HAL open science

Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel.

Laura Matteo

To cite this version:

Laura Matteo. Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel.. Autre [cond-mat.other]. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2019. Français. NNT : 2019ENAM0038 . tel-02428639v1

HAL Id: tel-02428639

https://pastel.hal.science/tel-02428639v1

Submitted on 6 Jan 2020 (v1), last revised 6 Jan 2020 (v2)

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

HESAM UNIVERSITÉ

Arts et Métiers Sciences et Technologies

2019-ENAM-0038

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'ingénieur

Doctorat

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité " Génie énergétique "

présentée et soutenue publiquement par

Laura MATTEO

le 17 octobre 2019

Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel.

Directeur de thèse : **Antoine DAZIN**
Co-encadrement de la thèse : **Nicolas TAUVERON**

Jury

M. Sofiane KHELLADI, Professeur des universités, Dynfluid, Arts et Métiers	Président
Mme Elsa MERLE, Professeur des universités, LPSC, Université Grenoble Alpes	Rapporteur
M. Thierry MAITRE, Maître de conférences, LEGI, Université Grenoble Alpes	Rapporteur
M. Sébastien DUPLAA, Maître de conférences, ISAE-SUPAERO	Examinateur
M. Nicolas TAUVERON, Ingénieur-chercheur HDR, CEA LITEN, Université Grenoble Alpes	Examinateur
M. Antoine DAZIN, Professeur des universités, LMFL, Arts et Métiers	Examinateur

T H È S E

Arts et Métiers - Campus de Lille
Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille

Résumé

La conversion de l'énergie mécanique en pression au sein d'un fluide -ou inversement- est nécessaire dans de nombreux domaines de l'industrie : transport, production d'électricité, ventilation... Pour cela, des machines tournantes sont très souvent utilisées. Elles sont constituées d'au moins une partie rotative contenant des aubes permettant de guider le fluide (la roue), laquelle est liée à un arbre, lui-même mis en rotation par un moteur (dans le cas d'une pompe) ou bien connecté à une génératrice (dans le cas d'une turbine).

La méthode de design de telles machines a évolué depuis le début du siècle dernier jusqu'à aujourd'hui. Cependant, elle commence toujours par l'étude du point de fonctionnement souhaité, la définition des caractéristiques principales de la machine et l'étude des triangles des vitesses d'Euler (faisant le lien entre le repère fixe et le repère tournant). La nouveauté du début du siècle réside dans l'optimisation des composants par l'utilisation de calculs numériques à l'échelle locale de type Computational Flow Dynamics (CFD). La simulation à l'échelle locale apporte des informations sur l'écoulement à l'intérieur des éléments de la machine tournante en trois dimensions. Toutefois, la qualification locale des résultats de calcul à l'échelle CFD reste un challenge, notamment en termes de techniques de mesures expérimentales. La qualification est en général menée à l'échelle des performances globales de la pompe et parfois en quelques points particuliers, mais rarement à l'intérieur de la roue. Par ailleurs, les temps de calcul sont conséquents même à l'échelle de la machine seule, ce qui permet difficilement la simulation de scénarii transitoires accidentels longs à l'échelle d'un réacteur entier, lesquels sont étudiés dans le cadre de la sûreté nucléaire en particulier. Ceci est d'autant plus vrai lorsque l'on souhaite mener des études de sensibilité et de quantification d'incertitudes, ce qui suppose de réaliser un grand nombre de calculs.

Dans ce contexte, un modèle d'une échelle intermédiaire entre l'étude globale de la machine par les triangles des vitesses et la modélisation CFD a été développé au cours de cette thèse. Les travaux sont principalement orientés sur l'étude des pompes. L'approche choisie consiste à considérer une ligne de courant moyenne adoptée par l'écoulement dans chaque partie de la pompe : la conduite d'aspiration, la roue (ou rotor), le diffuseur (ou stator), la volute et la conduite de refoulement. Toutes les pompes ne possèdent pas nécessairement l'ensemble de ces parties, ou peuvent à l'inverse disposer de plusieurs étages tournants. Pour cette raison, la structure du modèle est voulue générique. Les éléments de la pompe sont maillés suivant la ligne de courant (maillage dit unidimensionnel, ie. 1D), et les longueurs de mailles typiques utilisées sont de l'ordre du centimètre. Le modèle a été développé au sein du code de thermohydraulique à l'échelle système CATHARE-3, dans le but de pouvoir le coupler à la modélisation d'un circuit hydraulique complet. De plus, il a pu hériter du système d'équations diphasiques, des lois de fermeture, de la base de validation et de la robustesse du code, acquises en plus de quarante années de développement et de qualification. Le modèle 1D de pompe développé permet, par la description géométrique de la pompe, de prédire ses performances (pression produite, énergie transmise au fluide).

Au cours de cette thèse, plusieurs machines tournantes ont pu être représentées avec le modèle 1D développé : des pompes centrifuges [MDT18] [MDT19a] [MCDT19], des pompes hélico-centrifuges [MGDT19] et un compresseur. Plusieurs fluides de travail ont été simulés, en particulier l'eau, le

sodium métallique liquide [MMT18] et l'air. Des régimes d'écoulement monophasiques et diphasiques [MDT19b] dans ces machines ont été représentés lors de calculs permanents et transitoires [MMDT19b].

Les résultats obtenus montrent que le modèle est capable de prédire les performances de machines de géométries variées (vitesse spécifique allant de 10 à 120) en conditions monophasiques quasi-stationnaires avec une erreur relative maximale de l'ordre de 15% sur une gamme de débit allant de $10\%Q_N$ à $300\%Q_N$. La perte de charge en situation de rotor bloqué peut également être prédite avec une précision du même ordre, ce qui est intéressant pour les calculs de transitoires accidentels. Des calculs quasi-stationnaires en conditions de cavitation ont montré que le modèle permettait de détecter l'occurrence de la cavitation pour une pompe centrifuge sous différentes conditions de débit. Le modèle est capable de prédire la dynamique d'un transitoire de démarrage d'une pompe centrifuge en conditions monophasiques. Il subsiste des difficultés numériques lors de la simulation d'un transitoire comparable où un régime de cavitation s'installe dans la roue de la pompe. Enfin, une machine tournante modélisée de la sorte peut être intégrée à la modélisation d'une installation complexe telle qu'un réacteur nucléaire. Ceci ouvre des possibilités en termes d'études de transitoires accidentels monophasiques et diphasiques.

Les perspectives d'application du modèle sont nombreuses : modélisation des turbines, modélisation de machines multi-étagées, utilisation du modèle dans des études de systèmes hydrauliques en régime transitoire, simulation d'autres fluides. Par ailleurs, les données expérimentales disponibles pour qualifier les résultats de simulation sont pour la plupart issues de mesures globales sur la pompe. C'est-à-dire qu'il est seulement possible de qualifier la différence de pression fournie par la pompe entre son entrée (conduite d'aspiration) et sa sortie (conduite de refoulement), mais pas le profil de pression dans la roue, le diffuseur et la volute par exemple. Ceci est dû à la difficulté d'instrumentation de ces éléments de la pompe, et notamment de la partie mobile (la roue). Ceci est d'autant plus vrai en régime diphasique, où la nécessité de mesurer le taux de vide local apparaît. Pour ces raisons, il est proposé en guise de travaux futurs, d'accompagner la simulation à l'échelle 1D d'une approche locale de type CFD permettant d'analyser le comportement des machines tournantes plus en détail dans chaque partie (fixe ou mobile). Des calculs monophasiques et diphasiques pourront être menés sur les géométries de pompes disponibles, dans le but d'étudier en particulier :

— Le phénomène de déviation en sortie de roue dû à l'accélération de Coriolis
— Les pertes intervenant dans chaque partie de la machine
— La carte d'écoulement en fonction du taux de vide et des conditions de fonctionnement
— L'écoulement dans les situations à débit et rotation inverses

Ceci permettra d'améliorer les corrélations du modèle 1D de machine tournante et les prédictions associées.

Remerciements

Il est déjà temps d'écrire mes remerciements, je n'ai pas vu le temps passer.

Je vais commencer par souhaiter bon courage à mon frère qui s'est lancé dans une thèse à son tour en cette année 2019. Je sens que je vais avoir de la lecture !

Le fait que je me sois passionnée pour la mécanique des machines tournantes, et que j'ai souhaité creuser ce sujet, est en grande partie dû à mes premiers mois de travail au CEA. Je les ai passés aux côtés de personnes très intéressantes qui ont pris le temps de répondre à mes interrogations et m'ont soutenue dans le lancement d'un projet de thèse à temps partiel alors que j'étais déjà embauchée en CDI dans le laboratoire. Je remercie donc tout particulièrement Nicolas Tauveron, Philippe Emonot, Alain Ruby, Dominique Bestion, Guillaume Serre, Isabelle Dor et Fabrice Bentivoglio au contact desquels je me suis enrichie autant techniquement qu'humainement.

Je souhaite remercier les personnes du CEA qui m'ont donné leur aval pour monter cette thèse et ont accueilli l'idée chaleureusement, en particulier Kim-Claire Le Thanh, Danielle Gallo et Christian Cavata, ainsi que Laurent Martin qui m'a accordé sa confiance en soutenant financièrement mes travaux via le projet RNR-Na. Je remercie de nouveau Dominique qui m'a aidée à défendre ce projet de modélisation.

Je tiens à remercier vivement Antoine Dazin pour avoir dans un premier temps co-dirigé la thèse, puis pris la direction officielle dès la deuxième année. J'aurais difficilement pu mieux m'accorder avec un directeur dans un contexte particulier de thèse menée à distance du laboratoire universitaire et donc avec une autonomie importante. Je remercie également Gérard Bois de m'avoir orientée vers Antoine lorsque je cherchais un directeur de thèse dans le domaine des turbomachines.

Je remercie chaleureusement Elsa Merle et Thierry Maître d'avoir accepté de rapporter ma thèse de doctorat, ainsi que pour les questionnements pertinents qu'ils ont soulevés à la lecture de mon travail. Cela a permis d'améliorer la qualité du mémoire final. Je suis reconnaissante à Sofiane Khelladi, président du jury, pour nous avoir accueillis au sein des Arts et Métiers de Paris le jour de la soutenance. Je suis également heureuse d'avoir pu rencontrer Sébastien Duplaa ce jour-là, dont les résultats de thèse ont été fort utiles pour la validation de mon modèle.

Les partenaires industriels EDF, Framatome, le Cetim et ArianeGroup, représentés par Antoine Archer, Philippe Gyomlai, Jean-Sébastien Genot, Florent Mathon, Anthony Couzinet, Daniel Pierrat, Elamine Gheffari, Fabien Cerru, Tayeb Aiouaz, Guillaume Challier, Davide Duri se sont joints au projet. Je tiens à les remercier pour les excellents échanges que l'on a pu avoir en réunions d'avancement de la thèse grâce à la compétence et à la bonne humeur de chacun, ainsi que pour les données de validation qu'ils ont pu me fournir.

Au cours de la thèse, j'ai eu l'occasion d'encadrer au CEA au quotidien successivement Thibaut Lopez (à jamais le premier !), Rémi Moral, Valentin Cottarel et Emilien Guyomard en stages de fin

d'études d'ingénieur. Cette activité d'encadrement n'a fait que renforcer ma volonté de transmission des connaissances, tout comme les enseignements dispensés à Phelma. Je suis contente que vous ayez fait le choix de venir travailler au CEA dans le cadre de vos stages.

Je tiens à remercier les personnes qui ont pris le temps de relire mes articles, mes notes d'avancement et mon mémoire. Ils ont ainsi apporté un autre regard à mes travaux, ce qui a permis d'en enrichir le contenu.

Pour faire la transition entre collègues et proches, rien de tel que de remercier mes deux acolytes Pierre et Gédéon, qui ont partagé avec moi des débuts au CEA fort animés ! Gédéon a fait preuve d'un grand soutien par la suite au cours de la thèse, en apportant son point de vue et ses compétences. Merci pour cela.

Je souhaite remercier mes amies de longue date Marie Gabardo et Céline Durieux, qui sont les personnes avec qui je me suis le plus entrainée à la vulgarisation des travaux de recherche scientifique. Les diverses générations de réacteurs et les pompes rotodynamiques n'ont plus de secret pour elles !

Je remercie mes parents pour la culture de la remise en question qu'ils m'ont inculquée. Cela m'a permis d'avoir de l'autonomie dans mes travaux de recherche. Je dois également dire que, si je me suis lancée dans ce projet de thèse, tout en rénovant entièrement un appartement en parallèle et en jouant un peu trop au basket, c'est probablement dû au grain de folie que j'ai pu recevoir au cours de mon éducation -venant surtout de mon père- ! Ces quatre dernières années ont été une forme de challenge multidisciplinaire et j'en sors grandie (mais aussi fatiguée !). Pour finir, je remercie particulièrement ma mère qui me fait sentir, sans nécessairement le dire, qu'elle est fière de moi à chaque étape franchie.

A mes grand-mères, ces femmes fortes et indépendantes, qui sont source d'inspiration.

A la mémoire de François De Crecy et de Pierre Van Den Hove.

Nomenclature

Sigles

Sigle	Description
0D	Ponctuel
1D	Unidimensionnel
2D	Bidimensionnel
3D	Tridimensionnel
APRP	Accident de Perte de Réfrigérant Primaire
ArianeGroup	Ex SAFRAN-Snecma, entreprise du secteur spatial
ASTRID	Advanced Sodium Technological Reactor for Industrial Demonstration
BAN,BVN,BAD,BVD, BAT,BVT,BAR,BVR	Couple homologue pour les 8 octants de fonctionnement
CANADER	Boucle expérimentale pour étudier la cavitation en sodium
CALYPSO	Boucle expérimentale pour étudier la cavitation en eau
CATHARE	Code for Analysis of THermalhydraulics during an Accident of Reactor and safety Evaluation
CEA	Commissariat à l'Energie Atomique et aux énergies alternatives
Cetim	Entreprise Centre technique des industries mécaniques
CFD	Computational Fluid Dynamics
CL	Condition aux limites
CPU	Central Processing Unit
DERAP	Pompe DEmarrage RAPide testée au LMFL
EDF	Entreprise Electricité De France
EVA	Nom d'une pompe testée en Eau-VApeur à Cadarache à la fin des années 70
Framatome	Entreprise du secteur nucléaire
GMPP	Groupe Moto-Pompe Primaire
HAN,HVN,HAD,HVD, HAT,HVT,HAR,HVR	Hauteur homologue pour les 8 octants de fonctionnement
IAHR	International Association for Hydro-Environment Engineering and Research
JDD	Jeu de données
LIPOSO	Liaison Pompe-Sommier (dans un RNR-Na)
LMFL	Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille
LSCC	Low Speed Centrifugal Compressor de la NASA
ME250315	Pompe testée au Cetim Nantes
N4	Type de REP : palier N4
NIST	National Institute of Standards and Technology

NPSH	Net Positive Suction Head
PP	Pompe Primaire
REFPROP	Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database
REP	Réacteur à Eau Pressurisée
RNR-Na	Réacteur à Neutrons Rapides à caloporteur sodium
RRA900	Pompe de circuit de refroidissement d'un REP de 900MWe à l'arrêt
SPX	Réacteur Superphénix

Lettres latines

Symbole	Description
a	Coefficient dans le modèle de cavitation
A	Aire de la section de passage de la conduite
A, B, C, D, E, F, G, H	Zones de fonctionnement
b	Epaisseur du canal inter-aubes ou coefficient dans le modèle de cavitation
b_1, b_2, b_3	Coefficients intervenant dans les modèles de pertes
C_f	Couple de frottements
C, C_h, C_{hyd}	Couple hydraulique
c_k	Fonction du taux de vide permettant la répartition des pertes régulières
C_k	Coefficient d'influence pour le frottement paroi de la phase k
C_m	Couple moteur
C_slip	Vitesse de glissement
D	Coefficient de désadaptation ou diamètre
D_h	Diamètre hydraulique
e_c	Energie cinétique
E	Equation d'énergie
EST	Termes sources de l'équation d'énergie
$\vec{e_r}$	Vecteur unitaire utilisé en coordonnées polaires
$\vec{e_\theta}$	Vecteur unitaire utilisé en coordonnées polaires
F	Fonction dans le modèle de déviation de Qiu
F_{dev}	Fonction de déviation du modèle de Stodola
$f_{D,k}$	Coefficient de Darcy de la phase k
$f_{F,k}$	Coefficient de Fanning de la phase k
$\vec{F_k}$	Vecteur accélération d'entrainement de la phase k
F_i	Vecteur variables principales
g	Accélération gravitationnelle terrestre
g_z	Projection de l'accélération gravitationnelle sur le filet fluide moyen
h	Hauteur réduite ou enthalpie massique
H, H_m	Hauteur manométrique ou notation désignant l'axe de rotation
H_0	Estimation de la hauteur à débit nul
$H_{euler,0}$	Estimation de la hauteur d'Euler à débit nul
h_k	Enthalpie massique de la phase k
ΔH_{shock}	Perte de hauteur par désadaptation
$\Delta H_{shock,0}$	Perte de hauteur par désadaptation à débit nul
$\Delta H_{shock,\infty}$	Perte de hauteur par désadaptation à haut débit
$\Delta H_{diffusion}$	Perte de hauteur par diffusion
I	Indice (numéro) de maille ou de face, ou moment d'inertie
K	Coefficient de perte singulière (K^+ ou K^- en fonction du sens du débit)
K_1, K_2, K_3, K_4	Coefficients intervenant dans les modèles de pertes
L	Longueur de la maille
m	Masse
$\dot{m}$	Débit massique

M	Point matériel repéré par ses coordonnées polaires ou équation de quantité de mouvement
MST	Termes sources de l'équation de quantité de mouvement
N	Vitesse de rotation de la roue en tr/min
n	Indice d'itération du Newton
$NFACE$	Nombre de faces du maillage d'un élément
N_q, n_q	Vitesse spécifique d'une pompe
$\vec{n_z}$	Vecteur unitaire donnant localement la direction du filet fluide moyen
O	Point à l'origine du repère polaire
$\vec{OM}$	Vecteur position
P	Pression moyenne dans la maille ou puissance
p_i	Pression interfaciale
Pr	Nombre de Prandtl
Q	Débit volumique
Q_1, Q_2, Q_3, Q_4	Quadrants de fonctionnement
$q_{p,k}$	Terme de transfert de chaleur entre la paroi et la phase k
$q_{k,E}$	Terme de transfert de chaleur entre l'interface liquide-gaz et la phase k
R, r	Taux de stratification ou rayon moyen dans la roue
Re_k	Reynolds (nombre adimensionnel) de la phase k
r_i	Coefficient de répartition des pertes défini en chaque face du maillage (sans unité)
RF	Equation angulaire divisée par sa dérivée par rapport à ω, le tout à l'itération n
s	Paramètre du modèle de glissement de Qiu
S	Section de passage hydraulique
S_k	Source phasique de masse
SE_k	Source phasique d'énergie
SM_k	Source phasique de quantité de mouvement
t	Temps
T	Température
δT_{cav}	Avance à la saturation pour modéliser la cavitation
u	Energie interne
$\vec{U}$	Vecteur vitesse d'entrainement
$\vec{V}$	Vecteur vitesse absolue
V_k	Vitesse de la phase k dans le repère fixe
$\vec{W}$	Vecteur vitesse relative
W_k	Vitesse de la phase k dans le repère mobile
W_i	Vitesse interfaciale (interface liquide-gaz)
WH	Fonction de Suter pour la hauteur
WT	Fonction de Suter pour le couple
x	Coordonnée perpendiculaire à l'axe de la conduite ou variable de Suter en abscisses
y	Coordonnée perpendiculaire à l'axe de la conduite
z	Coordonnée de l'axe de la conduite (abscisse curviligne)
Z	Nombre d'aubes de la roue

Lettres grecques

Symbole	Description
α	Taux de vide ou vitesse de rotation réduite ou angle réel (entre $\vec{U}$ et $\vec{V}$) selon le contexte
α_k	Taux de présence volumique de la phase k
α_{lim}	Limite basse sur la vitesse de rotation réduite pour les modèles de pertes
β	Coefficient de masse ajoutée ou couple réduit ou angle relatif (entre $-\vec{U}$ et $\vec{W}$)
β_0	Couple homologue à débit nul
γ	Angle entre le filet fluide moyen et le plan perpendiculaire à l'axe de rotation
Γ	Transfert de masse volumique
Γ_h	Couple hydraulique spécifique
$\Gamma_{dissipation}$	Dissipation de couple par recirulations
δ	Coefficient de débit
Δ	Différence d'une même grandeur entre deux états
ϵ_k	$\epsilon_v = 1$ et $\epsilon_l = -1$
ϵ_{lim}	Valeur limite du modèle de Wiesner
η	Rendement
θ	Angle permettant de repérer le point M en coordonnées polaires
λ	Conductivité
μ	Viscosité dynamique
ν	Débit réduit
π	Constante angulaire ($= 180^\circ$) ou taux de compression
ρ	Masse volumique
ρ_k	Masse volumique de la phase k
ρ_m	Masse volumique moyenne $= \alpha\rho_G + (1-\alpha)\rho_L$
σ	Nombre adimensionnel de Thoma (dit aussi nombre de cavitation) ou coefficient de glissement
τ_i	Frottement interfacial volumique
τ_k	Frottement pariétal phasique par unité de longueur
Φ	Paramètre du modèle de glissement de Qiu
χ_c	Périmètre chauffant de la conduite
χ_f	Périmètre frottant de la conduite
Ψ	Coefficient de pression
ω	Vitesse de rotation de la roue en rad/s
ω_s	Vitesse spécifique (définition différente de N_s)
Ω	Equation angulaire (équation des masses tournantes)

Indices

Symbole	Description
1	Désigne l'entrée de la roue
2	Désigne la sortie de la roue
3	Désigne l'entrée du diffuseur
4	Désigne la sortie du diffuseur
5	Désigne l'entrée de la volute
6	Désigne la sortie de la volute
abs	Désigne le repère absolu
cav	Cavitation
$cond$	Condensation
$diss$	Dissipation
$euler$	Relatif à la théorie d'Euler
$geom$	Géométrique
h, hyd	Hydraulique
hub	Désigne le moyeu
i	Désigne l'interface liquide-vapeur ou une grandeur idéale
k	Désigne la phase k (k=v ou k=l)
l	Désigne la phase liquide
le	Liquide - interface
lim	Valeur limite
N	Relatif au point de fonctionnement nominal
m	Composante méridienne d'une grandeur (excepté les cas ρ_m où il s'agit d'une moyenne et H_m où cela signifie manométrique)
min	Valeur minimale
max	valeur maximale
pi	Paroi - interface
r	Composante radiale d'une grandeur
reg	Régulières
sat	Saturation
$sing$	Singulières
$stat$	Statique
T	Composante tangentielle d'une grandeur
tip	Désigne le carter
tot	Totale
u	Composante tangentielle d'une grandeur
ve	Vapeur - interface
v	Désigne la phase vapeur

Opérateurs

Symbole	Description
∇	Gradient

Table des matières

Résumé **3**

Remerciements **5**

Nomenclature **9**

1 Introduction **27**
1.1 Organisation du mémoire 27
1.2 Contexte industriel et scientifique 27
1.3 Description d'une pompe rotodynamique 28
1.4 Applications visées dans les secteurs de l'énergie et du transport 31
1.4.1 Origine de l'électricité produite en France 31
1.4.2 Application dans les Réacteurs nucléaires à Neutrons Rapides à caloporteur sodium 33
1.4.3 Application dans les Réacteurs à Eau Pressurisée 38
1.4.4 Application dans les fusées 40
1.4.5 Bilan sur les intérêts industriels et scientifiques 40
1.4.6 Partenaires impliqués 41
1.5 Objectifs et méthode 41
1.5.1 Objectifs principaux 41
1.5.2 Méthode de travail 42

2 Etat de l'art **43**
2.1 Introduction aux 4 quadrants de fonctionnement 43
2.2 Représentation des courbes de performance 45
2.2.1 Représentations en isovaleurs 45
2.2.2 Représentation en courbes homologues 47
2.2.3 Représentation par les paramètres de Suter 50
2.3 Phénomènes physiques intervenant dans une pompe rotodynamique 51
2.3.1 Accélération centrifuge 51
2.3.2 Accélération de Coriolis 51
2.3.3 Pertes 52
2.4 Echelles de modèles de pompe rotodynamique prédictifs existant dans la littérature . . 53
2.4.1 Modélisation entrée-sortie 53
2.4.2 Méthodes de type Through-Flow 56
2.4.3 Modélisation 3D locale de type Computational Flow Dynamics 59
2.5 Régimes permanents et régimes transitoires 60
2.6 Choix de modélisation fait dans le cadre de cette thèse 61
2.6.1 Echelle système et calculs temps réel 61

2.6.2 Utilisation des connaissances acquises en modélisation des écoulements diphasiques transitoires . . . 61
2.6.3 Principales caractéristiques du modèle développé dans le cadre de cette thèse . 65

3 Modélisation unidimensionnelle d'une pompe rotodynamique suivant une ligne de courant 67
3.1 Modélisation unidimensionnelle de l'écoulement d'un fluide diphasique dans une conduite 67
3.1.1 Lois de conservation . . . 67
3.1.2 Ligne de courant moyenne . . . 68
3.1.3 Modèle bi-fluide discrétisé en une dimension résolu par le code CATHARE . . . 69
3.2 Modélisation d'une pompe rotodynamique par une approche unidimensionnelle de l'écoulement . . . 70
3.2.1 Représentation d'une pompe rotodynamique modélisée en 1D avec CATHARE-3 71
3.2.2 Modélisation des conduites d'aspiration et de refoulement . . . 72
3.2.3 Modélisation de la roue : le canal inter-aubes vu comme une conduite . . . 75
3.2.4 Modélisation du diffuseur et de la volute . . . 92
3.2.5 Jonctions parties fixes - parties mobiles : changement de repère . . . 94
3.3 Vérification du modèle 1D par intégration des équations dans un cas idéal . . . 98
3.3.1 Hypothèses et système d'équations 1D simplifié . . . 98
3.3.2 Lien entre bilan d'énergie du modèle 1D et couple d'Euler . . . 100
3.3.3 Lien entre bilan de quantité de mouvement du modèle 1D et hauteur d'Euler . 101
3.4 Discrétisation des termes et résolution numérique . . . 102
3.5 Gestion de la vitesse de rotation . . . 102
3.5.1 Fourniture en donnée d'entrée . . . 102
3.5.2 Calcul de la vitesse de rotation au cours du transitoire . . . 102
3.5.3 Actions au cours d'un scénario transitoire . . . 104
3.6 Bilan de la modélisation . . . 104
3.6.1 Système d'équations final pour la roue . . . 104
3.6.2 Système d'équations final pour le diffuseur et la volute . . . 105
3.7 Perspectives d'amélioration de la modélisation . . . 106

4 Vérification et qualification du modèle unidimensionnel de pompe à l'échelle composant 107
4.1 Principe et méthode . . . 107
4.2 Base de qualification à l'échelle composant . . . 107
4.3 Description des machines . . . 108
4.3.1 Pompe centrifuge DERAP - Nq=12 . . . 108
4.3.2 Pompe centrifuge RRA - Nq=35 . . . 111
4.3.3 Compresseur centrifuge NASA-LSCC - Nq=47 . . . 111
4.3.4 Pompe centrifuge ME250315 - Nq=70 . . . 113
4.3.5 Pompe hélico-centrifuge EVA - Nq=100 . . . 114
4.3.6 Pompe hélico-centrifuge PP N4 - Nq=120 . . . 114
4.3.7 Synthèse de la base de qualification . . . 115
4.4 Construction et présentation des jeux de données élémentaires . . . 116
4.4.1 Conditions aux limites . . . 116
4.4.2 Eléments modélisés, description géométrique et maillage . . . 117
4.4.3 Pompe centrifuge DERAP - Nq=12 . . . 119
4.4.4 Pompe hélico-centrifuge PP N4 - Nq=120 . . . 120
4.5 Prédiction des performances idéales dans un but de vérification . . . 120
4.5.1 Principe et méthode . . . 120

4.5.2 Pompe centrifuge DERAP - Nq=12 . . . 121
4.5.3 Pompe centrifuge ME250315 - Nq=70 . . . 121
4.5.4 Pompe hélico-centrifuge EVA - Nq=100 . . . 122
4.5.5 Bilan et perspectives de l'étape vérification . . . 123
4.6 Prédiction des performances réelles en régime monophasique . . . 123
4.6.1 Principe et méthode . . . 123
4.6.2 Pompe centrifuge DERAP - Nq=12 . . . 123
4.6.3 Pompe centrifuge ME250315 - Nq=70 . . . 125
4.6.4 Pompe hélico-centrifuge PP N4 - Nq=120 . . . 127
4.6.5 Pompe centrifuge RRA - Nq=35 . . . 128
4.6.6 Compresseur centrifuge NASA-LSCC - Nq=47 . . . 130
4.6.7 Pompe hélico-centrifuge EVA - Nq=100 . . . 132
4.6.8 Bilan et perspectives de l'étape prédiction des performances réelles en régime monophasique . . . 133
4.7 Vers l'utilisation de l'échelle locale en complément de validation . . . 136
4.7.1 Profils obtenus avec le modèle unidimensionnel de pompe de CATHARE-3 . . . 136
4.7.2 Pompe centrifuge DERAP - Nq=12 . . . 136
4.7.3 Pompe centrifuge ME250315 - Nq=70 . . . 138
4.7.4 Pompe hélico-centrifuge PP N4 - Nq=120 . . . 138
4.7.5 Discussion . . . 139
4.7.6 Bilan et perspectives de l'utilisation de l'échelle locale en complément de validation 140
4.8 Prédiction des performances réelles en régime diphasique . . . 140
4.8.1 Ecoulements diphasiques . . . 140
4.8.2 Fluides de travail . . . 140
4.8.3 Cavitation dans des tubes Venturi - fluide sodium . . . 141
4.8.4 Chute de performance en régime de cavitation pour la pompe centrifuge DERAP - fluide eau . . . 154
4.8.5 Conditions d'entrée diphasiques eau-vapeur - Pompe hélico-centrifuge EVA . . . 157
4.8.6 Conditions d'entrée diphasiques eau-air - Pompe centrifuge DERAP . . . 160
4.8.7 Bilan et perspectives de modélisation de régimes diphasiques à l'échelle composant 161
4.9 Transitoires de vitesse de rotation . . . 162
4.9.1 Transitoire de démarrage rapide . . . 162
4.9.2 Arrêt sur inertie . . . 163
4.9.3 Grippage de pompe . . . 166
4.9.4 Bilan et perspectives de modélisation en transitoire à l'échelle composant . . . 167
4.10 Bilan de la qualification à l'échelle composant . . . 167

5 Qualification à l'échelle système et cas d'application 169
5.1 Transitoire de démarrage rapide sur une boucle expérimentale en eau . . . 170
5.1.1 Objectifs et méthode . . . 170
5.1.2 Boucle DERAP . . . 170
5.1.3 Modélisation de la boucle DERAP . . . 171
5.1.4 Description du transitoire et résultats de simulation . . . 173
5.1.5 Transitoire de démarrage rapide en régime cavitant : boucle complète . . . 178
5.2 Transitoire de grippage d'une pompe dans un Réacteur à Neutrons Rapides à caloporteur sodium . . . 180
5.2.1 Objectifs et méthode . . . 180
5.2.2 Réacteur Superphénix . . . 180
5.2.3 Pompe primaire de SPX . . . 182

5.2.4 Modélisation 1D d'une pompe primaire de SPX et calcul des performances . . . 184
5.2.5 Modélisation du circuit primaire du réacteur Superphénix 185
5.2.6 Modélisation des pompes primaires dans le réacteur 187
5.2.7 Propositions de poursuite de l'étude : simulation d'un transitoire d'intérêt et comparaison 0D-1D 188
5.3 Bilan et perspectives de modélisation en transitoire à l'échelle système 189

6 Conclusions et perspectives 191
6.1 Bilan des travaux de recherche et conclusions 191
6.2 Perspectives de travail 192
6.3 Recommandations 193
6.3.1 Pour démarrer une nouvelle étude 193
6.3.2 Pour développer les corrélations du modèle 194

7 ANNEXES 205

ANNEXE 1 : Autres jeux de données et résultats de vérification 207
7.1 Construction et présentation des jeux de données élémentaires 207
7.1.1 Pompe centrifuge RRA - Nq=35 207
7.1.2 Compresseur centrifuge NASA-LSCC - Nq=47 207
7.1.3 Pompe centrifuge ME250315 - Nq=70 208
7.1.4 Pompe hélico-centrifuge EVA - Nq=100 208
7.2 Prédiction des performances idéales dans un but de vérification 209
7.2.1 Pompe centrifuge RRA - Nq=35 209
7.2.2 Compresseur centrifuge NASA-LSCC - Nq=47 209
7.2.3 Pompe hélico-centrifuge PP N4 - Nq=120 210

ANNEXE 2 : Architecture informatique du modèle 211
7.3 Rappels concernant le code CATHARE 3 211
7.4 Méthode de développement 211
7.5 Architecture informatique de la pompe 1D 211

ANNEXE 3 : Publications complétant le discours 221
7.5.1 Articles de revue à comité de lecture 221
7.5.2 Proceedings de conférences 221
7.5.3 Notes techniques, livrables 222
7.5.4 Article sur la cavitation en sodium dans un tube Venturi 222

Table des figures

1.1 Transformation thermodynamique : compression adiabatique 28
1.2 Photo du Low Speed Centrifugal Compressor (NASA) 28
1.3 Schéma représentant une pompe centrifuge (Fraenkel [Fra94]) 29
1.4 Forme des roues en fonction de la vitesse spécifique (Stepanoff [Ste61]) 30
1.5 Schéma représentant une pompe hélico-centrifuge (Fraenkel [Fra94]) 31
1.6 Sources d'énergie pour la production électrique en France métropolitaine (source EDF) 32
1.7 Parc nucléaire français 32
1.8 Schéma de fonctionnement d'un RNR-Na (issu de [CEA12]) 33
1.9 Circuit primaire de l'European Fast Reactor 35
1.10 Poche de cavitation attachée sur un hydrofoil (Franc [Fra95]) 36
1.11 Phénomène de cavitation illustré sur un diagramme thermodynamique P-T (Duplaa [Dup08]) 36
1.12 Courbe caractéristique homologue de hauteur (Madni et Cazzoli [MC78]) 37
1.13 Courbe caractéristique homologue de couple (Madni et Cazzoli [MC78]) 37
1.14 Schéma d'un Réacteur à Eau Pressurisée (source EDF) 38
1.15 Schéma du circuit primaire d'un REP à trois boucles (issu de [Nuc10]) 39
1.16 Schéma d'un moteur de fusée Vulcain2 (Barthelemy [Bar12]) 40

2.1 4-quadrants de fonctionnement (Matteo [MT16]) 43
2.2 Zones des 4-quadrants de fonctionnement (Matteo [MT16]) 44
2.3 Isovaleurs de vitesse pour des vitesses de rotation positives (Knapp [Kna37]) 46
2.4 Isovaleurs de vitesse pour des vitesses de rotation négatives (Knapp [Kna37]) 46
2.5 Représentation en isovaleurs de la hauteur et du couple (Farman [FA73]) 47
2.6 Courbes homologues de hauteur et de couple (Bollinger [BSAB93]) 48
2.7 Représentation de Suter utilisée dans les travaux de Lahssuny et Jedral [LJ04] 50
2.8 Phénomènes intervenant dans la roue mobile 52
2.9 Triangle des vitesses d'entrée et de sortie 53
2.10 Effet de la déviation sur les courbes d'Euler (divers modèles de la littérature testés sur une pompe centrifuge) 55
2.11 Différences finies (Macchi [Mac85]) 56
2.12 Equations de courbure de la ligne de courant (Dixon et Hall [DH14]) 57
2.13 Comparaison Through-Flow vs CFD pour une pompe hélico-centrifuge (Casey et Robinson [CR10]) 57
2.14 Comparaison Through-Flow -noté BFM pour Body Force Modeling- vs CFD URANS pour un ventilateur (Benichou et al [BDB$^+$19]) 58
2.15 Application de la méthode Through-Flow à une turbine à gaz industrielle composée de 4 étages tournants (Petrovic et Wiedermann [PW13]) 58
2.16 Turbine Francis modélisée avec Code_Saturne (Tonello et al [TEdLdMF17]) 59

2.17 Modélisation d'un coeur de réacteur à gaz avec des éléments AXIAUX de CATHARE (Emonot et al [ESGB11]) - les couleurs représentent ici la température 62
2.18 Modélisation d'une cuve de réacteur à eau pressurisée avec un élément THREED de CATHARE (Emonot et al [ESGB11])- les couleurs représentent ici la porosité du milieu 63
2.19 Modélisation d'un réacteur à eau pressurisée avec CATHARE (Tenchine et al [Ten12]) 63
2.20 Représentation du domaine considéré pour les bilans dans les travaux de Tauveron [Tau06] 64
2.21 Positionnement de la modélisation unidimensionnelle 65

3.1 Représentation de la ligne de courant moyenne 69
3.2 Phénomènes intervenant dans la roue mobile 71
3.3 Modélisation 1D appliquée à la pompe DERAP 72
3.4 Maillage décalé 72
3.5 Diagramme de Moody 73
3.6 Schéma général d'une roue centrifuge 75
3.7 Longueur développée 76
3.8 Roues centrifuges et hélico-centrifuges (Stepanoff [Ste61]) 77
3.9 Rayons au moyeu et au carter en entrée d'une roue centrifuge 79
3.10 Définition des angles dans le plan de coupe R-θ 80
3.11 Définition des angles dans le plan de coupe R-H 80
3.12 Représentation du phénomène de déviation en sortie de roue 81
3.13 Triangle des vitesses géométrique (associé à l'angle métal β_2) 82
3.14 Triangle des vitesses du fluide (associé à l'angle dévié β'_2) 82
3.15 Illustration des hypothèses de Stodola (schéma issu de Paeng & Chung [PC01]) 83
3.16 Points particuliers de hauteur homologue en fonction de N_q 86
3.17 Points particuliers de couple homologue en fonction de N_q 86
3.18 Phénomène de recirculation (Fraser [Fra81]) 87
3.19 Couple dû aux recirculations 88
3.20 Phénomène de cavitation illustré sur un diagramme thermodynamique P-T (Duplaa [Dup08]) 89
3.21 Cavitation et maillage unidimensionnel 90
3.22 Trajectoire du fluide dans un diffuseur lisse 92
3.23 Filet fluide moyen dans le diffuseur 93
3.24 Changement de repère entre éléments AXIAUX représentant la pompe 95
3.25 Elements AXIAUX de CATHARE-3 et leur jonction 95
3.26 Triangle des vitesses en entrée de roue 96
3.27 Triangle des vitesses géométrique 97
3.28 Conservation de P et h aux changements de repère 98

4.1 Photos de la roue DERAP (Duplaa [Dup08]) 109
4.2 Caractéristiques géométriques de la roue DERAP (Duplaa [Dup08]) 109
4.3 Schéma de la roue DERAP (Duplaa [Dup08]) 109
4.4 Schéma en coupe R-θ de la pompe DERAP (Picavet [Pic96]) 110
4.5 Localisation de la pompe RRA (issu de IRSN.fr) 111
4.6 Schéma en 3D de la roue du compresseur radial NASA-LSCC (Hathaway [HCSW95]) . 112
4.7 Schéma en coupe R-H de la roue du compresseur radial NASA-LSCC (Hathaway [HCSW95]) 112
4.8 Photo de la pompe ME250315 du Cetim Nantes 113
4.9 Schéma en coupe de la pompe EVA 114
4.10 Schéma du GMPP d'un REP 114
4.11 Schéma en coupe de la PP N4 115

