



BIBLIOTHÈQUE

CÉGEP DE L'ABITIBI-TÉMISCAMINGUE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE

Mise en garde

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) a obtenu l'autorisation de l'auteur de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans [Depositum](#), site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous. L'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre.

Warning

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) obtained the permission of the author to use a copy of this document for nonprofit purposes in order to put it in the open archives [Depositum](#), which is free and accessible to all. The author retains ownership of the copyright on this document.

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE

CONCEPTION AMÉLIORÉE ET CARACTÉRISATION NUMÉRIQUE DES
POMPES SUBMERSIBLES DE TYPE SM : PRISE EN COMPTE DES FORCES
AXIALES ET RADIALES, DES CONTRAINTES, DES DÉFORMATIONS ET
DES VIBRATIONS MÉCANIQUES INDUITES.

MÉMOIRE

PRÉSENTÉ

COMME EXIGENCE PARTIELLE

DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

PAR

PATRICK ZITO MALONDA

JUIN 2021

REMERCIEMENTS

Je tiens avant tout à remercier mon directeur de recherche, le professeur Guyh Dituba Ngoma, pour ses conseils, sa patience, son sens critique et surtout le temps qu'il a consacré à me fournir les outils méthodologiques indispensables à la réalisation de ce travail.

Je tiens à exprimer ma gratitude à tous les professeurs de l'UQAT qui m'ont accompagné tout au long du programme de maîtrise en génie. Je tiens à remercier tout particulièrement mon co-directeur de recherche, le professeur Walid Ghié qui a eu l'amabilité de répondre à mes questions et de me fournir les explications nécessaires qui ont été indispensables à l'amélioration et à la qualité du travail.

J'exprime également ma sincère gratitude envers le directeur du département de l'innovation de Technosub, à monsieur Mathieu Paré et son équipe, pour leur collaboration et leur disponibilité dont ils ont fait preuve tout au long de cette recherche.

Je voudrais exprimer ma reconnaissance envers les amis et collègues qui m'ont apporté leur soutien moral tout au long de ma démarche.

Ma famille, pour leur amour, leur soutien constant et leurs encouragements. Je leur dédie ce mémoire.

RÉSUMÉ

L'utilisation de la pompe submersible à grande pression est liée à des sollicitations élevées sur ses équipements; ainsi sa conception a toujours été un grand défi en raison des performances à atteindre. En effet, pour fabriquer ces pompes de manière optimale, les paramètres essentiels des composants doivent être déterminés tout en analysant simultanément les forces axiales et radiales, les contraintes, les déformations et les vibrations induites. La sous-estimation ou l'omission de ces éléments lors de la phase de conception peut affecter le bon dimensionnement de l'arbre de la pompe et de ses paliers. De ce fait, le but de cette recherche est de développer des approches numériques fiables permettant de déterminer les forces axiales et radiales, les déformations, les contraintes et les vibrations induites dans les pompes submersibles de type SM. L'utilisation de ces approches dans la conception desdites pompes permet également d'améliorer davantage ses performances en ce qui concerne la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et le rendement tout en augmentant la fiabilité et la durée de vie des roulements et/ou des coussinets des paliers de l'arbre de pompe. Le dimensionnement part du point de conception caractérisé par un débit de $141 \text{ m}^3/\text{h}$, une hauteur manométrique de 92 m et une vitesse de rotation de 3600 tr/min. Après avoir déterminé les différents paramètres géométriques des impulseurs, des diffuseurs et de l'arbre; un modèle 3D de la pompe a été obtenu dans le domaine solide et fluide. Les simulations numériques ont été réalisées et les résultats obtenus ont été validés en les comparant avec les résultats expérimentaux provenant de l'entreprise Technosub. Ainsi, les forces axiales, radiales et les couples résultant des écoulements du liquide dans l'impulseur deviennent des forces induites sur l'arbre de la pompe et permettent de déterminer les contraintes, les déformations et les vibrations mécaniques sur l'arbre en rotation. Les analyses sur l'impact du diamètre externe des impulseurs, du nombre d'étages de la pompe submersible et de la vitesse de rotation ont été réalisées dans l'optique d'améliorer la conception de la pompe submersible de type SM. Après l'analyse des résultats, il convient de noter que les paramètres sélectionnés ont une influence directe sur la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre, le rendement, la force axiale et radiale ainsi que les contraintes et les déformations induites dans la pompe.

Mots-clés : pompe submersible multi-étage, impulseur, diffuseur, aube, mécanique des fluides numérique (MFN)

ABSTRACT

The use of the high pressure submersible pump is linked to high stress on its equipment; therefore its design has always been a great challenge due to the performance to be achieved. Indeed, to manufacture these pumps in an optimal way, the essential parameters of the components must be determined while simultaneously analyzing the axial and radial forces, stresses, deformations and induced vibrations. The underestimation or omission of these elements during the design phase can affect the correct dimensioning of the pump shaft and its bearings. Therefore, the goal of this research is to develop reliable numerical approaches to determine the axial and radial forces, strains, stresses and induced vibrations in submersible pumps of the SM type. The use of these approaches in the design of these pumps also allows to further improve their performance in terms of head, shaft power and efficiency while increasing the reliability and service life of the pump shaft bearings and/or bushings. Sizing starts from the design point characterized by a flow rate of 141 m³/h, a head of 92 m and a rotational speed of 3600 rpm. After determining the various geometrical parameters of the impellers, diffusers and shaft, a 3D model of the pump was obtained in the solid and fluid domain. Numerical simulations were carried out and the results obtained were validated by comparing them with the experimental results from the Technosub company. Thus, the axial and radial forces and torques obtained from the analysis of the liquid flows in the impeller and diffuser become induced forces on the pump shaft and make it possible to determine the stresses, deformations and mechanical vibrations on the rotating shaft. Analyses on the impact of the external diameter of the impellers, the number of submersible pump stages and the speed of rotation have been carried out in order to improve the design of the SM submersible pump. After analysis of the results, it should be noted that the selected parameters have a direct influence on the head, shaft power, efficiency, axial and radial force as well as the stresses and strains induced in the pump.

Keywords: multistage submersible pump, impeller, diffuser, blade, computational fluid dynamics (CFD)

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS.....	i
RÉSUMÉ	ii
ABSTRACT	iii
LISTE DES TABLEAUX	viii
LISTE DES FIGURES	ix
LISTE DES SYMBOLES ET DES ABRÉVIATIONS.....	xiv
CHAPITRE 1	1
INTRODUCTION	1
1.1 Contexte et problématique	1
1.2 Objectifs.....	2
1.2.1 Objectif principal.....	2
1.2.2 Objectifs spécifiques	3
1.3 Originalité de la recherche.....	3
1.4 Méthodologie et démarche scientifique.....	3
1.4.1 Élaboration d'un modèle numérique d'une pompe submersible multi-étage.....	4
1.4.2 Valider les modèles numériques à l'aide des résultats expérimentaux.....	5
1.4.3 Études des paramètres influençant les performances de la pompe en tenant compte des forces, des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques induites	5
1.5 Structure du mémoire	6
CHAPITRE 2.....	7

REVUE DE LITTÉRATURE EN LIEN AVEC LA RECHERCHE	7
2.1 Force axiale et radiale dans les pompes centrifuges et les pompes submersibles ..	7
2.2 Contraintes et déformations dans les pompes centrifuges et les pompes submersibles	8
2.3 Paliers lisses et à roulements dans les pompes centrifuges et les pompes submersibles	8
2.4 Vibrations mécaniques dans les pompes centrifuges et les pompes submersibles.	9
CHAPITRE 3	10
APERÇU SUR LES POMPES SUBMERSIBLES DE TYPE SM	10
3.1 Éléments constitutifs d'une pompe submersible	10
3.2 Fonctionnement d'une pompe submersible.....	11
CHAPITRE 4.....	12
ÉCOULEMENTS DES FLUIDES DANS LES POMPES SUBMERSIBLES DE TYPE SM	12
4.1 Équations des écoulements dans les pompes submersibles multi-étages	12
4.1.1 Hypothèses	12
4.2.2 Équations de continuité et de Navier-Stokes.....	12
4.1.3 Modèle de turbulence	14
CHAPITRE 5	16
FORCES, CONTRAINTES, DÉFORMATION ET VIBRATION DANS LES POMPES SUBMERSIBLES DE TYPE SM.....	16
5.1 Contraintes et déformations dans les pompes submersibles de type SM	16

5.1.1 Hypothèses	16
5.1.2 Équations fondamentales.....	16
5.1.3 Critères de défaillance des matériaux ductiles	18
5.2 Forces axiales et radiales dans les pompes submersibles de type SM.....	20
5.2.1 Forces axiales	20
5.2.2 Forces radiales.....	22
5.3 Vibrations mécaniques dans les pompes submersibles de type SM.....	22
CHAPITRE 6.....	24
PARAMÈTRES DE CONCEPTION D'UNE POMPE SUBMERSIBLE.....	24
6.1 Hauteur manométrique	24
6.2 Puissances	25
6.3 Rendements.....	25
6.3.1 Rendement hydraulique.....	25
6.3.2 Rendement mécanique	26
6.3.3 Rendement volumétrique	26
6.4 Vitesse spécifique N_s	26
6.5 Impulseur	27
6.6 Conception du diffuseur	31
6.7 Conception des aubes retour du diffuseur	34
CHAPITRE 7.....	36
RÉSULTATS ET DISCUSSION	36

7.1 Paramètres géométriques et opérationnels.....	36
7.2 Modélisation de la pompe de référence	39
7.2.1 Modèle solide et fluide.....	39
7.2.2 Implémentation numérique	41
7.3 Étude de cas	46
7.3.1 Effet des contraintes et des déformations pour une pompe submersible de type SM à un étage.....	46
7.3.2 Effet du jeu entre les impulseurs et les diffuseurs sur les performances de la pompe submersible de type SM.	49
7.3.3 Effet du nombre d'étages sur la pompe submersible de type SM (3,5,6)...	57
7.3.4 Effet de la vitesse de rotation de l'impulseur (1800, 3600 tr/min)	64
7.3.5 Effet des amplitudes et des fréquences de vibration d'une pompe submersible de type SM à six étages.....	71
CHAPITRE 8.....	76
VALIDATION DES RÉSULTATS	76
CHAPITRE 9.....	79
CONCLUSION ET PERSPECTIVES	79
RÉFÉRENCES	83

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 4.1: Différentes constantes du modèle de turbulence $k - \varepsilon$	15
Tableau 6.1: Équations théoriques pour le calcul de l'impulseur de la pompe.....	29
Tableau 6.2: Équations théoriques pour le calcul des aubes avant du diffuseur.	32
Tableau 6.3: Nombre d'aubes requis pour le diffuseur	34
Tableau 6.4: Équations théoriques pour le calcul des aubes retour du diffuseur.	34
Tableau 7.1 : Données de références géométriques et opérationnelles de l'impulseur, du diffuseur et de l'arbre de la pompe SM.....	36
Tableau 7.2: Propriétés de l'acier utilisé.....	38
Tableau 7.3: Fréquences naturelles et formes de modes de la pompe submersible à six étages.....	71

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1: Synoptique de la recherche.....	4
Figure 3.1: Pompe submersible SM80-125/3.....	11
Figure 5.1: Force axiale et radiale sur une pompe submersible	20
Figure 5.2: Répartitions de la pression au niveau des flasques avant et arrière de l'impulseur	21
Figure 6.1: Variation de la forme de l'impulseur et du rendement de la pompe centrifuge par rapport à la vitesse spécifique	27
Figure 6.2: Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de l'impulseur	28
Figure 6. 3: Diagramme de Cordier	31
Figure 6. 4: Construction du diffuseur avec les aubes retour.....	32
Figure 7.1: Modélisation des composantes de la pompe de référence	40
Figure 7.2: Étapes de la résolution numérique avec le logiciel ANSYS.....	41
Figure 7.3: Maillage de la pompe généré par le module Meshing.....	42
Figure 7.4: Paramétrage de la pompe sous CFX-PRE	43
Figure 7.5: Répartition de pression de la pompe SM80-125/6 sous le module CFX-POST.....	43
Figure 7.6: Schéma récapitulatif de l'étude numérique de l'écoulement du liquide avec ANSYS-CFX	45
Figure 7.7: Hauteur manométrique, force axiale et radiale en fonction du débit (un étage).....	47
Figure 7.8: Contrainte de von Mises, puissance à l'arbre et rendement en fonction du débit (un étage).....	47
Figure 7.9: Déformation, force axiale et radiale en fonction du débit (un étage)	48
Figure 7.10: Contours de contrainte pour un débit de 94,122 m ³ /h	48

Figure 7.11: Contours de contrainte pour un débit de 94,122 m ³ /h	49
Figure 7.12: Hauteur manométrique en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur).....	50
Figure 7.13: Puissance à l'arbre en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur)	51
Figure 7.14: Rendement en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur).....	51
Figure 7.15: Force axiale en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur).....	52
Figure 7.16: Force radiale en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur).....	52
Figure 7.17: Contrainte de von Mises en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur).....	53
Figure 7.18: Déformation en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur).....	53
Figure 7.19: Contours de pression statique et de vitesse moyenne de l'impulseur rognée à 15,4% pour un débit de 110,23 m ³ /h.....	54
Figure 7.20: Contours de contrainte et de déformation de l'impulseur rognée à 15,4% pour un débit de 110,23 m ³ /h.....	55
Figure 7.21: Contours de pression statique et de vitesse moyenne de l'impulseur rognée à 8,2 % pour un débit de 110,23 m ³ /h.....	55
Figure 7.22: Contours de contrainte et de déformation de l'impulseur rognée à 8,2 % pour un débit de 110,23 m ³ /h.....	56
Figure 7.23: Contours de pression statique et de vitesse moyenne de l'impulseur d'origine pour un débit de 110,23 m ³ /h	56
Figure 7.24: Contours de contrainte et de déformation de l'impulseur d'origine pour un débit de 110,23 m ³ /h	57

Figure 7.25: Hauteur manométrique en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe).....	58
Figure 7.26: Puissance à l'arbre et rendement en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe).....	58
Figure 7.27: Rendement en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe).....	59
Figure 7.28: Forces axiales en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe).....	60
Figure 7.29: Forces radiales en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe).....	60
Figure 7.30: Contrainte de von Mises en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe).....	61
Figure 7.31: Déformation en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe).....	61
Figure 7.32: Contours de contrainte et déformation d'une pompe à quatre étages pour un débit de 94,112 m ³ /h	62
Figure 7.33: Contours de contrainte et de déformation d'une pompe à cinq étages pour un débit de 94,112 m ³ /h	63
Figure 7.34: Contours de contrainte et de déformation d'une pompe à six étages pour un débit de 94,112 m ³ /h	63
Figure 7.35: Hauteur manométrique en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).....	64
Figure 7.36: Puissance à l'arbre en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).	65
Figure 7.37: Rendement en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).....	65

Figure 7.38: Forces axiales en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).....	66
Figure 7.39: Forces radiales en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).....	67
Figure 7.40: Contrainte de von Mises en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).....	67
Figure 7.41: Déformation en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).....	68
Figure 7.42: Contours de vitesse d'entraînement et de pression d'une pompe tournant à 1800 tr/min pour un débit de 102,4 m ³ /h (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).....	69
Figure 7.43: Contours de vitesse d'entraînement et de pression d'une pompe tournant à 3600 tr/min pour un débit de 102,4 m ³ /h (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).....	69
Figure 7.44: Contours de contrainte et de déformation d'une pompe tournant à 1800 tr/min pour un débit de 102,4 m ³ /h (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).	70
Figure 7.45: Contours de contrainte et de déformation d'une pompe tournant à 3600 tr/min pour un débit de 102,4 m ³ /h (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).	70
Figure 7.46: Fréquences propres avec les modes de vibration.....	72
Figure 7.47: Diagramme de Campbell	73
Figure 7.48: Amplitude de déplacement en fonction de la fréquence naturelle.....	74
Figure 7.49: Angle de phase de déplacement en fonction de la fréquence naturelle ..	75
Figure 7.50: Contrainte de von Mises, amplitude de déplacement et rendement en fonction de la fréquence naturelle.....	75

Figure 8.1: Hauteur manométrique en fonction du débit (modèle Technosub SM80-125/6)	76
Figure 8.2: Écart relatif de la hauteur en fonction des débits (modèle Technosub SM80-125/6)	77
Figure 8.3: Contrainte de von Mises en fonction du débit (modèle Technosub SM80-125/1)	78
Figure 8.4: Déformation en fonction du débit (modèle Technosub SM80-125/1).....	78

LISTE DES SYMBOLES ET DES ABRÉVIATIONS

Alphabet latin

Symbole	Grandeur physique	Unité
a	largeur du canal	m
A	aire latérale	m ²
b	hauteur des aubes	m
D	diamètre	m
D _{sh}	diamètre de l'arbre	m
e	épaisseur des aubes	m
g	accélération gravitationnelle	m/s ²
H	hauteur manométrique	m
L	longueur	m
N	vitesse de rotation	tr/min
N _s	vitesse spécifique	rpm(m ³ /s) ^{1/2} /m ^{3/4}
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 volumétrique	m ³ /s

Q_L	débit de fuite	m^3/s
U	vitesse d'entraînement	m/s
V	vitesse absolue	m/s
V_m	vitesse méridionale	m/s
V_u	vitesse tangentielle	m/s
Z	élévation	m
Z_b	nombre d'aubes de l'impulseur	-
Z_{Le}	nombre d'aubes avant du diffuseur	-
Z_R	nombre d'aubes de retour du diffuseur	-

Alphabet grec

Symbole	Grandeur physique	Unité
α_b	angle d'attaque, angle de fuite	$^\circ$
β_b	angle des aubes	$^\circ$
η	rendement global	-
η_h	rendement hydraulique	-
η_m	rendement mécanique	-
η_v	rendement volumétrique	-
ϑ_b	angle d'inclinaison dans le canal du diffuseur	-

μ	viscosité dynamique	Pa.s
μ_s	facteur de glissement	-
ρ	masse volumique	kg/m ³
σ_s	contrainte de cisaillement admissible	Pa
τ	couple	N.m
φ_e	coefficient de l'œil	-
ω	vitesse angulaire	rad/s
ω_s	vitesse spécifique adimensionnelle	-

Indice

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

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

Les pompes submersibles à grande capacité sont largement utilisées dans de nombreuses applications industrielles, minières et dans les sites miniers en construction pour le dénoyage et le contrôle du niveau d'eau. Le fonctionnement de ces pompes à grande pression implique de fortes sollicitations sur l'arbre et ses paliers. Ainsi, le processus de conception est un grand défi en raison des performances à atteindre. La prise en compte des paramètres essentiels des composants de la pompe tels que le diamètre, la largeur des aubes, les angles des aubes, l'épaisseur des aubes de l'impulseur et du diffuseur [1, 2] est primordiale pour assurer une fabrication optimale. En effet, la complexité relative à l'analyse des écoulements du fluide à l'intérieur de la pompe submersible conduit à l'utilisation des outils numériques dans le but de déterminer les performances de pompe notamment la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et le rendement de la pompe, mais également les forces appliquées à l'arbre pour un bon dimensionnement des paliers. En outre, les résultats obtenus permettent de développer des outils numériques généralisés et adaptés aux pompes submersibles de type SM pour les calculs des forces axiales et radiales, des contraintes, des déformations et des vibrations induites sans recourir fréquemment à des tests expérimentaux.

1.1 Contexte et problématique

La dégradation des pièces et la durée de vie des roulements sont des facteurs déterminants de la fiabilité des pompes submersibles. Ainsi, pour les fabriquer de manière adéquate, il est nécessaire d'intégrer conjointement dans les phases de conception, les forces axiales et radiales, les vibrations ainsi que les contraintes et déformations induites dans l'arbre.

L'étude des pompes centrifuges a fait l'objet de nombreuses recherches théoriques et expérimentales en lien avec les forces axiales et radiales, les déformations, les contraintes et les vibrations induites au niveau de l'arbre [3-14]. Cependant, peu de travaux se sont focalisés sur les pompes submersibles de type SM. Les effets des forces axiales et radiales, des contraintes, des déformations et vibrations induites sur les performances des pompes submersibles SM dans les travaux de recherche antérieurs n'ont pas été analysés simultanément. La sous-estimation d'un de ces éléments dans la phase de conception est susceptible de nuire au bon dimensionnement de l'arbre et de ses paliers.

Ainsi, dans le cadre de cette recherche, il s'agit de mettre au point des approches numériques fiables et précises pour déterminer les forces axiales et radiales, les contraintes, les déformations et les vibrations induites dans les pompes submersibles de type SM. L'utilisation de ces approches dans la conception des pompes submersibles de type SM permet d'améliorer davantage leurs performances tout en augmentant la fiabilité et la durée de vie des roulements et/ou des coussinets dans des paliers de l'arbre de pompe.

1.2 Objectifs

Les objectifs dans le cadre de ce travail de recherche sont subdivisés en deux catégories.

1.2.1 Objectif principal

La recherche proposée vise à améliorer les performances des pompes submersibles multi-étages de type SM, tout en augmentant la fiabilité et la durée de vie de ses composants en tenant compte des forces axiales et radiales, des contraintes, des déformations, et vibrations induites par des écoulements de liquide dans ces pompes.

1.2.2 Objectifs spécifiques

- Développer des modèles numériques d'écoulement du liquide dans la pompe submersible multi-étage en évaluant ses performances en termes de hauteur manométrique, de puissance à l'arbre et du rendement ainsi que les forces axiales et radiales à l'aide du code ANSYS CFX.
- Déterminer les contraintes, les déformations et les vibrations induites dans l'arbre de la pompe en utilisant les codes Ansys-Structure statique, Ansys-Modale et Ansys-Réponse harmonique.

1.3 Originalité de la recherche

Plusieurs travaux de recherche sur les performances de la pompe relatives à la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et le rendement sont présentés dans la littérature sans faire un lien avec les contraintes, les déformations et les vibrations induites dans l'arbre de la pompe par des écoulements de liquide en tenant compte de différentes conditions d'opération par rapport aux débits volumétriques et aux vitesses de rotation. Dans ce travail, une corrélation est faite entre la pression générée par l'impulseur en rotation et le matériau des composants de la pompe.

1.4 Méthodologie et démarche scientifique

Les étapes à suivre pour atteindre les objectifs énoncés ci-dessus sont présentées à la figure 1.1.

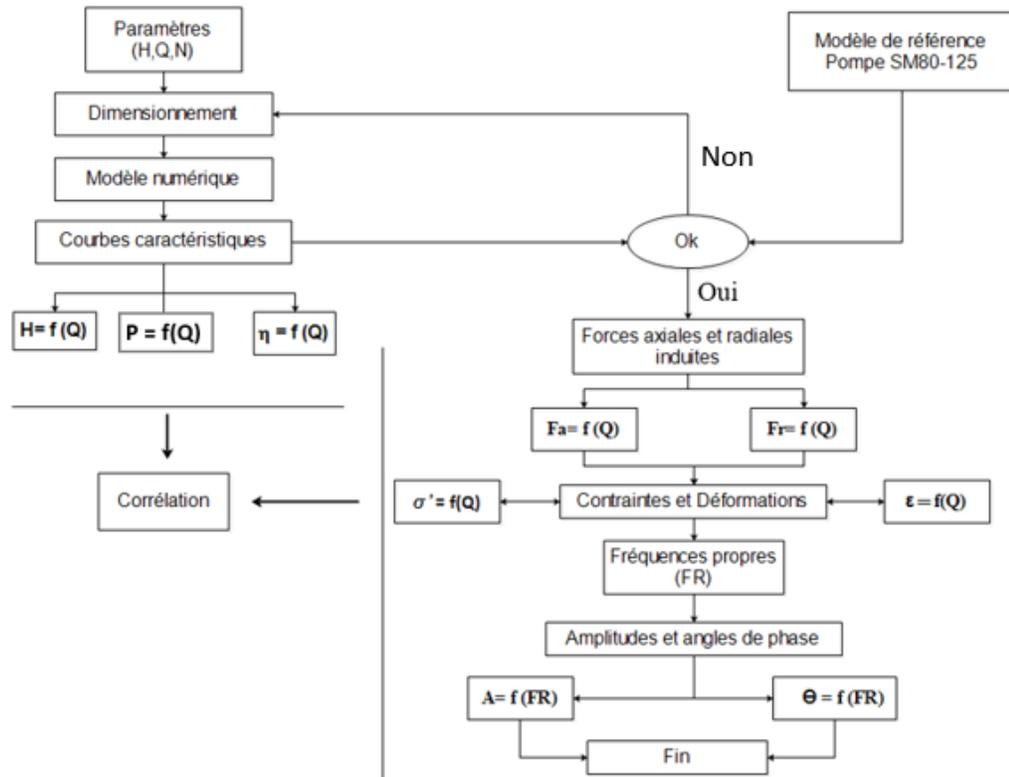


Figure 1.1: Synoptique de la recherche

1.4.1 Élaboration d'un modèle numérique d'une pompe submersible multi-étage

Le modèle de la pompe submersible de référence SM80-125/6 se compose d'un corps d'aspiration, de six étages, d'un arbre vertical, des paliers, d'un corps de refoulement et d'un moteur d'entraînement dans sa partie inférieure. La conception numérique est élaborée sur base des données de référence fournies par l'entreprise Technosub et les paramètres de dimensionnement sont pris au point de meilleur rendement. Après avoir déterminé les paramètres essentiels des composantes de la pompe; un modèle numérique est développé. Les modèles mathématiques des écoulements du liquide des composants sont obtenus par l'application des équations de continuité et de Navier-Stokes. La turbulence des écoulements est donnée par le modèle k-ε qui offre une

meilleure convergence. Les équations de contrainte, de déformation et de vibrations mécaniques sont également prises en compte. Ces équations sont résolues numériquement en utilisant le Module CFX du logiciel ANSYS afin d'obtenir les répartitions des pressions et des vitesses dans la pompe. Le Module Structure statique du logiciel ANSYS fournit les répartitions des contraintes et des déformations sur les composants de la pompe, le Module Modale donne les modes et fréquences de résonance propres de la pompe et le Module Réponse harmonique permet de s'assurer que la pompe surmonte le phénomène de résonance. Des vérifications sont effectuées pour les cas examinés de façon à trouver le minimum de maillage qui donne une solution indépendante à la taille du maillage.

