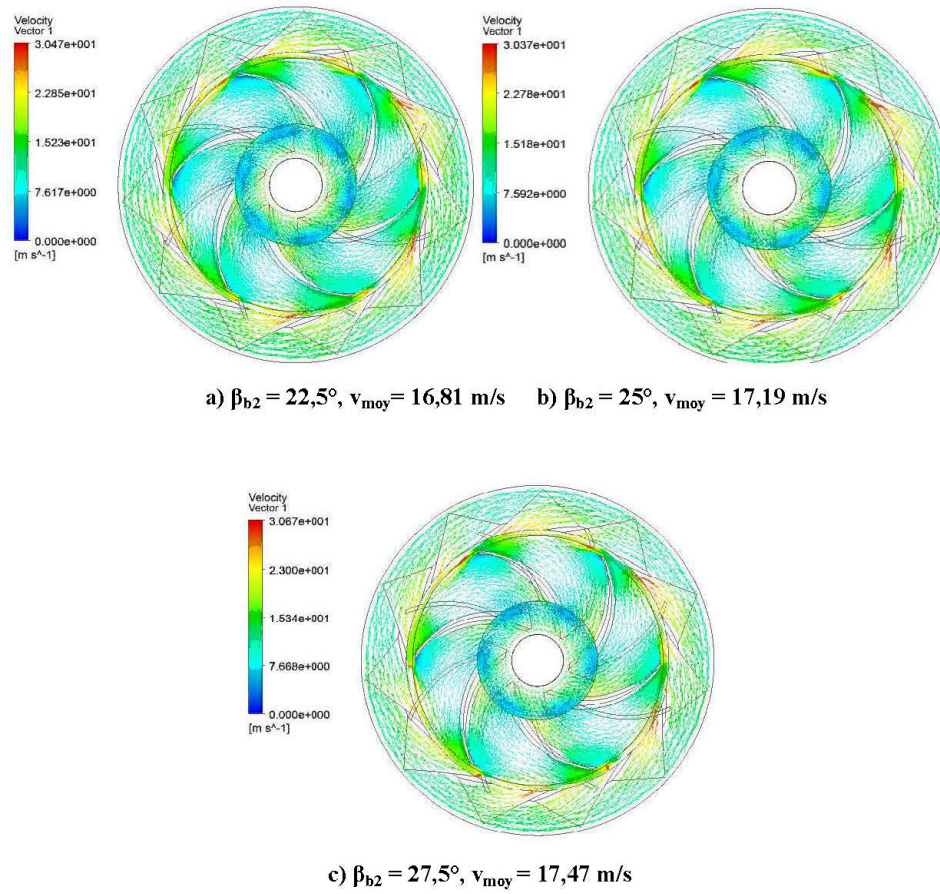


Figure 6.14: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation de l'angle de fuite β_{b2}]

6.5.3 Cas No.3 - Variation du canal de sortie de l'impulseur [b₂]

Dans le prochain cas, l'influence de la hauteur du canal de sortie de l'impulseur b₂ a été vérifiée avec trois valeurs imposées: 31,75 mm [1-1/4 po], 41,98 mm [1-5/8 po] et 50,8 mm [2 po]. Il faut mentionner qu'en modifiant la hauteur du canal à la sortie de l'impulseur b₂, la hauteur du canal à l'entrée du diffuseur b₃ doit avoir au minimum la même hauteur que le canal de l'impulseur. Excepté cette considération, tous les autres paramètres géométriques furent gardés identiques au modèle de référence. La hauteur manométrique générée par chacun des modèles pour le cas étudié est présentée à la figure 6.15. En observant les courbes, il est possible d'affirmer que plus la hauteur du canal b₂ possède une grande dimension, plus il aura une augmentation de pression dans la pompe. En considérant le débit fixe, ce phénomène s'explique par la diminution de la vitesse méridionale à la sortie de l'impulseur ($V_{m2} = Q/A_2$) lorsque le passage du canal augmente. Cette diminution de vitesse entraîne une augmentation de la pression statique à la sortie de l'impulseur.

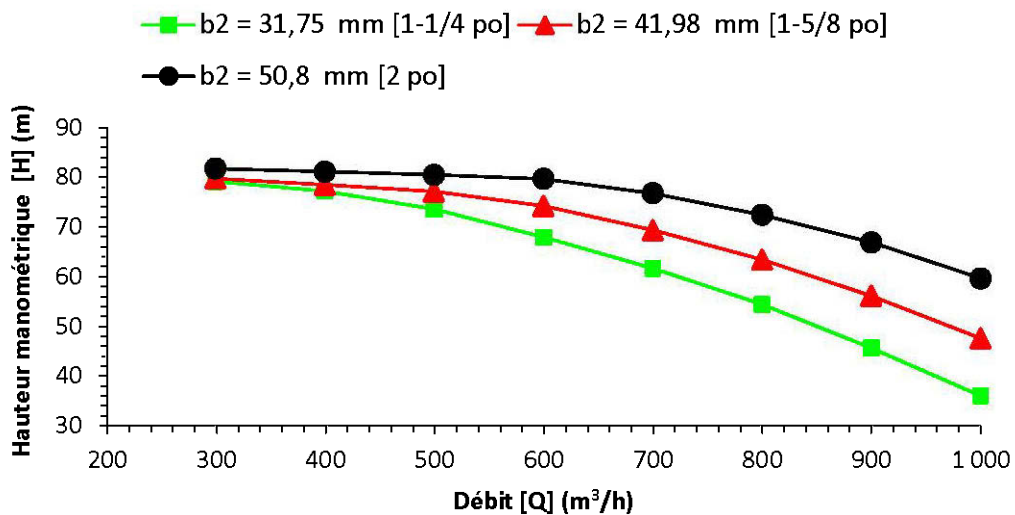


Figure 6.15: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation de la hauteur du canal de sortie de l'impulseur [b₂])

Selon l'observation faite à la figure 6.16, la puissance requise à l'arbre est proportionnelle à la hauteur du canal de sortie de l'impulseur. En augmentant le passage entre les aubes, le volume massique qui circule est plus grand et augmente ainsi la force centrifuge. L'accroissement de la force centrifuge induit un moment plus élevé à combattre, donc une puissance plus élevée que doit fournir le moteur.

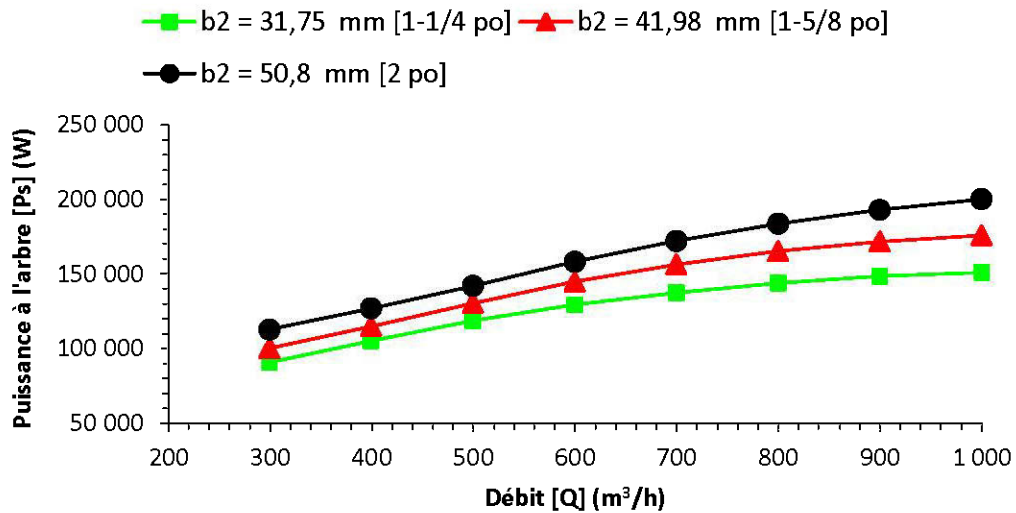


Figure 6.16: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation de la hauteur du canal de sortie de l'impulseur [b_2])

Vue à la figure 6.17, le rendement global des trois modèles donne des informations pertinentes sur la performance d'une pompe centrifuge multi-étage à grand débit. De 300 m³/h à 700 m³/h (jusqu'au point de convergence des modèles), la performance de la pompe est plus favorable avec un impulseur ayant un plus petit canal, puisque la puissance à l'arbre générée est dépendante du volume d'eau qui passent à travers la composante en rotation. Cependant, à partir de 700 m³/h, la perte de pression devient très significative pour un canal plus étroit et il devient plus intéressant de concevoir un impulseur avec un canal plus large, en acceptant une plus grande puissance demandée au moteur, mais qui donnera au final un meilleur rendement global de la pompe.

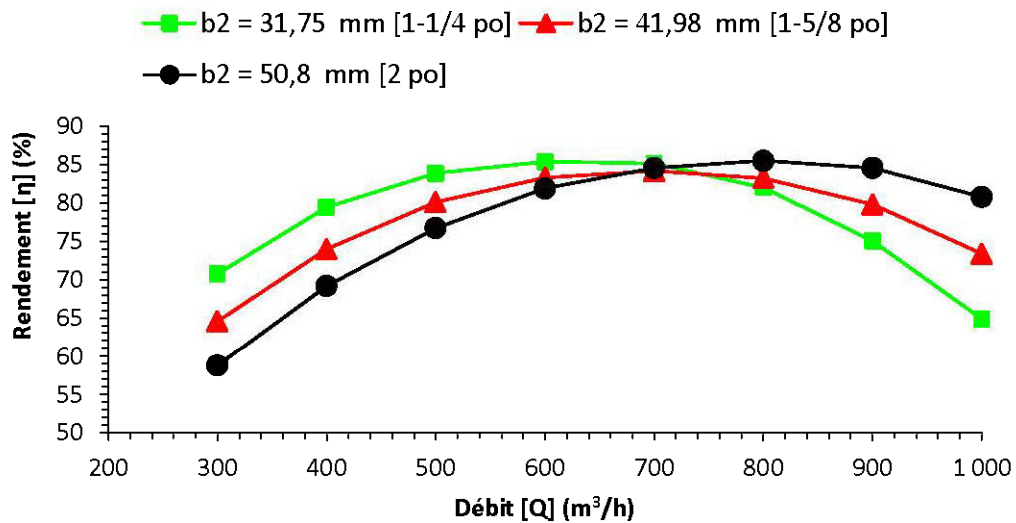
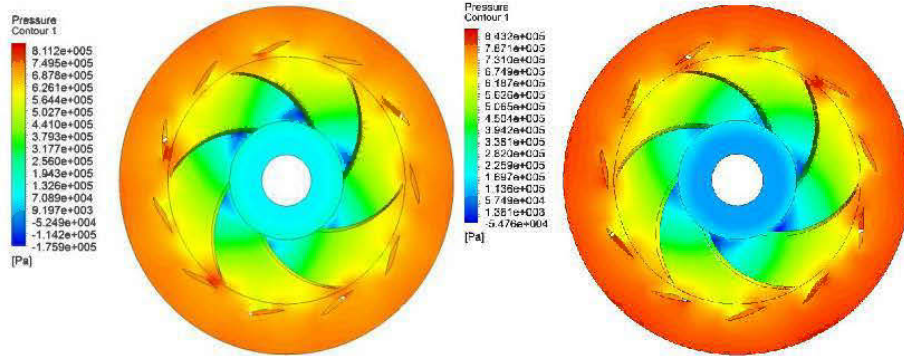


Figure 6.17: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m^3/h) (variation de la hauteur du canal de sortie de l'impulseur [b_2])

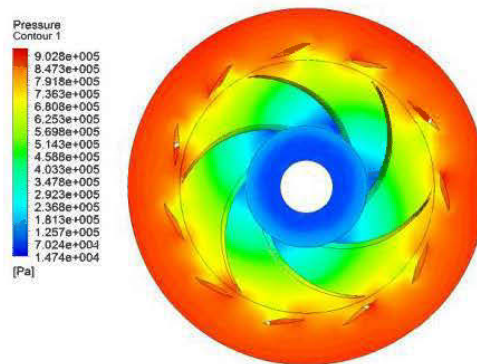
Le tableau 6.6 montre le différentiel de pression entre chaque composante de la pompe. Dans la figure 6.18, la pression augmente dans l'étage de pompe au fur à mesure que la hauteur du canal de sortie croît. De ce fait, la vitesse diminue progressivement dans la pompe comme vue à la figure 6.19. Les vitesses moyennes sont de 17,22 m/s, 16,81 m/s et 15,71 m/s pour, respectivement, une hauteur du canal de sortie de l'impulseur b_2 de 31,75 mm, 41,98 mm et 50,8 mm.

