UNIVERSITE DE LUBUMBASHI
FACULTE POLYTECHNIQUE
Département d'électromécanique

ÉTUDE NUMÉRIQUE DE LA CAVITATION DANS UNE POMPE CENTRIFUGE

Par **WAKULE MURHABAZI Christian**

Travail présenté et défendu
en vue de l'obtention du
grade de master en science
de l'ingénieur

AOÛT 2025

UNIVERSITE DE LUBUMBASHI

FACULTE POLYTECHNIQUE

Département d'électromécanique

ÉTUDE NUMÉRIQUE DE LA CAVITATION DANS UNE POMPE CENTRIFUGE

Par **WAKULE MURHABAZI Christian**

Directeur : Prof. Lagouge TARTIBU

Co-directeur : Msc Emmanuel KASIHO

Travail présenté et défendu
en vue de l'obtention du
grade de Master en science de
l'ingénieur

ANNEE ACADEMIQUE 2024-2025

RESUME

La cavitation constitue un enjeu majeur dans le fonctionnement des pompes centrifuges en raison de ses effets néfastes sur les performances hydrauliques et la durabilité des équipements. Elle survient lorsque la pression locale du fluide chute en dessous de la pression de vapeur, provoquant la formation puis l'implosion de bulles de vapeur. Ces implosions engendrent des dégradations mécaniques, des pertes de rendement, du bruit et des vibrations, compromettant la fiabilité des installations.

Ce mémoire s'appuie sur la mécanique des fluides numérique (CFD) pour analyser et prédire l'apparition de la cavitation dans une pompe centrifuge représentative. La modélisation a permis de visualiser la formation des bulles et d'évaluer l'influence de paramètres d'exploitation (débit, vitesse de rotation) ainsi que de modifications géométriques, notamment le rognage de l'impulseur, sur l'écoulement interne et la marge cavitante. La validation du modèle, avec une précision d'environ 95 %, confirme la robustesse et la fiabilité de l'approche numérique.

Les résultats obtenus offrent des solutions concrètes pour limiter le risque de cavitation, en optimisant à la fois la performance hydraulique et la longévité des systèmes de pompage. Cette étude contribue ainsi à une meilleure compréhension du phénomène et ouvre des perspectives pour son intégration dans les démarches de conception, d'exploitation et de maintenance en contexte industriel.

Mots clé : Cavitation, pompe centrifuge, Mécanique de Fluide Numérique (MFN), Ansys CFX

ABSTRACT

Cavitation is a major challenge in the operation of centrifugal pumps due to its detrimental effects on hydraulic performance and equipment durability. It occurs when the local fluid pressure drops below the vapor pressure, leading to the formation and subsequent collapse of vapor bubbles. These collapses generate mechanical damage, efficiency losses, noise, and vibrations, thereby compromising the reliability of pumping systems.

This thesis relies on Computational Fluid Dynamics (CFD) to analyze and predict the onset of cavitation in a representative centrifugal pump. The modeling enabled the visualization of bubble formation and the assessment of the influence of operating parameters (flow rate, rotational speed) as well as geometric modifications, such as impeller trimming, on the internal flow and cavitation margin. Model validation, with an accuracy of about 95%, confirms the robustness and reliability of the numerical approach.

The results provide concrete solutions to reduce cavitation risk while optimizing both hydraulic performance and the longevity of pumping systems. This study therefore contributes to a better understanding of the phenomenon and opens perspectives for its integration into design, operation, and maintenance strategies in industrial contexts.

Keywords: Cavitation, centrifugal pump, Computational Fluid Dynamics (CFD), Ansys CFX

DÉDICACE

Je dédie ce mémoire à mes très chers parents, qui ont toujours été à mes côtés et m'ont soutenu sans relâche tout au long de ces longues années d'études. En signe de reconnaissance, je tiens à exprimer ici ma profonde gratitude pour tous les efforts et les moyens qu'ils ont consentis afin de me voir réussir. Que Dieu les protège, et que la réussite soit toujours à ma portée, pour que je puisse un jour les combler de bonheur.

À mes sœurs et frères,

À toute ma famille,

À toutes mes amies,

À tous ceux qui me sont chers,

Et à toutes les personnes qui m'ont aidé et encouragé, de près ou de loin, et qui ont été présentes à mes côtés tout au long de mon parcours académique.

REMERCIEMENTS

Avant toute chose, je rends grâce à Dieu Tout-Puissant, source de sagesse, de force et de persévérance. C'est par Sa grâce que ce travail a pu voir le jour, malgré les nombreux défis rencontrés.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à mon directeur de mémoire, le Professeur Lagouge TARTIBU, ainsi qu'à mon co-directeur, Emmanuel KASIHO, pour leur encadrement rigoureux, leurs conseils éclairés et leur disponibilité constante. Leur expertise scientifique et leur exigence méthodologique ont été déterminantes dans l'orientation et la qualité de ce travail.

À l'équipe pédagogique de l'Université de Lubumbashi, j'adresse mes sincères remerciements à chacun des enseignants pour la qualité de leur enseignement, leur engagement et leur disponibilité tout au long de mon parcours.

Je suis infiniment reconnaissant envers mon père Jonas MURHABAZI et ma mère Georgette MUHINDO, pour leur amour inconditionnel, leurs prières, leur patience et leur soutien moral. Leur présence a été une source de motivation et de stabilité dans les moments les plus exigeants. Mes remerciements vont également à mon tuteur, Dieudonné NTERANYA, pour son accompagnement bienveillant, ses remarques constructives et son soutien tout au long de ce parcours.

Je n'oublie pas mes collègues et amis, pour les échanges stimulants, les encouragements sincères et les moments de partage qui ont enrichi cette expérience académique.

Enfin, à toutes celles et ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce mémoire, recevez l'expression de ma gratitude la plus sincère.

TABLE DES MATIERES

RESUME II
ABSTRACT III
DÉDICACE IV
REMERCIEMENTS V
LISTE DE FIGURES IX
LISTE DE TABLEAUX X
ABREVIATIONS XI
INTRODUCTION 1
Chapitre I : REVUE DE LITTÉRATURE 3
I.1 Introduction 3
I.2. Définition 3
I.3 Mécanisme de la cavitation 3
I.3.1 Origine physique 3
I.3.2 Cause de la cavitation 4
I.4 Les paramètres caractérisant la cavitation 6
I.4.1 la pression de vapeur saturante 6
I.4.2 Le nombre de Thoma 6
I.4.3 Le coefficient de cavitation 7
I.4.4 Température de saturation 7
I.5 Classification de cavitation 7
I.5.1 Cavitation par bulles isolées 8
I.5.2 Cavitation par poche 8
I.5.3 Cavitation en nuage 9
I.5.4 Cavitation de tourbillons 9

I.5.5 Supercavitation 10
I.6 Cavitation et le système de pompage 11
I.6.1. NPSH Requis 12
I.6.2 NPSH Disponible 12
I.6.3 Effets de la cavitation dans un système de pompage 13
I.7 Méthode pour se protéger contre la cavitation 14
I.8 Méthodes de détection de la cavitation 14
I.8.1 Analyse vibratoire 14
I.8.2 Analyse acoustique (bruit de cavitation) 15
I.8.3 Mesure de la pression dynamique 15
I.8.4 Observation visuelle (essais transparents ou CFD) 15
I.9 Conclusion 16
Chapitre II : MODÉLISATION MATHÉMATIQUE 17
II.1 Introduction 17
II.2 Approche de modélisation de la cavitation 17
II.2.1 Approche à base de la loi d'état du mélange 17
II.2.2 Approche à base des équations de transport 18
II.3 Equations RANS pour flux multiphasique 19
II.3.1 l'équation de conservation de masse 19
II.3.2 Equation de quantité de mouvement 20
II.3.3 Discrétisation des équations gouvernantes 21
III.4 Modèle de cavitation 22
II.4.1 Équation de Rayleigh-Plesset 22
II.4.2 Modèle de Kubota et al. 23
II.4.3 Modèle de Merkle et al. 25
II.5 Modèles de turbulence 26

II.5.1 Modèle k-ε standard 27
II.5.2 Modèle SST (Shear-Stress Transport) 28
II.5.3 Modification de la viscosité turbulente 30
II.7 Conclusion 31
Chapitre III : SIMULATION NUMÉRIQUE ET ANALYSE DES RÉSULTATS 32
III.1 Introduction 32
III.2 Démarche 32
III.3 Pré-traitement de simulation 34
III.3.1 Géométrie de la pompe 34
III.3.2 Etude du maillage 35
III.3.3 Paramètre de simulation et les conditions aux limites 37
III.4 Validation 38
III.5 Résultats et discussion 41
III.5.1 L'évolutions de la cavitation dans la pompe 41
III.5.2 L'évolution de pression et de vitesse 42
III.5.3 Influence d'une baisse de NPSH sur les caractéristiques de fonctionnement 46
III.5.4 Influence de la variation de vitesse sur la cavitation 47
III.5.5 L'influence du rognage de l'impulseur 48
III.6 Conclusion 49
CONCLUSION ET PERSPECTIVES 50
BIBLIOGRAPHIE 52

LISTE DE FIGURES

Figure I.1 : Diagramme pression-vapeur des états de la matière....4
Figure I.2:Cavitation par bulles isolées sur un hydrofoil et une turbine 8
Figure I.3: cavitation par poches sur une hélice et sur un hydrofoil 9
Figure I.4: Cavitation en nuage 9
Figure I.5: cavitation de tourbillons sur un bateau 10
Figure I.6: supercavitation....10
Figure I.7: les courbes caractéristiques d'une pompe 11
Figure I.8: Roues sujets de la cavitation....13
Figure II.1schéma de principe du modèle SST....28
Figure II.2Densité de mélange avec l'effet de la compressibilité locale pour représenter fonction f(n) de l'eq. (II.28)....30
Figure III.1Schéma de la résolution numérique 33
Figure III.2 : Maillage de la roue et de la volute 36
Figure III.3. Conditions limites de la pompe....38
Figure III.4 : l'évolution des résidus en régime diphasique stationnaire 39
Figure III.5 : Courbes de convergence de la hauteur de nette et NPSH 39
Figure III.6 : évolution de résidu en régime diphasique instationnaire....40
Figure III.7 : évolution de la fraction de volume-vapeur 41
Figure III.8 : Distribution de la pression totale 43
Figure III.9 : Distribution de la vitesse relative....44
Figure III.10 : Evolution de la vitesse et de la pression en régime stable 45
Figure III.11 : Evolution de la vitesse et de la pression en cavitation 45
Figure III.12 : Effets du débit sur la marge de cavitation....47
Figure III.13: Effet de la vitesse de la pompe sur la marge de cavitation 48
Figure III.14 : Influence du rognage sur la cavitation 49
Figure III.15 : comparaison d'évolution du volume de vapeur....49

LISTE DE TABLEAUX

Tableau III.1 : paramètres de conception de la pompe 34
Tableau III.2 : spécifications de l'impulseur 34
Tableau III.3 : spécifications de la volute 35
Tableau III.4 : résumé de l'étude du maillage 36
Tableau III.5: caractéristiques de fonctionnement 46

ABREVIATIONS

Symbole	Grandeur	Unité
A	Surface	m^2
c	Corde de profil	m
g	Gravité	m/s^2
H	Hauteur	m
k	L'énergie cinétique turbulente	-
L	Chaleur latente	J/kg
m	Masse	kg
NPSH	Net Positive Suction Head	m
p	Pression	Pa
P	Puissance	W
Pr_t	Nombre de Prandtl	-
Q	Débit volumique	m^3/s
R	Constante de gaz parfait	J/mol.K
R_b	Rayon de la bulle	m
s	Section	m
t	Temps	s
T	Température	K
u	Vitesse des phase	m/s
V	Volume	m^3
v	Vitesse	m/s
z	Altitude d'aspiration	m
ρ	Densité	kg/m^3
θ	Coefficient de dilatation thermique	-
ω	Vitesse angulaire	rad/s
μ_m	Viscosité du mélange	Pa.s
ε	Taux de dissipation d'énergie	m^2/s^3
μ_{eff}	Viscosité effective	Pa.s
μ_t	Viscosité turbulente	Pa.s

σ_t	Nombre de Thoma	-
σ	Coefficient de cavitation	-
Σ	Contrainte de cisaillement	Pa

Indice

a	Aspiration
c	Critique
cond	Condensation
d	Disponible
l	Liquide
m	Mélange
r	Requis
s	Saturation
vap	Vaporisation

INTRODUCTION

Les systèmes de pompage jouent un rôle essentiel dans de nombreux secteurs industriels, notamment dans l'approvisionnement en eau potable, la production d'énergie, ainsi que le transport de fluides dans les industries chimique, pétrolière et minière. Ces installations, souvent complexes et coûteuses, sont soumises à des conditions de fonctionnement strictes. Leur fiabilité et leur efficacité sont des éléments cruciaux pour assurer la continuité des processus industriels, réduire les coûts d'exploitation et éviter les arrêts non planifiés. Parmi les phénomènes pouvant compromettre le bon fonctionnement de ces systèmes, la cavitation constitue un défi majeur. Elle se produit lorsque la pression locale d'un liquide chute en dessous de sa pression de vapeur saturante, entraînant la formation de bulles de vapeur qui implosent violemment. Ce phénomène peut provoquer une série de dysfonctionnements : perte de performance hydraulique, apparition de vibrations et de bruit, détérioration des composants par érosion et corrosion, et dans les cas extrêmes, une défaillance complète du système. Les conséquences économiques et techniques de la cavitation justifient l'intérêt croissant porté à sa compréhension et à sa maîtrise.

Traditionnellement, l'étude de la cavitation reposait sur des méthodes expérimentales, souvent coûteuses, complexes à mettre en œuvre, et limitées dans leur capacité à explorer les phénomènes internes. Aujourd'hui, grâce aux avancées en modélisation numérique et à la puissance accrue des outils de calcul, la simulation numérique s'impose comme une alternative efficace. Elle permet d'analyser avec précision les conditions d'apparition de la cavitation, de visualiser les zones critiques dans les pompes, et d'évaluer l'impact de différents paramètres d'exploitation ou de conception sur le comportement du fluide.

C'est dans ce contexte que s'inscrit le présent travail, visant à étudier numériquement la cavitation dans un système de pompage à l'aide d'outils CFD. Nous nous concentrerons sur la simulation d'un système de pompage utilisant une pompe centrifuge, en utilisant le logiciel Ansys CFX. Nos objectifs principaux sont de :

- Prédire numériquement la cavitation dans le système de pompage, en identifiant les conditions de formation et l'évolution du phénomène.
- Analyser l'influence de différents paramètres (débit, pression, vitesse, rognage, etc.) sur la cavitation, afin de mieux comprendre les mécanismes en jeu.

- Proposer des solutions pour atténuer ou prévenir la cavitation, en optimisant les conditions de fonctionnement du système.

Afin d'atteindre les objectifs fixés, ce mémoire est structuré en trois chapitres principaux :

- Chapitre I : Revue de la littérature sur la cavitation : Ce chapitre présente une synthèse approfondie des connaissances théoriques sur le phénomène de cavitation, en exposant ses mécanismes, ses effets sur les systèmes hydrauliques, ainsi que les approches de détection et de prévention existantes dans la littérature.
- Chapitre II : Modélisation numérique de la cavitation : Ce volet expose la démarche de modélisation adoptée, en s'appuyant notamment sur la mécanique des fluides numérique (CFD). Il détaille les hypothèses, les conditions aux limites ainsi que les modèles numériques utilisés.
- Chapitre III : Simulation numérique et analyse des résultats : Ce chapitre présente les résultats obtenus à travers les simulations, en mettant en évidence les zones critiques de cavitation et les effets des opérations d'adaptation. Une discussion approfondie permet d'interpréter les résultats et de les comparer aux données expérimentales.

Nous sommes convaincus que cette étude contribuera à une meilleure compréhension de la cavitation dans les systèmes de pompage et ouvrira la voie à des solutions plus efficaces pour prévenir ce phénomène et améliorer la fiabilité de ces installations.

Chapitre I : REVUE DE LITTÉRATURE

I.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons la théorie de la cavitation en détaillant le processus de formation et d'implosion des bulles de vapeur. Nous examinerons également les différents types de cavitation rencontrés dans les systèmes de pompage, ainsi que les paramètres clés qui influencent ce phénomène, tels que le nombre de Thoma, le coefficient de cavitation et les propriétés du fluide. Enfin, nous analyserons l'application de la CFD (Computational Fluid Dynamics) à la modélisation de la cavitation dans ces systèmes, en illustrant cette démarche par des études de cas portant sur divers types de pompes et configurations, avec une attention particulière à la prédiction des zones critiques de cavitation.

I.2. Définition

La cavitation est un phénomène se produit lorsque des bulles de vapeur se forment dans une installation hydraulique en raison d'une diminution de la pression locale. Cela se produit fréquemment dans des systèmes où le liquide est en mouvement rapide, tels que les installations de pompage ou de turbine[1]. Quand la pression du liquide est inférieure à sa pression de vapeur saturante, des bulles de vapeur se forment et lorsqu'elles sont soumises à des zones de pression plus élevées, ces bulles peuvent imploser de manière violente, engendrant ainsi des ondes de choc. Les ondes de choc ont la capacité de causer des dommages aux surfaces environnantes, ce qui entraîne une diminution de l'efficacité des systèmes et des dommages matériels. La présence de cavitation constitue un défi important dans les systèmes de pompage et les turbines, car elle peut causer une détérioration prématurée et des dysfonctionnements d'installation.[2, 3]

I.3 Mécanisme de la cavitation

I.3.1 Origine physique

Les écoulements en mécanique des fluides sont le siège de nombreux phénomènes physiques. Dans le cas d'un écoulement d'eau liquide, des bulles de vapeur peuvent se créer sous certaines conditions. Ces bulles sont issues d'un changement de phase local de l'état liquide à l'état gazeux. Pour illustrer ce phénomène, nous nous intéressons au cas de l'eau, en se référant à son diagramme d'état en figure I.1, deux types de vaporisation y sont illustrés.