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

Les modèles élaborés sont validés en confrontant les résultats obtenus lors des simulations numériques (hauteur manométrique, puissance à l'arbre et rendement) aux résultats des essais délivrés par l'entreprise Technosub.

1.4.3 Études des paramètres influençant les performances de la pompe en tenant compte des forces, des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques induites

Une étude paramétrique est réalisée sur la base des modèles numériques développés. Cela permet d'identifier et d'analyser par le biais de simulations numériques; les facteurs ayant une influence sur la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre, le rendement, les forces axiales et radiales, mais également sur les sollicitations induites dans la pompe submersible multi-étages de type SM.

Les paramètres examinés sont les suivants :

- Le diamètre extérieur de l'impulseur : 241 mm, 221 mm et à 204 mm.
- Le nombre d'étages de la pompe submersible multi-étage : 3,5 et 6.

- La vitesse de rotation de l'impulseur : 1800 et 3600 tr/min.

1.5 Structure du mémoire

Ce travail comprend les chapitres suivants :

- Le chapitre 2 se concentre sur la revue de la littérature relative aux pompes centrifuges et les pompes submersibles, en mettant l'accent sur les forces axiales et radiales, les contraintes, les déformations et les vibrations induites.
- Le chapitre 3 donne un aperçu sur la pompe submersible et ses composantes.
- Le chapitre 4 décrit les équations qui régissent les écoulements des liquides dans la pompe submersible.
- Le chapitre 5 établit les équations des contraintes, des déformations, des forces axiales, radiales et des vibrations mécaniques pour les pompes.
- Le chapitre 6 expose la conception des composants de base de la pompe (impulseur, diffuseur et l'arbre).
- Le chapitre 7 porte sur la présentation des résultats et discussion.
- Le chapitre 8 traite de la validation numérique du modèle de référence.
- Le chapitre 9 présente la conclusion et les perspectives.

CHAPITRE 2

REVUE DE LITTÉRATURE EN LIEN AVEC LA RECHERCHE

La revue de travaux pertinents antérieurs ayant trait à ce travail est citée ci-dessous :

2.1 Force axiale et radiale dans les pompes centrifuges et les pompes submersibles

Les concepteurs de pompe sont confrontés à des problèmes de déséquilibre des charges radiales et axiales sur l'impulseur en raison de la répartition de la pression statique sur le flasque de l'impulseur. Dans le cas d'une pompe submersible, la force radiale ne modifie pas sensiblement le bon fonctionnement de la pompe alors que la force axiale influence considérablement sur le fonctionnement de la pompe [15].

L'utilisation d'un palier de butée axial est idéale pour l'équilibrage de la force axiale dans les pompes à un étage et à faible vitesse de rotation. Des méthodes telles que des trous d'équilibrages et les aubes radiales peuvent être utilisées pour réduire la force agissant sur le flasque arrière de l'impulseur [16-18]. Dans les pompes multi-étages, compte tenu de la complexité du calcul de la force axiale à partir de la distribution de la pression sur les flasques de l'impulseur, le dimensionnement du dispositif d'équilibrage de la force axiale et du palier de butée est souvent défini sur la base des valeurs de force mesurées lors des essais de la pompe [19].

La conception de la volute a une influence sur la force radiale. Cette dernière est minimale au point de fonctionnement de la pompe pour une volute de simple conception. L'inverse se produit pour une volute circulaire avec une force maximale au point de bon fonctionnement alors qu'une volute à double paroi génère une force sensiblement uniforme [20].

2.2 Contraintes et déformations dans les pompes centrifuges et les pompes submersibles

En pratique, les régions de concentration des contraintes sont causées par des rainures, des clavettes et des fissures qui entraînent une augmentation des contraintes dans les pièces [21]. Lors du fonctionnement de la pompe, les impulseurs en rotation transmettent le travail mécanique de la machine motrice au fluide. Ainsi la charge de pression du fluide et la charge d'inertie due à la vitesse de rotation induisent des contraintes sur ces impulseurs. La pression du fluide introduit une contrainte et une déformation maximale plus importantes que celle due à la force d'inertie. Mais avec l'augmentation de l'épaisseur des aubes, la contrainte et la déformation maximale causée par la charge de la force d'inertie augmentent progressivement, tandis que celle de la charge de la pression du fluide diminue [9]. Il convient de souligner que l'augmentation du diamètre de l'impulseur accroît également la contrainte et la déformation dans une pompe centrifuge [13].

2.3 Paliers lisses et à roulements dans les pompes centrifuges et les pompes submersibles

Le choix adéquat des roulements dépend du comportement dynamique de l'arbre, de la vitesse de rotation et des facteurs tels que l'emplacement des roulements et l'application de la pompe [19, 22, 23]. Pendant le fonctionnement de la pompe; les paliers prennent en charge le déplacement axial et la déviation latérale de l'arbre. La capacité du roulement à fonctionner correctement est détériorée par l'usure, la fatigue ou la détérioration du lubrifiant. La pénétration de particules dans un roulement entraîne également des contraintes élevées et une rupture prématurée par fatigue. Ces particules produisent aussi une usure réduisant la durée de vie du roulement [23]. Dans une pompe centrifuge ; un palier de butée doit être utilisé pour équilibrer totalement la force axiale dans toutes les conditions de fonctionnement [20].

2.4 Vibrations mécaniques dans les pompes centrifuges et les pompes submersibles

Pendant le fonctionnement de la pompe, les organes tels que les impulseurs, les roulements, les joints d'étanchéité et l'arbre subissent l'influence des forces hydrauliques provenant du processus de travail [24]. Ainsi, la circulation des liquides dans les pompes centrifuges engendre des turbulences. En outre, le déplacement entre l'impulseur et le diffuseur crée un phénomène d'interaction instable qui induit des vibrations [25]. Pour obtenir une réduction des vibrations, les concepteurs de pompes doivent tenir compte de l'analyse de ce facteur afin d'éviter les vibrations dans des conditions de fonctionnement normales. L'analyse modale est essentielle dans la conception de machines soumises à des charges dynamiques [26]. Cette analyse permet notamment de déterminer les modes et les fréquences de résonance propres qui sont des caractéristiques importantes des vibrations des composants de la machine, alors que l'analyse harmonique permet notamment de s'assurer que la conception d'une machine sera susceptible de surmonter le phénomène des résonances.

Au vu des travaux antérieurs décrits précédemment, des approches numériques fiables et précises seront développées pour déterminer conjointement les forces axiales et radiales, les contraintes, les déformations et les vibrations induites dans les pompes submersibles de type SM tout en mettant en lumière l'influence de la pression générée par l'impulseur en rotation sur l'arbre de la pompe.

CHAPITRE 3

APERÇU SUR LES POMPES SUBMERSIBLES DE TYPE SM

Afin de mieux aborder ces pompes, une brève description des composants et des caractéristiques fonctionnelles est présentée. En effet, la pompe submersible est une pompe centrifuge couplée à un moteur électrique fonctionnant avec un arbre en position verticale.

3.1 Éléments constitutifs d'une pompe submersible

Une pompe submersible se compose des éléments suivants :

- Impulseur : constitué d'un ensemble d'aubes rotatives qui accroissent la vitesse du liquide.
- Diffuseur : qui est la partie fixe, convertissant l'énergie cinétique du fluide en énergie potentielle.

À cela s'ajoute un moteur submersible, côté aspiration, un corps de refoulement, des roulements et des joints nécessaires au bon fonctionnement de la pompe.

La figure 3.1 présente les différents composants d'une pompe submersible multi-étage SM80-125/3 de l'entreprise Technosub [27].

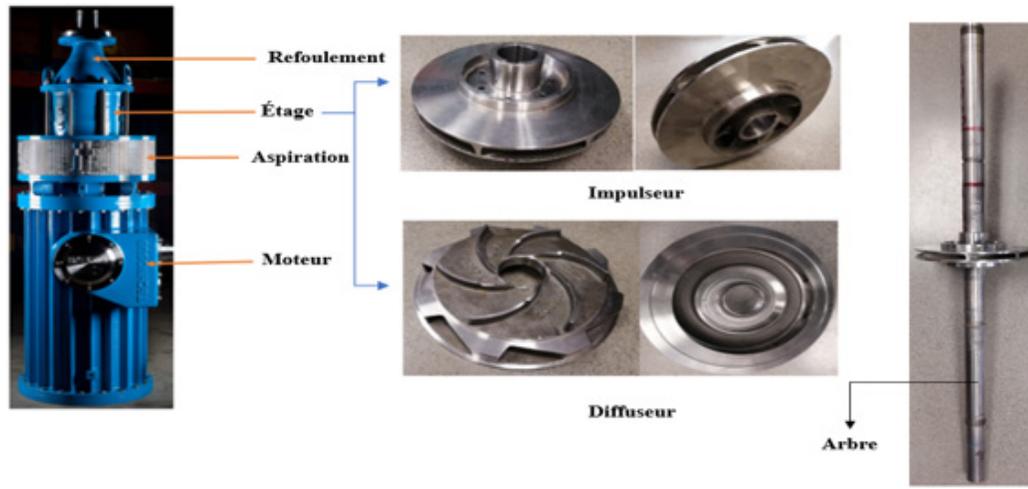


Figure 3.1: Pompe submersible SM80-125/3

3.2 Fonctionnement d'une pompe submersible

Le fluide admis dans le conduit d'aspiration, entre dans l'impulseur et atteint une vitesse élevée à la sortie de celui-ci en raison de la forte rotation des aubes de l'impulseur, ce qui entraîne une augmentation de son énergie cinétique. Cette énergie est ensuite convertie en énergie de pression dans le diffuseur. Par conséquent, le fluide à la sortie du diffuseur est à une pression plus élevée qu'à l'entrée de l'impulseur. Étant donné que la décharge d'une étape est acheminée vers l'entrée de l'étape suivante, ce processus est répété et la pression du liquide pompé est accrue en conséquence [15].

CHAPITRE 4

ÉCOULEMENTS DES FLUIDES DANS LES POMPES

SUBMERSIBLES DE TYPE SM

Ce chapitre présente les équations qui régissent les écoulements des fluides dans les pompes submersibles multi-étages et les hypothèses simplificatrices des équations de continuité et de Navier-Stokes ainsi que sur le modèle de turbulence.

4.1 Équations des écoulements dans les pompes submersibles multi-étages

4.1.1 Hypothèses

Les hypothèses suivantes sont retenues pour la mise en place des équations de continuité et de Navier-Stokes :

- l'écoulement du liquide est considéré comme stationnaire ; les composantes sont indépendantes du temps $\frac{\partial}{\partial t} = 0$;
- le fluide est newtonien : la viscosité est indépendante du taux de cisaillement $\mu = cste$;
- le fluide est incompressible : $\rho = cste$;
- le fluide est isotherme ;
- la cavitation est négligée.

4.2.2 Équations de continuité et de Navier-Stokes

a. Équations de continuité

L'équation de continuité pour un fluide incompressible est donnée par :

$$\bar{\nabla} \cdot \bar{U} = 0 \quad (4.1)$$

où

\vec{U} est le vecteur vitesse d'une particule fluide avec pour composantes (v_x, v_y, v_z)

En coordonnées cartésiennes, l'équation 4.1 devient :

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

b. Équations de Navier-Stockes

L'équation de Navier-Stockes est donnée par [28, 29] :

$$\rho \frac{D\vec{U}}{Dt} = \mu_{eff} \cdot (\nabla^2 \vec{U}) - \nabla p + \rho \vec{g} + \vec{S}_M \quad (4.3)$$

où

ρ est la masse volumique;

μ_{eff} est la viscosité effective;

\vec{S}_M est le terme source qui est la somme des accélérations de Coriolis $-2\rho\vec{\omega} \times \vec{U}$ et centrifuge $-\rho(\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}))$;

\vec{r} est le vecteur position;

$\vec{\omega}$ est la vitesse de rotation angulaire;

Considérons z comme l'axe de rotation; l'équation 4.3 dans le système cartésien devient :

$$\begin{aligned}
\rho(v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z}) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{eff} (\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}) + \rho g_x + S_{Mx} \\
\rho(v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z}) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{eff} (\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2}) + \rho g_y + S_{My} \\
\rho(v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z}) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{eff} (\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}) + \rho g_z + S_{Mz}
\end{aligned} \tag{4.4}$$

où

$$\begin{aligned}
S_{Mx} &= \rho(\omega_z^2 r_x + 2\omega_z v_y) \\
S_{My} &= \rho g_y + \rho(\omega_z^2 r_y - 2\omega_z v_x) \\
S_{Mz} &= 0
\end{aligned} \tag{4.5}$$

4.1.3 Modèle de turbulence

Le modèle $k - \varepsilon$ est l'un des plus utilisés dans la modélisation des turbulences, car il offre une meilleure convergence [25]. Il fournit à l'aide de l'équation de l'énergie cinétique de la turbulence et de l'équation du taux de dissipation d'énergie cinétique turbulente une description générale de la turbulence. Deux variables en découlant;

- l'énergie cinétique turbulente k , qui détermine l'énergie en turbulence;
- la dissipation turbulente ε , qui détermine le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

L'équation d'énergie cinétique turbulente est présentée comme suit :

$$\rho(\nabla \cdot (Uk)) = \nabla \cdot ((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \nabla k) + p_k - \rho \varepsilon \tag{4.6}$$

L'équation du taux de dissipation d'énergie cinétique turbulente est donnée par :

$$\rho(\nabla \cdot (U\varepsilon)) - \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} p_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (4.7)$$

où

σ_k et σ_ε sont les nombres de Prandtl turbulents associés à k et ε ;

$C_{\varepsilon 1}$ et $C_{\varepsilon 2}$ sont les constantes du modèle.

Ainsi ce modèle est représenté de la manière suivante :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.8)$$

où μ est la viscosité moléculaire.

La viscosité de turbulence est définie par l'équation 4.8 :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (4.9)$$

Le tableau 4.1 présente les différentes constantes utilisées pour le modèle de turbulence $k - \varepsilon$

Tableau 4.1: Différentes constantes du modèle de turbulence $k - \varepsilon$

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1,44	1,92	0,09	1	1,3

CHAPITRE 5

FORCES, CONTRAINTES, DÉFORMATION ET VIBRATION DANS LES POMPES SUBMERSIBLES DE TYPE SM

5.1 Contraintes et déformations dans les pompes submersibles de type SM

Cette section rappelle les équations des contraintes, des déformations et des déplacements, qui seront utilisés dans le problème de la mécanique des solides de la pompe submersible de type SM. Les hypothèses ont été faites de manière à simplifier la résolution des équations.

5.1.1 Hypothèses

Pour la résolution des problèmes de la mécanique des solides; les hypothèses suivantes sont retenues :

- le matériau est homogène, isotrope et linéairement élastique;
- le matériau est considéré continu;
- pas de changement d'état pendant la déformation.

5.1.2 Équations fondamentales

Il est nécessaire, pour le problème de la mécanique des matériaux, d'évaluer les quantités suivantes :

- six composants de contraintes: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$;
- six composants de déformations : $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$;
- trois déplacements : u, v, w.

Les équations présidant au comportement de la structure se présentent comme suit :

- trois équations d'équilibre;

- six équations déformations-déplacements;
- six équations contraintes-déformations.

a) Équations d'équilibre

Les équations d'équilibre en termes des contraintes normales et de cisaillement peuvent être exprimées comme suit [30] :

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + F_x &= 0 \\
 \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + F_y &= 0 \\
 \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z &= 0
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

où

F_x, F_y, F_z sont les composantes des forces par unité de volume.

b) Déformation-déplacement

Les relations déformation-déplacement sont données par l'équation 5.2 [30] :

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\
 \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} \\
 \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\
 \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\
 \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\
 \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

c) Contrainte-déformation

Les relations linéaires entre la contrainte et la déformation sont données par l'équation ci-dessous [30] :

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_y &= \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} \\ \varepsilon_z &= \frac{\sigma_z}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G} \\ \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G} \\ \gamma_{zx} &= \frac{\tau_{zx}}{G}\end{aligned}\tag{5.3}$$

où

E est le module d'Young;

ν est le coefficient de Poisson;

G est le module de cisaillement.

Le module de cisaillement peut aussi s'écrire :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}\tag{5.4}$$

5.1.3 Critères de défaillance des matériaux ductiles

La défaillance d'un corps en mouvement peut être due aux sollicitations mécaniques agissant sur ce corps. Les critères de défaillance des matériaux ductiles sont nombreux, mais seul le critère de von Mises est appliqué dans le cadre de la présente étude.

❖ **Critère de von Mises**

Concernant la contrainte équivalente, l'approche de von Mises est donnée par :

$$\sigma' = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2)} \quad (5.5)$$

où

σ_1, σ_2 et σ_3 sont les contraintes principales.

Les contraintes principales sont décrites par [31] :

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_0 + 2 \left(\left| \frac{J_2}{3} \right| \right)^{\frac{1}{2}} \cos \left(\frac{1}{3} \ar \cos \left(-0.5 J_3 \left(\left| \frac{J_2}{3} \right| \right)^{-1.5} \right) \right) \\ \sigma_2 &= \sigma_0 - 2 \left(\left| \frac{J_2}{3} \right| \right)^{\frac{1}{2}} \cos \left(\frac{1}{3} \ar \cos \left(-0.5 J_3 \left(\left| \frac{J_2}{3} \right| \right)^{-1.5} \right) + \frac{\pi}{3} \right) \\ \sigma_3 &= \sigma_0 - 2 \left(\left| \frac{J_2}{3} \right| \right)^{\frac{1}{2}} \cos \left(\frac{1}{3} \ar \cos \left(-0.5 J_3 \left(\left| \frac{J_2}{3} \right| \right)^{-1.5} \right) - \frac{\pi}{3} \right) \end{aligned} \quad (5.6)$$

où

$$\begin{aligned} \sigma_0 &= \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \\ J_2 &= s_x s_y + s_y s_z + s_z s_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \\ J_3 &= -(s_x s_y s_z - s_x \tau_{yz}^2 - s_y \tau_{zx}^2 - s_z \tau_{xy}^2) \\ s_x &= \sigma_x - \sigma_0 \\ s_y &= \sigma_y - \sigma_0 \\ s_z &= \sigma_z - \sigma_0 \end{aligned} \quad (5.7)$$

Ainsi, le facteur de sécurité de von Mises s'écrit :

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (5.8)$$

où, S_y est la limite élastique du matériau.

5.2 Forces axiales et radiales dans les pompes submersibles de type SM

Durant le fonctionnement de la pompe submersible, la pression exercée sur l'impulseur génère deux forces en direction latérale et longitudinale selon l'axe de l'arbre. La force axiale est la force générée dans la direction longitudinale, tandis que la force radiale est la force générée dans la direction latérale, comme le montre la figure 5.1.

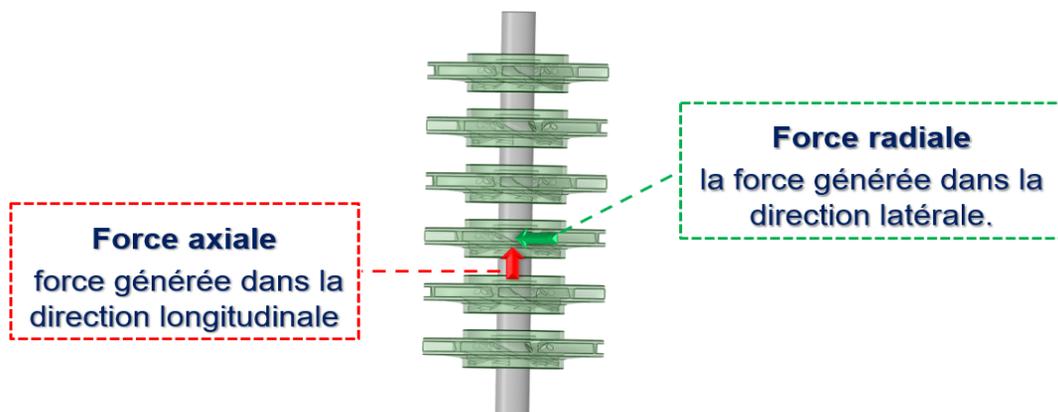


Figure 5.1: Force axiale et radiale sur une pompe submersible

5.2.1 Forces axiales

La force axiale résulte d'une répartition inégale de la pression sur l'impulseur dans la direction axiale. Les répartitions de la pression au niveau des flasques avant et arrière de l'impulseur sont présentées sur la figure 5.2.

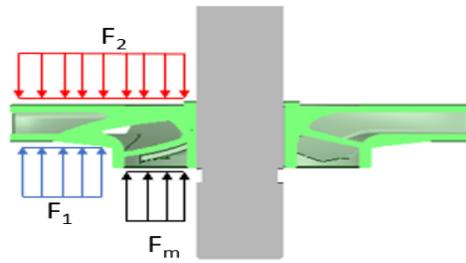


Figure 5.2: Répartitions de la pression au niveau des flasques avant et arrière de l'impulseur

où; F_1 est la force exercée sur le flasque avant de l'impulseur, F_2 est la force agissant sur le flasque arrière de l'impulseur et F_m est la force agissant dans la direction de l'écoulement du liquide.

La somme vectorielle de ces forces donne la force axiale sur l'impulseur.

La force axiale peut être estimée comme suit [19] :

$$F_A = (0,7 - 0,9) \cdot \pi \cdot (r_{wr}^2 - r_{sh}^2) \cdot H \cdot \gamma \quad (5.9)$$

où

H est la hauteur manométrique de la pompe;

γ est le poids spécifique;

r_{wr} est le rayon du moyeu;

r_{sh} est le rayon de l'arbre.

5.2.2 Forces radiales

La force radiale est le résultat d'une distribution asymétrique de la pression sur la périphérie extérieure de l'impulseur. Elle peut être déterminée par la formule empirique [19] :

$$F_{rad} = K_R \times \rho \times g \times H \times D_2 \times b_2 \quad (5.10)$$

où

b_2 est la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur;

ρ est la masse volumique;

g est l'accélération de la pesanteur;

D_2 est le diamètre extérieur de l'impulseur;

K_R est le coefficient de la force dépendant de la capacité nominale.

La valeur du coefficient de la force radiale pour une pompe avec diffuseur est approximativement [19] :

$$K_R = [0,05 - 0,1] \quad (5.11)$$

5.3 Vibrations mécaniques dans les pompes submersibles de type SM

Le système étudié est supposé soumis à une force d'excitation harmonique d'amplitude $F_0 \cos(\omega t)$. La forme générale de l'équation de mouvement du système est donnée par l'équation 5.12

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = F(t) \quad (5.12)$$

Où; $[M]$ est la matrice de masse, $[K]$ est la matrice de rigidité, $[C]$ est la matrice d'amortissement du système structurel et $F(t)$ est la force excitation agissant sur le système.

Une vibration libre unidirectionnelle du système M-K non amorti est représentée par :

$$x(t) = A \cos(\omega t) \quad (5.13)$$

où

A est l'amplitude;

ω est la pulsation.

Lors d'une analyse modale, on calcule la forme des modes propres de vibrations à partir de l'équation :

$$(-\omega^2 [M] + [K])\{U\} = \{0\}$$

(5.14)

Ce système admet N valeurs propres réelles ω_n et N vecteurs propres U_n .

CHAPITRE 6

PARAMÈTRES DE CONCEPTION D'UNE POMPE SUBMERSIBLE

La connaissance et la compréhension de différents paramètres de fonctionnement des pompes submersibles sont nécessaires pour un dimensionnement adéquat des composants.

Ce chapitre présente un résumé sur les dimensionnements des composants de base de la pompe et ses principales caractéristiques par les méthodes empiriques et semi-empiriques.