Tableau 6.6: Différence de pression Δp (Pa) [b_2]

Hauteur du canal (mm)	Différence de pression Δp (Pa)			
	Impulseur	Diffuseur	Aubes de retour	Δp_{total}
31,75	574 849	98 063	-71 039	601 874
41,98	631 536	119 480	-74 264	676 752
50,80	682 690	136 546	-70 367	748 869

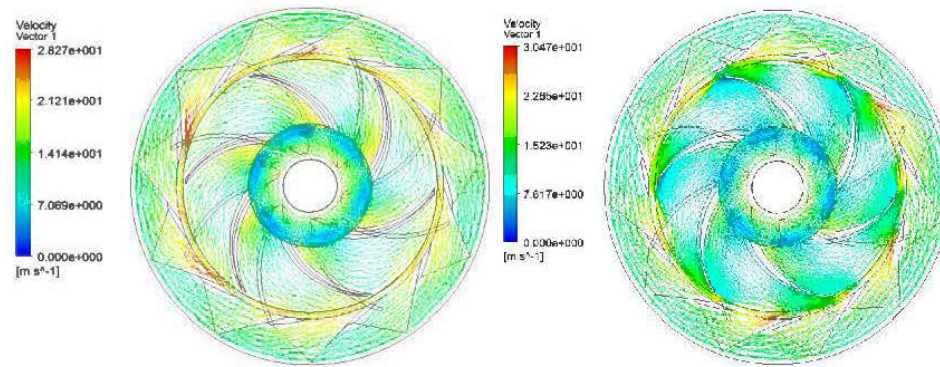


a) $b_2 = 31,75 \text{ mm}$, $\Delta P = 601\,874 \text{ Pa}$ b) $b_2 = 41,98 \text{ mm}$, $\Delta P = 667\,991 \text{ Pa}$

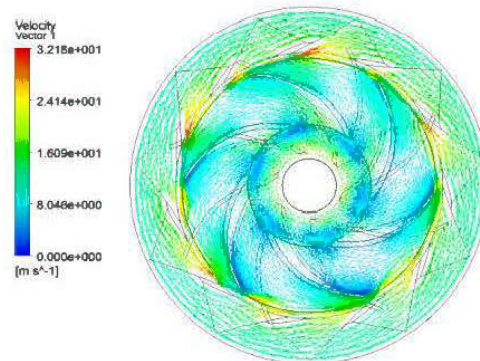


c) $b_2 = 50,8 \text{ mm}$, $\Delta P = 748\,869 \text{ Pa}$

Figure 6.18: Pression statique pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation de la hauteur du canal de sortie b_2]



a) $b_2 = 31,75 \text{ mm}$, $v_{\text{moy}} = 17,22 \text{ m/s}$ b) $b_2 = 41,98 \text{ mm}$, $v_{\text{moy}} = 16,81 \text{ m/s}$



c) $b_2 = 50,8 \text{ mm}$, $v_{\text{moy}} = 15,71 \text{ m/s}$

Figure 6.19: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation de la hauteur du canal de sortie b_2]

6.5.4 Cas No.4 - Variation de l'épaisseur des aubes de l'impulseur [e]

Dans ce cas de simulation, la modification de l'épaisseur e des aubes de l'impulseur a été attribuée de la façon suivante: 4,76 mm [3/16 po], 7,94 mm [5/16 po] et 11,11 mm [7/16 po]. La différence entre les épaisseurs étudiées aurait pu être plus grande, mais n'aurait pas été réaliste. Imposer une épaisseur de 25,4 mm [1 po] n'aurait pas été adéquat pour les dimensions de l'impulseur étudié. En gardant les autres paramètres de l'étage de pompe identiques, l'influence de l'épaisseur des aubes de l'impulseur s'interprète dans les prochains paragraphes. Dans le graphique de la figure 6.20, la hauteur manométrique entre les différentes épaisseurs est peu visible. À un débit de 300 m³/h, la hauteur manométrique est de 80,2 m d'eau pour une épaisseur de 4,76 mm et 79,6 m d'eau pour une épaisseur de 11,11 mm. À un débit de 1000 m³/h, la hauteur manométrique est de 48 m d'eau pour une épaisseur de 4,76 mm et 47,5 m d'eau pour une épaisseur de 11,11 mm.

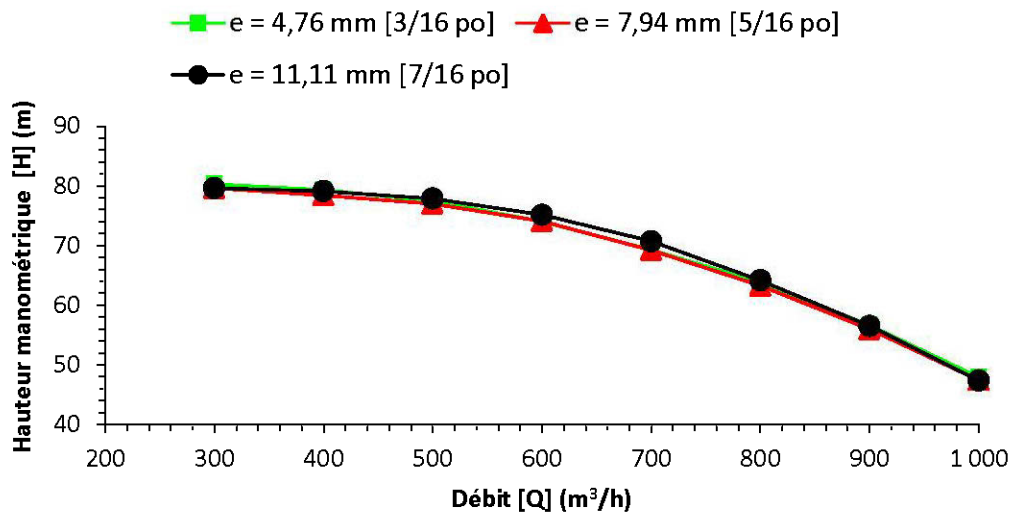


Figure 6.20: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation de l'épaisseur des aubes de l'impulseur [e])

Présentée à la figure 6.21, la puissance à l'arbre est légèrement plus élevée pour une épaisseur de 11,11 mm qu'une épaisseur de 4,96 mm: 180 273 W et 173 354 W, respectivement à 1000 m³/h. Cet écart est explicable par le fait qu'en augmentant l'épaisseur des aubes, le poids de l'impulseur augmente et l'arbre doit produire un couple plus élevé afin d'entraîner la composante en rotation.

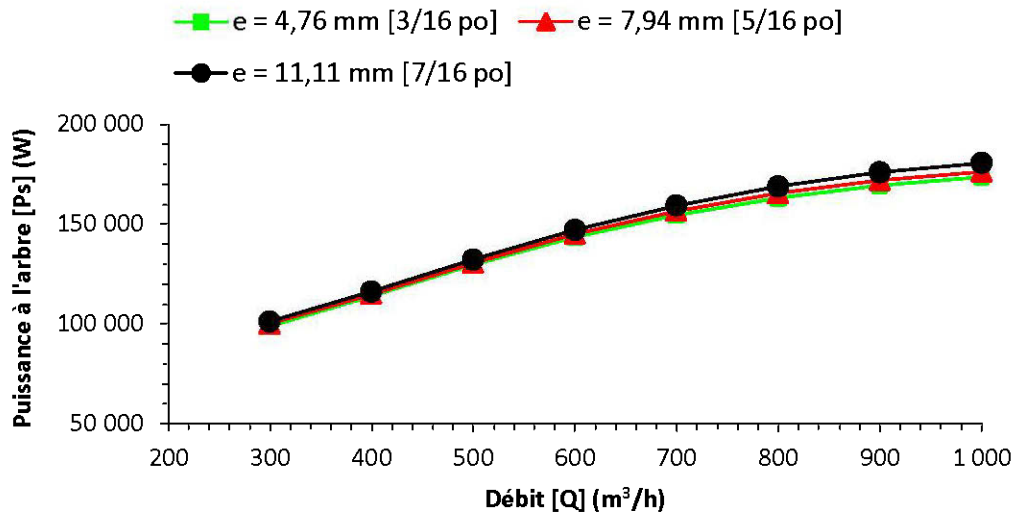


Figure 6.21: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation de l'épaisseur des aubes de l'impulseur [e])

Exposé à la figure 6.22, le rendement pour une épaisseur de 11,11 mm est légèrement en dessous des autres courbes à cause d'une puissance à l'arbre plus élevée.

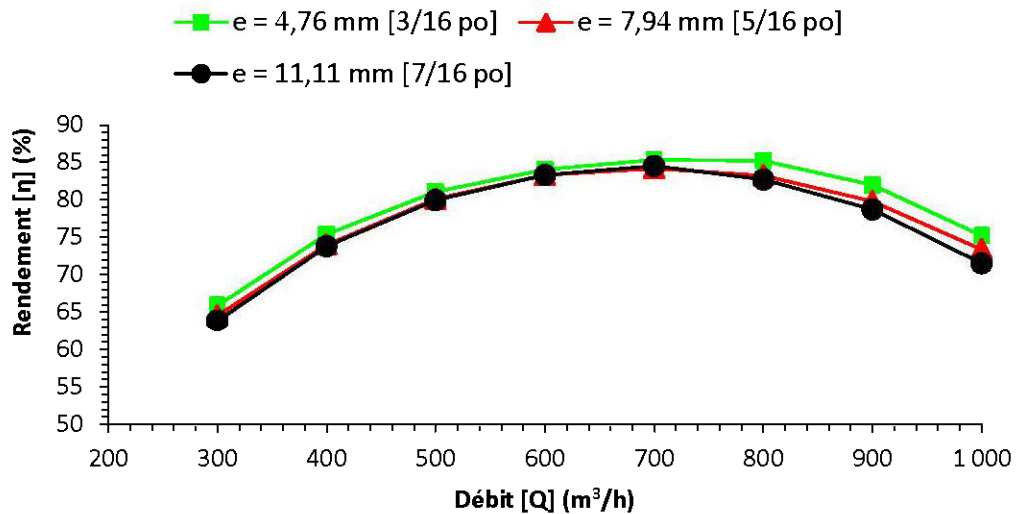
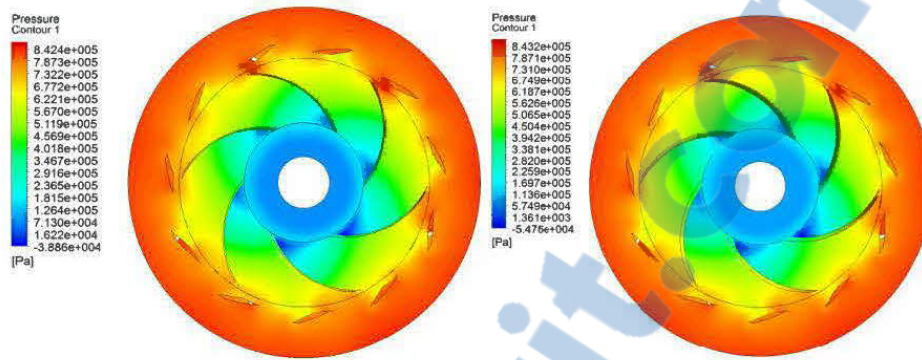


Figure 6.22: Rendement $[\eta]$ (%) en fonction du débit $[Q]$ (m^3/h) (variation de l'épaisseur des aubes de l'impulseur $[e]$)

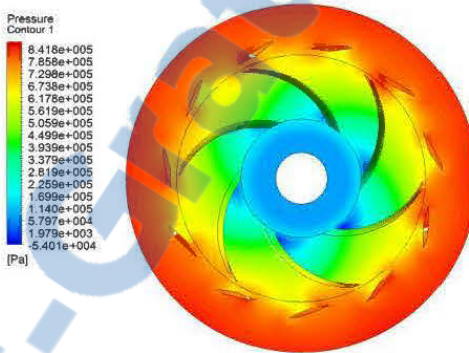
Le tableau 6.7 montre les différences de pression entre les composantes qui forment un étage de la pompe centrifuge multi-étage. Les figures 6.23 et 6.24 présentent, en ordre, les contours de pression et les vecteurs de vitesse en fonction de l'épaisseur des aubes à un débit d'opération de $700 \text{ m}^3/\text{h}$. Les vitesses moyennes sont, respectivement, de $6,95 \text{ m/s}$, $16,81 \text{ m/s}$ et $16,4 \text{ m/s}$ pour une épaisseur d'aube de $4,76 \text{ mm}$, $7,94 \text{ mm}$ et $11,11 \text{ mm}$.

Tableau 6.7: Différence de pression Δp (Pa) $[e]$

Épaisseur des aubes (mm)	Différence de pression Δp (Pa)			
	Impulseur	Diffuseur	Aubes de retour	Δp_{total}
4,76	633 615	117 649	-74 000	677 265
7,94	631 536	119 480	-74 264	676 752
11,11	639 542	125 296	-73 539	691 299

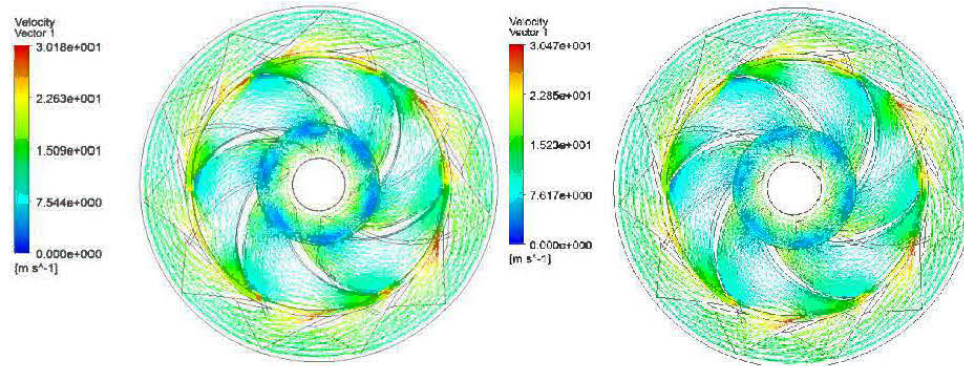


a) $e = 4,76 \text{ mm}$, $\Delta P = 677\,265 \text{ Pa}$ b) $e = 7,94 \text{ mm}$, $\Delta P = 676\,752 \text{ Pa}$

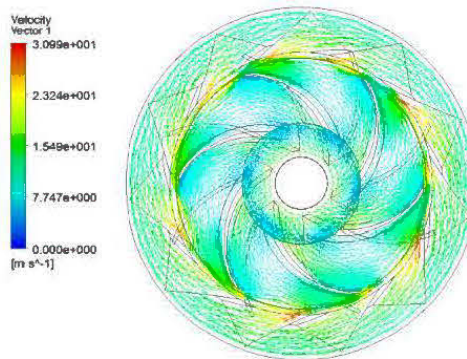


c) $e = 11,11 \text{ mm}$, $\Delta P = 691\,299 \text{ Pa}$

Figure 6.23: Pression statique pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation de l'épaisseur des aubes e]



a) $e = 4,76 \text{ mm}$, $v_{\text{moy}} = 16,95 \text{ m/s}$ b) $e = 7,94 \text{ mm}$, $v_{\text{moy}} = 16,81 \text{ m/s}$



c) $e = 11,11 \text{ mm}$, $v_{\text{moy}} = 16,43 \text{ m/s}$

Figure 6.24: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation de l'épaisseur des aubes e]

6.5.5 Cas No.5 - Variation du nombre d'aubes du diffuseur [Z_{Le}]

Pour comprendre l'effet des aubes dans le diffuseur, des modèles furent construits avec un nombre d'aubes de diffuseur qui varie respectivement de 9, 10 et 11, tout en gardant les autres paramètres de conception identiques. Dans la figure 6.25, la hauteur manométrique produite en fonction du débit volumétrique varie peu en fonction du nombre d'aubes dans le diffuseur.