4.12 Modélisation 1D appliquée à la pompe DERAP (sections méridiennes) 117
4.13 Définition de l'aspiration dans le jeu de données CATHARE-3 de la pompe DERAP . 118
4.14 Modélisation 1D appliquée à la pompe DERAP (sections méridiennes) 119
4.15 Modélisation 1D appliquée à la pompe DERAP (sections adaptées au repère de calcul) 119
4.16 Modélisation 1D appliquée à la pompe primaire N4 120
4.17 Performance idéale de hauteur fonction du débit pour DERAP 121
4.18 Performance idéale de couple fonction du débit pour DERAP 121
4.19 Performance idéale de hauteur fonction du débit pour la ME250315 122
4.20 Performance idéale de couple fonction du débit pour la ME250315 122
4.21 Performance idéale de hauteur fonction du débit pour EVA 122
4.22 Performance idéale de couple fonction du débit pour EVA 122
4.23 Performance réelle de hauteur fonction du débit pour DERAP 124
4.24 Performance réelle de couple fonction du débit pour DERAP 124
4.25 Performance réelle de hauteur fonction du débit pour DERAP 124
4.26 Performance réelle de couple fonction du débit pour DERAP 124
4.27 Coefficient de pression en fonction du coefficient de débit pour DERAP 125
4.28 Coefficient de pression en fonction du coefficient de débit pour DERAP 125
4.29 Performance réelle de hauteur fonction du débit pour ME250315 (zoom sur la zone A - pompe normale) 125
4.30 Performance réelle de couple fonction du débit pour ME250315 (zoom sur la zone A - pompe normale) 125
4.31 Performance réelle de hauteur fonction du débit pour ME250315 126
4.32 Performance réelle de couple fonction du débit pour ME250315 126
4.33 Hauteur homologue dans le 1er quadrant 126
4.34 Couple homologue dans le 1er quadrant 126
4.35 Hauteur à vitesse nulle dans la gamme de débit réduit allant de 0 à 1 127
4.36 Hauteur homologue à vitesse nulle et débit positif 127
4.37 Courbe de performance de hauteur (zoom) 127
4.38 Courbe de performance de couple (zoom) 127
4.39 Performance réelle de hauteur fonction du débit pour la PP N4 128
4.40 Performance réelle de couple fonction du débit pour la PP N4 128
4.41 Performance réelle de hauteur fonction du débit pour RRA900 (zoom) 128
4.42 Performance réelle de couple fonction du débit pour RRA900 (zoom) 128
4.43 Performance réelle de hauteur fonction du débit pour RRA900 129
4.44 Performance réelle de couple fonction du débit pour RRA900 129
4.45 Hauteur en fonction du débit volumique (calcul vs expérience) 130
4.46 Couple en fonction du débit volumique (calcul vs expérience) 130
4.47 Taux de compression en fonction du débit massique (calcul vs expérience) 131
4.48 Rendement en fonction du débit massique (calcul vs expérience) 131
4.49 Chemin LSCC 132
4.50 Profils des vitesses obtenus par le calcul vs mesures expérimentales 132
4.51 Hauteur (zoom entre 0 et 150%Q_N) 133
4.52 Couple (zoom entre 0 et 150%Q_N) 133
4.53 Hauteur 133
4.54 Couple 133
4.55 Profil d'enthalpies statique et totale le long du filet fluide dans la pompe au point nominal 137
4.56 Profil de pressions statique et totale le long du filet fluide dans la pompe au point nominal 137
4.57 Profil de vitesses le long du filet fluide dans la pompe au point nominal 137
4.58 Profil de pressions le long du filet fluide dans la pompe au point nominal 138

4.59 Profil de vitesses le long du filet fluide dans la pompe au point nominal 138
4.60 Profil de pressions le long du filet fluide dans la pompe au point nominal 138
4.61 Profil de vitesses le long du filet fluide dans la pompe au point nominal 138
4.62 CAO de 1/5 ème de l'aspiration, roue et diffuseur de DERAP (issu de [ES18]) 139
4.63 Maillage de 1/5 ème de l'aspiration, roue et diffuseur de DERAP (issu de [ES18]) . . . 139
4.64 Plan de l'installation expérimentale CANADER 142
4.65 Géométrie du tube Venturi de l'installation expérimentale CANADER 143
4.66 Modélisation du tube Venturi avec CATHARE-3 144
4.67 Nombre de Thoma en fonction du nombre de Reynolds au démarrage de la cavitation . 145
4.68 Comparaison calcul/expérience sur le graphe σ-Re 146
4.69 Evolutions de la vitesse 146
4.70 Evolutions du taux de vide (voir figure 4.72 pour la légende) 146
4.71 Profils de pression (voir figure 4.72 pour la légende) 147
4.72 Profils de taux de vide 147
4.73 Evolutions du nombre de Thoma 148
4.74 Pression de saturation pour l'eau et le sodium en fonction de la température 148
4.75 Géométrie du tube Venturi horizontal 148
4.76 Modélisation du tube Venturi horizontal avec CATHARE-3 150
4.77 Nombre de Thoma en fonction du nombre de Reynolds à l'apparition de la cavitation . 151
4.78 Evolution de la vitesse du fluide en sortie du tube Venturi (voir figure 4.80 pour la légende) 151
4.79 Évolution du taux de vide en sortie du tube Venturi (voir figure 4.80 pour la légende) . 151
4.80 Évolution du nombres de Thoma en sortie du tube Venturi 152
4.81 Profil de taux de vide le long du tube Venturi, à l'apparition de la cavitation 152
4.82 Nombres de Thoma expérimentaux au fur et à mesure que le débit augmente à $T = 400°C$ [ATY+08] 152
4.83 Nombre de Thoma expérimental et calculé, en fonction de la vitesse, à $T = 400°C$ au même "degré" de cavitation 153
4.84 Cavitation dans la pompe DERAP au débit d'adaptation 155
4.85 Chute de performance pour plusieurs débits 156
4.86 Chute de performance pour plusieurs débits 157
4.87 Vue graphique de l'essai n °640 à deux températures différentes (taux de vide en légende) 159
4.88 Hauteur, Couple hydraulique et Taux de vide en sortie en fonction du Taux de vide en entrée - Série débit nominal haute pression 160
4.89 Chute de performance pour plusieurs fractions de gaz 161
4.90 Evolution du débit au cours du démarrage 162
4.91 Evolution de la vitesse de rotation au cours du démarrage 162
4.92 Evolution de la hauteur au cours du démarrage 163
4.93 Evolution du couple au cours du démarrage 163
4.94 Couple moteur 164
4.95 Vitesse de rotation 164
4.96 Hauteur 164
4.97 Couple hydraulique 165
4.98 Couple de frottement 166
4.99 Vitesse de rotation 166
4.100 Couple de frottement 166
4.101 Hauteur 167

5.1 Photos de la boucle DERAP (Duplaa [Dup08]) 170
5.2 Schéma de la boucle expérimentale DERAP (Duplaa [DCDD+10]) 171
5.3 Modélisation de la boucle expérimentale DERAP avec CATHARE-3 172

5.4 Zoom sur la modélisation de la pompe DERAP au sein de la boucle 172
5.5 Evolution de la perte de pression causée par la perte de charge singulière au cours du transitoire 173
5.6 Evolution de la vitesse de rotation (imposée par une loi dépendante du temps) 174
5.7 Evolution du débit (prédit par le modèle et comparé à l'expérience) 174
5.8 Evolution de la différence de pression (prédite par le modèle et comparée à l'expérience) 175
5.9 Evolution du couple (prédit par le modèle et comparé à l'expérience) 175
5.10 Evolution de la pression à différents endroits du circuit pendant le transitoire de démarrage rapide 175
5.11 Profils des vitesses dans la pompe pendant le démarrage et en état stabilisé 176
5.12 Profils de pression statique dans la pompe pendant le démarrage et en état stabilisé . . 177
5.13 Profils de pression statique dans le circuit pendant le démarrage et en état stabilisé . . 178
5.14 Evolution des pressions amont et aval en régime cavitant 179
5.15 Evolution du taux de vide en entrée de roue en régime cavitant 179
5.16 Vue d'avion de Superphénix (issu de CEA [CEA14a]) 180
5.17 Schéma du réacteur Superphénix (issu de EDF [EDF16]) 181
5.18 Bloc réacteur de Superphénix (Chabassier et al [CBG+77]) 182
5.19 Photo d'une pompe primaire de Superphénix (issu de CEA [CEA14b]) 183
5.20 Pompe primaire de Superphénix vue en coupe R-H (Chabassier [CBG+77]) 183
5.21 Pompe primaire de Superphénix modélisée en 1D 184
5.22 Hauteur fonction du débit 184
5.23 Couple fonction du débit 184
5.24 Hauteur fonction du débit 185
5.25 Couple fonction du débit 185
5.26 Circuit primaire de Superphénix modélisé à partir d'éléments 0D et 1D (Tenchine et al [Ten12] 186
5.27 Circuit primaire de Superphénix modélisé à partir d'éléments 0D et 1D 187

7.1 Modélisation 1D appliquée à la pompe RRA900 (sections méridiennes) 207
7.2 Modélisation 1D appliquée au compresseur NASA-LSCC (sections méridiennes) 208
7.3 Modélisation 1D appliquée à la pompe ME250315 (sections méridiennes) 208
7.4 Modélisation 1D appliquée à la pompe EVA (sections méridiennes) 209
7.5 Performance idéale de hauteur fonction du débit pour RRA 209
7.6 Performance idéale de couple fonction du débit pour RRA 209
7.7 Performance idéale de hauteur fonction du débit pour le NASA-LSCC 210
7.8 Performance idéale de couple fonction du débit pour le NASA-LSCC 210
7.9 Performance idéale de hauteur fonction du débit pour la PP N4 210
7.10 Performance idéale de couple fonction du débit pour la PP N4 210

Liste des tableaux

2.1 Grandeurs homologues et notations anglo-saxonnes associées 49

4.1 Incertitudes de mesures expérimentales (Duplaa [DCDD+10]) 110
4.2 Incertitudes de mesures expérimentales pour le compresseur radial NASA-LSCC (Hathaway [HCSW95]) 113
4.3 Base de qualification 116
4.4 Base de qualification 135
4.5 Matrice des essais sodium et nombre de Reynolds correspondant (voir ci-dessous pour la définition du Re) 142
4.6 Cas le plus représentatif 145
4.7 Conditions expérimentales de température et de pression 149
4.8 Essais EVA à simuler 158
4.9 Modes de fonctionnement pour le cas à 100%Q_N 165
4.10 Modes de fonctionnement pour le cas à 50%Q_N 165
4.11 Modes de fonctionnement pour le cas à 25%Q_N 165
4.12 Compléments possibles à la base de qualification 168

7.1 Architecture de la partie lecture du jeu de données 213
7.2 Architecture de la partie création et allocation des variables (hors maillage) 213
7.3 Architecture de la partie création et allocation des variables dépendant du maillage (sur les faces) 215
7.4 Architecture de la partie création et allocation des variables dépendant du maillage (variables scalaires) 215
7.5 Architecture de la partie initialisation du champ de pression dans la pompe 1D 216
7.6 Architecture de la partie initialisation du débit dans la pompe 1D 216
7.7 Architecture de la partie initialisation du champ de vitesses dans la pompe 1D 217
7.8 Architecture de la partie pré-calculs 217
7.9 Architecture de la partie calculs 218
7.10 Architecture de la partie impact sur les équations de base du modèle 1D 218
7.11 Architecture de la partie gestion des itérations 218
7.12 Architecture de la partie incrémentation des variables 219
7.13 Architecture de la partie régénération après résolution 219

Chapitre 1

Introduction

1.1 Organisation du mémoire

Ce mémoire de thèse de doctorat s'articule en 6 parties principales et trois annexes :

— ce premier chapitre introductif présente le contexte du projet et la méthode de travail

— une seconde partie détaille l'état de l'art de la modélisation des machines tournantes

— une troisième partie décrit le modèle unidimensionnel de pompe développé dans le cadre de cette thèse

— une quatrième partie présente les travaux de qualification du modèle à l'échelle de la machine seule (pompe ou compresseur), et ce pour divers régimes (quasi-stationnaire ou transitoire, monophasique ou diphasique)

— une cinquième partie présente les travaux de qualification à l'échelle d'une installation complète ainsi qu'une application industrielle

— un dernier chapitre propose un bilan, des conclusions, des propositions pour les activités futures, ainsi que des recommandations

— trois annexes servent de complément au document (résultats de vérification dans les cas idéaux, architecture informatique du modèle et publications complétant le discours)

1.2 Contexte industriel et scientifique

Les machines tournantes -ou turbomachines- sont des mécanismes de conversion d'énergie largement utilisés dans l'industrie. Parmi les applications, on peut citer la ventilation d'ordinateurs ou de bâtiments, le transport de fluides dans des circuits hydrauliques (acheminement du pétrole), la récupération de l'énergie potentielle de l'eau des barrages hydrauliques, la conversion de l'énergie du vent par une éolienne, le transport terrestre, aéronautique et spatial utilisant des turbocompresseurs et des turbopompes, ou encore les transformations de détente ou de compression dans les cycles thermodynamiques (voir figure 1.1 ci-après).

Plus généralement, il s'agit de convertir une pression en énergie mécanique (turbines) ou inversement (pompes, compresseurs). Un exemple de compresseur radial est présenté en figure

1.2. Lorsque l'objectif est la génération d'électricité, typiquement dans les centrales hydrauliques, thermiques et nucléaires ainsi que pour les éoliennes, les turbomachines sont couplées à un alternateur.

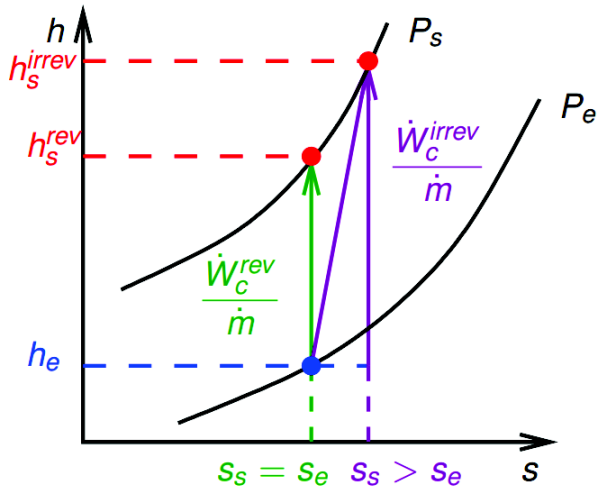


FIGURE 1.1 – Transformation thermodynamique : compression adiabatique

FIGURE 1.2 – Photo du Low Speed Centrifugal Compressor (NASA)

Ces travaux de thèse traitent de la modélisation des machines tournantes et en premier lieu de celle des pompes à rotor. Les pompes, contrairement aux compresseurs, acheminent un fluide en phase liquide (quasi-incompressible) en situation de fonctionnement normal. Un cas de compresseur sera toutefois étudié afin de tester le modèle développé dans le cadre de cette thèse sur une géométrie un peu différente de celle d'une pompe et avec un fluide de travail compressible.

1.3 Description d'une pompe rotodynamique

Une pompe rotodynamique est une machine tournante dont le principe est de transformer l'énergie mécanique fournie par un moteur en pression. Le moteur met en rotation un arbre, lequel est connecté à la roue, partie mobile de ce type de pompes. La rotation de la roue génère en premier lieu une pression dynamique au sein du fluide qui la traverse, laquelle est en partie convertie en pression statique au sein même de la roue (par divergence des canaux inter-aubes et par effet centrifuge), et ensuite majoritairement convertie dans le diffuseur et la volute (qui sont des éléments fixes divergents). Le but final est que la pression ainsi générée en un point d'un circuit hydraulique provoque la mise en mouvement du fluide.

Le chemin hydraulique classiquement suivi par le fluide au sein d'une pompe centrifuge est le suivant : le fluide arrive par une conduite d'aspiration (à droite sur le schéma en figure 1.3), entre

dans la roue (partie mobile) et suit les canaux inter-aubes tout en acquérant une énergie cinétique tangentielle, puis il sort de la partie mobile pour entrer dans le diffuseur -s'il y en a un- (aubé ou lisse) qui va ralentir l'écoulement et entamer son redressement, puis rejoint enfin la volute (en colimaçon ou sphérique) qui va achever de redresser l'écoulement et faire la connexion avec une tuyauterie de refoulement semblable à la conduite d'aspiration. La pompe présentée en figure 1.3 ne contient pas de diffuseur en aval de la roue. Dans ce cas, le fluide passe directement de la roue à la volute.

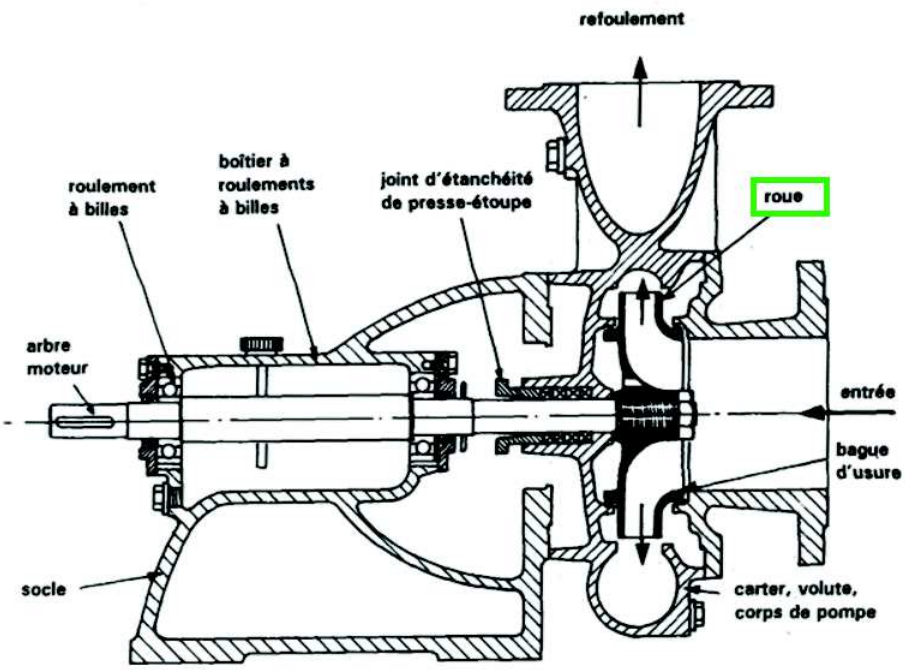


FIGURE 1.3 – Schéma représentant une pompe centrifuge (Fraenkel [Fra94])

Les principales caractéristiques géométriques qui peuvent varier d'une roue de pompe à l'autre sont les suivantes :

— le nombre d'aubes
— la longueur du canal inter-aubes
— le diamètre de la roue
— l'angle d'attaque des aubes
— l'angle de sortie des aubes
— l'épaisseur des aubes

Ces caractéristiques géométriques sont choisies pour optimiser le fonctionnement de la pompe pour un débit, une vitesse de rotation et une hauteur (différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe) donnés. Ce point de fonctionnement désiré est appelé le point nominal, et les grandeurs citées précédemment sont notées respectivement Q_N, N_N et H_N.

A partir du point de fonctionnement nominal choisi, un nombre adimensionnel caractérisant la forme des roues de pompe et des courbes de performance associées peut être calculé : la vitesse spécifique. Il n'existe pas qu'une seule définition de la vitesse spécifique dans le domaine scientifique et industriel des pompes (en particulier les unités utilisées pour les grandeurs nominales peuvent varier en fonction de la zone géographique). Celle que nous utilisons dans ces travaux de thèse, communément

utilisée en Europe et notée N_q, est la suivante :

$$N_q = \frac{N_N \sqrt{Q_N}}{H_N^{3/4}} \tag{1.1}$$

Avec cette définition, la vitesse de rotation N_N, le débit Q_N et la hauteur H_N sont respectivement exprimés en tr/min, m^3/s et en m. L'utilisation de l'unité tr/min pour la vitesse de rotation ainsi que le fait de ne pas tenir compte de la constante de gravité terrestre g au dénominateur, fait que la vitesse spécifique N_q n'est pas réellement adimensionnelle. Elle remplit cependant tout aussi bien sa fonction pour des pompes testées dans l'environnement terrestre. Pour rendre N_q adimensionnelle, il faudrait utiliser $(gH_N)^{3/4}$ au dénominateur au lieu de $H_N^{3/4}$ et exprimer la vitesse de rotation en rad/s (que l'on noterait alors ω_N).

La figure 1.4 ci-dessous présente la forme générale des roues de pompe en fonction de la vitesse spécifique N_q. Ceci nous permet de situer, sur la gamme des vitesses spécifiques existantes, quelques pompes rotodynamiques faisant partie de notre base de qualification : DERAP ($N_{q,DERAP} = 12,3$), RRA900 ($N_{q,RRA900} = 35$), ME250315 ($N_{q,ME250315} = 70$), EVA ($N_{q,EVA} = 100$) et la PP N4 ($N_{q,PPN4} = 120$) que nous allons étudier au chapitre 4.

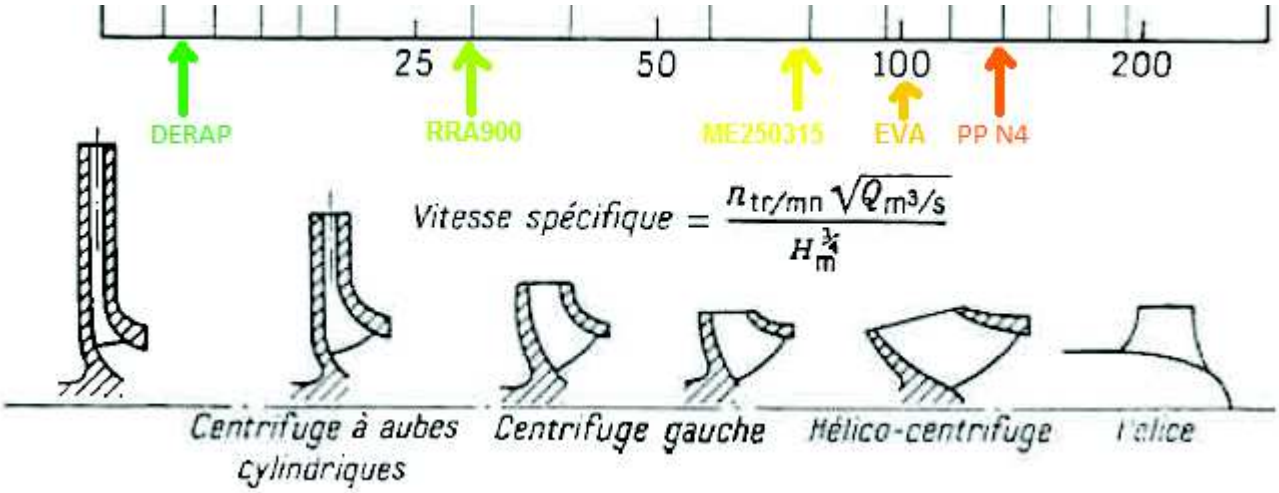


FIGURE 1.4 – Forme des roues en fonction de la vitesse spécifique (Stepanoff [Ste61])

On peut remarquer sur la figure 1.4 que pour les grandes vitesses spécifiques ($N_q \geq 100$), le fluide ne sort plus de la roue suivant une direction orthogonale à l'axe de rotation. Cela constitue, dans la famille des pompes rotodynamiques, la limite entre les pompes dites centrifuges -ou radiales- (basses vitesses spécifiques, sortie orthogonale à l'axe de rotation) et les pompes dites hélico-centrifuges -ou mixtes- (vitesses spécifiques importantes, sortie ni orthogonale ni parallèle à l'axe de rotation). Enfin, si l'on va encore davantage vers les hautes vitesses spécifiques (approchant $N_q = 200$), on arrive alors dans le domaine des pompes appelées hélices -ou axiales- (très grandes vitesses spécifiques, sortie parallèle à l'axe de rotation).

On trouvera ci-dessous figure 1.5, un schéma de pompe hélico-centrifuge équivalent à celui présenté précédemment à la figure 1.3 pour une pompe centrifuge.

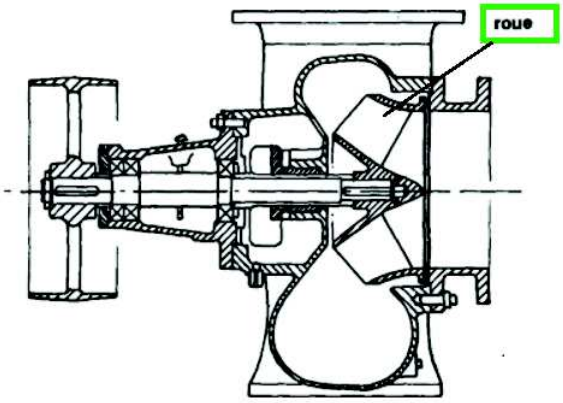


FIGURE 1.5 – Schéma représentant une pompe hélico-centrifuge (Fraenkel [Fra94])

Dans le cadre de cette thèse, le domaine des vitesses spécifiques que l'on souhaite modéliser avec le modèle unidimensionnel de pompe est celui des pompes centrifuges et hélico-centrifuges. C'est le domaine dans lequel on trouve les pompes utilisées dans les réacteurs nucléaires, les lanceurs spatiaux ainsi que de nombreuses pompes commercialisées. La généralisation du modèle aux pompes hélices est envisageable mais est considérée comme une perspective de travail.

1.4 Applications visées dans les secteurs de l'énergie et du transport

Dans ce paragraphe, nous allons présenter les principales applications se situant dans la visée de ces travaux de recherche. Elles concernent l'énergie et plus particulièrement les moyens de production d'électricité, ainsi que le transport dans le domaine spatial.

1.4.1 Origine de l'électricité produite en France

La répartition en termes de sources d'énergie utilisées dans le cadre de la production électrique française est donnée en figure 1.6 pour la France métropolitaine en 2017.

Les différentes sources d'énergie utilisées peuvent être réunies sous deux principales catégories :

— les énergies carbonées, qui à l'utilisation de la centrale produisent du dioxyde de carbone : le thermique à flamme (gaz, charbon, fioul) et la biomasse -qui cependant peut être à bilan carbone nul-

— les énergies décarbonées : le nucléaire, l'hydraulique, l'éolien, le solaire, l'hydrolien ou encore la géothermie.

Le thermique à flamme (de nos jours à carburant essentiellement gaz en France) et l'hydraulique représentent chacun environ 10 % de la production annuelle d'électricité française. Le nucléaire, principale source d'énergie utilisée dans ce contexte, représente plus de 70% de l'électricité produite. L'association des autres énergies utilisées (éolien, solaire et bioénergies) représente les 10 % restants.

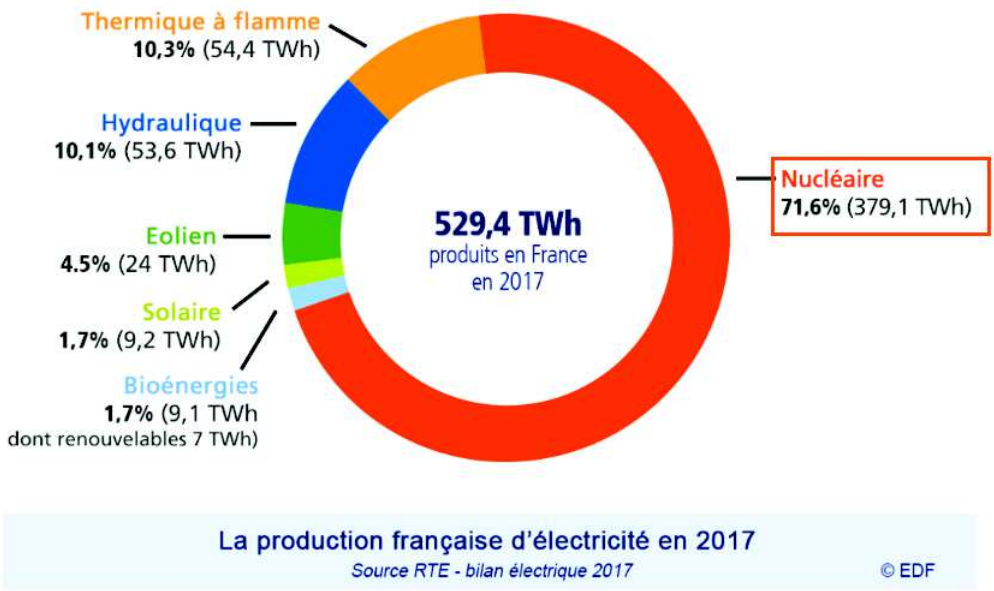


FIGURE 1.6 – Sources d'énergie pour la production électrique en France métropolitaine (source EDF)

L'ensemble des industries associées à la production électrique met en jeu des turbomachines (éoliennes, pompes, turbines), mais c'est au secteur nucléaire, auquel sont associées d'exigeantes considérations de sûreté amenant à des études de comportements accidentels complexes et variés, que nous allons nous intéresser plus particulièrement à présent. La figure 1.7 ci-dessous répertorie les 19 centrales françaises hébergeant les 58 Réacteurs à Eau Pressurisée (REP) actuellement en fonctionnement en France métropolitaine.

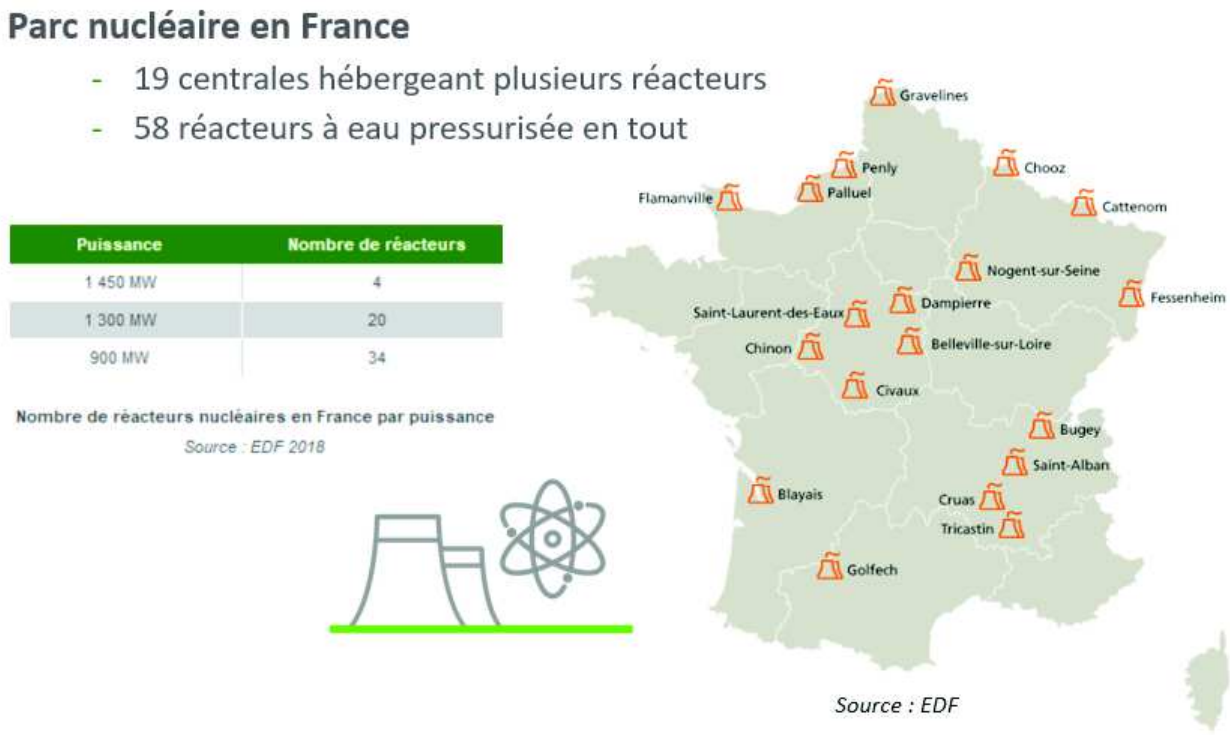


FIGURE 1.7 – Parc nucléaire français

L'utilisation unique de cette technologie de réacteurs ne permet pas de fermer le cycle du combustible [CEA12]. Un des principaux thèmes de recherche en France consiste à travailler sur les technologies de réacteurs dits à neutrons rapides, par opposition aux REP qui fonctionnent avec des neutrons "lents" dits aussi "thermiques" (ie. peu énergétiques), dans le but de fermer le cycle.

1.4.2 Application dans les Réacteurs nucléaires à Neutrons Rapides à caloporteur sodium

Dans le cadre des projets français passés ou actuels de réacteurs de génération IV à neutrons rapides à caloporteur sodium (dits RNR-Na, [CEA12]), des études de transitoires accidentels sont menées. Des scénarii de catégorie 4 tels qu'un accident de grippage d'une pompe (blocage de la partie en rotation), ou un accident de rupture de tuyauterie LIaison POmpe-SOmmier (LIPOSO) située au refoulement de la pompe, sont étudiés.

L'échelle de classement des incidents et accidents nucléaires, appelée échelle INES, s'étend du niveau 0 pour un écart au fonctionnement normal n'induisant aucun problème de sûreté nucléaire au niveau 7 pour un accident majeur [Nuc13]. L'accident hypothétique de rupture de LIPOSO a par le passé fait l'objet d'un chapitre du rapport de sûreté autorisant la construction du réacteur Superphénix. Ces transitoires affectant les pompes primaires sont donc d'importance pour la filière RNR-Na.

Une illustration de la technologie RNR-Na est proposée figure 1.8 ci-après.

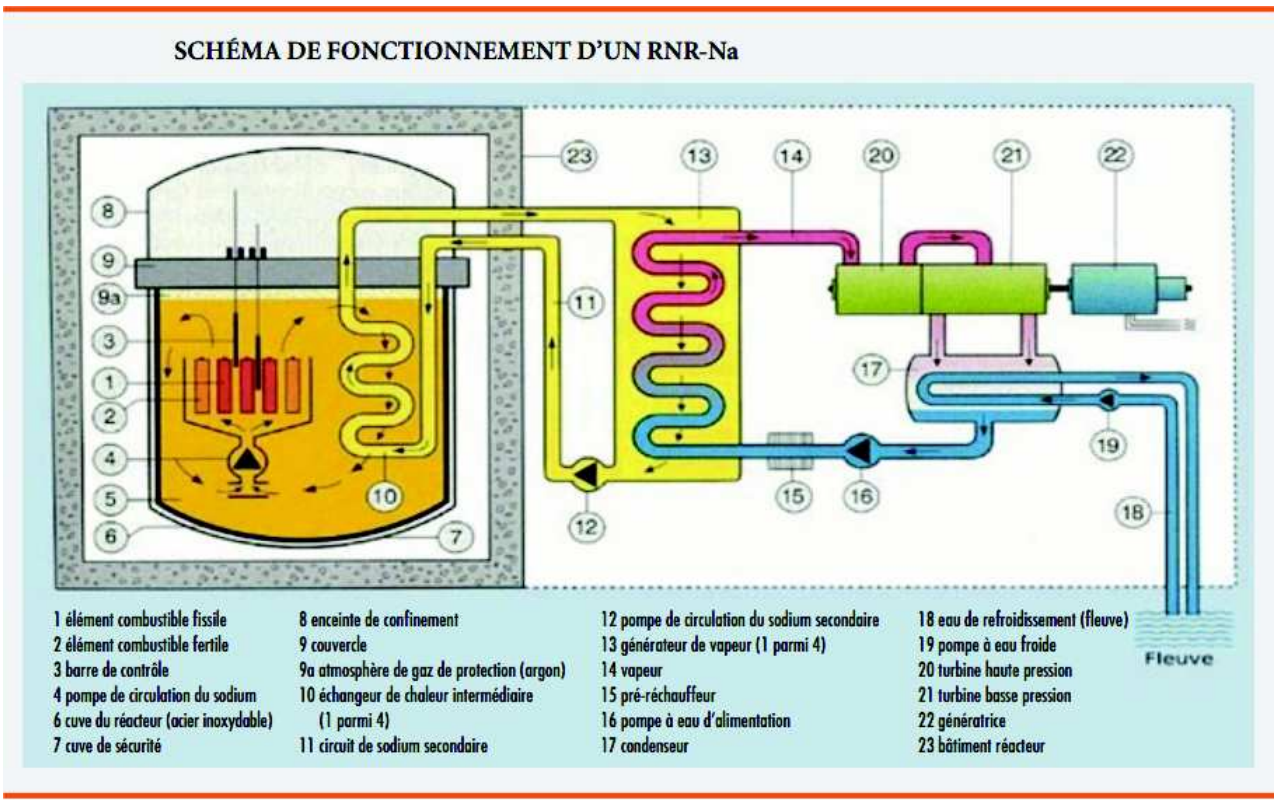


FIGURE 1.8 – Schéma de fonctionnement d'un RNR-Na (issu de [CEA12])

Un réacteur de ce type est constitué de trois circuits distincts qui n'échangent pas de masse entre eux mais de l'énergie via des échangeurs de chaleur :

— l'échangeur intermédiaire (EI), numéroté 10 sur la figure 1.8, fait le lien entre les circuits primaire et secondaire
— l'échangeur sodium-gaz ou le générateur de vapeur (choisi en fonction du concept du circuit tertiaire), numéroté 13 sur la figure 1.8, fait le lien entre les circuits secondaire et tertiaire

La mise en mouvement du fluide dans chaque circuit est assurée par des pompes adaptées au fluide en présence, numérotées 4, 12 et 16 sur la figure 1.8, ou par des compresseurs dans le cas du concept de circuit tertiaire gaz.

Le point central du réacteur où est générée la chaleur issue de l'énergie dégagée par les réactions de fission des atomes du combustible, appelé le coeur, se situe au sein du circuit primaire. Il est numéroté 1 et 2 sur la figure 1.8.

Enfin, l'énergie thermique ainsi transmise du circuit primaire au circuit tertiaire, est transformée en énergie mécanique au sein des turbines (numérotées 20 et 21 sur la figure 1.8), puis en énergie électrique utilisable pour la population au niveau de l'alternateur (numéroté 22 sur la figure 1.8).

On utilise un circuit intermédiaire en sodium (le circuit secondaire) dans les RNR-Na de ce concept afin d'éviter toute entrée de gaz ou d'eau éventuelle dans le circuit primaire en cas de fuite au niveau de l'échangeur. En comparaison, les réacteurs à eau pressurisée (technologie installée sur le parc français) ne possèdent que deux circuits principaux, en contact au niveau d'un générateur de vapeur.

Un zoom sur le circuit primaire est proposé sur le graphe 1.9 ci-après dans le cas du concept de réacteur EFR (European Fast Reactor). On distingue mieux les composants primaires, et notamment les LIPOSO au refoulement de la pompe.

Au cours des transitoires d'intérêt tels que la rupture tuyauterie LIPOSO ou le grippage, les pompes primaires du réacteur (numérotées 4 sur la figure 1.8) peuvent être amenées à fonctionner dans des régimes éloignés du fonctionnement nominal : dissipation d'énergie (aucune énergie utile n'est produite), fonctionnement en mode turbine (le fluide fournit de l'énergie à la roue), régime de cavitation.

Ce dernier phénomène se traduit par la vaporisation du fluide (initialement liquide) au niveau des aubes de la roue comme illustré figure 1.10 dans le cas d'un hydrofoil (ie. un profil d'aube). Le passage du fluide en phase vapeur est dû à la baisse de pression induite par accélération : la pression passe ainsi en dessous de la pression de saturation comme illustré en figure 1.11. Le phénomène de cavitation a pu être observé lors des essais de démarrage du réacteur Superphénix, lorsque l'on fonctionnait volontairement avec au moins une pompe arrêtée.