6.1 Hauteur manométrique

La différence entre la hauteur manométrique au refoulement et à l'aspiration donne la hauteur manométrique totale de la pompe. Cette dernière est exprimée par l'équation 6.1 :

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + (Z_2 - Z_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (6.1)$$

où

H est la hauteur manométrique totale;

Z_1 est l'élévation à l'entrée;

Z_2 est l'élévation à la sortie;

V_1 est la vitesse absolue du fluide à l'entrée;

V_2 est la vitesse absolue du fluide à la sortie;

6.2 Puissances

La puissance hydraulique de la pompe submersible P_h est définie par l'équation 6.2 :

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (6.2)$$

où

Q est le débit volumétrique.

La puissance disponible au niveau de l'arbre P_s est déterminée par l'équation suivante :

$$P_s = \tau \cdot \omega \quad (6.3)$$

où

τ est le couple fourni à l'arbre.

6.3 Rendements

Le rendement global η est donné par :

$$\eta = \frac{P_h}{P_s} \quad (6.4)$$

6.3.1 Rendement hydraulique

Le rendement hydraulique η_h est donné par l'équation empirique [32] :

$$\eta_h = 1 - \left(\frac{0,8}{Q} \right)^{1,4} \quad (6.5)$$

où Q est le débit volumique (gpm)

6.3.2 Rendement mécanique

Le rendement mécanique η_m de la pompe s'exprime comme suit :

$$\eta_m = \frac{P_s - P_m}{P_s} \quad (6.6)$$

où

P_m est la perte par frottement dû aux roulements et aux joints;

6.3.3 Rendement volumétrique

Le rendement volumétrique η_v est donné par l'équation 6.7 :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_L} \quad (6.7)$$

où

Q_L est le débit de fuite.

6.4 Vitesse spécifique N_s

Le dimensionnement de l'impulseur et la vitesse spécifique sont étroitement liés. La vitesse spécifique aide à déterminer le type de pompe à utiliser dans une application spécifique pour un débit d'écoulement, une hauteur manométrique et une vitesse de rotation prise au point de fonctionnement optimal. La formule pour calculer la vitesse spécifique est la suivante :

$$N_s = \frac{N \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \left[\frac{tr / \min(m^3 / s)^{1/2}}{m^{3/4}} \right] \quad (6.8)$$

où

N est la vitesse de rotation;

Q est le débit volumétrique.

Le rendement de la pompe en fonction de la vitesse spécifique est donné à la figure 6.1 [20].

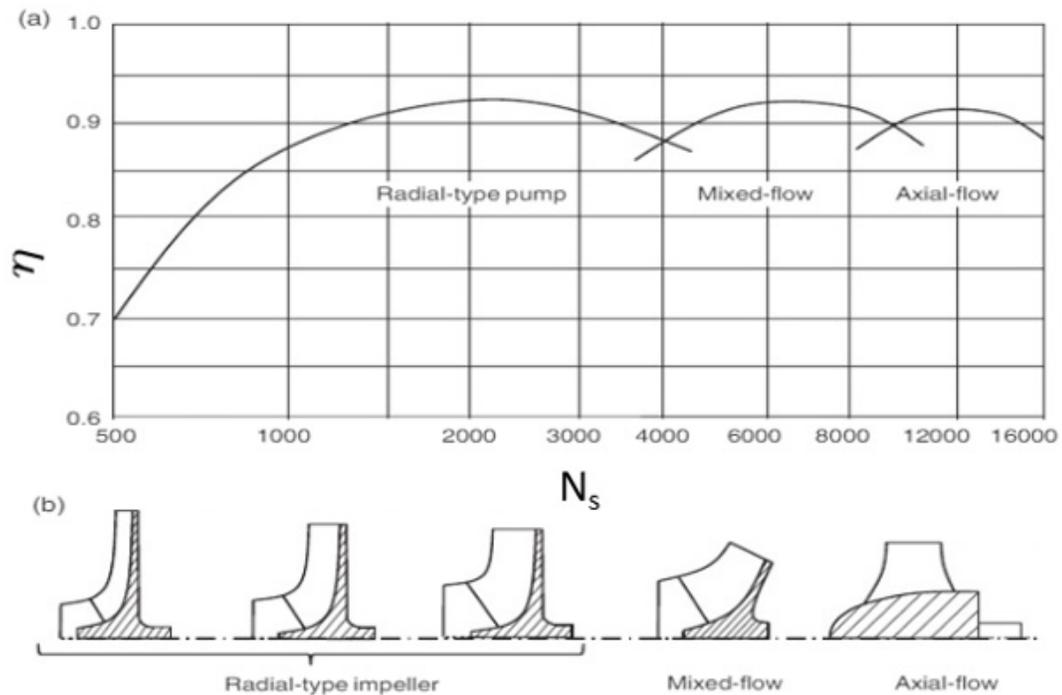


Figure 6.1: Variation de la forme de l'impulseur et du rendement de la pompe centrifuge par rapport à la vitesse spécifique

6.5 Impulseur

Les vitesses du fluide à l'entrée et à la sortie de l'impulseur sont fondamentales pour le bon dimensionnement de la pompe submersible.

Le fluide s'écoule le long des aubes de l'impulseur qui tourne à la vitesse angulaire ω . La somme vectorielle de la vitesse relative W et la vitesse d'entraînement U donnent

la vitesse absolue V . Les vecteurs de vitesses peuvent être représentés comme indiqué à la figure 6.2 [20].

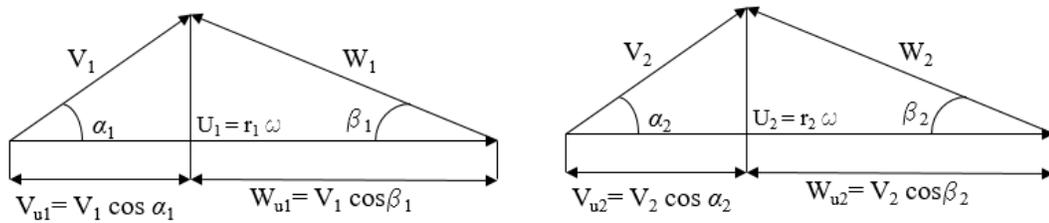


Figure 6.2: Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de l'impulseur

La conception de l'impulseur par l'application des équations théoriques est donnée au tableau 6.1 avec les hypothèses suivantes :

- L'ajout approximatif de l'épaisseur du diamètre du moyeu ΔD suggérée à 50,8 mm [32];
- Le coefficient de débit de l'œil φ_e (adimensionnel) est approximé à (0,25 à 0,30) [32];
- Le facteur de contraction à l'entrée de l'impulseur ε_1 est approximé à (0,8 à 0,9) [32];
- L'angle de fuite β_{b2} est compris entre $22,5^\circ$ et $27,5^\circ$ [32].

Tableau 6.1: Équations théoriques pour le calcul de l'impulseur de la pompe.

Diamètre de l'arbre (D_{sh})	$D_{sh} = (16.\tau / \pi.\sigma_s)^{1/3}$	(6.9)
Diamètre du moyeu (D_{h1})	$D_{h1} = D_{sh} + \Delta D$	(6.10)
Diamètre à l'entrée de l'impulseur (D_1)	$D_1 = D_e = 2.(Q / \varphi_e.\pi.\omega)^{1/3}$	(6.11)
Vitesse absolue à l'entrée de l'œil (V_e)	$V_e = 4.Q / (\pi.D_e^2)$	(6.12)
Vitesse d'écoulement (V_1)	$V_1 = [1,05 \text{ à } 1,20].V_e$	(6.13)
Aire latérale à l'entrée de l'impulseur (A_1)	$A_1 = Q / V_1$	(6.14)
Hauteur du canal à l'entrée de l'impulseur (b_1)	$b_1 = A_1 / [\varepsilon_1.\pi.(D_1 / 2)]$	(6.15)
Vitesse d'entraînement (U_1)	$U_1 = (N.\pi / 60).D_1$	(6.16)
Angle d'attaque (β_{f1})	$\beta_{f1} = \tan^{-1}(V_1 / U_1)$	(6.17)
Angle d'attaque idéale (β_{b1})	$\beta_{b1} = \beta_{f1} + 3^\circ$	(6.18)
Diamètre de sortie de l'impulseur (D_2)	$D_2 = \Delta_s.Q^{1/2} / (g.H)^{1/4}$	(6.19)
Vitesse spécifique (adimensionnelle) (ω_s)	$\omega_s = \omega.Q^{1/2} / (g.H)^{3/4}$	(6.20)

Nombre théorique d'aubes (Z_b)	$Z_b = 6,5 \cdot \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \cdot \sin \left(\frac{\beta_{b1} + \beta_{b2}}{2} \right)$	(6.21)
Facteur de contraction à la sortie de l'impulseur (ε_2)	$\varepsilon_2 = 1 - (Z_b \cdot e / \pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{b2})$	(6.22)
Facteur de glissement (adimensionnel) (μ_s)	$\mu_s = 1 - (\pi \cdot \sin \beta_{b2} / Z_b)$	(6.23)
Vitesse méridionale (V_{m2})	$V_{m2} = \left(U_2 - \left(\frac{g \cdot H}{\mu_s \cdot \eta_h \cdot U_2} \right) \right) \cdot \tan \beta_{b2}$	(6.24)
Aire latérale à la sortie de l'impulseur (A_2)	$A_2 = Q / V_{m2}$	(6.25)
Hauteur du canal à la sortie de l'impulseur (b_2)	$b_2 = A_2 / [\varepsilon_2 \cdot \pi \cdot (D_2 / 2)]$	(6.26)

où σ_s est la contrainte de cisaillement maximale, Δ_s est le diamètre spécifique (adimensionnel) et e est l'épaisseur des aubes de l'impulseur.

Le diamètre adimensionnel se détermine par le diagramme de Cordier, comme le montre la figure 6.3 [1].

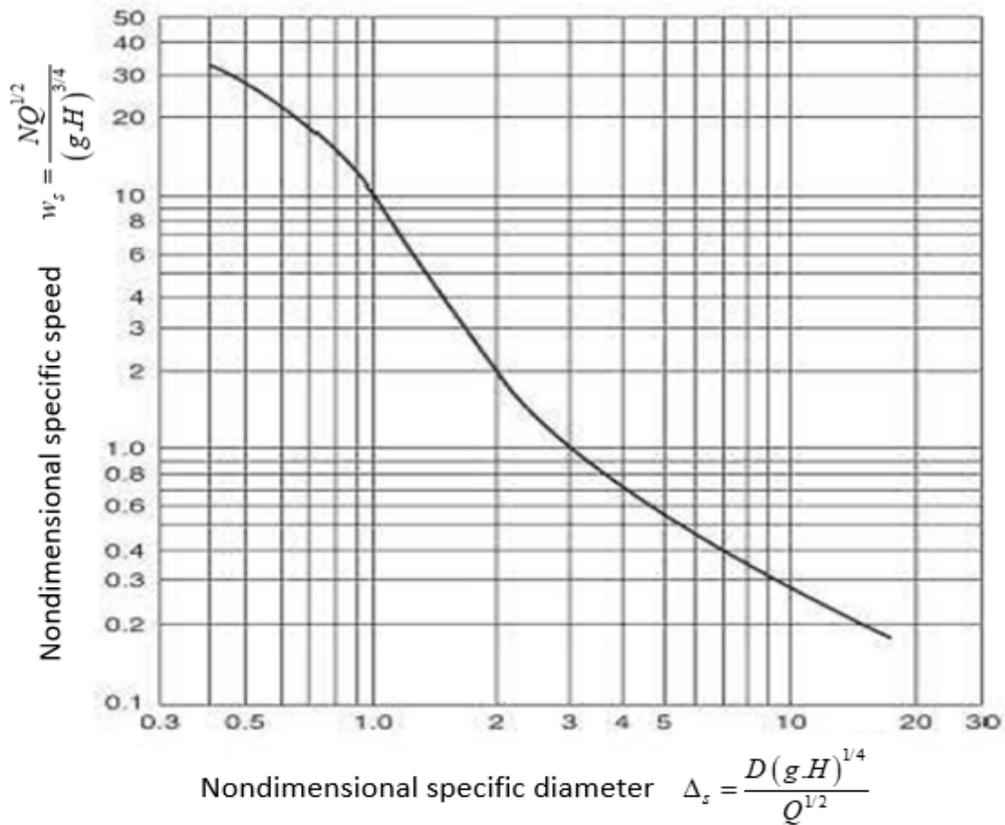


Figure 6. 3: Diagramme de Cordier

La méthode utilisée pour tracer les esquisses des aubes de l'impulseur est référée dans [1].

6.6 Conception du diffuseur

La conception du diffuseur par des équations théoriques est tirée de la référence [33]. La figure 6.4 montre les principales dimensions des aubes avant et retour du diffuseur.

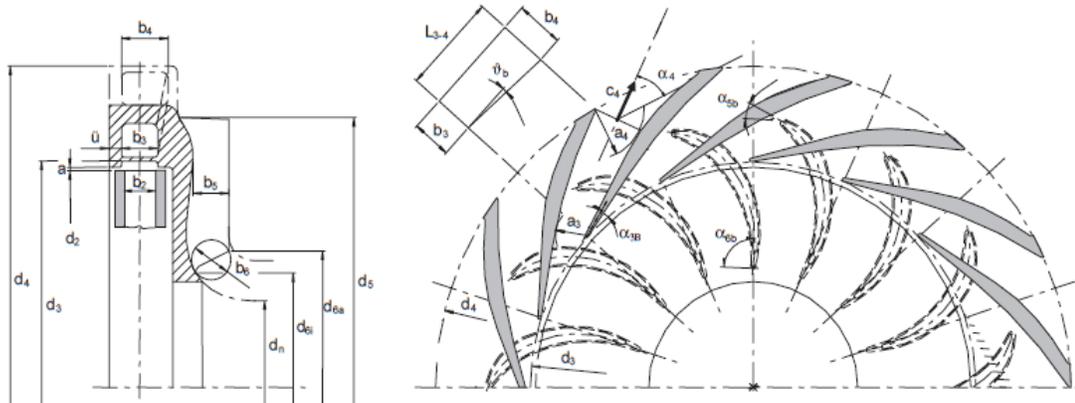


Figure 6. 4: Construction du diffuseur avec les aubes retour

Les équations de la conception des aubes avant du diffuseur et le nombre d'aubes requis pour le diffuseur sont données respectivement dans le tableau 6.2 et 6.3, tout en prenant en compte des hypothèses suivantes :

- Le diamètre à la sortie de l'impulseur D_2 équivaut au diamètre à l'entrée du diffuseur D_3 ;
- Le nombre d'aubes avant du diffuseur Z_{Le} dépend du nombre d'aubes de l'impulseur Z_b .
- Le facteur de blocage des aubes (adimensionnel) τ_3 est égal à 1 [34];
- Le facteur de correction (adimensionnel) f_{a3} est approximatif (1,1 à 1,3) [7].

Les équations théoriques de la conception des aubes avant du diffuseur sont données au tableau 6.2.

Tableau 6.2: Équations théoriques pour le calcul des aubes avant du diffuseur.

Hauteur du canal à l'entrée du diffuseur (b_3)	$b_3 = [1,05 \text{ à } 1,3].b_2$	(6.27)
Vitesse tangentielle à la sortie de l'impulseur (V_{u2})	$V_{u2} = P_s / (U_2 \cdot \rho \cdot Q)$	(6.28)
Vitesse tangentielle à l'entrée du diffuseur (V_{u3})	$V_{u3} = V_{u2} \cdot (D_2 / D_3)$	(6.29)
Vitesse méridionale à l'entrée du diffuseur (V_{m3})	$V_{m3} = Q \cdot \tau_3 / \pi \cdot D_3 \cdot b_3$	(6.30)
Angle d'attaque α_3	$\alpha_3 = \tan^{-1}(V_{m3} / V_{u3})$	(6.31)
Angle d'attaque idéal (α_{3b})	$\alpha_{3b} = \alpha_3 + 3^\circ$	(6.32)
Épaisseur des aubes du diffuseur e_3	$e_3 = (0,01 \text{ à } 0,0015) \cdot D_2$	(6.33)
Diamètre à la sortie du diffuseur (D_4)	$D_4 = ((1,05 \text{ à } 1,115) + 0,01 \cdot \omega_s) \cdot D_2$	(6.34)
Angle d'inclinaison (ϑ_b)	$\vartheta_b = \tan^{-1}(0,5 \cdot (a_4 - a_3) / L_{3-4})$	(6.35)
Hauteur du canal à la sortie du diffuseur (b_4)	$b_4 = b_3 + (\tan(\vartheta_b) \cdot L_{3-4})$	(6.36)

où a_4 est la largeur du canal à la sortie du diffuseur et L_{3-4} est la longueur des passages d'aube du diffuseur.

Le tableau 6.3 [34] indique le nombre d'aubes avant nécessaires pour le diffuseur en fonction du nombre d'aubes de l'impulseur.

Tableau 6.3: Nombre d'aubes requis pour le diffuseur

Z_b	5			6	7				
Z_{Le}	7	8	12	10	9	10	11	12	(15)

6.7 Conception des aubes retour du diffuseur

Le tableau 6.4 contient les équations théoriques de la conception des aubes retour du diffuseur.

Tableau 6.4: Équations théoriques pour le calcul des aubes retour du diffuseur.

Diamètre à la sortie des aubes de retour (D_6)	$D_6 = D_1$	(6.38)
Vitesse méridionale à la sortie des aubes de retour (V_{m6})	$V_{m6} = (0,85 \text{ à } 0,9) \cdot V_{m1}$	(6.39)
Hauteur du canal à l'entrée et à la sortie des aubes de retour (b_5 et b_6)	$b_5 = b_6 = Q / \pi \cdot D_6 \cdot V_{m6}$	(6.40)
Vitesse tangentielle à la sortie du diffuseur (V_{u4})	$V_{u4} = V_{u3} \cdot (D_3 / D_4)$	(6.41)
Vitesse méridionale à la sortie des aubes de retour (V_{m5})	$V_{m5} = Q / \pi \cdot D_5 \cdot b_5$	(6.42)
Vitesse tangentielle à l'entrée des aubes de retour (V_{u5})	$V_{u5} = V_{u4} \cdot (D_4 / D_5)$	(6.43)
Angle d'attaque des aubes de retour (α_5)	$\alpha_5 = \tan^{-1}(V_{m5} / V_{u5})$	(6.44)

Angle d'attaque (α_{6b})	$\alpha_{6b} = \alpha_6 + 3^\circ$	(6.45)
Nombre d'aubes de retour (Z_R)	$Z_R \leq Z_{Le}$	(6.46)

où α_6 est l'angle de fuite des aubes de retour.

CHAPITRE 7

RÉSULTATS ET DISCUSSION

7.1 Paramètres géométriques et opérationnels

Le dimensionnement est effectué à partir du point caractérisé par un débit de 141 m³/h, une hauteur de refoulement de 92 m et une vitesse de rotation de 3600 tr/min. Le processus de conception permet d'obtenir les dimensions de l'impulseur, du diffuseur et de l'arbre de la pompe. Ces paramètres géométriques et opérationnels illustrés dans le tableau 7.1 conduisent à la modélisation 3D de la pompe dans le domaine solide et fluide.

Tableau 7.1 : Données de références géométriques et opérationnelles de l'impulseur, du diffuseur et de l'arbre de la pompe SM.

Composant	Paramètres géométriques	
Impulseur	Diamètre du moyeu [Dh] (mm)	44,45
	Diamètre à l'entrée [D1] (mm)	107,95
	Diamètre à la sortie [D2] (mm)	241,04
	Hauteur du canal à l'entrée [b1] (mm)	30,17
	Hauteur du canal à la sortie [b2] (mm)	14,48
	Nombre d'aubes [Zb]	7
	Angles d'attaque [β_{b1}] (°)	16

	Angles de fuite [β_{b2}] ($^{\circ}$)	27,5
	Épaisseur des aubes [e] (mm)	3,17
Diffuseur : Côté avant	Diamètre à l'entrée [D3] (mm)	243,84
	Diamètre à la sortie [D4] (mm)	311,15
	Hauteur du canal à l'entrée [b3] (mm)	17,46
	Hauteur du canal à la sortie [b4] (mm)	40,64
	Largeur du canal à l'entrée [a3] (mm)	15,87
	Angles d'attaque [α_{3b}] ($^{\circ}$)	10
	Nombre d'aubes [Z_{Le}]	8
	Épaisseur des aubes [e3] (mm)	3,175
Diffuseur : Aubes de retour	Diamètre à l'entrée [D5] (mm)	311,15
	Diamètre à la sortie [D6] (mm)	107,95
	Hauteur du canal à la sortie [b6] (mm)	6,35
	Angles d'attaque [α_5] ($^{\circ}$)	95
	Angles de fuite [α_6] ($^{\circ}$)	18
	Nombre d'aubes [Z_R]	6

	Épaisseur des aubes [e_5] (mm)	3,175
Arbre	Longueur totale L [mm]	655,15
	Diamètre d [mm]	45,06

L'analyse structurale demande la connaissance des propriétés mécaniques de l'acier utilisé. Les propriétés de l'acier CD4MCu et 17-4 PH sont présentées dans le tableau 7.2.

Tableau 7.2: Propriétés de l'acier utilisé

Propriétés des matériaux	CD4MCu	17-4PH
Masse volumique [kg/m^3]	7750,4	7750,4
Module de Young [Pa]	$1,9995 \times 10^{11}$	$1,96 \times 10^{11}$
Coefficient de poisson	0,3	0,3
Module de compressibilité [Pa]	$1,666 \times 10^{11}$	$1,63 \times 10^{11}$
Module de cisaillement [Pa]	$7,69 \times 10^{10}$	$7,53 \times 10^{10}$
Limite d'élasticité [Pa]	$5,6192 \times 10^8$	$7,93 \times 10^8$
Limite à la rupture en traction [Pa]	$7,446 \times 10^8$	$1,103 \times 10^9$

Le liquide considéré dans cette analyse est l'eau à 25 °C avec un poids spécifique de 9,777 kN/m³.

7.2 Modélisation de la pompe de référence

L'analyse et l'optimisation des composants de la pompe se feront avec le logiciel Ansys.

7.2.1 Modèle solide et fluide

Au moyen de paramètres géométriques; des modèles solides sont créés avec le logiciel Inventor, puis exportés vers le module Spaceclaim du logiciel Ansys pour générer des modèles 3D dans le domaine fluide. La modélisation des composantes de la pompe de référence est illustrée à la figure 7.1.

Les calculs de la hauteur manométrique, de la puissance à l'arbre, du rendement et des forces axiales et radiales s'effectuent à l'aide du modèle fluide, tandis que les calculs des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques se font en utilisant le modèle solide.

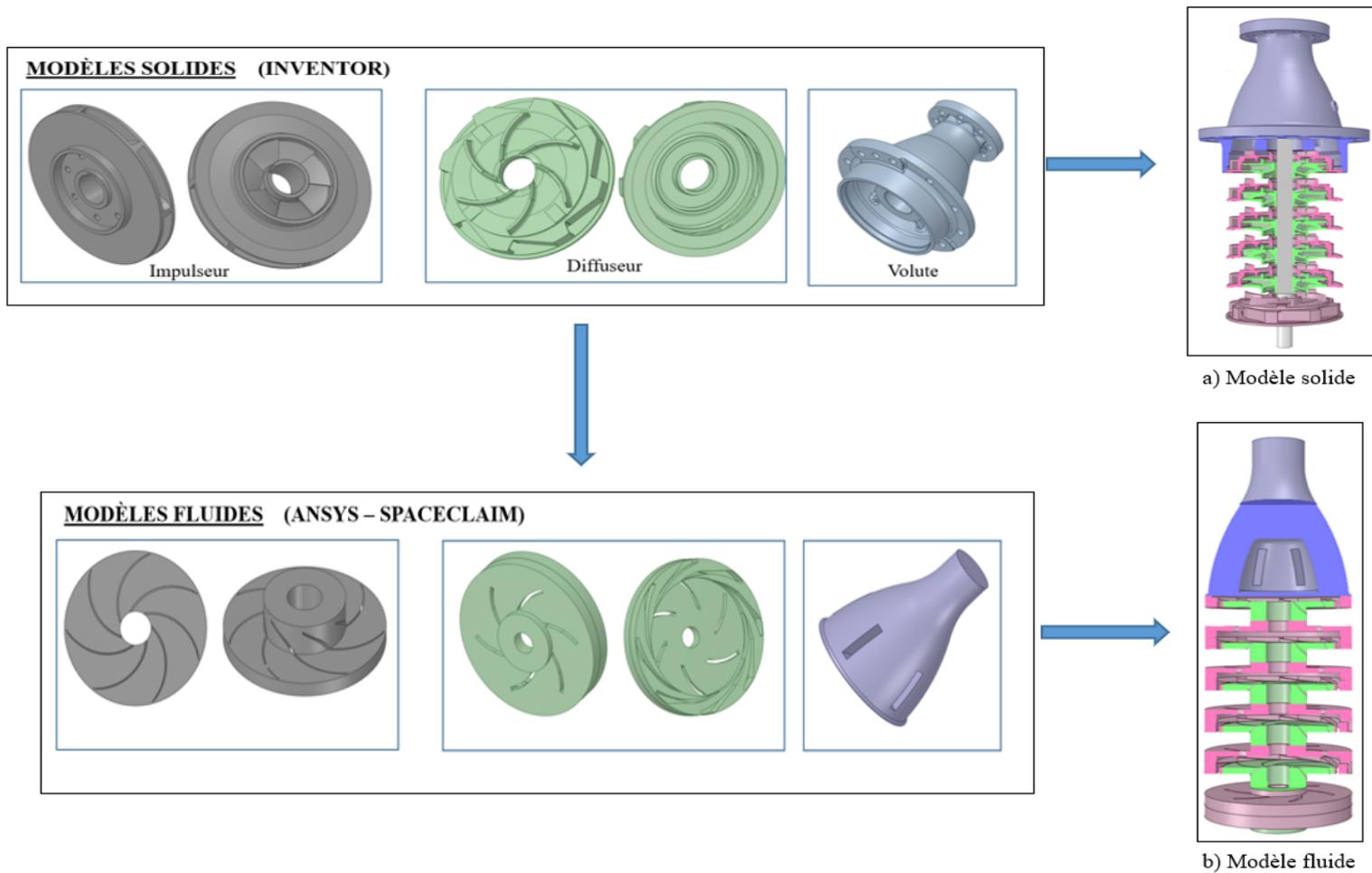


Figure 7.1: Modélisation des composants de la pompe de référence

7.2.2 Implémentation numérique

Les équations différentielles résultantes des modélisations mathématiques des équations de continuité, de Navier-Stokes et le modèle de turbulence sont résolus en utilisant le module ANSYS-CFX et les équations des contraintes, des déformations et des vibrations sont résolues numériquement par le code ANSYS en utilisant les modules « Structural statique », « Modale » et « Reponse harmonique ».