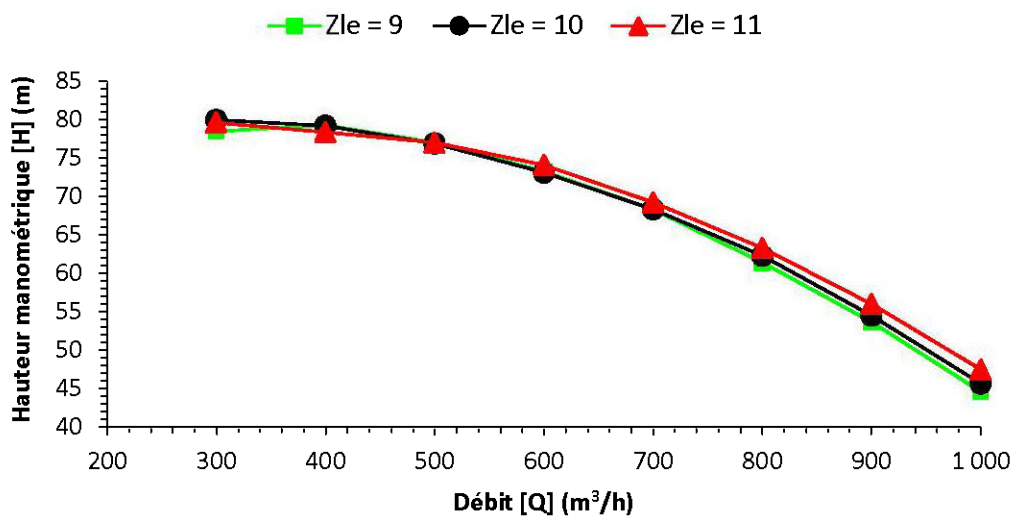


Figure 6.25: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation du nombre d'aubes du diffuseur [Z_{Le}])

À la figure 6.26, représentant la puissance à l'arbre, la puissance est supérieure pour un diffuseur ayant 9 aubes. En augmentant l'aire occupée par les aubes, les passages du fluide deviennent plus étroits et apportent une meilleure direction de conduite. De ce fait, le retour du fluide vers l'impulseur est moins fréquent et, ainsi, diminue le volume massique à la sortie de l'impulseur que doit combattre ce dernier par sa rotation.

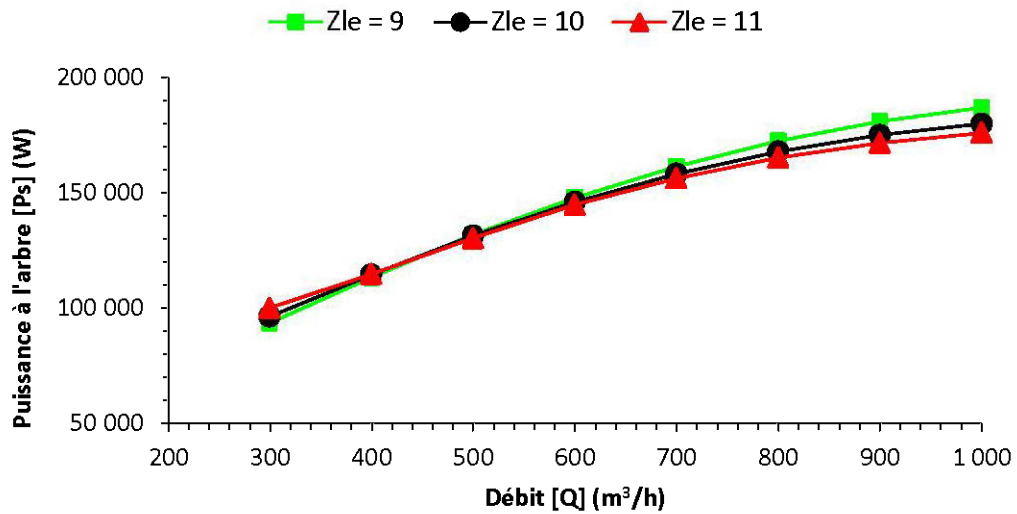


Figure 6.26: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation du nombre d'aubes du diffuseur [Z_{Le}])

La figure 6.27 présente le rendement de l'étage de pompe. Le cas avec 11 aubes possède une hauteur manométrique supérieure tout en demandant une puissance à l'arbre plus faible ce qui apporte un rendement avantageux pour ce cas à grand débit. Pour un débit de 1000 m³/h, le rendement est de 65 % pour un diffuseur à 9 aubes et dans le cas d'un diffuseur à 11 aubes, ce rendement a une valeur de 73 %.

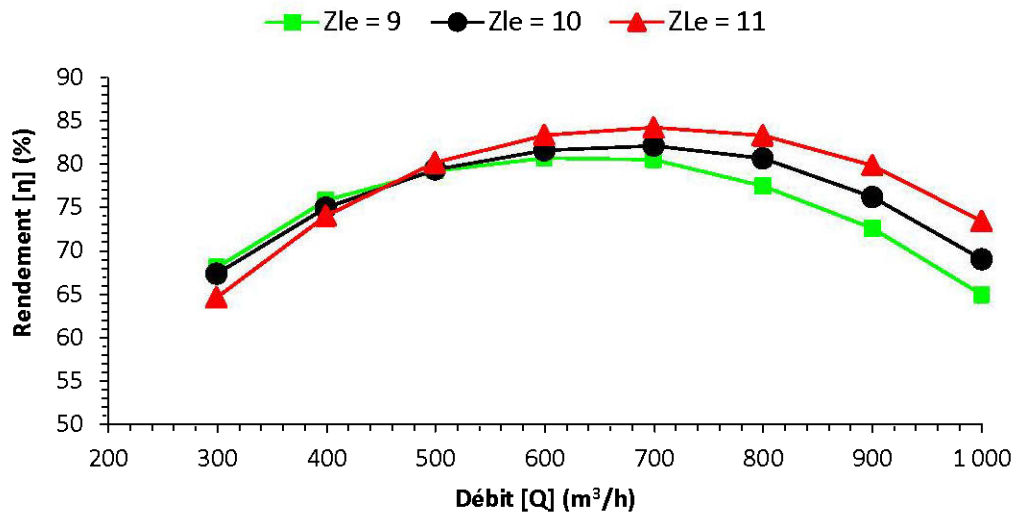
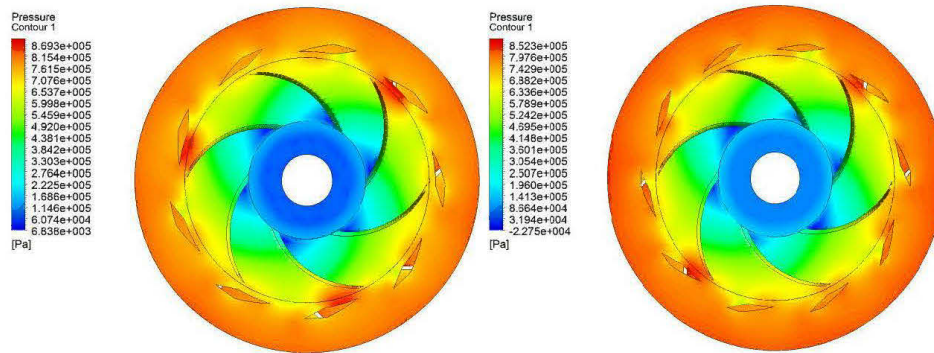


Figure 6.27: Rendement $[\eta]$ (%) en fonction du débit $[Q]$ (m^3/h) (variation du nombre d'aubes du diffuseur $[Z_{Le}]$)

Les figures 6.28 et 6.29 présentent successivement la pression statique et la vitesse d'écoulement pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ dans les modèles suggérés. Les moyennes des vecteurs de vitesses sont, respectivement, de $16,19 \text{ m/s}$, $15,38 \text{ m/s}$ et $14,72 \text{ m/s}$ pour un diffuseur avec 9, 10 et 11 aubes. Le tableau 6.8 indique le différentiel de pression entre les composantes de la pompe.

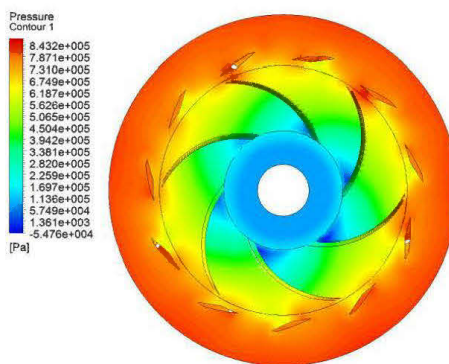
Tableau 6.8: Différence de pression Δp (Pa) $[Z_{Le}]$

Nombre d'aubes	Différence de pression Δp (Pa)				Δp_{total}
	diffuseur	Impulseur	Diffuseur	Aubes de retour	
9		649 275	97 114	-78 487	667 902
10		636 433	108 425	-76 866	667 991
11		631 536	119 480	-74 264	676 752



a) 9 aubes, $\Delta P = 667\,902$ Pa

b) 10 aubes, $\Delta P = 667\,991$ Pa



c) 11 aubes, $\Delta P = 676\,752$ Pa

Figure 6.28: Pression statique pour un débit de $700\text{ m}^3/\text{h}$ [variation du nombre d'aubes du diffuseur Z_{Le}]

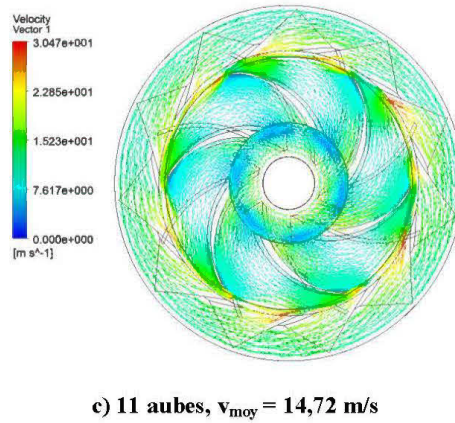
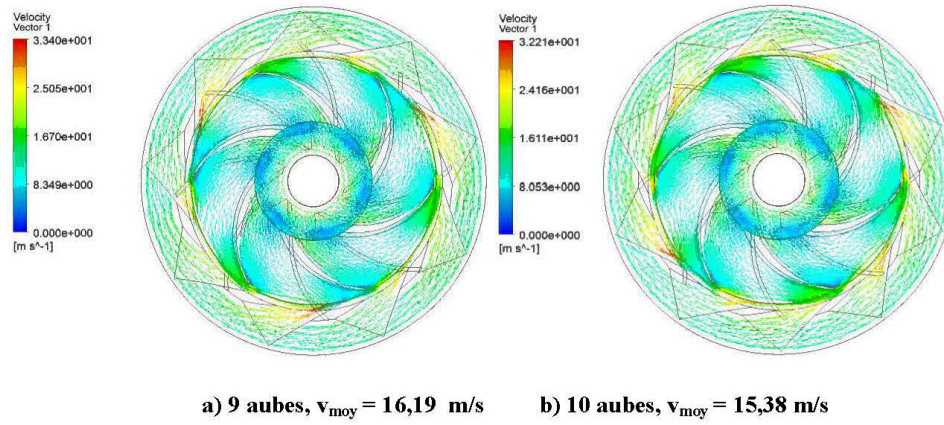


Figure 6.29: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation du nombre d'aubes du diffuseur Z_{Le}]

6.5.6 Cas No.6 - Variation du nombre d'aubes de retour [Z_R]

L'impact du nombre d'aubes de retour Z_R attribuées au diffuseur sur la performance de la pompe a été étudié en retenant trois modèles. Les modèles sont composés de 7, 8 et 9 aubes de retour, tout en gardant les autres dimensions de l'étage de pompe identiques. La hauteur manométrique de l'étude est présentée dans la figure 6.30. Il est possible de remarquer que plus le nombre d'aubes de retour est élevé qu'il y a une légère variation de la pression générée. Cependant, un nombre trop élevé d'aubes de retour provoquerait une trop grande restriction sur le fluide dans le passage et un nombre trop faible provoquait une grande recirculation du fluide et, de ce fait, une diminution de la hauteur manométrique. Comme mentionné le plus haut, le nombre d'aubes influence la circulation du fluide et les pertes de charge engendrées par les aubes.