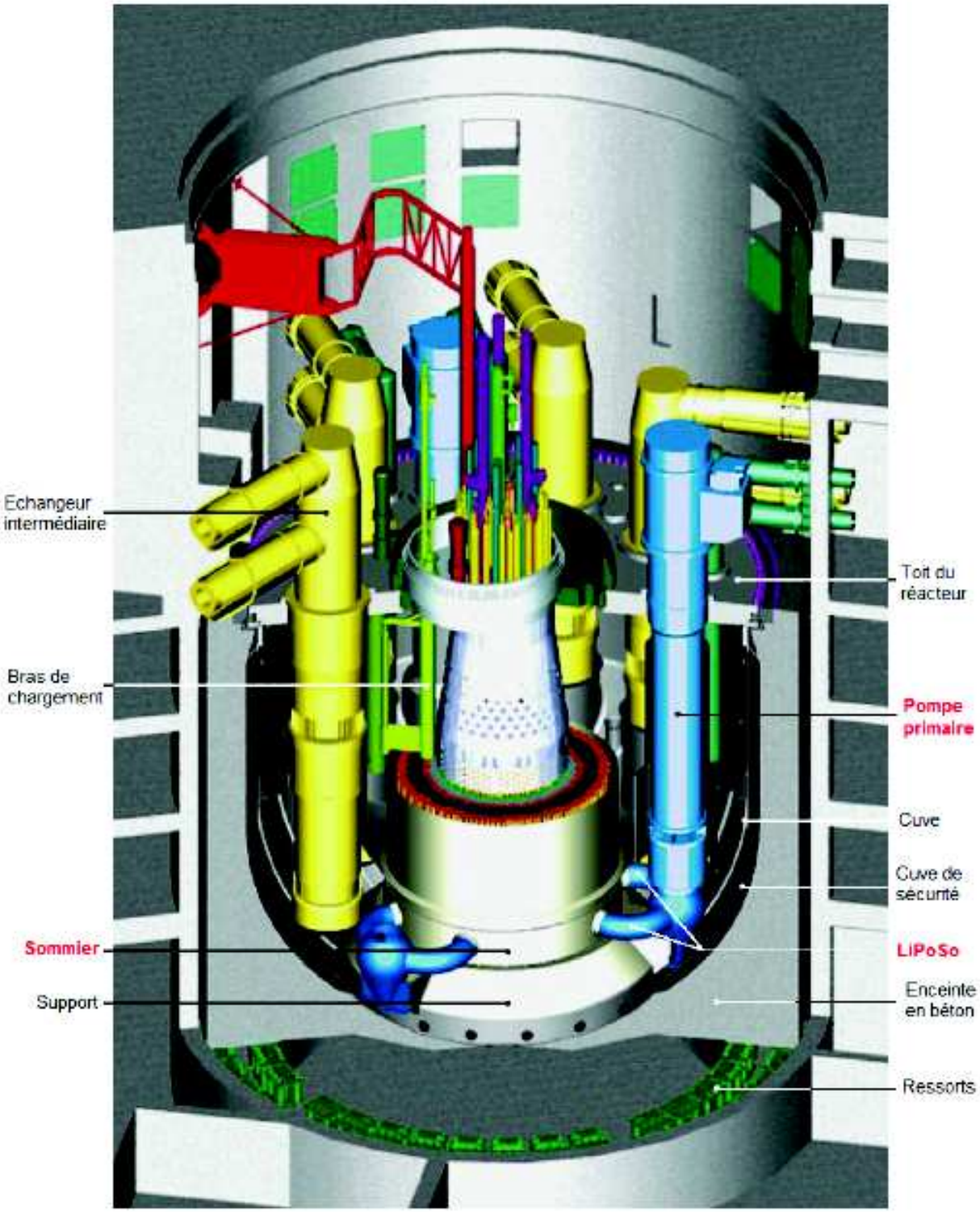


FIGURE 1.9 – Circuit primaire de l'European Fast Reactor

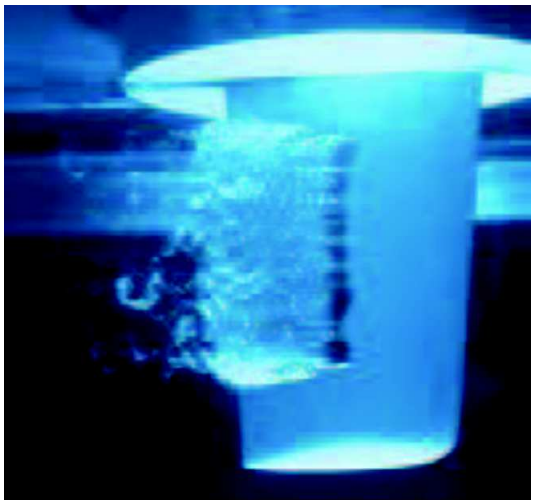


FIGURE 1.10 – Poche de cavitation attachée sur un hydrofoil (Franc [Fra95])

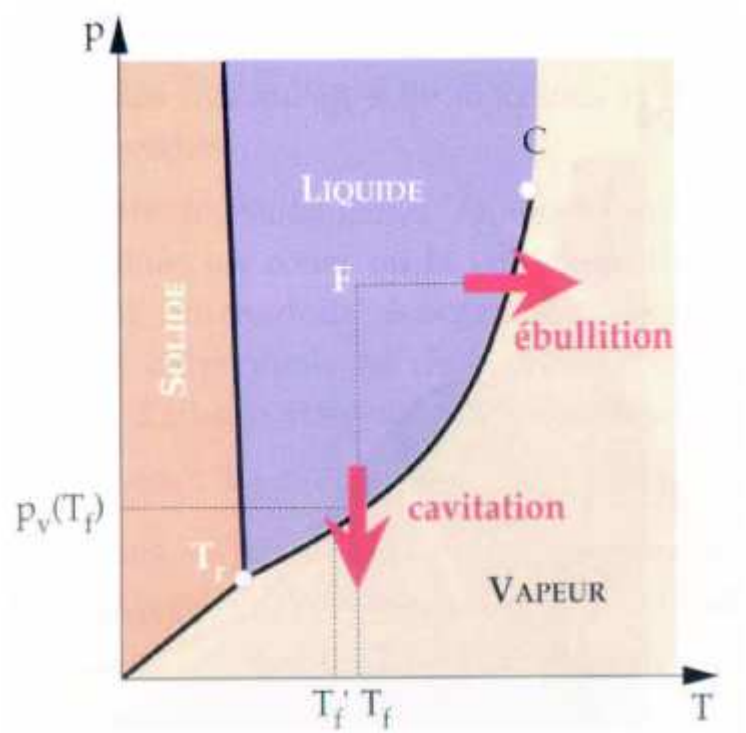


FIGURE 1.11 – Phénomène de cavitation illustré sur un diagramme thermodynamique P-T (Duplaa [Dup08])

En France, les transitoires thermohydrauliques dans les RNR-Na sont simulés avec le code à l'échelle système CATHARE. Le comportement des pompes au cours du transitoire a une influence sur la répartition des débits dans le circuit primaire, il est donc essentiel de travailler à leur bonne modélisation.

Pour modéliser ces types de transitoires accidentels, il est nécessaire de connaître ou de pouvoir prédire les performances de hauteur et de couple d'une pompe, qui représentent respectivement la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe ramenée en mètres et l'énergie transmise au fluide.

Actuellement, la méthode employée pour mener à bien ces simulations consiste à renseigner des courbes de performance stationnaires adimensionnelles en données d'entrée du code CATHARE, dont le modèle ponctuel de pompe (dit 0D) va être chargé d'introduire les contributions de hauteur et de couple respectivement dans les équations de quantité de mouvement et d'énergie. Pendant un transitoire, ce modèle 0D de pompe utilise les lois de similitude des turbomachines pour calculer les performances de hauteur et de couple à partir de la vitesse de rotation et du débit instantané (équipe CATHARE [CAT08]). Les courbes de performance sont sous la forme de courbes homologues (voir chapitre suivant, paragraphe 2.2.2 pour la méthode d'adimensionnalisation), comme celles présentées ci-dessous en figures 1.12 et 1.13 issues des travaux de Madni et Cazzoli [MC78].

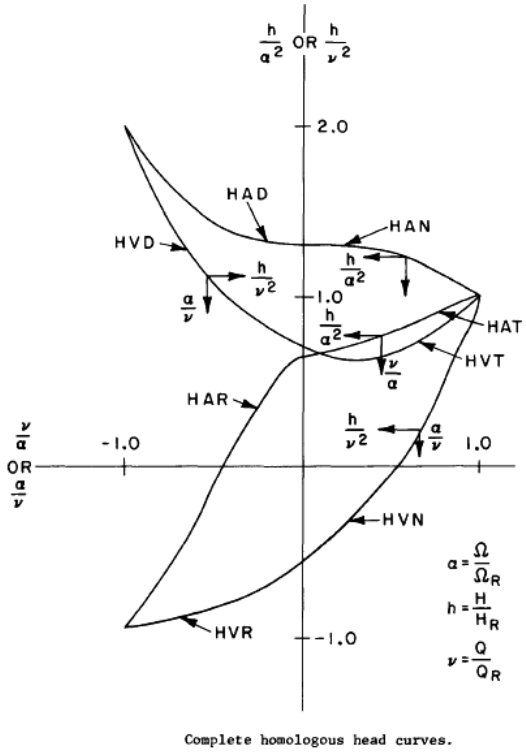


FIGURE 1.12 – Courbe caractéristique homologue de hauteur (Madni et Cazzoli [MC78])

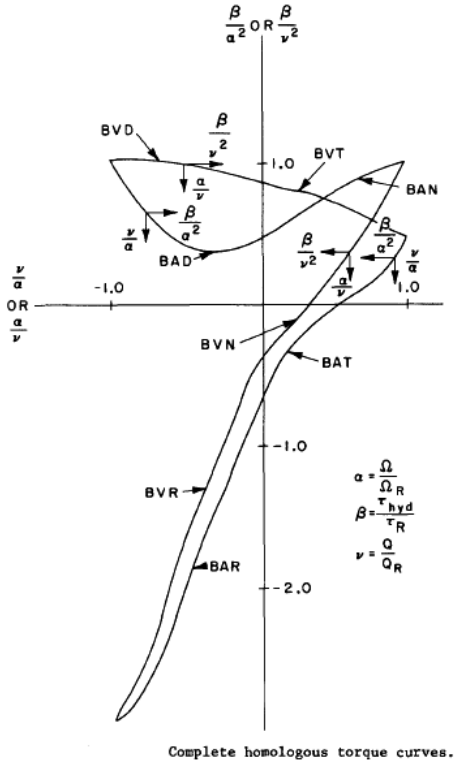


FIGURE 1.13 – Courbe caractéristique homologue de couple (Madni et Cazzoli [MC78])

C'est un modèle robuste, mais il ne peut pas être utilisé si les performances de la pompe n'ont pas encore été mesurées sur un prototype, et ne peut pas tenir compte des phénomènes transitoires qui affectent la forme des courbes de performance. De plus, la dégradation des performances observée en conditions d'écoulement diphasique peut, à ce jour, seulement être prise en compte dans le cas des Réacteurs à Eau Pressurisée (REP). Cela est fait via une fonction de dégradation dépendante du taux de vide qualifiée spécifiquement pour cette application, associée à des courbes de performance dégradées à renseigner en données d'entrée (équipe CATHARE [CAT08]). Cette fonction de dégradation n'est pour le moment pas qualifiée pour d'autres types de réacteurs comme les Réacteurs à Neutrons Rapides à caloporteur sodium (RNR-Na) qui sont également étudiés dans le cadre du contexte énergétique français. Le processus de qualification d'une fonction de dégradation applicable aux RNR-Na est complexe et couteux, car il faut mener une campagne expérimentale permettant de balayer toute

la gamme de taux de vide (de 0% à 100%) en fluide sodium.

Pour apporter une solution permettant de simuler des transitoires à l'échelle des réacteurs avec seulement une géométrie de pompe en donnée d'entrée pour ce composant (et pas de courbes de performance), un modèle de pompe rotodynamique prédictif, transitoire et discrétisé en une dimension a été développé au cours de cette thèse. Le modèle a d'abord été qualifié à l'échelle de la pompe (dite échelle composant) par comparaison à des données expérimentales existantes en régimes d'écoulement monophasique et diphasique, puis à l'échelle d'un système complet (boucle expérimentale) pour un transitoire de démarrage rapide de la pompe. Un exemple d'application du modèle est ensuite proposé dans un contexte d'étude de scénario accidentel sur un réacteur nucléaire de type RNR-Na.

Les travaux de modélisation entrepris dans le cadre de cette thèse peuvent aussi être appliqués dans le cadre des études menées sur les Réacteurs à Eau Pressurisée, notamment pour certaines séquences accidentelles comme l'Accident de Perte de Réfrigérant Primaire (APRP), ainsi que pour étudier le comportement des turbopompes de fusées dans le domaine de l'aérospatial. Ces applications sont présentées succinctement ci-après.

1.4.3 Application dans les Réacteurs à Eau Pressurisée

Un schéma d'un réacteur nucléaire de type Réacteur à Eau Pressurisée (REP) est proposé ci-dessous. Les réacteurs de cette technologie sont constitués de deux circuits, tous deux en eau légère (H_2O) et pressurisés. La pression du circuit primaire est régulée à 155 bars afin de maintenir le fluide sous forme liquide dans l'ensemble du circuit à l'exception du pressuriseur. Le circuit secondaire est maintenu à une pression inférieure (72 bars). Il récupère l'énergie du circuit primaire via le générateur de vapeur (GV) et suit un cycle thermodynamique de Rankine.

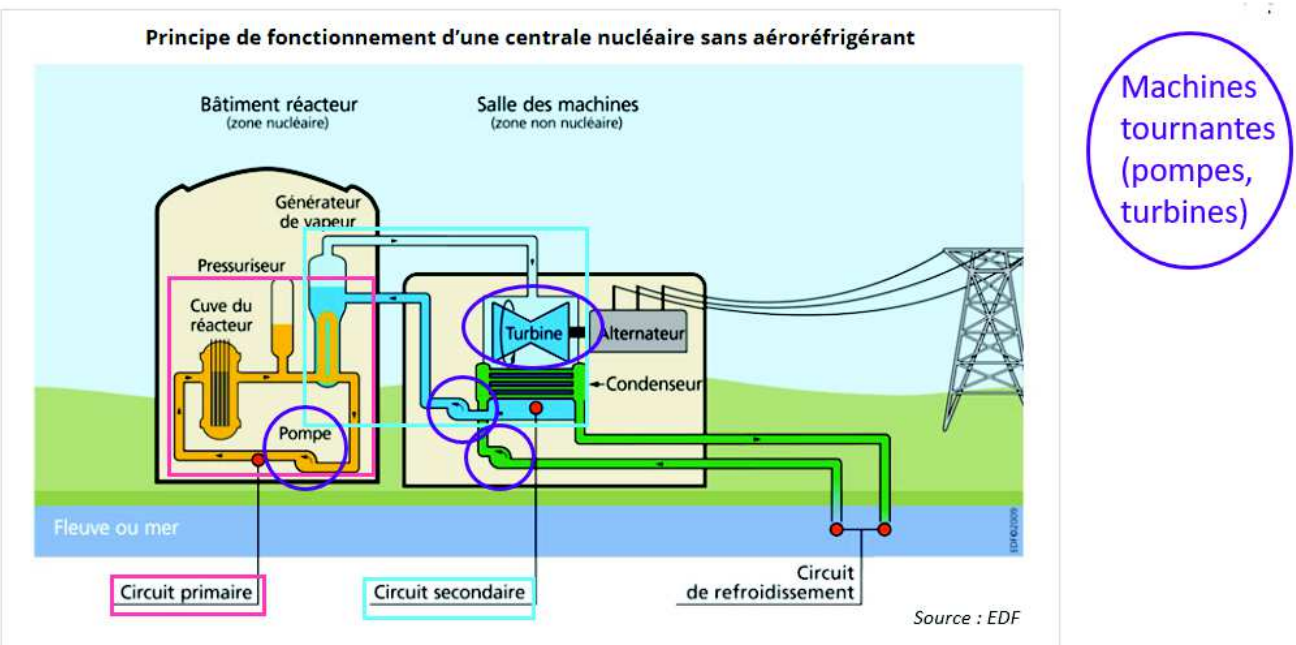


FIGURE 1.14 – Schéma d'un Réacteur à Eau Pressurisée (source EDF)

Les circuits n'échangent pas de masse mais de la chaleur via le GV. En fonctionnement normal, l'eau du circuit primaire récupère l'énergie produite par le coeur tout en restant liquide. En passant dans le GV, elle transfère son énergie à l'eau du circuit secondaire. Le circuit secondaire étant moins

pressurisé que le primaire, l'eau secondaire passe en phase vapeur dans le GV. Comme dans les circuits tertiaires des RNR-Na à cycle de Rankine, cette vapeur du circuit secondaire du REP traverse ensuite une turbine, permettant ainsi la récupération d'une énergie électrique au niveau de l'alternateur. Le REP a donc un circuit en moins par rapport au RNR-Na, comme évoqué au paragraphe précédent.

L'APRP est un accident de référence pour les études de sûreté des REPs. Il consiste en un évènement de brèche sur le circuit primaire (dans lequel se trouve le coeur du réacteur) et une dépressurisation de ce circuit depuis 155 bars jusqu'à une pression de quelques bars proche de la pression atmosphérique.

Le circuit primaire (CP) d'un réacteur à eau pressurisée peut être constitué de 3 ou 4 boucles, permettant la circulation du fluide depuis le coeur -où est produite l'énergie thermique- jusqu'aux générateurs de vapeur (GV) -où elle est transmise au circuit secondaire-. Sur le schéma suivant il s'agit d'un réacteur à 3 boucles, chacune étant constituée d'une tuyauterie liant la cuve du réacteur avec une pompe primaire (PP) et un GV.

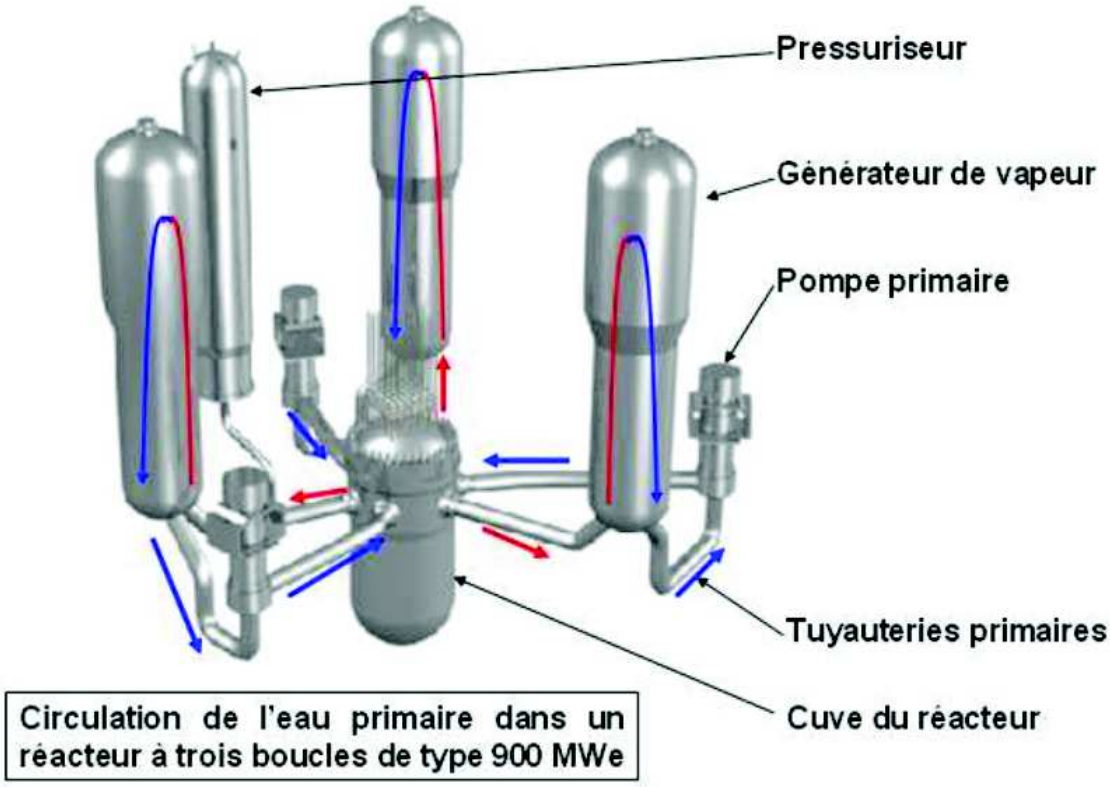


FIGURE 1.15 – Schéma du circuit primaire d'un REP à trois boucles (issu de [Nuc10])

Lors d'un scénario hypothétique de type APRP, l'eau primaire initialement liquide et sous pression va se vaporiser rapidement et de façon généralisée : un mélange diphasique va s'installer dans le circuit primaire. Pendant cet accident, les pompes primaires vont être traversées par ce mélange et leurs performances vont être notablement affectées. C'est la prédiction de ce fonctionnement des pompes en régime diphasique qui intéresse l'industrie des REP. Elle détermine en effet la capacité de refroidissement du coeur du réacteur dans ces conditions accidentelles, et c'est précisément ce qui importe du point de vue des études de sûreté nucléaire.

1.4.4 Application dans les fusées

Les moteurs d'une fusée sont constitués de deux turbopompes (turbine + pompe à rotor) permettant l'injection d'oxygène liquide et d'hydrogène liquide depuis les réservoirs vers la chambre de combustion. Un schéma du principe de fonctionnement est présenté ci-après figure 1.16.

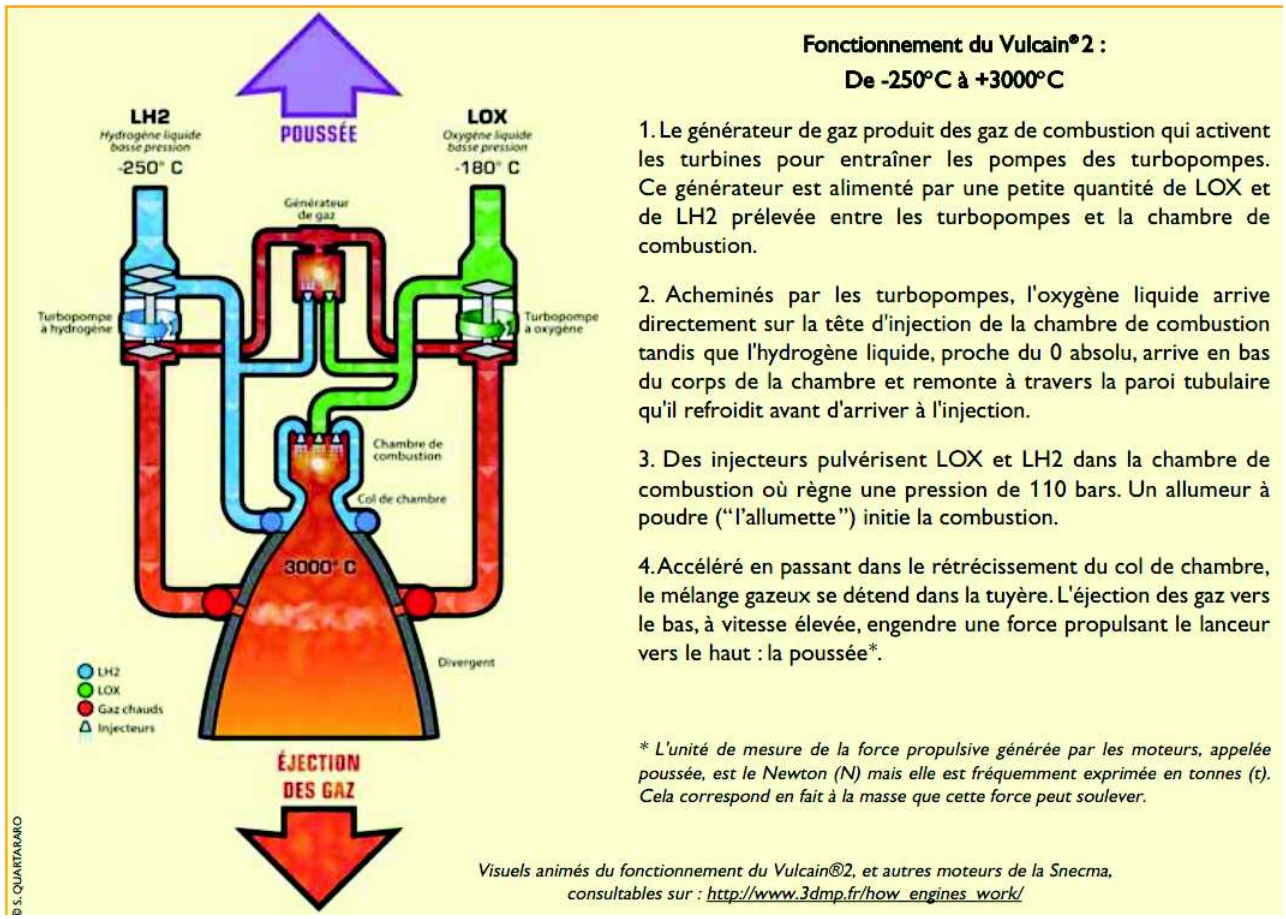


FIGURE 1.16 – Schéma d'un moteur de fusée Vulcain2 (Barthelemy [Bar12])

Les principales problématiques associées au comportement des pompes de ces moteurs sont :

— les démarrages rapides des turbopompes qui peuvent entrer en régime de cavitation (Duplaa [Dup08]).

— l'entrainement de gaz incondensable constituant le haut des réservoirs d'oxygène et d'hydrogène liquides (appelé le ciel de pile). En effet, en condition de microgravité dans l'espace, la stratification initialement existante dans les réservoirs n'est plus vraiment respectée et le gaz incondensable (hélium) se mélange avec la phase liquide et se dissout partiellement. Ce gaz va ainsi être possiblement entrainé dans les turbopompes et modifier leur comportement.

1.4.5 Bilan sur les intérêts industriels et scientifiques

Finalement, les intérêts que peut susciter ce projet sont les suivants :

— l'étude des régimes anormaux de fonctionnement des pompes. Très bas ou très haut débit, mode de fonctionnement en dissipation ou turbine inversée. Perspective pour simuler les fonctionnements à débit et rotation inverses.

— la modélisation de la cavitation

— la modélisation des pompes en conditions de fort taux de vide.

— l'étude de l'impact du comportement des pompes lors de transitoires de systèmes complets (échelle réacteur par exemple)

— l'étude de la transposition des lois déterminées pour un fluide classique (l'eau) à un fluide moins connu comme le sodium. En effet, la plupart des données expérimentales sont acquises en eau.

— modélisation des machines tournantes à une échelle intermédiaire entre les modèles ponctuels et les modèles tridimensionnels (voir chapitre suivant, section 2.4)

1.4.6 Partenaires impliqués

Le principal financeur de cette thèse est le projet RNR-Na hébergé au CEA. Les quatre partenaires industriels (ArianeGroup, Cetim, Framatome, Electricité De France) se sont joints au financement et au suivi des travaux. La direction universitaire de la thèse est assurée par le Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille (LMFL).

Les intérêts associés à chaque partenaire sont indiqués ci-dessous :

— le Cetim, pour les aspects fonctionnement loin du point de design, cavitation et entrainement de gaz

— Arianegroup, pour la modélisation du comportement des turbopompes de fusée en transitoire

— EDF, le CEA et Framatome, pour diversifier les types de modélisation des pompes de RNR-Na et de REP existants et étudier l'impact sur les calculs réacteurs

— le LMFL, partenaire universitaire de la thèse, dirige les travaux de recherche en modélisation unidimensionnelle (1D) des pompes et de la cavitation.

1.5 Objectifs et méthode

Afin d'organiser les travaux de recherche menés dans le cadre de cette thèse, ceux-ci sont regroupés sous forme de grands objectifs présentés ci-après.

1.5.1 Objectifs principaux

— Prédiction des performances de pompes centrifuges et hélico-centrifuges dans le premier quadrant de fonctionnement (ie. débit et rotation dans le sens normal) en régime monophasique. Travail de qualification à l'échelle de la pompe.

— Prédiction des performances en régime diphasique (cavitation ou fluide diphasique en entrée de pompe, transport de gaz incondensable), toujours à l'échelle de la pompe.

— Etude des effets transitoires et des effets systèmes induits par le comportement d'une pompe dans une boucle fermée.

— Application industrielle : étude de transitoires accidentels d'intérêt pour un système plus complexe tel qu'un réacteur nucléaire.

1.5.2 Méthode de travail

Les travaux ont été organisés suivant plusieurs étapes :

- Etape 0 : Etat de l'art de la modélisation des pompes

- Etape 1 : Développement d'un modèle idéal
  - Construction des éléments principaux de la structure informatique
  - Lecture de jeux de données représentant une pompe
  - Résolution des équations de conservation dans un repère mobile
  - Vérification par rapport aux équations d'Euler.

- Etape 2 : Amélioration de la représentativité du modèle 1D de pompe pour des systèmes réels fonctionnant dans le premier quadrant et qualification par comparaison à l'expérience à l'échelle de la pompe (échelle composant)
  - Introduction des corrélations de pertes et de déviation pour la base de qualification
  - Qualification à l'échelle composant sur des essais monophasiques
  - Qualification à l'échelle composant sur des essais diphasiques
  - Etat de l'art sur la transposition entre fluides, modélisation du phénomène de cavitation en sodium dans une géométrie simple (tube Venturi)
  - Modélisation de la cavitation dans une roue de pompe.
  - Calcul de la vitesse de rotation en transitoire

- Etape 3 : Etude de transitoires à l'échelle système.
  - Qualification à l'échelle d'une boucle fermée
  - Proposition d'application industrielle : modélisation en 1D d'une pompe primaire de RNR-Na et introduction dans le jeu de données du réacteur. Discussion sur les résultats attendus.

Chapitre 2

Etat de l'art

Ce chapitre a pour but de présenter l'état de l'art sur des sujets liés à la problématique de la thèse, à savoir :

— les 4 quadrants de fonctionnement pour une machine tournante
— les divers phénomènes physiques pouvant intervenir dans la machine
— les différentes échelles de modélisation qui existent
— les régimes permanents et transitoires
— et enfin, le choix de modélisation fait dans le cadre de cette thèse.

2.1 Introduction aux 4 quadrants de fonctionnement

Dans certains transitoires accidentels imaginés pour les études de sûreté des réacteurs (par exemple une brèche en amont de la pompe), un débit inverse peut traverser les pompes (le fluide entre par le refoulement et ressort par l'aspiration), ce qui peut entraîner le dévirage de la roue (elle se met à tourner en sens inverse du sens habituel). Pour étudier les pompes dans ces conditions, des quadrants de fonctionnement ont été définis suivant le signe de la vitesse de rotation et du débit : ils permettent de découper la description des performances d'une pompe en 4 zones.

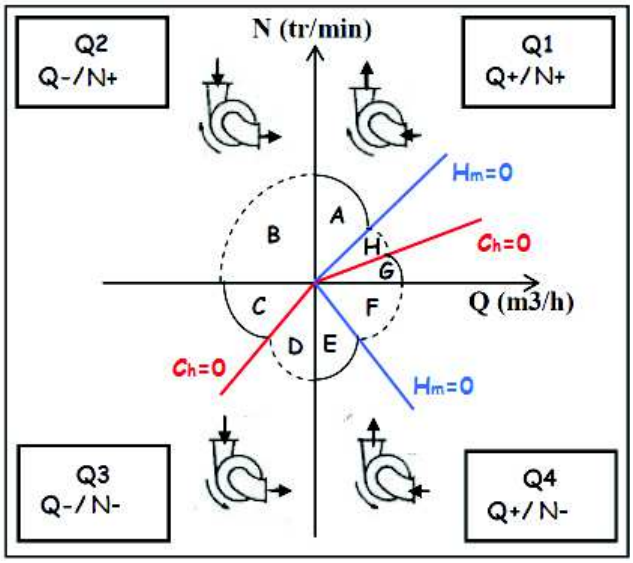


FIGURE 2.1 – 4-quadrants de fonctionnement (Matteo [MT16])

La représentation des modes de fonctionnement et des performances en 4 quadrants trouve son

origine dans les travaux de Knapp datant de 1937 [Kna37]. C'est un thème actuel de recherche dans le domaine des pompes, avec l'étude de comportements accidentels et l'essort des pompes-turbines (Ramos [RB99], Couzinet et al [CGP13], Matteo [MT16]). Ci-dessus, figure 2.1, est proposée une représentation des quatre quadrants de fonctionnement cohérente avec la convention utilisée au sein du code de calcul de thermohydraulique CATHARE (présenté plus loin dans ce chapitre, section 2.6.2). Q est le débit, N la vitesse de rotation, H_m la hauteur manométrique et C_h le couple hydraulique. Q1, Q2, Q3 et Q4 signifient respectivement quadrants 1, 2, 3 et 4. Les lettres A à H sont utilisées pour désigner les différentes zones de fonctionnement (dites aussi "modes").

La numérotation n'est pas universelle, mais dans ce cas :
— le quadrant 1 correspond à une vitesse de rotation et un débit positifs
— le quadrant 2 correspond à une vitesse de rotation positive et un débit négatif
— le quadrant 3 correspond à une vitesse de rotation et un débit négatifs
— le quadrant 4 correspond à une vitesse de rotation négative et un débit positif

On trouve divers modes de fonctionnement physiques dans ces quadrants :
— Dans le quadrant 1 : mode « pompe normale », mode « dissipation d'énergie » et mode « turbine anormale » respectivement notés A, H et G
— Dans le quadrant 2 : mode dissipation d'énergie noté B
— Dans le quadrant 3 : mode turbine normale, mode dissipation d'énergie respectivement notés C et D
— Dans le quadrant 4 : mode pompe anormale, mode dissipation d'énergie respectivement notés E et F

Zone	Débit $\dot{m}$	Vitesse de rotation ω	Hauteur H_{geom} (variable géométrique) et H (variable thermodynamique)	Couple $C_{hyd,geom}$ (variable géométrique) et C_{hyd} (variable thermodynamique)	Puissance fournie à la roue (produit $C_{hyd}\omega$)	Comportement
A	+	positive	$H_{geom} = H > 0$	$C_{hyd,geom} = C_{hyd} > 0$	positive	Pompe centrifuge (normale)
B	-	positive	$H_{geom} = -H > 0$	$C_{hyd,geom} = C_{hyd} > 0$	positive	Dissipation d'énergie
C	-	négative	$H_{geom} = -H > 0$	$C_{hyd,geom} = C_{hyd} > 0$	négative	Turbine centripète (normale)
D	-	négative	$H_{geom} = -H > 0$	$C_{hyd,geom} = C_{hyd} < 0$	positive	Dissipation d'énergie
E	+	négative	$H_{geom} = H > 0$	$C_{hyd,geom} = C_{hyd} < 0$	positive	Pompe en rotation inverse
F	+	négative	$H_{geom} = H < 0$	$C_{hyd,geom} = C_{hyd} < 0$	positive	Dissipation d'énergie
G	+	positive	$H_{geom} = H < 0$	$C_{hyd,geom} = C_{hyd} < 0$	négative	Turbine centrifuge
H	+	positive	$H_{geom} = H < 0$	$C_{hyd,geom} = C_{hyd} > 0$	positive	Dissipation d'énergie

FIGURE 2.2 – Zones des 4-quadrants de fonctionnement (Matteo [MT16])

Pour les courbes de performance 4-quadrants d'une machine, il est d'usage de représenter la hauteur et le couple sous forme de grandeurs géométriques, au sens où elles sont prises de manière fixe entre l'entrée et la sortie du système et pas entre l'amont et l'aval de l'écoulement. Au contraire, l'approche thermodynamique s'attache aux variables liées au sens de l'écoulement et est utilisée pour réaliser des bilans d'énergie sur le fluide qui traverse la machine. Il faut donc être attentifs à définir correctement le lien entre variables géométriques et variables thermodynamiques (Matteo [MT16]) lors de l'étude de telles machines tournantes. Giljen [GNC16] fournit dans ses travaux un tableau récapitulatif des zones de fonctionnement et des quadrants similaire à celui présenté ici, mais avec des conventions différentes. En effet, sans que cela impacte l'analyse physique de la machine, ni la numérotation des quadrants ni l'appellation des zones de fonctionnement ne sont universelles entre les différents auteurs de la littérature.

2.2 Représentation des courbes de performance

Les courbes de performance d'une machine tournante sont les évolutions de la hauteur et du couple en fonction du débit et de la vitesse de rotation. La hauteur constitue la différence de pression totale entre l'entrée et la sortie de la machine. Le couple constitue l'énergie transmise au fluide par la machine et est qualifié de "couple hydraulique".

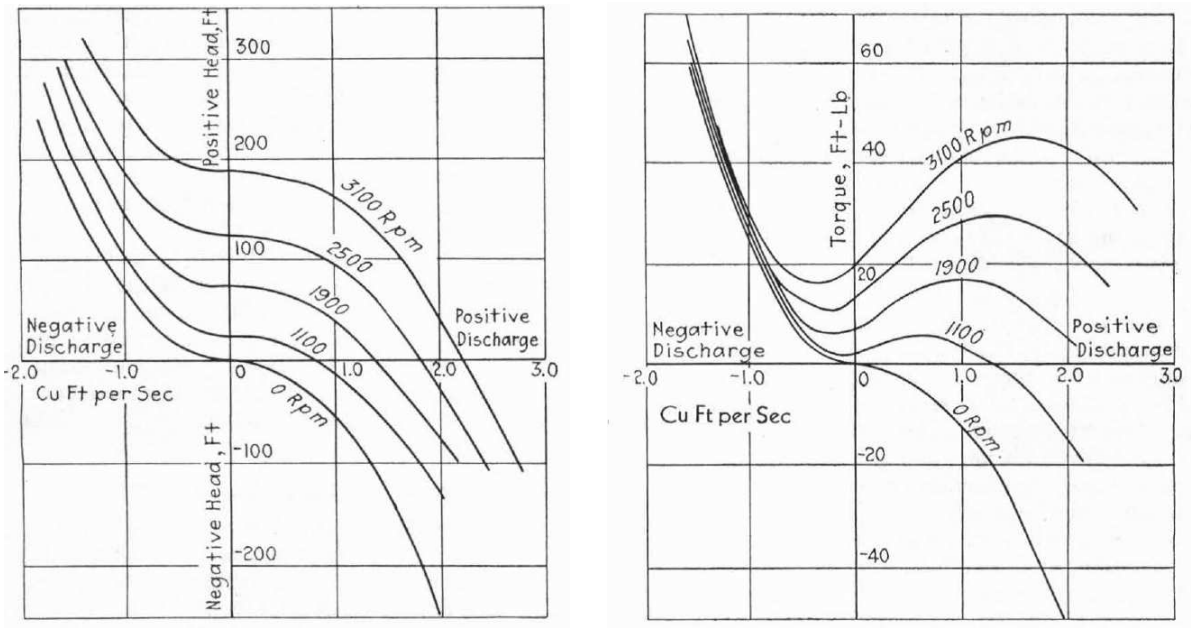
Les courbes de performance peuvent également être appelées "cartes de performance" ou "caractéristiques". La performance de couple est parfois donnée plutôt sous forme de courbes de puissance et de rendement.

Il existe différentes représentations de ces courbes de performance en fonction du besoin. C'est ce que nous allons détailler ci-après.

2.2.1 Représentations en isovaleurs

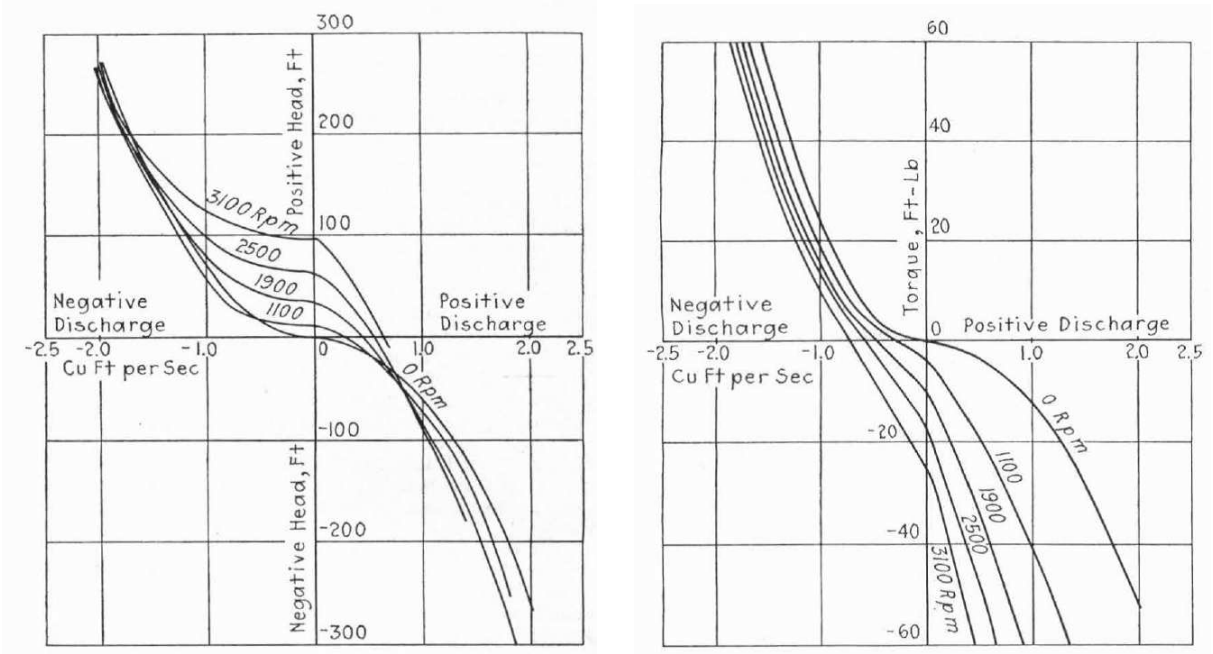
Isovaleurs de vitesse de rotation

Il s'agit de la représentation la plus classique. Un exemple de courbes de performance issues des mesures expérimentales de Knapp [Kna37] est donné en figures 2.3 (pour les vitesses de rotation positives) et 2.4 (pour les vitesses de rotation négatives). Les variations de la hauteur et du couple en fonction du débit sont tracées pour plusieurs vitesses de rotation. On obtient ainsi un réseau de courbes.



(a) Hauteur (b) Couple

FIGURE 2.3 – Isovaleurs de vitesse pour des vitesses de rotation positives (Knapp [Kna37])



(a) Hauteur (b) Couple

FIGURE 2.4 – Isovaleurs de vitesse pour des vitesses de rotation négatives (Knapp [Kna37])

Cette représentation se comprend au premier regard, cependant elle n'est pas très pratique d'utilisation au sein de codes de calcul transitoires. En effet, il est alors nécessaire de procéder à des interpolations entre les courbes renseignées pour traduire le fonctionnement de la pompe au cours du calcul. De plus, la gestion des très grands débits (positifs ou négatifs) peut être compliquée avec cette représentation en isovaleurs si l'on approche des limites du domaine renseigné.