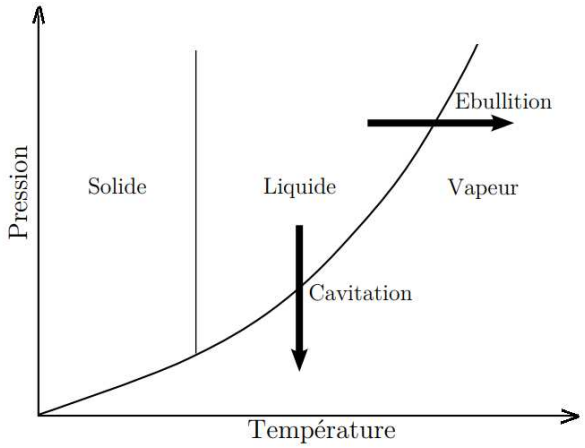


Figure I.1 : Diagramme pression-vapeur des états de la matière [4]

La première transformation est une vaporisation à pression constante résultant d'un apport de chaleur extérieur Q. cet apport de chaleur entraine une augmentation du mouvement moléculaire dans le fluide. Ce mouvement va réduire les forces intermoléculaires, ce qui entraine une augmentation des distances intermoléculaires. Au-delà d'une distance critique l'eau passe de l'état liquide à l'état gazeux. Dans la deuxième transformation est adiabatique, sans apport de chaleur extérieure. La vaporisation résulte d'une mise en dépression du fluide provocant un relâchement des forces intermoléculaire, ceci se traduira à terme par un passage du fluide à l'état gazeux. Ce phénomène est appelé cavitation [4, 5].

En prenant l'exemple de l'eau, si l'on observer le changement de phase en fonction de la température nous observeront qu'à la pression atmosphérique, L'eau sous forme de glace chauffée atteint son point de fusion à 0°C. Si nous continuons à chauffer l'eau, toujours à la pression atmosphérique, elle passe à l'état de gaz par le phénomène d'ébullition à 100 °C. Si on se place désormais à une température donnée, par exemple 25°C, l'eau à la pression atmosphérique est à l'état liquide. D'après le diagramme précèdent, on observe qu'il est possible de changer son l'état liquide à l'état gazeux tout en maintenant une température constante : Il suffit de baisser la pression à 3574 Pa[6]. Lorsque cette dépression amenant à la vaporisation du liquide est locale (discontinuité dans le milieu liquide), on parle alors du phénomène de cavitation, qui se manifeste par l'apparition de poche d'air et de bulles.

I.3.2 Cause de la cavitation

Une explication simple de l'apparition de ce phénomène peut être obtenue à partir de l'équation de Bernoulli qui représente la conservation de l'énergie sur un ligne de courant dans un écoulement

incompressible. En appliquant cette équation pour de l'eau liquide, nous pouvons considérer que la masse volumique de l'eau change peux à l'état liquide[7] :

$$P + \frac{1}{2}\rho v^2 \qquad (I.1)$$

Si la vitesse du fluide augmente, la pression du fluide évoluera de manière à compenser cette augmentation :

$$(P + \Delta P) + \frac{1}{2}\rho(v + \Delta v)^2 = Constante \qquad (I.2)$$

Si la vitesse du fluide augmente ($\Delta v > 0$), la pression du fluide diminue ($\Delta P < 0$). Comme nous l'avons vu en figure I.1. Si la baisse de pression générée par la hausse de vitesse est trop importante et atteint la pression de vapeur saturante, le liquide se vaporisera. Des bulles de vapeur vont ces former dans l'écoulement. Le maintien d'une pression inférieure à cette pression de vapeur saturante dans l'écoulement permettre de développer des structures de cavitation de plus en plus complexes. La création de ces zones de dépression peut avoir des origines multiples dont les principales sont [8]:

- La géométrie des parois peut imposer des survitesses locales, et par conséquent des dépressions, à un écoulement globalement permanent : restriction du passage de l'écoulement dans un venturi, ou courbure imposée aux lignes de courant par des ailes portantes ou des aubages des machines…
- Le cisaillement entre deux écoulements de vitesses différentes entraine de grandes fluctuations turbulentes de la pression : couches cisaillées, jets noyés, sillages d'obstacles ou d'organes de réglage de débit…
- Le caractère fortement non permanent d'écoulement en conduites (alimentation de moteurs en carburant, coups de bélier dans des circuits de commandes hydrauliques ou dans des installations d'hydraulique domestique, etc.) se traduit par des valeurs importantes des temps temporels de l'accélération du liquide qui conduisent eux aussi à des dépressions menant à la cavitation.
- Les rugosités des parois peuvent donner lieu à des sillages cavitants de très petite taille : c'est le cas, en particulier, des parois en béton d'ouvrages de génie civil, notamment d'évacuateurs de crues.
- Les mouvements vibratoires de parois peuvent engendrer des champs de pression alternatifs, comme dans le cas de l'eau de refroidissement des cylindres de moteurs diesel ; un autre

exemple est celui de la cavitation ultrasonore provoquée par l'application d'un champ de pression oscillant très rapidement sur un volume de liquide globalement au repos.

- ❖ Certaines entailles remplies de liquide dont les parois sont animées de petits mouvements alternatifs sont le siège d'aspirations et de refoulements successifs qui conduisent aussi à l'apparition et à la disparition de bulles de cavitation.
- ❖ Enfin, les parois solides immergées soumises à des chocs peuvent conduire à la vaporisation des particules situées dans leur voisinage, particulièrement auprès de leurs bords anguleux s'il en existe.

I.4 Les paramètres caractérisant la cavitation

I.4.1 la pression de vapeur saturante

La pression de vapeur saturante est la pression à laquelle un fluide passe de l'état gazeux à l'état liquide ou de l'état liquide à l'état gazeux pour une température donnée. Si la température du fluide augmente, la pression de vapeur saturante augmente également. C'est ainsi qu'un liquide comme l'eau peut se vaporiser en augmentant la chaleur. Cependant, il est aussi possible de provoquer cette transformation sans changer la température en abaissant la pression ambiante en dessous de la pression de vapeur saturante.

Le calcul approximatif de la pression de vapeur saturante peut être réalisé à l'aide d'une formule dérivée de l'équation de Clapeyron [8].

$$\ln\left(\frac{p_{sat}}{P_0}\right) = \frac{M.L_V}{R}\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T}\right) \qquad (I.3)$$

Cette équation (I.3) permet d'exprimer la condition d'apparition de la cavitation en un point N par la relation suivante :

$$P(N) < P_{sat}(T) \qquad (I.4)$$

I.4.2 Le nombre de Thoma

Le nombre de Thoma est un paramètre utilisé pour évaluer la susceptibilité à la cavitation dans les turbomachines, telles que les pompes, les turbines et les hélices. Ce paramètre est défini en adimensionnalisant le Net Positive Suction Head (NPSH) par rapport à la hauteur (Equation I.5).

$$\sigma_t = \frac{NPSH}{H} \qquad (I.5)$$

I.4.3 Le coefficient de cavitation

Le nombre de Thoma dans le cas de pompes ne représente que peu d'intérêt, puisque l'énergie massique fournie par la machine varie par rapport au débit. Donc, on utilise le nombre de cavitation. Le coefficient de cavitation, souvent appelé nombre de cavitation est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la tendance d'un fluide à entrer en cavitation. Il est défini comme le rapport entre la différence de pression locale et la pression de vapeur saturante du liquide, et la pression dynamique du fluide. Mathématiquement, il s'exprime par l'équation I.6[9].

$$\sigma = \frac{P - P_{sat}}{\frac{1}{2}\rho v^2} \qquad (I.6)$$

Un faible nombre de cavitation indique une plus grande tendance à la cavitation, car la pression locale est proche de la pression de vapeur saturante. Ce coefficient est crucial pour la conception et l'analyse des systèmes hydrauliques, notamment pour éviter les dommages causés par la cavitation dans les pompes et les turbines.

I.4.4 Température de saturation

La température influence fortement la cavitation dans les systèmes hydrauliques. En augmentant la température, la pression de vapeur saturante du liquide augmente, facilitant ainsi la formation de bulles de vapeur. Cela peut intensifier les phénomènes de cavitation, car les bulles se forment plus facilement et peuvent croître et imploser plus rapidement, causant potentiellement des dommages aux surfaces des composants hydrauliques. À l'inverse, des températures plus basses réduisent la pression de vapeur saturante, atténuant ainsi les effets de cavitation. Ce phénomène est connu sous le nom de retard thermodynamique à la cavitation. En résumé, une température plus élevée tend à favoriser la cavitation, tandis qu'une température plus basse peut la réduire.

I.5 Classification de cavitation

La classification de la cavitation permet de mieux comprendre et de gérer ses effets dans divers systèmes hydrauliques et mécaniques. On distingue principalement plusieurs types de cavitation, Nous présentons sommairement dans ce qui suit les types de cavitation les plus couramment admis et leurs formes dégradées éventuelles.[9]

I.5.1 Cavitation par bulles isolées

La cavitation par bulles isolées se produit lorsque des bulles de vapeur se forment individuellement dans un liquide en raison d'une chute de pression locale en dessous de la pression de vapeur saturante. Ces bulles croissent rapidement et, lorsqu'elles se déplacent vers des zones de pression plus élevée, elles implosent violemment. Ce type de cavitation est souvent observé dans les pompes, les turbines et les hélices, où les variations de pression sont courantes. L'implosion des bulles génère des ondes de choc et des micro-jets de liquide, pouvant causer des dommages importants aux surfaces des composants hydrauliques[5].

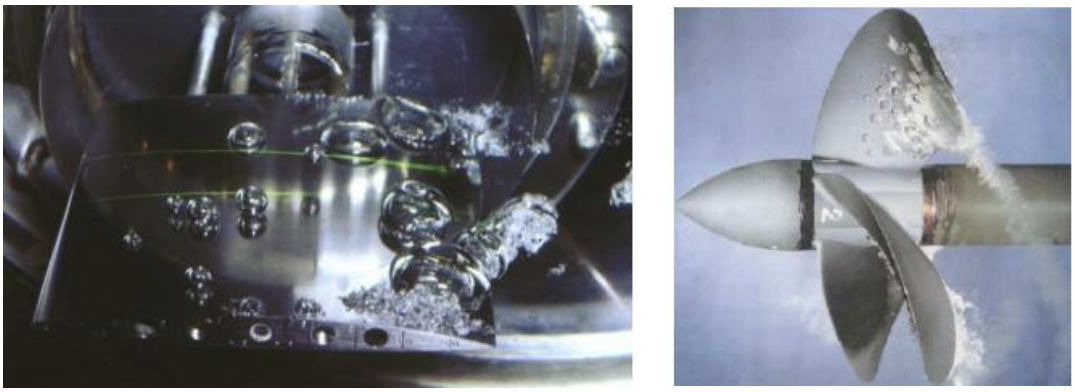


Figure I.2:Cavitation par bulles isolées sur un hydrofoil et une turbine

I.5.2 Cavitation par poche

La cavitation par poche, également appelée cavitation en nappe, se caractérise par la formation de grandes poches de vapeur attachées à la surface d'un objet, comme une pale de turbine ou une hélice. Ces poches de vapeur se forment lorsque la pression locale chute en dessous de la pression de vapeur saturante du liquide. La cavitation par poche est souvent observée dans les systèmes hydrodynamiques à haute vitesse, où des zones de basse pression se créent en raison de l'écoulement rapide du fluide[10].

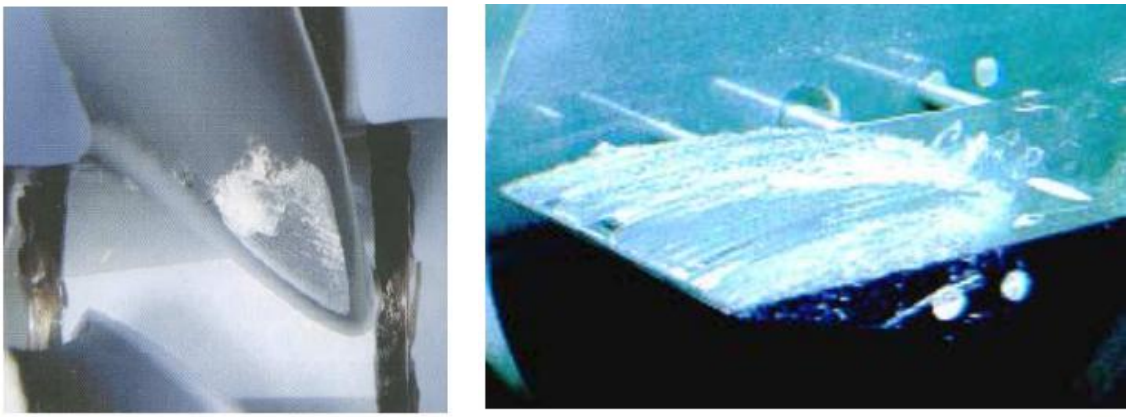


Figure I.3: cavitation par poches sur une hélice et sur un hydrofoil [10]

I.5.3 Cavitation en nuage

La cavitation en nuage est un phénomène où des bulles de vapeur se forment, se détachent et s'effondrent de manière périodique, donnant à la cavitation une apparence de nuage. Ce type de cavitation est souvent observé dans les écoulements hydrodynamiques autour de structures telles que les hydrofoils, les hélices et les turbines. La transition de la cavitation par poche à la cavitation en nuage dépend du nombre de cavitation et du nombre de Reynolds. Lors de cette transition, une cavité en nappe se forme et un jet de retour se développe, provoquant la fragmentation de la cavité en nuages de bulles[9].

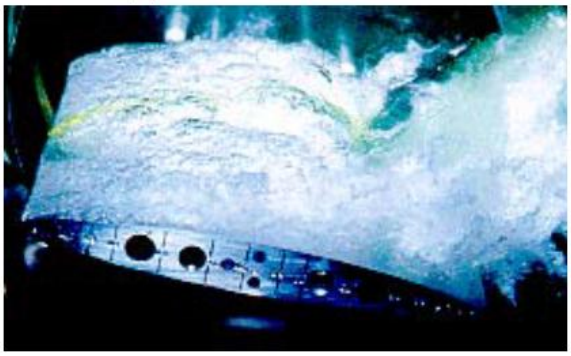


Figure I.4: Cavitation en nuage [9]

I.5.4 Cavitation de tourbillons

Le fluide, en plus de son mouvement d'ensemble, est animé d'un mouvement de rotation autour d'un axe ou d'une ligne courbe, la vitesse de rotation diminuant dès que l'on s'éloigne de l'axe. L'axe du tourbillon est le siège d'une dépression qui, lorsqu'elle est suffisante, provoque la vaporisation du fluide et la formation des filaments tourbillonnaires cavitants. Ces filaments tourbillonnaires

cavitants résultent des basses pressions engendrées dans les zones ou la vorticité est fortement concentrée : zone de cisaillement entre deux écoulements de vitesses différentes[10].

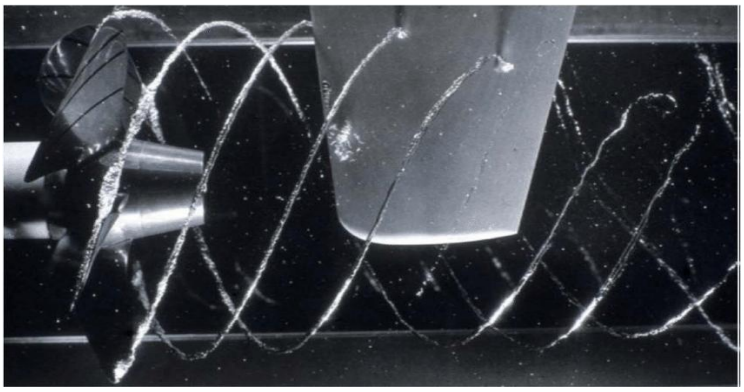


Figure I.5: cavitation de tourbillons sur un bateau[11]

I.5.5 Supercavitation

La supercavitation est un type de cavitation où la cavité de vapeur est suffisamment grande pour envelopper entièrement ou presque entièrement l'objet immergé. Cette technique est principalement utilisée pour réduire la force de traînée. En conditions de supercavitation, la majorité des surfaces de l'objet sont recouvertes de vapeur, dont la viscosité est beaucoup plus faible que celle du liquide environnant. Cela entraîne une réduction significative du frottement superficiel par rapport aux conditions d'écoulement humide classiques. La supercavitation est notamment exploitée dans les torpilles et les hélices de haute performance pour atteindre des vitesses élevées tout en minimisant la résistance hydrodynamique.[9, 10]

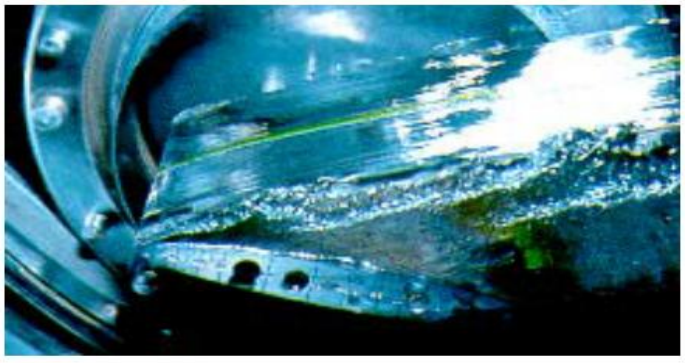


Figure I.6: supercavitation[9]

I.6 Cavitation et le système de pompage

Les pompes sont parmi les machines hydrauliques les plus utilisées dans les applications industrielles. Il est donc pertinent d'étudier l'influence de la cavitation sur leur fonctionnement. Les caractéristiques de leur performance sont généralement représentées dans les catalogues des fabricants par trois courbes : la première illustre la relation entre la puissance absorbée et le débit à une vitesse de rotation fixe en régime non cavitant ; la seconde montre la relation entre la hauteur développée, le débit et l'efficacité à cette même vitesse ; enfin, la troisième courbe correspond à la courbe de NPSHr (Net Positive Suction Head required), qui indique, en fonction du débit et pour une vitesse donnée, la limite au-delà de laquelle la cavitation se produit.