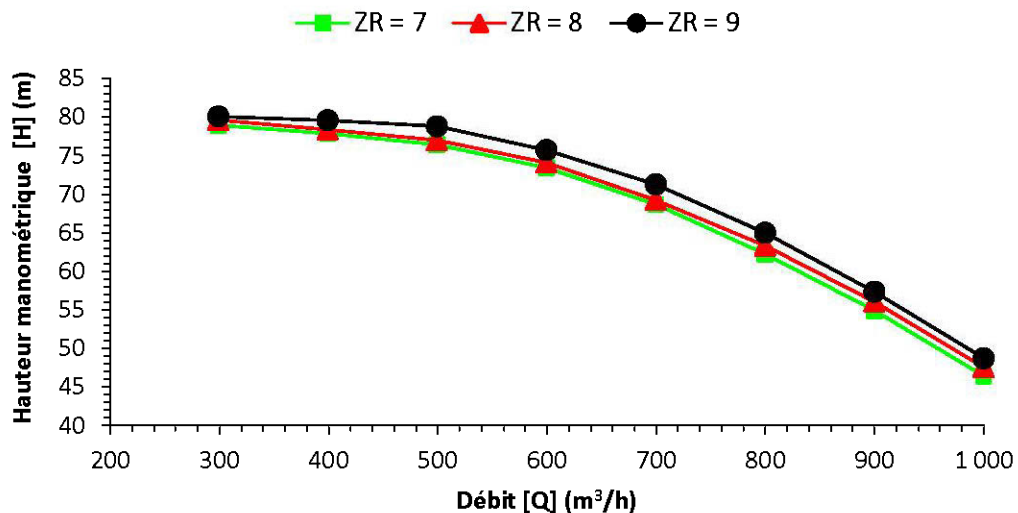


Figure 6.30: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation du nombre d'aubes de retour [Z_R])

Selon le graphique 6.31, il est possible d'affirmer que le nombre d'aubes de retour n'influence pas la puissance à l'arbre.

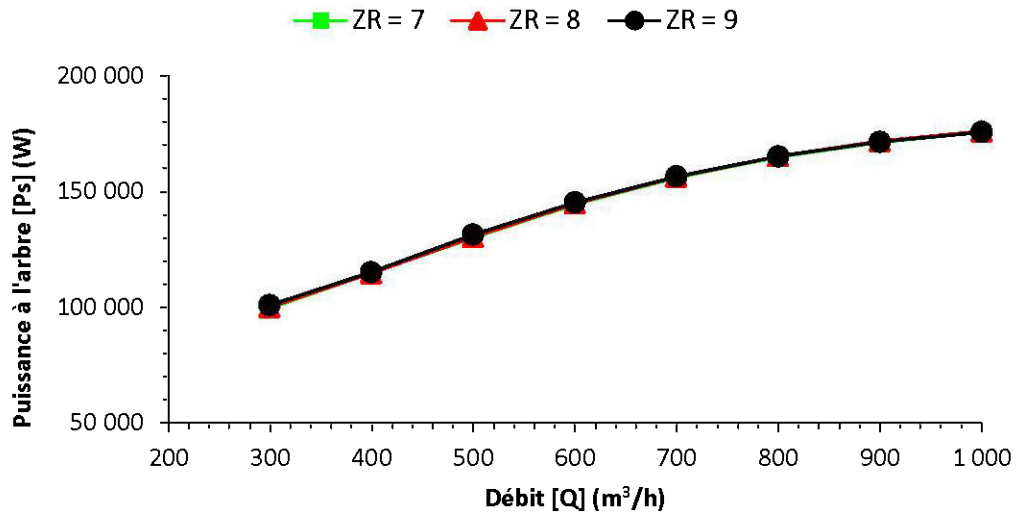


Figure 6.31: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation du nombre d'aubes de retour [Z_R])

Le rendement de la pompe est présenté à la figure 6.32. Puisque la variation de la puissance à l'arbre est plus que négligeable, le rendement de la pompe sera directement proportionnel à la hauteur manométrique du modèle.

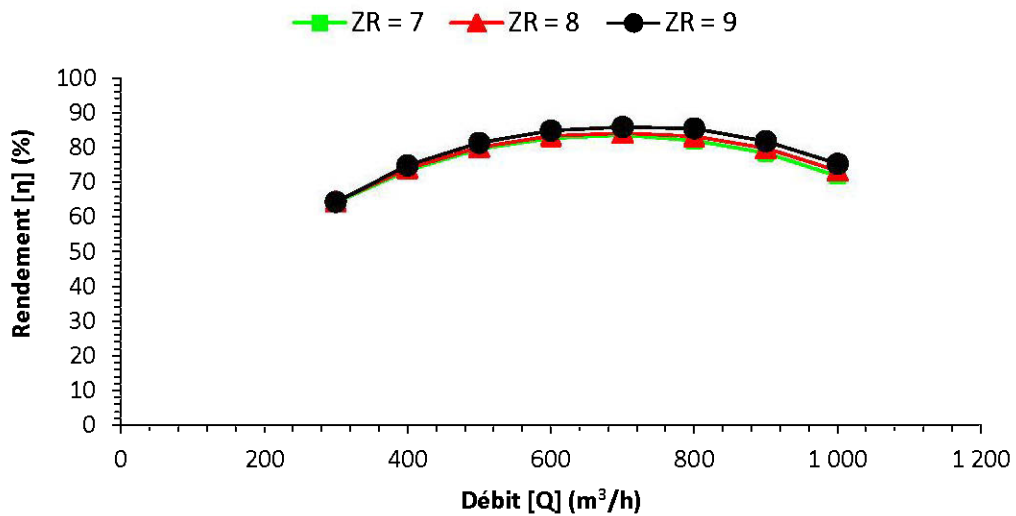
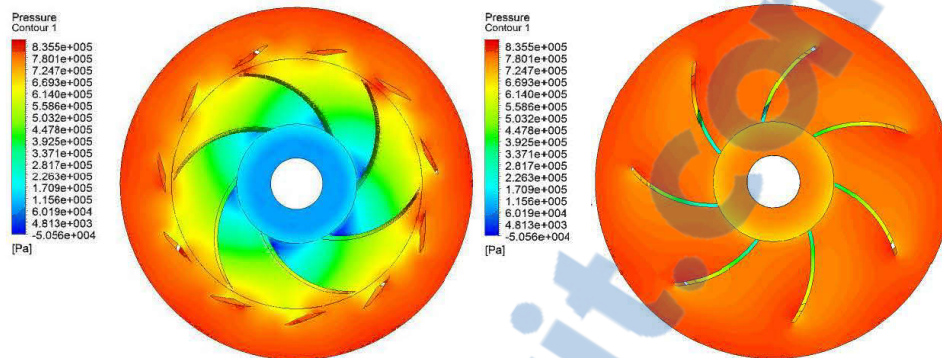


Figure 6.32: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation du nombre d'aubes de retour [Z_R])

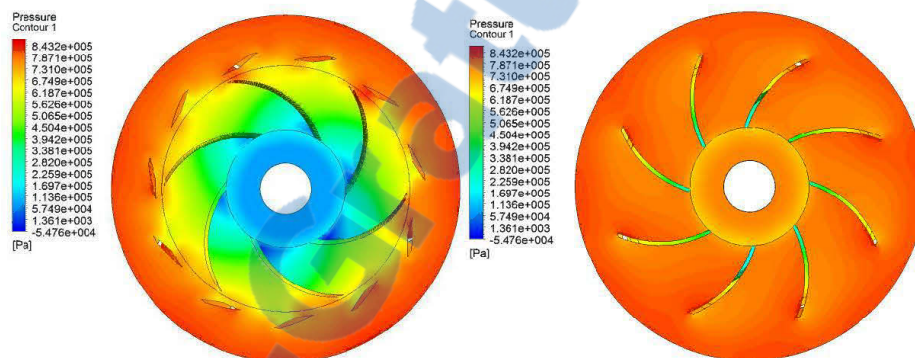
Les différences de pression pour l'impulseur, le diffuseur et les aubes de retour sont montrées au tableau 6.9. Dans ce tableau, l'influence des aubes de retours sur les pertes de pression est visible. Les figures 6.33 et 6.34 illustrent les pressions exercées et le mouvement des vecteurs de vitesses dans la pompe. Les vitesses moyennes sont de 16,81 m/s, 16,81 m/s et 16,22 m/s pour, respectivement, un nombre d'aubes de retour Z_R de 7, 8 et 9.

Tableau 6.9: Différence de pression Δp (Pa) [Z_R]

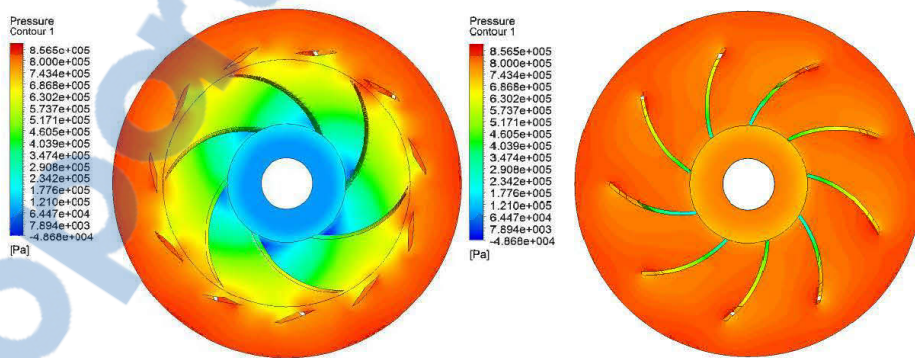
Nombre d'aubes de retour	Différence de pression Δp (Pa)			
	Impulseur	Diffuseur	Aubes de retour	Δp_{total}
7	632 986	114 937	-76 673	671 250
8	631 536	119 480	-74 264	676 752
9	639 055	124 880	-67 409	696 526



a) 7 aubes de retour, $\Delta P = 671\ 250$ Pa

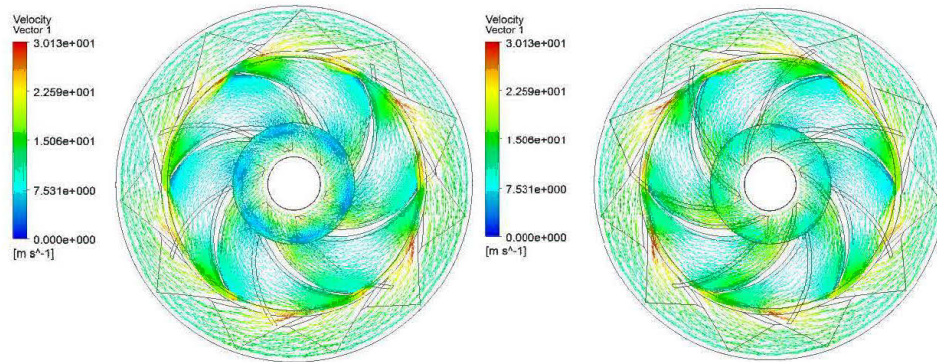


b) 8 aubes de retour, $\Delta P = 676\ 752$ Pa

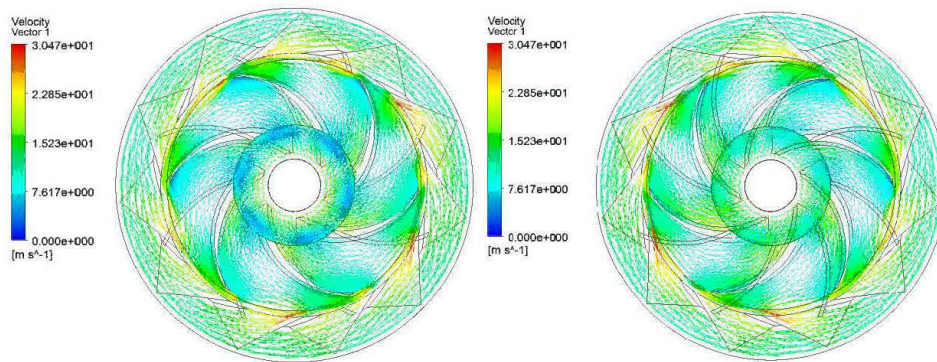


c) 9 aubes de retour, $\Delta P = 696\ 526$ Pa

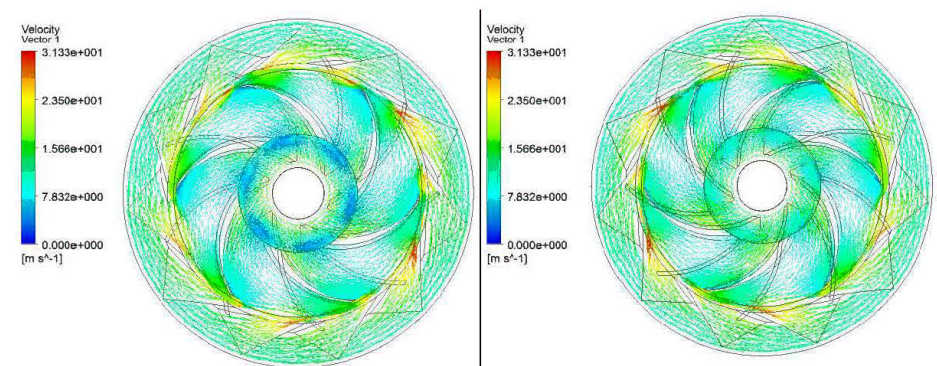
Figure 6.33: Pression statique pour un débit de $700\ \text{m}^3/\text{h}$ [variation du nombre d'aubes de retour Z_R]



a) 7 aubes de retour, $v_{\text{moy}} = 16,81$ m/s



b) 8 aubes de retour, $v_{\text{moy}} = 16,81$ m/s



c) 9 aubes de retour, $v_{\text{moy}} = 16,22$ m/s

Figure 6.34: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation du nombre d'aubes du diffuseur Z_R]

6.5.7 Cas No.7 - Variation de l'épaisseur des aubes de retour [e_5]

Le cas présenté évalue l'influence de l'épaisseur e_5 imposée aux aubes de retour. Les valeurs dimensionnelles de l'épaisseur des aubes de retour utilisée pour les modèles numériques sont les suivantes: 4,76 mm [3/16 po], 6,35 mm [1/4 po] et 11,11 mm [7/16 po], tout en préservant les autres paramètres géométriques identiques au modèle de référence. En fonction du débit volumétrique, la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et le rendement de la pompe sont présentés respectivement aux figures 6.35, 6.36 et 6.37. Selon les courbes obtenues, il est clair que l'épaisseur des aubes de retour e_5 , dans les modèles étudiés, n'a pas ou peu d'effet sur les performances de la pompe. La différence de matière entre une aube de 4,76 mm et 11,11 mm n'est pas assez grande pour influencer la circulation du fluide du passage entre la sortie du diffuseur et l'entrée du prochain étage.