Isovaleurs de hauteur et de couple

Il s'agit d'une représentation bien adaptée pour visualiser les modes de fonctionnement de la machine (évoqués précédemment au paragraphe 2.1), car nous avons vu que les zones étaient partagées par les valeurs nulles de hauteur et de couple. Un exemple de cette représentation issu des travaux de Farman [FA73] est donné figure 2.5.

Le réseau de courbes correspond ici à des valeurs constantes de hauteur (lignes pleines) et de couple (lignes pointillées). Les valeurs données sur ce graphe sont exprimées en pourcentages de la grandeur nominale (hauteur nominale H_N ou couple nominal C_N).

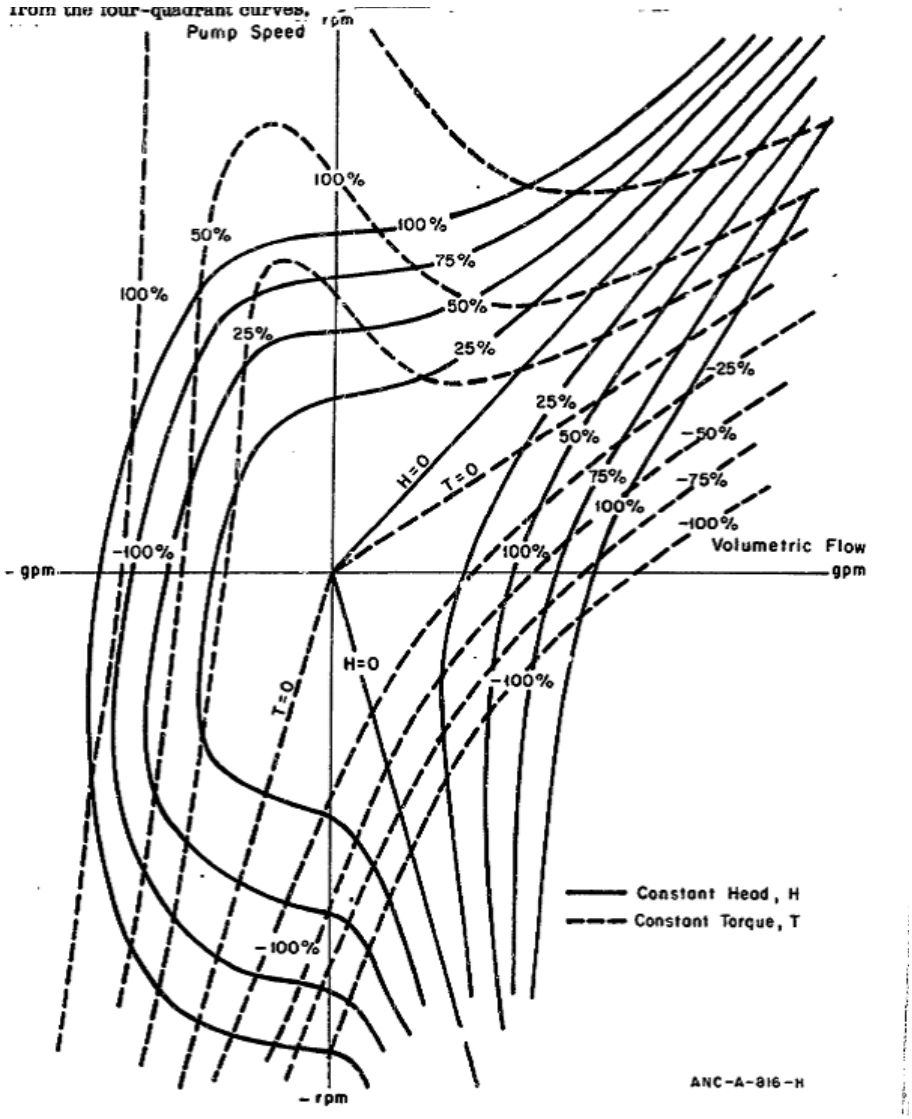


FIGURE 2.5 – Représentation en isovaleurs de la hauteur et du couple (Farman [FA73])

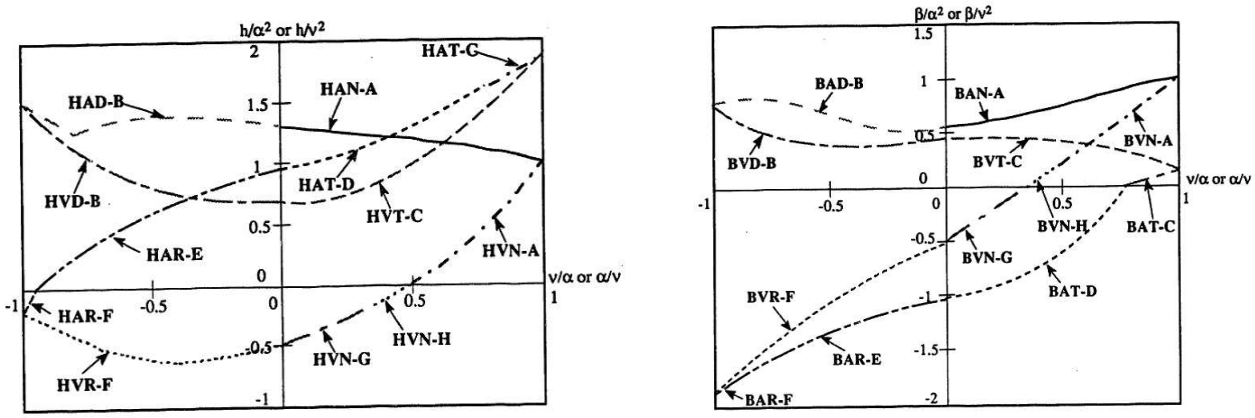
2.2.2 Représentation en courbes homologues

Il s'agit de la présentation traditionnelle anglo-saxonne, qui est aussi celle utilisée dans le modèle non-prédictif de pompe du code CATHARE (modèle dit 0D, demandant les cartes de performance en données d'entrée). Un premier exemple a été présenté en figures 1.12 et 1.13 au chapitre précédent. Un autre exemple issu de Bollinger [BSAB93] est proposé ci-dessous en figure 2.6.

Les grandeurs h, β, α et ν qui apparaissent dans cette représentation ont été préalablement adimensionnalisées par rapport à leur valeur au point nominal de fonctionnement (hauteur, couple, vitesse de rotation et débit pris au point de design : H_N, C_N, N_N et Q_N). Elles sont dites "grandeurs réduites".

Hauteur réduite $h = \frac{H}{H_N}$
Couple réduit $\beta = \frac{C}{C_N}$
Vitesse de rotation réduite $\alpha = \frac{N}{N_N}$
Débit réduit $\nu = \frac{Q}{Q_N}$

L'axe vertical correspond à la grandeur homologue (hauteur homologue dans le cas de la courbe de performance de hauteur et couple homologue dans le cas de la performance de couple). L'axe horizontal correspond au débit homologue.



(a) Hauteur

(b) Couple

FIGURE 2.6 – Courbes homologues de hauteur et de couple (Bollinger [BSAB93])

Une subtilité de cette représentation réside dans le fait que la définition des grandeurs de chaque axe peut varier en fonction du point de fonctionnement dans lequel la machine se trouve (sous-débit ou sur-débit). Ces situations sont distinguées en définissant plusieurs "octants" de fonctionnement. Ces octants sont présentés au sein du tableau 2.1 ci-après. Ils correspondent à des demi-quadrants, les quadrants étant eux-mêmes définis suivant le sens du débit et de la vitesse de rotation, comme expliqué à la section 2.1 précédemment. La séparation d'un quadrant en deux octants se fait par la valeur du ratio de la vitesse de rotation réduite et du débit réduit : $\frac{\alpha}{\nu}$. Si ce ratio est plus grand que 1, cela signifie que la machine se situe en fonctionnement en sous-débit (octants impairs) et dans ce cas on adopte l'inverse de ce ratio comme valeur de débit homologue ($\frac{\nu}{\alpha}$), ce qui permet de conserver un intervalle [-1 ;1] pour les valeurs manipulées en abscisse. Au contraire, si ce ratio est plus petit que 1, cela signifie que la machine se situe en fonctionnement en sur-débit (octants pairs) et dans ce cas on adopte directement ce ratio comme valeur de débit homologue.

Voici ci-après, les grandeurs homologues correspondant à chaque octant résumées dans le tableau 2.1 suivant avec leurs notations anglo-saxonnes associées, pour les quatre quadrants de fonctionnement. Les appellations "HAN, HVN, HAD, HVD, HAT, HVT, HAR et HVR" pour la hauteur et "BAN, BVN, BAD, BVD, BAT, BVT, BAR et BVR" pour le couple sont utilisées dans les représentations 4-quadrants pour désigner chaque portion des courbes de performance correspondant à chaque octant considéré. La grille de lecture de ces notations est la suivante :

— H et B désignent respectivement les performances de hauteur et de couple (H $\longleftrightarrow h$ et B $\longleftrightarrow \beta$)
— A et V désignent respectivement les dénominateurs des grandeurs homologues considérées, ce qui revient à regarder le caractère pair ou impair de l'octant (A $\longleftrightarrow \alpha$ et V $\longleftrightarrow \nu$)
— N, D, T et R désignent respectivement les quadrants de fonctionnement dans lesquels se trouve la machine (N $\longleftrightarrow$ "normal, 1er quadrant", D $\longleftrightarrow$ "dissipation, 2ème quadrant", $\longleftrightarrow$ "turbine, 3ème quadrant" et R $\longleftrightarrow$ "reverse, 4ème quadrant"). On notera que les noms "normal", "dissipation", "turbine" et "reverse" correspondent au mode de fonctionnement d'intérêt principal rencontré dans le quadrant considéré, mais on a vu précédemment que ce ne sont pas les seuls modes de fonctionnement physiques rencontrés dans les quadrants (voir section 2.1).

Quadrant	Octant	Variable NUALF	Hauteur homologue	Couple homologue
$\nu \geq 0.$ $\alpha \geq 0.$	1	$0. \leq \frac{\nu}{\alpha} \leq 1.$	$\frac{h}{\alpha^2}$=HAN	$\frac{\beta}{\alpha^2}$=BAN
	2	$0. \leq \frac{\alpha}{\nu} \leq 1.$	$\frac{h}{\nu^2}$=HVN	$\frac{\beta}{\nu^2}$=BVN
$\nu < 0.$ $\alpha \geq 0.$	3	$0. \leq -\frac{\nu}{\alpha} \leq 1.$	$\frac{h}{\alpha^2}$=HAD	$\frac{\beta}{\alpha^2}$=BAD
	4	$0. \leq -\frac{\alpha}{\nu} \leq 1.$	$\frac{h}{\nu^2}$=HVD	$\frac{\beta}{\nu^2}$=BVD
$\nu < 0.$ $\alpha < 0.$	5	$0. \leq \frac{\nu}{\alpha} \leq 1.$	$\frac{h}{\alpha^2}$=HAT	$\frac{\beta}{\alpha^2}$=BAT
	6	$0. \leq \frac{\alpha}{\nu} \leq 1.$	$\frac{h}{\nu^2}$=HVT	$\frac{\beta}{\nu^2}$=BVT
$\nu \geq 0.$ $\alpha < 0.$	7	$0. \leq -\frac{\nu}{\alpha} \leq 1.$	$\frac{h}{\alpha^2}$=HAR	$\frac{\beta}{\alpha^2}$=BAR
	8	$0. \leq -\frac{\alpha}{\nu} \leq 1.$	$\frac{h}{\nu^2}$=HVR	$\frac{\beta}{\nu^2}$=BVR

TABLE 2.1 – Grandeurs homologues et notations anglo-saxonnes associées

Le principe de la représentation en courbes homologues repose sur la théorie des lois de similitude pour les turbomachines (Stepanoff [Ste61], Gülich [Gul14], Guidez [Gui78]). Ces lois permettent, via des rapports de réduction ou de multiplication, de concevoir une nouvelle roue de pompe à partir d'une roue existante. Dans le cas qui nous intéresse ici, c'est-à-dire pour une roue de pompe donnée, les lois permettent de déterminer un point de fonctionnement dit "en similitude" par rapport au point initial, à une vitesse de rotation différente. Dans ce cas particulier, les lois liant respectivement le débit, la hauteur et la puissance à la vitesse de rotation s'écrivent ainsi (équations 2.1 à 2.3) :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \tag{2.1}$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \tag{2.2}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \tag{2.3}$$

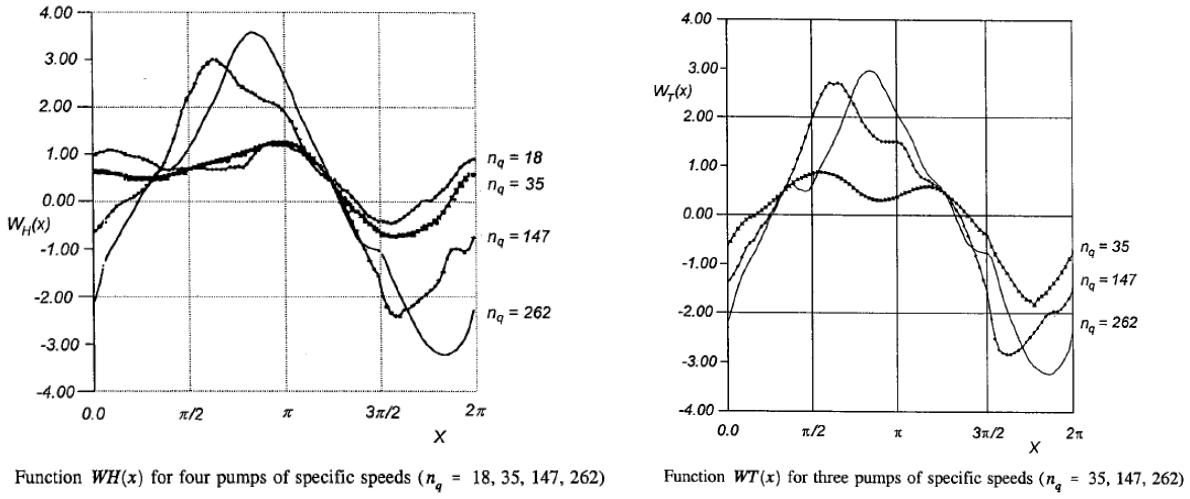
En ramenant l'équation 2.3 en terme de couple plutôt que de puissance, on obtient l'équation 2.4. Elle sera plus utile sous cette forme étant donné le fait que l'on a pu voir que les courbes de performance souvent manipulées sont la hauteur et le couple, ce qui sera également le cas au cours du chapitre 4 traitant de la validation de ces travaux de thèse.

$$\frac{C_2}{C_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \tag{2.4}$$

Ces lois de similitude proviennent de l'étude de groupements adimensionnels établis à partir du théorème de Vaschy-Buckingham [Vas92]. Par le nombre de grandeurs physiques en jeu et le nombre de grandeurs fondamentales parmi celles-ci, on sait donner le nombre de produits sans dimension que l'on peut former. Ainsi sont obtenues les définitions de la vitesse spécifique $N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}$ et du diamètre spécifique $D_s = \frac{D(gH)^{1/4}}{\sqrt{Q}}$ (Guidez [Gui78]).

2.2.3 Représentation par les paramètres de Suter

Cette représentation est adaptée pour étudier les performances de plusieurs machines simultanément, notamment afin d'analyser l'effet de la vitesse spécifique notée N_s ou N_q (Ramos et Borga [RB99], Ayder et al [AOI+09], Giljen et al [GNC16]). C'est ce que l'on peut observer sur la figure 2.7 issue des travaux de Lahssuny et Jedral [LJ04], représentant les performances de hauteur et de couple pour plusieurs pompes de vitesses spécifiques allant de 18 (machine très radiale) à 262 (machine très axiale, voir chapitre 1 section 1.3).



(a) Hauteur (b) Couple

FIGURE 2.7 – Représentation de Suter utilisée dans les travaux de Lahssuny et Jedral [LJ04]

Travailler avec les paramètres de Suter [Sut66] nécessite les définitions suivantes : x est la variable représentée en abscisses, WH et WT sont respectivement les fonctions représentant la hauteur et le couple. Comme précédemment, h, β, α et ν sont la hauteur, le couple, la vitesse de rotation et le débit réduits.

$$x = \pi + \arctan(\frac{\nu}{\alpha}) \tag{2.5}$$

$$WH(x) = \frac{h}{\alpha^2 + \nu^2} \tag{2.6}$$

$$WT(x) = \frac{\beta}{\alpha^2 + \nu^2} \tag{2.7}$$

Les fonctions WH et WT sont définies entre 0 et 2π. On notera en particulier que les valeurs des performances en $x = 0$ et en $x = 2\pi$ doivent être identiques pour assurer une bonne continuité du comportement physique de la machine au point de fonctionnement à débit nul et rotation inverse. Si ce n'est pas le cas, cela traduit une mauvaise construction des courbes de performance 4-quadrants de la machine.

En parcourant l'abscisse x entre 0 et 2π, on peut identifier les autres points particuliers suivants :
- En $x = \pi/2$, on trouvera le point à rotor bloqué (ie. vitesse de rotation nulle) et débit inverse (ie. débit négatif)
- En $x = \pi$, on trouvera le point à débit nul et rotation directe (ie. rotation positive)
- En $x = 3\pi/2$, on trouvera le point à rotor bloqué débit direct (ie. débit positif)

Dans le cadre de ces travaux de thèse, deux types de représentation des performances sont utilisés :
- La représentation en hauteur et couple homologues (cf. paragraphe 2.2.2) sert dans le cadre de la construction des modèles de pertes. En effet, les points particuliers (débit homologue nul à rotation directe ou inverse, vitesse de rotation nulle à débit direct ou inverse...etc) sont facilement identifiables avec ce type de tracé, et l'établissement de corrélations entre hauteur et couple homologues et la vitesse spécifique en est facilité.
- La représentation en isovaleurs de vitesse de rotation est utilisée dans la partie de qualification du modèle (chapitre 4).

2.3 Phénomènes physiques intervenant dans une pompe rotodynamique

2.3.1 Accélération centrifuge

L'accélération centrifuge que la rotation de la roue donne au fluide est la partie que l'on souhaite récupérer sous forme de pression à la sortie de la machine. Elle dépend de la vitesse de rotation ω et du rayon R auquel se situe la particule fluide. L'expression de l'accélération centrifuge en $-R\omega^2$ est étudiée en détails au chapitre suivant (paragraphe 3.2.3).

Le schéma proposé en figure 2.8 ci-après illustre les principaux phénomènes intervenant au sein d'une pompe rotodynamique. On y distingue l'accélération centrifuge et l'accélération de Coriolis subies par la particule fluide considérée, ainsi que des phénomènes de pertes ou de changement de phase (cavitation) qui peuvent exister dans la machine.

2.3.2 Accélération de Coriolis

Même au point nominal de fonctionnement il existe une déviation de l'écoulement en sortie de roue principalement due à l'effet de l'accélération de Coriolis et à la présence d'un nombre fini d'aubes directrices. L'angle moyen adopté par l'écoulement en sortie de roue est légèrement différent de l'angle géométrique des aubes (dit aussi angle métal). Ceci est dû à la circulation relative du fluide entre les aubes de la roue. Plusieurs modèles de déviation ont été développés depuis le début du XXème siècle

(Stodola [Sto27], Stanitz [Sta52b], Wiesner [Wie67], Qiu [QJZA11]...), ils seront présentés au chapitre suivant.

Le phénomène de déviation est aussi appelé glissement dans la littérature associée aux pompes, cependant nous utiliserons le terme déviation afin d'éviter la confusion avec le glissement entre phases liquide et vapeur en situation d'écoulement diphasique.

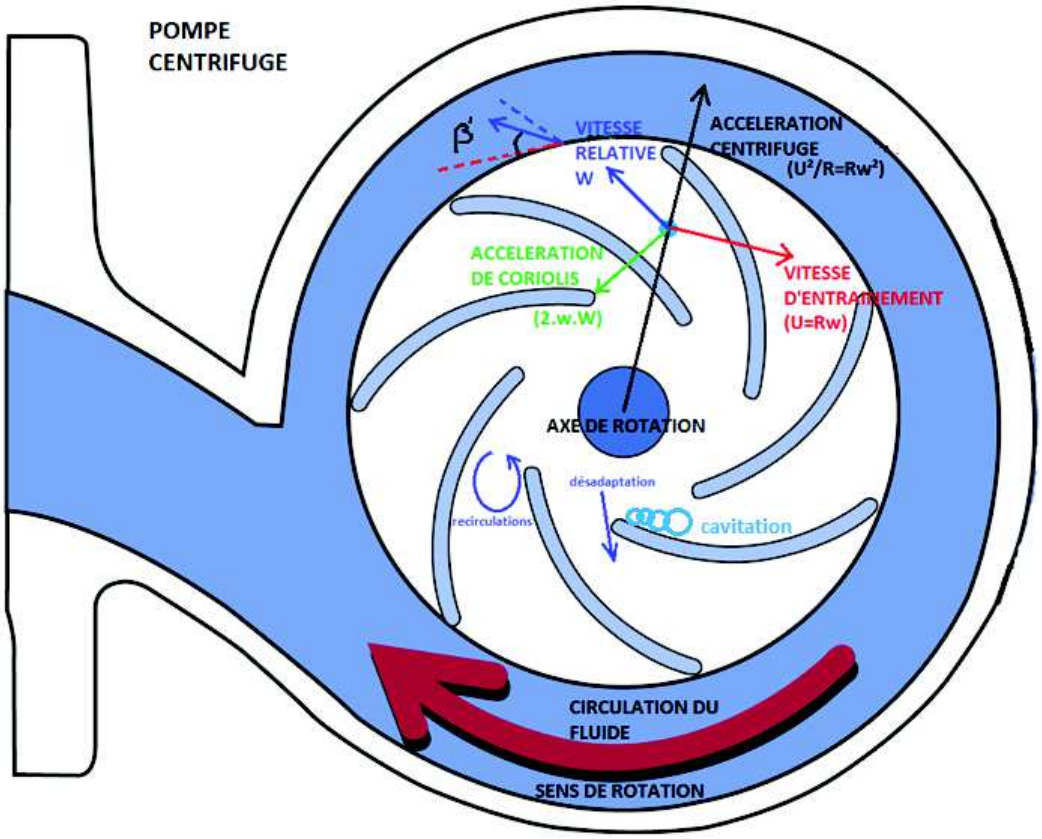


FIGURE 2.8 – Phénomènes intervenant dans la roue mobile

2.3.3 Pertes

Il existe plusieurs types de pertes pouvant intervenir dans une pompe :
- pertes régulières (frottement à la paroi)
- pertes par désadaptation (appelées parfois par "choc", liées à l'angle d'attaque du fluide sur les aubes en entrée de roue et de diffuseur)
- pertes par recirculations (boucles de recirculation dans les canaux inter-aubes, principalement à bas débit)
- pertes par diffusion dans la volute (élargissement de la section de passage)
- pertes par mélange (regroupement de plusieurs zones de l'écoulement ayant initialement un comportement différent)
- débit de fuite (recirculation d'une partie de l'écoulement depuis la sortie de roue vers l'entrée entre la flasque avant -si elle existe- et le corps de pompe)

Des corrélations permettant de tenir compte de ces phénomènes ont été utilisées ou développées au cours de cette thèse afin de représenter le comportement de la machine au point nominal mais aussi hors-adaptation. Ces corrélations sont présentées au chapitre suivant (section 3.2).

2.4 Echelles de modèles de pompe rotodynamique prédictifs existant dans la littérature

2.4.1 Modélisation entrée-sortie

Il s'agit d'utiliser les équations d'Euler donnant la hauteur et le couple hydraulique en fonction de la vitesse de rotation et du débit, et de les associer à des corrélations permettant de tenir compte de la déviation (représentant les effets de l'accélération de Coriolis) et des pertes (frottement régulier, désadaptation, recirculations, diffusion, mélange, fuites).

Ce type de modélisation repose sur l'utilisation des triangles des vitesses en entrée et sortie de roue (seulement en sortie si on ne tient pas compte de la pré-rotation). Ils sont décrits ci-après.

Avec ce type de modélisation, on ne s'intéresse pas à ce qu'il se passe à l'intérieur des éléments de la pompe. C'est ce que l'on peut appeler un modèle ponctuel (il n'y a pas de maillage à définir).

Triangle des vitesses

A tout instant et tout au long de la roue, la relation vectorielle suivante liant la vitesse absolue $\vec{V}$, la vitesse d'entrainement $\vec{U}$ (vitesse du solide) et la vitesse relative $\vec{W}$ est vérifiée :

$$\boxed{\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}} \tag{2.8}$$

Cette relation peut être représentée graphiquement sous la forme d'un triangle des vitesses. Pour l'étude des pompes rotodynamiques, ce sont en particulier les triangles des vitesses d'entrée (indice 1) et de sortie (indice 2) qui sont importants (voir figure 2.9).

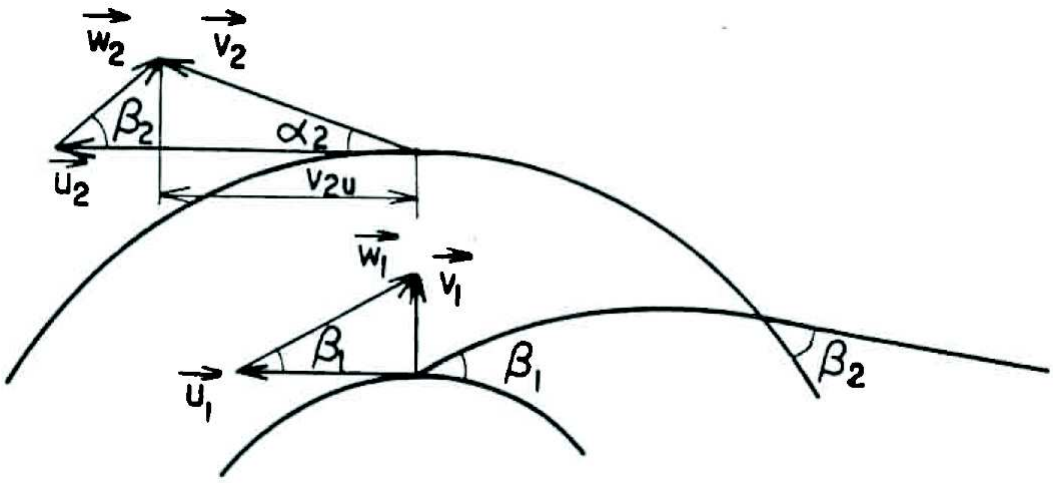


FIGURE 2.9 – Triangle des vitesses d'entrée et de sortie

α et β représentent respectivement l'angle existant entre la vitesse d'entrainement ($\vec{U}$) et la vitesse absolue ($\vec{V}$), et celui existant entre l'opposé de la vitesse d'entrainement ($-\vec{U}$) et la vitesse relative ($\vec{W}$).

Cette relation vectorielle définissant le triangle des vitesses reste vraie dans le cas des pompes hélico-centrifuges, pour lesquelles la sortie de roue n'est pas radiale (gamme des hautes vitesses spécifiques, voir section 1.3 du chapitre 1). Dans ce cas, les vecteurs vitesse relative et vitesse absolue possèdent une composante axiale en plus de leurs composantes radiales et tangentielles représentées en figure 2.9.

Présentation de la théorie d'Euler

La principale référence utilisée pour rédiger ce paragraphe est le livre de Stepanoff *Pompes centrifuges et pompes hélices* publié par Dunod en 1961 [Ste61].

Extrait de [Ste61] : "On obtient une expression de la hauteur théorique d'une pompe centrifuge en appliquant le théorème du moment cinétique à la masse de liquide traversant les canaux de la roue. Ce théorème énonce que la variation de moment cinétique par unité de temps d'un corps par rapport à son axe de révolution est égale au couple résultant sur cet axe des forces appliquées à ce corps."

Mathématiquement, cela s'écrit :

$$C_h = \frac{dm}{dt}(R_2 V_2 \cos\alpha_2 - R_1 V_1 \cos\alpha_1) \tag{2.9}$$

C_h est le couple hydraulique. $V \cos\alpha$ est la composante tangentielle de la vitesse absolue (indice 1 pour l'entrée et 2 pour la sortie). $\frac{dm}{dt}$ est le débit massique traversant la roue et vaut ρQ. En remplaçant cela dans l'équation et en faisant apparaître la vitesse de rotation, on obtient :

$$C_h = \frac{\rho Q}{\omega}(\omega R_2 V_{T2} - \omega R_1 V_{T1}) \tag{2.10}$$

ωR est la vitesse d'entrainement U. De plus, si on souhaite représenter le couple spécifique (indépendant de la masse volumique), il faut diviser par ρ. On obtient donc l'expression du couple spécifique théorique d'Euler :

$$\boxed{\Gamma_h = \frac{Q}{\omega}(U_2 V_{T2} - U_1 V_{T1})} \tag{2.11}$$

Pour obtenir l'expression de la hauteur, on reprend l'équation 2.10, que l'on multiplie par la vitesse de rotation :

$$\omega C_h = \rho Q(\omega R_2 V_{T2} - \omega R_1 V_{T1}) \tag{2.12}$$

ωC_h est la puissance apportée au fluide. En l'absence de pertes, c'est aussi la puissance disponible d'une pompe idéale : $\rho Q g H$. En remplaçant dans l'équation cela donne :

$$\rho Q g H = \rho Q(U_2 V_{T2} - U_1 V_{T1}) \tag{2.13}$$

En simplifiant par ρQ et en divisant par g on trouve l'expression de la hauteur théorique d'Euler :

$$\boxed{H = \frac{1}{g}(U_2 V_{T2} - U_1 V_{T1})} \tag{2.14}$$

Si le fluide entre dans la roue sans composante tangentielle (selon un rayon pour une pompe radiale et parallèlement à l'axe pour une pompe axiale), c'est-à-dire que $V_{T1} = 0$, alors la hauteur théorique d'Euler s'écrit :

$$H = \frac{U_2 V_{T2}}{g} \tag{2.15}$$

En prenant cette expression, on peut montrer que la caractéristique hauteur-débit donnée par l'équation d'Euler en absence de prérotation est une droite. En effet, d'après le triangle des vitesses de sortie de roue :

$$V_{T2} = U_2 - W_{T2} = U_2 - W_2 \cos\beta_2 \tag{2.16}$$

or

$$W_2 = \frac{V_{m2}}{\sin \beta_2} \tag{2.17}$$

donc

$$H = \frac{U_2}{g}\left(U_2 - \frac{V_{m2}}{\tan \beta_2}\right) \tag{2.18}$$

et comme la vitesse méridienne V_{m2} est proportionnelle au débit Q via la relation $Q = V_{m2}S_{m2}$, S_{m2} étant l'aire de la section normale à V_{m2}, on obtient :

$$\boxed{H = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 Q}{g S_{m2} \tan \beta_2}} \tag{2.19}$$

La pente de cette droite dépend de la valeur de l'angle β_2.

En présence de prérotation en entrée de roue, le terme $\frac{1}{g}U_1 V_{T1}$ de la hauteur théorique d'Euler est non nul. En suivant le même cheminement que précédemment, on trouve son expression :

$$\frac{1}{g}U_1 V_{T1} = \frac{U_1^2}{g} - \frac{U_1 Q}{g S_{m1} \tan \beta_1} \tag{2.20}$$

Quand la prérotation est de sens opposé à la rotation de la roue (si $U > 0$ alors $V_{T1} < 0$), le terme $\frac{1}{g}U_1 V_{T1}$ devient additif et augmente la hauteur théorique.

Déviation et pertes

Les équations d'Euler seules ne suffisent pas pour prédire correctement les performances réelles d'une pompe, elles donnent seulement accès aux performances théoriques.

Dans un premier temps, un modèle de déviation affectant l'angle adopté par le fluide en sortie de roue β_2 doit être appliqué afin d'obtenir les performances dites "internes", alors plus faibles que les performances théoriques. La modification de la valeur de l'angle relatif de sortie de roue β_2 revient à corriger la trajectoire moyenne du fluide dans le canal inter-aubes de la roue, principalement en conséquence de l'accélération de Coriolis. Ce modèle de déviation affecte simultanément la performance de couple et la performance de hauteur via les équations d'Euler qui dépendent de β_2. Cependant ce phénomène est à différencier d'une perte car la modification de l'angle de sortie du fluide a aussi une influence sur le couple hydraulique nécessaire à la création de la hauteur : on génère moins de hauteur mais on consomme aussi moins de puissance (voir figure 2.10 ci-après).

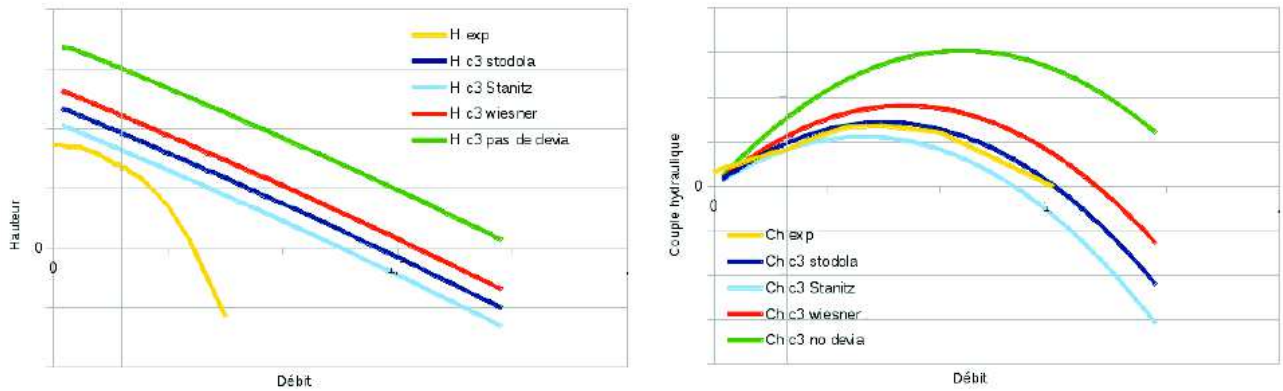


FIGURE 2.10 – Effet de la déviation sur les courbes d'Euler (divers modèles de la littérature testés sur une pompe centrifuge)

Ensuite, des pertes intervenant dans les différentes parties de la pompe doivent être prises en compte sous la forme d'une perte de hauteur totale (ΔH), affectant seulement la performance de hauteur. Elles traduisent l'effet des frottements, de l'incidence du fluide et de l'évolution de la section de passage. Cette perte de hauteur totale est soustraite à la hauteur calculée par l'équation d'Euler. Seule la performance de hauteur est affectée par les modèles de pertes.

Même si le sujet de la prédiction des performances d'une pompe en utilisant une méthode entrée/sortie n'est pas nouveau (Stodola [Sto27], Stanitz [Sta52b]), certains travaux récents investiguent encore ce domaine en proposant des améliorations des coefficients de pertes ou des corrélations de déviation (Kara Omar et al [KOKL17], El Naggar [EN13], Ji et al [JZR$^+$10]). Cela consiste la plupart du temps à tenter d'élargir la plage de validité des modèles en termes de débit (fonctionnement off-design) et de géométries de roue.

2.4.2 Méthodes de type Through-Flow

Ce type de modélisation est utilisé pour appréhender les principaux phénomènes intervenant au sein d'un canal inter-aubes en deux dimensions. Dixon et Hall décrivent les méthodes de type Through-Flow dans *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Elsevier, 2014 [DH14]. Pour les calculs de type Through-Flow, l'écoulement est supposé permanent dans les deux repères de référence (fixe et mobile) et axisymétrique. Trois stratégies principales peuvent être mises en place pour résoudre ce type de problèmes Through-Flow : utilisation d'une fonction de courant, de différences finies (comme illustré en figure 2.11), ou d'équations de courbure de la ligne de courant (voir figure 2.12).

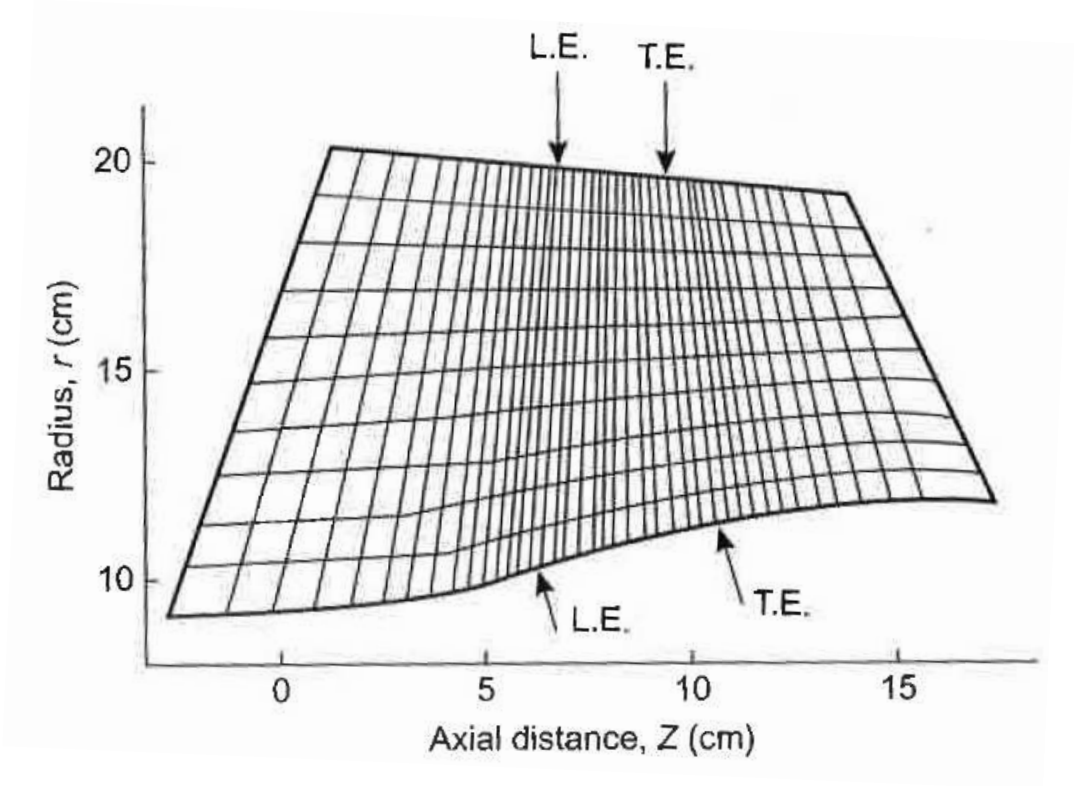


FIGURE 2.11 – Différences finies (Macchi [Mac85])

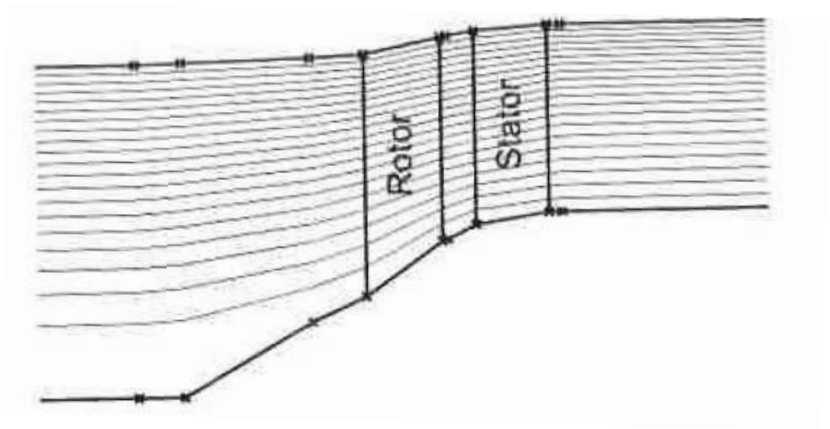


FIGURE 2.12 – Equations de courbure de la ligne de courant (Dixon et Hall [DH14])

Les premières études menées avec cette méthode Through-Flow datent des années 70-80 (Dring et Joslyn [DJ85], Dring et Oates [DO89]). Les calculs Through-Flow sont encore d'actualité, et sont souvent validés par rapport à des calculs plus fins (mais aussi plus couteux) comme on peut le voir avec les travaux de Casey et Robinson [CR10] (en figure 2.13 et de Benichou et al [BDB$^+$19]) (en figure 2.14). La grandeur tracée en figure 2.13 est la composante méridienne de la vitesse (notée C_m dans les travaux de Casey [CR10], exprimée en m/s). La grandeur tracée en figure 2.14 est la composante axiale de la vitesse rapportée à une vitesse de référence.