La figure 7.2 montre les étapes de résolution numérique avec le logiciel ANSYS.

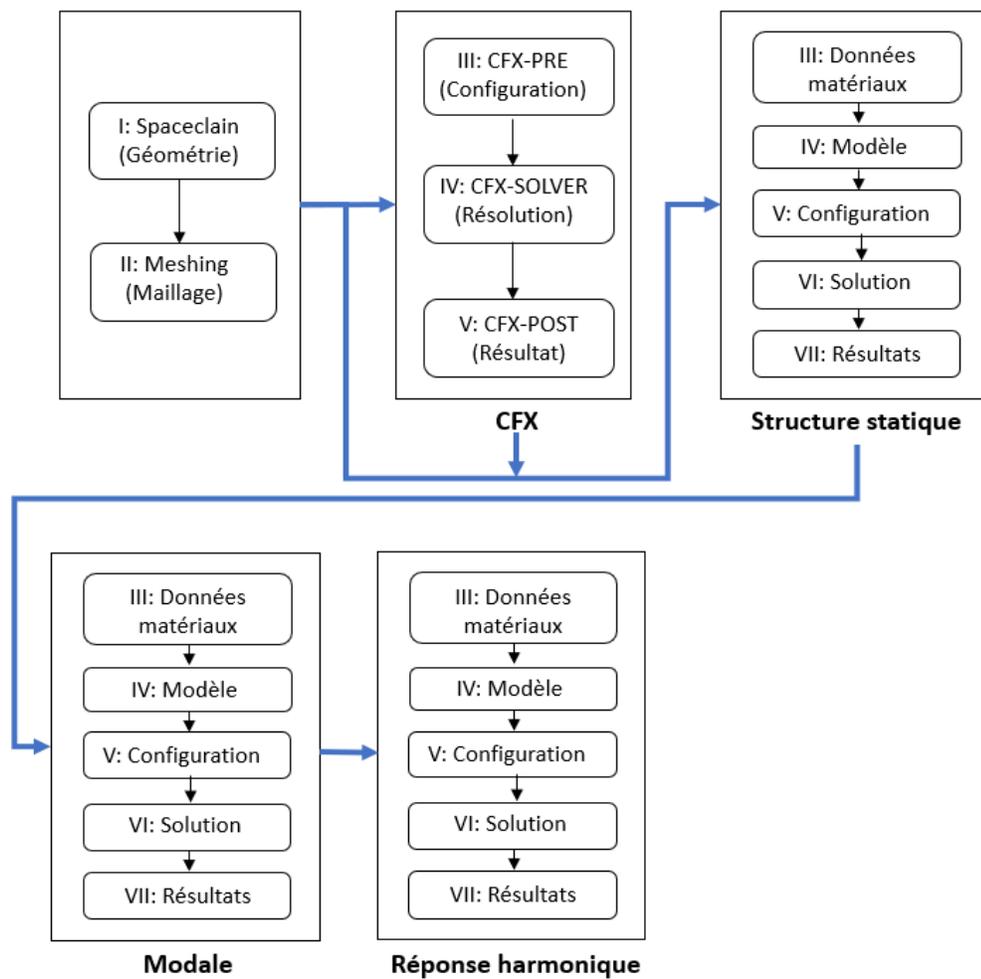


Figure 7.2: Étapes de la résolution numérique avec le logiciel ANSYS

❖ Simulation numérique avec le code ANSYS-CFX

Les simulations numériques sont effectuées en utilisant le logiciel ANSYS-CFX pour analyser les comportements d'écoulement du liquide dans la pompe SM80-125. Ainsi, le modèle géométrique obtenu est transféré vers le module meshing.

a. Module Meshing

La complexité de la géométrie conduit au choix d'un maillage tétraédrique dans la discrétisation du domaine de calcul.

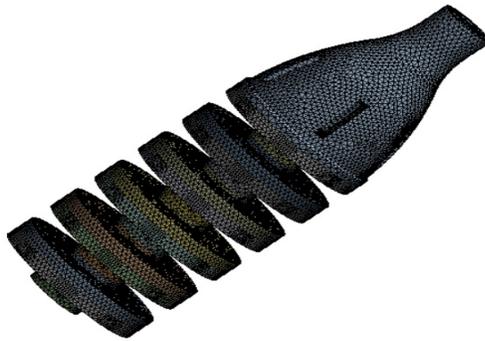


Figure 7.3: Maillage de la pompe généré par le module Meshing.

b. Module CFX-PRE

Les paramètres suivants sont pris en compte par le module CFX-Pre :

- les conditions aux limites (pression d'aspiration à l'entrée et débit massique à la sortie);
- le modèle de turbulence $k-\epsilon$;
- le critère de convergence (RMS à 10^{-4} , MAX);
- le type de matériaux : liquide;
- l'interface impulseur/diffuseur en utilisant la condition frozen rotor;
- l'interface diffuseur/impulseur;
- l'interface diffuseur/volute;
- les équations de continuité et de Navier-Stokes.

La figure 7.4 illustre les différents paramétrages réalisés sur la pompe.

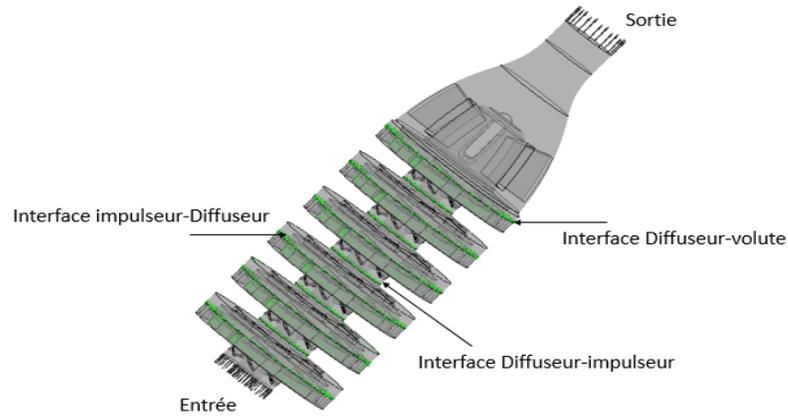


Figure 7.4: Paramétrage de la pompe sous CFX-PRE

c. Module CFX-SOLVER

La résolution numérique des équations est réalisée par le solveur de ce module.

d. Module CFX-POST

CFX-Post permet de visualiser et d'analyser les résultats obtenus. La répartition de la pression de la pompe sous le module CFX-POST est présentée à la figure 7.6.



Figure 7.5: Répartition de pression de la pompe SM80-125/6 sous le module CFX-POST

Un schéma récapitulatif est illustré à la figure 7.7 proposant les étapes à suivre pour réaliser l'étude numérique de l'écoulement du liquide avec ANSYS-CFX.

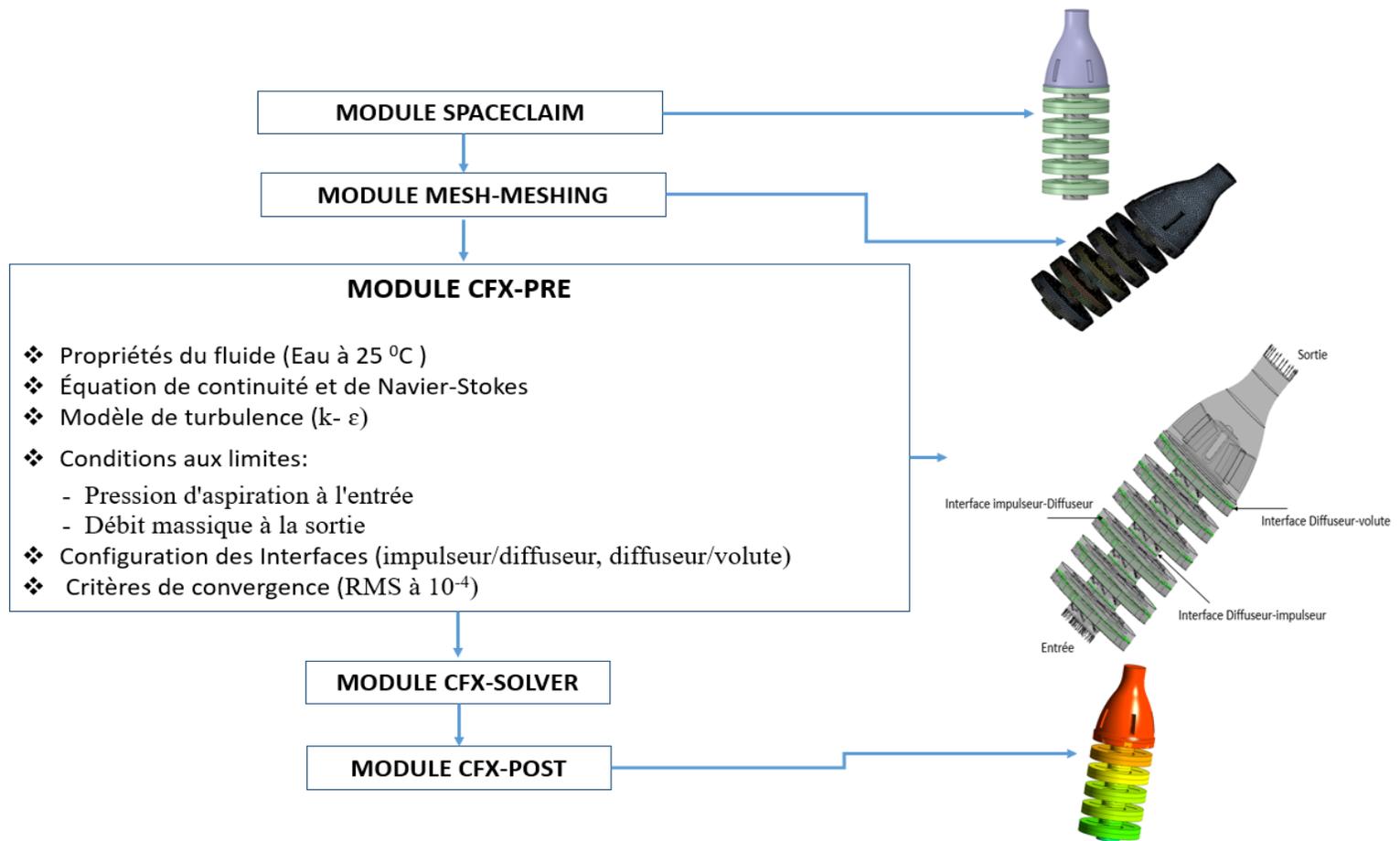


Figure 7.6: Schéma récapitulatif de l'étude numérique de l'écoulement du liquide avec ANSYS-CFX

7.3 Étude de cas

Cette section traite des contraintes et des déformations dans une pompe submersible à un étage, du jeu entre les impulseurs et les diffuseurs sur les performances de la pompe submersible de type SM, du nombre d'étages sur la pompe submersible de type SM (3,5 et 6), de la vitesse de rotation de l'impulseur (1800 et 3600 tr/min), et de l'effet des amplitudes et des fréquences de vibration d'une pompe submersible de type SM à six étages.

7.3.1 Effet des contraintes et des déformations pour une pompe submersible de type SM à un étage

L'analyse des contraintes et des déformations mécaniques se réalise au moyen du modèle solide en intégrant les pressions internes des impulseurs, les forces axiales et radiales et les couples obtenus à partir des simulations du modèle fluide en fonction du débit et de la vitesse de rotation de la pompe.

Les figures 7.7 à 7.9 présentent la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre, le rendement, les forces axiales et radiales, les contraintes et les déformations selon les conditions de fonctionnement en termes de débits volumétriques et de vitesse de rotation. Dans la figure 7.7, lorsque la hauteur manométrique décroît, la force axiale décroît également alors que la force radiale diminue jusqu'à un débit de 110,22 m³/h puis croît de manière continue à des débits plus élevés. Conformément à la figure 7.8, l'augmentation de la puissance à l'arbre et l'efficacité de la pompe entraîne également l'accroissement de manière continu des contraintes sur l'arbre de la pompe. La combinaison de la force axiale et radiale ainsi que du couple augmentant progressivement avec le débit se traduit aussi par des déformations croissantes comme le montre la figure 7.9. Par conséquent, le choix des matériaux revêt une importance fondamentale pour les contraintes et les déformations qui seront générées par la pompe en fonctionnement à haut débit.

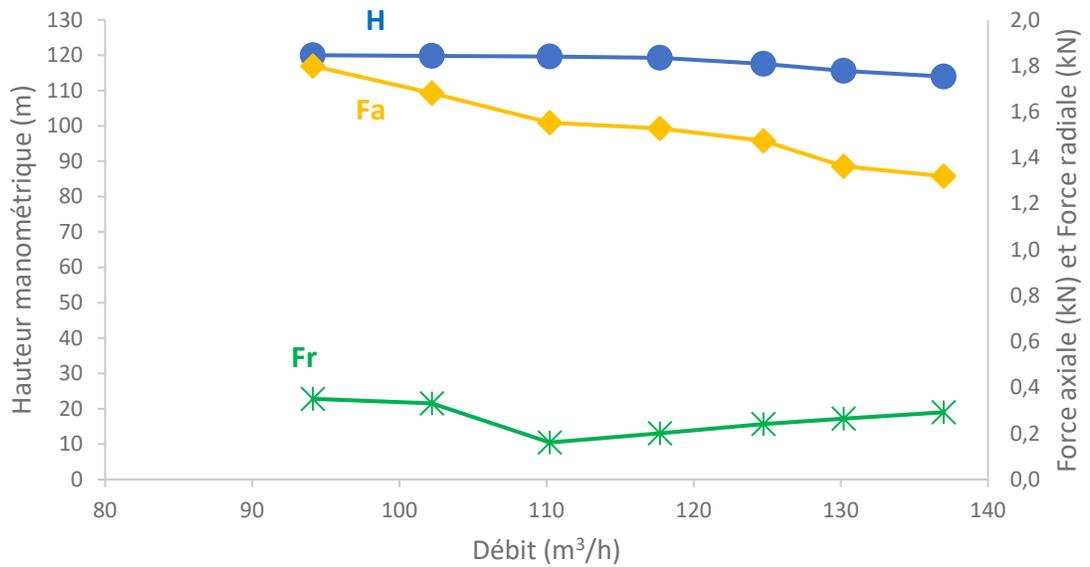


Figure 7.7: Hauteur manométrique, force axiale et radiale en fonction du débit (un étage)

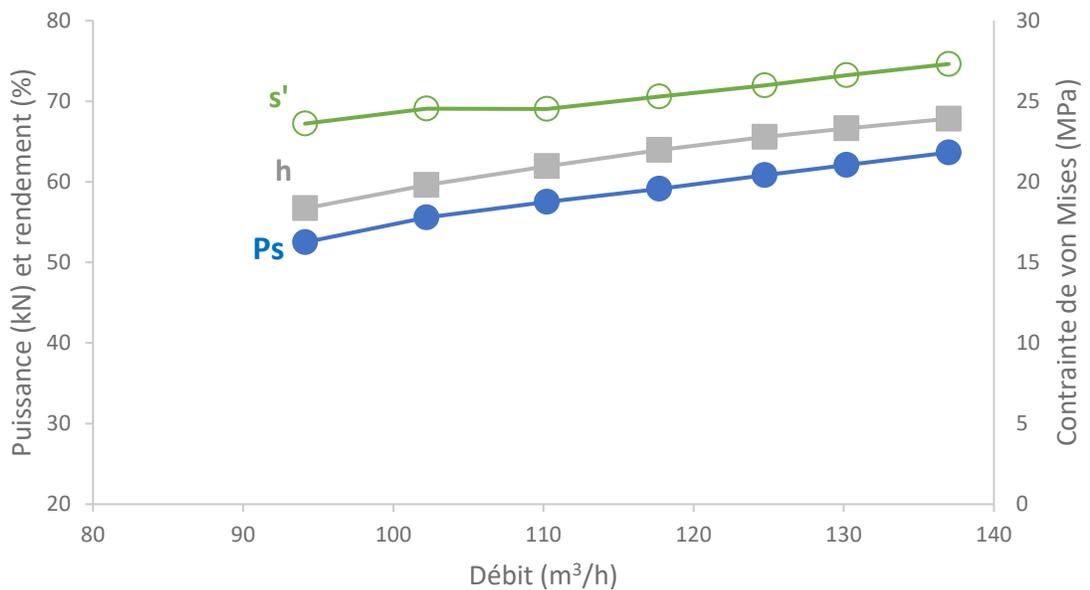


Figure 7.8: Contraite de von Mises, puissance à l'arbre et rendement en fonction du débit (un étage)

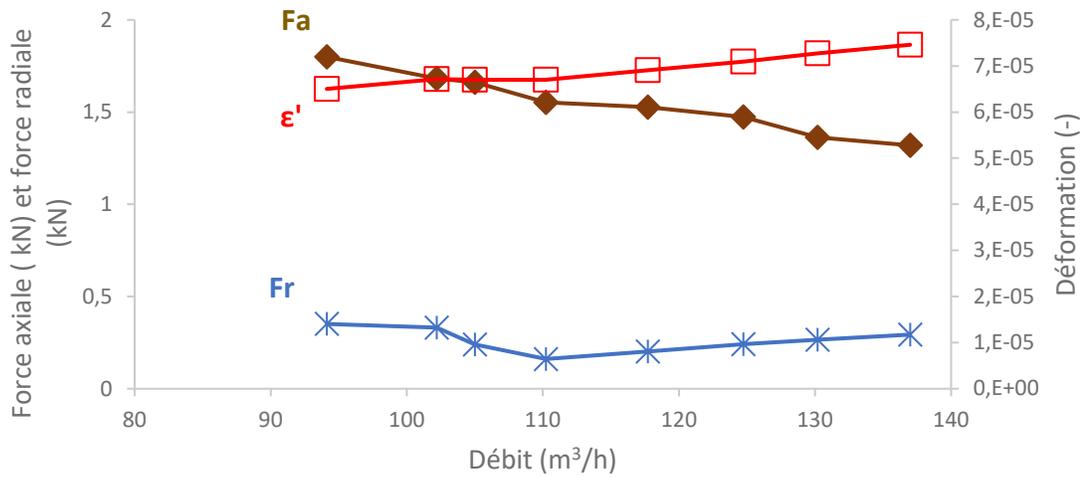


Figure 7.9: Déformation, force axiale et radiale en fonction du débit (un étage)

Les figures 7.10 et 7.11 présentent respectivement les contours de contraintes et de déformations pour un débit de 94,122 m³/h.

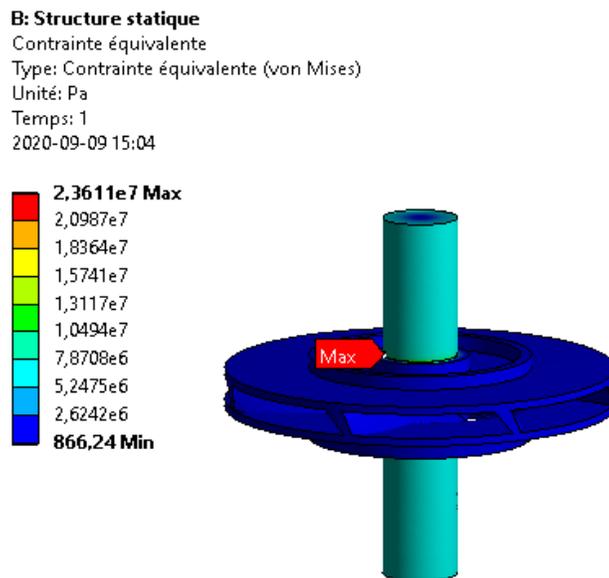


Figure 7.10: Contours de contrainte pour un débit de 94,122 m³/h

B: Structure statique
 Déformation élastique équivalente
 Type: Déformation élastique équivalente
 Unité: m/m
 Temps: 1
 2020-09-09 15:06

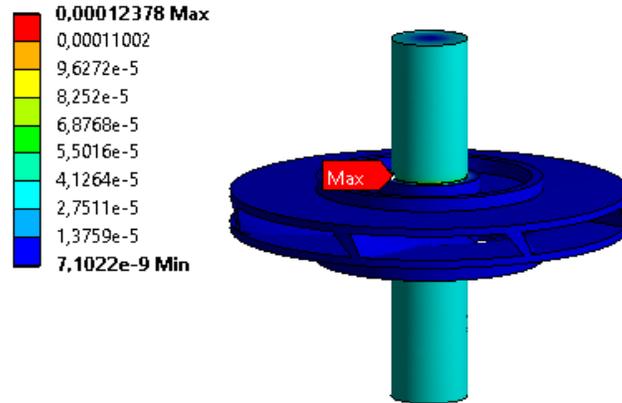


Figure 7.11: Contours de contrainte pour un débit de 94,122 m³/h

7.3.2 Effet du jeu entre les impulseurs et les diffuseurs sur les performances de la pompe submersible de type SM.

L'analyse des performances de la pompe submersible à six étages se réalise avec l'impulseur de référence (241 mm), l'impulseur avec un jeu de 8,2 % (221 mm) et l'impulseur à 15,4 % (204 mm). Les autres paramètres géométriques sont les mêmes que ceux énumérés dans le tableau 7.1. Comme le montre la figure 7.12, le rognage de l'impulseur entraîne une diminution progressive de la hauteur manométrique du fait que l'énergie du fluide générée par l'impulseur en rotation a été réduite avec la diminution du diamètre de sortie et l'angle de fuite étant modifié par le rognage, ce qui entraîne une réduction de la pression; par conséquent, la hauteur manométrique diminue selon le cas. À la figure 7.13; plus le diamètre extérieur est grand, plus la puissance à délivrer est grande. Cela est dû au poids de l'impulseur qui génère un couple

plus élevé. Le rendement de la pompe est élevé avec un impulseur de plus petit diamètre comme illustré à la figure 7.14.