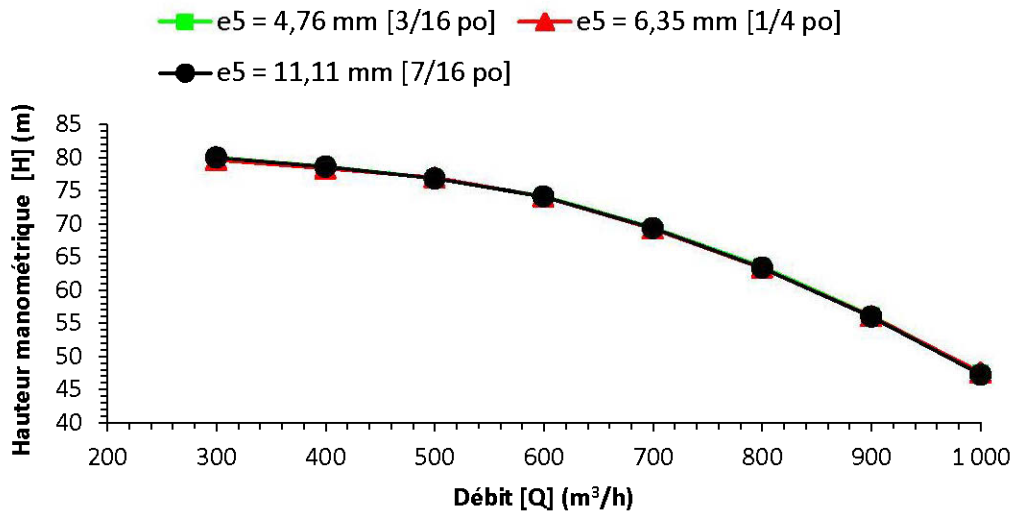


Figure 6.35: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation de l'épaisseur des aubes de retour [e_5])

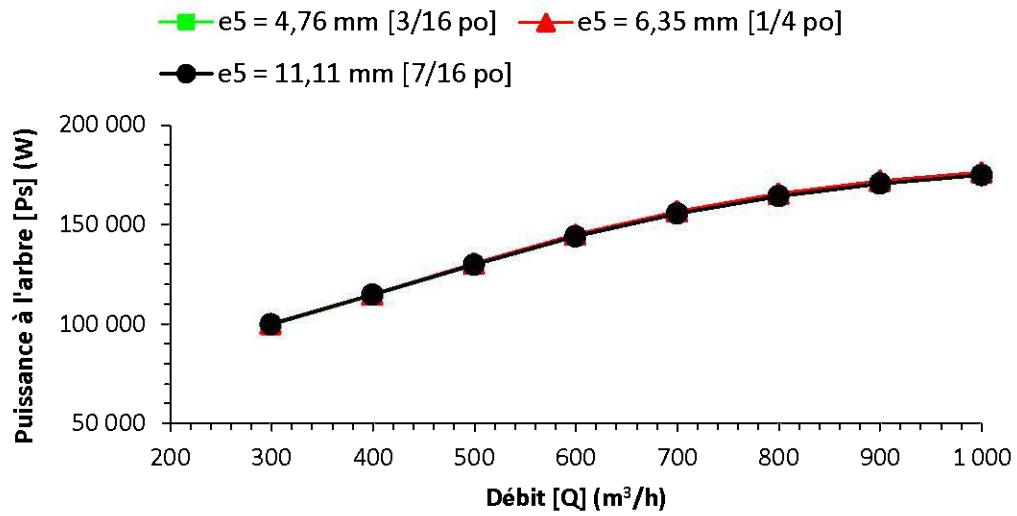


Figure 6.36: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation de l'épaisseur des aubes de retour [e_s])

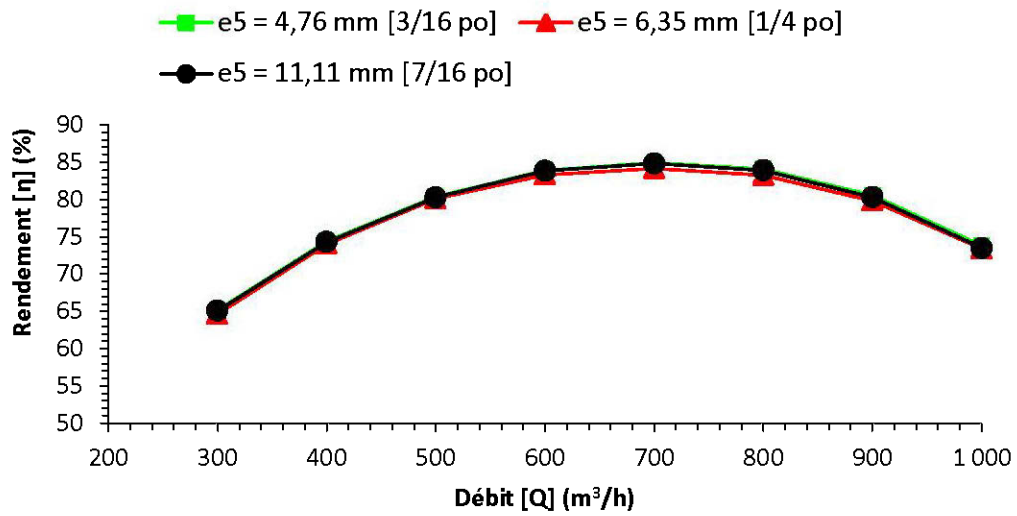
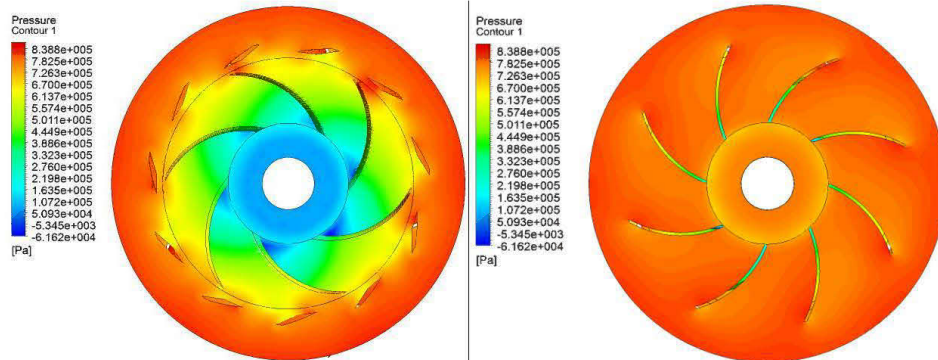


Figure 6.37: Rendement [η] (%) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation de l'épaisseur des aubes de retour [e_s])

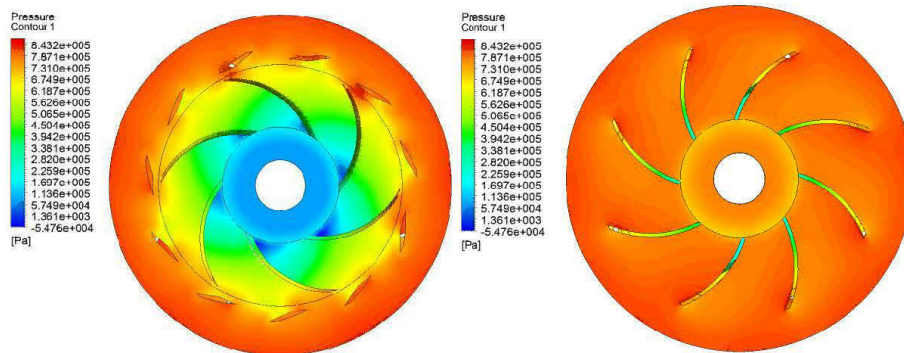
L'observation des résultats peut aussi être démontrée dans les figures 6.38 et 6.39 où les contours de pressions et les vecteurs de vitesses n'évoluent peu. Le tableau 6.10 indique la différence de pression entre l'impulseur, le diffuseur et les aubes de retour en fonction de l'épaisseur des aubes de retour. Les vitesses moyennes sont de 16,99 m/s, 16,81 m/s et 17,01 m/s pour, respectivement, une épaisseur aux aubes de retour e_5 de 4,76mm, 6,35 mm et 7,94 mm.

Tableau 6.10: Différence de pression Δp (Pa) [es]

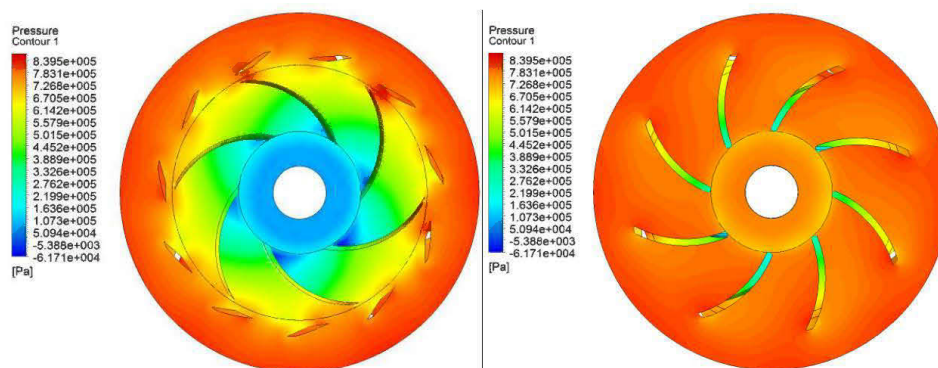
Épaisseur des aubes de retour (mm)	Différence de pression Δp (Pa)			
	Impulseur	Diffuseur	Aubes de retour	Δp_{total}
4,76	632 691	117 390	-71 110	678 971
6,35	631 536	119 480	-74 264	676 752
7,94	632 274	117 149	-71 613	677 810



a) $e_5 = 4,76 \text{ mm}$, $\Delta P = 678 \text{ 971 Pa}$

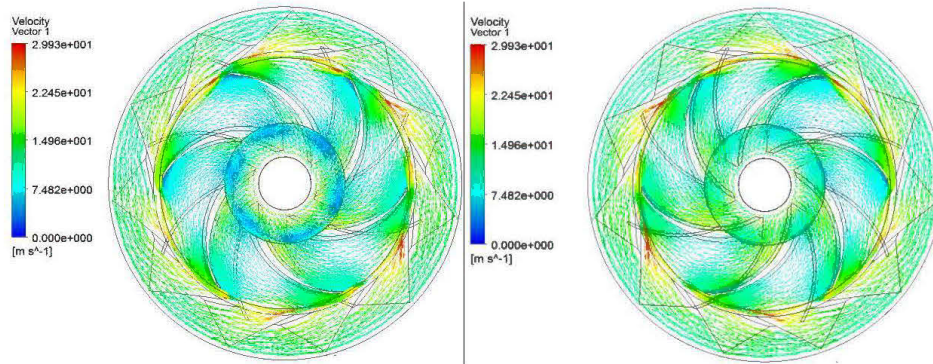


b) $e_5 = 6,35 \text{ mm}$, $\Delta P = 676 \text{ 752 Pa}$

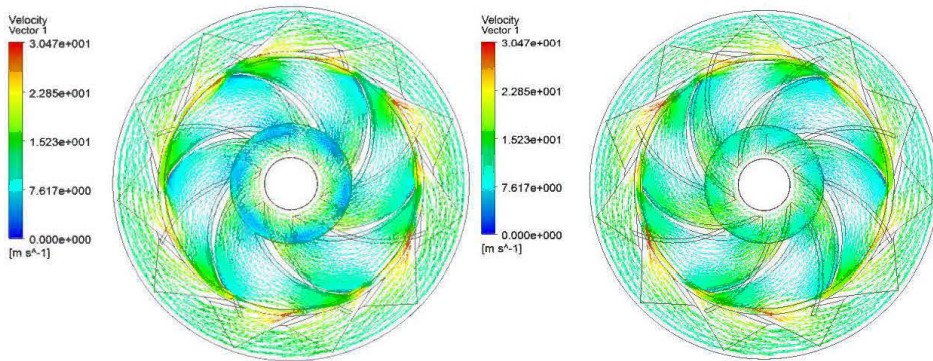


c) $e_5 = 7,94 \text{ mm}$, $\Delta P = 677 \text{ 810 Pa}$

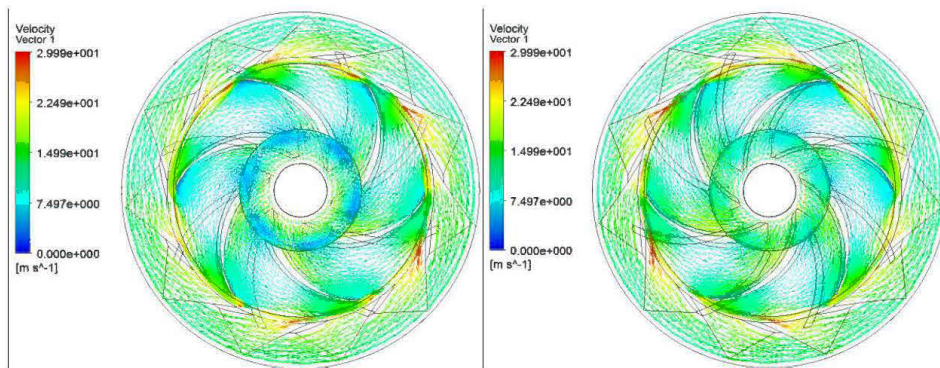
Figure 6.38: Pression statique pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation de l'épaisseur des aubes de retour e_5]



a) $e_5 = 4,76 \text{ mm}$, $v_{\text{moy}} = 16,99 \text{ m/s}$



b) $e_5 = 6,35 \text{ mm}$, $v_{\text{moy}} = 16,81 \text{ m/s}$



c) $e_5 = 7,94 \text{ mm}$, $v_{\text{moy}} = 17,01 \text{ m/s}$

Figure 6.39: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [variation de l'épaisseur des aubes de retour e_5]