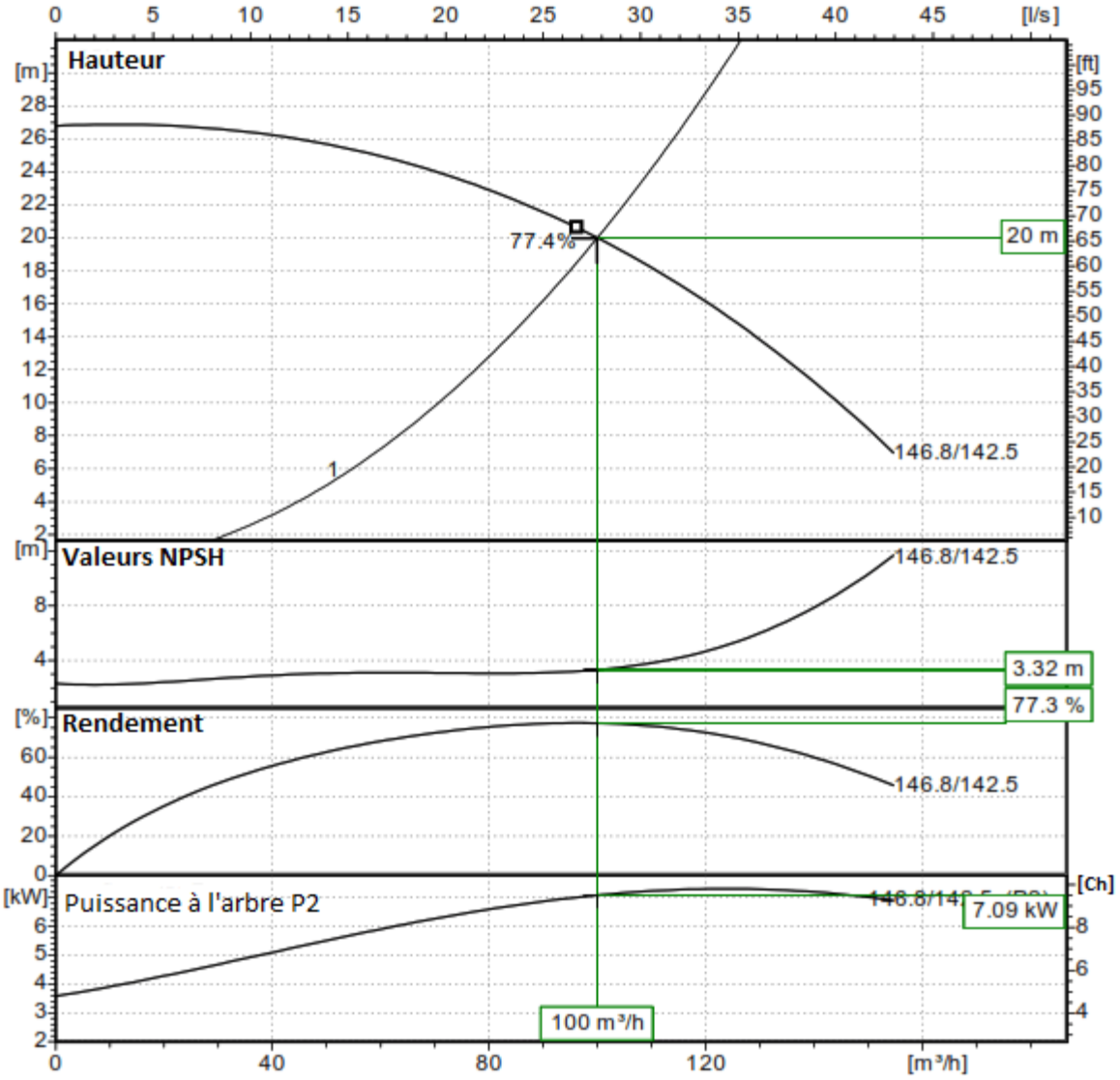


Figure I.7: les courbes caractéristiques d'une pompe[12]

NPSH est l'abréviation anglo-saxonne de « Net Positive Succion Head », ce qui se traduit en français par : « Charge Total Nette à l'Aspiration ». : C'est la pression totale en [m] de colonne liquide pompée déterminée à la bride d'aspiration de la pompe, moins la pression de saturation de vapeur du liquide à la température de fonctionnement. D'une manière plus concrète, cela représente la pression qui existera à l'aspiration de la pompe, uniquement du fait du réseau et du liquide pompé (quel que soit la pompe utilisée). Dans le système de pompage on trouve deux types de NPSH : $NPSH_r$ (requis) et Le $NPSH_d$ (disponible).

I.6.1. NPSH Requis

NPSHr requis, C'est la valeur minimale de NPSH à partir de laquelle la pompe fonctionne sans cavitation, cette valeur sera donnée par le constructeur après avoir essayé la pompe. Le NPSH requis augmente avec le débit de fonctionnement [NPSHr=f(Q)].

I.6.2 NPSH Disponible

Suivant la configuration de montage et du produit véhiculé, il y a une pression à l'aspiration de la pompe. En conséquence seule la quantité de pression supérieure à Pv sera utile (si cette pression arrive à la Pv on aura du gaz à l'entrée de la pompe).

NPSH disponible ou d'installation Il s'agit de la pression à l'aspiration régnant effectivement à l'entrée d'une pompe, Et que l'utilisateur doit définir pour choisir correctement sa pompe. Il est donc toujours défini. Mathématiquement elle correspond à [13] :

$$NPSH = H_a - \frac{P_v}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho_g} + \frac{v_a^2}{2g} + z_a - \frac{P_v}{\rho g} \qquad (I.6)$$

En pratique, pour qu'une pompe puisse fonctionner normalement (sans CAVITATION), il faut calculer le NPSH disponible et vérifier qu'il est bien supérieur au NPSH requis (qu'on aura déterminé à l'aide de la courbe fournie par le constructeur). On a donc :

NPSH disponible > NPSH requis → sans cavitation.

NPSH disponible ≤ NPSH requis → avec cavitation.

Une pompe fonctionne dans des conditions d'aspiration d'autant meilleures que la différence $NPSH_d$ et $NPSH_r$ est grande. Dans le cadre de la norme ISO 9906:2012 il est recommandé de se réserver une marge de sécurité de 0,5 à 1 m et donc d'avoir : $NPSH_d > NPSH_r + 1m$.

I.6.3 Effets de la cavitation dans un système de pompage

La cavitation, phénomène complexe et souvent destructeur, est un problème majeur dans les systèmes de pompage. Elle se manifeste par la formation et l'implosion de bulles de vapeur dans un liquide lorsque la pression locale chute en dessous de la tension de vapeur. Les conséquences de la cavitation peuvent être désastreuses pour les pompes et l'ensemble du système.

I.5.3.1. Dégradation des performances de la pompe

La cavitation entraîne une diminution de la capacité de la pompe à transférer du fluide. Les bulles de vapeur, en occupant un certain volume, réduisent le débit effectif et la pression de refoulement. De plus, l'implosion des bulles près des surfaces de la pompe perturbe l'écoulement et crée des zones de turbulence, ce qui diminue l'efficacité de la pompe[14].

I.5.3.2 Érosion et corrosion des composants

L'implosion des bulles de cavitation génère des micro jets de liquide à haute vitesse et des ondes de choc qui frappent les surfaces métalliques. Ces impacts répétés provoquent une érosion progressive du matériau, en particulier sur les aubes de la roue et le corps de la pompe. De plus, la cavitation peut favoriser la corrosion en éliminant la couche protectrice passive sur les surfaces métalliques et en exposant le métal nu à l'environnement corrosif.



Figure I.8: Roues sujets de la cavitation

I.5.3.3 Vibrations et bruit

L'implosion des bulles de cavitation produit des vibrations et du bruit dans le système de pompage. Ces vibrations peuvent endommager les composants de la pompe, tels que les roulements et les joints, et provoquer des fuites. Le bruit généré par la cavitation peut être gênant et indiquer la présence de problèmes dans le système.

I.5.3.4 Fatigue des matériaux

Les contraintes cycliques induites par l'implosion des bulles de cavitation peuvent entraîner une fatigue des matériaux, en particulier dans les zones soumises à des contraintes élevées. La fatigue peut provoquer des fissures et, à terme, la rupture des composants de la pompe.

I.5.3.5 Augmentation de la température

La cavitation peut entraîner une augmentation de la température du liquide en raison de la conversion de l'énergie mécanique en énergie thermique lors de l'implosion des bulles. Cette augmentation de température peut avoir des effets néfastes sur les joints et les autres composants sensibles à la chaleur.

I.7 Méthode pour se protéger contre la cavitation

Actuellement, la prédiction et le contrôle de la cavitation ne sont pas encore assurés. Afin de s'en prémunir, les industriels peuvent opter pour les alternatives suivantes : restreindre la capacité des équipements, réduire l'efficacité du turbomachine, ou bien planifier à l'avance le remplacement du matériel, etc.[15]. Toutes ces réalités démontrent un besoin de recherche sur la cavitation afin de mieux comprendre les mécanismes d'apparition et disparition de ce phénomène et ainsi fournir les outils et moyens capables de prédire le comportement des écoulements cavitants. Ces outils serviront ensuite à améliorer la conception des équipements et le contrôle des écoulements cavitants.

L'écoulement cavitant est un écoulement complexe à étudier expérimentalement et numériquement. Cette complexité est le résultat de la présence des deux phases liquide et vapeur dans l'écoulement et rejoint donc des problèmes de modélisation des écoulements multiphasiques turbulents avec changement de phases.

I.8 Méthodes de détection de la cavitation

I.8.1 Analyse vibratoire

La détection de la cavitation par analyse vibratoire repose sur l'identification de signatures vibratoires spécifiques générées par l'implosion des bulles de vapeur dans la pompe. Lorsqu'une cavitation se développe, elle induit des vibrations de haute fréquence (souvent entre 1 et 15 kHz) et une augmentation de l'amplitude vibratoire, notamment dans les composantes aléatoires du spectre. En pratique, des accéléromètres sont placés sur le corps de la pompe pour enregistrer ces signaux, qui sont ensuite analysés en domaine fréquentiel à l'aide de la transformée de Fourier (FFT) ou d'outils comme la décomposition en modes empiriques (EMD)[16]. Des études telles que celles de

D. Siano, M. Panza et Escaler et Al. ont montré que l'apparition de pics vibratoires dans certaines bandes de fréquence, combinée à une hausse du niveau RMS, constitue un indicateur fiable de cavitation naissante ou développée. [17, 18]

I.8.2 Analyse acoustique (bruit de cavitation)

La détection de la cavitation par analyse acoustique repose sur l'enregistrement et l'interprétation des signaux sonores émis lors de l'implosion des bulles de vapeur dans un fluide. Ces événements génèrent des impulsions acoustiques brèves et intenses, souvent localisées dans les bandes de fréquence supérieures à 20 kHz, détectables à l'aide de capteurs piézoélectriques ou d'hydrophones. L'analyse du spectre acoustique, notamment via la transformée de Fourier (FFT) ou des techniques temps-fréquence comme les ondelettes, permet d'identifier des pics caractéristiques (subharmoniques, harmoniques de f_0) associés à l'activité cavitante. Des études comme celles de Song et al. (2016) ont montré que la présence de pics à $f_0/2$, f_0, et $2f_0$ dans le spectre est un indicateur fiable de cavitation transitoire ou inertielle. Cette méthode est non intrusive, sensible et adaptée à la surveillance en temps réel, bien qu'elle nécessite un traitement avancé du signal pour distinguer les bruits de fond des signatures cavitantes[1, 19].

I.8.3 Mesure de la pression dynamique

. La détection de la cavitation par suivi des performances hydrauliques repose sur l'observation des dégradations progressives du rendement de la pompe, notamment une chute anormale de la hauteur manométrique, une diminution du débit utile ou de pression à point de fonctionnement constant. Lorsque la cavitation s'installe, elle perturbe l'écoulement interne, provoquant des pertes de charge supplémentaires et une baisse de l'efficacité globale. En traçant les courbes caractéristiques (H-Q, η-Q) et en les comparant aux données nominales du constructeur, on peut identifier des écarts significatifs révélateurs d'un fonctionnement cavitant. Cette méthode, bien que moins sensible aux faibles niveaux de cavitation, est simple à mettre en œuvre et constitue un indicateur fiable à long terme.

I.8.4 Observation visuelle (essais transparents ou CFD)

La détection de la cavitation par observation visuelle repose, en milieu expérimental, sur l'usage de pompes transparentes ou de sections vitrées installées dans le circuit hydraulique. Ce dispositif permet de visualiser en temps réel la formation, l'évolution et l'effondrement des bulles de vapeur à l'intérieur de la roue ou dans la zone d'aspiration. L'apparition d'un nuage blanchâtre ou d'une zone trouble à proximité de l'œil de la roue est généralement le signe d'une cavitation naissante ou

pleinement développée. Cette méthode directe est précieuse pour valider empiriquement les conditions d'apparition de la cavitation et pour analyser sa dynamique spatio-temporelle, mais elle reste limitée aux configurations de laboratoire[20].

Dans le cadre du mémoire, c'est via la simulation numérique CFD que l'observation visuelle a été mise en œuvre, en exploitant notamment la fraction volumique de vapeur comme variable de post-traitement. Grâce aux résultats générés par ANSYS CFX et au modèle de cavitation de Kubota, les zones cavitantes ont pu être identifiées et visualisées sous forme d'iso-surfaces ou de nuages de bulles numériques, notamment dans les régions proches des aubes. La visualisation en CFD permet ainsi non seulement de détecter la cavitation, mais aussi d'analyser ses mécanismes locaux avec une résolution spatiale fine, difficilement accessible par la seule expérimentation. Cette approche offre une vision tridimensionnelle de l'écoulement, indispensable pour comprendre l'interaction entre la pression locale, le débit et la géométrie de la pompe.

I.9 Conclusion

La cavitation constitue un phénomène hydrodynamique complexe dont les conséquences peuvent s'avérer particulièrement néfastes pour les systèmes de pompage. Elle est à l'origine de pertes de performance, de vibrations anormales, d'érosions matérielles et, à terme, de pannes prématurées des équipements. La compréhension approfondie de ses causes, de ses mécanismes et de ses manifestations est donc essentielle pour la mise en place de stratégies de prévention et de détection efficaces. Qu'il s'agisse de choix techniques lors de la conception, d'ajustements opérationnels, ou encore de systèmes de surveillance en temps réel. C'est dans ce contexte que s'inscrit la suite de ce travail, qui s'attache à modéliser de manière numérique le comportement de l'écoulement et à localiser les zones propices à la formation de bulles. Le Chapitre 2 s'intéressera ainsi à la mise en œuvre d'une approche de mécanique des fluides numérique (CFD).

Chapitre II : MODÉLISATION MATHÉMATIQUE

II.1 Introduction

Ce chapitre aborde la modélisation numérique du phénomène de cavitation dans les pompes centrifuges, en s'appuyant sur la résolution des équations moyennées de Navier-Stokes (RANS). L'objectif est de reproduire les conditions d'écoulement interne susceptibles d'engendrer la formation de bulles de vapeur, en tenant compte des effets complexes liés à la turbulence et aux fluctuations de pression.

Dans un premier temps, les équations fondamentales régissant l'écoulement sont présentées, incluant les hypothèses de moyenne temporelle adoptées pour simplifier la résolution du problème. Ensuite, plusieurs modèles de turbulence sont discutés, notamment le modèle standard le k-ω et le SST k-ω, afin de justifier le choix du modèle le plus adapté au contexte de l'écoulement instationnaire dans la pompe.

Enfin, une attention particulière est portée aux modèles de cavitation implémentés dans le solveur CFD (comme celui de Rayleigh-Plesset ou Kubota et Al), qui permettent d'introduire la fraction volumique de vapeur et de simuler les effets transitoires liés à la formation et à la condensation des bulles. Les conditions aux limites.

II.2 Approche de modélisation de la cavitation

Le choix d'un modèle approprié pour la simulation des écoulements cavitants est très délicat. La plupart des modèles supposent un flux cavitant homogène et isotherme. Pour résoudre la densité du mélange liquide/vapeur dans les écoulements cavitants, deux approches principales sont utilisées : les équations d'état barotropique, ou lois d'état du mélange, et les équations de transport.

II.2.1 Approche à base de la loi d'état du mélange

Dans l'approche basée sur la loi d'état du mélange, proposée premièrement par Delannoy et Kueny en 1990, la densité du mélange local (ρ_m) est supposée dépendre uniquement de la pression locale : $\rho_m = \mathrm{f}(\mathrm{p})$ dans l'équation de l'état barotropique[15]. Le modèle relie la pression à la masse volumique par une relation en sinus :

$$\rho = \frac{\rho_l + \rho_v}{2} + \frac{\rho_l - \rho_v}{2} \sin\left(\frac{p + p_v}{c_{min}^2} \frac{2}{\rho_l - \rho_v}\right) \qquad (II.1)$$

Une découverte expérimentale aide à évaluer l'adéquation des modèles physiques mentionnés ci-dessus. Elle montre que la production de vorticité est un aspect important des écoulements cavitants, en particulier dans la région de fermeture. La production de cette vorticité est la conséquence du couple baroclinique. Si l'équation d'état barotropique, $\rho_m = \mathrm{f}(\mathrm{p})$ est utilisée, les gradients de densité et de pression sont parallèles, ce qui conduit à un couple baroclinique nul[15, 21].

Par conséquent, cette approche n'est pas appropriée pour simuler correctement la dynamique des écoulements cavitants[21]. L'approche basée sur la loi d'état du mélange n'a donc pas été utilisée dans ce projet.

II.2.2 Approche à base des équations de transport

La deuxième approche a été développée en se basant sur les équations de transport pour capturer les processus physiques de la cavitation de façon plus détaillée, incluant la nucléation des bulles, la croissance, l'effondrement, la rupture, la coalescence, et la dispersion turbulente. Afin de résoudre la densité du mélange locale (ρ_m), une équation de transport est ajoutée dans le système des équations de transport. Pour décrire le transfert de masse entre les phases liquide et vapeur, différents termes sources et puits représentant les processus de la cavitation ont été proposés[15].

L'un des objectifs de ce projet de recherche est de modéliser les écoulements cavitants de façon détaillée. L'approche basée sur les équations de transport a donc été choisie. La modélisation de la cavitation utilisant cette approche sera détaillée ci-dessous.

Dans la modélisation de la cavitation avec une méthode RANS, trois hypothèses importantes sont formulées :

- L'écoulement de cavitation est pris comme un mélange de liquide et de vapeur, et le transfert de masse entre la phase liquide et vapeur est modélisé par les modèles de cavitation.
- L'influence de la compressibilité du mélange vapeur/liquide sur les structures de turbulence peut être expliquée en réduisant la viscosité turbulente du mélange dans les régions à plus haute compressibilité[22].
- Le transfert de chaleur est ignoré, c'est-à-dire que le débit est considéré comme isotherme.