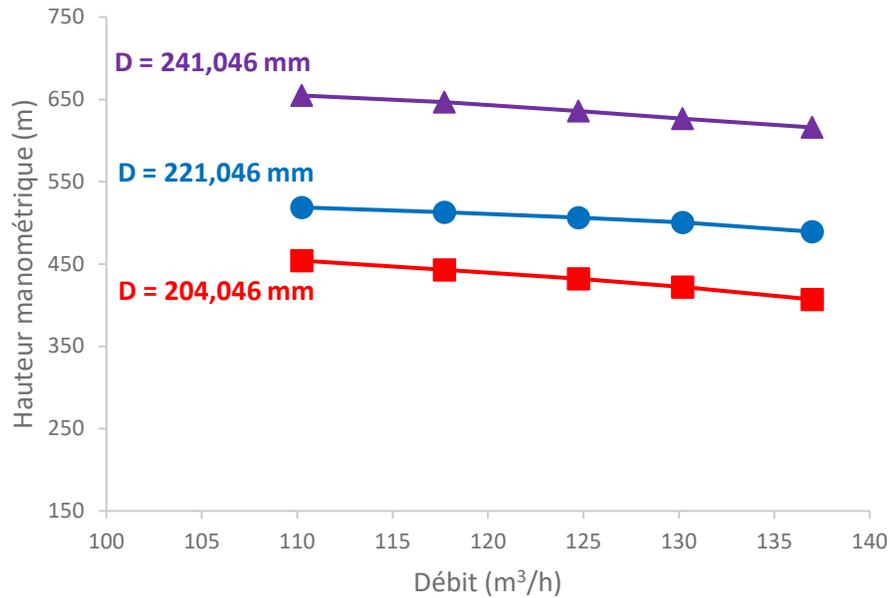


Figure 7.12: Hauteur manométrique en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur)

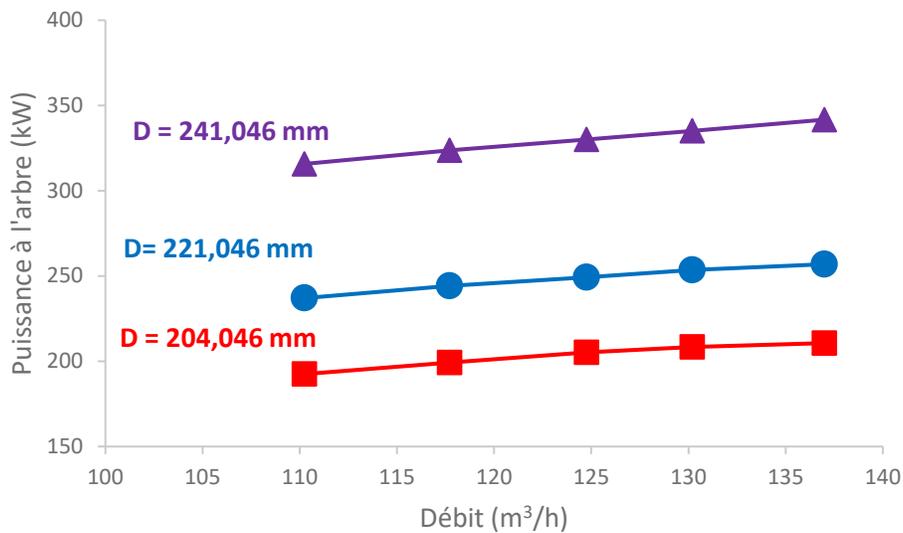


Figure 7.13: Puissance à l'arbre en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur)

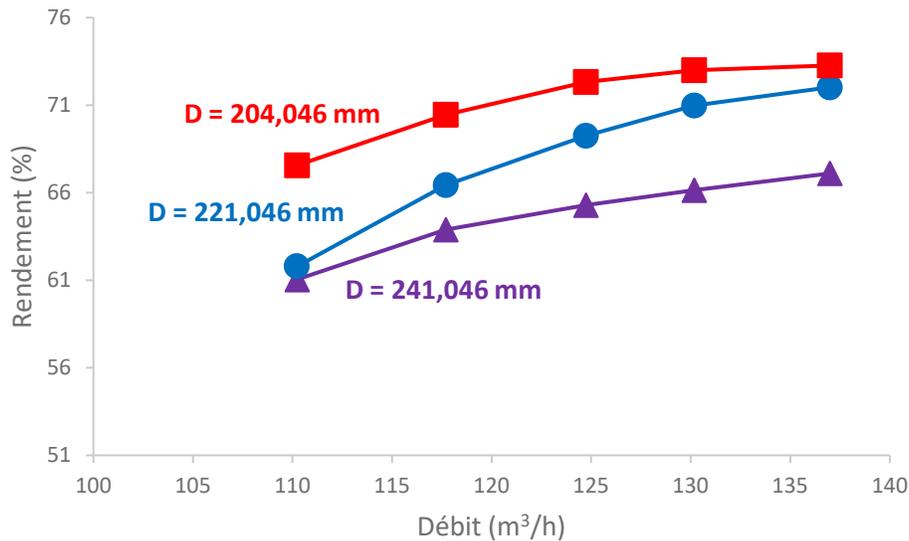


Figure 7.14: Rendement en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur)

Les figures 7.15 à 7.18 présentent respectivement les effets de la force axiale, de la contrainte et de la déformation en fonction du débit. Pour un débit de 117,09 m³/h, la force axiale de l'impulseur d'origine est de 157,43 kN. La valeur de la force axiale de l'impulseur rogné à 8,2 % est de 126,07 kN, soit 19,92 % de moins que l'impulseur d'origine. Et la force axiale de l'impulseur rogné à 15,4 % est inférieure de 29,87 % à celle du modèle d'origine. Ces résultats illustrés à la figure 7.10 montrent qu'à mesure que le rognage de l'impulseur augmente, la force axiale diminue. Ceci est dû à l'interaction entre l'impulseur et le diffuseur de fluide, qui est réduite par l'augmentation de la quantité de rognage de l'impulseur. La force radiale diminue aussi avec l'augmentation du jeu de l'impulseur comme indiqué à 7.16. Notons que dans les figures 7.17 et 7.18 qu'un impulseur de grand diamètre présente une contrainte et une déformation plus grande compte tenu d'un grand couple développé et d'une grande force axiale et radiale induite dans l'arbre de la pompe.

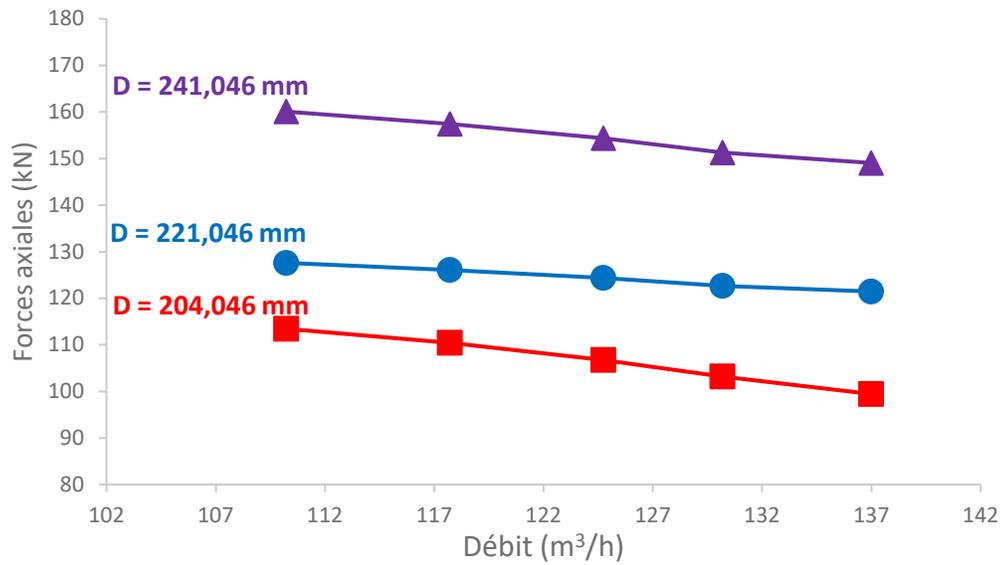


Figure 7.15: Force axiale en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur)

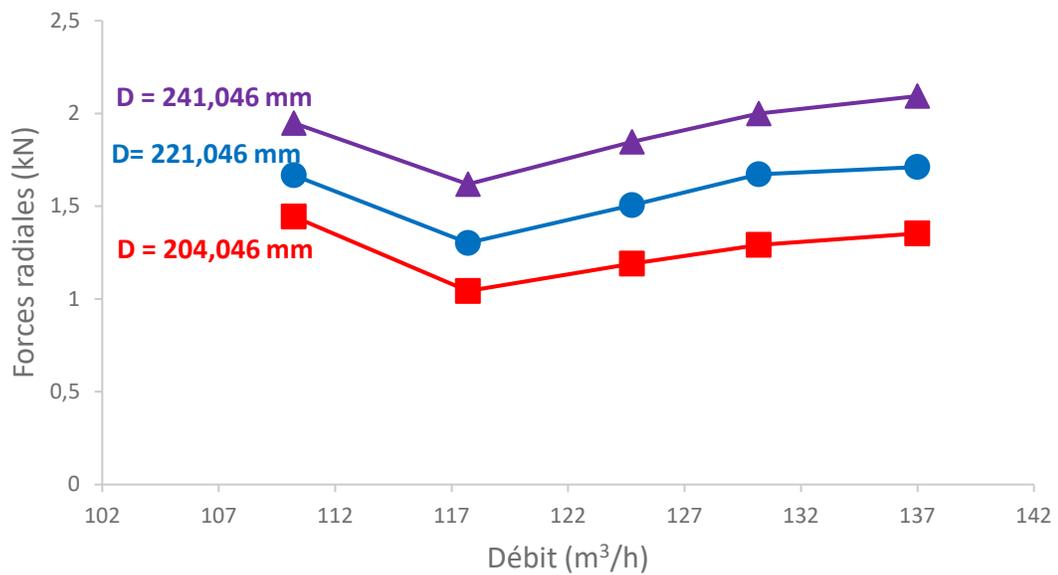


Figure 7.16: Force radiale en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur)

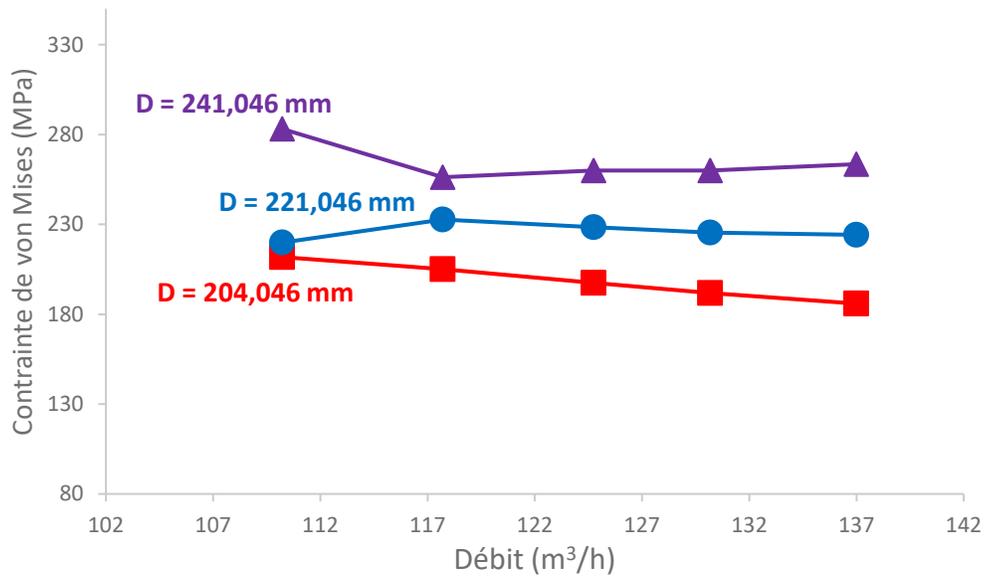


Figure 7.17: Contrainte de von Mises en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur)

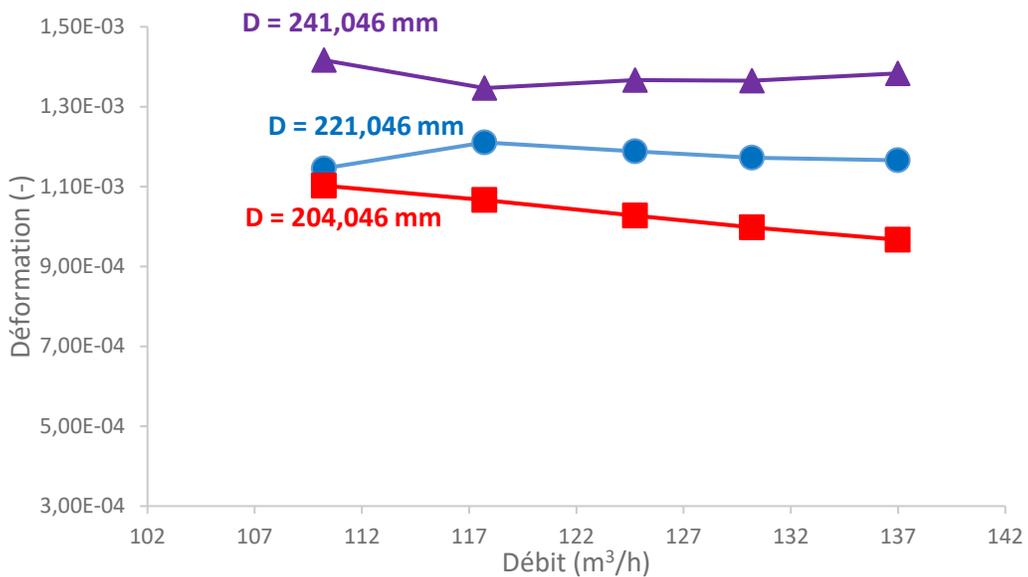
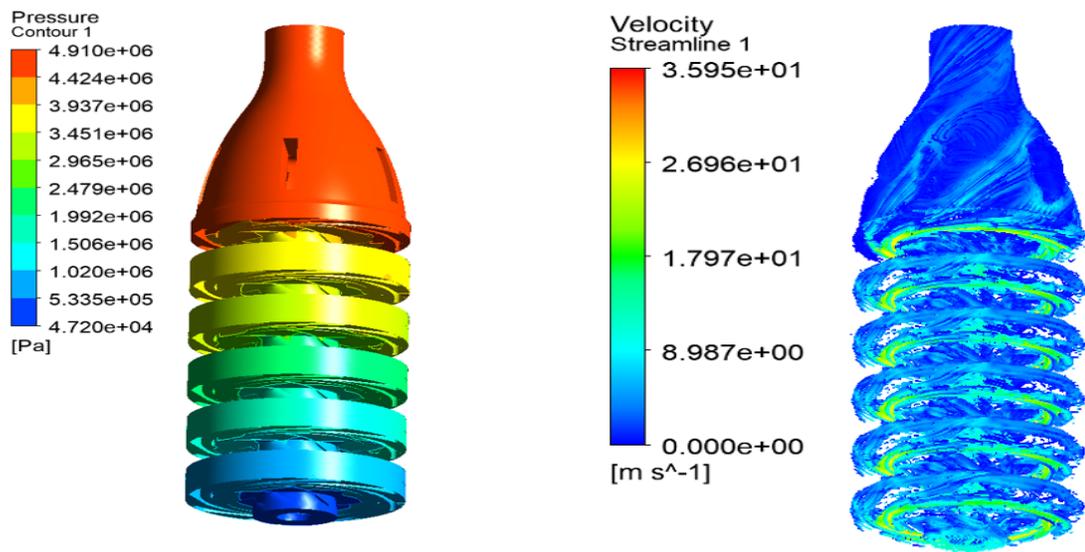


Figure 7.18: Déformation en fonction du débit (variation du diamètre extérieur de l'impulseur)

Les figures 7.19 à 7.24 décrivent les contours de pressions statiques, de vitesses d'écoulement à la sortie de la volute, de contraintes et déformations de l'impulseur rogné à 15,4 % ; à 8,2 % et l'impulseur d'origine pour un débit de 110,23 m³/h. Les sorties des impulseurs sont des régions où se produit une accélération du fluide. La vitesse du fluide chute de façon considérable à la sortie des diffuseurs et de la volute. Les variations de pressions et de vitesses moyennes à la sortie de la volute sont respectivement de 4,35.10⁶ Pa et 3,51 m/s pour l'impulseur rogné à 15,4%; de 4,82.10⁶ Pa et 3,38 m/s pour l'impulseur rogné à 8,2 %; de 6,24.10⁶ Pa et 3,14 m/s pour l'impulseur d'origine. Ces valeurs reflètent le fait que la pression est élevée là où la vitesse est faible et réciproquement. Ainsi, la pression à la sortie de la volute, la contrainte et la déformation de l'arbre augmente avec l'agrandissement du diamètre externe de l'impulseur.



$$\Delta p = 4,35 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$V_{\text{moy}} = 3,51 \text{ m/s}$$

Figure 7.19: Contours de pression statique et de vitesse moyenne de l'impulseur rognée à 15,4% pour un débit de 110,23 m³/h

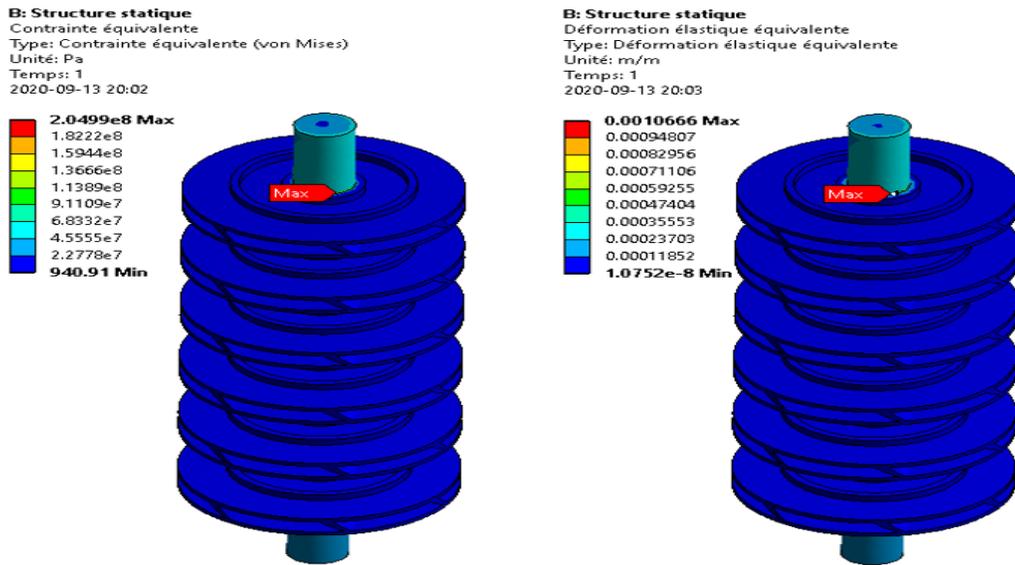
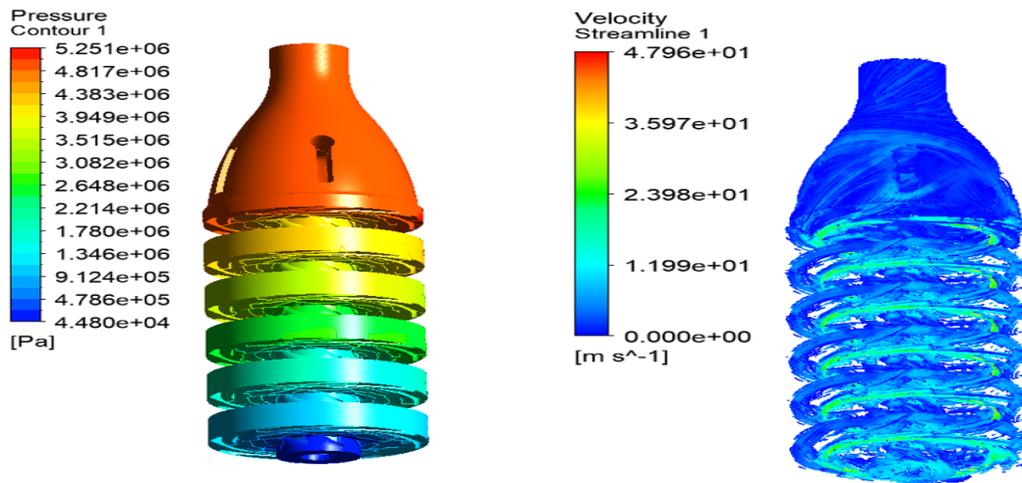


Figure 7.20: Contours de contrainte et de déformation de l'impulseur rognée à 15,4% pour un débit de 110,23 m³/h



$$\Delta p = 4,82 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$V_{\text{moy}} = 3,38 \text{ m/s}$$

Figure 7.21: Contours de pression statique et de vitesse moyenne de l'impulseur rognée à 8,2 % pour un débit de 110,23 m³/h

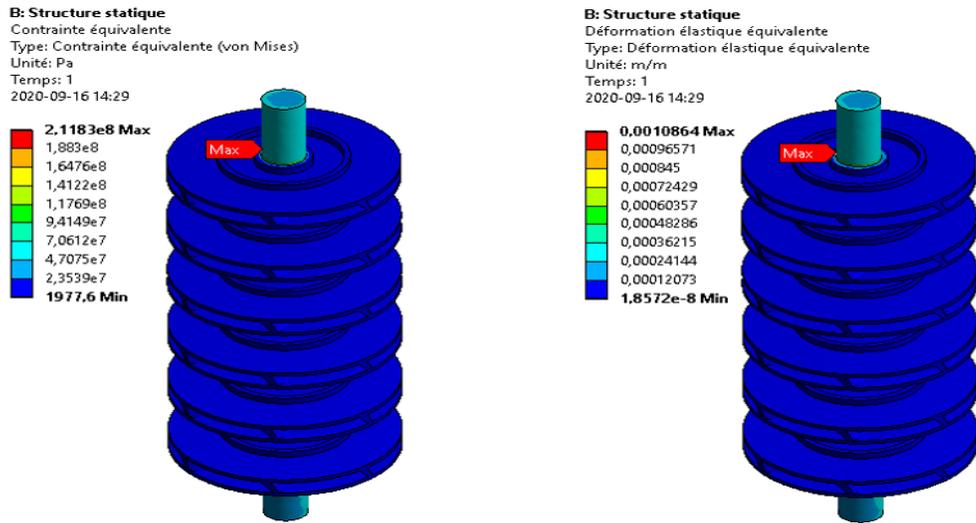
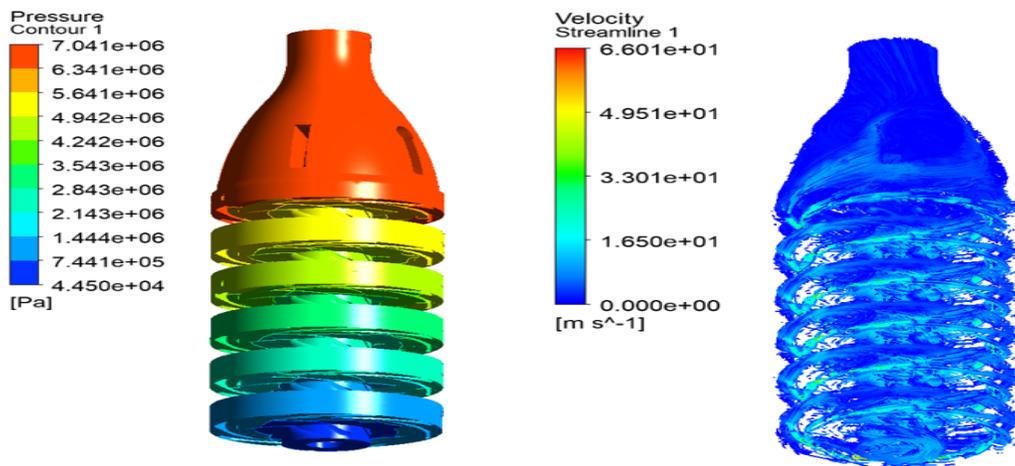


Figure 7.22: Contours de contrainte et de déformation de l'impulseur rognée à 8,2 % pour un débit de 110,23 m³/h



$$\Delta p = 6,24.106 \text{ Pa}$$

$$V_{\text{moy}} = 3,14 \text{ m/s}$$

Figure 7.23: Contours de pression statique et de vitesse moyenne de l'impulseur d'origine pour un débit de 110,23 m³/h

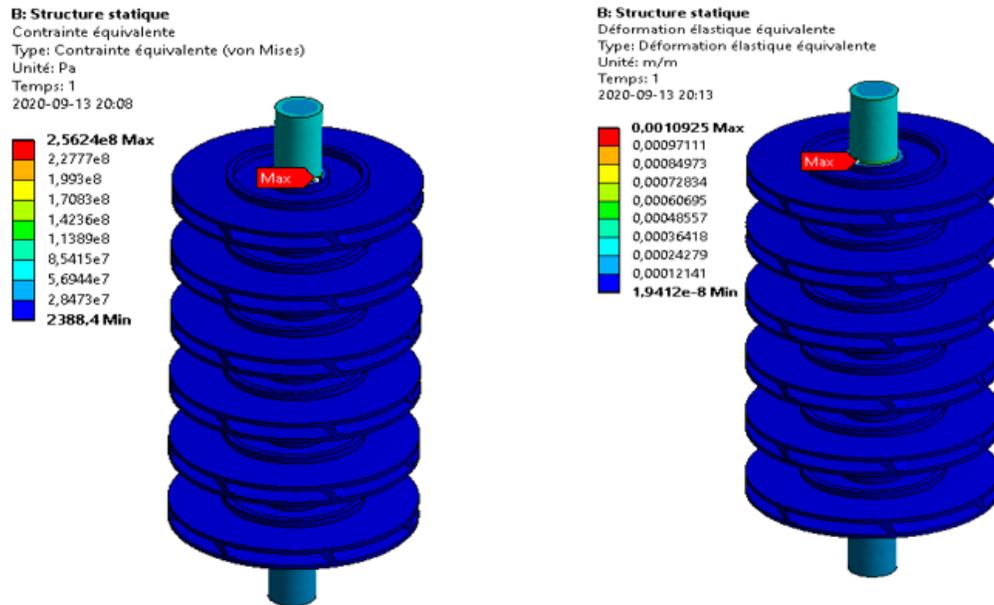


Figure 7.24: Contours de contrainte et de déformation de l'impulseur d'origine pour un débit de 110,23 m³/h

7.3.3 Effet du nombre d'étages sur la pompe submersible de type SM (3,5,6)

Les figures 7.25 à 7.27 fournissent des informations sur l'influence des étages sur la performance de la pompe. Plus le nombre d'étages est élevé, plus la hauteur manométrique de pompe est importante comme illustré à la figure 7.25. Cela tient au fait que le fluide à la sortie du diffuseur est à une pression plus élevée qu'à l'entrée de l'impulseur. Comme la sortie d'un étage est dirigée vers l'entrée de l'étage suivant, la pression du liquide dans une pompe multi-étages est augmentée en conséquence. Dans la mesure où l'ajout des étages a un effet bénéfique sur la hauteur de refoulement, le moteur quant à lui devra fournir plus de puissance pour entraîner la pompe comme présentée à la figure 7.26. La corrélation existante entre le nombre d'étages et la puissance à l'arbre de la pompe présentée à la figure 7.27 met en lumière le fait que le rendement global est similaire sur tous les étages puisque l'augmentation de l'étage de

la pompe entraîne un accroissement de la pression statique et de la puissance à l'arbre de la pompe.