6.5.8 Cas No.8 - Variation du nombre d'étages de la pompe [n]

La dernière étude propose de faire varier le nombre d'étages configuré sur une pompe centrifuge multi-étage. Pour ce cas, la modélisation du système comporte un corps d'aspiration et de décharge. La figure 6.40 illustre le domaine des fluides du système de pompage avec quatre étages:

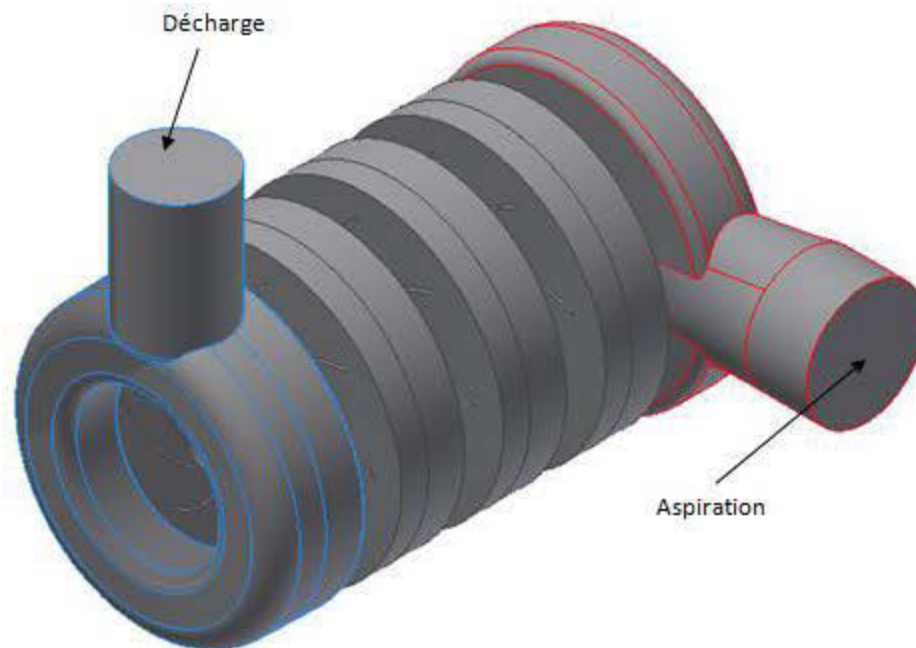


Figure 6.40: Modélisation dans le domaine des fluides d'une pompe centrifuge à 4 étages avec corps d'aspiration et de décharge

L'influence du nombre d'étages ajouté au système fut étudiée avec une pompe centrifuge qui se compose de 2, 3 et 4 étages. Tous les autres paramètres donnés aux étages de la pompe centrifuge multi-étage furent conservés (voir les paramètres dimensionnels au tableau 6.3).

La figure 6.41 présente le débit volumique en fonction de la hauteur manométrique selon la variation du nombre d'étages. Les courbes suivent la tendance prévue, soit une augmentation de pression statique à chaque ajout d'étage de pompe. Il est possible de remarquer que le différentiel de pression entre les étages ajoutés varie de façon proportionnelle.

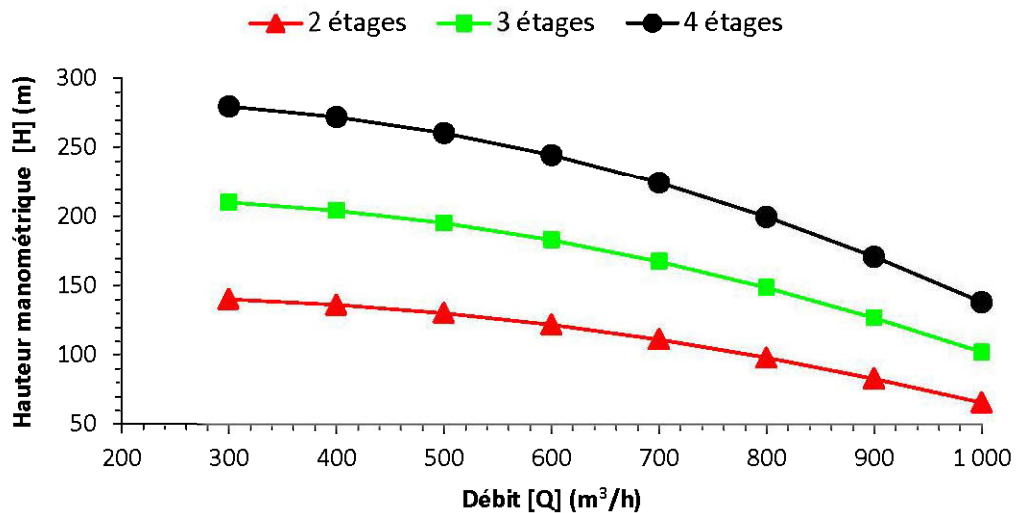


Figure 6.41: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation du nombre d'étages de la pompe [n])

La figure 6.42 montre le débit volumique en fonction de la puissance à l'arbre selon la variation du nombre d'étages. La courbe correspond aux attentes: à chaque ajout d'étage de pompe, le moteur devra fournir plus de puissance pour mettre en rotation l'arbre qui retient l'ensemble des impulseurs compris dans chaque étage.

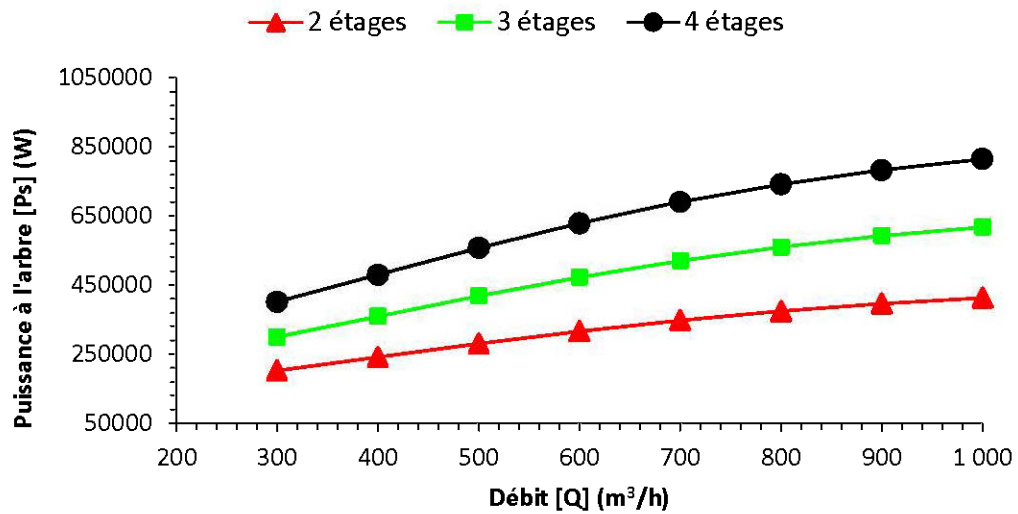


Figure 6.42: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m³/h) (variation du nombre d'étages de la pompe [n])

Le rendement global de la pompe selon le nombre d'étages est visible à la figure 6.43. Puisque que l'augmentation d'un étage de pompe augmente la pression statique, mais demande également plus de puissance à l'arbre, alors le rendement global est similaire peut importe le nombre d'étages ajouté.

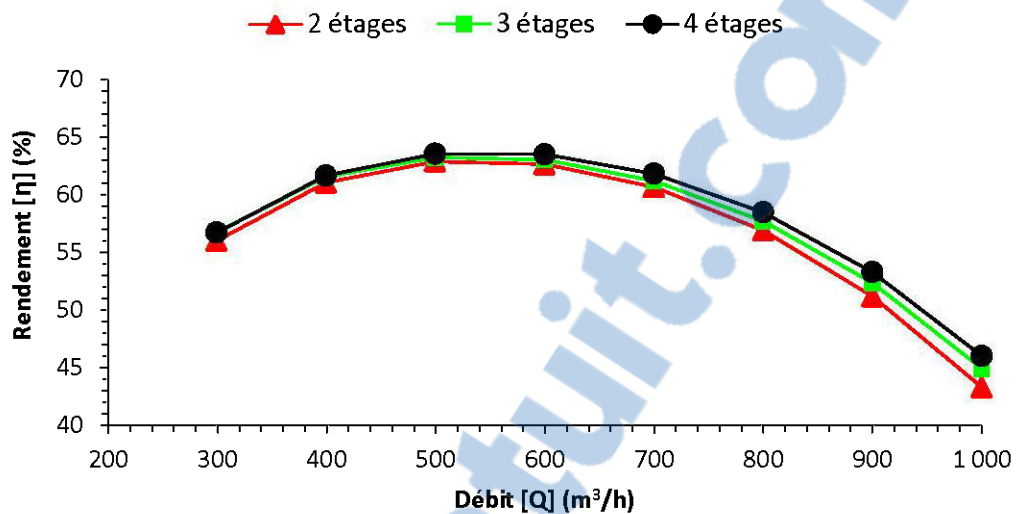


Figure 6.43: Rendement $[\eta]$ (%) en fonction du débit $[Q]$ (m^3/h) (variation du nombre d'étages de la pompe $[n]$)

Les figures 6.44, 6.45 et 6.46 représentent l'évolution de la pression dans la pompe centrifuge, y compris l'aspiration et la décharge, en fonction du nombre d'étages installé. Il est visible, qu'en augmentant le nombre d'étages de pompe, que la différence de pression croît entre la sortie de la décharge et l'entrée de l'aspiration. Les figures 6.47, 6.48 et 6.49 représentent les vecteurs de vitesse dans l'écoulement pour les modèles d'une pompe centrifuge avec 2, 3 et 4 étages respectivement. La diminution de la vitesse de l'écoulement est due à l'augmentation croissante de la pression statique dans les étages de pompe. Le tableau 6.11 résume la différence de pression entre chaque composante selon le nombre d'étages ajouté.

Tableau 6.11: Différence de pression Δp (Pa) $[n]$

Nombre d'étages	Aspiration	Étage 1	Étage 2	Étage 3	Étage 4	Décharge	Δp_{total}
2	-45 616	575 385	638 616	-	-	-87 020	1 081 365
3	-45 731	570 477	559 292	634 570	-	-89 690	1 628 918
4	-45 850	570 527	556 666	556 320	637 700	-89 090	2 186 273

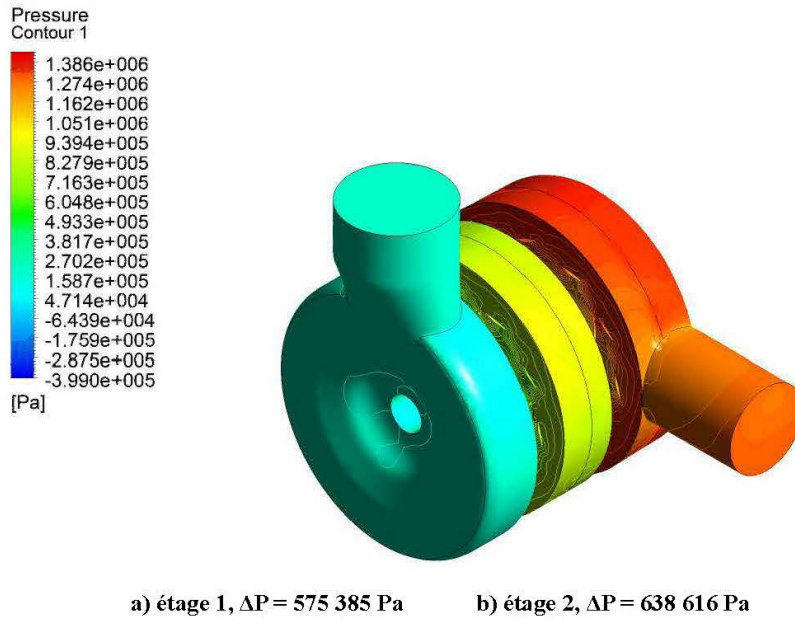


Figure 6.44: Pression statique pour un débit de $700\text{ m}^3/\text{h}$ [$n = 2$ étages]