Les équations de Navier-Stokes moyennées pour l'écoulement de mélange homogène sont présentées dans la section III.2. Certains modèles de turbulence classiques qu'on a utilisée sont présentés dans la section III.3. Les modèles de cavitation tenant compte du transfert de masse entre les phases liquide et vapeur sont présentés dans la section III.4. Enfin, les critères de convergence

appliqués dans la présente étude sont discutés, ainsi que l'estimation des erreurs et des incertitudes à partir des solutions convergées.

II.3 Equations RANS pour flux multiphasique

Il existe deux approches générales pour la simulation numérique des écoulements multiphasiques, les deux approches utilisent les équations de Navier-Stokes moyennées pour les phases eulériennes [23] :

- Approche Euler-Lagrange : Cette approche traite la phase fluide comme un continuum en résolvant les équations de Navier-Stokes, tout en résolvant la phase dispersée en suivant un grand nombre de particules, bulles ou gouttelettes à travers le champ d'écoulement calculé, également appelé Méthode des éléments discrets. La phase dispersée peut échanger impulsion, masse et énergie avec la phase fluide.
- Approche Euler-Euler : Dans cette approche, les différentes phases sont traitées mathématiquement similaires les unes aux autres. Un concept de fraction volumique phasique est introduit et ces fractions volumiques sont supposées être des fonctions continues de l'espace et du temps, et leur somme est égale à un.

Dans l'approche Euler-Lagrange, chaque particule est suivie individuellement, la distribution de taille des particules peut être capturée mais demande des efforts de calcul très élevés. De plus, du fait de l'hypothèse de base sous-jacente que la seconde phase dispersée occupe une faible fraction volumique, l'approche d'Euler-Lagrange n'est pas appropriée pour la modélisation des écoulements dans lesquels la fraction volumique de la seconde phase ne peut être négligée.[23]

Compte tenu de la nature des écoulements de cavitation, l'approche Euler-Euler est plus appropriée pour effectuer le calcul numérique de l'écoulement diphasique liquide-vapeur. Le modèle de mélange (mixture) est finalement choisi pour décrire les phases dispersées en résolvant l'équation de continuité et d'impulsion du mélange. L'écoulement de cavitation est ainsi simplifié pour être considéré comme un mélange homogène avec du liquide et de la vapeur dans l'étude actuelle.

II.3.1 l'équation de conservation de masse

L'équation de conservation de la masse pour le mélange est dérivée du principe physique de la conservation de la masse, qui stipule que le taux de changement de masse dans un volume de matériau arbitraire V est égal au débit à travers la limite du volume V, qui peut s'écrire[24] :

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho.dV + \int_A \rho\,.U_j.n_j.dA = 0 \qquad (II.2)$$

Où ρ est la densité du mélange et U_j est la vitesse des phases, qui sont supposées se déplacer à la même vitesse. Ensuite, en utilisant le théorème de divergence, l'équation de continuité suivante peut être obtenue :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = 0 \qquad (II.3)$$

Et la relation entre la densité du mélange ρ et la fraction volumique de vapeur α est définie comme :

$$\rho_m = \alpha.\rho_v + (1-\alpha)\rho_l \qquad (II.4)$$

Où les indices *m*, *v* et *l* désignent respectivement le mélange, phase vapeur et phase liquide.

II.3.2 Equation de quantité de mouvement

Selon la deuxième loi de Newton, le taux de changement de quantité de mouvement est égal à la somme des forces sur l'élément fluide c'est-à-dire $F = m.a$. Il existe deux types de forces, qui peuvent être catégorisées comme :

- Les forces du corps, qui agissent directement sur la masse volumétrique, telles que la force de gravité et la force centrifuge.
- Les forces de surface, qui agissent directement sur la surface, comme la force de pression et la force visqueuse.

De la même manière que pour l'équation de continuité, les équations de moment différentiel pour le mélange peuvent s'écrire [24]:

$$\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j U_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_m \qquad (II.5)$$

Où S_m désigne le terme de force corporelle, généralement considéré comme lié au champ gravitationnel, et est ignoré dans l'étude actuelle,

τ_{ij} Désigne le tenseur des contraintes visqueuses. Sur la base de l'hypothèse de Stokes en 1845, ce terme pour un fluide newtonien peut être exprimé comme

$$\mu_{eff}.\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \qquad (II.6)$$

Où

μ_{eff} Désigne la viscosité du mélange ;

δ_{ij} Désigne le symbole de Kronecker, où δ_{ij}=1 si $i = j$ et δ_{ij}= 0 sinon

Les équations ci-dessus (III.3) et (III.5) constituent les équations générales de Navier-Stokes pour les écoulements de mélange homogène isotherme.

II.3.3 Discrétisation des équations gouvernantes

Ces équations gouvernantes (III.3) ET (III.5) sont intégrées sur un volume de contrôle. Afin de convertir certaines intégrales de volume à des intégrales de surface, on utilise le théorème de divergence de Gauss telle que [25]:

$$\int_V \frac{\partial B_j}{\partial x_j}dv=\int_A B_j.n_j.dA \qquad (II.7)$$

Ou B_j est un vecteur quelconque et n_j est un vecteur unitaire à la surface A entourant le volume de contrôle V. Si le volume de control ne se déforme pas dans le temps, les dérivés par rapport au temps peuvent être placées à l'extérieur de l'intégrale de volume et les équations deviennent :

- Equation de continuité

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho.dV+\int_A \rho\,.U_j.n_j.dA=0 \qquad (II.8)$$

- Equation de mouvement

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho.U_i.dV+\int_A \rho\,.U_j.U_i.n_j.dA=-\int_A p\,.n_j.dA+\int_A \tau_{ij}\,.n_j.dA+\int_V S_m dv \qquad (II.9)$$

Où V et A respectivement volume de contrôle et régions de la surface d'intégration, et n_j sont les composantes du vecteur normale de la surface vers l'extérieur. Les intégrales de volume représentent des termes sources ou d'accumulation et les intégrales de surface représentent la somme des flux.

La première étape dans la résolution numérique de ces équations différentielles est de créer un système compilé de la linéarisation des équations algébriques. Cela se fait par conversion de chaque terme dans une forme discrète. Prenons par exemple le terme de flux de surface convertis en forme discret, Il est ensuite évalué par l'intégration des flux sur le segment de surface qui contribuent au volume de contrôle. Il existe plusieurs méthode d'approximations discrètes développe dans CFD, ils sont fondés sur des approximations développement en série de fonctions continues (comme la série de Taylor)[26].

L'ordre et la précision de l'approximation est déterminée par l'exposant de l'espacement de maille ou le facteur le plus important pas de temps, l'augmentation de l'ordre et la précision d'une approximation implique généralement que les erreurs sont réduites plus rapidement. Mais en plus d'augmenter la charge de calcul, des approximations d'ordre élève sont aussi généralement moins numérique stable.

La forme discrète des équations intégrales :

- Equation de continuité :

$$\frac{\mathrm{V}}{\Delta t}(\rho - \rho_0) + \sum_{ip}\left(\rho . U_j . n_j . A\right)_{ip} = 0 \qquad (II.10)$$

- Équation de mouvement :

$$\frac{\mathrm{V}}{\Delta t}(\rho . U_i - \rho_0 U_i) + \sum_{ip}\left(\rho . U_j . U_{i.} . n_j . dA\right)_{ip} = \sum_{ip}\left(p . n_j . A\right)_{ip} + \sum_{ip}\left(\tau_{ij} . n_j . A\right)_{ip} + \overline{S_m} V \qquad (II.11)$$

L'indice ip indique l'évaluation dans un point d'intégration, les sommations se font sur tous le point d'intégration du volume de contrôle, l'indice « 0 » se réfère à l'ancien pas du temps

III.4 Modèle de cavitation

II.4.1 Équation de Rayleigh-Plesset

L'équation de Rayleigh-Plesset est une équation de base pour la simulation des écoulements cavitants, décrivant le développement d'une seule bulle de vapeur dans un liquide. L'équation de Rayleigh-Plesset fournit la base pour l'équation de contrôle de la génération de vapeur et de la

condensation. L'équation de Rayleigh-Plesset décrivant le développement d'une bulle de gaz dans un liquide, elle s'exprime comme suit [27] :

$$R_B \frac{d^2 R_b}{dt^2} + \frac{3}{2}\left(\frac{dR_b}{dt}\right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_b} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \qquad (II.12)$$

On note que cette équation est dérivée à partir d'un équilibre mécanique, en supposant qu'il n'y a pas de barrière thermique au développement de la bulle. En négligeant les termes du second ordre (ce qui est approprié pour les fréquences d'oscillation faible) et la tension de surface, cette équation se réduit à :

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3}\frac{p_v - p}{\rho_f}} \qquad (II.13)$$

Cette équation a été utilisée pour développer des modèles de cavitation comme le modèle de Kubota et al., le modèle de Schnerr et Sauer, le modèle de Singhal et al., etc.

II.4.2 Modèle de Kubota et al.

Le modèle de cavitation de Kubota et al., également connu sous le nom de modèle Zwart-Gerber-Belamri, utilise l'équation simplifiée de Rayleigh-Plesset pour décrire la dynamique des bulles de vapeur, y compris leur formation et leur disparition (eq. II.12). En partant du principe que toutes les bulles dans l'écoulement de cavitation ont une taille uniforme (R_b, le rayon de la bulle reste constant), les auteurs suggèrent que le taux global de transfert de masse interphasique par unité de volume ($\dot{m}$) peut être déterminé en prenant en compte le nombre de bulles (N_b) et le taux de changement de la masse d'une bulle individuelle. Une description détaillée de ces calculs est fournie ici [25, 27]:

Le taux de variation du volume de la bulle est calculé comme suit :

$$\frac{dV_b}{dt} = \frac{d}{dt}\left(\frac{4}{3}\pi R_b^3\right)\sqrt{\frac{2}{3}\frac{p_v - p}{\rho_f}} \qquad (III.14)$$

Et le taux de variation de la masse de la bulle est calculé comme suit :

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_g \frac{dV_b}{dt} = 4\pi R_b^2 \rho_g \sqrt{\frac{2}{3}\frac{p_v - p}{\rho_f}} \qquad (II.15)$$

Si l'on a N_b bulles par unité de volume, la fraction volumique de vapeur r_g peut être décrite comme ceci :

$$r_g = V_b N_b = \frac{4}{3}\pi R_b^3 N_b \qquad (II.16)$$

Et le taux de transfert de masse interphasique total par unité de volume est :

$$\dot{m}_{fg} = N_b \frac{dm_b}{dt} = r\frac{3r_g\,\rho_g}{R_b}\sqrt{\frac{2}{3}\frac{p_v - p}{\rho_f}} \qquad (II.17)$$

Cette expression a été dérivée pour le développement des bulles (la vaporisation). Il peut être généralisé pour inclure la condensation comme suit :

$$\dot{m}_{fg} = F\frac{3r_g\,\rho_g}{R_b}\sqrt{\frac{2}{3}\frac{|p_v - p|}{\rho_f}}\,sgn(p_v - p) \qquad (III.18)$$

Si $p_v < p$, $sng(p_v - p) = -1$

Si $p_v > p$, $sng(p_v - p) = 1$

Où F est un facteur empirique qui peut être différent pour la vaporisation et la condensation, le modèle est conçu pour tenir compte du fait que ces deux phénomènes peuvent se produire à des taux différents. La condensation est habituellement beaucoup plus lente que la vaporisation. Pour la modélisation des vitesses différentes de la vaporisation et de la condensation, le rayon de la bulle, R_b sera remplacé par le rayon de la zone de nucléation,R_{nuc}.

La vaporisation est initiée dans les zones dites "*sites de nucléation*", le plus souvent par les gaz non condensables. Lorsque la fraction volumique de vapeur augmente, la densité des sites de nucléation est diminuée en conséquence, parce qu'il y a moins de liquide. Pour la vaporisation, r_g est remplacé par $r_{nuc}(1 - r_g)$, pour donner [25]:

$$\dot{m}_{fg} = F\frac{3r_{nuc}(1 - r_g)\rho_g}{R_{nuc}}\sqrt{\frac{2}{3}\frac{|p_v - p|}{\rho_f}}\,sgn(p_v - p) \qquad (II.19)$$

Ou r_{nuc} : fraction volumique des sites de nucléation.

Alors, la forme finale de ce modèle de cavitation est comme suit :

Si $p \leq p_v$ (Vaporisation) :

$$\dot{m}^- = C_{k_{dest}} \frac{3\alpha_{nuc}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3}\frac{p_v - p}{\rho_l}} \qquad (II.20)$$

Si $p > p_v$ (Condensation) :

$$\dot{m}^+ = C_{k_{prod}} \frac{3\alpha_v\,\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3}\frac{p - p_v}{\rho_l}} \qquad (II.21)$$

- α_{nuc} : fraction volumique des sites de nucléation
- C_{k_dest} : coefficient d'évaporation du modèle de Kubota
- C_{k_prod} : coefficient de condensation du modèle de Kubota

C_{k_dest} est une constante représentant la vitesse de la vaporisation générée à partir de liquide dans les régions où la pression locale est inférieure à la pression de vaporisation. Inversement, C_{k_prod} est une constante représentante la vitesse pour la reconversion de la vapeur en liquide de retour dans les régions où la pression locale est supérieure à la pression de vaporisation. Dans ce travail, les valeurs utilisées pour les constantes du modèle sont $\alpha_{nuc} = 5 \times 10^{-4}$, R_b = 1 × 10^{-6} m, $C_{\mathrm{k_dest}}$=50, et $C_{\mathrm{k_prod}}$= 0,01, qui sont les valeurs recommandées par le solveur ANSYS CFX, et utilisées en raison de leur applicabilité générale[27].

II.4.3 Modèle de Merkle et al.

Un des premiers modèles utilisant l'équation de conservation de masse entre les phases afin de représenter la cavitation est celui de Merkle. Quelques chercheurs ont adopté le modèle proposé par Merkle et al., et l'ont présenté à la fois sous forme de fraction volumique et sous forme de fraction massique.

Le modèle de cavitation de Merkle et al. N'est pas construit en se basant sur l'équation de Rayleigh-Plesset comme le modèle de cavitation Kubota et al., pour décrire le développement des bulles de vapeur individuelles dans le liquide. Le modèle de Merkle et al. a été obtenu en se basant principalement sur les arguments dimensionnels pour les grands amas de bulles au lieu des bulles individuelles. Par conséquent, les termes source et puit pour le modèle de Merkle sont directement liés à la différence de pression, $p - p_v$, au lieu de la racine carrée de la différence de pression comme dans le modèle Kubota [15] :

Si $p \leq p_v$ (Vaporisation) :

$$\dot{m}^- = \frac{C_{m_{dest}} \rho_l MIN(p - p_v, 0)(1 - \alpha_v)}{(0{,}5\rho_l U_\infty^2)\rho_v t_\infty} \qquad (II.22)$$

Si $p > p_v$ (Condensation) :

$$\dot{m}^+ = \frac{C_{m_{prod}} \rho_l MAX(p - p_v, 0)\alpha_v}{(0{,}5\rho_l U_\infty^2) t_\infty} \qquad (II.23)$$

- C_{k_dest} : coefficient d'évaporation du modèle de Merkle
- C_{k_prod} : coefficient de condensation du modèle de Merkle
- $t_\infty = {}^{c}/_{U_\infty}$
- U_∞ : vitesse de référence (vitesse à l'entrée du domaine)

Les facteurs empiriques $C_{\mathrm{k_dest}}$ et $C_{\mathrm{k_prod}}$ valent respectivement 1et 80, ce qui suit les constantes recommandées par Senocak et Shyy pour la simulation des écoulements cavitants[15].

Les différents modèles de cavitation basés sur les équations de transport intégrant les termes sources qui gèrent le transfert de masse entre les deux phases, ont été présentés. Le modèle de Kubota a été choisis dans ce mémoire pour les raisons suivantes : Le modèle de Kubota est le seul modèle de cavitation par défaut dans le solveur ANSYS-CFX[25].

II.5 Modèles de turbulence

Les écoulements turbulents présentent des fluctuations en temps et en espace. C'est un processus complexe, principalement parce qu'il est en trois dimensions, instationnaire et il se produit à plusieurs échelles. La turbulence peut avoir un effet significatif sur les caractéristiques de l'écoulement. La turbulence se produit lorsque les forces d'inertie dans le fluide deviennent significatives par rapport aux forces visqueuses, et se caractérise par un nombre de Reynolds élevé. En principe, les équations de Navier-Stokes peuvent décrire à la fois les écoulements laminaires et turbulents, sans besoin d'informations supplémentaires. Les modèles de turbulence ont été développés spécifiquement pour représenter les effets de la turbulence sans avoir recours à une taille de maillage prohibitivement fine ou à la simulation numérique directe[27].

II.5.1 Modèle k-ε standard

Le modèle k-ε standard est l'un des modèles de turbulence à deux équations. Il a montré une bonne performance pour les calculs numériques pour les écoulements en ingénierie depuis qu'il a été proposé par Launder et al. en 1972[5]. La robustesse, l'économie et la précision raisonnable pour une large gamme d'écoulements turbulents expliquent sa popularité pour les simulations des écoulements industriels et de transfert thermique. Il s'agit d'un modèle semi-empirique, et la dérivation des équations du modèle dépend de considérations phénoménologiques et empiriques.

Ce modèle comprend deux équations de transport supplémentaires pour représenter les propriétés de turbulence des écoulements, permettant de tenir compte des effets temporels comme la convection et la diffusion de l'énergie turbulente. Le modèle k-ε s'est avéré utile pour les écoulements avec les couches de cisaillement libres et avec les gradients de pression relativement faibles[28].