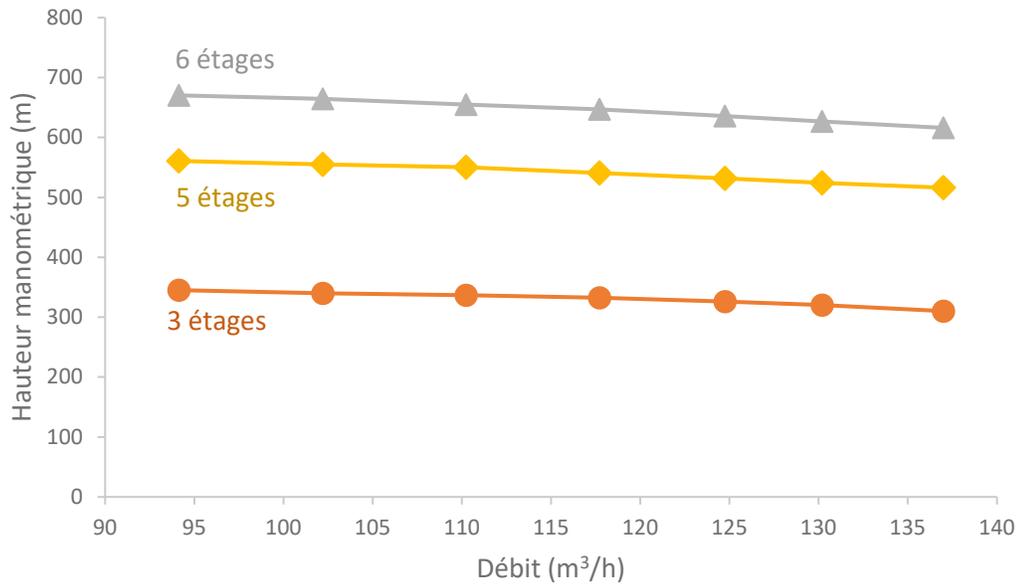


Figure 7.25: Hauteur manométrique en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe)

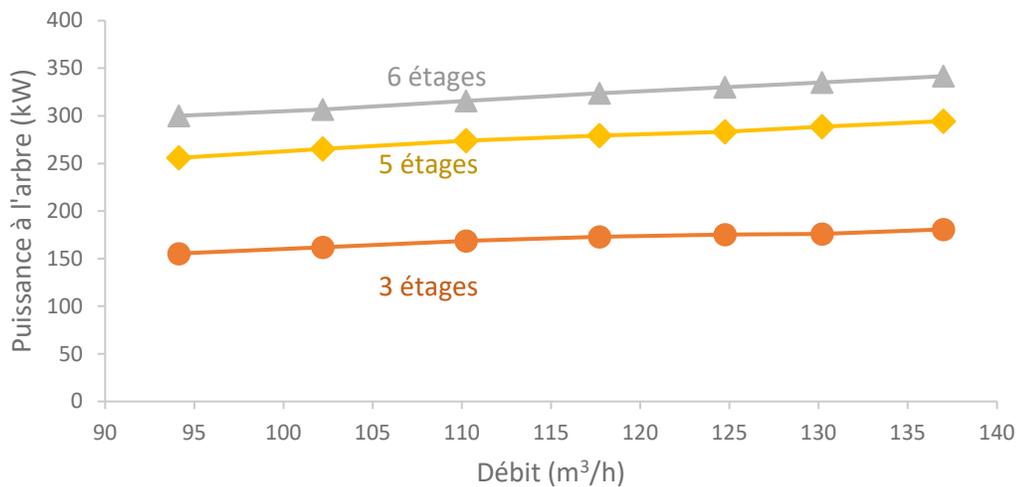


Figure 7.26: Puissance à l'arbre et rendement en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe)

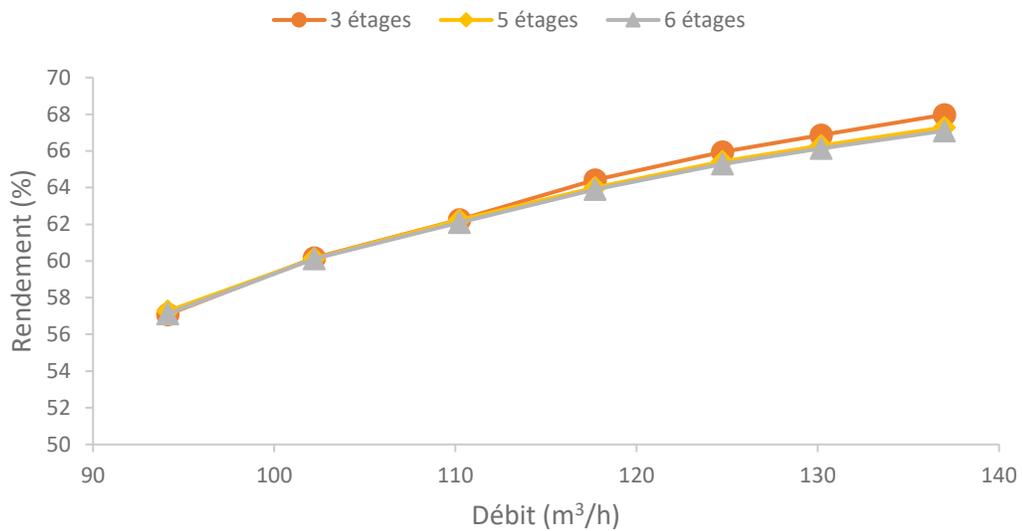


Figure 7.27: Rendement en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe)

Selon la figure 7.28, la force axiale augmente en raison de la hauteur manométrique plus élevée de la pompe qui est produite par un plus grand nombre d'impulseurs. Cette force diminue continuellement pour des débits de liquide plus élevés. La figure 7.29 montre que la force radiale est minimale dans les trois pompes pour un débit de 118 m³/h, qui correspond au débit de bon fonctionnement de notre modèle. Par ailleurs, la force radiale diminue jusqu'à ce débit et entre dans la zone de force ascendante, croissant de manière continue à des débits plus élevés. Lorsque le nombre d'impulseurs augmente, la force radiale croît également, mais elle reste bien inférieure à la force axiale. Les contraintes et les déformations deviennent également plus importantes avec l'augmentation des étages comme les montrent respectivement les figures 7.30 et 7.31.

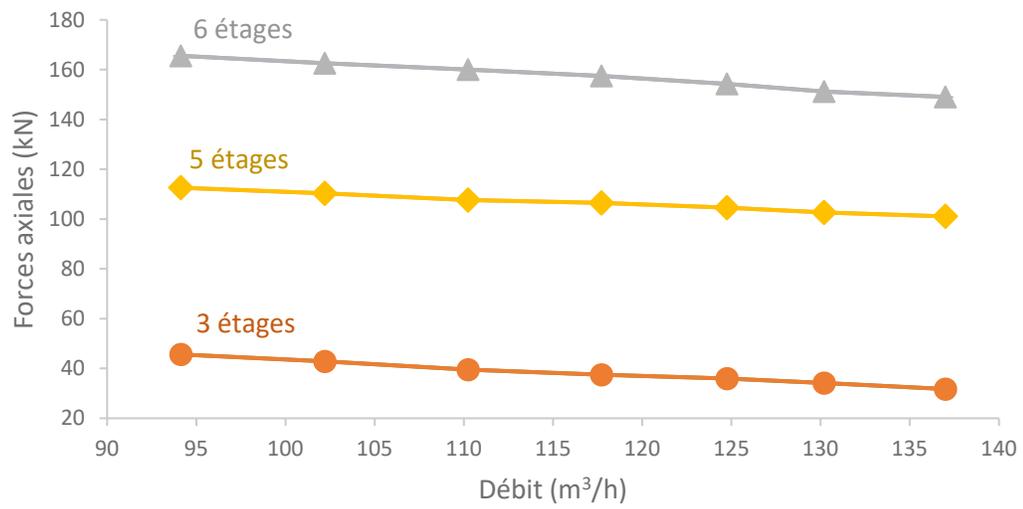


Figure 7.28: Forces axiales en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe)

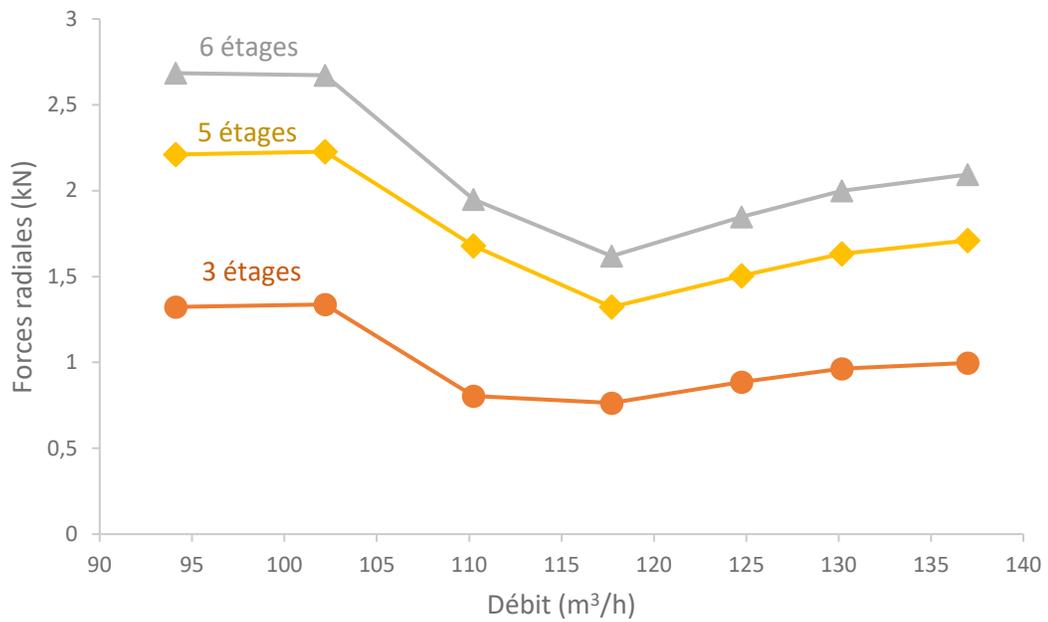


Figure 7.29: Forces radiales en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe)

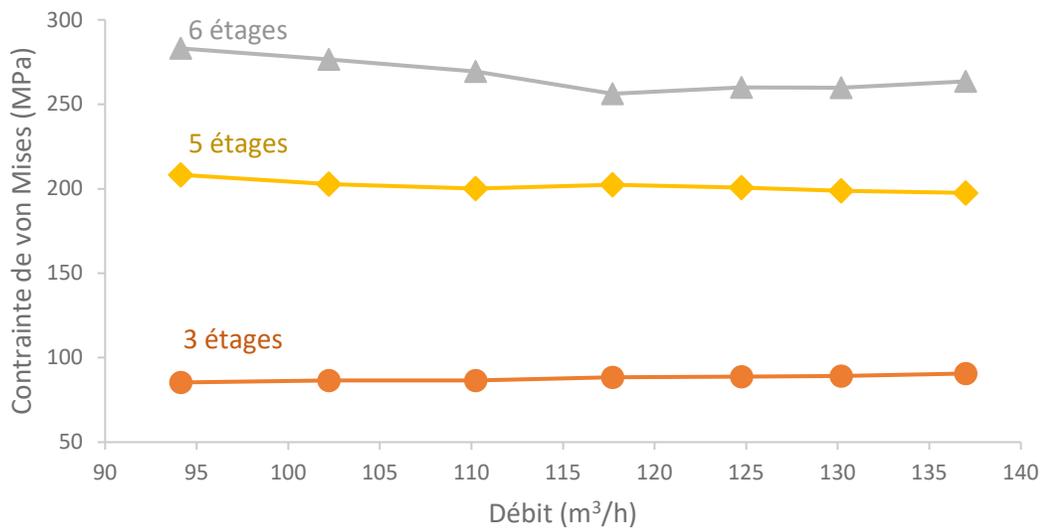


Figure 7.30: Contrainte de von Mises en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe)

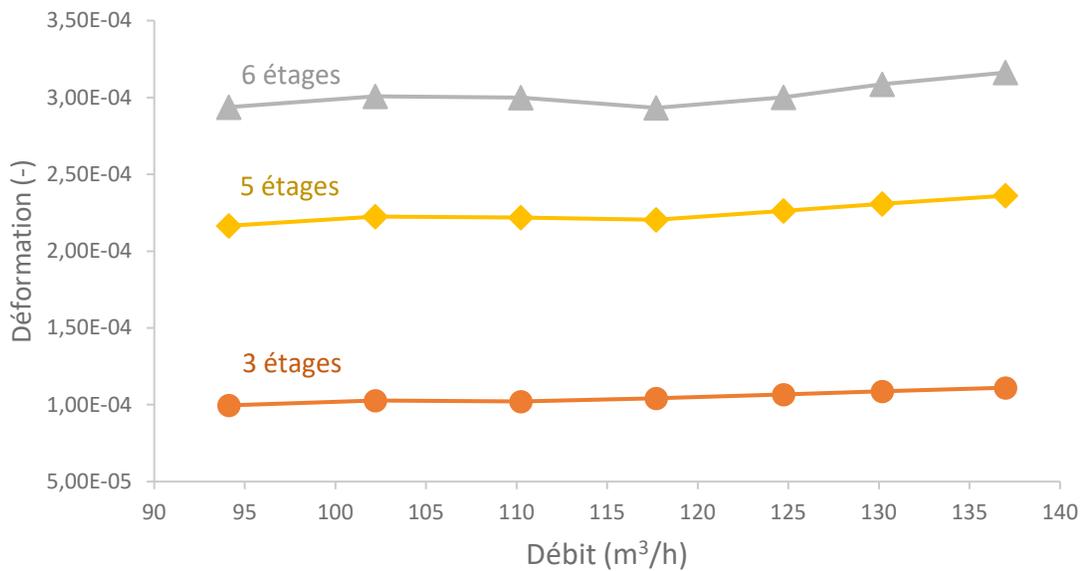


Figure 7.31: Déformation en fonction du débit (variation du nombre d'étages de la pompe)

Les figures 7.32 à 7.34 indiquent les profils de contraintes et de déformations pour un débit de 94,112 m³/h. Une plus grande concentration des contraintes et des déformations est observée à l'extrémité supérieure de l'arbre, car l'impulseur du dernier étage génère une force axiale et radiale plus importante.

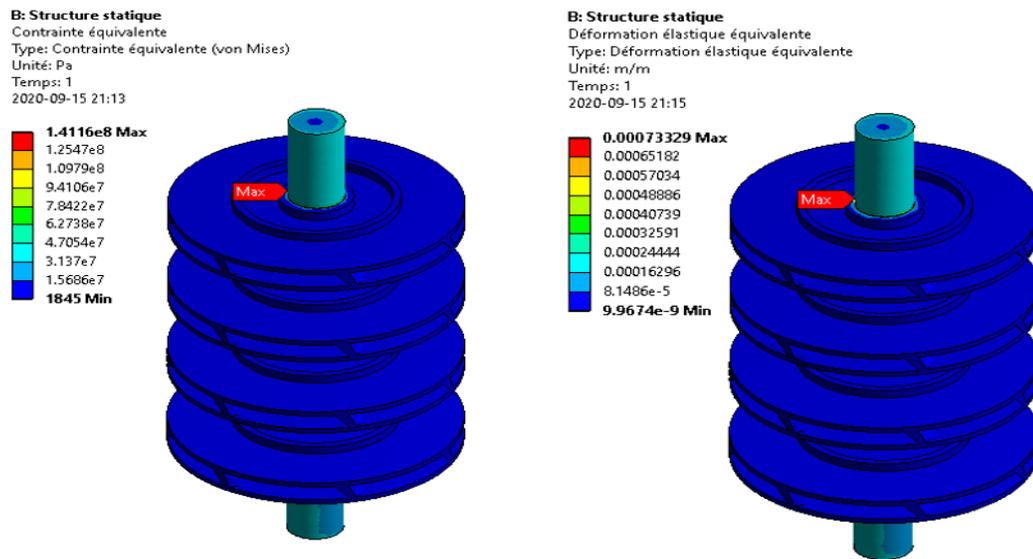
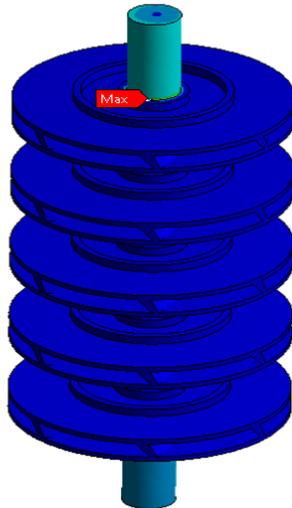


Figure 7.32: Contours de contrainte et déformation d'une pompe à quatre étages pour un débit de 94,112 m³/h

B: Structure statique
 Contrainte équivalente
 Type: Contrainte équivalente (von Mises)
 Unité: Pa
 Temps: 1
 2020-09-15 21:19

2.0826e8 Max
 1.8512e8
 1.6198e8
 1.3884e8
 1.157e8
 9.2561e7
 6.9422e7
 4.6283e7
 2.3144e7
 4712.1 Min



B: Structure statique
 Déformation élastique équivalente
 Type: Déformation élastique équivalente
 Unité: m/m
 Temps: 1
 2020-09-15 21:19

0.0010804 Max
 0.00096032
 0.00084028
 0.00072024
 0.00060021
 0.00048017
 0.00036013
 0.0002401
 0.00012006
 2.4571e-8 Min

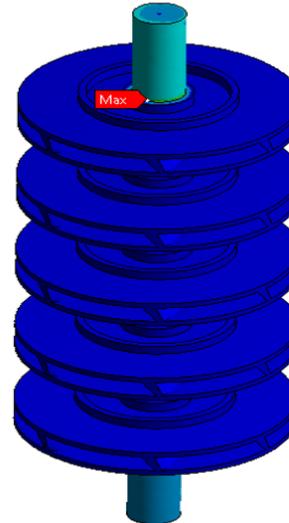
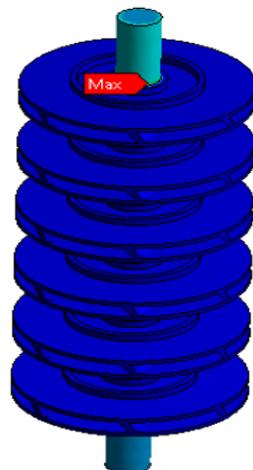


Figure 7.33: Contours de contrainte et de déformation d'une pompe à cinq étages pour un débit de 94,112 m³/h

B: Structure statique
 Contrainte équivalente
 Type: Contrainte équivalente (von Mises)
 Unité: Pa
 Temps: 1
 2020-09-15 20:55

2.831e8 Max
 2,5164e8
 2,2019e8
 1,8873e8
 1,5728e8
 1,2582e8
 9,4367e7
 6,2912e7
 3,1457e7
 1134,9 Min



B: Structure statique
 Déformation élastique équivalente
 Type: Déformation élastique équivalente
 Unité: m/m
 Temps: 1
 2020-09-15 20:56

0,0014914 Max
 0,0013257
 0,00116
 0,00099428
 0,00082857
 0,00066286
 0,00049715
 0,00033144
 0,00016572
 1,3394e-8 Min

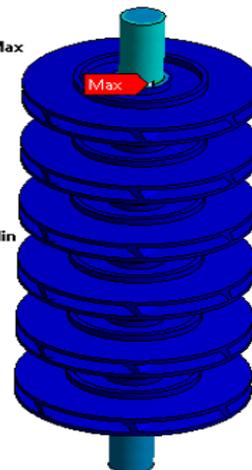


Figure 7.34: Contours de contrainte et de déformation d'une pompe à six étages pour un débit de 94,112 m³/h

7.3.4 Effet de la vitesse de rotation de l'impulseur (1800, 3600 tr/min)

Cette analyse se concentre sur les effets de la vitesse de rotation et les performances de la pompe submersible multi-étage. Cette dernière est entraînée à des vitesses de 1800 et 3600 tr/min. La figure 7.35 présente la hauteur manométrique en fonction du débit. En effet, la pression statique sur l'impulseur croît avec l'augmentation de la vitesse de rotation et cela entraîne des forces axiales considérables dans la direction de l'écoulement comme présenté à la figure 7.38. À mesure que la pression augmente, le couple devient également important, si bien que la puissance à l'arbre est plus considérable à grande vitesse comme indiqué à la figure 7.36. La pompe fonctionnant à 1800 tr/min, présente une courbe de rendement qui croît jusqu'au débit de 110,2 m³/h puis décroît pour les débits de 117,7 m³/h à 130,18 m³/h alors que pour une vitesse de 3600 tr/min, le rendement reste constant comme présenté à la figure 7.37.