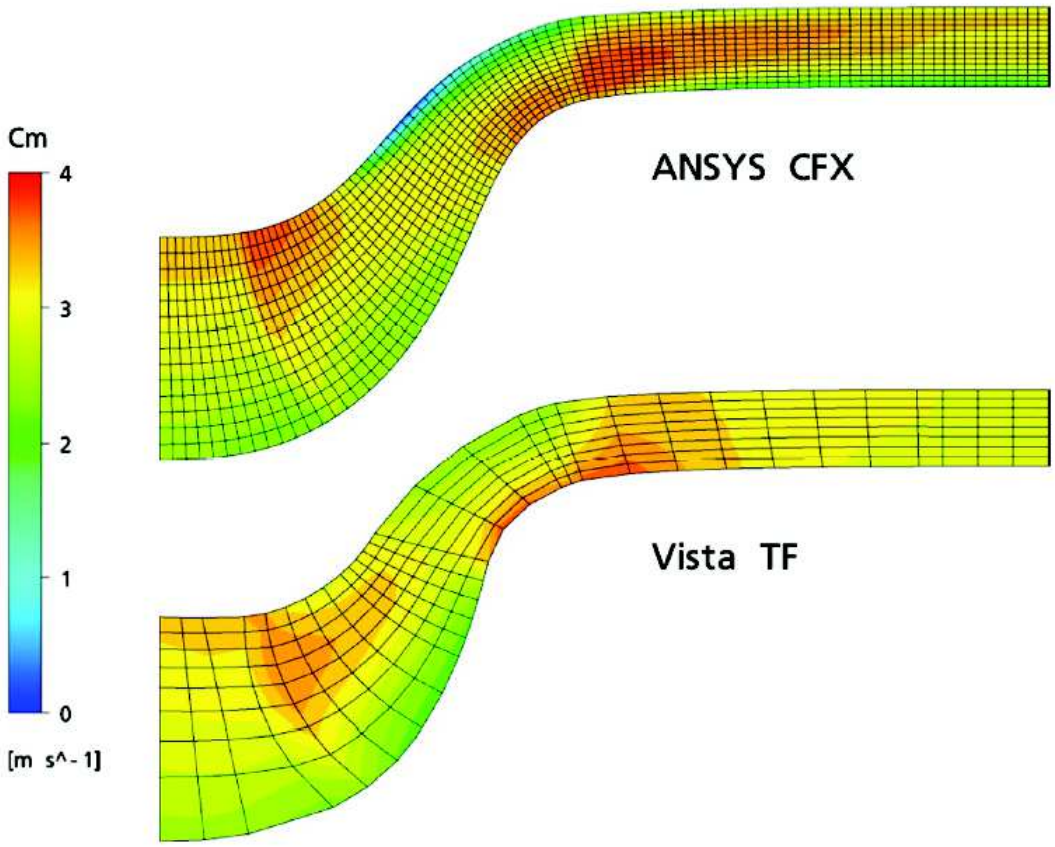


FIGURE 2.13 – Comparaison Through-Flow vs CFD pour une pompe hélico-centrifuge (Casey et Robinson [CR10])

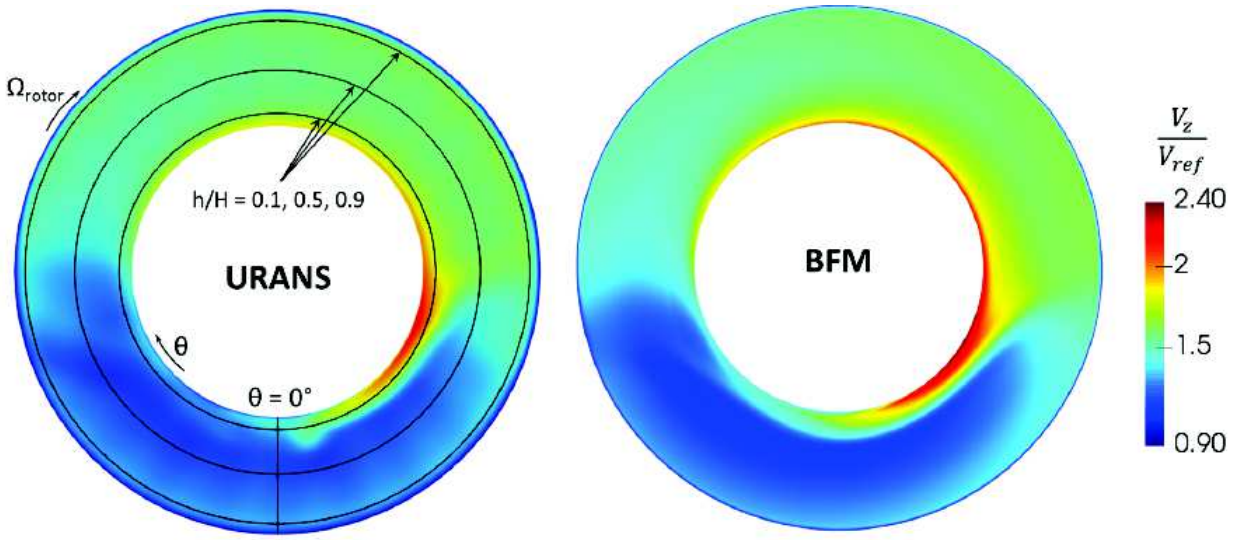


FIGURE 2.14 – Comparaison Through-Flow -noté BFM pour Body Force Modeling- vs CFD URANS pour un ventilateur (Benichou et al [BDB+19])

On peut voir sur les deux figures précédentes que la méthode Through permet d'approcher les résultats de calculs CFD de façon assez satisfaisante, avec un temps de calcul 40 fois plus faible dans le cas des travaux de Benichou et al [BDB+19].

Cette méthode Through-Flow trouve notamment son utilité dans le cas d'études de machines multi-étagées pour lesquelles des calculs plus fins seraient très chronophages. L'application à une turbine à gaz industrielle composée de 4 étages tournants par Petrovic et Wiedermann [PW13], voir figure 2.15, est un exemple de modélisation de machine multi-étagée avec cette méthode. Chaque étage est constitué d'une partie mobile (une roue, ou rotor) et d'une partie fixe (diffuseur, ou stator).

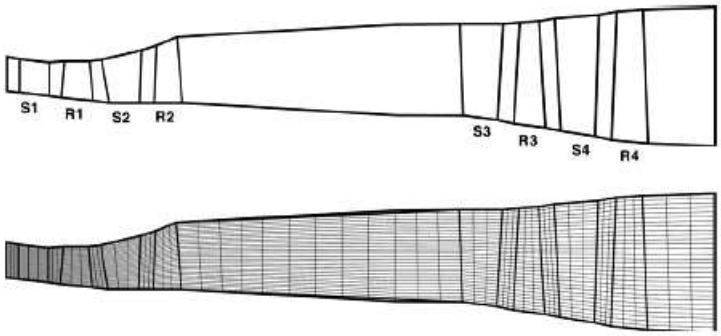


FIGURE 2.15 – Application de la méthode Through-Flow à une turbine à gaz industrielle composée de 4 étages tournants (Petrovic et Wiedermann [PW13])

D'après les travaux qui ont pu être examinés dans la littérature, il semble que la méthode Through-Flow soit plus couramment utilisée dans le domaine des machines tournantes fonctionnant au gaz (fluide compressible monophasique), du type turbines à gaz multi-étagées, ventilateurs et compresseurs. Cette méthode est rarement appliquée dans le domaine des pompes, où les machines sont le plus souvent mono-étagées.

2.4.3 Modélisation 3D locale de type Computational Flow Dynamics

Les modélisations de type CFD reposent sur la définition précise de la géométrie de la machine. Les zones où circule le fluide sont maillées finement (plusieurs centaines de milliers à plusieurs millions de mailles) et l'écoulement est résolu dans les trois directions.

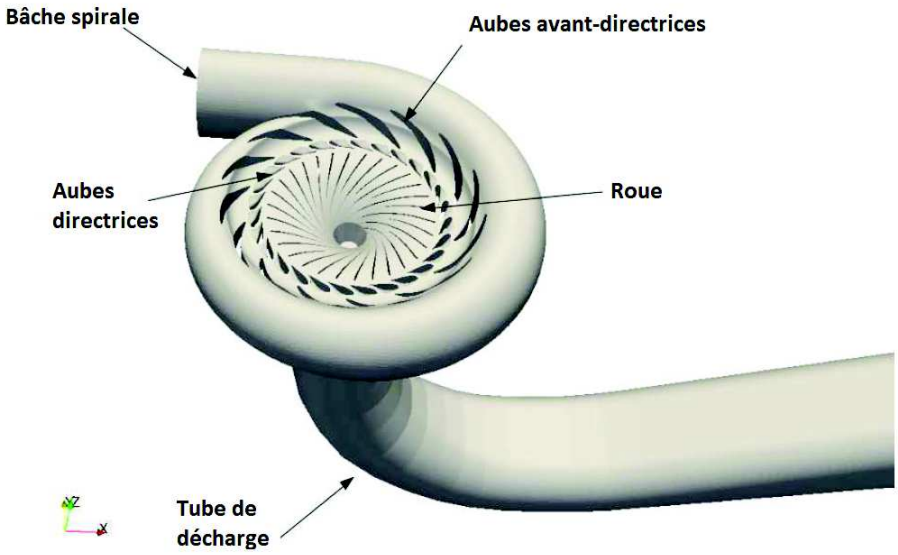


FIGURE 2.16 – Turbine Francis modélisée avec Code_Saturne (Tonello et al [TEdLdMF17])

Il existe plusieurs types de calculs CFD, que l'on peut associer à une échelle de finesse de la résolution : les calculs RANS qui sont les plus grossiers et qui sont ceux largement utilisés dans le domaine des turbomachines ; les calculs LES (Large Eddy Simulation) et les calculs DNS (Direct Numerical Simulation) pour lesquels les équations de transport sont résolues directement sans nécessiter de loi de fermeture.

Dans le cas de la CFD RANS, le système d'équations est fermé par l'utilisation d'un modèle de turbulence. Le choix du modèle de turbulence peut avoir une influence importante sur les résultats de simulations obtenus (Deniz et al [DRC18], Casartelli et al [CMRS19]). Dans leurs travaux, Casartelli et al [CMRS19] testent trois modèles de turbulence appliqués au cas d'une turbine : le modèle SST k-ω, le modèle k-ϵ et le modèle EARSM qui a la particularité de capter le caractère anisotropique de la turbulence. Ce dernier semble mieux restituer les différentes configurations de l'écoulement en fonction de la position des aubes directrices que les autres modèles.

L'utilisation de modélisations de type CFD est croissante dans le domaine des machines hydrauliques ou de la thermohydraulique, cependant quelques contraintes sont associées à l'utilisation de cette échelle de modélisation :

— un temps de calcul important -pouvant atteindre plusieurs semaines- même pour représenter des objets de petite taille, principalement dû à la finesse du maillage utilisé (quelques millions à quelques dizaines de millions de mailles pour une machine tournante). Ce temps de calcul s'accroît lorsque l'on souhaite résoudre l'écoulement en régime instationnaire et encore davantage en situations diphasiques (plus d'équations à résoudre).

— des techniques expérimentales plus poussées sont à développer pour permettre de réaliser des mesures très locales et qualifier les calculs CFD à cette échelle. Souvent, les données

expérimentales disponibles pour la qualification restent les grandeurs globales entrée/sortie pompe, ce qui ne permet pas de qualifier le comportement à l'intérieur de la machine. Quelques récentes tentatives de mesures locales de taux de vide dans la roue d'une pompe centrifuge en rotation s'avèrent cependant intéressantes (Bieberle et Schafer [BSNH15], [BSNH16], [SBNH15]).

Les codes de calcul CFD couramment utilisés dans le domaine des turbomachines sont ANSYS CFX (logiciel commercial, Couzinet et al [CGPL11]), Numeca (logiciel commercial, Hernandez-Rossette et al [Her08], Grosvenor et al [Gro15]), StarCCM+ (logiciel commercial, El Saied [ES18]), OpenFOAM (open source, Stens et Riedelbauch [SR16]), Code Saturne (applications monophasiques, développé par EDF, Tonello [TEdLdMF17]), Neptune-CFD (applications diphasiques, développé par EDF et le CEA, Pérez Manes et al [MEV$^+$14], Mérigoux et al [MLM$^+$15]). La NASA a également développé plusieurs codes de calcul CFD pour les applications turbomachines (GRAPE, RVCQ3D, TCGRID, SWIFT et CSTALL [Chi06]).

La grande majorité des codes de calcul CFD est basée sur un système d'équations représentant un fluide homogène, avec lequel il n'est pas possible de modéliser les déséquilibres thermiques et mécaniques entre les phases (ie. différences de températures et de vitesses). Parmi les codes cités, le code Neptune-CFD résout un système d'équations dit bi-fluide, représentant le comportement des deux phases en présence, chacune possédant son propre bilan de masse, de quantité de mouvement et d'énergie (voir chapitre suivant pour le modèle bi-fluide). Il partage ce caractère bi-fluide avec le code CATHARE, la principale différence entre les deux codes résidant dans l'échelle considérée (locale versus système complet). Tout comme CATHARE, NeptuneCFD a été développé et validé initialement pour des applications en lien avec l'industrie nucléaire. Il trouve cependant des applications dans d'autres domaines mettant en oeuvre des écoulements diphasiques. Il a notamment été récemment appliqué aux déplacements de solides et aux machines tournantes (Benguigui et Laviéville [BL19]). Des couplages système-CFD mettant en oeuvre les deux codes sont possibles pour simuler finement une portion d'un circuit. Cela n'a cependant pas encore été réalisé pour simuler localement une pompe dans une installation. Le couplage a pour le moment été appliqué à des parties fixes d'un circuit (tuyauteries, volumes de fluide).

2.5 Régimes permanents et régimes transitoires

Les calculs de type CFD RANS évoqués précédemment sont un exemple de calculs permanents. Pour les machines tournantes fonctionnant en régime permanent, des hypothèses de modélisation peuvent être faites, comme une hypothèse de symétrie du comportement des canaux inter-aubes par exemple. Dans le cadre de simulations tridimensionnelles, cela permet de réduire la zone hydraulique modélisée (voir chapitre 4, section 4.7) et donc très nettement le temps de calcul associé. Cette solution n'est pas possible si l'on souhaite tenir compte de la contribution de la volute d'une machine, qui n'est pas découpable par le nombre d'aubes de la roue.

Les calculs transitoires peuvent être divisés en deux catégories :

— les calculs instationnaires à temps simulé court, correspondant à la simulation de quelques révolutions de la machine, parfois utilisés en simulations tridimensionnelles pour calculer un point de fonctionnement pour les turbomachines en situation d'écoulement fortement désadapté (CFD URANS).

— les transitoires longs où l'on souhaite étudier le comportement de la machine sur plusieurs secondes de temps simulé. Ces calculs transitoires sont les plus couteux, et on ne peut pas faire d'hypothèse de symétrie dans ce cas. C'est d'autant plus vrai lorsque l'écoulement est

diphasique dans la machine, étant donné le fait que l'on souhaite étudier la répartition de la phase gazeuse au sein de la machine.

Pour les transitoires que l'on pourrait qualifier de très longs (minutes, heures), les machines rotodynamiques ne sont pas modélisées à l'échelle locale CFD. Généralement, des modèles non-prédictifs sont utilisés (carte de performance directement en donnée d'entrée, Zhang [Zha16]) pour l'étude de circuits/réseaux hydrauliques.

2.6 Choix de modélisation fait dans le cadre de cette thèse

2.6.1 Echelle système et calculs temps réel

Dans le contexte des études de sûreté menées pour des réacteurs en cours d'étude ou des réacteurs existants, des simulations du système entier sont entreprises afin de prédire le comportement du réacteur à un évènement initiateur.

Certains transitoires accidentels identifiés concernent directement les pompes, qui peuvent être traversées par un mélange diphasique, entrer en cavitation, gripper ou s'arrêter sur inertie par exemple. De longues séquences accidentelles peuvent être simulées (10 000 secondes voire plus, Tenchine [TPGV12], Fontaine [Fon13]), et l'intérêt est porté sur les effets systèmes induits par le comportement d'un ou plusieurs éléments du circuit.

Ce type de modélisation "échelle système" est celui utilisé dans les simulateurs de centrales nucléaire dits "temps réel". Cela signifie que le temps CPU que le code met à calculer l'écoulement et l'état de chaque élément du système ne dépasse pas le temps écoulé dans le transitoire simulé. C'est une des importantes applications des codes de calcul de thermohydraulique diphasique à l'échelle système, tels que le code CATHARE.

Jusqu'ici, un modèle ponctuel non-prédictif de pompe était l'unique solution de modélisation de ce type de machines dans ce contexte d'étude à l'échelle système (cf. section 1.4.2 du chapitre 1). Son utilisation consistait à renseigner des courbes de performance (cf. section 2.2 du présent chapitre) en données d'entrée et le code se chargeait d'introduire un terme source de quantité de mouvement et un terme source d'énergie en un point du circuit où la pompe était définie.

L'enjeu de cette thèse est de développer un modèle prédictif le plus détaillé possible, respectant les contraintes d'utilisation des codes systèmes évoquées ici, ce qui nous permettra par la suite d'étudier des transitoires à l'échelle d'une installation complète.

2.6.2 Utilisation des connaissances acquises en modélisation des écoulements diphasiques transitoires

Le code de calcul de thermohydraulique à l'échelle système choisi comme support pour accueillir le modèle de pompe prédictif développé au cours de ces travaux de recherche est le code CATHARE-3. Ce code de calcul scientifique est développé, qualifié et utilisé depuis 1979 dans le but de simuler des écoulements transitoires diphasiques dans des systèmes complexes tels que les Réacteurs à Eau Pressurisée (REP, technologie de réacteurs déployée sur le parc nucléaire français), Faydide [FR80], équipe CATHARE [MH89] et Barre [BB90]. Un exemple de transitoire accidentel étudié en sûreté nucléaire, dimensionnant pour le design d'un réacteur à eau pressurisée, est une brèche sur le circuit primaire induisant une dépressurisation et une perte d'inventaire en masse. C'est initialement dans le but de pouvoir simuler ce type de transitoires que le code a été développé et validé.

D'un point de vue modélisation de l'écoulement, un modèle bi-fluide est utilisé, caractérisé par un système de 6 équations (représentant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie pour les deux phases) et résolu selon une discrétisation en 1D, 0D ou 3D. Une centaine de corrélations sont utilisées pour fermer le système d'équations (pour les échanges thermiques, les frottements à la paroi et entre les phases, etc...), lesquelles sont des modèles établis à partir de la littérature ou des expériences menées au CEA. Ces équations seront présentées au chapitre suivant avant d'être adaptées à la modélisation d'une machine tournante. Le schéma numérique est de type implicite pour les éléments 1D et 0D et semi-implicite pour le 3D. La résolution se fait par une méthode itérative de Newton (recherche de solution en approchant la fonction étudiée par sa tangente, et arrêt de la méthode sur un critère de convergence). Le schéma numérique est décalé (au contraire de co-localisé), c'est-à-dire que les variables de type scalaires comme la pression, les enthalpies et le taux de vide sont résolues au centre des mailles, alors que les variables vectorielles sont résolues aux faces (interface entre deux mailles). Selon Gerschenfeld et al [GGF19], ces méthodes sont précises à bas nombre de Mach -ratio de la vitesse du fluide sur la vitesse du son dans le milieu considéré-. Ceci assure une meilleure robustesse du code (Boyer et Olmes [BO17]), mais augmente aussi son caractère diffusif. Le nombre de Mach reste faible la plupart du temps en conditions réacteur, excepté dans le cas d'un transitoire de brèche sur le circuit primaire d'un réacteur à eau pressurisé, au niveau de la brèche seulement, où il est alors nécessaire de calculer un débit critique.

La richesse du code CATHARE réside dans sa vaste base de qualification, dans la centaine de corrélations qui le constituent, mais également dans sa robustesse numérique. Les situations généralement difficiles à traiter d'un point de vue numérique sont celles où une phase tend à disparaître (phases résiduelles) et celles où l'on change de régime d'écoulement. Ce sont donc les cas "limites" et les "transitions" qu'il s'agit de gérer au mieux. Il existe pour cela des raccords numériques judicieusement choisis.

Le code CATHARE est dit "modulaire" car c'est par l'assemblage de modules hydrauliques de type AXIAL (1D, voir figure 2.17), VOLUME (0D) ou THREED (3D, voir figure 2.18) que l'on construit un jeu de données représentant un circuit (voir figure 2.19 ci-après). Les informations décrivant les modules utilisables dans CATHARE sont données dans les documents descriptifs du code [Lav15] [CAT15].

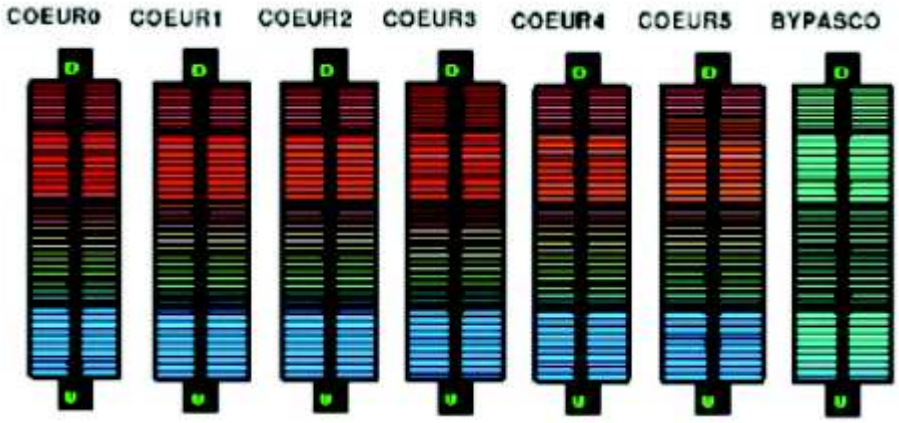


FIGURE 2.17 – Modélisation d'un coeur de réacteur à gaz avec des éléments AXIAUX de CATHARE (Emonot et al [ESGB11]) - les couleurs représentent ici la température

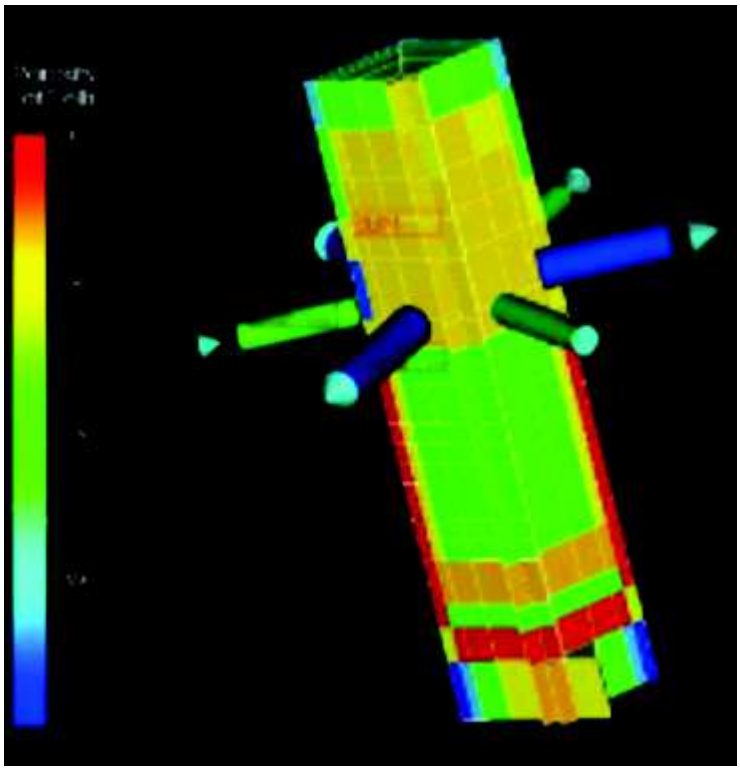


FIGURE 2.18 – Modélisation d'une cuve de réacteur à eau pressurisée avec un élément THREED de CATHARE (Emonot et al [ESGB11])- les couleurs représentent ici la porosité du milieu

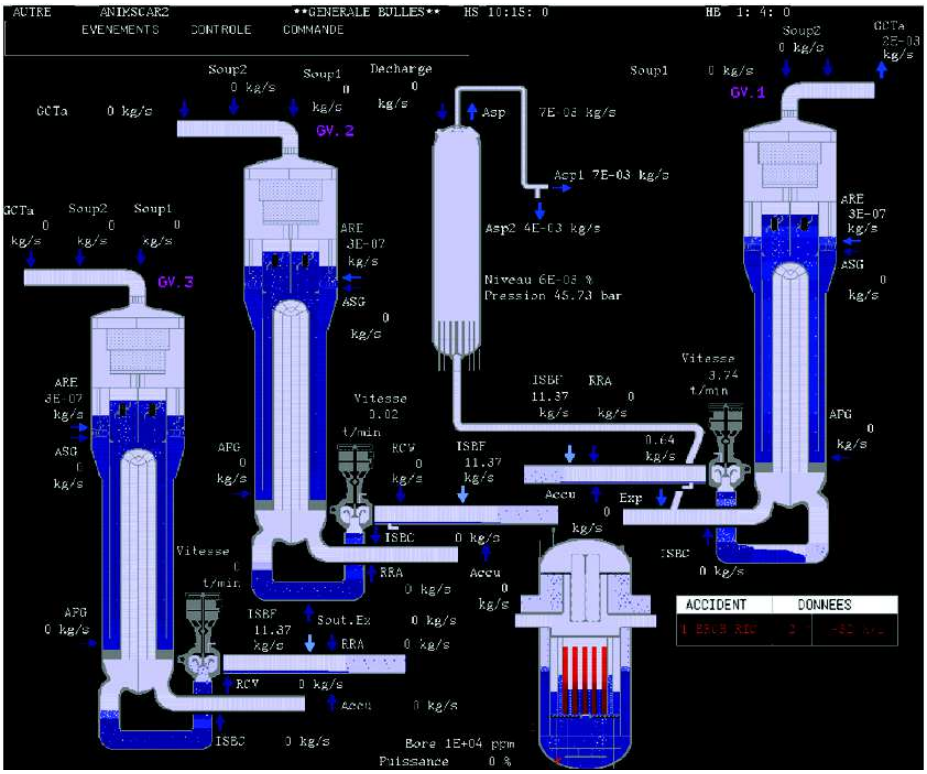


FIGURE 2.19 – Modélisation d'un réacteur à eau pressurisée avec CATHARE (Tenchine et al [Ten12])

Depuis les années 2000, les applications du code sont plus nombreuses : des développements et des travaux de qualification ont été menés afin de pouvoir simuler des circuits en gaz pour les applications Réacteurs rapides à Caloporteur Gaz (RCG, Geffraye et al [Gef05] [GAF$^+$11]) ou cycles de conversion d'énergie de type Brayton notamment (Mauger [MTBR19]), et également des circuits en sodium pour les applications Réacteurs à Neutrons Rapides à caloporteur sodium (RNR-Na, Tenchine et al [Ten12]). Le code a également été développé pour modéliser les circuits de refroidissement de fusées dans lesquels circulent des fluides cryogéniques. Via un couplage avec la librairie de propriétés de fluides REFPROP du NIST (Lemmon 2013 [LHM13]), CATHARE-3 permet d'avoir accès à de très nombreux fluides, cependant les lois de fermeture associées (corrélations) ne sont pas développées spécifiquement pour ces fluides, contrairement au cas de l'eau et du sodium.

Le choix du code CATHARE-3 comme support de développement du modèle unidimensionnel de pompe vise à tirer partie de cette expérience de 40 ans de modélisation des écoulements diphasiques transitoires dans des géométries variées pour l'appliquer à des machines tournantes. Une tentative de modélisation 1D d'une pompe avait été menée par EDF et le CEA dans les années 80-90 (De Crecy [Cre83], Van Den Hove [HG92], Geffraye et Bestion [GB94]) respectivement avec le code "pompe" et le code CATHARE-2. L'accent avait été surtout mis sur la thermohydraulique diphasique et moins sur la mécanique des machines tournantes et l'application du modèle à des machines de géométries diverses (autres que pompe primaire de REP) avait posé des difficultés : le modèle ne parvenait pas à être prédictif pour les différentes géométries étudiées, notamment car les modèles de pertes introduits ne tenait pas compte des nombres adimensionnels aprioriés. Des travaux de modélisation de turbomachines à gaz à plusieurs étages ont également été menés au CEA dans les années 2000 avec CATHARE-2 (Tauveron [Tau06]). Pour rappel, chaque étage est constitué d'une partie mobile (une roue, ou rotor) et d'une partie fixe (diffuseur, ou stator). On utilise plusieurs étages quand un seul ne suffit pas à réaliser la transformation d'énergie nécessaire (pression en énergie mécanique ou inversement). Dans la modélisation de Tauveron, chaque étage était constitué d'une maille, ce que l'on pourrait assimiler à un calcul multi-Euler (calcul des performances par les équations d'Euler en chaque étage tournant), basé sur l'utilisation des triangles des vitesses en entrée et sortie de chaque étage (voir figure 2.20).

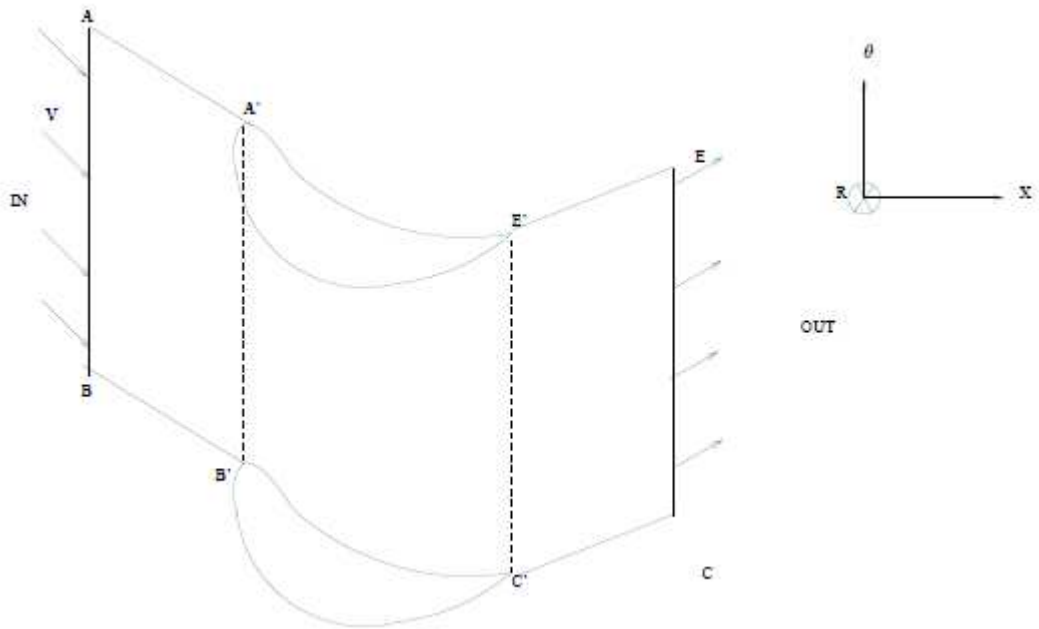


FIGURE 2.20 – Représentation du domaine considéré pour les bilans dans les travaux de Tauveron [Tau06]

Entre chaque étage, il existe une zone de recollement des grandeurs où le changement de repère (fixe à mobile ou inversement) est réalisé. La figure 2.20 représente un étage de turbomachine, avec la représentation de l'incidence du fluide en entrée (à gauche) et la direction qu'il adopte en sortie du canal inter-aubes (à droite). Il faut imaginer une succession d'étages comme celui-ci pour obtenir les objets modélisés par Tauveron [Tau06]. Dans la mesure où l'on va principalement s'intéresser à des machines mono-étagées au cours de ces travaux de thèse, l'approche de Tauveron [Tau06] ne sera pas adoptée. On cherchera plutôt à détailler la modélisation de l'écoulement à l'intérieur du rotor (la roue) et du stator (le diffuseur), ce qui n'empêchera pas de modéliser des machines multi-étagées en associant plusieurs éléments de ce type si on le souhaite.

2.6.3 Principales caractéristiques du modèle développé dans le cadre de cette thèse

Nous souhaitons construire un modèle prédictif allant plus loin que les modèles de type entrée/sortie constitués des équations d'Euler associées à des modèles de déviation et de pertes, tout en respectant un temps de calcul compatible avec l'introduction en simulateur (temps réel). Ceci n'est pas possible avec un modèle de type CFD, il est donc proposé de développer un modèle intermédiaire entre entrée-sortie et CFD, sur la base d'une discrétisation unidimensionnelle de l'écoulement. Le positionnement de cette approche par rapport aux autres méthodes existantes présentées précédemment est indiqué en figure 2.21 ci-après.

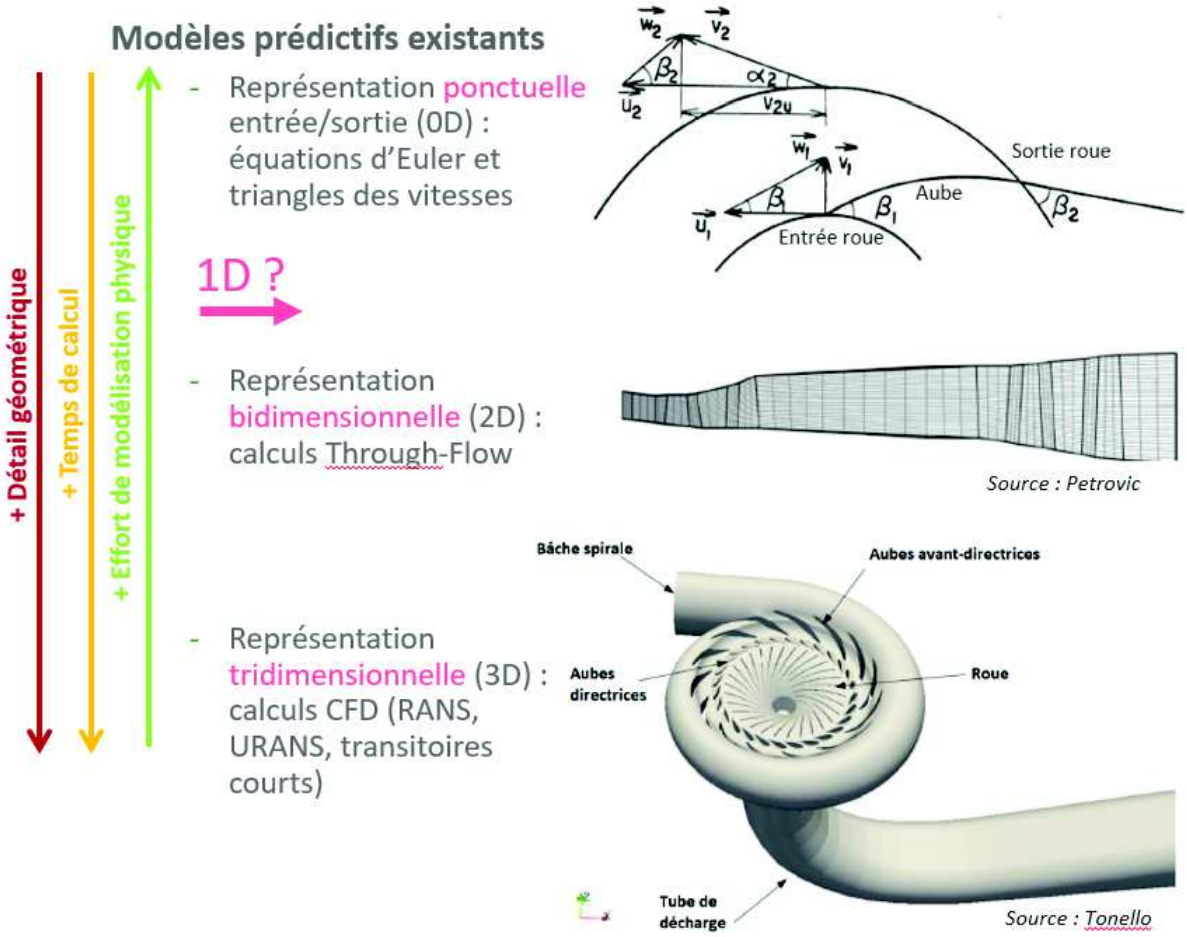


FIGURE 2.21 – Positionnement de la modélisation unidimensionnelle

L'approche proposée serait à rapprocher des méthodes de type Through-Flow sauf que l'on considère une unique ligne de courant représentant le comportement moyen de l'écoulement. Cette approche, originale pour le domaine des turbomachines, sera expliquée en détails au chapitre suivant décrivant le modèle développé. De plus, on s'attachera à modéliser un écoulement qui peut être diphasique et transitoire, via un système d'équations locales instantanées de type bi-fluide, également présenté au chapitre suivant.

En pratique, on utilise le code CATHARE-3 comme support de travail. Les développements consistent à associer des modules de type AXIAL (maillage unidimensionnel le long d'une abscisse curviligne) entre eux afin de représenter les diverses parties de la pompe, et à retravailler le système d'équations standard de CATHARE-3 pour ces éléments afin d'introduire les contributions représentant les phénomènes rencontrés dans la pompe rotodynamique via de nouveaux termes sources. La précision attendue n'est pas celle de calculs de type CFD, cependant on s'attachera à obtenir des tendances correctes même en conditions de fonctionnement éloignées du point de design, et ce pour des pompes de géométries variées. Cela passera par l'introduction de corrélations dépendant de nombres adimensionnels adaptés pour rendre compte des phénomènes physiques intervenant dans les pompes.

Chapitre 3

Modélisation unidimensionnelle d'une pompe rotodynamique suivant une ligne de courant

Dans un premier temps, nous présenterons les lois de conservation qui s'appliquent à un écoulement monophasique puis à un écoulement diphasique, associées à une approche unidimensionnelle (1D). Par la suite, les phénomènes et les modèles représentant spécifiquement une pompe rotodynamique seront présentés. Dans un troisième temps, le modèle de pompe ainsi décrit sera vérifié mathématiquement dans le cas d'un écoulement parfait (sans déviation ni pertes). Les équations 1D locales instantanées seront intégrées dans le but de retrouver les équations d'Euler des turbomachines. Enfin, les discrétisations spatiale et temporelle du système d'équations obtenu seront présentées, ainsi que la gestion de la vitesse de rotation de la machine (calcul ou condition imposée). Un bilan de la modélisation sera finalement proposé en guise de synthèse.

3.1 Modélisation unidimensionnelle de l'écoulement d'un fluide diphasique dans une conduite

3.1.1 Lois de conservation

Avant de présenter le système d'équations de conservation décrivant un fluid diphasique, prenons tout d'abord l'exemple simple d'un fluide ayant les caractéristiques suivantes :

— monophasique
— sans source de chaleur interne ou externe
— sans viscosité
— sans interactions entre chaque particule.

Le comportement d'un tel fluide s'écoulant dans une conduite est régi par les équations de Navier-Stokes. Celles-ci traduisent la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie du fluide. A ces trois équations s'ajoute une équation d'état du fluide, écrite ici sous la forme d'une dépendance de la masse volumique à la température et à la pression. Les formulations suivantes correspondent à un fluide dans un volume de contrôle de type Eulérien (voir Kolev 2002 [Kol02]).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \tag{3.1}$$

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) + \nabla \cdot p + \rho \vec{g} = 0 \tag{3.2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left[\rho(u+e_c)\right] + \nabla\cdot\left[\rho(u+e_c+p/\rho)\vec{V})\right] + \rho\vec{g}\cdot\vec{V} = 0 \tag{3.3}$$

$$\rho = f(p,T) \tag{3.4}$$

ρ est la masse volumique du fluide, $\vec{V}$ la vitesse d'une particule fluide, p la pression, $\vec{g}$ les forces à distance qui s'appliquent au fluide (notamment la gravité), u l'énergie interne par unité de masse et e_c l'énergie cinétique par unité de masse qui s'exprime ici comme $V^2/2$.

En mécanique des fluides, il est fréquent d'écrire l'équation de conservation de l'énergie sous la forme d'un bilan d'enthalpie totale, et c'est notamment ce que nous allons utiliser par la suite. L'enthalpie massique, notée h, s'exprime comme $u + p/\rho$, le facteur $1/\rho$ correspondant à un volume par unité de masse. Si l'on réécrit l'équation 3.3 en utilisant l'enthalpie massique, on obtient :

$$\frac{\partial}{\partial t}\left[\rho(h-p/\rho+e_c)\right] + \nabla\cdot\left[\rho(h+e_c)\vec{V})\right] + \rho\vec{g}\cdot\vec{V} = 0 \tag{3.5}$$

Ce qui donne, compte tenu de l'expression de l'énergie cinétique massique :

$$\frac{\partial}{\partial t}\left[\rho(h+V^2/2)\right] + \nabla\cdot\left[\rho(h+V^2/2)\vec{V})\right] - \frac{\partial p}{\partial t} + \rho\vec{g}\cdot\vec{V} = 0 \tag{3.6}$$

A présent, lorsque l'on souhaite modéliser l'écoulement d'un fluide comportant deux phases (phases solides exclues) en tenant compte des déséquilibres thermiques et mécaniques entre les phases, un système d'équations dit "bi-fluide" est utilisé. Il contient les trois équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie pour chaque phase en présence, soit six équations au total. De plus, des termes sources d'échange de masse, de quantité de mouvement et d'énergie entre les phases sont introduits dans les équations de conservation (cf. section 3.1.3).