L'équations de transport pour le modèle k-ε standard sont résumées comme suit :

L'équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k v_l)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+p_k+p_b-\rho\varepsilon \qquad (II.24)$$

L'équation de transport pour la dissipation de la turbulence ε :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho \varepsilon v_l)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(P_k+C_{3\varepsilon}P_b)+C_{2\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k} \qquad (II.25)$$

La viscosité turbulente μ_t :

$$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}$$

La production de l'énergie cinétique P_k :

$$P_k=-\rho v_i v_j\frac{\partial v_j}{\partial x_i}$$

L'effet de gravitation P_b :

$$P_b=\theta g_i\frac{\mu_t}{Pr_t}\frac{\partial T}{\partial x_i}$$

Où Pr_t est le nombre de Prandtl et g_i est la composante du vecteur gravitationnel dans la ième direction. Pour le modèle standard k-ε, la valeur par défaut de Pr_t est de 0,85. Le coefficient de dilatation thermique, θ, est défini comme suit :

$$\theta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p$$

Les constantes du modèle sont les suivantes : $C_{1\varepsilon} = 1{,}44;\ C_{2\varepsilon} = 1{,}92; C_{3\varepsilon} = -0.33;\ C_\mu = 0.09;\ \sigma_k = 1$ et $\sigma_\varepsilon = 1.3$ [28].

II.5.2 Modèle SST (Shear-Stress Transport)

Le modèle de turbulence SST est une amélioration du modèle k-ε standard, conçu pour mieux prédire les écoulements turbulents, notamment ceux soumis à des gradients de pression adverses et des séparations de flux. Il combine les avantages des modèles k-ε et k-ω, offrant une meilleure précision dans les zones de cisaillement et une robustesse accrue pour les simulations CFD. Ce modèle a été développé par Menter en combinant les avantages des modèles de turbulence k-ε et k-ω. Premièrement, dans la région proche-paroi, la formulation robuste et précise du modèle k-ω est utilisée. Deuxièmement, dans le champ loin de la paroi, le modèle k-ε est utilisé grâce à sa bonne performance pour les écoulements libres (figure II.1)[15, 23].

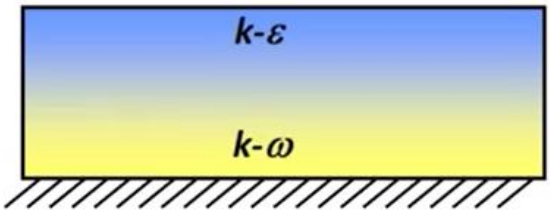


Figure II.1schéma de principe du modèle SST[15]

D'après les observations de Bradshaw sur les couches limites bidimensionnelles soumises à un gradient de pression adverse, le rapport entre la contrainte de cisaillement $\Sigma = \widetilde{u_i'' u_j''}$ et l'énergie cinétique turbulente (k) est approximativement constant et peut être exprimé par :

$$\frac{\Sigma}{k} \approx \sqrt{C_\mu} \approx 0{,}3$$

Avec C_μ = 0.09 pour le modèle de turbulence k-ε et pour le modèle de turbulence k-ω, ce rapport est plutôt égal à :

$$\frac{\Sigma}{\bar{\rho}k} \approx \sqrt{C_\mu \frac{P}{\varepsilon}}$$

Donc, dans le cas où le rapport $\frac{P}{\varepsilon}$ est supérieur à 1, comme dans les écoulements à la couche limite avec le gradient de pression adverse, la contrainte de cisaillement est surestimée. Afin d'éviter cette surestimation, Menter a mis au point un limiteur de la viscosité turbulente dans la zone externe de la couche limite. Le modèle SST s'écrit donc :

L'équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial \bar{\rho}k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_l}\left[\bar{\rho}\widetilde{u_l}\widetilde{k} - (\mu + \sigma^*\mu_t)\frac{\partial k}{\partial x_l}\right] = \bar{\rho}P - \beta^*\bar{\rho}k\omega \qquad (II.26)$$

L'équation de transport pour la dissipation spécifique de la turbulence ω :

$$\frac{\partial \bar{\rho}\omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_l}\left[\bar{\rho}\widetilde{u_l}\widetilde{\omega} - (\mu + \sigma\mu_t)\frac{\partial \omega}{\partial x_l}\right] = \frac{\gamma}{v_t}\bar{\rho}P - \beta\bar{\rho}\omega^2 + 2(1-F_1)\frac{\bar{\rho}\sigma_\omega}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_l}\frac{\partial \omega}{\partial x_l} \qquad (II.27)$$

Et la viscosité turbulente s'exprime avec l'introduction du limiteur :

$$\mu_t = \frac{\rho.k/\omega}{\max\left(1, \frac{\Omega F_2}{a_1.\omega}\right)}$$

La fonction F_1 permet de passer du modèle k-ω à la paroi au modèle k-ε à l'extérieur. La fonction F_2 joue le rôle du limiteur de la viscosité turbulente. Ces fonctions sont données par les relations suivantes :

$$F_1 = \tanh(\zeta^4) \text{ avec } \zeta = min\left[max\left(\frac{\sqrt{k}}{0{,}09\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right); \frac{4\rho\sigma_{\omega^2}k}{D_\omega y^2}\right]$$

$$\text{Et } D_\omega = max\left(\frac{4\rho\sigma_{\omega^2}}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_l}\frac{\partial \omega}{\partial x_l}; 10^{-20}\right)$$

$$F_2 = \tanh(\iota^2) \text{ Avec } \iota = max\left(2\frac{\sqrt{k}}{0{,}09\omega y}; \frac{500\nu}{y^2\omega}\right)$$

Où y est la distance à la paroi.

Les constantes de ce modèle de turbulence sont définies à partir des valeurs des constantes de chaque modèle (indice 1 pour le modèle k-ω et indice 2 pour le modèle k-ε standard). Pour une constante ϕ, on a :

$$\phi = F_1\phi_1 + (1 - F_1)\phi_2 \qquad (II.28)$$

Avec :$\sigma_1^* = 0{,}5$; $\sigma_1 = 0{,}5$; $\beta_1 = 0{,}075$; $\sigma_{\omega 1} = 0$; $\sigma_2^* = 0{,}85$; $\sigma_2 = 0{,}856$; $\beta_2 = 0{,}0828$; $\sigma_{\omega 2} = 0{,}856$; $k = 0{,}41$; $\alpha_1 = \sqrt{\beta^*} = 0{,}03$ et $\gamma_i = \frac{\beta_i}{\beta^*} - \sigma_i \frac{k^2}{\sqrt{\beta^*}}$ pour i=1,2 [28].

II.5.3 Modification de la viscosité turbulente

Les modèles de turbulence RANS originaux ont été développés pour les écoulements monophasiques entièrement incompressibles et n'ont pas pris en compte des problèmes concernant les écoulements multiphasiques compressibles comme le cas de la cavitation.

Pour améliorer la qualité des simulations numériques en considérant l'influence de l'effet de la compressibilité locale dans les modèles de turbulence, Coutier-Delgosha a proposé de réduire la viscosité turbulente du mélange dans les régions de l'interface des phases liquide et vapeur en se basant sur la fraction volumique locale de la vapeur αv en substituant μ_t dans l'éq. (II.28) avec μ_{T_mod}[15] :

$$f(n) = \frac{\rho_v + (1 - \alpha_v)^n(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v + (1 - \alpha_v)(\rho_l - \rho_v)},\ \mu_{T_{mod}} = \mu_t . f(n) \qquad (II.29)$$

Pour représenter l'effet de la fonction f(n), la variation de la densité effective modifiée, $\rho_m\, f(n)$, versus la fraction volumique de la vapeur, α_v, pour des valeurs de n est représentée sur la Figure

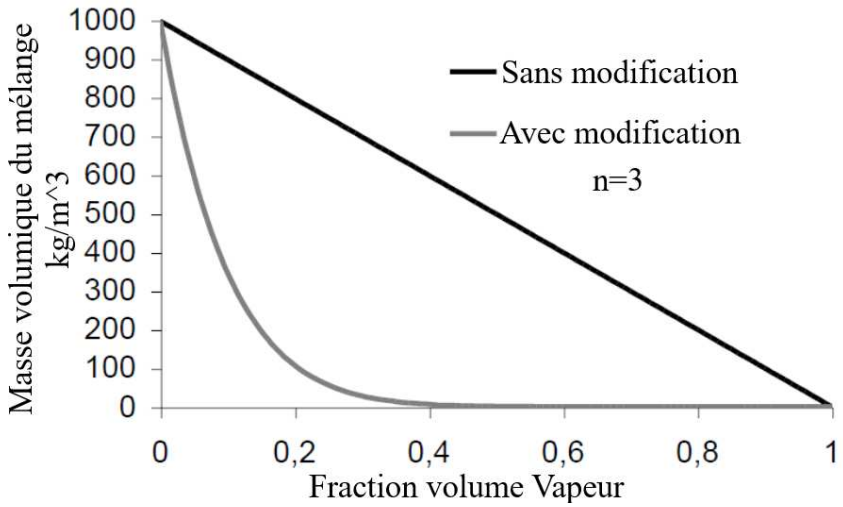


Figure II.2Densité de mélange avec l'effet de la compressibilité locale pour représenter fonction f(n) de l'eq. (II.28)

Dans la thèse de Tan Dung, il est recommandé d'utiliser n = 3 pour la meilleure simulation des écoulements cavitants turbulents autour du profil hydraulique, car ils ont obtenu de bonnes comparaisons entre les résultats numériques et les mesures expérimentales avec cette valeur de n [15].

II.7 Conclusion

Ce chapitre a permis de mettre en œuvre une approche de modélisation numérique basée sur les équations RANS afin d'analyser le comportement de l'écoulement au sein d'une pompe centrifuge en présence de cavitation. Le choix du modèle de turbulence SST k-ω s'est révélé pertinent pour mieux appréhender les phénomènes instationnaires affectant les zones de basse pression, en particulier dans les régions proches de l'impulseur d'une pompe. Par ailleurs, la cavitation a été modélisée à l'aide du modèle physique de Kubota et al., sélectionné en raison de sa compatibilité avec le code utilisé dans ANSYS CFX, et de sa capacité à représenter de manière réaliste la génération et la condensation des bulles de vapeur. L'ensemble de cette démarche constitue la base des simulations numériques présentées dans le chapitre suivant.

Chapitre III : SIMULATION NUMÉRIQUE ET ANALYSE DES RÉSULTATS

III.1 Introduction

Ce chapitre présente les résultats issus des simulations numériques réalisées dans le cadre de cette étude. Il s'articule autour de plusieurs volets complémentaires visant à valider la pertinence du modèle établi et à évaluer l'influence des paramètres d'adaptation sur le comportement hydrodynamique de la pompe. Une section est consacrée à la description du maillage utilisé pour discrétiser la géométrie de la pompe, ainsi qu'à l'analyse de sa qualité. L'étude de convergence qui suit permet de s'assurer de la stabilité numérique des résultats obtenus. Ensuite, une validation croisée est effectuée entre les résultats simulés et des données de référence ou expérimentales afin d'estimer la fiabilité du modèle CFD utilisé. Enfin, l'impact des opérations d'adaptation hydraulique notamment le rognage de roue, ainsi que la variation de débits et vitesse est examiné en détail afin de mieux comprendre leur effet sur la distribution de pression, la fraction volumique de vapeur et la formation de la cavitation. L'ensemble de ces analyses permet d'aboutir à une interprétation critique des résultats et de renforcer la robustesse des conclusions du travail.

III.2 Démarche

Les différentes phases de la recherche sur la simulation CFD de la cavitation dans ce projet sont résumées dans la Figure III.1. Cinq différents modules du logiciel ANSYS ont été utilisé à savoir : Vista CPD, BladeGen, DesignModeler, TurboGrid et ANSYS CFX pour faire la simulation dynamique du fluide.

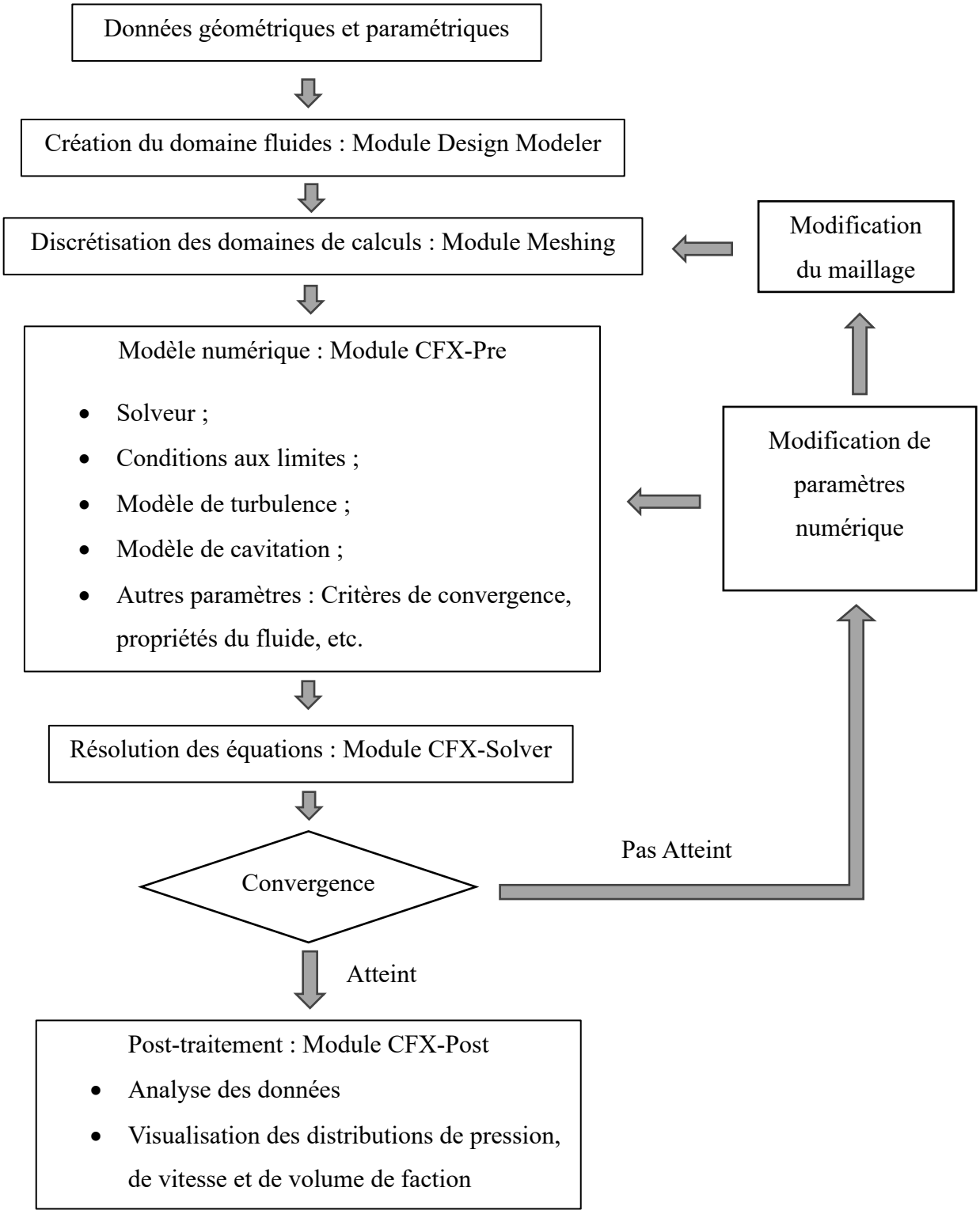


Figure III.1Schéma de la résolution numérique

III.3 Pré-traitement de simulation

III.3.1 Géométrie de la pompe

Le logiciel Vista CPD a été utilisé pour concevoir un modèle préliminaire 1-D de la pompe centrifuge optimisée de l'étude actuelle. Le tableau III.1 contient une liste des hypothèses et des paramètres d'entrée de la conception. Le rendement de la pompe a été déterminé à l'aide de corrélations intégrées dans Vista CPD, basées sur des données historiques pour une certaine gamme de vitesses spécifiques à la machine[29].

Tableau III.1 : paramètres de conception de la pompe

Paramètre d'entrée	**Valeur**
Débit volumétrique	120 (m^3/h)
Vitesse de rotation	1600 (tr/min)
Hauteur de total	20 (m)
NPSH	2,2(m)
Angle d'entrée	90°
Nombre des pales	6
Efficacité hydraulique	0.874
Efficacité volumétrique	0.97
Efficacité mécanique	0.948
Efficacité de la pompe	0.804

les resultats obtenuent de Vista CPD nous permettent de generer un models 3D de la pompe : la roue par bladegen et la volute par dans Designmodeler. Les tableaux III.2 et III.3 illustre Les specifications de l'impulseur et de la volute.

Tableau III.2 : spécifications de l'impulseur

Conception	**Spécification**
Débit	120 m^3/h
Hauteur Nette	20m
Vitesse de rotation	1600tr/min
Diamètre d'entré	125mm
Diamètre de Sortie	242mm

Diametre de moyeu	29,4mm
Angle d'entrée	29,73°
Angle de sortie	12,56
Epaisseur de pale	7,3mm
Largeur de sortie	27,5mm

Tableau III.3 : spécifications de la volute

N°	Aire	R du centre	R exterieur	R majeur	R mineur	
1	0	134,2	134,2	27,5	0	Coupe eau
2	444	138,6	144,5	27,5	10,3	
3	918	146,2	155,5	27,5	21,3	
4	1420	147,8	165,8	27,7	27,7	
5	1943	151,6	173,8	29,3	29,3	
6	2486	155,1	181,1	31,5	31,5	
7	3047	158,4	187,7	33,8	33,8	
8	3624	161,5	193,3	36,2	36,2	
9	4249	165,7	201,0	38,6	38,6	Gorge

III.3.2 Etude du maillage

La qualité du maillage est très importante puisque la precision des resultats et le temps de calcul nécessaire en dépend[30]. un maillage hybride a utilisé durant la géneration de mailles ainsi qu'un affinement du maillage sur des parties clés telles que la surface de la pale et la languette de la volute. Turbogrid a été utiliser pour le maillage de la roue avec une topologie controlée car la geometrie été plus complexe. L'affinement du maillage à été réalisé à l'interface des différents domaines de calcul afin de garantir la précision de la transmission des données et la capturer les caractéristiques de l'écoulement. La structure du maillage est présentée sur la figure III.2.