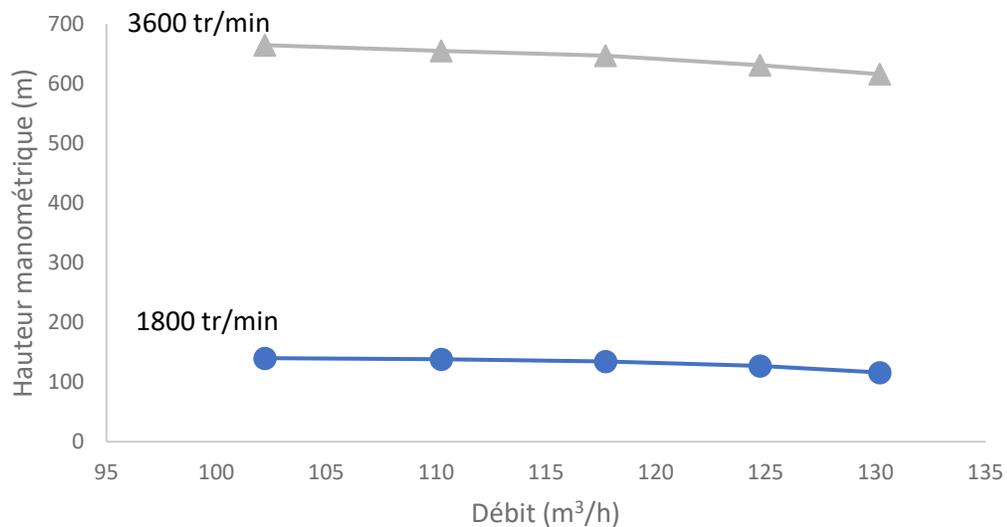


Figure 7.35: Hauteur manométrique en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

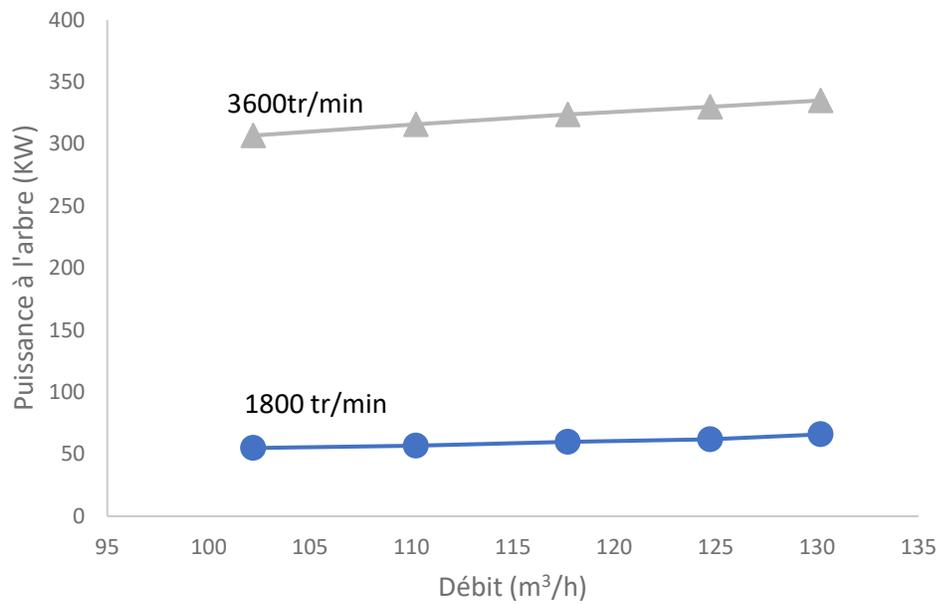


Figure 7.36: Puissance à l'arbre en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

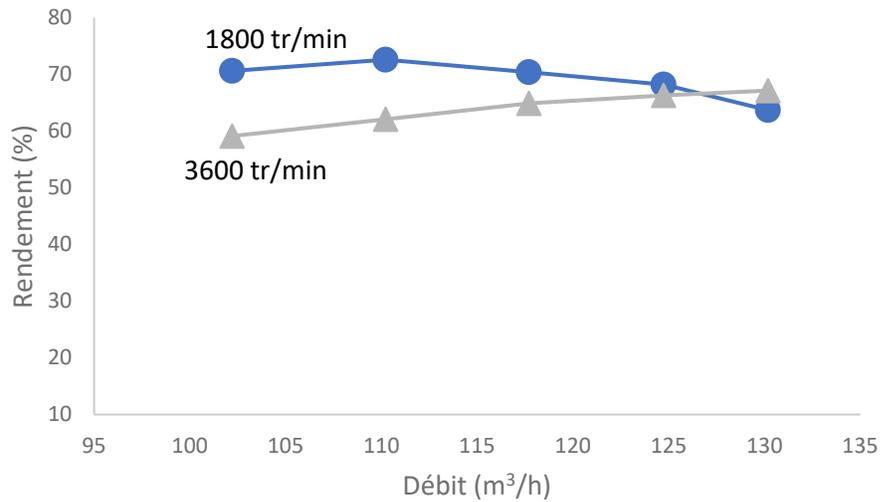


Figure 7.37: Rendement en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

Les figures 7.39 à 7.42 présentent l'influence de la force radiale, de la contrainte et de la déformation sur la pompe en fonction de la vitesse de rotation. Pour une vitesse de 3600 tr/min, la force radiale et la contrainte sont plus élevées que dans le cas d'une pompe tournant à 1800 tr/min comme indiqué respectivement aux figures 7.40 et 7.41. Dans la figure 7.42, la déformation de la pompe à 3600 tr/min est minimale pour un débit de 117,7 m³/h, qui correspond à un rendement de 64,8 %. D'autre part, la déformation diminue lorsque la force axiale diminue jusqu'à ce débit, pour ensuite changer de direction et augmenter continuellement à des débits plus élevés alors que la pompe tournant à la vitesse de 1800 tr/min donne une déformation maximale au point de son meilleur rendement qui est de 72 % puis décroît sur toute la plage du débit dû à la diminution de la force axiale.

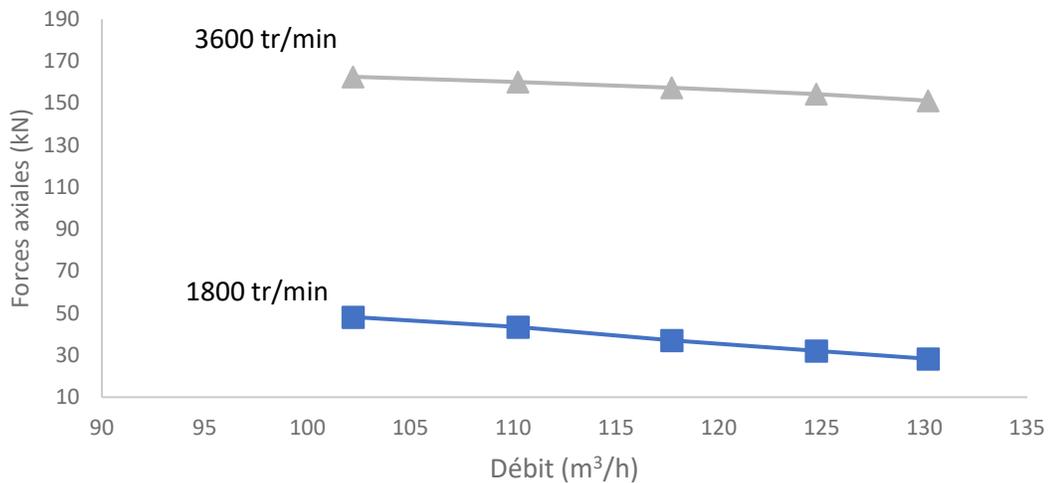


Figure 7.38: Forces axiales en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

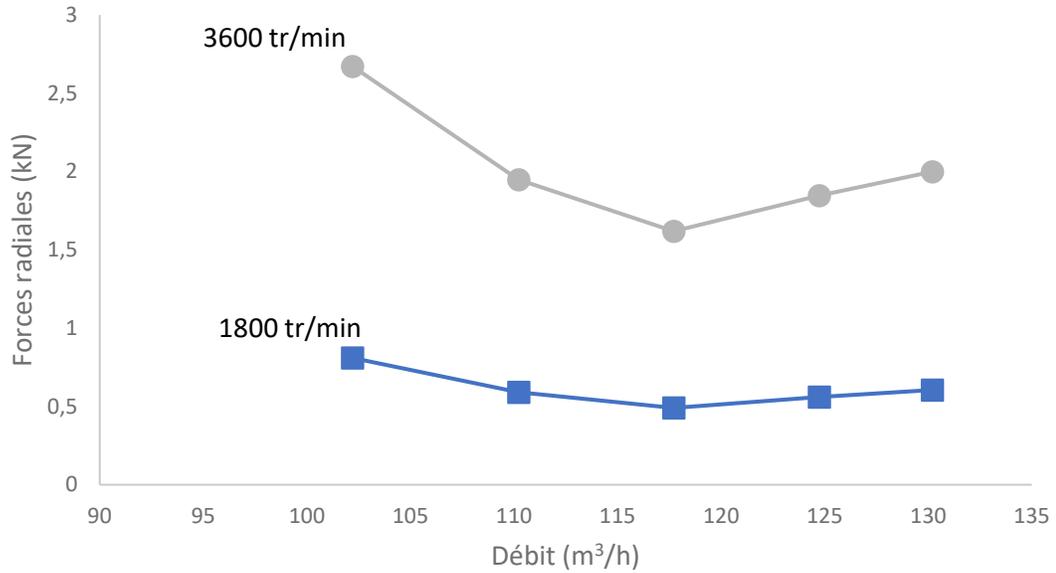


Figure 7.39: Forces radiales en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

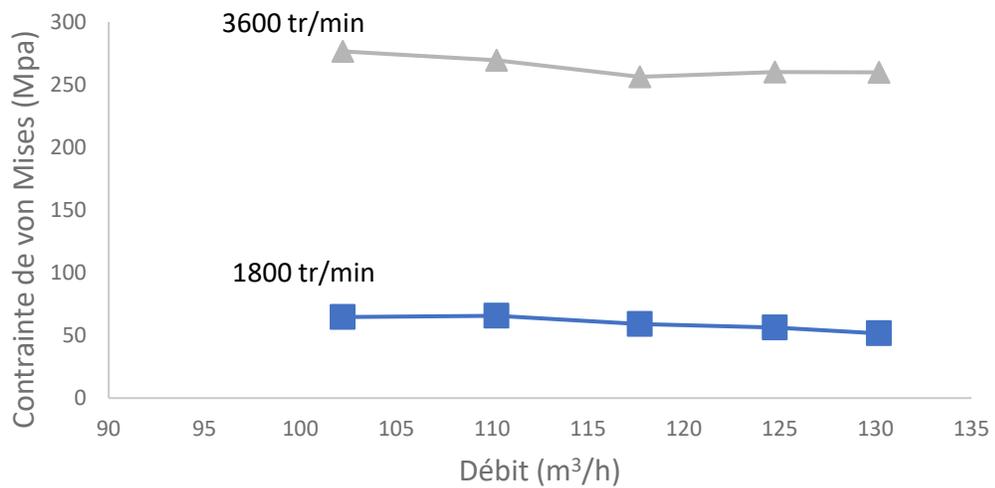


Figure 7.40: Contrainte de von Mises en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

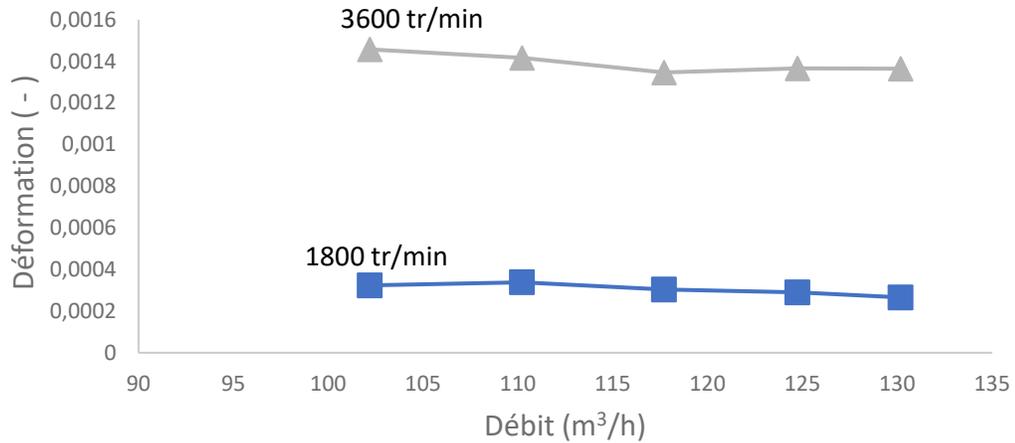


Figure 7.41: Déformation en fonction du débit (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

Les figures 7.43 et 7.44 montrent les contours de vitesse d'entraînement et de pression maximale de l'impulseur d'une pompe fonctionnant à 1800 et 3600 tr/min pour un débit de 102,4 m³/h. Pour une vitesse de rotation de 1800 tr/min, la vitesse d'entraînement est de 22,72 m/s et la pression maximale au dernier impulseur vaut 1,231 MPa, tandis qu'avec une pompe fonctionnant à 3600 tr/min, la vitesse d'entraînement est de 45,44 m/s et la pression maximale est de 6,92 MPa. L'augmentation de la vitesse d'entraînement a une influence sur la vitesse d'écoulement du fluide. La pression générée étant également plus importante, cela entraîne une contrainte et une déformation importantes par rapport à la vitesse de 1800 tr/min comme présentés aux figures 7.45 et 7.46.

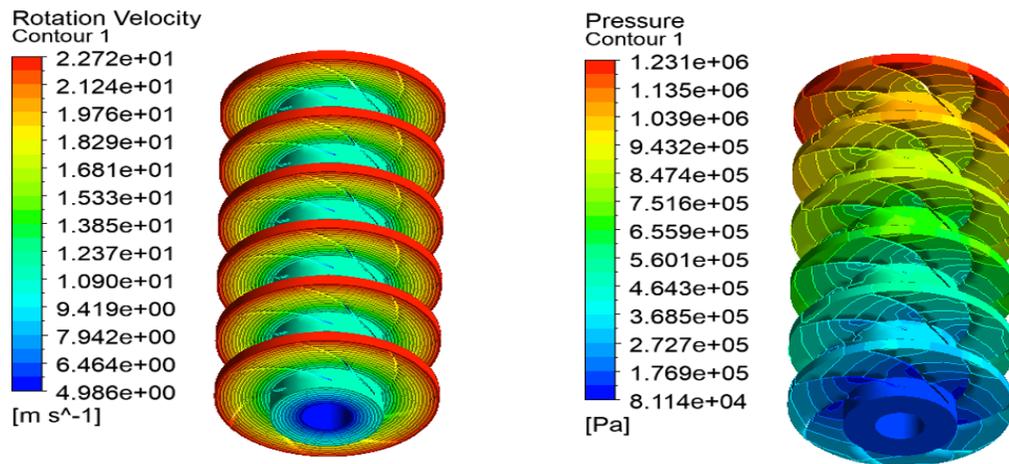


Figure 7.42: Contours de vitesse d'entraînement et de pression d'une pompe tournant à 1800 tr/min pour un débit de $102,4 \text{ m}^3/\text{h}$ (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

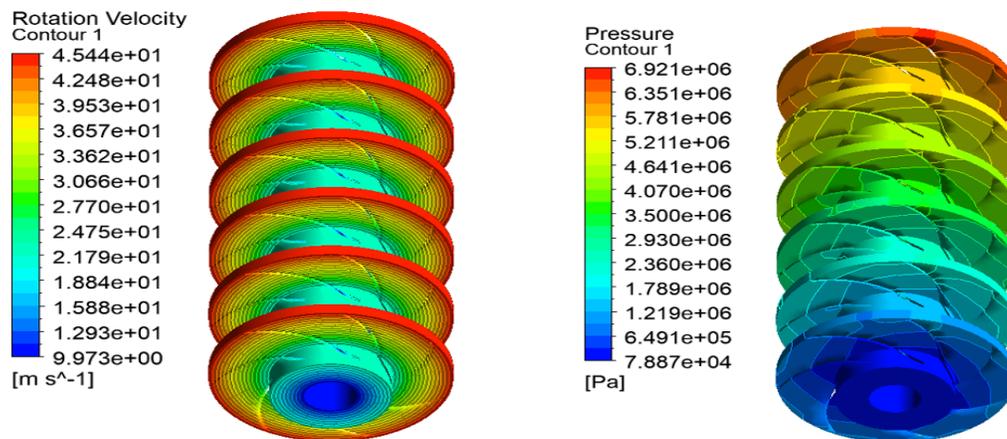


Figure 7.43: Contours de vitesse d'entraînement et de pression d'une pompe tournant à 3600 tr/min pour un débit de $102,4 \text{ m}^3/\text{h}$ (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

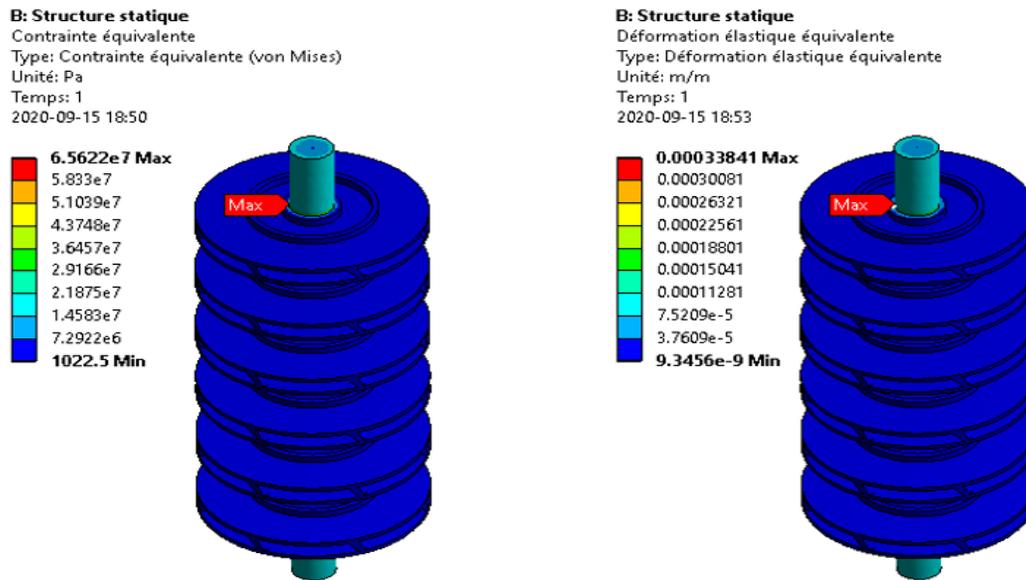


Figure 7.44: Contours de contrainte et de déformation d'une pompe tournant à 1800 tr/min pour un débit de 102,4 m³/h (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

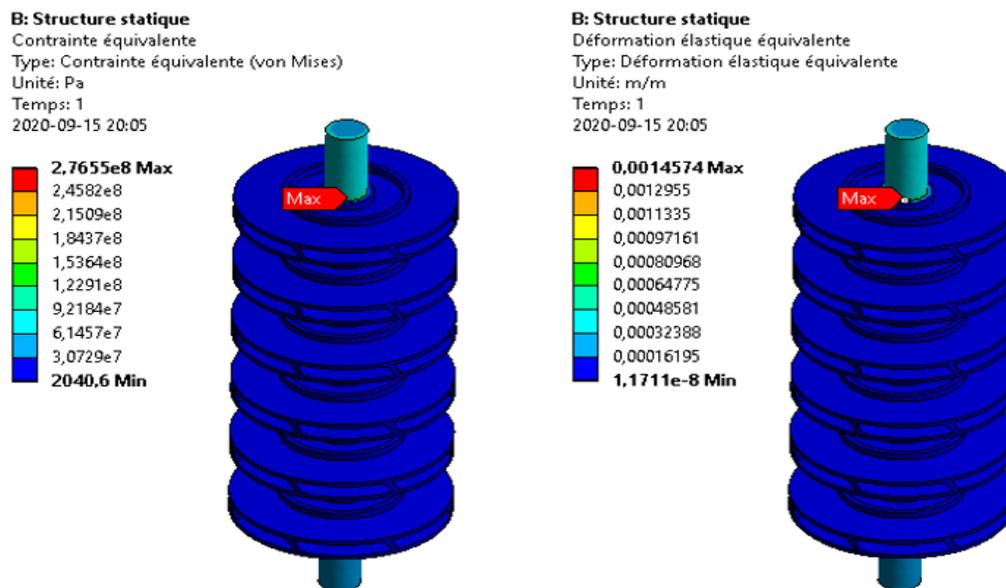


Figure 7.45: Contours de contrainte et de déformation d'une pompe tournant à 3600 tr/min pour un débit de 102,4 m³/h (variation de la vitesse de rotation de l'impulseur).

7.3.5 Effet des amplitudes et des fréquences de vibration d'une pompe submersible de type SM à six étages.

Après avoir déterminé les contraintes et les déformations induites dans la pompe, le comportement dynamique doit être étudié dans le cas d'un tel problème. Une analyse modale et une analyse de la réponse harmonique sont effectuées respectivement avec Ansys modale et Ansys réponse harmonique. L'amortissement et l'effet de l'eau ne sont prises en compte dans ces analyses.

Une analyse modale est nécessaire pour connaître les caractéristiques dynamiques intrinsèques de la structure. Les résultats de l'analyse modale comprennent les fréquences naturelles et les modes de vibration de la structure.

Les formes de modes et les fréquences naturelles sont montrées au tableau 7.3.

Tableau 7.3: Fréquences naturelles et formes de modes de la pompe submersible à six étages

Mode	Fréquence (Hz)
1	207,12
2	207,16
3	247,57
4	503,44
5	537,01
6	537,14

La figure 7.46 montre les six premières fréquences propres et les modes de vibration correspondants à la pompe submersible à six étages.

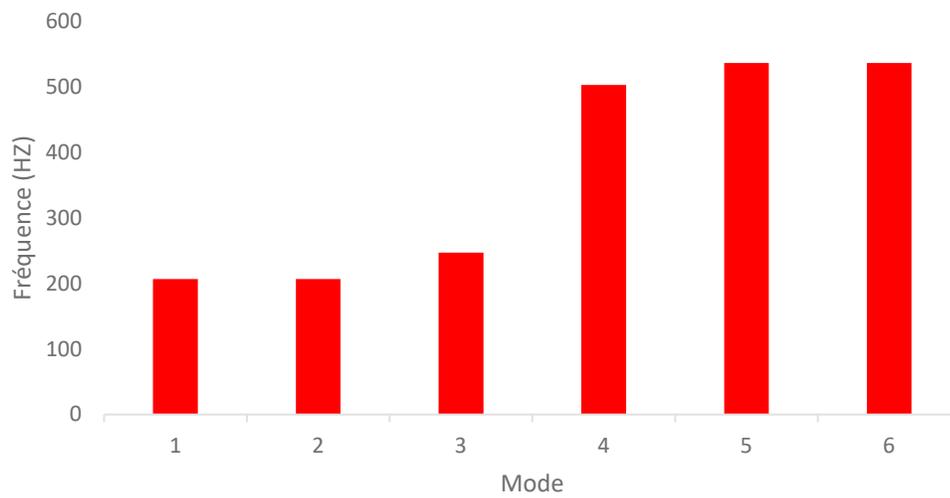


Figure 7.46: Fréquences propres avec les modes de vibration

Les fréquences naturelles permettent de déterminer le degré de fragilité d'une structure. En outre, la structure est d'autant plus fragile que la fréquence est basse. La figure 7.47 présente le diagramme de Campbell qui montre que toutes les fréquences propres ne sont pas proches ou sur la ligne de résonance.

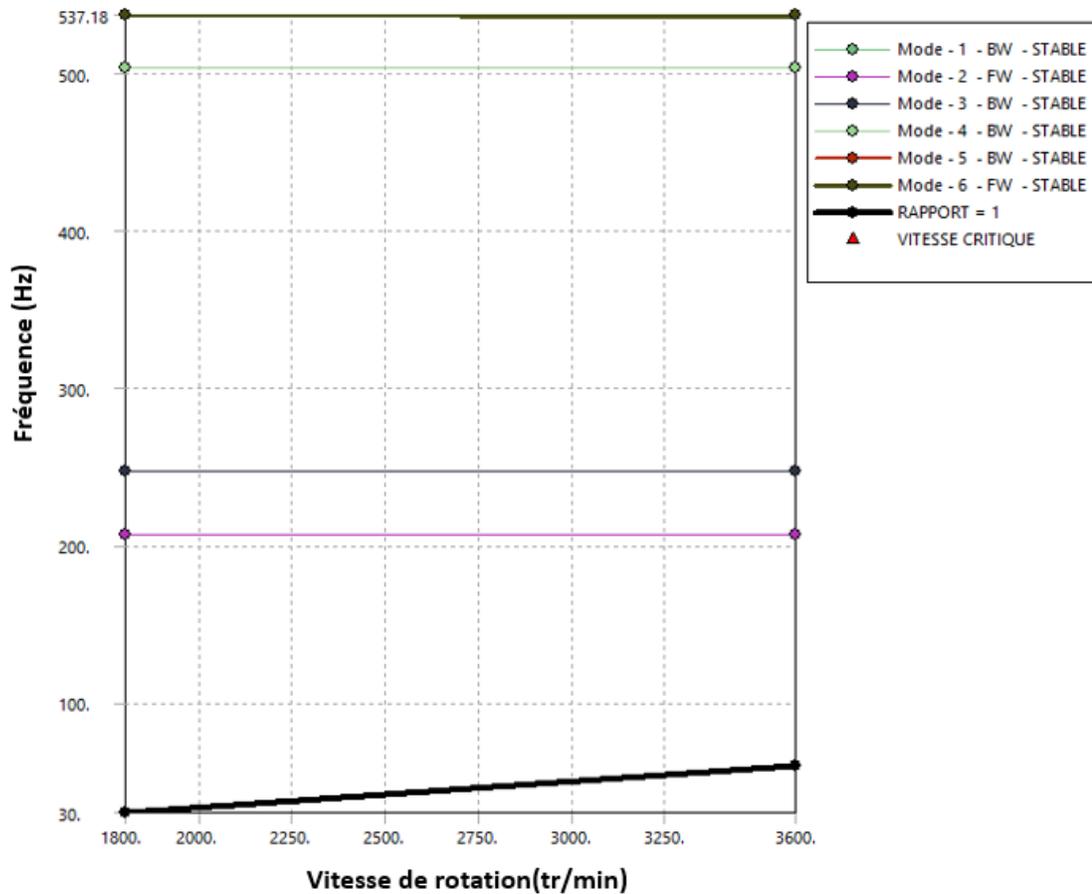


Figure 7.47: Diagramme de Campbell

❖ Réponses harmoniques sous l'effet de l'amplitude de déplacement

Les figures 7.48 et 7.49 présentent respectivement l'amplitude de déplacement et l'angle de phase en fonction de la fréquence pour les débits de 94,12 m³/h; 110,22 m³/h et 136,98 m³/h. À la fréquence de 247,5 Hz la structure est excitée de telle sorte que le déplacement maximal dans la direction de Z est de 4,74 10⁻⁵ m pour un débit de 136,98 m³/h. Ainsi pour la même fréquence, la figure 7.50 présente l'amplitude de déplacement avec la contrainte, le rendement en fonction du débit de fonctionnement.

La contrainte diminue jusqu'au débit de 117,7 m³/h puis entre ensuite dans la zone de contrainte ascendante. Il est à observer que plus le rendement croît, plus l'amplitude de déplacement croît également en fonction du débit.