Ainsi, dans la suite, les hypothèses simplificatrices listées en début de paragraphe ne tiennent plus. L'écoulement pourra être diphasique (flux et frottement interfaciaux), visqueux (frottement à la paroi), et il pourra subir des échanges de chaleur avec l'extérieur (flux à la paroi).

3.1.2 Ligne de courant moyenne

Dans le cas d'une modélisation unidimensionnelle de l'écoulement, ces équations sont projetées sur une ligne de courant représentant la direction moyenne adoptée par le fluide. Cette ligne de courant est repérée par une abscisse curviligne, notée z.

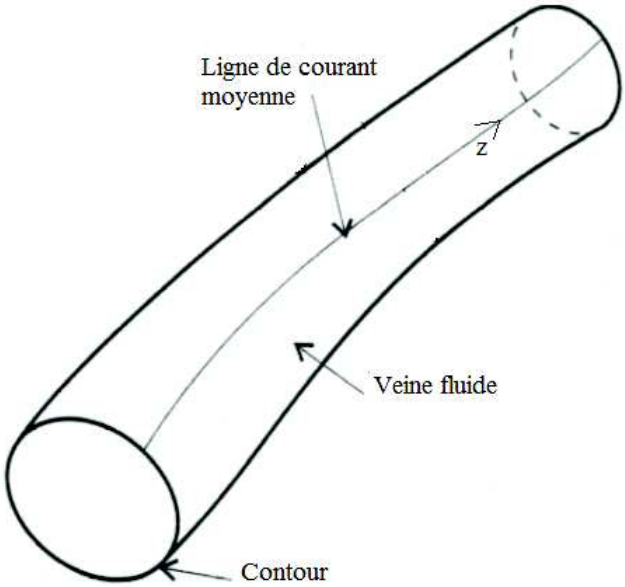


FIGURE 3.1 – Représentation de la ligne de courant moyenne

C'est l'approche adoptée par le code de simulation thermohydraulique CATHARE pour la modélisation de l'écoulement dans les composants dans lesquels le fluide est guidé (conduites, conduites annulaires, assemblages d'un coeur de réacteur). Ce code de calcul est le support de développement du modèle de pompe prédictif construit dans le cadre de cette thèse de doctorat.

3.1.3 Modèle bi-fluide discrétisé en une dimension résolu par le code CATHARE

Le modèle bi-fluide représentant l'écoulement d'un fluide diphasique dans une conduite et discrétisé en une dimension s'écrit de la façon suivante au sein du code CATHARE (Barre [Bar92]) :

Bilan de masse

$$\frac{\partial}{\partial t}A\alpha_k\rho_k + \frac{\partial}{\partial z}A\alpha_k\rho_k V_k = \epsilon_k A\Gamma + S_k \tag{3.7}$$

Bilan de quantité de mouvement

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}A\alpha_k\rho_k V_k + \frac{\partial}{\partial z}A\alpha_k\rho_k V_k^2 + A\alpha_k\frac{\partial P}{\partial z} + Ap_i\frac{\partial \alpha_k}{\partial z}\\ +A\epsilon_k\beta\alpha(1-\alpha)\rho_m\left[\frac{\partial V_G}{\partial t} - \frac{\partial V_L}{\partial t} + V_G\frac{\partial V_G}{\partial z} - V_L\frac{\partial V_L}{\partial z}\right]\\ = A\epsilon_k\Gamma W_i - A\epsilon_k\tau_i - (C_k\chi_f + \frac{AK\alpha_k}{\Delta z})\tau_k\\ +A\alpha_k\rho_k g_z + \frac{R(1-\alpha_k)}{4}p_i\frac{\partial A}{\partial z} + SM_k\end{aligned} \tag{3.8}$$

Bilan d'énergie

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}\left[A\alpha_k\rho_k(h_k + \frac{V_k^2}{2})\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[A\alpha_k\rho_k V_k(h_k + \frac{V_k^2}{2})\right] - A\alpha_k\frac{\partial P}{\partial t}\\ = +A\alpha_k\rho_k V_k g_z + \chi_c q_{p,k} + Aq_{k,E} + A\epsilon_k\Gamma(h_k + \frac{W_i^2}{2}) + SE_k\end{aligned} \tag{3.9}$$

$$\text{Avec} \quad \Gamma = \frac{\chi_c/Aq_{pi} - q_{le} - q_{ve}}{h_V - h_L} \tag{3.10}$$

L'indice k désigne la phase concernée : k = G pour la phase gazeuse et k = L pour la phase liquide. Ainsi, à titre d'exemple, α_k représente le taux de présence de la phase k. Les autres grandeurs sont décrites dans la suite du paragraphe.

Ces trois équations "phasiques" sont donc écrites d'une part pour le liquide et d'autre part pour le gaz. Pour cette raison, ce modèle bi-fluide est également appelé modèle à 6 équations : 3 pour décrire la phase gazeuse et 3 pour décrire la phase liquide. On remarquera que l'équation de conservation de l'énergie s'écrit ici sous la forme de la conservation de l'enthalpie totale massique $h + \frac{V^2}{2}$.

Les lois de fermeture du système d'équations sont contenues dans les termes suivants :
— le frottement interfacial τ_i
— l'échange de chaleur entre l'interface et la phase k $q_{k,E}$
— le taux de changement de phase Γ
— le coefficient de masse ajoutée β
— la masse volumique moyenne $\rho_m = \alpha\rho_G + (1-\alpha)\rho_L$
— le taux de stratification R (notation à ne pas confondre avec le rayon moyen dans la roue)
— le frottement pariétal phasique τ_k
— le coefficient d'influence pour le frottement paroi de la phase k (pertes régulières) C_k
— le coefficient de pertes singulières K
— l'échange de chaleur entre la paroi et la phase k $q_{p,k}$
— la source phasique de masse, de quantité de mouvement ou d'énergie, respectivement S_k, SM_k et SE_k
— la pression interfaciale (terme dû à la non-homogénéité du champ de pression dans la direction transverse) p_i
— la vitesse interfaciale W_i
— la projection de la gravité sur la direction de l'écoulement g_z

Les grandeurs sont moyennées perpendiculairement à l'abscisse curviligne, ce qui permet de définir 6 grandeurs principales pour décrire l'écoulement :
1) la pression statique moyenne dans la maille P
2) l'enthalpie statique massique de la phase liquide h_L
3) l'enthalpie statique massique de la phase gazeuse h_G
4) le taux volumique de gaz α_G (dit aussi taux de vide et noté α)
5) la vitesse moyenne de la phase liquide V_L
6) la vitesse moyenne de la phase gazeuse V_G

Le taux de liquide α_L s'exprime en fonction du taux de gaz par la relation $\alpha_L + \alpha_G = 1$. Ces taux sont définis comme le rapport du volume occupé par la phase sur le volume total de la maille considérée.

A ces équations peuvent être ajoutées si nécessaire des équations de transport de gaz incondensable(s), auquel cas la phase gazeuse est constituée d'un mélange de vapeur et de gaz incondensable(s). Dans cette situation, on peut suivre les concentrations des gaz et évaluer les pressions partielles associées.

3.2 Modélisation d'une pompe rotodynamique par une approche unidimensionnelle de l'écoulement

Ce système d'équations unidimensionnel représentant un écoulement diphasique va être utilisé comme base et adapté afin de modéliser chaque partie d'une pompe rotodynamique. Pour les conduites

d'aspiration et de refoulement, on conservera ce modèle bi-fluide tel quel. Pour la roue, qui constitue la partie mobile de la pompe rotodynamique, le système sera résolu dans le repère tournant et on ajoutera des contributions aux équations de conservation afin de représenter les phénomènes qui se produisent dans cet élément en rotation. Il s'agira notamment de tenir compte des accélérations d'entrainement (accélération centrifuge et accélération de Coriolis), ainsi que des pertes intervenant spécifiquement dans une roue de pompe rotodynamique, telles que les pertes par désadaptation de l'écoulement loin des conditions de design et par recirculation du fluide à bas débit. De plus, la ligne de courant moyenne adoptée par le fluide dans la roue sera définie à partir de la forme des canaux inter-aubes corrigée par les effets de glissement. Pour le diffuseur et la volute, qui sont des parties fixes, la direction moyenne de l'écoulement sera redressée progressivement afin d'obtenir une vitesse purement débitante en sortie de pompe, et on tiendra compte des pertes par diffusion dues à la forme divergente de ces composants.

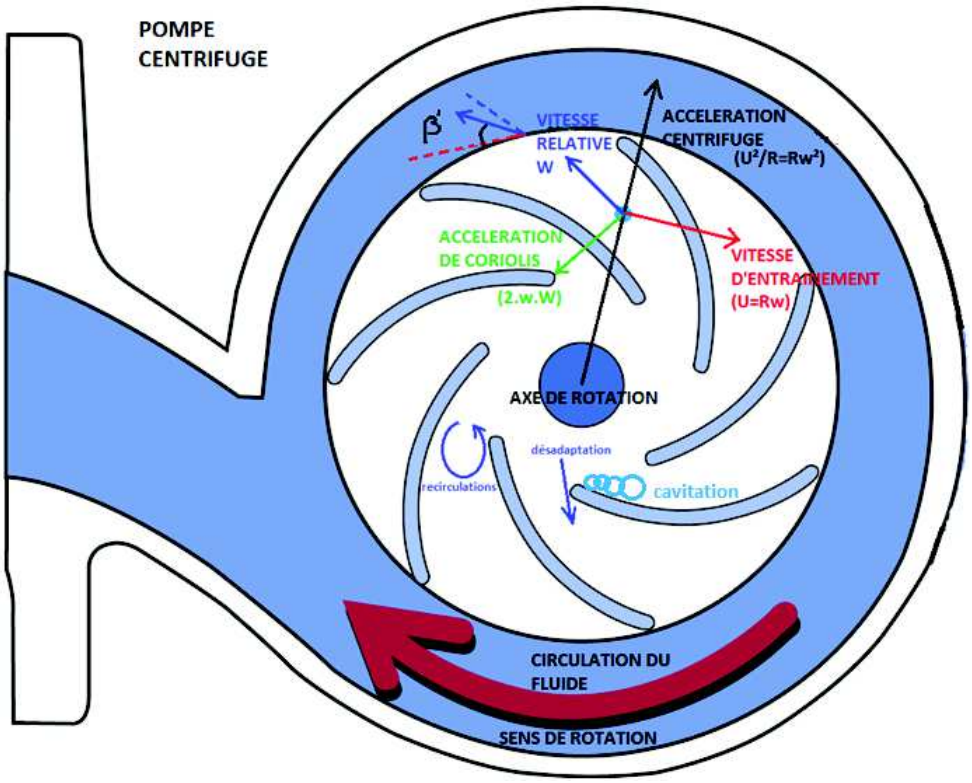


FIGURE 3.2 – Phénomènes intervenant dans la roue mobile

La figure 3.2 synthétise les principaux phénomènes mis en jeu dans la pompe. Le détail de la modélisation de chaque phénomène est donné dans les paragraphes qui suivent.

3.2.1 Représentation d'une pompe rotodynamique modélisée en 1D avec CATHARE-3

Une pompe modélisée en 1D avec CATHARE-3, c'est la réunion de 4 éléments axiaux à la suite (voir figure 3.3) :

- Une aspiration (en général un tube convergent, fixe)
- Une roue (aubée, en rotation)
- Un diffuseur (lisse ou aubé, fixe) et une volute (en colimaçon ou sphérique, fixe), rassemblés ici dans un même élément appelé diffuseur.
- Une conduite de refoulement (en général un tube simple, fixe)

FIGURE 3.3 – Modélisation 1D appliquée à la pompe DERAP

L'axe du maillage suit la ligne de courant moyenne. La taille des mailles dans la roue est de l'ordre du centimètre, ce qui reste dans la gamme habituelle utilisée lors de la modélisation de réacteurs nucléaires avec le code CATHARE. Ceci permet d'assurer une cohérence de maillage entre la pompe et le reste du système. Les 6 variables principales du système sont calculées par une méthode itérative de Newton dans chaque maille. Plus précisément, un schéma numérique décalé (méthode Implicit Continuous Eulerian, Harlow and Amsden 1971 [HA71]) est classiquement utilisé pour résoudre les éléments unidimensionnels de CATHARE pour des raisons de stabilité. Cela signifie que les variables scalaires telles que la pression P, les enthalpies massiques h_k et le taux de vide α sont calculées au centre des mailles (noeuds scalaires), alors que les variables vectorielles telles que les vitesses V_k sont calculées à l'interface entre deux mailles (aux faces, où sont positionnés les noeuds vecteurs), comme l'illustre la figure 3.4.

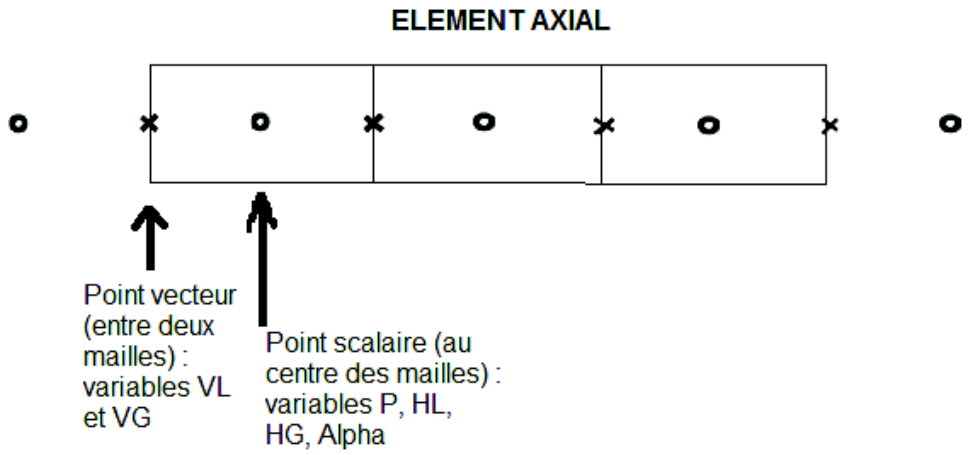


FIGURE 3.4 – Maillage décalé

La méthode de construction d'un jeu de données est décrite au chapitre 4, paragraphe 4.4.

3.2.2 Modélisation des conduites d'aspiration et de refoulement

La modélisation des tuyauteries d'aspiration et de refoulement en utilisant l'élément discrétisé en une dimension (dit élément 1D, ou AXIAL) n'est pas un challenge en soi. En effet, il s'agit déjà d'une des applications principales du code de thermohydraulique CATHARE dans le cadre de la modélisation des tuyauteries de géométries diverses rencontrées dans les systèmes hydrauliques de type réacteurs à eau pressurisée ou boucles expérimentales.

Il s'agit donc simplement d'utiliser la modélisation 1D existante et de définir correctement les longueurs de tuyauterie, l'évolution de la section de passage du fluide le long de l'abscisse curviligne des conduites, les orientations, les périmètres frottants et la rugosité.

Détaillons cependant la façon de prendre en compte les pertes régulières (frottement paroi) et singulières (changement brusque de direction ou de section) dans les éléments 1D de CATHARE. Ces pertes seront également présentes dans les autres éléments constituant la pompe (roue et diffuseur+ volute).

Pertes régulières

La perte régulière de pression $\Delta P_{reg,k}$ (pour rappel l'indice k désigne la phase concernée), ou perte de charge $\Delta H_{reg,k}$, dans un tuyau se calcule avec l'équation de Darcy :

$$\Delta P_{reg,k} = \rho_k g \Delta H_{reg,k} = f(\alpha_k) f_{D,k} \frac{L}{D_h} \frac{\rho_k V_k^2}{2} \tag{3.11}$$

avec $f_{D,k}$ le coefficient de Darcy, qui est relié au coefficient de Fanning $f_{F,k}$ (utilisé dans CATHARE) par $f_{D,k} = 4 f_{F,k}$.

$f(\alpha_k)$ est une fonction du taux de vide, permettant la répartition des pertes entre les deux phases en présence. Elle sera par la suite notée c_k.

Par défaut, le calcul du coefficient de perte de charge $f_{F,k}$ dans CATHARE se fait à partir de plusieurs corrélations dépendant du Reynolds de la phase concernée Re_k. Les corrélations sont : la loi de Hagen-Poiseuille décrivant les écoulements laminaires, la corrélation de Blasius valable pour les conduites parfaitement lisses et l'asymptote donnée par le diagramme de Moody ([Moo44]) pour une rugosité relative de 10^{-4} (voir figure 3.5).

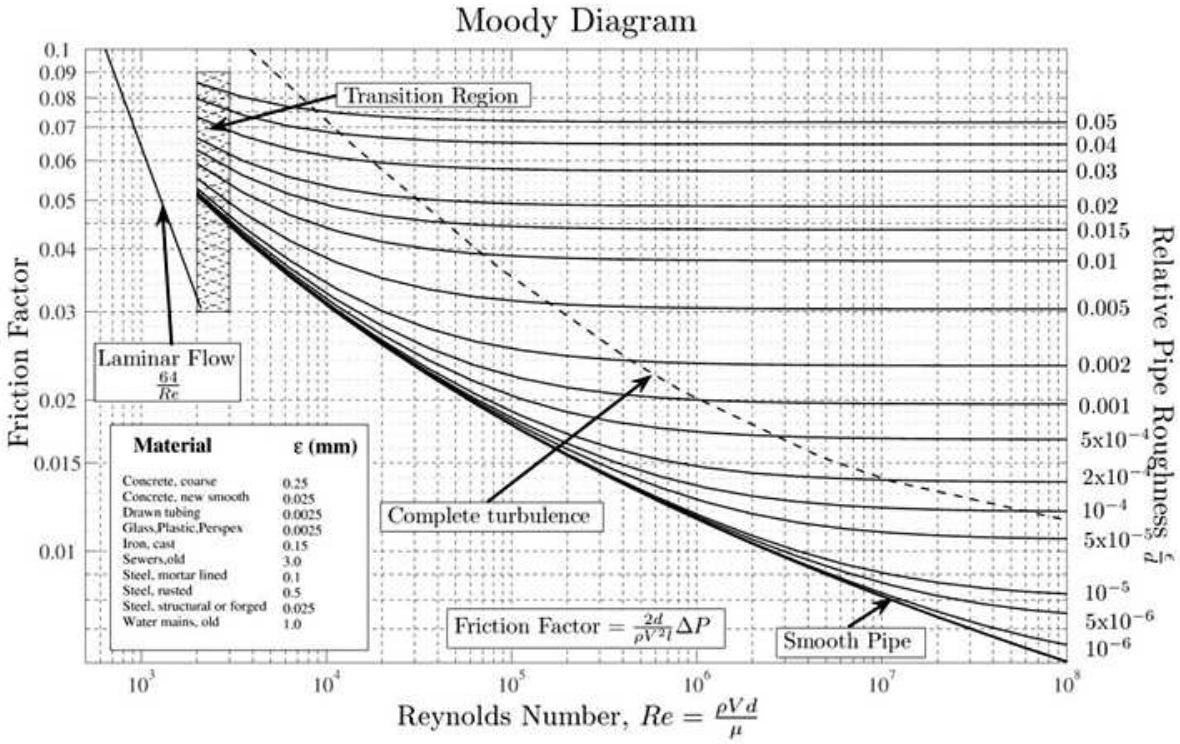


FIGURE 3.5 – Diagramme de Moody

Il est aussi possible de renseigner en donnée d'entrée la rugosité absolue du tuyau et de calculer le coefficient de Darcy via la corrélation de Zigrang & Sylvester [ZS82].

L'expression de $\Delta P_{reg,k}$ donnée précédemment est une valeur intégrale de la perte régulière. Dans les équations bilans de quantité de mouvement, et donc avant intégration le long de l'abscisse curviligne z, elle intervient sous la forme du terme :

$$\frac{A}{L}\Delta P_{reg,k} = c_k f_{D,k} \frac{A}{D_h} \frac{\rho_k V_k^2}{2} \tag{3.12}$$

Compte tenu de la relation liant $f_{D,k}$ et $f_{F,k}$ exposée ci-dessus, et de celle liant le périmètre frottant χ_f à la section de la conduite A et au diamètre hydraulique D_h

$$D_h = 4\frac{A}{\chi_f} \tag{3.13}$$

et en notant $\tau_k = \frac{1}{2}\rho_k V_k^2$, on obtient l'expression suivante du terme de perte régulière :

$$\frac{A}{L}\Delta P_{reg,k} = c_k f_{F,k} \chi_f \tau_k \tag{3.14}$$

Enfin, en notant $C_k = c_k f_{F,k}$, on obtient l'expression finale intervenant dans les équations bilans :

$$\frac{A}{L}\Delta P_{reg,k} = C_k \chi_f \tau_k \tag{3.15}$$

Pertes singulières

La perte singulière de pression $\Delta P_{sing,k}$ est à introduire par l'utilisateur dans le jeu de données via la définition de deux coefficients K^+ et K^-. Ce sont respectivement les coefficients de perte de charge dans le sens positif du débit (même sens que le maillage) et dans le sens négatif. Les deux peuvent donc être différents. En revanche, ils ne dépendent pas de la phase concernée (liquide ou gaz).

Le coefficient K intervenant dans les équations bilans de quantité de mouvement des phases liquide et gazeuse vaut donc K^+ ou K^- en fonction du signe du débit.

L'utilisateur estime donc seul la perte singulière à appliquer (lors d'un élargissement brusque par exemple, ou en présence d'un coude), elle n'est pas calculée automatiquement par CATHARE.

Une fois définie, la perte singulière est prise en compte dans l'équation bilan de quantité de mouvement de la phase concernée via un terme de la forme :

$$\Delta P_{sing,k} = \frac{1}{2} K \alpha_k \rho_k V_k^2 \tag{3.16}$$

compte tenu de l'expression de τ_k cela donne

$$\Delta P_{sing,k} = K \alpha_k \tau_k \tag{3.17}$$

Cette perte de charge ne s'applique qu'en un seul point du maillage, là où elle est définie. K est déjà une valeur intégrale qu'il faut diviser par Δz avant d'intégrer les équations bilans de quantité de mouvement le long de l'abscisse curviligne z.

3.2.3 Modélisation de la roue : le canal inter-aubes vu comme une conduite

Définition d'un filet fluide moyen pour une modélisation unidimensionnelle

Nous allons nous concentrer ici sur la partie mobile de la pompe rotodynamique : la roue. La représentation des éléments aubés d'une pompe en utilisant un modèle unidimensionnel nécessite la définition d'une direction moyenne adoptée par le fluide, que l'on appelle "filet fluide moyen". Celui-ci est dessiné en pointillés sur le schéma 3.6 ci-dessous, lequel représente un plan de coupe perpendiculaire à l'axe de rotation d'une roue centrifuge (ce plan suffit à décrire ce type de roues purement radiales, contrairement aux roues de type hélico-centrifuge). On distingue l'entrée et la sortie du fluide dans la roue, ainsi que l'axe de rotation au centre. Le sens de rotation est indiqué sur le schéma, ω représentant la vitesse de rotation. On distingue également les aubes de la roue, définissant des canaux inter-aubes dans lesquels circule le fluide.

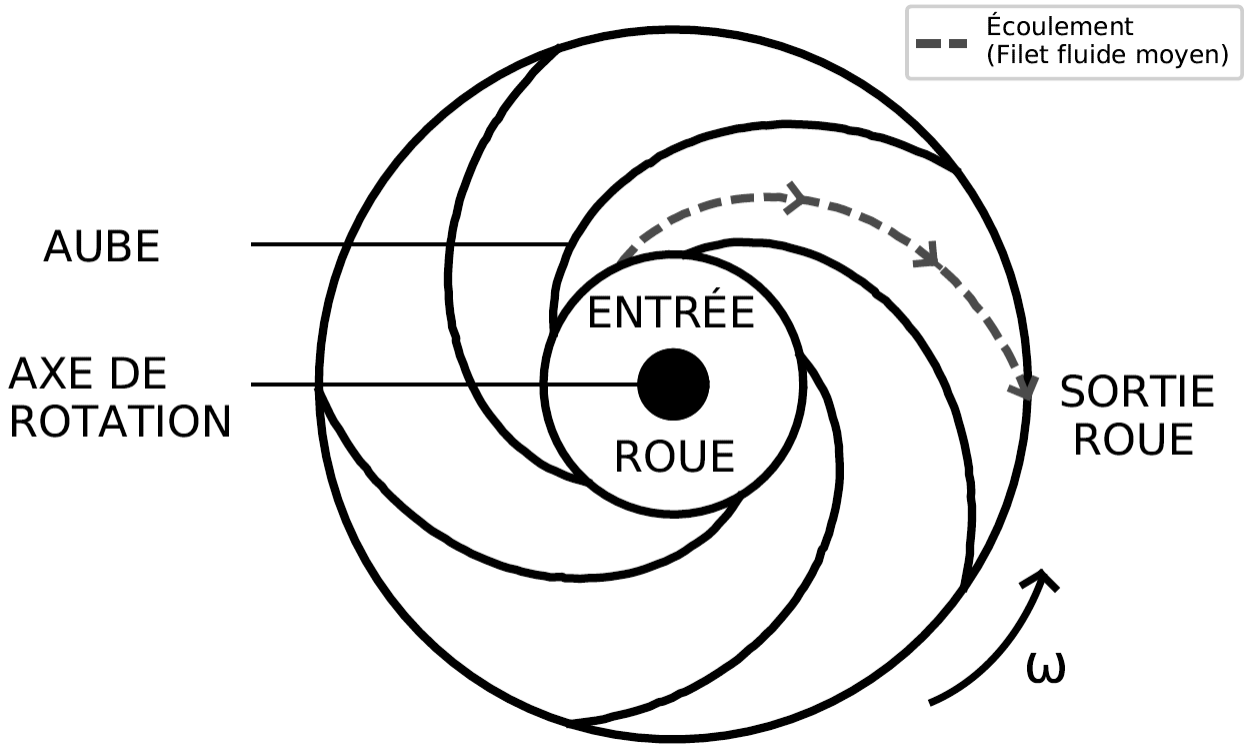


FIGURE 3.6 – Schéma général d'une roue centrifuge

Dans la réalité, le fluide passe dans la roue par l'ensemble des canaux inter-aubes. Dans notre modélisation, nous représentons un seul canal inter-aubes représentatif de l'ensemble des canaux en termes de section hydraulique et de périmètre frottant. Le chemin adopté par le fluide dans la roue, dit "filet fluide moyen" est calculé par intégration d'un déplacement élémentaire dépendant de deux angles : l'angle des aubes β (dit aussi angle relatif) et l'angle d'orientation de la roue γ (voir figures 3.10 et 3.11). Ce calcul nécessite l'introduction de la longueur de la roue (suivant l'abscisse curviligne) en donnée d'entrée. Cette longueur permet de calculer un rayon moyen en sortie de roue, lequel est testé par comparaison au rayon réel afin de s'assurer de la cohérence des données (angles, rayons, longueur de roue). Il peut être nécessaire d'ajuster la longueur de roue pour satisfaire le test sur le rayon de sortie. Il est préférable d'ajuster la longueur du filet fluide plutôt que le rayon de sortie de roue afin de calculer correctement l'accélération centrifuge. Il est nécessaire de calculer au mieux le filet fluide moyen pour prédire correctement le profil de pression dans la roue. Une illustration de la longueur

développée de l'élément roue après l'avoir modélisé en 1D est disponible en figure 3.7 ci-dessous.

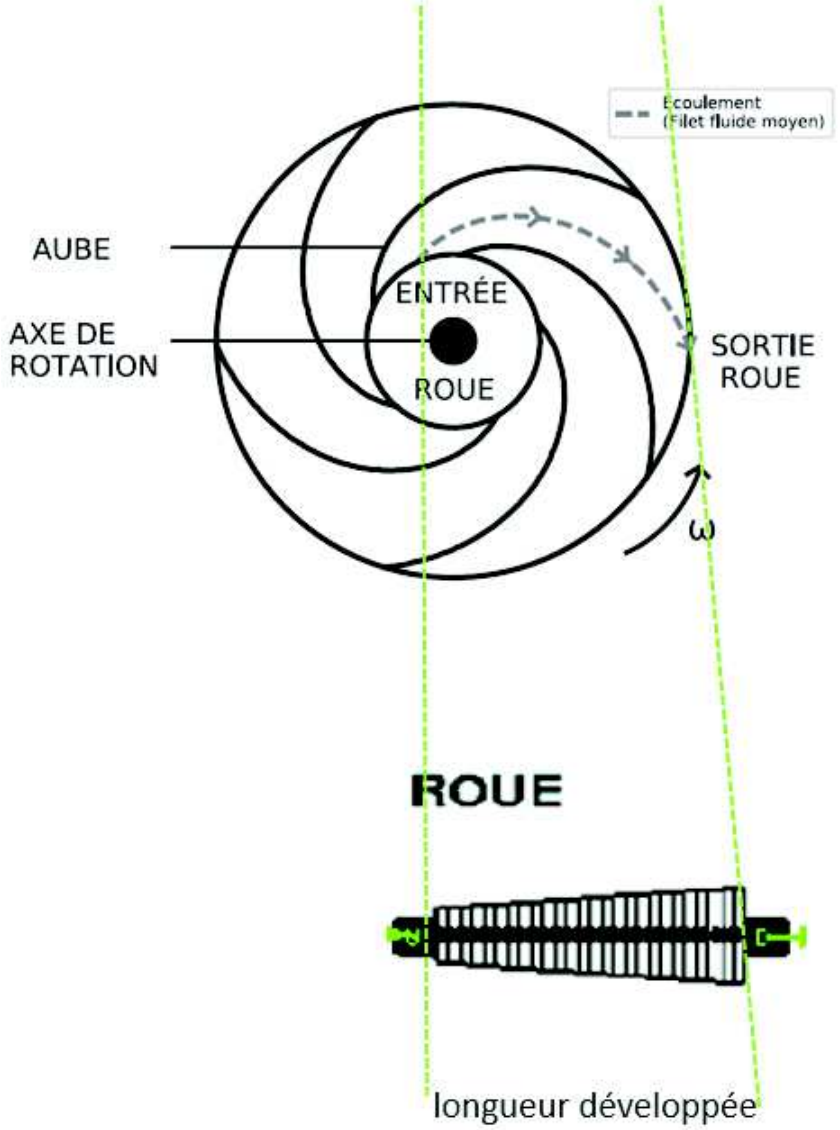


FIGURE 3.7 – Longueur développée

Résolution dans le repère mobile et accélérations d'entrainement

Le système est résolu dans un repère relatif, mobile, qui est le repère tournant à la vitesse de rotation de la roue. Ce sont donc les vitesses relatives W_k qui interviennent dans les équations de la roue, contrairement au modèle des parties fixes où ce sont les vitesses absolues V_k qui interviennent. Dans ces conditions, il est nécessaire de prendre en compte les accélérations d'entrainement dans les équations de quantité de mouvement et d'énergie. Compte tenu de la projection des forces réalisée sur le filet fluide moyen, seule l'accélération centrifuge intervient directement comme un terme source dans les équations du modèle. L'effet de l'accélération de Coriolis est pris en compte par la corrélation de déviation qui a pour effet de modifier l'angle β_2, modifiant ainsi la direction de l'écoulement en sortie de roue.

Accélération centrifuge

Ce sont les profils des angles β (angle relatif, mesuré entre $-\vec{U}$ et $\vec{W}$) et γ (angle entre le filet fluide moyen et le plan perpendiculaire à l'axe de rotation) le long de la roue, ainsi que le rayon moyen d'entrée de roue qui vont définir la direction moyenne adoptée par le fluide. Dans le cas des pompes centrifuges, l'angle γ est nul en sortie de roue, ce qui n'est pas le cas des pompes hélico-centrifuges. Ces dernières ne sont pas à sortie purement radiale, comme le montre la figure 3.8 ci-dessous.

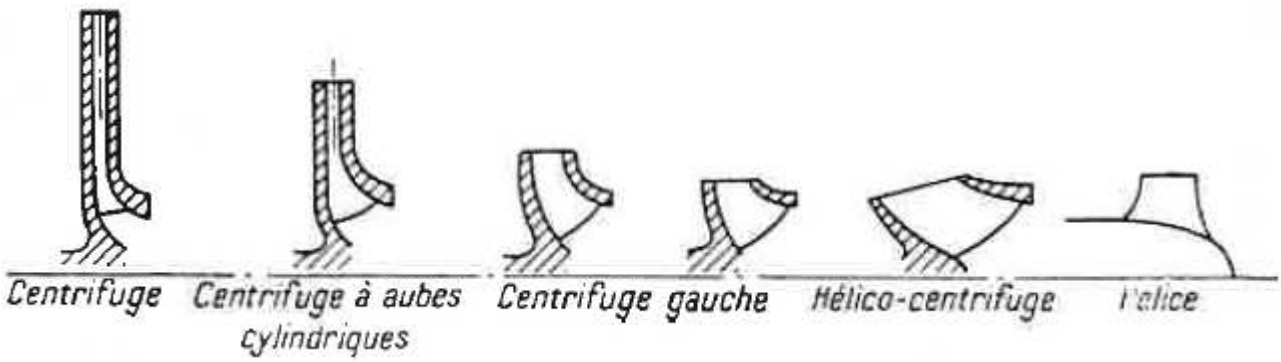


FIGURE 3.8 – Roues centrifuges et hélico-centrifuges (Stepanoff [Ste61])

A partir de la définition du filet fluide moyen, un rayon moyen peut être calculé tout au long de l'abscisse curviligne, ce qui permet notamment de calculer l'accélération centrifuge subie par le fluide en chaque point du maillage. On s'intéresse donc aux forces en jeu projetées sur cette ligne de courant pour résoudre les équations de conservation.

La projection de l'accélération centrifuge sur le filet fluide moyen à l'adaptation, notée $\left\langle \vec{F_k} \cdot \vec{n_z} \right\rangle$, est ajoutée au second membre des bilans de quantité de mouvement et d'énergie afin de prendre en compte l'effet de rotation de la roue. Son expression est la suivante :

$$\boxed{A\alpha_k\rho_k \left\langle \vec{F_k} \cdot \vec{n_z} \right\rangle = A\alpha_k\rho_k\omega^2 R\frac{\partial R}{\partial z}} \tag{3.18}$$

R est le rayon évoluant le long de la roue et correspondant à la position du filet fluide moyen adapté. Il est calculé par intégration le long de l'abscisse curviligne z de la roue, connaissant le rayon moyen en entrée R_1. Ce dernier est calculé à partir des rayons minimum (au moyeu, noté hub) et maximum (au carter, noté tip) en entrée de roue selon la relation suivante :

$$R_1 = \sqrt{\frac{R_{1,hub}^2 + R_{1,tip}^2}{2}} \tag{3.19}$$

Cette méthode pour calculer le rayon moyen apparaît naturellement lorsque l'on calcule la moyenne du produit de la vitesse d'entrainement et de la vitesse tangentielle UV_T. Ce terme est très important dans la théorie d'Euler et est utilisé notamment pour le calcul du couple et de la hauteur. Ce terme peut s'écrire comme suit :

$$UV_T = U(U - W_T) = U\left(U - \frac{V_m}{\tan(\beta)}\right) \tag{3.20}$$

Calculons la moyenne de UV_T en entrée de roue, notée $\overline{U_1V_{T,1}}$, l'indice 1 étant associé à l'entrée de roue.

En se plaçant au point nominal de fonctionnement et en considérant raisonnablement l'absence de pré-rotation en entrée de roue en ce point, on peut écrire :

$$\tan(\beta_1) = \frac{V_{m,1,N}}{U_{1,N}} \tag{3.21}$$

l'indice N étant associé au point nominal de fonctionnement.

On obtient donc :

$$U_1 V_{T,1} = U_1 \left(U_1 - \frac{V_{m,1}}{V_{m,1,N}} U_{1,N} \right) \tag{3.22}$$

En se rappelant que $U_1 = R_1\omega$, on peut ensuite calculer la moyenne comme suit :

$$\overline{U_1 V_{T,1}} = \frac{1}{S_1} \int_{R_{1,min}}^{R_{1,max}} R_1\omega(R_1\omega - \frac{V_{m,1}}{V_{m,1,N}} R_1\omega_N) 2\pi R_1 dR_1 \tag{3.23}$$

S_1 étant la section de passage du fluide en entrée de roue, que l'on peut exprimer sous la forme $S_1 = \pi(R_{1,max}^2 - R_{1,min}^2)$.

$$\overline{U_1 V_{T,1}} = \frac{2\pi\omega(\omega - \frac{V_{m,1}}{V_{m,1,N}}\omega_N)}{\pi(R_{1,max}^2 - R_{1,min}^2)} \int_{R_{1,min}}^{R_{1,max}} R_1^3 dR_1 \tag{3.24}$$

D'où

$$\overline{U_1 V_{T,1}} = \omega(\omega - \frac{V_{m,1}}{V_{m,1,N}}\omega_N) \frac{1}{2} \left(R_{1,max}^2 + R_{1,min}^2 \right) \tag{3.25}$$

Que l'on peut écrire sous la forme

$$\overline{U_1 V_{T,1}} = \omega(\omega - \frac{V_{m,1}}{V_{m,1,N}}\omega_N) \overline{R_1}^2 \tag{3.26}$$

D'où l'expression du rayon moyen en entrée

$$\overline{R_1} = \sqrt{\frac{R_{1,max}^2 + R_{1,min}^2}{2}} \tag{3.27}$$

Le rayon minimum étant situé au niveau du moyeu (hub) et le rayon maximal au niveau du carter (tip), on retrouve bien l'expression donnée en premier lieu à l'équation 3.19. Par la suite on utilisera directement la notation R_1 à la place de $\overline{R_1}$ car on aura systématiquement affaire au rayon moyen.

Les angles β et γ ainsi que les rayons au moyeu et au carter en entrée et en sortie sont des données d'entrée du modèle. Ces données sont notées β_1, β_2, γ_1, γ_2, $R_{1,hub}$, $R_{2,hub}$, $R_{1,tip}$ et $R_{2,tip}$. Pour illustration, voici figure 3.9 la localisation de la mesure des rayons au moyeu et au carter en entrée d'une roue centrifuge.

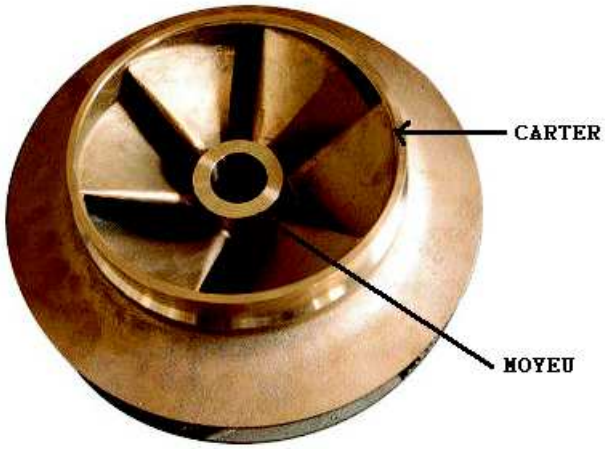


FIGURE 3.9 – Rayons au moyeu et au carter en entrée d'une roue centrifuge

Montrons d'où provient l'expression de $-\left\langle \vec{F_k} \cdot \vec{n_z} \right\rangle$:

Considérons un point M repéré en coordonnées polaires R, θ par son vecteur position $\vec{OM} = R\vec{e_r}$. Le vecteur vitesse associé obtenu, calculé en dérivant par rapport au temps le vecteur position, s'exprime comme suit : $\underbrace{\frac{\partial \vec{OM}}{\partial t}}_{\text{vitesse absolue}} = \underbrace{\frac{\partial R}{\partial t}\vec{e_r}}_{\text{vitesse relative}} + \underbrace{R\frac{\partial \theta}{\partial t}\vec{e_\theta}}_{\text{vitesse d'entrainement}}$. Le vecteur accélération associé, obtenu en dérivant par rapport au temps le vecteur vitesse, s'exprime comme suit :

$$\frac{\partial^2 \vec{OM}}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 R}{\partial t^2}\vec{e_r} + 2\frac{\partial R}{\partial t}\frac{\partial \theta}{\partial t}\vec{e_\theta} + R\frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2}\vec{e_\theta} - R\left(\frac{\partial \theta}{\partial t}\right)^2 \vec{e_r} \tag{3.28}$$

En introduisant $\omega = \frac{\partial \theta}{\partial t}$ cela donne :

$$\underbrace{\frac{\partial^2 \vec{OM}}{\partial t^2}}_{\text{accélération absolue}} = \underbrace{\frac{\partial^2 R}{\partial t^2}\vec{e_r}}_{\text{accélération relative}} + \underbrace{2\frac{\partial R}{\partial t}\omega\vec{e_\theta}}_{\text{accélération de Coriolis}} + \underbrace{R\frac{\partial \omega}{\partial t}\vec{e_\theta}}_{\text{accélération tangentielle}} - \underbrace{R\omega^2\vec{e_r}}_{\text{accélération centrifuge}} \tag{3.29}$$

La composante radiale de l'accélération absolue se réduit au terme $\frac{\partial^2 \vec{OM}}{\partial t^2} \cdot \vec{e_r} = \frac{\partial^2 R}{\partial t^2} - R\omega^2$.