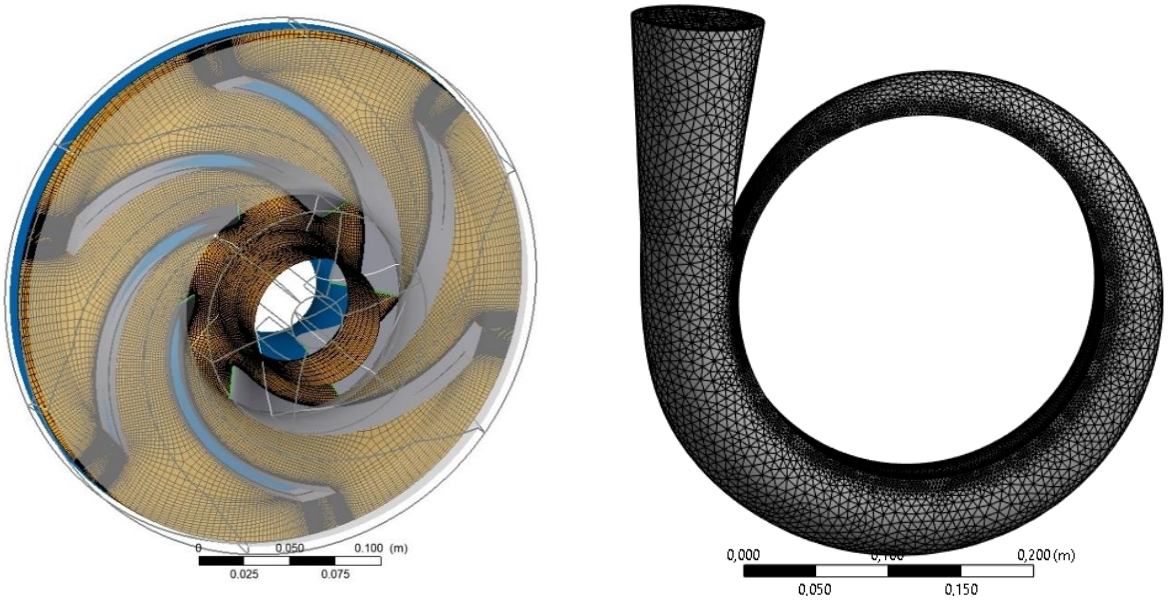


Figure III.2 : Maillage de la roue et de la volute

Une étude d'indépendance du maillage a été menée pour valider le fait que le maillage spécifique utilisé n'a pas influencé les résultats de la CFD, sur la base du principe selon lequel les résultats doivent converger vers une valeur cohérente avec un raffinement successif du maillage. L'augmentation du nombre de nœuds et d'éléments de maillage devrait démontrer la cohérence et l'indépendance du maillage. Le facteur de taille et le rapport de facteur dans TurboGrid ont été ajustés pour modifier le nombre d'éléments et de nœuds, des rapports de facteur plus élevés permettant d'affiner le maillage près des parois, mais comportant également le risque de dégrader la qualité du maillage [31]. En raison de contraintes de ressources, seul le paramètre de tête a été pris en compte dans cette étude, le nombre de mailles a été varié pour atteindre les critères de convergence inférieurs à 1 %, comme dans les études précédentes sur la convergence des maillages[32]. Ces ajustements visaient à garantir l'indépendance du maillage et la convergence des résultats de la CFD. Le tableau III.4 résume cette étude.

Tableau III.4 : résumé de l'étude du maillage

N°	Nœuds	Eléments	H nette	% de changement
1	100803	229423	21,8548	0
2	301532	415025	21,7530	0,25
3	335468	444925	21,8455	0,29
4	619721	710645	21,9107	0,44

L'analyse des résultats révèle une variation minimale en % par rapport au maillage précédent, et la hauteur manométrique est restée constante à environ 21 m pendant les variations du maillage, ce qui indique l'indépendance des résultats de la CFD par rapport au maillage. Les paramètres de maillage sélectionnés ont effectivement amélioré la précision de la simulation, démontrant une meilleure résolution des écoulements complexes dans les zones critiques, soulignant le rôle crucial des paramètres de maillage optimisés pour des analyses CFD robustes tout en maintenant un équilibre entre le détail et l'efficacité de calcul[31].

III.3.3 Paramètre de simulation et les conditions aux limites

Le modèle maillé sera importé dans ANSYS CFX pour l'analyse CFD, car il est bien adapté aux turbomachines et offre des capacités étendues pour les modèles 3D. ANSYS Fluent est une alternative, en particulier pour les modèles axisymétriques et les simulations 2D. CFX est préféré pour son interface intuitive, son algorithme puissant et sa flexibilité en matière de maillage, ce qui en fait un excellent choix pour l'analyse dynamique des écoulements [32, 33]. L'écoulement est supposé incompressible et turbulent, et le modèle de turbulence k-ω a été choisi car il est bien adapté aux simulations de turbomachines[32]. La simulation en régime permanent a été réalisée à l'aide d'un solveur basé sur la pression et adapté à l'analyse des performances des pompes centrifuges. Les simulations tiennent en compte de la rotation de la roue et de la dynamique complexe des fluides à l'intérieur de la pompe.

Les conditions aux limites et les paramètres de simulation ce présente comme suit :

- Nous utilisons de l’eau à 25°C avec un modèle isotherme ;
- Le fluide est incompressible, homogène et en régime permanent ;
- Le débit massique en sortie est de 33.3 kg/s ;
- L’intensité et l’échelle de turbulence sont respectivement de 0.003 et 0.003m ;
- La vitesse angulaire est de 1600tr/min ;
- Régime d’écoulement subsonique ;

Pour la simulation la pression à d'entrée de la pompe est variable et le débit massique constant. Des contrainte de fixation (non glissement) ont été mis sur les parois de la pompe. La figure III.3 représente les domaines d’entrée et de sorties de l’ensemble roue-volute.

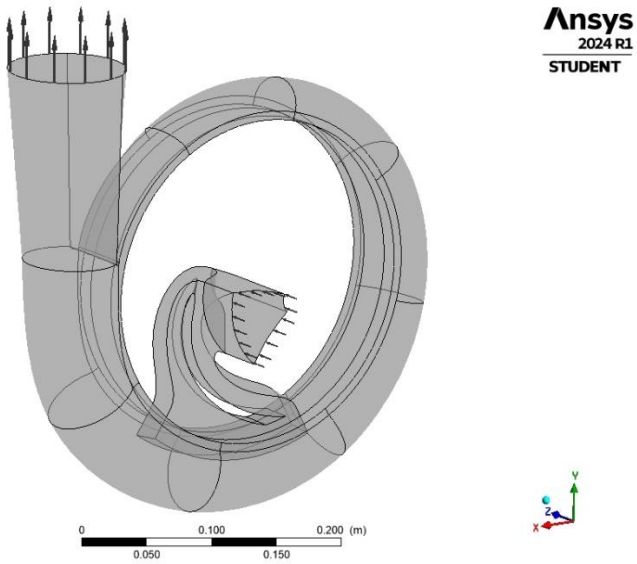


Figure III.3. Conditions limites de la pompe

Afin d'obtenir des paramètres enclenchant la cavitation en plus des endroits avec des valeurs proche de la pression de vapeur, deux paramètres supplémentaires liées au fonctionnement de la pompe ont été insérés sous formes des expressions dans Ansys CFX Pre et permet de travailler avec d'autres paramètres de surveillance d'Ansys CFX Post. Les expressions sont les suivantes : Hauteur manométrique et NSPH, et sont présentée comme suit :

$$H = \frac{P_{outlet} - P_{inlet}}{d * g} \qquad (III.1)$$

$$NPSH = \frac{P_{inlet} - P_{vap}}{d * g} \qquad (III.2)$$

Avec : P_{inlet} la pression d'entrée, P_{outlet} la pression de sortie, P_{Vap} la pression de vapeur d'eau (3574 Pa pour l'eau à 25°C), d la densité et g l'accélération de la pesanteur.

III.4 Validation

Avant toute confrontation aux caractéristiques réelles de la pompe, un test de convergence a été réalisé afin de garantir la stabilité et la fiabilité du modèle numérique. Ce test a permis de vérifier que les résidus diminuent progressivement jusqu'à atteindre un seuil acceptable. Une fois cette convergence établie, les résultats simulés ont été comparés aux données techniques de la pompe, notamment sa hauteur nette disponible et son NPSHr corrigé.

Les premiers tests ont été faite en régime monophasique stable et diphasique stable. En mode monophasique, la hauteur manométrique simulée atteint 21,7 m, soit une marge d'erreur de 8,7 % par rapport à la hauteur nette de la pompe (20 m). En mode diphasique stable, la hauteur simulée se stabilise à 20,105 m, réduisant l'écart à seulement 0,53 %. Ces performances sont illustrées par la Figure III.4 et la Figure III.5, qui montrent respectivement la décroissance des résidus en régime monophasique et la stabilisation progressive en régime diphasique, confirmant visuellement la bonne convergence du modèle.

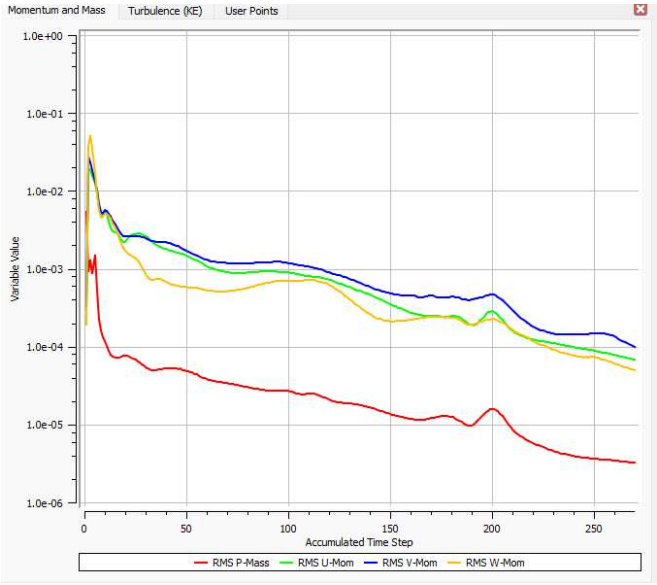


Figure III.4 : l'évolution des résidus en régime diphasique stationnaire

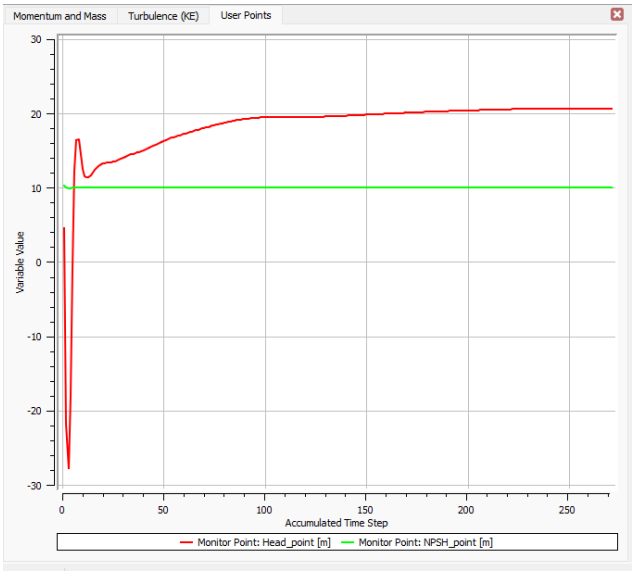


Figure III.5 : Courbes de convergence de la hauteur de nette et NPSH

En régime diphasique instable, la simulation indique l'apparition de la cavitation à une hauteur disponible de 1,88 m, alors que le NPSHr corrigé est de 1,2 m. La Figure III.6 met en évidence les fluctuations des résidus caractéristiques de ce régime instable, traduisant une perte de stabilité et la présence de cavitation. La marge d'erreur d'environ 5 % reste acceptable dans le cadre d'une modélisation numérique. Le test de convergence doit être fait dans les trois régime pour s'assurer de que les résultats converges dans l'état stationnaire et instationnaire [28].

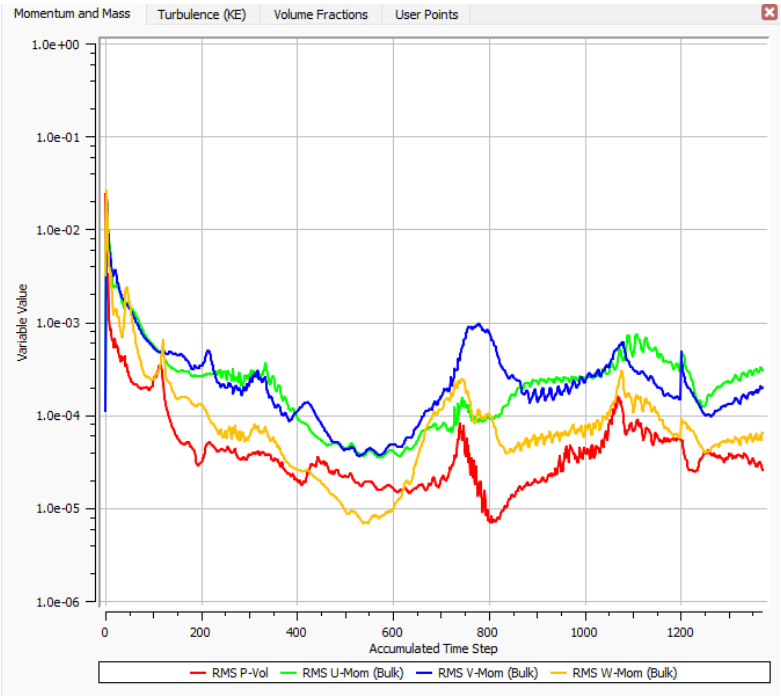


Figure III.6 : évolution de résidu en régime diphasique instationnaire

Cet écart s'explique par plusieurs facteurs : d'une part, les hypothèses de stationnarité et l'usage d'un modèle RANS limitent la capture des phénomènes transitoires réels, notamment les instabilités des poches. D'autre part, la géométrie modélisée est souvent idéalisée (absence de rugosité, d'usure ou de jeux mécaniques), ce qui peut influencer localement la distribution de pression. De plus, les propriétés thermo physiques du fluide sont supposées constantes, alors que dans les essais, des variations de température ou la présence de gaz dissous peuvent modifier le comportement cavitant.

III.5 Résultats et discussion

III.5.1 L'évolutions de la cavitation dans la pompe

Plusieurs simulations ont été réalisées afin d'étudier le comportement de la pompe sous différentes pressions d'entrée. La pression a été progressivement réduite jusqu'à l'apparition de la vapeur dans l'œillard de la pompe. Les figures ci-dessous illustrent l'évolution de la fraction volumique de vapeur pour les cas suivants : 100 000 Pa (figure III.7a),30 000 Pa (figure III.7b),21 000 Pa (figure III.7c) et 20 000 Pa (figure III.7d). Ces représentations permettent de visualiser clairement la croissance de la fraction de vapeur à mesure que la pression d'entrée diminue.

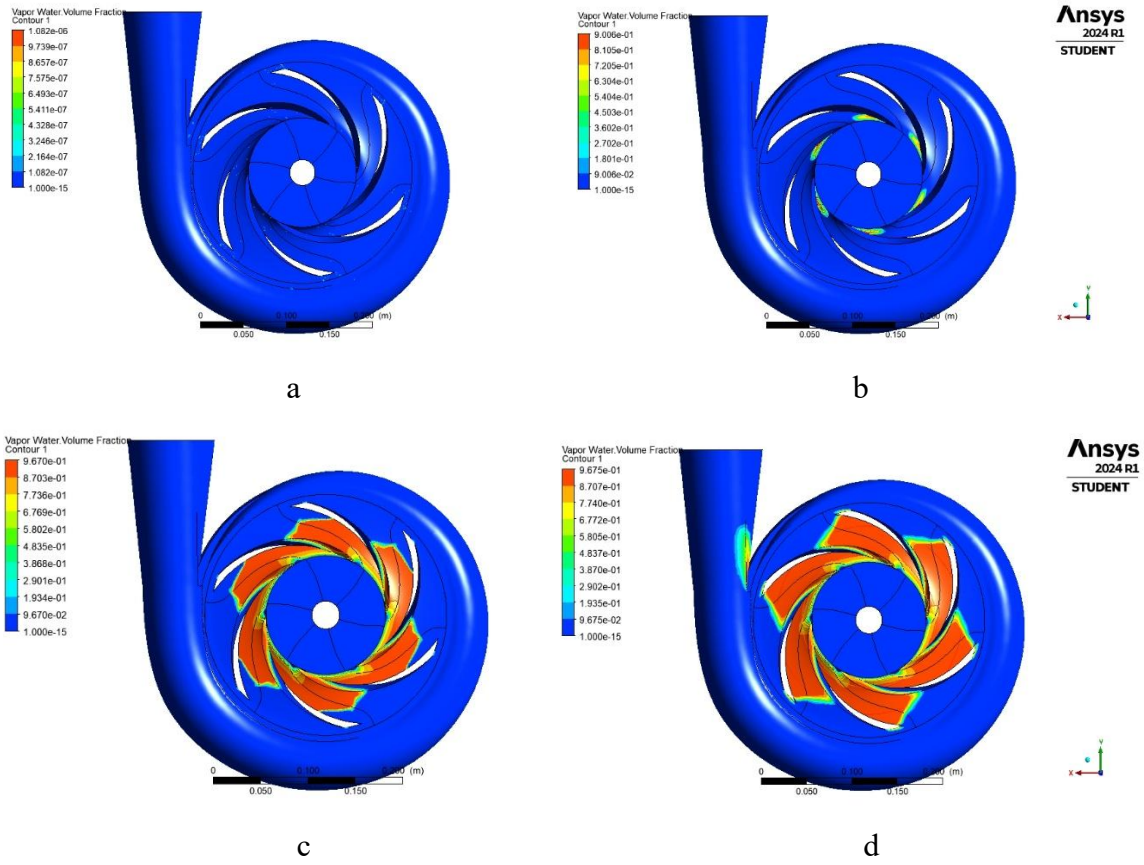


Figure III.7 : évolution de la fraction de volume-vapeur

La cavitation physique débute par l'apparition de microcavités dans l'œillard, phénomène initialement imperceptible. Ce stade correspond à la figure III.7b et n'entraîne qu'une faible augmentation de la perte de charge. Cependant, à mesure que la pression continue de décroître, la cavitation s'étend latéralement, jusqu'à ce que l'ensemble de l'œillard atteigne la pression de vapeur,

comme le montrent les figures ultérieures. Nous avons observé une croissance exponentielle du volume de vapeur dès que le NPSH critique est atteint, ainsi qu'une augmentation significative de la surface exposée aux dommages liés à la cavitation. Il s'agit de la même observation faite par Delgosha et Patella lors de leur expérience [22].