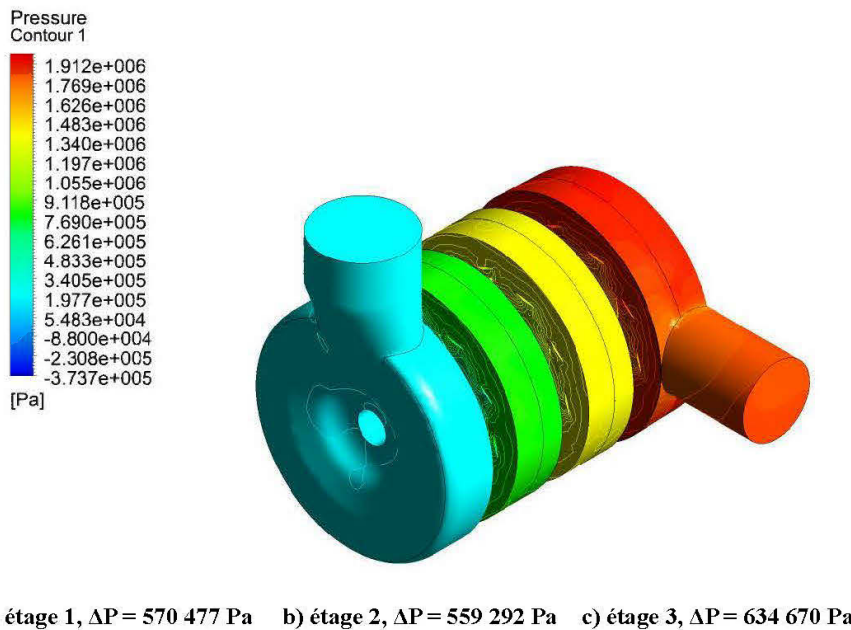
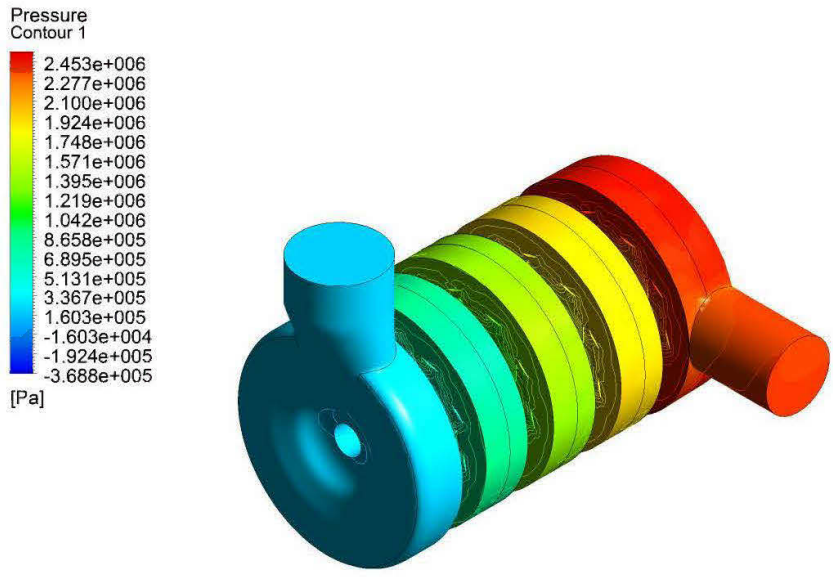
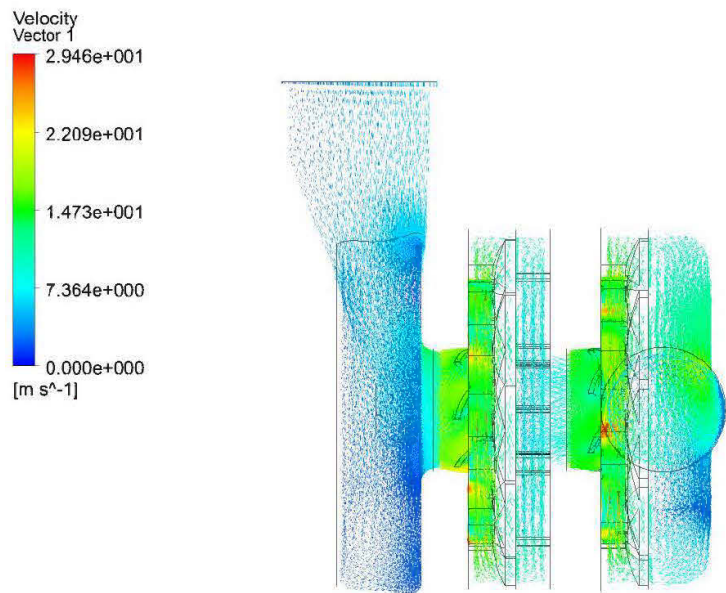


Figure 6.45: Pression statique pour un débit de $700\text{ m}^3/\text{h}$ [$n = 3$ étages]



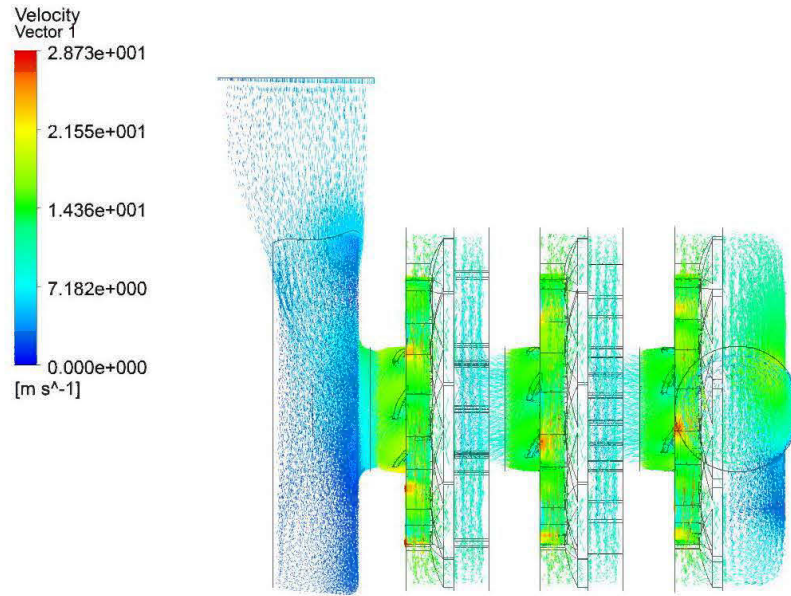
- a) étage 1, $\Delta P = 570\,527$ Pa b) étage 2, $\Delta P = 556\,666$ Pa
 c) étage 3, $\Delta P = 556\,320$ Pa d) étage 4, $\Delta P = 637\,700$ Pa

Figure 6.46: Pression statique pour un débit de $700\text{ m}^3/\text{h}$ [n = 4 étages]



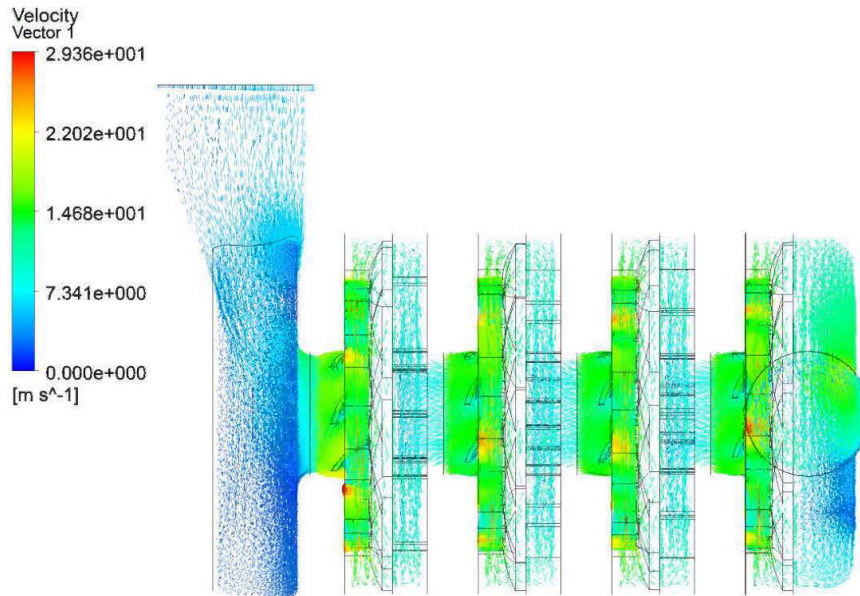
- a) étage 1, $v_{\text{moy}} = 11,50$ m/s b) étage 2, $v_{\text{moy}} = 11,23$ m/s

Figure 6.47: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700\text{ m}^3/\text{h}$ [n = 2 étages]



a) étage 1, $v_{\text{moy}} = 11,45 \text{ m/s}$ b) étage 2, $v_{\text{moy}} = 11,17 \text{ m/s}$ c) étage 3, $v_{\text{moy}} = 11,16 \text{ m/s}$

Figure 6.48: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [$n = 3$ étages]



a) étage 1, $v_{\text{moy}} = 11,45 \text{ m/s}$ b) étage 2, $v_{\text{moy}} = 11,21 \text{ m/s}$
 c) étage 3, $v_{\text{moy}} = 11,18 \text{ m/s}$ d) étage 4, $v_{\text{moy}} = 11,14 \text{ m/s}$

Figure 6.49: Vecteurs de vitesse pour un débit de $700 \text{ m}^3/\text{h}$ [$n = 4$ étages]

CHAPITRE VII

VALIDATIONS DES RÉSULTATS

Pour valider les modèles mis au point, les résultats des simulations numériques ont été comparés avec les résultats expérimentaux obtenus à partir des courbes fournies par Technosub. À partir des modèles de pompe les plus performants et des données de référence fournies par Technosub (débit d'opération et pression nécessaire à l'aspiration), des modèles numériques de pompes centrifuges multi-étages (impulseur et diffuseur) ont été développés. Dans la première phase, il y a eu modélisation 3D du domaine des fluides des parties qui forment un étage de pompe centrifuge-multi-étage et ensuite les simulations numériques ont été réalisées par le logiciel ANSYS-CFX. Ensuite, les résultats des simulations ont été comparés avec les résultats expérimentaux provenant du banc d'essai de pompes de Technosub. Avec ces comparaisons, les paramètres géométriques des modèles numériques furent modifiés afin d'obtenir le plus petit écart possible entre les courbes fournies par Technosub et ceux obtenus par les simulations.

En confrontant les graphiques, la comparaison confirme que les courbes numériques suivent la tendance des courbes expérimentales. Les courbes des essais expérimentaux par Technosub et les ceux obtenus par simulations sur ANSYS-CFX sont présentés, respectivement, en fonction de la hauteur manométrique, de la puissance à l'arbre et du rendement global à la figure 7.1, 7.2 et 7.3. Les écarts peuvent s'expliquer par le fait que les simulations numériques ne prennent pas en compte les pertes mécaniques et volumétriques. Ces derniers paramètres affectent la puissance à l'arbre et le rendement global de la pompe.

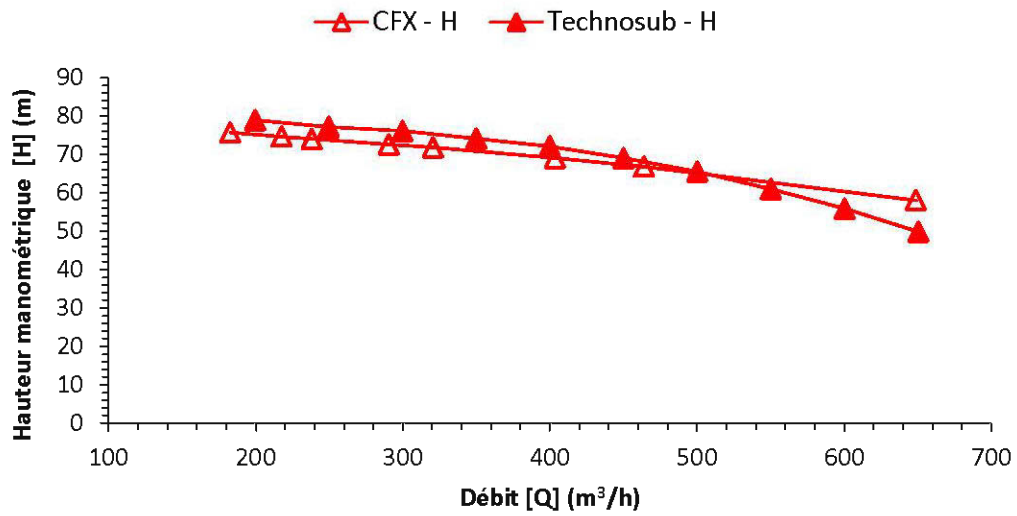


Figure 7.1: Hauteur manométrique [H] (m) en fonction du débit [Q] (m³/h) (modèle Technojet 200-250)

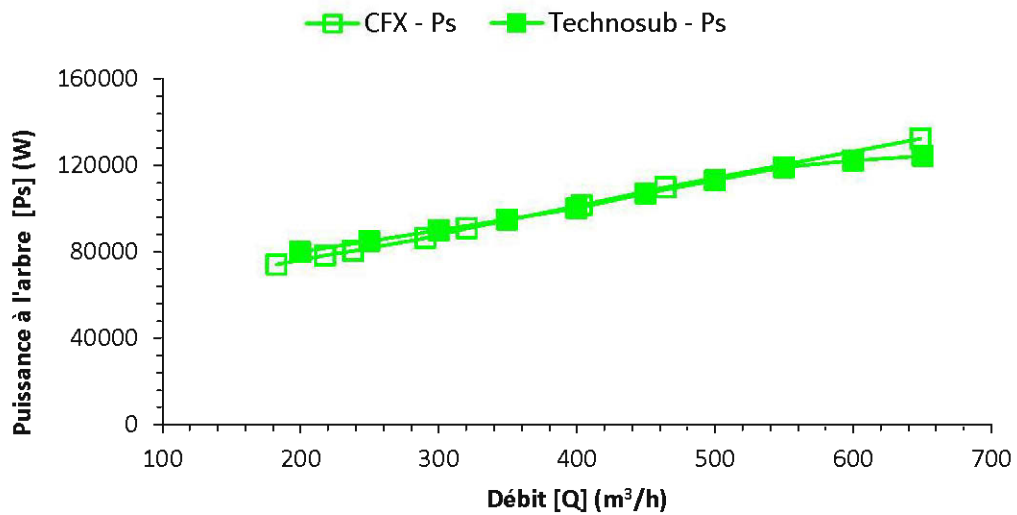


Figure 7.2: Puissance à l'arbre [Ps] (W) en fonction du débit [Q] (m³/h) (modèle Technojet 200-250)