L'accélération centrifuge est la partie $-R\omega^2$ de cette composante radiale.

Comme notre modèle de pompe est maillé et résolu selon une abscisse curviligne désignée par la variable z et le vecteur directionnel associé $\vec{n_z}$, il s'agit de projeter le vecteur accélération (et en particulier la composante donnant l'accélération centrifuge) sur la direction donnée par $\vec{n_z}$.

C'est donc le produit scalaire $\vec{e_r} \cdot \vec{n_z}$ qu'il nous faut calculer, qui peut s'écrire $\frac{\partial R}{\partial z_{3D}}$, les déplacements élémentaires dR et dz_{3D} étant respectivement portés par les vecteurs élémentaires $\vec{e_r}$ et $\vec{n_z}$.

En trois dimensions, la direction de la vitesse relative $\vec{W}$ est donnée par le déplacement élémentaire $\vec{dz_{3D}}$. Considérons les plans R-θ et R-H respectivement définis comme le plan orthogonal à l'axe de rotation contenant le point M, et le plan contenant l'axe de rotation ainsi que le point M. Ces plans sont représentés sur les figures 3.10 et 3.11. La projection de $\vec{dz_{3D}}$ sur le plan R-H est notée $\vec{dz_{pH}}$. La projection de $\vec{dz_{pH}}$ sur le plan R-θ est notée $\vec{dR}$. Calculons ainsi $\frac{\partial R}{\partial z_{3D}}$, que l'on notera par la suite $\frac{\partial R}{\partial z}$.

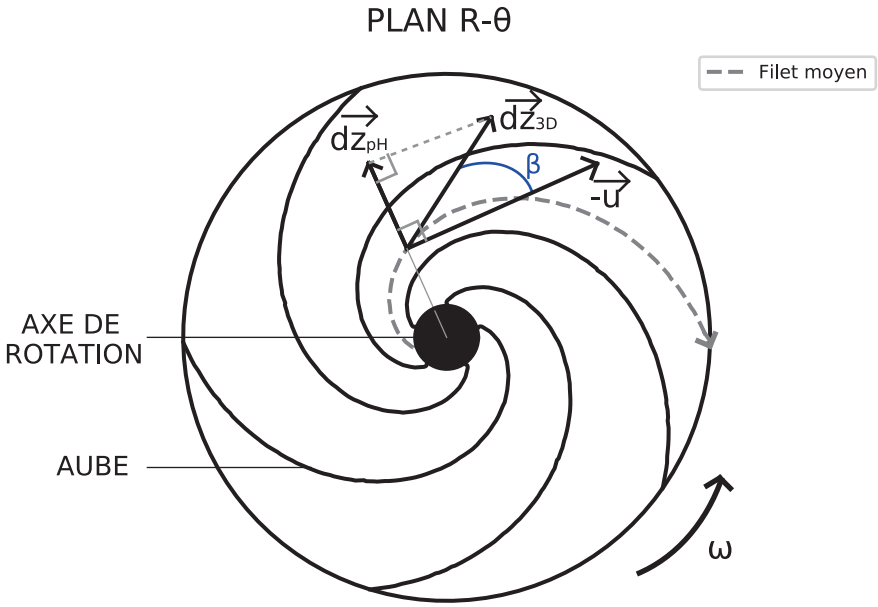


FIGURE 3.10 – Définition des angles dans le plan de coupe R-θ

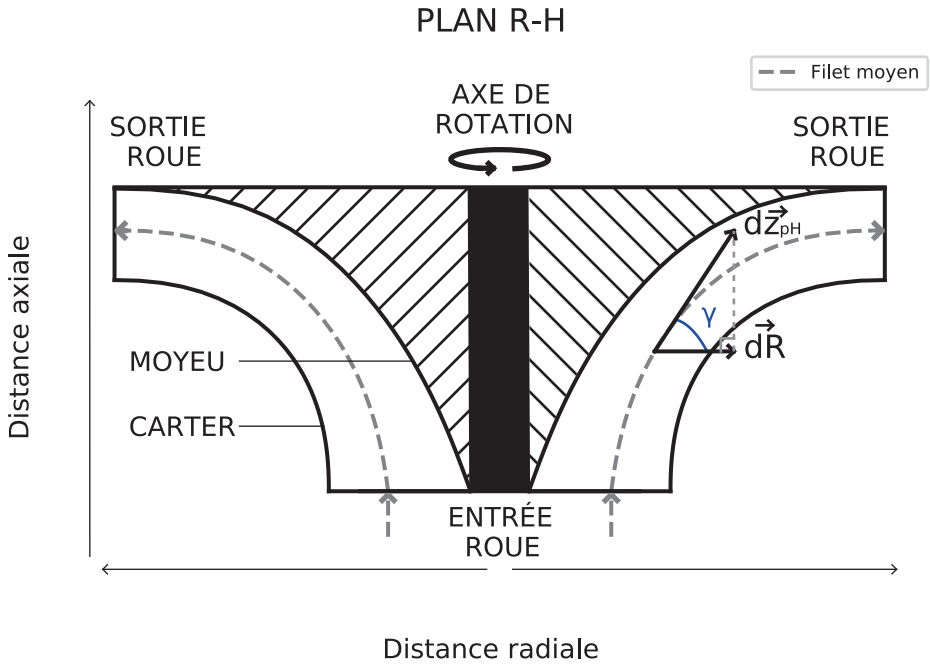


FIGURE 3.11 – Définition des angles dans le plan de coupe R-H

D'après la figure 3.10 représentant le plan R-θ, on remarque que $\vec{dz}_{pH} = \sin(\beta)\vec{dz}_{3D}$. Si on

s'intéresse ensuite à la figure 3.11 représentant le plan R-H, on remarque que $d\vec{R} = \cos(\gamma)d\vec{z}_{pH}$. En associant ces deux résultats, on trouve que $d\vec{R} = \cos(\gamma)\sin(\beta)d\vec{z}_{3D}$, d'où l'on déduit la relation :

$$\vec{e_r} \cdot \vec{n_z} = \frac{\partial R}{\partial z} = \cos(\gamma)\sin(\beta) \tag{3.30}$$

$\cos(\gamma)$, $\sin(\gamma)$, $\cos(\beta)$ et $\sin(\beta)$ sont calculés par interpolation linéaire le long de la roue entre l'entrée et la sortie. Cette méthode d'interpolation permet de respecter la forme d'une aube de pompe centrifuge, comme on peut le voir en figure 4.49 du chapitre 4.

Par exemple, cela s'écrit dans le cas de $\sin(\beta)$:

$$\sin(\beta) = \frac{\sin(\beta_2) - \sin(\beta_1)}{z_2 - z_1}(z - z_1) + \sin(\beta_1) \tag{3.31}$$

Finalement, l'accélération centrifuge projetée sur le filet fluide moyen adapté s'écrit $-R\omega^2\dfrac{\partial R}{\partial z}$ ce qui peut être exprimé sous la forme $-\frac{1}{2}\omega^2\dfrac{\partial R^2}{\partial z}$.

Déviation

L'effet de l'accélération de Coriolis est modélisé via une corrélation de déviation du fluide en sortie de roue. Au point nominal, cela se traduit par un angle relatif de sortie de roue β_2' réel plus faible que l'angle géométrique des aubes β_2.

Ci-dessous un schéma illustrant le phénomène en sortie :

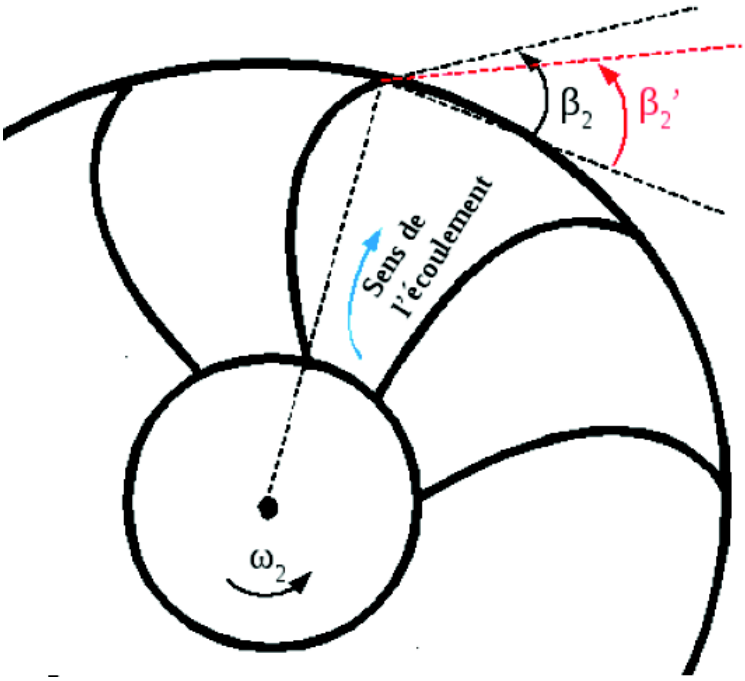


FIGURE 3.12 – Représentation du phénomène de déviation en sortie de roue

A ce jour, quatre corrélations de déviation ont été introduites dans le modèle unidimensionnel de roue : celle de Stodola [Sto27], celle de Wiesner [Wie67], celle de Stanitz [Sta52b], celle de Qiu

[QJZA11] et une corrélation basée sur celle de Stodola [Sto27], généralisée dans le cadre de ces travaux de thèse pour s'appliquer également aux pompes hélico-centrifuges [MGDT19] (utilisée par défaut).

L'implémentation de plusieurs corrélations représentant le même phénomène a permis d'identifier les avantages et les lacunes de chacune, et ceci d'autant plus que les corrélations sont pour certaines plutôt mécanistes ou plutôt empiriques. A la suite de ces tests menés sur l'ensemble de la base de qualification, un modèle a été proposé dans le cadre de la thèse. Il reste simple tout en donnant les meilleurs résultats sur notre base de qualification composée de pompes centrifuges et hélico-centrifuges. Pour cette raison, elle a été activée par défaut. Cette nouvelle corrélation de déviation est décrite en référence [MGDT19].

D'autres modèles de déviation existent dans la littérature. On peut citer par exemple Busemann [Bus28] (1928), Wislicenus [Wis47] (1947), Pfleiderer [Pfl61] (1961), Eck [Eck72] (1972), Whitfield [Whi74] (1974), Paeng et Chung [PC01] (2001), Von Backström [Bac06] (2006) et Ji [JZR+10] (2010). L'éventail de corrélations implémentées à ce jour est assez satisfaisant au sens où il regroupe la toute première corrélation (celle de Stodola, une corrélation mécaniste simple qui reste une référence toujours aujourd'hui), celle de Wiesner (plutôt empirique qui est largement utilisée), celle de Stanitz (qui diffère des autres par son absence de dépendance à l'angle de sortie des aubes) et celle de Qiu (une corrélation très récente, plutôt complexe, mais qui semble pouvoir fonctionner correctement pour une large gamme de débits et de géométries). Pour cette raison, il ne semble pas nécessaire d'implémenter d'autres corrélations dans le modèle unidimensionnel de pompe développé dans le cadre de cette thèse.

Classiquement, une corrélation de déviation est définie via un coefficient de glissement (slip factor), défini ainsi :

$$\sigma = 1 - \frac{C_{slip}}{U_2} = 1 - \frac{W'_{T2} - W_{T2}}{U_2} \tag{3.32}$$

C_{slip} correspondant à la différence entre les composantes tangentielles des vitesses relatives en sortie avec et sans déviation (voir figures 3.13 et 3.14).

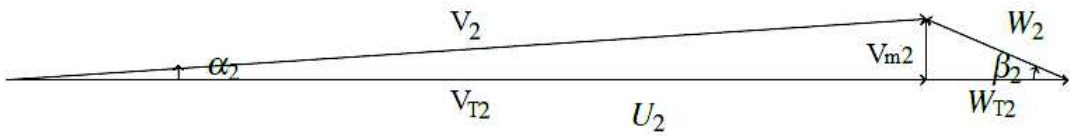


FIGURE 3.13 – Triangle des vitesses géométrique (associé à l'angle métal β_2)

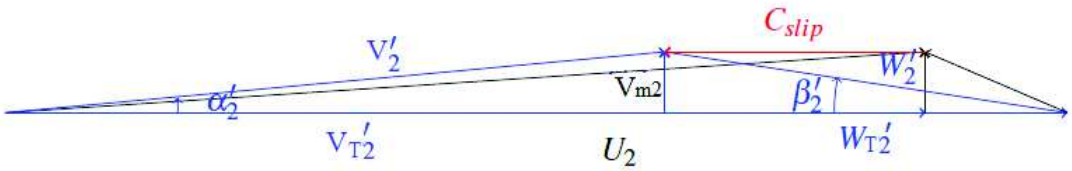


FIGURE 3.14 – Triangle des vitesses du fluide (associé à l'angle dévié β'_2)

Stodola [Sto27] donne une approximation théorique de ce coefficient en considérant que la déviation est obtenue par le mouvement de rotation d'un cylindre de fluide entre deux aubes, qui tourne dans un sens opposé à celui de la roue et à la même vitesse. Il suppose également un rayon de courbure infini des aubes et un écoulement irrotationnel (voir figure 3.15) :

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \sin(\beta_2)}{Z} \tag{3.33}$$

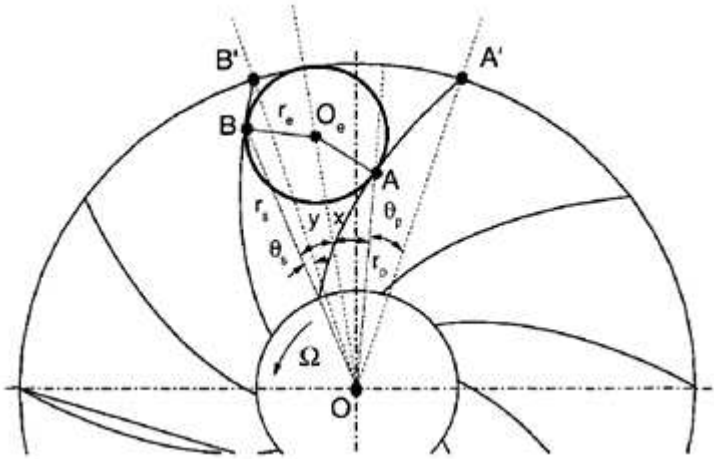


FIGURE 3.15 – Illustration des hypothèses de Stodola (schéma issu de Paeng & Chung [PC01])

Cette approximation tend toutefois à s'éloigner de la réalité lorsque le nombre d'aubes est inférieur à 6, et donne ses meilleures approximations pour des angles de sortie entre 60 et 70 degrés [Bac06].

La corrélation proposée dans le cadre de ces travaux de thèse a été construite dans l'idée de généraliser celle de Stodola [Sto27] aux pompes hélico-centrifuges.

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \sin(\beta_2)\cos(\gamma_2)}{Z} \tag{3.34}$$

Par rapport à la corrélation initiale, nous avons ajouté une dépendance en γ_2 via le facteur $\cos(\gamma_2)$, traduisant le fait que la déviation diminue lorsque la pompe est davantage hélico-centrifuge (ie. à grande vitesse spécifique). Cette corrélation a été proposée dans le cadre des travaux menés sur la pompe primaire N4, de vitesse spécifique $N_q = 120$ (Matteo et al [MGDT19]). Sous certaines hypothèses, on peut rapprocher cette expression d'autres corrélations de déviation plus complexes de la littérature, telle que celle de Qiu [QJZA11].

Le modèle de Qiu [QJZA11] a vocation à fonctionner pour une large gamme de géométries et de débits. D'après Dixon et Hall [DH14], il donne des résultats remarquablement bons. Toutefois, l'expression de ce modèle est plus complexe et nécessite de renseigner des données d'entrée supplémentaires, notamment la largeur des aubes en sortie de roue.

$$\sigma = 1 - \frac{F\pi \sin(\beta_2)\cos(\gamma_2)}{Z_2} - \frac{F s_2 \Phi_2}{4\sin(\beta_2)}\left(\frac{d\beta}{dm}\right)_2 + \frac{F\Phi_2 s_2 \cos(\beta_2)}{4\rho_2 b_2}\left(\frac{d\rho b}{dm}\right)_2 \tag{3.35}$$

Que l'on peut écrire sous la forme d'une somme de plusieurs termes de glissement :

$$\sigma = 1 - \Delta\sigma_{radial} - \Delta\sigma_{turn} - \Delta\sigma_{passage} \tag{3.36}$$

La fonction F qui intervient dans l'expression de σ s'écrit ainsi :

$$F = 1 - \sin\frac{\pi}{Z_2}\sin\left(\frac{\pi}{Z_2} + (\frac{\pi}{2} - \beta_2)\right)\sin(\beta_2)\cos(\gamma_2) - \frac{t_2}{s_2\sin(\beta_2)} \tag{3.37}$$

Le modèle de Qiu [QJZA11] reste valide tant que $\frac{R_1}{R_2} < F$.

Le modèle de Stanitz [Sta52b] a été développé en 1952 dans le cadre des études sur les compresseurs. Il est simple d'expression et a la particularité de ne pas dépendre de la valeur de l'angle de sortie des aubes :

$$\sigma = 1 - \frac{\pi.0,63}{Z} \tag{3.38}$$

Si l'on met en relation cette formule avec celle de Stodola [Sto27], on peut remarquer que la valeur de $0,63$ correspond au sinus d'un angle β_2 qui serait d'environ 39 °, ce qui est plutôt élevé par rapport aux machines étudiées dans notre de base de qualification (cf. chapitre suivant).

Wiesner [Wie67] considère que le modèle de Busemann donne les coefficients de glissement les plus conformes aux mesures dans de larges gammes d'angles de sortie et de nombres d'aubes. Il s'est donc appuyé sur ces résultats pour construire un modèle empirique plus simple donnant globalement les mêmes résultats. Après avoir fait des tests sur un grand nombre de pompes ayant de 2 à 16 aubes et des angles de sortie de 8 à 88 degrés, il a obtenu la formule suivante :

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin(\beta_2)}}{Z^{0.7}} \; pour \; \frac{R_1}{R_2} \leq \epsilon_{lim} \tag{3.39}$$

et

$$\sigma = \left(1 - \frac{\sqrt{\sin(\beta_2)}}{Z^{0.7}}\right)\left(1 - \left(\frac{\frac{R_1}{R_2} - \epsilon_{lim}}{1 - \epsilon_{lim}}\right)^3\right) \; \text{sinon} \tag{3.40}$$

ceci avec

$$\epsilon_{lim} = \exp(-\frac{8.16.\sin(\beta_2)}{Z}) \tag{3.41}$$

Une fois la corrélation choisie, l'angle modifié est calculé ainsi :

$$F_{dev} = \frac{\alpha}{\nu}\frac{\omega_N R_2}{Q_N} A_2(1-\sigma) \tag{3.42}$$

$$\beta_2' = \arctan\left(\frac{1}{\frac{\cos(\beta_2)}{\sin(\beta_2)} + F_{dev}}\right) \tag{3.43}$$

Désadaptation

Loin des conditions de design, la direction adoptée par le fluide en entrée de roue et de diffuseur (s'il est aubé) n'est plus adaptée à la géométrie des aubes. C'est ce que l'on appelle la désadaptation. Ce phénomène se traduit par une perte de charge qui croît lorsqu'on s'éloigne de plus en plus des conditions de design. Elle dépend généralement de l'écart entre le débit d'adaptation et le débit considéré au carré $(Q - Q_{adapte})^2$, que l'on écrira sous la forme $Q_{adapte}(D-1)^2$ avec D le coefficient de désadaptation. D est le rapport du débit sur le débit d'adaptation. Le débit d'adaptation est considéré comme étant le débit en similitude avec le débit nominal, d'où la présence du rapport des vitesses de rotation. Pour éviter une opération de division par zéro lors de la résolution de l'écoulement dans la pompe, une limite sur ce rapport des vitesses de rotation a été introduite. Elle a été choisie en relation avec les

travaux de qualification conduits sur les tests à rotor bloqué pour la pompe ME250315 (voir chapitre 4 et référence [MCDT19]).

$$D = \frac{Q}{Q_N . \max(\frac{\omega}{\omega_N}, \alpha_{lim})} \tag{3.44}$$

avec $\alpha_{lim} = 7.10^{-7}$.

Afin de tenir compte de ce phénomène de désadaptation de l'écoulement dans le modèle de pompe développé, une perte de charge a été ajoutée au second membre des équations de quantité de mouvement via le terme

$$-A\alpha_k \rho_k g \Delta H_{shock} \frac{r_i}{\Delta z} \tag{3.45}$$

La perte de hauteur est introduite par le terme ΔH_{shock}. Cette perte n'est pas calculée de la même manière pour les bas ou les hauts débits. A sous-débit (ie. $D < 1$), elle s'exprime comme :

$$\Delta H_{shock} = \Delta H_{shock,0} \ (D-1)^2 \tag{3.46}$$

avec $\Delta H_{shock,0} = H_{Euler,0} - H_0$. Le choix qui est fait consiste à modéliser la différence entre la hauteur homologue à débit nul estimée par l'équation d'Euler tenant compte de la déviation $H_{Euler,0}$ et la valeur réelle de la hauteur homologue H_0. Cette modélisation repose sur l'hypothèse que les pertes par désadaptation sont les seules à intervenir à proximité du débit nul.

$H_{Euler,0}$ est approchée par la relation $75\%.{U_2}^2/g$.

H_0 dépend de la vitesse spécifique N_q et s'exprime comme :

$$H_0 = (K_1.N_q + K_2) \left(\max(\frac{\omega}{\omega_N}, \alpha_{lim}) \right)^2 H_N \tag{3.47}$$

avec $K_1 = 7.10^{-3}$ and $K_2 = 1.0092$. Ces coefficients ont été définis en relation avec une étude menée sur les courbes 4-quadrants de plusieurs pompes rotodynamiques de vitesses spécifiques variées, dont les résultats sont synthétisés sur les figures 3.16 et 3.17 ci-après. K_1 et K_2 sont les coefficients définissant la courbe de tendance affine liant les différentes valeurs de hauteur homologue à vitesse directe (sens normal de rotation) et débit nul récoltées parmi les courbes 4-quadrants disponibles.

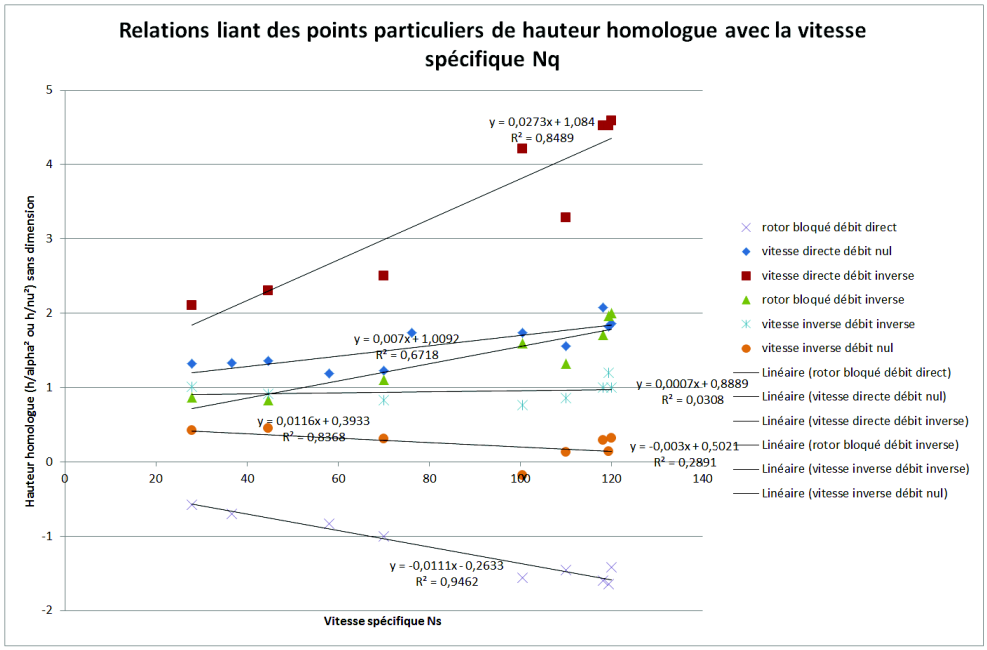


FIGURE 3.16 – Points particuliers de hauteur homologue en fonction de N_q

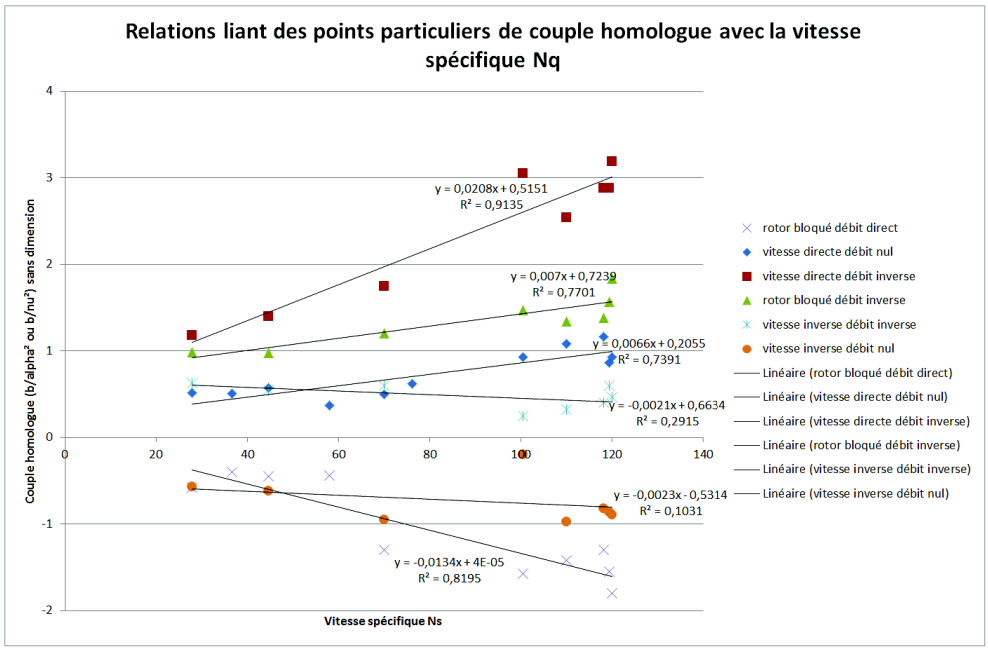


FIGURE 3.17 – Points particuliers de couple homologue en fonction de N_q

La direction du fluide est supposée adaptée aux aubes lorsque $D = 1$, et par conséquent $\Delta H_{shock} = 0$. La construction des corrélations de pertes par désadaptation à sous-débit et en sur-débit assure la continuité et la dérivabilité au passage du point d'adaptation.

En sur-débit, (ie. $D > 1$), la corrélation s'exprime comme :

$$\Delta H_{shock} = \Delta H_{shock,\infty} \, (D-1)^2 \tag{3.48}$$

$$\Delta H_{shock,\infty} = K_3 . \max(\frac{N_q}{70}, 1) \left(\max(\frac{\omega}{\omega_N}, \alpha_{lim}) \right)^2 H_N \tag{3.49}$$

avec $K_3 = 7.5.10^{-1}$.

Le coefficient r_i intervenant dans le terme source général des pertes par désadaptation permet de répartir ces pertes de charge sur plusieurs mailles. Le choix a été fait de les concentrer en entrée de roue, à part égale sur les deux premières faces du maillage appartenant exclusivement à la roue (faces n°2 et n°3).

La vitesse de rotation adimensionnalisée qui intervient en plusieurs endroits dans ce modèle a été introduite en relation avec l'étude du respect des lois de similitude des turbomachines menée sur la pompe centrifuge DERAP. Ces travaux de validation de la prédiction des performances de la pompe à plusieurs vitesses de rotation sont présentés dans le chapitre 4 de qualification à l'échelle composant.

Recirculation

A bas débit ($\sim D \leq 0.5$), le fluide recircule à l'intérieur de la roue. Cela est source de consommation de puissance. Fraser [Fra81] apporte une description détaillée de ce phénomène, et l'explique par le champ de pression à l'intérieur du canal inter-aubes. Le schéma en figure 3.18 ci-dessous représente le phénomène de recirculation :

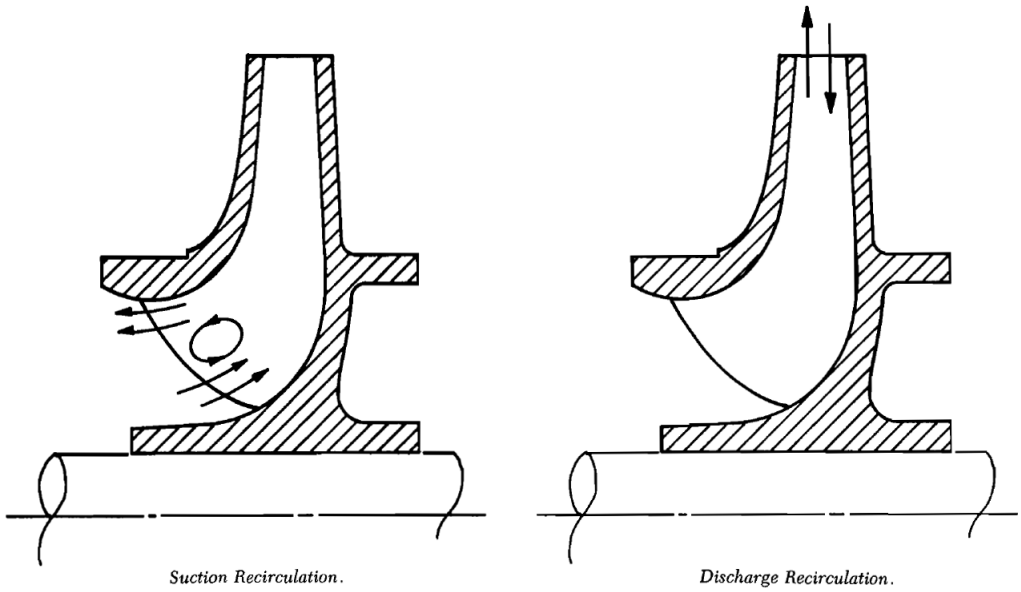


FIGURE 3.18 – Phénomène de recirculation (Fraser [Fra81])

La consommation de puissance due aux recirculations se traduit sur les courbes de performance de la machine par un couple additionnel entre 0% et environ 50% de débit. Pour illustrer ce point, on pourra se référer aux travaux Beck et Thamsen [BT16] qui cherchent à obtenir une consommation de puissance constante en fonction du débit par un design approprié de la roue.

Dans cette zone de débit, la différence entre le couple réel et le couple d'Euler tenant compte de la déviation correspond au couple dissipatif. Ceci est illustré en figure 3.19 ci-dessous.

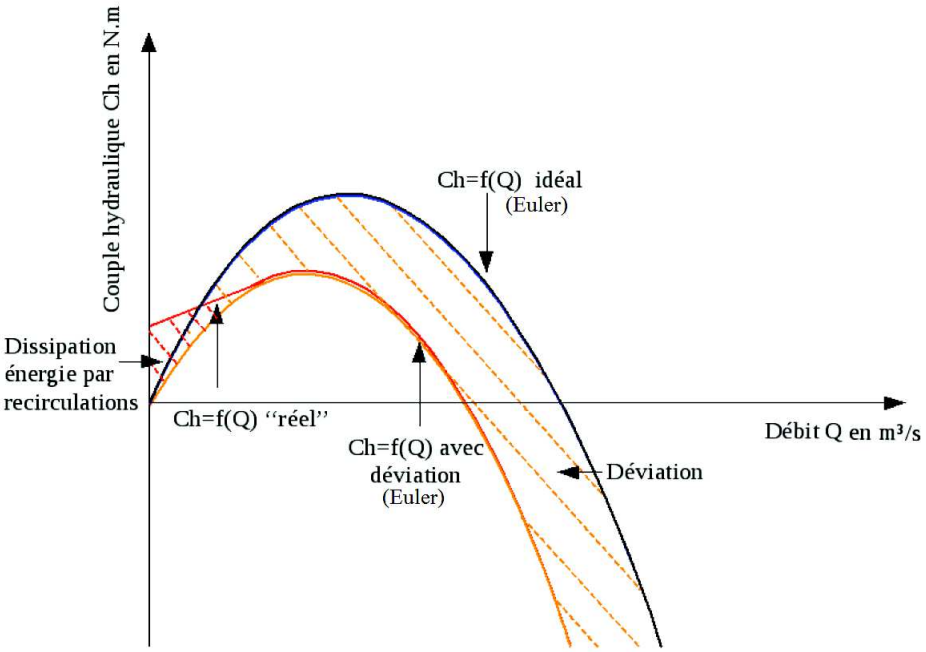


FIGURE 3.19 – Couple dû aux recirculations

Afin de tenir compte de ce phénomène dans le modèle de pompe développé, un terme de dissipation de puissance a été introduit dans les équations de conservation d'énergie de chaque phase.

$$+\alpha_k \rho_k \Gamma_{dissipation}.|\omega| \frac{r_i}{\Delta z} \tag{3.50}$$

$\Gamma_{dissipation}$ traduit le phénomène de recirculation et augmente lorsque l'on diminue le débit. Il s'exprime de cette façon :

$$\Gamma_{dissipation} = \beta_0 \Gamma_N \left(\max(\frac{\omega}{\omega_N}, \alpha_{lim}) \right)^2 \left(\frac{D - b_3}{b_3} \right)^2 \tag{3.51}$$

pour $D \leq b_3 = \frac{1}{2}$ et 0 sinon. $\beta_0 = b_1.N_q + b_2$ avec $b_1 = 6.6.10^{-3}$ et $b_2 = 2.055.10^{-1}$.

Le coefficient r_i intervenant dans le terme source général de la perte de puissance par recirculation permet de répartir ces pertes de charge sur plusieurs mailles. Le choix a été fait de les répartir tout au long de la roue, dans la mesure où les recirculations peuvent intervenir en entrée et/ou en sortie, ainsi qu'au long du canal inter-aubes.

Afin de rendre l'ensemble des modèles de pertes le plus général possible, des nombres adimensionnels tels que la vitesse spécifique et le rapport des vitesses de rotation ont été introduits. Cela permet de prédire correctement les performances de hauteur et de couple des machines pour des géométries variées (centrifuges, hélico-centrifuges, axiales) et des conditions de fonctionnement autres que le point de design.

Cavitation

Le phénomène de cavitation a succinctement été introduit au chapitre 1 : il s'agit de la vaporisation du fluide (initialement liquide) au niveau des aubes de la roue en cas de dépressurisation locale, elle même due à une accélération locale de l'écoulement. La pression passe ainsi en dessous de

la pression de saturation, comme illustré figure 3.20, aux endroits du canal inter-aubes concernés par la dépression.

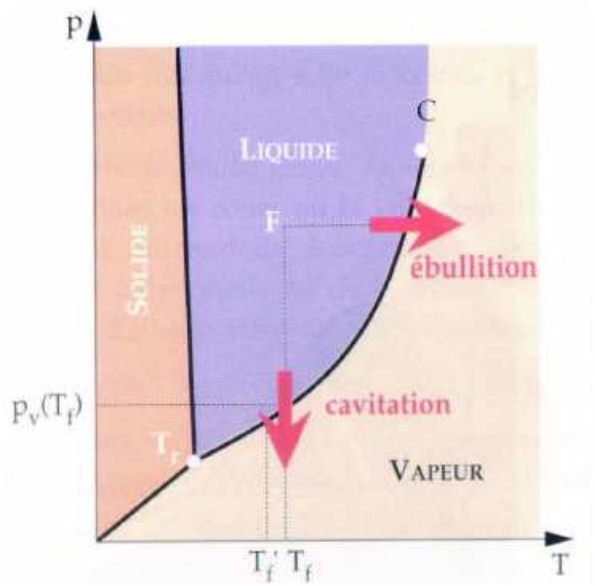


FIGURE 3.20 – Phénomène de cavitation illustré sur un diagramme thermodynamique P-T (Duplaa [Dup08])

Le système d'équations bi-fluide sur lequel est basé notre modèle de pompe, ainsi que les lois de fermeture associées, permettent d'ores et déjà la génération de vapeur par dépressurisation. Ce phénomène qui peut être assimilé à la cavitation est communément appelé flashing dans le milieu de la modélisation en thermohydraulique diphasique pour les réacteurs. Le code CATHARE-3 dispose d'un modèle de flashing adapté à la dépressurisation dans les tuyauteries et volumes de fluide (Bestion [Bes90]).

Pour le modèle unidimensionnel de pompe, il s'est avéré nécessaire de développer un modèle de cavitation dédié à l'apparition locale de vapeur dans la roue dans certaines conditions de fonctionnement, et notamment en cas de baisse de la pression amont. En effet, sans modèle de cavitation dédié, et en utilisant simplement le modèle de flashing de CATHARE-3 permettant la génération de vapeur dans une conduite (validé sur des tuyères de type tube convergent-divergent), la prédiction de cavitation dans la roue n'était pas possible. A préciser que seule la roue DERAP a été testée en régime de cavitation dans le cadre de ces travaux de thèse.

Pour comprendre pourquoi le modèle de flashing validé en tuyères ne suffisait pas pour modéliser la cavitation dans les conditions de fonctionnement expérimentées sur DERAP (20 °, pression légèrement inférieure à 1 bar, débit compris entre +-30% du débit d'adaptation), des simulations à plus haute température ont été menées. Ceci dans le but de faciliter la génération de vapeur en se rapprochant de la température de saturation à pression donnée. A une température du fluide proche de 80 °C, il a été possible d'observer l'apparition de cavitation dans la roue aux bonnes conditions de débit et de pression via le modèle de flashing validé en tuyères.

Considérant ceci, la nécessité d'introduire une nouvelle zone d'échanges thermiques au sein du code CATHARE-3 apparut, afin de permettre la génération de vapeur malgré une pression moyenne de la maille supérieure à la pression de saturation $P_{sat}(T)$. En effet, avec la modélisation unidimensionnelle adoptée, la maille "fluide" considérée correspond à une portion du canal inter-aubes

moyennée radialement, ainsi, le gradient de pression perpendiculaire à l'abscisse curviligne n'est pas calculé. Comme la cavitation apparaît d'abord dans des zones locales du canal inter-aubes, où la pression peut atteindre sa valeur à saturation à cause d'une accélération locale du fluide, ceci peut expliquer la nécessité d'un traitement spécial du changement de phase dans la roue dans ces conditions de pression et de température. La figure 3.21 ci-après illustre cette problématique.

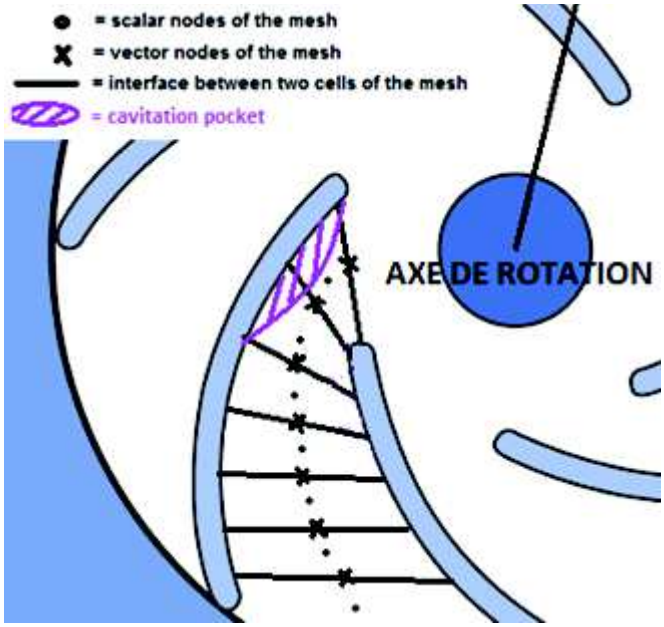


FIGURE 3.21 – Cavitation et maillage unidimensionnel

Ces travaux de modélisation menés dans le cadre de la thèse, ont été décrits dans un article de la conférence ICAPP (Matteo et al 2019 [MDT19b]). Le modèle de cavitation, constitué d'un nouvel indice de zone (permettant de détecter les conditions nécessaires à l'apparition de cavitation) et d'un modèle d'autovaporisation adapté, est présenté succinctement ci-dessous.