Nous avons constaté que la cavitation se manifeste lorsque la pression à l'entrée de la pompe atteint 21 000 Pa, alors que la pression de vapeur saturante de l'eau à 25 °C est de 3 574 Pa. Cette différence souligne l'importance d'analyser en détail l'évolution de la pression et de la vitesse dans la pompe afin de mieux comprendre les mécanismes internes et les zones critiques où la cavitation débute et se développe.

III.5.2 L'évolution de pression et de vitesse

Les figures III.8a et III.8b offrent un aperçu du champ de pression distribué dans la pompe lorsqu'elle fonctionne en régime non cavitant. On observe que, lors du passage de l'eau à travers l'impulseur, la pression augmente progressivement dans le sens de l'écoulement. Cette augmentation est particulièrement marquée du côté du refoulement, où la pression atteint son maximum. Cependant, la répartition des forces à l'intérieur de l'impulseur n'est pas homogène. Des zones de déséquilibre apparaissent, notamment en raison de la géométrie complexe des pales et des variations locales de vitesse et de pression. Cette hétérogénéité peut influencer la stabilité de l'écoulement et prédisposer certaines zones à la cavitation.

Lorsque la pompe entre en régime cavitant, comme illustré sur les figures III.8c et III.8d, une chute brutale de pression est observée à l'intérieur de l'impulseur. Cette chute est le signe de la formation de bulles de vapeur, conséquence directe de l'atteinte de la pression de vapeur saturante du fluide. La cavitation modifie profondément le champ de pression, créant des zones de dépression localisées qui peuvent entraîner des pertes de performance, des vibrations, voire des dommages mécaniques à long terme.

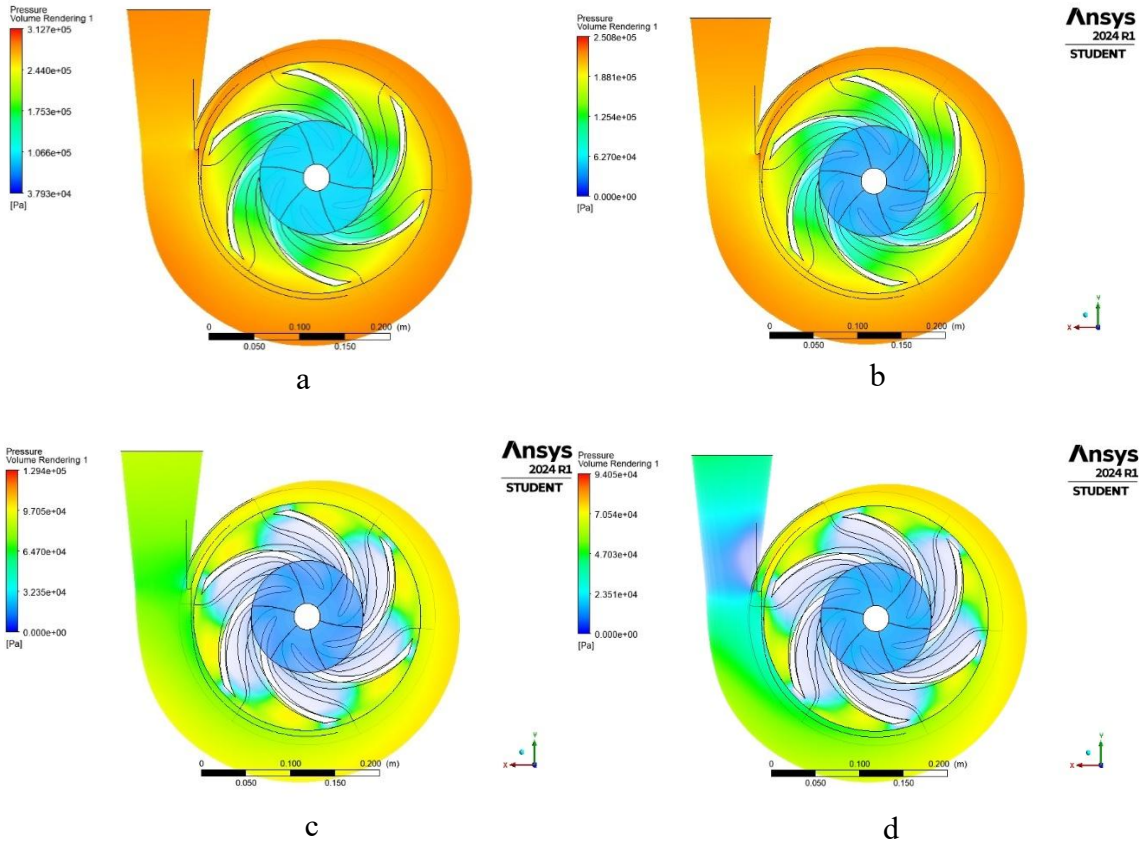


Figure III.8 : Distribution de la pression totale

Les figures III.9a et III.9b illustrent une augmentation significative de la vitesse à l'entrée de l'impulseur, notamment au niveau des bords d'attaque des pales. Dans ces zones, l'écoulement présente des variations importantes, principalement dues à l'orientation du flux : le fluide entrant ne s'aligne pas parfaitement avec les pales de l'impulseur, ce qui provoque une division du flux et des perturbations hydrodynamiques. Cette désynchronisation entre la direction du flux et la géométrie des pales crée des zones de basse pression propices à la formation de bulles de vapeur, marquant le début du régime cavitant. C'est précisément dans cette région critique de l'impulseur que la cavitation s'amorce, affectant la stabilité de l'écoulement et la performance hydraulique de la pompe.

Une fois la cavitation enclenchée, comme le montrent les figures III.9c et III.9d, la vitesse du fluide continue d'augmenter. Cette accélération est principalement liée à la diminution de la charge dans l'impulseur, conséquence directe de la présence de vapeur qui modifie la densité locale du fluide et réduit la résistance à l'écoulement. Ce phénomène accentue le déséquilibre dynamique et peut entraîner une dégradation progressive des composants internes de la pompe.

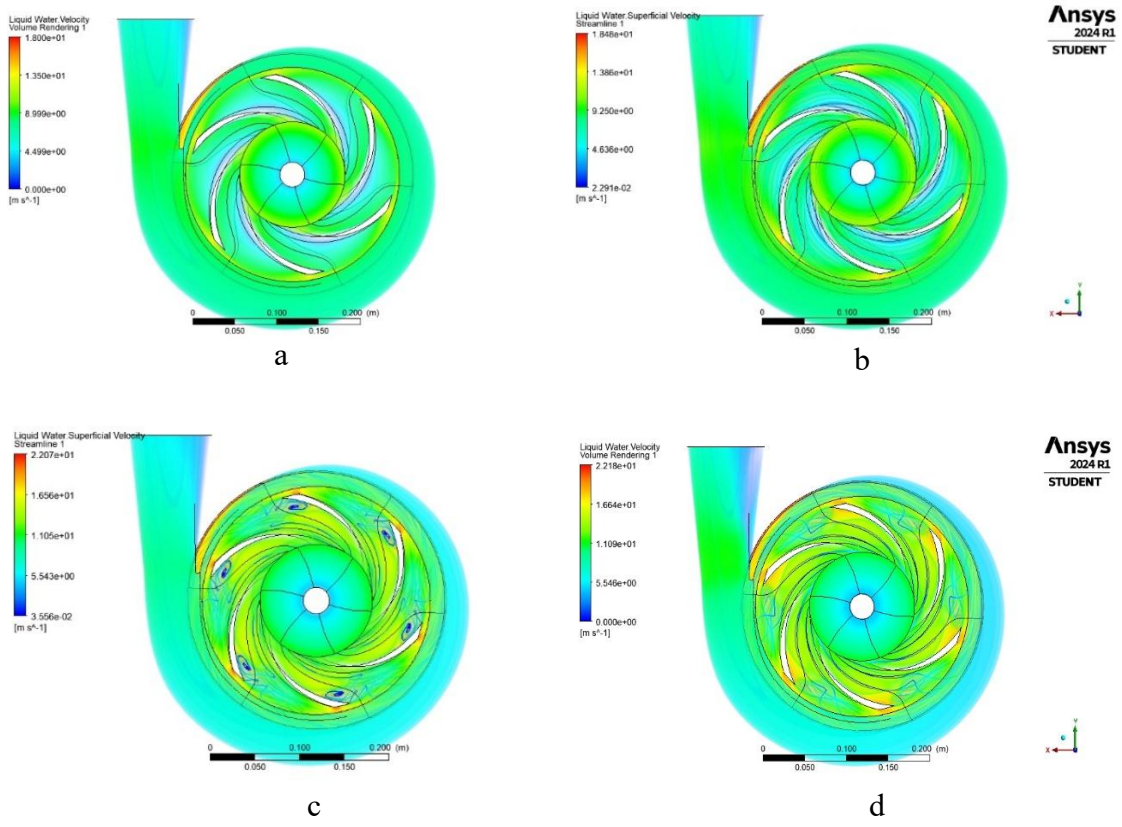


Figure III.9 : Distribution de la vitesse relative

L'analyse des graphiques de pression permet de distinguer deux régimes de fonctionnement de la pompe : le régime stable (figure III.10) et le régime instable (Figure III.11), marqué par la cavitation. Des sondes de mesure ont été installées à trois emplacements stratégiques : l'intervalle 1–2 présente la tuyauterie d'aspiration ; l'intervalle 3–6 présente l'intérieur de la roue de la pompe et l'intervalle 7–8 présente dans la tuyauterie de refoulement.

En régime stable, les données recueillis à 100 000 Pa montre une chute de pression à l'entrée de la roue de la pompe, ce qui est normal en raison de l'accélération du fluide [8]. Cette chute est suivie d'une augmentation progressive de la pression jusqu'au refoulement, traduisant un écoulement maîtrisé et une récupération d'énergie hydraulique. Ce comportement indique que la pompe fonctionne dans des conditions optimales, sans apparition de cavitation.

En revanche, en régime instable, le profil de pression change radicalement. La chute de pression se produit non seulement à l'entrée de la roue, mais également dans la tuyauterie de refoulement. Cette double chute est plus prononcée et atteint des niveaux critiques, jusqu'à atteindre la pression de

saturation de la vapeur. Lorsque cette pression est atteinte, des bulles de vapeur se forment dans le fluide, déclenchant le phénomène de cavitation

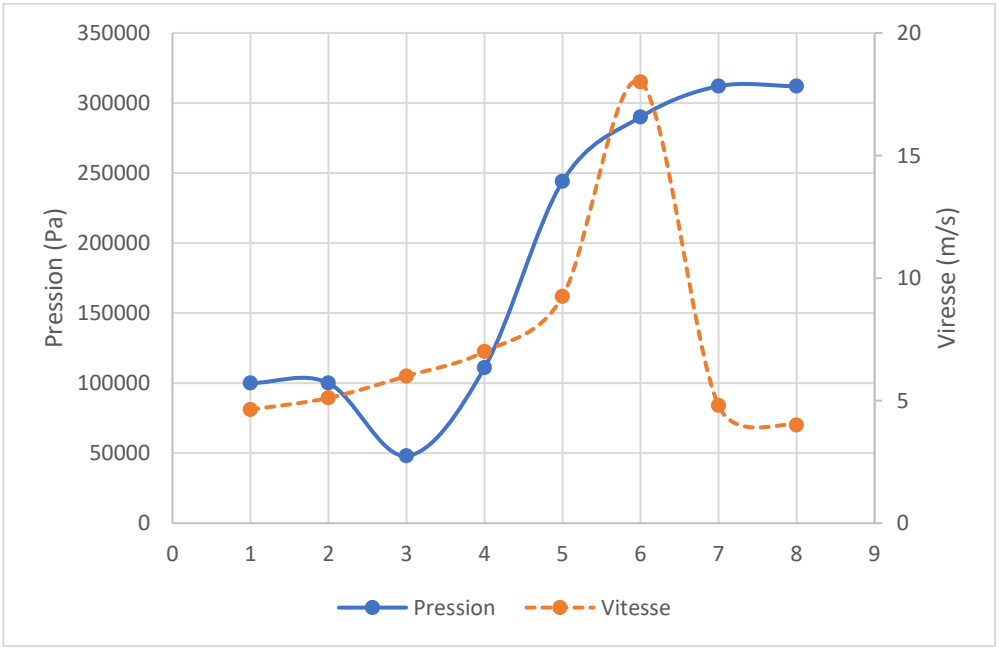


Figure III.10 : Evolution de la vitesse et de la pression en régime stable

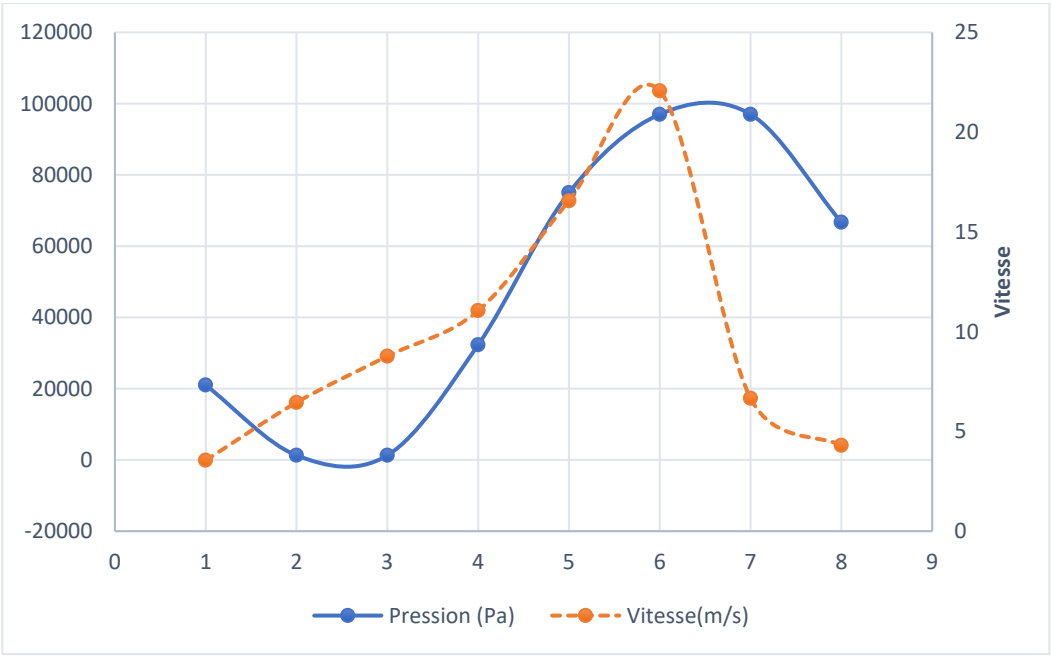


Figure III.11 : Evolution de la vitesse et de la pression en cavitation

Ces observations expliquent comment la cavitation entraîne une dégradation des performances de la pompe, provoque des fluctuations de vitesse et peut engendrer des dommages mécaniques à long

terme. Ce phénomène est donc à surveiller de près, car il compromet la fiabilité et l'efficacité du système hydraulique

III.5.3 Influence d'une baisse de NPSH sur les caractéristiques de fonctionnement

Le tableau III.7 nous données l'allure de la variation de la hauteur quand la pompe tourne à une vitesse donnée, on fait baisser le NPSH tout en maintenant le débit nominale Q de 120m^3/h et lorsque on utilise 80% et 120% de sa capacité. Nous pouvons remarquer qu'il est qu'il est difficile de déterminer le débit physique de la cavitation, mais par convention on parle de la cavitation lorsqu'une chute de hauteur de charge de 3% en constatée dans l'installation, La valeur de NPSH correspondante est appeler NPSH critique[34, 35]. En effet quand le NPSH disponible est maintenue à cette valeur critiques, même si alors on diminue la hauteur en faisant baisser la pression de refoulement de la pompe, le débit arrivant à l'œillard ne peut plus augmenter puisque la charge motrice poussant le liquide dans la pompe (qui est la différence entre la charge totale à l'entrée de la pompe et la pression de vapeur régnant dans tout l'œillard) cesse de croitre. Ces observations sont illustrées dans le Tableaux III.5 et la figure III.12.

Tableau III.5: caractéristiques de fonctionnement

Pression (Pa)	**NPSH**	**H(m) 0,8Q**	**H(m) Q**	**H(m) 1,2Q**
100000	9,998	22,52	20,104	17.735
80000	7,816	22,01	20,034	17,73
60000	5,770	22,06	20,020	17,53
40000	3,724	21,91	19,994	17,11
30000	2,701	22.83	19,860	17,6
20000	1,679	22.15	4,28	-
10000	0,654	14.43	-	-

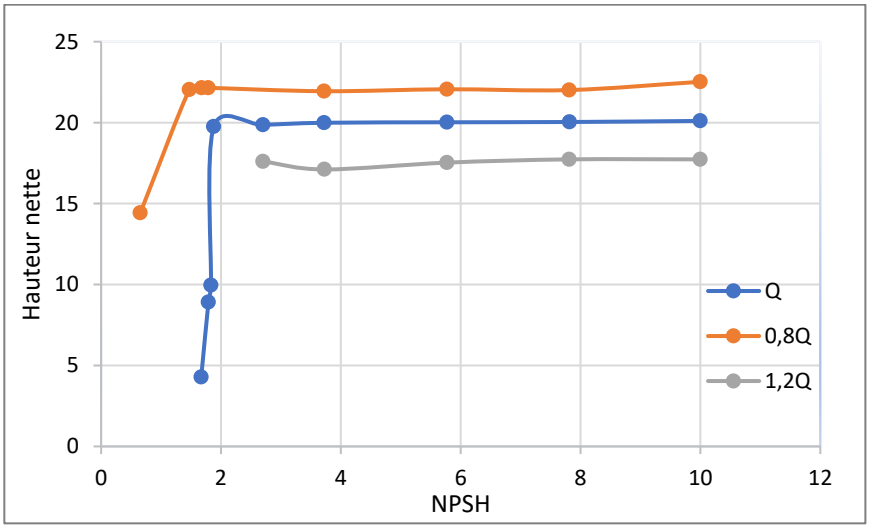


Figure III.12 : Effets du débit sur la marge de cavitation

En utilisant un variateur de débits à 80% ,100% et 120% du débits nominale, nous avons obtenu un NPSH requis respectivement de 1,67 1,88 et 2,7m. Ces résultats confirment que le NPSH requis augmente aussi avec le débit, donc pour repousser le point critique on peut diminuer le débit mais cela a un impact sur la hauteur de charge de l'installation, nous amenant hors du point optimal de fonctionnement de la pompe. Cela montre que le débit n'est pas simplement un paramètre d'exploitation, mais un levier critique dans la gestion du risque de cavitation.