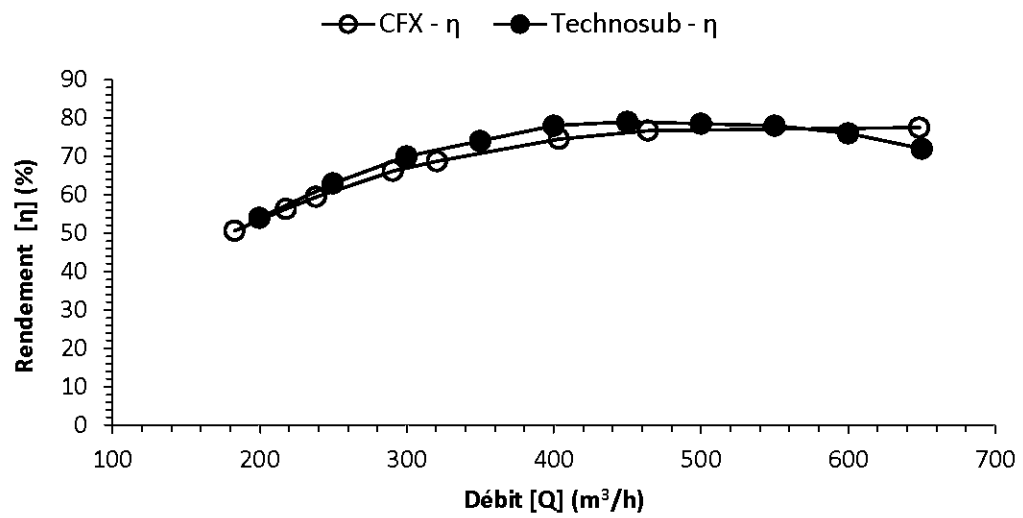


Figure 7.3: Rendement $[\eta]$ (%) en fonction du débit $[Q]$ (m³/h) (modèle Technojet 200-250)

CHAPITRE VIII

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Le mandat de cette étude avait pour objectif de créer un outil numérique qui permet de concevoir et d'améliorer les performances d'une pompe centrifuge multi-étage. En se basant sur des modèles disponibles dans la vaste gamme offerte par le concepteur et fabricant de pompes hydrauliques Technosub, un modèle dans le domaine des fluides a été modélisé afin de l'exporter vers le logiciel d'analyse numérique par volume fini ANSYS-CFX. Avec la géométrie 3D, le maillage a été généré. Le module CFX-Pre a été utilisé pour tenir compte des équations de continuité et de Navier-Stokes, ainsi que pour spécifier les conditions aux limites. D'autres paramètres critiques pour le modèle numérique ont été spécifiés tels que le modèle de turbulence k-ε, le critère de convergence et les interfaces entre l'impulseur, le diffuseur et les aubes de retour. La résolution du modèle numérique a été effectuée en utilisant le module CFX-Solver et les résultats des simulations ont été compilés dans le module CFX-Post.

En comparant les résultats numériques et ceux de Technosub obtenus sur leur banc d'essai, les paramètres géométriques des modèles numériques ont été modifiés jusqu'à l'obtention d'un plus faible écart entre les courbes. À partir d'un modèle numérique fiable, une nouvelle conception d'un étage pompe fut mise au point avec des théories disponibles dans les manuels de turbomachine et dans les articles scientifiques qui traitent des pompes centrifuges. En utilisant ces équations théoriques et certaines hypothèses, une démarche rigoureuse de conception d'un étage de pompe centrifuge multi-étage a été produite dans un fichier Excel (voir les équations de conception du chapitre 5 et la section 6.3).

À partir d'un point d'opération, ce fichier fournit les dimensions essentielles d'un étage de pompe. Une fois la sélection des paramètres géométriques effectués, ceux-ci sont exportés vers le logiciel Inventor qui modélise chaque composante de la pompe: impulseur, diffuseur et aubes de retour du diffuseur.

Afin d'améliorer la conception d'un étage de pompe centrifuge multi-étage, l'analyse des cas d'étude suivants ont été étudiés sur les performances d'un étage de pompe centrifuge: la hauteur des aubes de l'impulseur, le nombre d'aubes de l'impulseur, du diffuseur et des aubes de retour, l'angle de fuite de l'impulseur, et l'épaisseur des aubes de l'impulseur et du diffuseur. D'autre part, une analyse sur une pompe comportant plus d'un étage a été effectuée. Les résultats obtenus des analyses numériques sont résumés dans les prochaines conclusions:

- ✓ Lorsque le débit d'opération de la pompe est faible, un impulseur avec 7 aubes sera plus efficace. À partir d'un débit $700 \text{ m}^3/\text{h}$, la situation s'inverse, la pompe aura un meilleur rendement avec un impulseur composé de 5 aubes;
- ✓ L'angle de fuite β_{b2} affecte seulement la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre ne subit peu de perturbation. Au final, l'angle de fuite aura une incidence sur la performance de la pompe lorsque celle-ci opère à grand débit (supérieur à $700 \text{ m}^3/\text{h}$);
- ✓ La hauteur du canal à la sortie b_2 influence de façon significative la pression générée et la puissance à l'arbre requise. Pour un débit d'opération compris entre $300 \text{ m}^3/\text{h}$ et $700 \text{ m}^3/\text{h}$, il est avantageux de prendre un impulseur ayant une hauteur de canal plus prononcé (50,8 mm versus 31,75 mm), puisqu'il offre une meilleure performance. Néanmoins, à partir de $700 \text{ m}^3/\text{h}$, il est préférable de construire un impulseur qui se compose d'une hauteur de sortie plus faible, puisque celui-ci apportera un meilleur rendement pour un débit d'opération élevé.

- ✓ Le nombre d'aubes du diffuseur Z_{Le} influence principalement la puissance à l'arbre. La hauteur manométrique varie peu en fonction du cas étudié. À grand débit, un diffuseur ayant 11 aubes est plus performant qu'un diffuseur qui ne comporte que 7 aubes: il génère plus de pression dans l'étage de pompe tout en demandant moins de puissance à l'arbre.
- ✓ Il a été constaté que l'épaisseur des aubes de l'impulseur e , l'épaisseur des aubes de retour e_5 et le nombre d'aubes de retour Z_R n'affectent pas, dans les cas étudiés, les performances de la pompe (hauteur manométrique, puissance à l'arbre et rendement).
- ✓ Les tendances des courbes pour une pompe centrifuges à plus d'une étage correspondent aux hypothèses attendues, soit une augmentation significative de la pression à chaque ajout d'étage. De plus, une augmentation proportionnelle de la puissance à l'arbre est observée pour le nombre d'étages ajouté. Ainsi, le rendement de la pompe est similaire, peu importe le nombre d'étages installé.

Compte tenu de ce qui précède, plusieurs propositions de recherche seraient intéressantes à développer. Voici les points à investiguer:

- ❑ Caractériser expérimentalement un étage de pompe conçu et fabriqué sur le banc d'essai disponible chez Technosub. Les courbes de la hauteur manométrique, de la puissance à l'arbre et du rendement global de la pompe en fonction du débit volumétrique seraient déterminées. Les caractéristiques expérimentales de l'étage de pompe conçu et fabriqué précédemment seraient analysées et comparées avec les caractéristiques numériques obtenues par les simulations numériques. Les écarts éventuels entre ces caractéristiques seraient expliqués et documentés;
- ❑ Caractériser, par une analyse paramétrique complète, une pompe centrifuge multi-étage qui comporte plus d'un étage. Faire des simulations numériques avec les modèles 3D du système de pompage qui comporte 2,3 et 4 étages, et étudier leurs performances fournies par les analyses;
- ❑ Concevoir un modèle de pompe centrifuge multi-étage qui permettrait d'étudier de manière approfondie les vibrations, les poussées axiales et radiales [28, 29, 30, 31], ainsi que la cavitation. Les équations des contraintes et des déformations, ainsi que les équations transitoires dynamiques pour le mouvement vibratoire, seraient appliquées. Une tendance générale serait dégagée pour déterminer une corrélation entre l'amélioration des performances et l'atténuation des contraintes, des vibrations, ainsi que des poussées axiales et radiales induites dans un étage de pompe.

RÉFÉRENCES

- [1] John S. Anagnostopoulos (2009) A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers. *Computers & Fluids* 38, 284–289.
- [2] Huang, S, Islam, M. & Liu, P. (2006) Numerical simulation of 3D turbulent flow through an entire stage in a multistage centrifugal. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, Vol. 20, Issue 5, 2006, pp. 309-314.
- [3] Sedlar M., Soukal J. & Komarek M. (2009) CFD analysis of middle stage of multistage pump operating in turbine regime. *Engineering Mechanics*, Vol.16, No.6, pp.413-421.
- [4] Thin, K.C, Khaing, M.M & Aye, K.M (2008) Design and Performance Analysis of Centrifugal Pump. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, Vol. 46, pp.422-429.
- [5] Alfa Laval (2001) Alfa Laval Pump Handbook: All You Need to Know, 2th edition, Alpha Laval, 254 p.
- [6] Technosub Inc, <http://www.technosub.net/>
- [7] Gülich, J. F. (2010) *Centrifugal Pumps*, 2th edition, Berlin, Springer, 966 p.
- [8] Grapas, V., Anagnostopoulos, J. & Papantonis, D. (2007) Experimental and numerical study of a radial flow pump impeller with 2D-curved blades. 5th IASME/WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, Athens, Greece, pp.175-190.
- [9] Ozturk, A., Aydin K., Sahin, B. & Pinarbasi, A. (2009) Effect of impeller-diffuser radial gap ratio in a centrifugal pump. *Journal of Scientific and Industrial Research*, Vol. 68, no. 3, 2009, pp.203–213.
- [10] Shojaee Fard, M. H., Boyaghchi, F. A. & Ehghaghi, M. B. (2006) Experimental Study and Three-Dimensional Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump when Handling Viscous Fluids. *IUST International Journal of Engineering Science*, Vol. 17, No.3-4, pp.53-60.

- [11] Zhou, W., Zhao, Z., Lee, T. S., & Winoto, S. H. (2003) Investigation of flow through centrifugal pump impeller using computational fluid dynamics. *International Journal of Rotating Machinery, Mach.*, Vol.9, No.1, pp. 49–61.
- [12] González, J., Fernández-Francos, J., Blanco, E. & Santolaria-Morros, C. (2002) Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump. *Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 124, No. 2, pp. 348–355.
- [13] Shojaee Fard, M. H., & Boyaghchi, F. A. (2007) Studies on the influence of various blade outlet angles in a centrifugal pump when handling viscous fluids. *American Journal of Applied Sciences*, Vol. 4, No. 9, pp. 718–724.
- [14] Cui, B., Zhu, Z., Hang, J. & Chen, Y. (2006) The Flow Simulation and Experimental Study of Low-Specific-Speed High-speed Complex Centrifugal Impellers. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, Vol. 14, No.4, pp.435-441.
- [15] Djerroud, M. (2011) Identification numérique des paramètres d'amélioration des performances d'une pompe centrifuge monoétage: roue, roue-volute et roue-diffuseur. Mémoire de maîtrise en ingénierie, Chicoutimi, Université du Québec à Chicoutimi, 89 p.
- [16] Ansys inc. (2011) ANSYS-CFX (CFX Introduction, CFX Reference Guide, CFX Tutorials, CFX-Pre User's Guide, CFX-Solver Manager User's Guide, CFX-Solver Modeling Guide, CFX-Solver Theory Guide), release 14. 0, USA.
- [17] Liu, H., Wang, Y., Yuan, S., Tan, M. & Wang, K. (2010) Effect of Blade Number on Characteristic of Centrifugal Pump. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 23, no 6, pp. 742-747.
- [18] Asuaje, M., Bakir, Kouidri, F. S., Kenyery, F. & Rey, R. (2005) Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: volute influence in velocity and pressure fields. *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2005, No. 3, pp. 244–255.
- [19] Cheah, K.W., Lee, T.S., Winoto, S.H. & Zhao, Z.M. (2007) Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump at Design and Off-Design Conditions. Hindawi Publishing Corporation *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2007, 8 p.

- [20] Rhie, C. M., & Chow, W. L. (1983) Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation. *AIAA Journal*, Vol. 21, No.11, pp.1525-1532.
- [21] Çengel, Yunus A. (2010) *Fluid mechanics*, Tata McGraw Hill Education, 2th edition , 994 p.
- [22] Girdhar, Paresh & Moniz, Octo (2005) *Practical Centrifugal Pumps: Design, Operation and Maintenance*, 1st edition, Elsevier, 264 p.
- [23] Peng, W. W. (2008) *Fundamentals of turbomachinery*, John Wiley and Sons, Hoboken, New Jersey, 369 p.
- [24] Jensen Engineered Systems, <http://www.jensenengineeredsystems.com>
- [25] Palgrave, R. (2003) *Troubleshooting Centrifugal Pumps and Their Systems*, 1st edition, Elsevier, 280 p.
- [26] Gölcü, M. & Pencar, Y. (2005) Investigation of performance characteristics in a pump impeller with low blade discharge angle. *World Pumps*, Volume 2005, Issue 468, pp. 32-40.
- [27] Bacharoudis, E.C., Filios, A.E., Mentzos, M.D. & Margaris, D.P. (2008) Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet Blade Angle. *The Open Mechanical Engineering Journal*, Vol. 2, pp 75-83.
- [28] Adkins, D.R. & Brennen, C.E. (1988) Analyses of Hydrodynamic Radial Forces on Centrifugal Pump Impeller. *ASME J. Fluids Eng.*, Vol. 110, pp.20-28.
- [29] Wilk, A. (2009) Laboratory Investigations and Theoretical Analysis of Axial Thrust Problem in High Rotational Speed Pumps. *WSEAS Transactions On Fluid Mechanics*, Issue 1, Volume 4, January 2009, pp. 1 – 13.
- [30] Gantar, M., Florjancic, D., & Sirok, B. (2001) Hydraulic Axial Thrust in Multistage Pumps - Origins and Solutions. *ASME J. Fluids Engineering*, Vol. 124, pp. 1-8.
- [31] González-Pérez, J., Parrondo, J., Santolaria, C. & Blanco, E. (2006) Steady and Unsteady Radial Forces for a Centrifugal Pump with Impeller to Tongue Gap Variation. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 128. pp. 454-462.