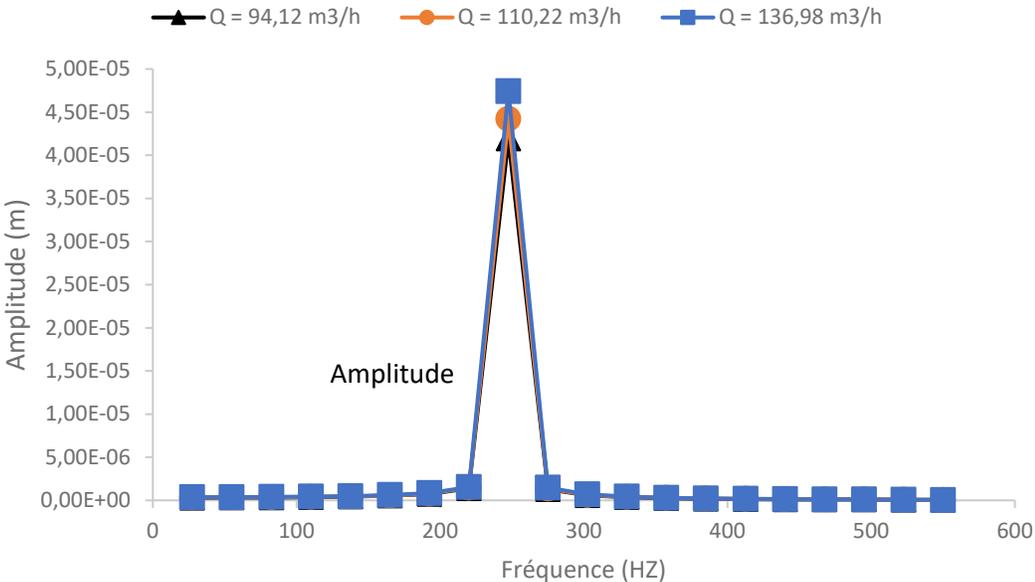


Figure 7.48: Amplitude de déplacement en fonction de la fréquence naturelle

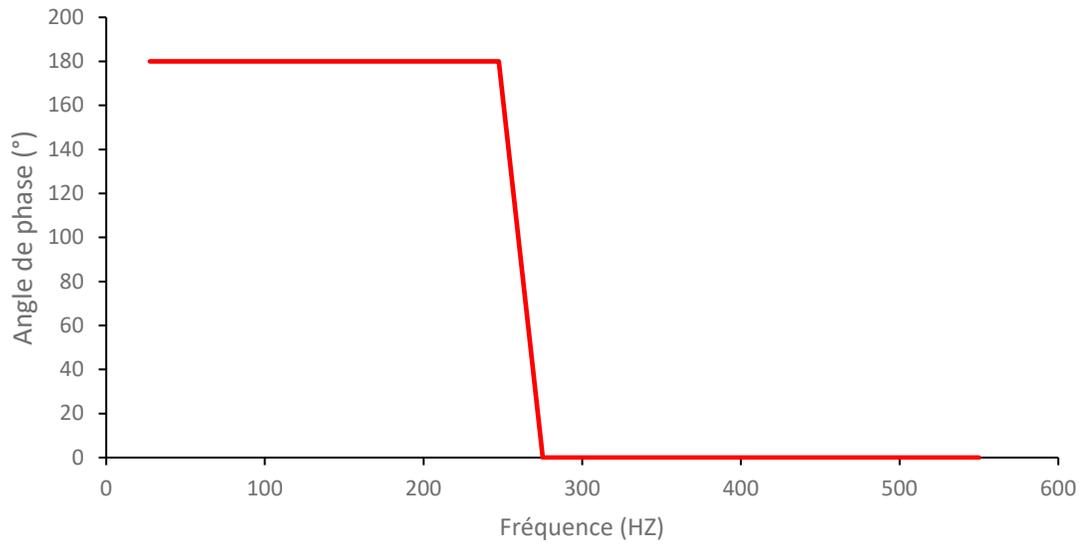


Figure 7.49: Angle de phase de déplacement en fonction de la fréquence naturelle

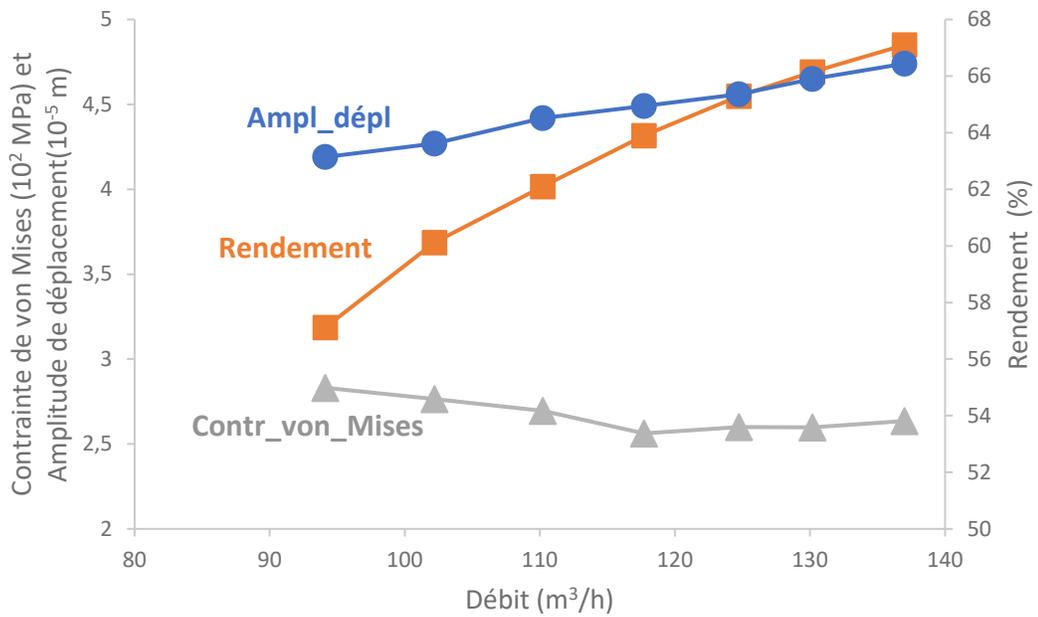


Figure 7.50: Contrainte de von Mises, amplitude de déplacement et rendement en fonction de la fréquence naturelle

CHAPITRE 8

VALIDATION DES RÉSULTATS

La validation du modèle numérique élaboré s'effectue en comparant les résultats de simulations aux résultats expérimentaux fournis par l'entreprise Technosub. La comparaison graphique de la figure 8.1 montre que la courbe numérique suit la tendance de la courbe expérimentale. Les courbes expérimentales de la puissance à l'arbre et du rendement de la pompe ne sont pas présentées ici, pour la simple raison qu'elles ne sont pas fournies par l'entreprise.

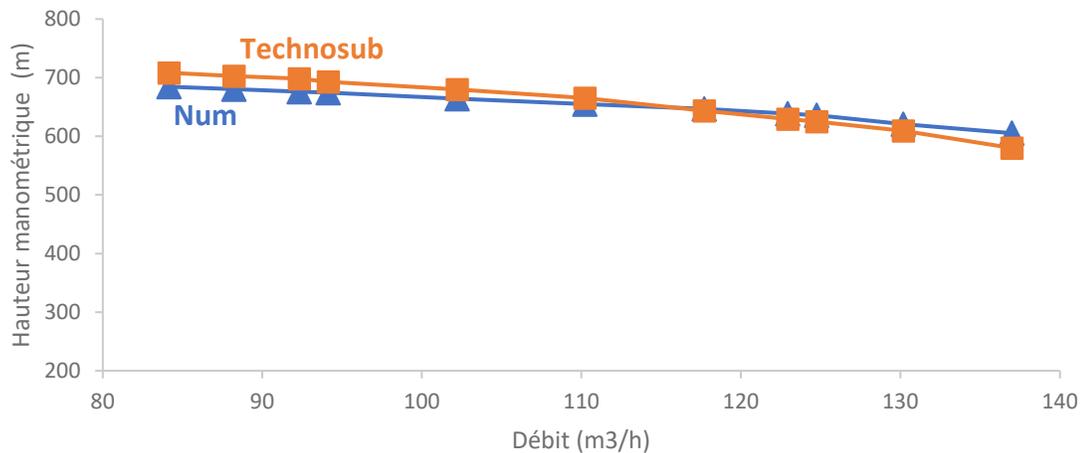


Figure 8.1: Hauteur manométrique en fonction du débit (modèle Technosub SM80-125/6)

La figure 8.2 présente l'écart relatif en valeur absolue entre les données expérimentales et les résultats numériques en termes de hauteur manométrique. Un écart inférieur à 5 % pour les différents débits est observé. Ainsi, les simulations numériques peuvent prédire les performances hydrauliques de la pompe.

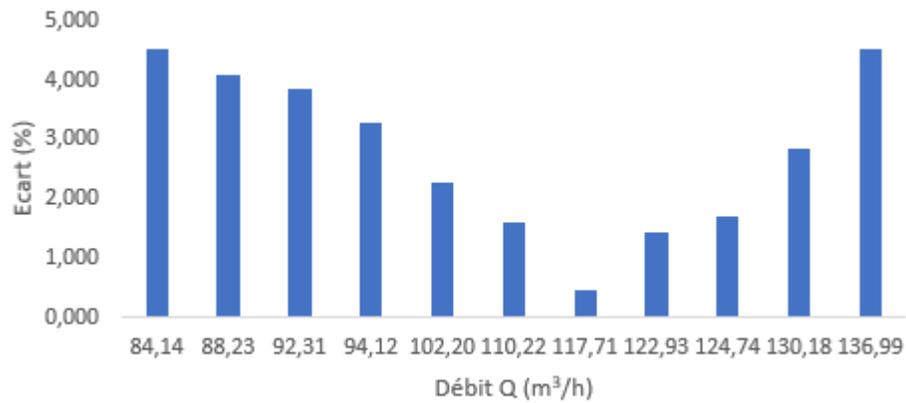


Figure 8.2: Écarts relatifs de la hauteur en fonction des débits (modèle Technosub SM80-125/6)

Les résultats des simulations numériques des contraintes, des déformations et des vibrations de l'arbre la pompe submersible à un étage sont confrontés aux résultats des formules classiques, comme le montrent les figures 8.3 à 8.5. Les formules utilisées pour la contrainte et le déformation sont données par [21] et pour la vibration par [35]. Les écarts entre les résultats de ces deux méthodes trouvent leur explication dans les hypothèses de calculs classiques et numériques.

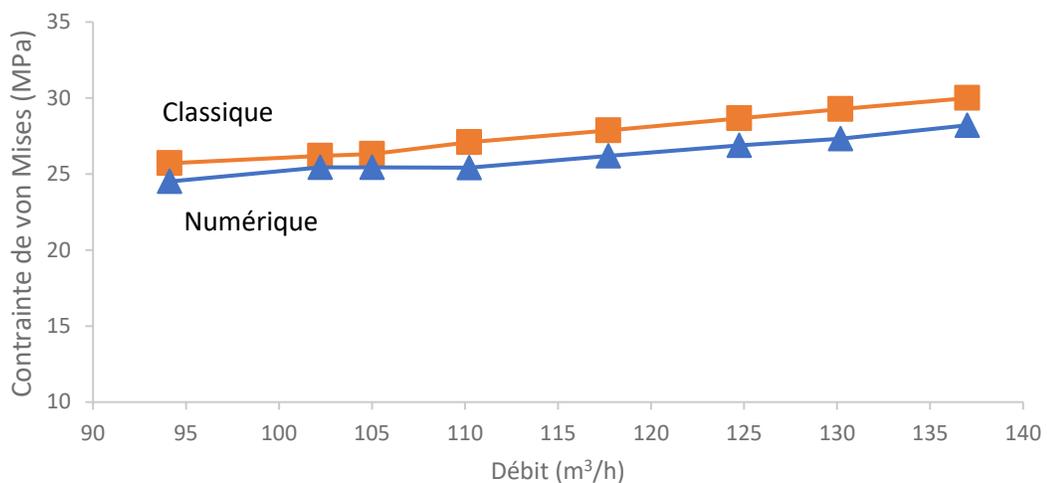


Figure 8.3: Contrainte de von Mises en fonction du débit (modèle Technosub SM80-125/1)

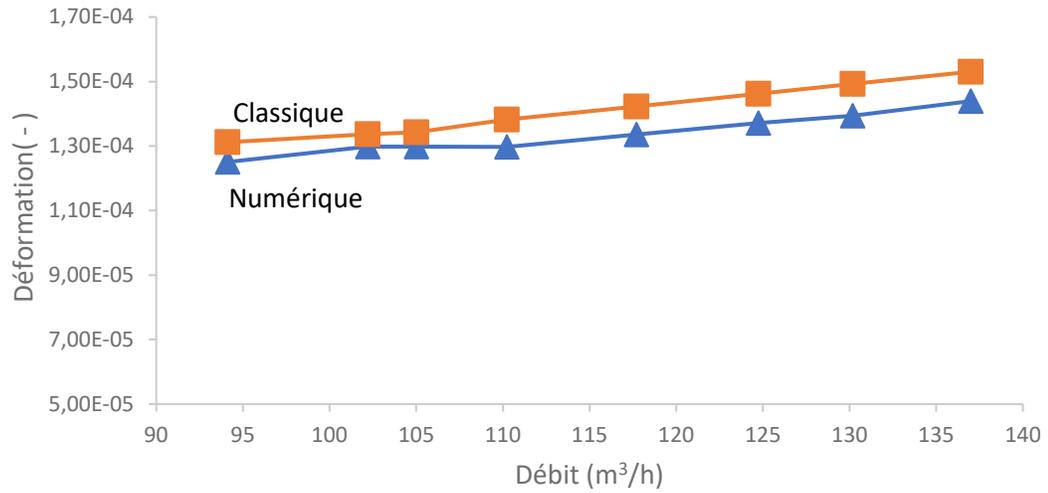


Figure 8.4: Déformation en fonction du débit (modèle Technosub SM80-125/1)

CHAPITRE 9

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Cette étude avait pour mandat de concevoir et d'analyser un modèle numérique de la pompe submersible de type SM dans les domaines solides et fluides en tenant compte des forces radiales et axiales, des déformations, des contraintes et des vibrations mécaniques induites. Le point de départ a été une conception basée sur les méthodes empiriques. À la suite de la détermination des paramètres clés des composantes d'un étage de la pompe SM un modèle fluide a été réalisé et les résultats de simulations numériques ont permis d'observer différentes tendances des courbes caractéristiques de ladite pompe. La validation du modèle numérique a été faite en confrontant les résultats des simulations numériques aux résultats expérimentaux fournis par l'entreprise Technosub. La comparaison graphique a démontré que la courbe numérique suit la tendance de la courbe expérimentale avec un écart relatif de moins de 5 % en termes de hauteur manométrique. Ainsi, les couples, les forces axiales et radiales générées par les impulseurs en rotation dans le domaine fluide ont permis de déterminer dans le domaine solide les contraintes, les déformations et les vibrations induites dans la pompe en tenant compte des conditions de fonctionnement quant aux débits volumétriques et à la vitesse de rotation. Les résultats des contraintes et des déformations ont été validés à partir de calculs analytiques.

Dans le but d'améliorer la conception de la pompe submersible multi-étage, les cas suivants ont été analysés sur les performances de ladite pompe : le rognage de l'impulseur, le nombre d'étages de la pompe et la vitesse de rotation de l'impulseur. Les résultats obtenus des analyses numériques sont présentés de la manière suivante :

- ❖ Une étude sur le diamètre extérieur de l'impulseur a été menée sur la pompe submersible à six étages, les courbes de performance de l'impulseur d'origine (241 mm), de l'impulseur rogné à 8,2 % (221 mm) et l'impulseur rogné à 15,4 % (204 mm) ont été présentées tout en gardant les autres paramètres intacts. Au fur et à mesure que le diamètre de l'impulseur diminue, la hauteur manométrique et la puissance à l'arbre diminuent alors que le rendement de la pompe est élevé pour un impulseur de plus petit diamètre. Avec l'augmentation de la quantité du rognage de l'impulseur, les forces axiales et radiales sont plus faibles. Pour un débit $Q = 117,09 \text{ m}^3/\text{h}$, la force axiale de l'impulseur d'origine est de 157,43 kN. Cette force est réduite de 19,92 % et 29,87 % respectivement pour un l'impulseur rogné à 8,2 % et 15,4 %. Ceci est dû à l'interaction entre l'impulseur et le diffuseur de fluide, qui est réduite par l'augmentation de la quantité de rognage de l'impulseur. Un impulseur de grand diamètre présente une contrainte et une déformation plus importantes compte tenu d'un grand couple développé et de grande force axiale induite dans l'arbre de la pompe.

- ❖ L'étude sur le nombre d'étages a montré que l'augmentation des impulseur a un impact direct sur la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre, les forces axiales et radiales, alors que le rendement global est presque identique, quel que soit le nombre d'étages. Sur la base des résultats des simulations, on observe que la force axiale augmente en raison de la hauteur manométrique plus élevée de la pompe, produite par un plus grand nombre d'impulseurs et cette force diminue continuellement pour des débits de liquide plus élevés. La force radiale est minimale dans les trois pompes pour un débit de $118 \text{ m}^3/\text{h}$, qui correspond au débit de bon fonctionnement de notre modèle. Par ailleurs, la force radiale diminue jusqu'à ce débit puis entre dans la zone de force ascendante, croissant de manière continue à des débits plus élevés. La contrainte et la déformation

deviennent également plus importantes à mesure que l'on augmente le nombre d'impulseurs.

- ❖ Les performances de la pompe submersible à six étages avec des vitesses de rotation de 1800 et 3600 tr/min ont été étudiées. Les résultats des simulations numériques ont permis d'observer que la pression statique augmente progressivement sur l'impulseur avec l'augmentation de la vitesse de rotation entraînant des forces axiales et radiales importantes. Le couple devient également considérable, si bien que la puissance à l'arbre est plus considérable à grande vitesse. Ainsi, les contraintes et les déformations générées sont également importantes pour une pompe tournant à 3600 tr/min en comparaison avec une pompe fonctionnant à 1800 tr/min.
- ❖ L'effet de l'amplitude de déplacement et de la fréquence de vibration de la pompe submersible à six étages a été étudié. Il en résulte que la contrainte décroît jusqu'au débit de 117,7 m³/h puis entre ensuite dans la zone de contrainte ascendante alors que plus le rendement croît, plus l'amplitude de déplacement croît également en fonction du débit.

En outre, des recommandations relatives à cette étude peuvent être émises, notamment:

- Faire l'étude des autres formes des impulseurs et des diffuseurs sur les performances de la pompe en tenant compte des forces axiales et radiales des contraintes et des déformations induites dans la pompe submersible de type SM.
- Faire une étude d'optimisation sur l'impulseur, le diffuseur, la volute et le nombre d'étages de la pompe SM en tenant compte des forces axiales et radiales

des contraintes et des déformations induites dans la pompe submersible de type SM.

- Réaliser un banc d'essai et développer des corrélations numériques généralisées pour les calculs des forces axiales et radiales, des contraintes et des déformations dans la pompe submersible de type SM en se basant sur les résultats expérimentaux.

RÉFÉRENCES

- [1] L. Roche-Carrier, "Développement d'un outil numérique améliorant la conception et les performances des pompes centrifuges multi-étages," Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2014.
- [2] M. Singock et T. Alphonse, "Conception et caractérisation numérique d'une pompe à turbine verticale de grande capacité," Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2018.
- [3] S. Karanth et V. Havanur, "Design, Modeling & Analysis of a Submersible Pump and to improve the Pump Efficiency," *International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology (IJLTET)*, page, 2014.
- [4] M. Castillo, R. Gutiérrez, U. Monteiro, R. Minette et L. Vaz, "Modal parameters estimation of an electrical submersible pump installed in a test well using numerical and experimental analysis," *Ocean Engineering*, vol. 176, pp. 1-7, 2019.
- [5] A. Bianchini, J. Rossi et L. Antipodi, "A procedure for condition-based maintenance and diagnostics of submersible well pumps through vibration monitoring," *International Journal of System Assurance Engineering and Management*, vol. 9, pp. 999-1013, 2018.
- [6] B. Xia, F. Kong, H. Zhang, L. Yang et W. Qian, "Investigation of axial thrust deviation between the theory and experiment for high-speed mine submersible pump," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 10, p. 1687814018789256, 2018.
- [7] F.-J. Wang, L.-X. Qu, L.-Y. He et J.-Y. Gao, "Evaluation of flow-induced dynamic stress and vibration of volute casing for a large-scale double-suction centrifugal pump," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2013, 2013.
- [8] P. J. Bachche et R. Tayade, "Finite element analysis of shaft of centrifugal pump," *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, vol. 7, pp. 37-42, 2013.
- [9] C. Wang, W. Shi, Q. Si et L. Zhou, "Numerical calculation and finite element calculation on impeller of stainless steel multistage centrifugal pump," *Journal of Vibroengineering*, vol. 16, pp. 1723-1734, 2014.

- [10] P. Guangjie, W. Zhengwei, Y. Zongguo et L. Ruixiang, "Strength analysis of a large centrifugal dredge pump case," *Engineering Failure Analysis*, vol. 16, pp. 321-328, 2009.
- [11] W. Zhao, J. Ge, D. Ma, C. Li et S. Bao, "Vibration analysis of large centrifugal pump rotors," dans *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2013, p. 022033.
- [12] V. Godbole, R. Patil et S. Gavade, "Axial thrust in centrifugal pumps—experimental analysis," dans *15th International Conference on Experimental Mechanics (ICEM), Porto, Portugal, July, 2012*, pp. 22-27.
- [13] M. Matlakala, D. Kallon, K. Mogapi, I. Mabelane et D. Makgopa, "Influence of Impeller Diameter on the Performance of Centrifugal pumps," dans *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, p. 012009.
- [14] H. Mizunuma et R. Nakajima, "Experimental study on shear stress distributions in a centrifugal blood pump," *Artificial organs*, vol. 31, pp. 550-559, 2007.
- [15] G. Takacs, *Electrical submersible pumps manual: design, operations, and maintenance*: Gulf professional publishing, 2017.
- [16] D. R. Smith et S. Price, "Upthrust problems on multistage vertical turbine pumps," dans *Proceedings of the 22nd International Pump Users Symposium*, 2005.
- [17] A. Wilk, "Laboratory investigations and theoretical analysis of axial thrust problem in high rotational speed pumps," *WSEAS Trans. Fluid Mech*, vol. 4, pp. 1-13, 2009.
- [18] W. Dong et W.-L. Chu, "Numerical Investigation of the Fluid Flow Characteristics in the Hub Plate Crown of a Centrifugal Pump," *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, vol. 31, p. 64, 2018.
- [19] T. P. S.p.A, *Termomeccanica Centrifugal Pump Handbook* Italy: La Spezia, 2003.
- [20] H. M. Badr et W. H. Ahmed, *Pumping machinery theory and practice*: John Wiley & Sons, 2015.
- [21] G. Drouin, *Éléments de machines*: Presses inter Polytechnique, 1986.
- [22] P. S. Bolade et S. J. Madki, "Analysis of Hydraulic Thrusts in Centrifugal Pump to Increase te Bearing Life," 2015.

- [23] G. Hallgren et I. F. AB, "Shaft and Bearing Calculations," *High temperature*, vol. 2, p. 1.
- [24] W. Lienau et N. Lagas, "Evaluation of Rotordynamic Criteria for Multistage Pump Shafts," dans *Proceedings of the 24th International Pump Users Symposium*, 2008.
- [25] A. Mohand Amokrane, "Étude des contraintes, vibrations, poussées axiales et radiales induites par des écoulements des liquides complexes dans une pompe centrifuge multi-étage à grande pression et puissance," Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2018.
- [26] H. He, B. Zhang, G.-p. Pan et G. Zhao, "Rotor dynamics of multistage centrifugal pump," dans *2016 24th International Conference on Nuclear Engineering*, 2016.
- [27] Technosub, "www.technosub.net"
- [28] R. B. Bird, "Transport phenomena," *Appl. Mech. Rev.*, vol. 55, pp. R1-R4, 2002.
- [29] H. Stel, T. Sirino, F. J. Ponce, S. Chiva et R. E. Morales, "Numerical investigation of the flow in a multistage electric submersible pump," *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 136, pp. 41-54, 2015.
- [30] A. Bazergui, *Résistance des matériaux*: Presses inter Polytechnique, 2002.
- [31] E. P. Popov et T. A. Balan, *Engineering mechanics of solids*. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, 1999.
- [32] W. W. Peng, *Fundamentals of turbomachinery*: John Wiley & Sons, 2007.
- [33] J. F. Gulich, *centrifugal pumps*, 2010.
- [34] P. Girdhar et O. Moniz, *Practical centrifugal pumps*: Elsevier, 2011.
- [35] M. Duchemin, "Contribution à l'étude du comportement dynamique d'un rotor embarqué," Lyon, INSA, 2003.