III.5.4 Influence de la variation de vitesse sur la cavitation

Lors de la simulation menée à 1450, 1500 et 1600 tr/min, avec un $NPSH_r$ disponible de 1,88 m, les résultats mettent en évidence une évolution progressive du risque de cavitation. À 1450 tr/min, les conditions hydrauliques restent stables : aucune zone critique de basse pression n'est observée jusqu'à ce que on atteigne 1,47m. À 1500 tr/min, les pressions locales approchent le seuil de cavitation avec un $NPSH_c$ de 1,67m, indiquant l'apparition naissante de bulles de vapeur, principalement au niveau de l'œil de la roue. Enfin, à 1600 tr/min, la simulation révèle des zones où la pression chute au-dessous de la pression de vapeur de l'eau, avec des volumes de fraction vapeur non négligeables à 1,88m. ces observations sont illustrées à la figure III.13.

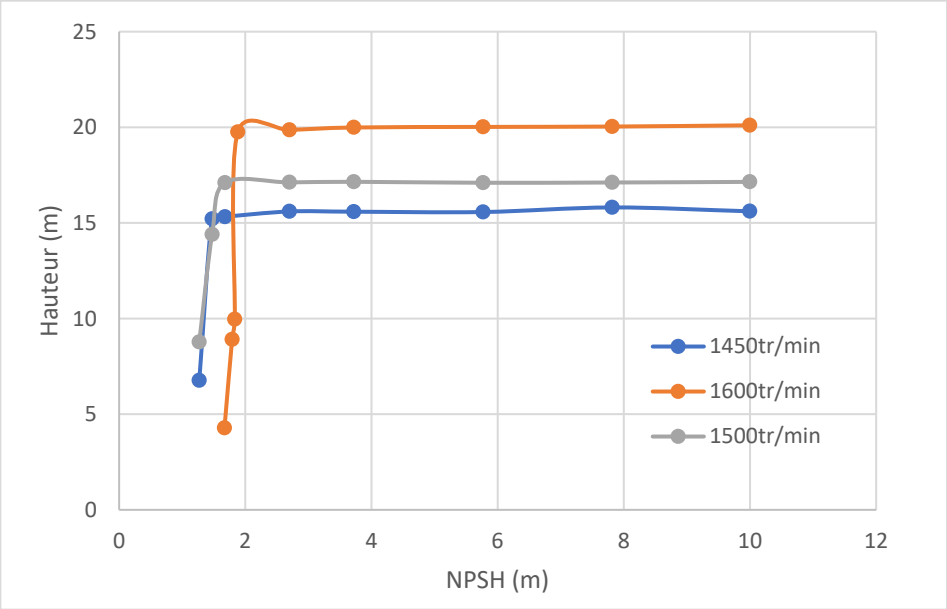


Figure III.13: Effet de la vitesse de la pompe sur la marge de cavitation

Ces résultats confirment que le NPSH requis augmente sensiblement avec la vitesse de rotation. À partir de 1600 tr/min, il atteint le 1,88 m disponibles, ce qui déclenche la cavitation. Cela montre que la vitesse n'est pas simplement un paramètre d'exploitation, mais aussi comme le débit, un levier critique dans la gestion du risque cavitant. Cette progression met en évidence la nécessité d'ajuster soit la hauteur d'aspiration, soit le design hydraulique si l'on souhaite éviter des dommages à long terme. La simulation CFD, en ce sens, permet de visualiser et quantifier ces effets, renforçant ainsi la pertinence du NPSH dans la conception et l'exploitation des systèmes de pompage.

III.5.5 L'influence du rognage de l'impulseur

Une adaptation de la pompe a été faite en effectuant un rognage de 10mm sur l'impulseur. Le résultat obtenu montre que cette opération réduit le NPSH critique de la pompe et donc il réduits la marge de sécurité nécessaire pour éviter la cavitation (figure III.14), pour notre pompe le $NPSH_r$ devient de 3,72m. Nous observons aussi une augmentation de la quantité de vapeur lorsque on compare les résultats ces deux pompes : pompe non rogné (figure III.15a) et celle qui est rongée (Figure III.15b) conduisant à une dégradation encore plus rapide de la structure de la pompe. Cela est dû à l'augmentation d'espace libre entre la roue et le volute sujet de courant causant une baisse supplémentaire de pression.

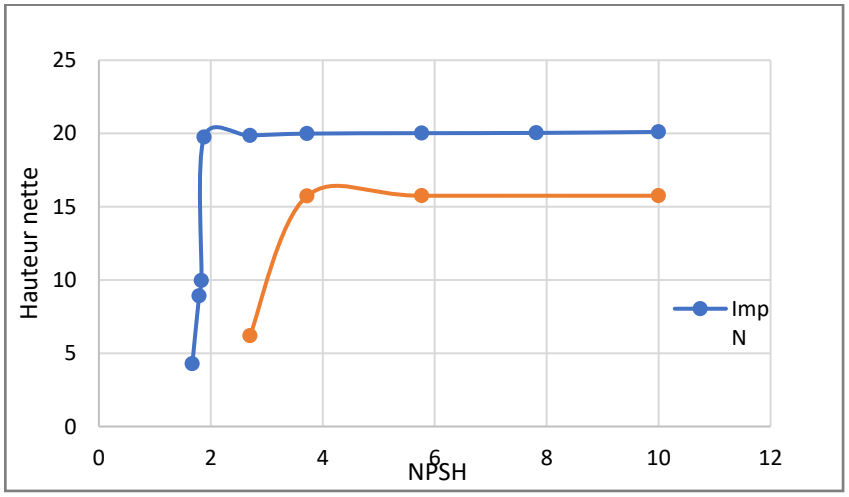
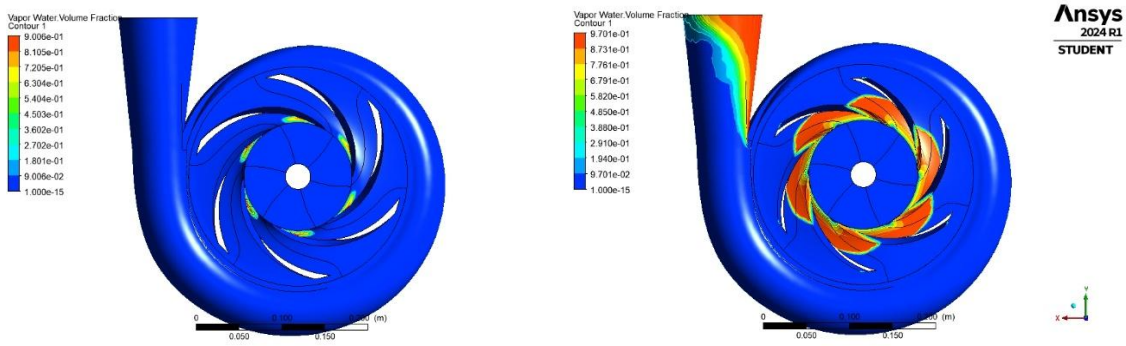


Figure III.14 : Influence du rognage sur la cavitation



a b

Figure III.15 : comparaison d'évolution du volume de vapeur

Le rognage s'avère n'est pas une solution lorsqu'on cherche à réduire la cavitation. Cette mesure est irrémédiable : elle modifie définitivement la géométrie hydraulique de la pompe, ce qui peut impacter son rendement, sa stabilité d'écoulement et sa courbe de performance. Elle peut également entraîner des déséquilibres mécaniques si elle n'est pas réalisée avec une grande précision.

III.6 Conclusion

Ce chapitre a permis de valider les performances du modèle numérique à travers une comparaison avec des données de la pompe et des résultats de simulation. L'approche mise en œuvre a démontré sa capacité à prédire avec fiabilité les zones de cavitation, en corrélation avec les données de référence. La variation de la pression, du débit et de la vitesse ont été clairement identifié comme des leviers pertinents pour atténuer les effets néfastes de la cavitation contrairement au rognage qui diminue la marge de sécurité de la pompe.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Ce mémoire a porté sur l'analyse numérique de la cavitation dans les pompes centrifuges, un phénomène complexe et particulièrement préjudiciable à la performance et à la fiabilité des systèmes de pompage. À travers une démarche méthodologique complète reposant sur la mécanique des fluides numérique (CFD), il a été possible de caractériser les conditions d'apparition de la cavitation, d'identifier les zones critiques au sein de l'écoulement et d'évaluer l'impact de divers paramètres opératoires et géométriques.

L'approche mise en œuvre s'appuie sur une chaîne de calcul intégrée dans ANSYS CFX, combinant le modèle de turbulence SST k–ω et un modèle de cavitation basé sur le transfert de masse interphasique. Cette configuration a offert un compromis efficace entre précision et coût de calcul. La validation, réalisée par confrontation avec des données de référence, a confirmé la fiabilité de la modélisation, avec une précision globale de l'ordre de 95 %.

Les résultats obtenus mettent en évidence le rôle déterminant du débit et de la vitesse de rotation sur l'évolution du NPSH requis. Ils montrent que l'augmentation de ces paramètres accroît fortement le risque cavitant, définissant ainsi des limites opérationnelles claires. Par ailleurs, l'étude a démontré que le rognage de l'impulseur, parfois proposé comme solution d'adaptation, réduit la marge anticavitation et peut aggraver le phénomène, recentrant ainsi l'attention sur des leviers plus pertinents tels que le contrôle du débit, de la vitesse et des conditions d'aspiration.

Ces apports se traduisent par des recommandations concrètes pour l'exploitation industrielle : surveiller en continu les indicateurs hydrauliques (P, H, NPSH), ajuster les paramètres d'exploitation afin de préserver une marge cavitante suffisante, et privilégier des adaptations opérationnelles plutôt que des modifications géométriques défavorables.

Enfin, cette étude ouvre des perspectives intéressantes. L'extension du modèle vers une approche multiphysique, ou son couplage avec des techniques de surveillance en temps réel (vibrations, acoustique), permettrait d'affiner encore la prédiction et la détection du phénomène. De plus, le recours à des méthodes d'optimisation adaptative assistées par l'intelligence artificielle pourrait contribuer au développement de stratégies proactives de contrôle.

En synthèse, ce travail ne se contente pas de reproduire qualitativement la cavitation : il quantifie comment les conditions opératoires et les modifications géométriques influencent son apparition, valide ces prédictions par rapport aux données de référence, et les convertit en enveloppes

d’exploitation utilisables. Les recommandations qui en résultent peuvent éclairer directement les revues de conception, les limites de mise en service et la supervision en ligne des systèmes de pompage industriels.

BIBLIOGRAPHIE

[1] A. R. AL-OBAIDI, "Experimental Diagnostic of Cavitation Flow in the Centrifugal Pump Under Various Impeller Speeds Based on Acoustic Analysis Method," *Archives of Acoustics,* vol. 48, p. 12, 2023, doi: 10.24425/aoa.2023.145234.

[2] V. Pomero and D. Bonneau, "Le phénomène de cavitation," *Revue de Médecine Vertébrale et des articulations périphériques,* vol. 8, pp. 24-27, 2002.

[3] D. Wu, Y. Ren, J. Mou, Y. Gu, and L. Jiang, "Unsteady Flow and Structural Behaviors of Centrifugal Pump under Cavitation Conditions," *Chinese Journal of Mechanical Engineering,* vol. 32, no. 1, 2019, doi: 10.1186/s10033-019-0328-8.

[4] S. L. KOUILED Slimane "Investigation experimentale du phenomene de cavitation dans les pompes," Génie Mécanique, 2011.

[5] P. Tomov, "Étude expérimentale et numérique de la cavitation et la cavitation aérée. Vers une application à l'alimentation en carburant d'un moteur d'avion," Ecole nationale supérieure d'arts et métiers-ENSAM, 2016.

[6] A. Inc, *Ansys CFX Tutorials* (Release 2024 R1). 2600 Ansys Drive Canonsburg, PA 15317: Ansys Inc, 2024, p. 1002.

[7] M. F. Guennoun, "Etude physique de l'apparition et du développement de la cavitation sur une aube isolée," EPFL, 2006.

[8] M. Omelyanyuk, A. Ukolov, I. Pakhlyan, N. Bukharin, and M. El Hassan, "Experimental and Numerical Study of Cavitation Number Limitations for Hydrodynamic Cavitation Inception Prediction," *Fluids,* vol. 7, no. 6, 2022, doi: 10.3390/fluids7060198.

[9] A. Asnaghi, *Developing computational methods for detailed assessment of cavitation on marine propellers*. Universidade Tecnica de Lisboa (Portugal), 2015.

[10] E. G. da Silva, "Modélisation et simulation de la cavitation," Réseau MFN, 2015.

[11] K. Abrahamsen, "The ship as an underwater noise source," in *Proceedings of Meetings on Acoustics*, 2012, vol. 17, no. 1: AIP Publishing.

[12] R. Nunez. "Lire une courbe de pompe." North Ridge Pumps. https://www.northridgepumps.com/article-300_lire-une-courbe-de-pompe (accessed 20/07/2025.

[13] B. Gong, Z. Zhang, C. Feng, J. Yin, N. Li, and D. Wang, "Experimental investigation of characteristics of tip leakage vortex cavitation-induced vibration of a pump," *Annals of Nuclear Energy,* vol. 192, p. 109935, 2023.

[14] H.-S. Shim, K.-Y. Kim, and Y.-S. Choi, "Three-objective optimization of a centrifugal pump to reduce flow recirculation and cavitation," *Journal of Fluids Engineering,* vol. 140, no. 9, p. 091202, 2018.

[15] T. D. Tran, "Études des modèles de cavitation pour la simulation des écoulements cavitants stationnaires et instationnaires," École Polytechnique de Montréal, 2015.

[16] M. Karagiovanidis, X. E. Pantazi, D. Papamichail, and V. Fragos, "Early detection of cavitation in centrifugal pumps using low-cost vibration and sound sensors," *Agriculture,* vol. 13, no. 8, p. 1544, 2023.

[17] E. E. Xavier Escaler, Francois Avelan, "VIBRATION CAVITATION DETECTION USING ONBOARD MEASUREMENTS," *Fifth International Symposium on Cavitation,* p. 7, November 1-4 2003.

[18] D. Siano and M. Panza, "Diagnostic method by using vibration analysis for pump fault detection," *Energy Procedia,* vol. 148, pp. 10-17, 2018.

[19] J. H. Song, K. Johansen, and P. Prentice, "An analysis of the acoustic cavitation noise spectrum: The role of periodic shock waves," *The Journal of the Acoustical Society of America,* vol. 140, no. 4, pp. 2494-2505, 2016.

[20] F. BENAFIA, "ETUDE EXPERIMENTALE ET SIMULATION NUMERIQUE DE LA CAVITATION DANS UN TUBE VENTURI," 2016.

[21] I. Senocak and W. Shyy, "Evaluations of cavitation models for Navier-Stokes computations," in *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2002, vol. 36150, pp. 395-401.

[22] O. Coutier-Delgosha, R. Fortes-Patella, and J.-L. Reboud, "Evaluation of the turbulence model influence on the numerical simulations of unsteady cavitation," *J. Fluids Eng.,* vol. 125, no. 1, pp. 38-45, 2003.

[23] Z. Sadaoui and A. KORIKER, "Simulation numérique de la cavitation autour d'un hydrofoil avec des tubbercules au bord d'attaque," 2020.

[24] F. M. Kifumbi, "Conception et modélisation numérique d'un simulateur de mini-centrale hydroélectrique muni des turbines Francis, Pelton et Cross-Flow pour la caractérisation des performances de la cativation," Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2018.

[25] A. Inc, *Ansys CFX-Solver Theory Guide* (Release 2024 R1). 2600 Ansys Drive Canonsburg, PA 15317, 2024, p. 338.

[26] H. Boumama, "Analyse Numérique du developpement de la cavita," 2019.

[27] I. ANSYS, *Ansys CFX Solver Theory Guide* (Release 2024 R1). Canonsburg, PA 15317: . 2024, p. 1002.

[28] R. Campos Amezcua, "Analysis of stationary and non-stationary cavitating flow in turbomachines" Arts et Métiers ParisTech, 2009ENAM0017, 2009. [Online]. Available: https://pastel.hal.science/pastel-00005285

[29] A. Inc, *Ansys TurboSystem User's Guide*. 2600 Ansys Drive, 2024.

[30] N. A. Abd Khalid and R. Rahmad, "Numerical and Simulation Study of Cavitation in Centrifugal Pump at Low Flow Rate," *Journal of Advanced Industrial Technology and Application,* vol. 3, no. 1, 2022, doi: 10.30880/jaita.2022.03.01.003.

[31] S. Chitrakar, "FSI analysis of Francis turbines exposed to sediment erosion," ed, 2013.

[32] E. Pagayona and J. Honra, "Multi-Criteria Response Surface Optimization of Centrifugal Pump Performance Using CFD for Wastewater Application," *Modelling,* vol. 5, no. 3, pp. 673-693, 2024.

[33] N. Iacob and N. Drăgan, "Dynamic Analysis of a Centrifugal Pump using CFD and FEM Methods," *Hidraulica,* no. 4, pp. 29-37, 2019.

[34] P. Guiton, "Cavitation dans les pompes," *La Houille Blanche,* vol. 48, no. 6, pp. 701-727, 2001, doi: 10.1051/lhb/1962057.

[35] H. Li, Z. Shen, N. E. Pedersen, and C. B. Jacobsen, "Experimental and unsteady numerical research of a high-specific-speed pump for part-load cavitation instability," *Advances in Mechanical Engineering,* vol. 11, no. 3, p. 1687814019828932, 2019.