Pour chaque maille de la roue (I représentant le numéro de maille) et à chaque itération de la méthode de résolution itérative de Newton, si la température du liquide approche la température de saturation de quelques degrés ou dizaines de degrés ($T_L(I) > T_{sat} - \delta T_{cav}$), alors un flux de chaleur $q_{le,cav}$ allant du liquide vers l'interface représentant la cavitation est pris en compte. L'expression de ce flux de chaleur vient du modèle de flashing de CATHARE-3 validé en tuyère auquel on a enlevé le terme de retard au flashing et que l'on a exprimé en fonction d'une différence de températures ($T_L - T_{sat} + \delta T_{cav}$) au lieu d'une différence d'enthalpies massiques ($h_L - h_{L,sat}$). Le terme de retard au flashing, qui autorise une surchauffe du liquide avant le changement de phase, a été retiré car on souhaite précisément simuler le phénomène inverse.

Le flux de chaleur intervient dans la production de vapeur via le calcul du transfert de masse (équation 3.10 présentée au début de ce chapitre), dont on rappelle la définition ici :

$$\Gamma = \frac{\chi_c / A q_{pi} - q_{le} - q_{ve}}{h_V - h_L} \tag{3.52}$$

Lorsque la température de saturation réévaluée $T_{sat} + \delta T_{cav}$ est atteinte, la cavitation a lieu dans la roue. L'écart à la température de saturation initiale noté δT_{cav} a dans un premier temps été défini en

relation avec les simulations à haute température menées sur DERAP (une première valeur d'environ 70 °C a été définie), puis une dépendance en débit et en vitesse spécifique a été ajoutée. Pour des raisons de stabilité numérique, un débit explicite (ie. du début du pas de temps) est utilisé à chaque itération.

La dépendance en débit se fait par l'utilisation du coefficient de désadaptation défini précédemment à l'équation 3.44.

L'expression de l'écart à la saturation est donc :

$$\delta T_{cav} = a.D.\frac{b}{N_q} \tag{3.53}$$

Avec a=70 (écart de température nécessaire pour observer la cavitation) et b=12.3 (vitesse spécifique de DERAP).

L'expression du flux de chaleur de cavitation est finalement :

$$q_{le,cav} = -f(P,\alpha).Re_L^2.Pr_L.\frac{\lambda_L}{D_h^2}.(T_L - T_{sat} + \delta T_{cav}) \tag{3.54}$$

Un autre traitement du changement de phase a dû être fait dans la roue de la pompe pour éviter une condensation très violente à proximité de la génération de vapeur en conditions fortement sous-saturées et à bas taux de vide. Ceci évite des tentatives de condensation de la phase résiduelle vapeur dans ces conditions. Le flux de condensation a donc été réduit suivant la relation :

$$q_{le,cond} = c.\alpha.q_{le,cond} \tag{3.55}$$

Avec $c = 10^{-3}$.

Enfin, un dernier traitement a été fait sur la carte d'écoulement pour chaque maille où on entre dans les conditions de cavitation : l'écoulement a été défini comme étant stratifié (en imposant un taux de stratification égal à 1). Ceci a un impact sur les frottements à l'interface liquide-vapeur et sur les échanges thermiques entre les phases. C'est en imaginant une cavitation par poches attachées aux aubes que l'on a fait ce choix. Pour valider ou améliorer le critère de stratification dans la roue en régime diphasique, il faudra travailler sur l'équilibre des forces en présence (accélération centrifuge, accélération de Coriolis, gravité) associées aux conditions de débit. On pourra étudier les travaux de F. De Crecy [Cre83] pour avancer sur ce point. Une autre approche complémentaire serait de mener des calculs diphasiques locaux dans des conditions de débit et de taux de vide variées afin d'étudier l'écoulement dans la roue. Le code de calcul Neptune CFD, basé sur un modèle bi-fluide comme le code CATHARE et disposant d'un module turbomachines, permet de transporter les phases liquides et gaz en traitant leurs déséquilibres contrairement aux codes 3D CFD basés sur des modèles homogènes. Pour cette raison, ce code 3D CFD serait un bon candidat.

En utilisant ce modèle de cavitation en conditions sous-saturées, la dégradation des performances d'une pompe en régime de cavitation peut être prédite. Ceci est fait au chapitre suivant pour la pompe DERAP (paragraphe 4.8.4).

3.2.4 Modélisation du diffuseur et de la volute

Direction de l'écoulement dans le diffuseur

Le diffuseur, s'il existe dans la pompe, est une partie fixe qui peut être aubée ou lisse (ie. absence d'aube directrice). La section de passage du fluide augmente dans le diffuseur (élément divergent) dans le but de participer à la conversion de la pression dynamique, générée dans la roue de par sa rotation, en pression statique.

En général, les aubes d'un diffuseur s'il y en a, sont adaptées à la direction réelle du fluide en sortie de roue donnée par le vecteur vitesse $\vec{V_2}$. Cela signifie que l'angle des aubes du diffuseur se rapproche de l'angle réel de sortie de roue α_2.

Dans le cas d'un diffuseur lisse, il est souvent considéré que la direction adoptée par le fluide dans cet élément respecte un angle réel α constant (Dou [Dou89], Stanitz [Sta52a]) en supposant un écoulement bidimensionnel, axisymétrique et isentropique. La figure 3.22 ci-dessous représente la trajectoire du fluide dans un diffuseur lisse :

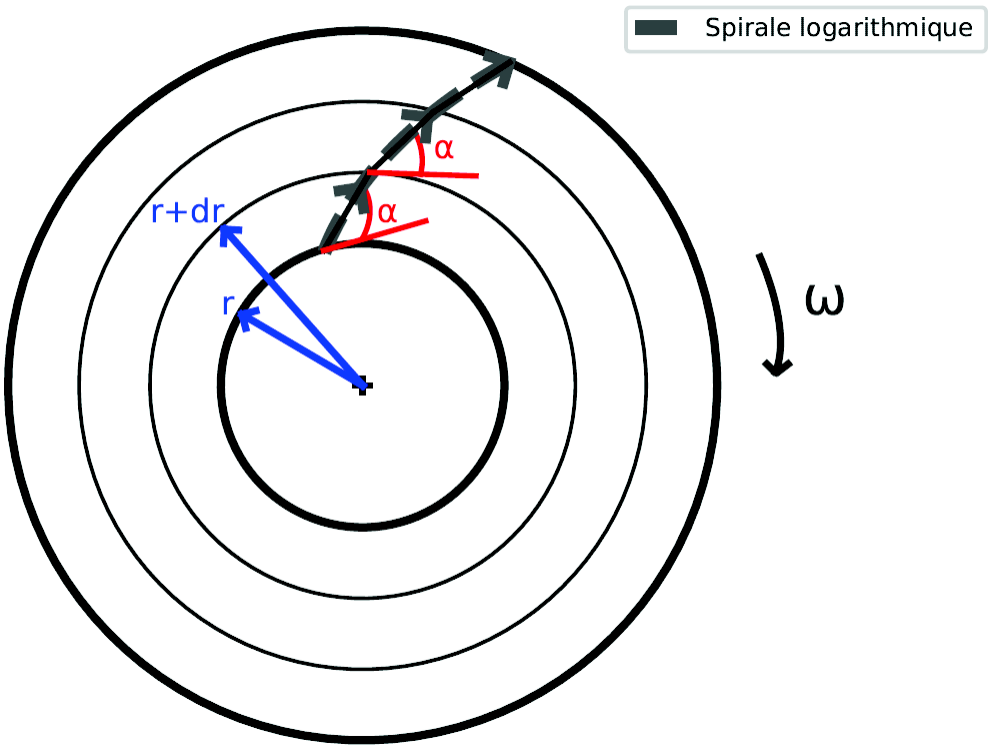


FIGURE 3.22 – Trajectoire du fluide dans un diffuseur lisse

Ceci revient à donner une trajectoire de spirale logarithmique à l'écoulement. C'est le choix qui est fait pour la forme du filet fluide moyen dans le diffuseur pour le modèle de pompe développé dans le cadre de cette thèse. Dans la pratique, cela consiste à définir une spirale logarithmique d'angle α_2 (variable en fonction des conditions de débit et de rotation) dans la partie diffuseur, qu'il soit aubé ou non (voir figure 3.23).

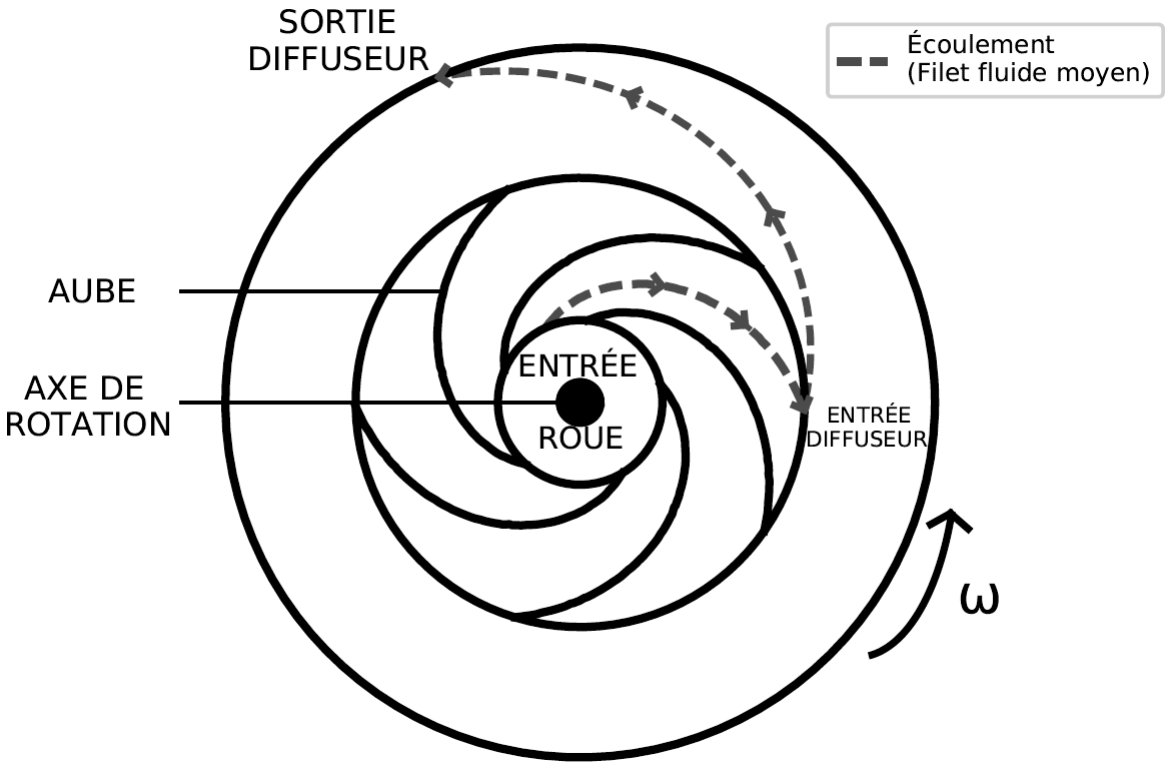


FIGURE 3.23 – Filet fluide moyen dans le diffuseur

La longueur du diffuseur définie dans la modélisation est la longueur de cette trajectoire aux conditions nominales. Pour une raison de connexion de l'élément diffuseur avec d'autres éléments de la pompe et plus généralement d'un circuit, la longueur ne peut pas être modifiée au cours du transitoire en fonction des conditions de débit et de rotation.

En ce qui concerne les diffuseurs lisses, ce choix engendre une limitation aux débits éloignés du débit nominal, où la longueur de la trajectoire du fluide dans le diffuseur sera différente (plus courte à haut débit et plus longue à bas débit). Ceci peut avoir un impact sur les pertes par frottement le long du diffuseur. Nous tenons compte de ce phénomène à l'intérieur du modèle développé pour les pertes par désadaptation.

Ce choix engendre une seconde limitation, cette fois en ce qui concerne les diffuseurs aubés, et notamment ceux dont l'angle des aubes varie sensiblement entre l'entrée et la sortie du diffuseur. En effet, nous ne tenons pas compte de l'effet de la forme de l'aube sur la direction de l'écoulement. Cela peut avoir principalement un impact sur le profil des vitesses dans la deuxième moitié du diffuseur et en début de volute. En effet, en général, l'angle d'entrée des aubes d'un diffuseur est adapté à l'écoulement de sortie de roue, donc l'hypothèse de chemin logarithmique est vraie au moins à proximité de l'entrée. Nous tenons cependant bien compte des pertes par frottement sur les aubes du diffuseur via la définition du périmètre frottant associé. Développer une fonctionnalité permettant d'imposer la direction donnée par les aubes du diffuseur permettrait d'affiner la modélisation des pompes concernées. Cependant, la nécessité de mener ces développements ne s'est pas fait ressentir vis à vis des cas de validation étudiés.

Direction de l'écoulement dans la volute

Pour la partie volute, qui se situe dans la continuité du diffuseur au sein du même élément AXIAL, on suppose que l'angle α augmente jusqu'à atteindre $\pi/2$ en sortie de volute. Ceci permet de

retrouver un écoulement totalement redressé en entrant dans la conduite de refoulement et donc une vitesse du fluide à une seule composante (purement débitante).

Un raccord quadratique sur la variation de $\sin(\alpha)$ est utilisé pour réaliser cette augmentation de l'angle α (I représentant le numéro de la face considérée dans le maillage) :

$$\sin(\alpha(I)) = \sin(\alpha_2) + (\sin(\pi/2) - \sin(\alpha_2))\frac{(z(I) - z_4)^2}{(z_6 - z_4)^2} \tag{3.56}$$

Ce choix a été fait en relation avec l'analyse des profils de pression et de vitesses obtenus pour l'ensemble des pompes étudiées au cours de la démarche de qualification, en premier lieu au point de fonctionnement nominal mais aussi hors-adaptation. La recherche d'une allure physique pour l'évolution de ces grandeurs intimement liées a dirigé cette démarche. Pour qualifier/valider plus en détails ce choix il est nécessaire de disposer de données expérimentales locales ou de calculs à échelle plus fine permettant de juger des profils de pression et de vitesses obtenus.

Diffusion

Dans la volute, l'augmentation de section est la source d'une perte de hauteur appelée perte par diffusion. Elle est définie ainsi :

$$-A\alpha_k\rho_k g\Delta H_{diffusion}\frac{r_i}{\Delta z} \tag{3.57}$$

La perte de hauteur par diffusion $\Delta H_{diffusion}$ s'écrit comme suit (Matteo et al [MDT19a]) :

$$\Delta H_{diffusion} = K_4 D\left(\max(\frac{\omega}{\omega_N}, \alpha_{lim})\right)^2 \frac{(V_{T,3} - V_6)^2}{2} \tag{3.58}$$

avec $K_4 = 0.65$

Les pertes par diffusion sont uniformément réparties sur les mailles correspondant à la partie volute via le coefficient r_i. Elles s'annulent quand le débit s'annule, ce que l'on peut voir via le produit par le coefficient de désadaptation D. Les indices 1, 2, 3, 4, 5 et 6 désignent respectivement : l'entrée de roue, la sortie de roue, l'entrée du diffuseur, la sortie du diffuseur, l'entrée de la volute et la sortie de la volute. Dans notre modélisation, on assimile la sortie de roue avec l'entrée du diffuseur (ie. 2 et 3 sont équivalents) ainsi que la sortie de diffuseur avec l'entrée de volute (ie. 4 et 5 sont équivalents). Ceci correspond au fait de négliger l'effet des jeux géométriques qui existent entre ces parties.

3.2.5 Jonctions parties fixes - parties mobiles : changement de repère

Dans la roue, qui est l'élément mobile, les vitesses résolues sont les vitesses relatives W. Dans les parties fixes (aspiration, diffuseur, volute, refoulement), ce sont les vitesses absolues qui sont résolues. Ce paragraphe présente la méthode pour transférer correctement les grandeurs hydrauliques d'un élément à l'autre le long de la pompe, malgré la présence d'une partie mobile. Pour illustration, la figure 3.24 ci-après représente les points de changement de repère au sein de la pompe modélisée en 1D (association l'éléments axiaux).

FIGURE 3.24 – Changement de repère entre éléments AXIAUX représentant la pompe

Jonctions entre éléments AXIAUX (1D) de CATHARE-3

La difficulté réside dans le fait que les éléments axiaux de CATHARE-3 partagent un même point du maillage en leur jonction, sur lequel sont résolues les variables principales vectorielles du système : on dit que les vitesses sont résolues aux faces du maillage, par opposition au centre des mailles.

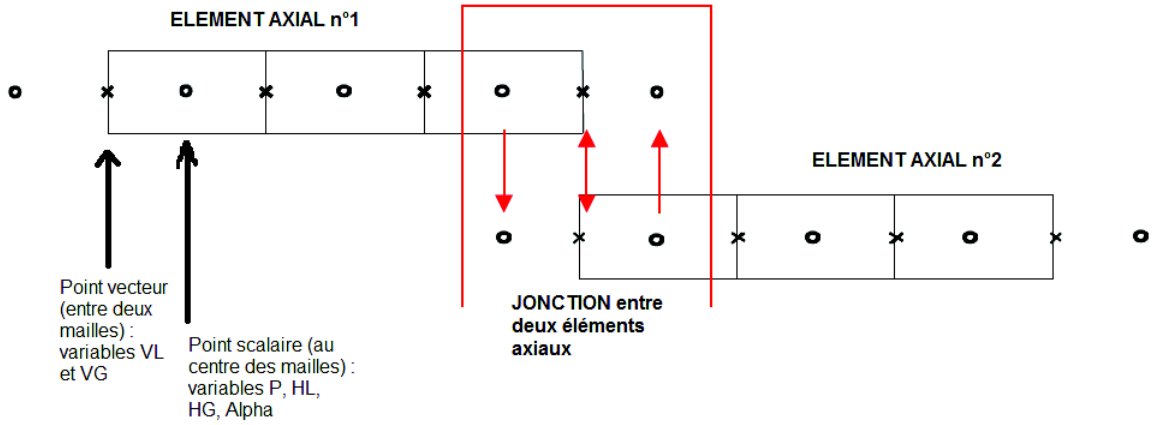


FIGURE 3.25 – Elements AXIAUX de CATHARE-3 et leur jonction

Ainsi, à titre d'exemple, l'aspiration dans laquelle nous souhaitons résoudre les équations avec la vitesse absolue V partage sa dernière face avec la roue. Or, nous souhaitons résoudre les équations de la roue avec la vitesse relative W. Le code CATHARE-3 n'est initialement pas dédié à la modélisation d'éléments mobiles possédant un maillage, tels que la roue d'une pompe rotodynamique. Au démarrage de cette thèse, il n'existait donc pas de manière de gérer les changements de repère. En particulier, lorsque l'on utilise comme ici des modules unidimensionnels associés entre eux, une seule composante de vitesse est calculée : celle qui est selon l'abscisse curviligne. Pour cette raison, il est nécessaire de mettre en place un traitement spécifique aux interfaces pour gérer les changements de repère.

Le choix que nous avons fait consiste à réaliser le changement de repère sur la seconde face de l'élément aval. Cela revient à faire une copie de la face commune se trouvant à la jonction, sauf qu'en cette copie on applique la vitesse relative calculée en fonction de la vitesse V à la jonction et on modifie la section de passage du fluide afin de conserver le débit dans l'élément aval.

Modification de la section de passage du fluide au cours du calcul

Nous allons commencer par expliquer le fonctionnement de la modification de la section de passage, servant de méthode pour changer de repère, dans un cas monophasique. Nous expliquerons

l'adaptation qui est faite pour gérer les cas diphasiques ensuite.

Entrée de roue En entrée de roue, en l'absence de prérotation (ce qui est une hypothèse du modèle) $V_1 = V_{m1}$, V_{m1} étant la vitesse méridienne (vitesse débitante). Dans ces conditions, la section associée à V_1 est S_{m1}, la section méridienne en entrée de roue. W_1 représente l'hypoténuse du triangle des vitesses d'entrée constitué par la relation vectorielle $\vec{V_1} = \vec{U_1} + \vec{W_1}$.

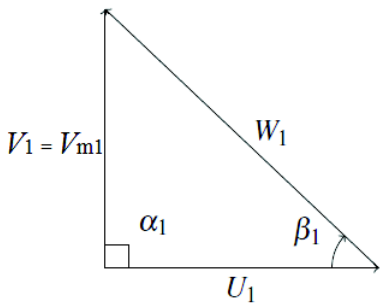


FIGURE 3.26 – Triangle des vitesses en entrée de roue

Ainsi, en entrée, la vitesse relative W_1 est plus grande en valeur absolue que la vitesse absolue V_1. Ceci conduit donc à une réduction de section au passage de l'aspiration à la roue. On calcule en effet W_1 comme $W_1 = \sqrt{V_1^2 + U_1^2}$. Ensuite, la section S_1 normale à la vitesse relative W_1 permettant de conserver le débit est calculée comme $S_1 = \frac{V_1 S_{m1}}{W_1}$.

A l'intérieur de la roue La section de passage S que voit le fluide dans le repère relatif est calculée en chaque point du maillage de la roue comme suit en tenant compte de la relation liant la vitesse relative et la vitesse débitante V_m. Cette dernière correspond à la projection indifféremment de la vitesse relative ou absolue sur la direction radiale (dans le cas des roues purement radiales, ou sur la direction donnée par l'angle γ pour les roues hélico-centrifuges), ce qui donne $V_m = W \sin\beta = V \sin\alpha$.

Ainsi, pour $I > 2$ (I représentant le numéro de la face considérée dans le maillage), on écrit donc :

$$Q(I) = V_m(I)S_m(I) = W(I)S(I) = W(I)S_m(I).\sin(\beta(I)) \tag{3.59}$$

d'où

$$S(I) = S_m(I).\sin(\beta(I)) \tag{3.60}$$

La section méridienne $S_m(I)$ associée à la vitesse débitante V_m est une donnée d'entrée du modèle. Il n'est pas nécessaire de la connaître en chaque point, elle est interpolée entre les points renseignés.

Sortie de roue La différence avec l'entrée réside dans le fait qu'en sortie la vitesse absolue du fluide possède une composante tangentielle. Le retour à une section réelle ne suffit donc pas : on perdra l'information de vitesse tangentielle et donc de pression dynamique et d'énergie cinétique tangentielle correspondantes. La méthode choisie consiste donc à calculer V_2 en fonction de W_2 et à travailler avec la section normale à la vitesse absolue V_2, notée $S_{absolue,2}$ à partir de la seconde face du maillage du diffuseur. Ceci permet de conserver le débit sur le même principe que ce que l'on fait pour l'entrée de roue.

$$S_{absolue,2} = S_{relative,2}.\frac{W_2}{V_2} \tag{3.61}$$

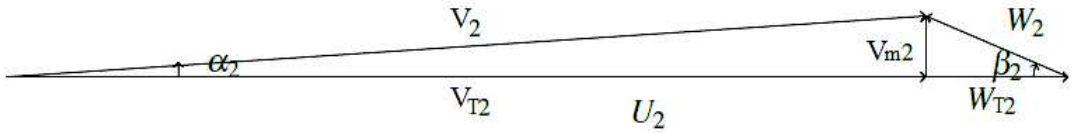


FIGURE 3.27 – Triangle des vitesses géométrique

A l'intérieur du diffuseur et de la volute

$$S(I) = S_m(I).\sin(\alpha(I)) \tag{3.62}$$

On revient à une section réelle en sortie de volute où l'écoulement est alors entièrement redressé ($\alpha_6 = \pi/2$), où on retrouve une vitesse débitante V_{m6}. En effet,

$$S_6 = S_{m6}.\sin(\alpha_6) = S_{m6} \tag{3.63}$$

Gestion du diphasique En régime diphasique, la vitesse en entrée des éléments est calculée comme une vitesse moyenne de la façon suivante :

$$V_{mean} = \frac{\alpha_L \rho_L V_L + \alpha_G \rho_G V_G}{\rho_{mean}} \tag{3.64}$$

avec

$$\rho_{mean} = \alpha_L \rho_L + \alpha_G \rho_G \tag{3.65}$$

Ceci permet de gérer les régimes diphasiques rencontrés au cours de nos travaux de qualification (cavitation, injection de vapeur en entrée de pompe). Cependant, on sent bien que cette méthode peut poser des difficultés en cas de fort taux de gaz et de fort glissement entre les phases en présence induisant des vitesses V_L et V_G très différentes. Nous n'avons pas eu l'occasion de tester ces régimes, cependant il serait intéressant d'étudier la gestion du changement de repère en diphasique dans ces cas et de voir si cette méthode reste efficace ou non.

Conservation des grandeurs statiques pression (P) et enthalpie massique (h) au niveau des changements de repère

Au passage de la section réelle d'entrée à une section "relative" à la deuxième face de la roue, on ne conserve pas les grandeurs totales (pression et enthalpie) comme cela est fait par défaut via les équations de conservation de CATHARE-3, mais les grandeurs statiques. Cela vient du fait que l'on souhaite travailler avec les grandeurs totales absolues ($P + \frac{1}{2}\rho V^2$ et $h + \frac{V^2}{2}$) dans les éléments fixes et les grandeurs totales relatives ($P + \frac{1}{2}\rho W^2$ et $h + \frac{W^2}{2}$) dans la partie mobile. Au passage d'un repère à l'autre, ce sont donc les grandeurs statiques P et h que l'on doit conserver.

Pour cela, on intervient dans les équations bilan afin de retirer les termes traduisant la conservation de la partie dynamique de la pression et de l'enthalpie seulement aux points de changement de repère. Cela est illustré figure 3.28 ci-dessous.

bilan de quantité de mouvement

$$\cancel{\frac{\partial}{\partial t}A\alpha_k\rho_k V_k} + \cancel{\frac{\partial}{\partial z}A\alpha_k\rho_k V_k^2} + A\alpha_k\frac{\partial P}{\partial z} + Ap_i\frac{\partial \alpha_k}{\partial z}$$

conservation de la pression statique

$$+A\epsilon_k\beta\alpha(1-\alpha)\rho_m\left[\frac{\partial V_G}{\partial t} - \frac{\partial V_L}{\partial t} + V_G\frac{\partial V_G}{\partial z} - V_L\frac{\partial V_L}{\partial z}\right]$$

$$= A\epsilon_k\Gamma W_i - A\epsilon_k\tau_i - (C_k\chi_f + \frac{AK\alpha_k}{\partial z})\tau_k$$

$$+A\alpha_k\rho_k g_z + \frac{R(1-\alpha_k)}{4}p_i\frac{\partial A}{\partial z} + SM_k$$

bilan d'énergie

conservation de l'enthalpie statique

$$\frac{\partial}{\partial t}\left[A\alpha_k\rho_k(h_k + \cancel{\frac{V_k^2}{2}})\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[A\alpha_k\rho_k V_k(h_k + \cancel{\frac{V_k^2}{2}})\right] - A\alpha_k\frac{\partial P}{\partial t}$$

$$= +A\alpha_k\rho_k V_k g_z + \chi_c q_{p,k} + Aq_{k,E} + A\epsilon_k\Gamma(h_k + \frac{W_i^2}{2}) + SE_k$$

FIGURE 3.28 – Conservation de P et h aux changements de repère

Pour cette raison, on verra apparaître des discontinuités des grandeurs totales au niveau des points de changement de repère lorsque l'on réalisera des tracés de profils au chapitre 4. Dans la partie mobile qu'est la roue, on observera l'enthalpie et la pression totales relatives, alors que dans les parties fixes on observera l'enthalpie et la pression totales absolues. L'enthalpie totale relative diffère de la rothalpie par un terme d'énergie cinétique d'entrainement qui s'exprime en $U^2/2$. La rothalpie se conserve au sein des machines tournantes (Lyman [Lym92]). Ce principe est ici adapté à l'écriture en enthalpie totale relative.

3.3 Vérification du modèle 1D par intégration des équations dans un cas idéal

3.3.1 Hypothèses et système d'équations 1D simplifié

Le but est ici de vérifier l'écriture des équations du modèle 1D de roue développé au cours de cette thèse en démontrant son lien avec le modèle classique d'Euler de type entrée-sortie. Pour cela, plaçons nous dans un cas simplifié vérifiant les hypothèses suivantes :

1) monophasique liquide
2) régime permanent
3) absence de pertes hydrauliques
4) parois adiabatiques
5) absence de source ou puits extérieur de masse et d'énergie
6) accélération gravitationnelle négligée devant l'accélération centrifuge subie par le fluide circulant dans la roue

L'hypothèse 1 entraine l'absence de termes diphasiques dans les équations :
— un taux de vide nul ($\alpha_G = 0$ et $\alpha_L = 1$)
— un frottement interfacial nul ($\tau_i = 0$)
— pas d'échange de chaleur à l'interface ($q_{le} = 0$)
— pas de changement de phase ($\Gamma = 0$)

— pas d'effet de masse ajoutée
— un taux de stratification nul ($R = 0$, à ne pas confondre avec le rayon moyen dans la roue)

L'hypothèse 2 entraine l'absence de termes dépendant du temps dans les équations, et donc des dérivées par rapport au temps de la masse, de la quantité de mouvement, de l'enthalpie totale et de la pression nulles.

L'hypothèse 3 entraine
— des pertes régulières nulles (frottement paroi $\tau_L = 0$)
— des pertes singulières nulles ($K = 0$)
— on n'introduit pas de perte par désadaptation (chocs) ($\Delta H_{shock} = 0$)
— on n'introduit pas de perte par recirculations ($\Gamma_{dissipation} = 0$)

L'hypothèse 4 entraine l'absence d'échange de chaleur à la paroi ($q_{pl} = 0$).

L'hypothèse 5 entraine des termes sources ponctuels de masse ou d'énergie nuls venant de l'extérieur ($SM_k = 0$ et $SE_k = 0$).

L'hypothèse 6 entraine une accélération gravitationnelle assumée nulle ($g_z = 0$).

Avec ces hypothèses, le système d'équations pour la phase liquide seule s'écrit :

bilan de masse

$$\boxed{\frac{\partial}{\partial z} A\rho_L W_L = 0} \tag{3.66}$$

bilan de quantité de mouvement

$$\frac{\partial}{\partial z} A\rho_L W_L^2 - \frac{1}{2} A\rho_L \omega^2 \frac{\partial R^2}{\partial z} + A\frac{\partial}{\partial z} P = 0 \tag{3.67}$$

bilan d'énergie

$$\frac{\partial}{\partial z}\left[A\rho_L W_L (h_L + \frac{W_L^2}{2})\right] - \frac{1}{2} A\rho_L W_L \omega^2 \frac{\partial R^2}{\partial z} = 0 \tag{3.68}$$

L'équation 3.66 permet de proposer une autre écriture pour les équations de quantité de mouvement et d'énergie. En effet, le terme $A\rho_L W_L$ ne dépendant pas de z (conservation du débit massique), il peut être sorti des dérivées et après simplification on obtient :

bilan de quantité de mouvement

$$\boxed{W_L \frac{\partial}{\partial z} W_L + \frac{1}{\rho_L}\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{1}{2}\omega^2 \frac{\partial R^2}{\partial z}} \tag{3.69}$$

bilan d'énergie

$$\boxed{\frac{\partial}{\partial z}\left(h_L + \frac{W_L^2}{2}\right) = \frac{1}{2}\omega^2 \frac{\partial R^2}{\partial z}} \tag{3.70}$$

Le système se réduit ainsi à 3 équations (conversation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie de la phase liquide) et 3 inconnues (la pression moyenne P, l'enthalpie liquide h_L et la vitesse liquide W_L).

Le but de cette démarche de simplification est de faire le lien entre le modèle de pompe 1D et la théorie d'Euler classiquement utilisée pour prédire le couple C_{hi} et la hauteur idéale H_i (isentropique, c'est-à-dire sans pertes) d'une pompe centrifuge à partir des triangles des vitesses d'entrée et de sortie. Il reste à intégrer les bilans de quantité de mouvement et d'énergie entre l'entrée et la sortie de la pompe pour retrouver H_i et C_{hi}.

Dans la suite de ce paragraphe, nous allègerons les notations en enlevant les indices L désignant la phase liquide, celle-ci étant la seule phase supposée en présence.

3.3.2 Lien entre bilan d'énergie du modèle 1D et couple d'Euler

D'après le premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert, en conditions adiabatiques, la variation d'enthalpie totale entre deux états et par unité de temps est égale à la puissance utile fournie au système. Soit en notant h l'enthalpie massique et Q le débit volumique :

$$\rho Q \Delta(h + \frac{V^2}{2}) = P_{utile} \tag{3.71}$$

C'est bien la vitesse absolue V qui intervient ici dans l'expression de l'enthalpie totale et pas la vitesse relative W.

La puissance utile est issue de la rotation de la roue, et s'exprime alors comme $P_{utile} = C_h \omega$.

Ainsi, on obtient une expression pour le couple

$$C_h = \rho \frac{Q}{\omega} \Delta(h + \frac{V^2}{2}) \tag{3.72}$$

Que l'on mettra plutôt sous la forme suivante, mettant en évidence le couple spécifique Γ_h :

$$\Gamma_h = \frac{C_h}{\rho} = \frac{Q}{\omega} \Delta(h + \frac{V^2}{2}) \tag{3.73}$$

et ensuite sous forme d'intégrale :

$$\Gamma_h = \frac{Q}{\omega} \left[h + \frac{V^2}{2} \right]_{entree}^{sortie} = \frac{Q}{\omega} \int_{entree}^{sortie} \mathrm{d} \left(h + \frac{V^2}{2} \right) \tag{3.74}$$

Le bilan d'énergie simplifié présenté à l'équation 3.70 met en jeu la vitesse relative W du fluide.

A partir du triangle des vitesses, il est possible d'exprimer la vitesse relative en fonction de la vitesse absolue et inversement.

Remplaçons donc W^2 par son expression dans le bilan d'énergie du modèle de roue de la pompe 1D (équation 3.70) pour calculer le couple :

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h + \frac{V^2}{2} - \frac{U^2}{2} + UW \cos(\beta) \right) = \frac{1}{2} \omega^2 \frac{\partial R^2}{\partial z} = \frac{1}{2} \frac{\partial R^2 \omega^2}{\partial z} \tag{3.75}$$

En remarquant que $U = R\omega$, cela donne :

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h + \frac{V^2}{2} \right) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{U^2}{2} - UW \cos(\beta) \right) + \frac{1}{2} \frac{\partial U^2}{\partial z} \tag{3.76}$$

Soit encore,

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h + \frac{V^2}{2} \right) = \frac{\partial}{\partial z} \left(U(U - W \cos(\beta)) \right) \tag{3.77}$$

$U - W\cos(\beta)$ n'est autre que l'expression de la vitesse tangentielle V_T (voir triangle des vitesses). Ce qui donne

$$\frac{\partial}{\partial z}\left(h + \frac{V^2}{2}\right) = \frac{\partial}{\partial z}(UV_T) \tag{3.78}$$

On obtient finalement l'expression du couple spécifique ci-dessous

$$\Gamma_h = \frac{Q}{\omega}\int_{entree}^{sortie} \frac{\partial}{\partial z}\left(h + \frac{V^2}{2}\right)\mathrm{d}z = \frac{Q}{\omega}\int_{entree}^{sortie} \frac{\partial}{\partial z}(UV_T)\mathrm{d}z \tag{3.79}$$

Et donc, en utilisant l'indice 1 pour l'entrée et 2 pour la sortie,

$$\Gamma_h = \frac{Q}{\omega}(U_2V_{T2} - U_1V_{T1}) \tag{3.80}$$

Ce qui est bien l'expression du couple recherchée, issue de la théorie d'Euler.

3.3.3 Lien entre bilan de quantité de mouvement du modèle 1D et hauteur d'Euler

La même démarche peut être menée pour retrouver la hauteur d'Euler.

La hauteur manométrique H d'une pompe correspond à la différence de pression totale prise entre l'entrée et la sortie de la roue et ramenée en mètres. La pression totale est la somme des pressions statique et dynamique du fluide $P_{tot} = P + \frac{1}{2}\rho V^2$.

Ainsi

$$H = \Delta\left(\frac{P_{tot}}{\rho g}\right) = \Delta\left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g}\right) = \frac{1}{g}\left[\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2}\right]_{entree}^{sortie} \tag{3.81}$$

Soit encore

$$H = \frac{1}{g}\int_{entree}^{sortie} \mathrm{d}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2}\right) \tag{3.82}$$

On réécrit le bilan de quantité de mouvement du modèle de roue de la pompe 1D (équation 3.69) en faisant entrer W, ρ et ω^2 dans les dérivées (ce qui nécessite de supposer en plus ρ constant selon z) :

$$\frac{\partial}{\partial z}(\frac{W^2}{2}) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{P}{\rho}\right) = \frac{1}{2}\frac{\partial R^2\omega^2}{\partial z} \tag{3.83}$$

Ce qui donne, compte tenu de la relation entre V et W :

$$\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{V^2}{2} - \frac{U^2}{2} + UW\cos(\beta)\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{P}{\rho}\right) = \frac{1}{2}\frac{\partial U^2}{\partial z} \tag{3.84}$$

Soit encore

$$\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2}\right) = \frac{\partial}{\partial z}\left(U^2 - UW\cos(\beta)\right) \tag{3.85}$$

et compte tenu de l'expression de la vitesse tangentielle

$$\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2}\right) = \frac{\partial}{\partial z}(UV_T) \tag{3.86}$$

On obtient ainsi l'expression de la hauteur

$$H = \frac{1}{g}\int_{entree}^{sortie} \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2}\right)\mathrm{d}z = \frac{1}{g}\int_1^2 \frac{\partial}{\partial z}(UV_T)\mathrm{d}z \tag{3.87}$$

Soit

$$H = \frac{1}{g}(U_2 V_{T2} - U_1 V_{T1}) \tag{3.88}$$

Ce qui est bien l'expression de la hauteur d'Euler recherchée.

3.4 Discrétisation des termes et résolution numérique

L'ensemble des termes sources ajoutés au système d'équations bi-fluide (représentant initialement un écoulement diphasique dans une conduite) afin de décrire une pompe, a été implémenté en cohérence avec le schéma numérique implicite utilisé pour les éléments 1D de CATHARE. Le lecteur est renvoyé vers la référence Ahn [Ahn17] pour la description du schéma numérique du code CATHARE. Des éléments plus généraux concernant les schémas numériques pour les modèles à deux fluides sont également donnés dans Ndjinga [Ndj07].

Nous donnons ici les grands principes. Une méthode itérative de Newton est utilisée pour résoudre le système linéaire. Plusieurs itérations du Newton composent un pas de temps physique. Des critères de convergence sur les variables principales du système sont à respecter afin de pouvoir passer au pas de temps suivant. Si ce n'est pas le cas, un nouveau pas de temps réduit est estimé par le code et utilisé pour essayer d'obtenir la convergence.

La seule spécificité numérique du modèle unidimensionnel de pompe réside dans le fait que le critère de convergence a été assoupli au niveau des points de changement de repère. Ceci est dû aux valeurs importantes des vitesses que l'on peut obtenir en ces points, lesquelles sont constituées de plusieurs composantes (radiale, tangentielle et parfois axiale).

3.5 Gestion de la vitesse de rotation

3.5.1 Fourniture en donnée d'entrée

Une première possibilité est de fournir une loi fonction du temps permettant d'imposer la vitesse de rotation au cours du transitoire simulé. Dans ce cas, on ne résout pas d'équation supplémentaire.

3.5.2 Calcul de la vitesse de rotation au cours du transitoire

En plus du système de 6 équations décrivant le comportement des phases liquides et gazeuses, une équation supplémentaire est résolue dans la roue : celle qui permet de calculer sa vitesse de rotation ω. Il s'agit de l'équation des masses tournantes :

$$I\frac{\partial \omega}{\partial t} - C_m + C_h + C_f = 0 \tag{3.89}$$

I est le moment d'inertie, C_m le couple fourni par le moteur, C_h le couple hydraulique transmis au fluide et C_f est le couple de frottements.

Définition de l'inertie et des couples

Le moment d'inertie de la pompe est renseigné par l'utilisateur dans le jeu de données. Plus l'inertie est grande, plus la pompe mettra du temps à s'arrêter en cas de perte de réseau électrique. Cela peut permettre de maintenir le plus longtemps possible une convection forcée dans un réacteur nucléaire lors d'un tel incident.

Le couple moteur peut être soit calculé par un modèle de moteur, soit directement renseigné par l'utilisateur. C'est donc une donnée d'entrée. Le couple de frottements est également renseigné par l'utilisateur. Le couple hydraulique est celui calculé par le modèle de pompe 1D (par intégration le long d'une aube de la variation d'enthalpie totale).

Résolution de l'équation des masses tournantes

Deux méthodes se sont présentées pour résoudre cette équation en plus des autres équations du système : la résolution simultanée des 7 équations par modification de la matrice jacobienne, ou la pré-élimination de l'équation des masses tournantes avec prise en compte de l'impact sur le système de 6 équations via des termes sources additionnels.

C'est la seconde méthode qui a été choisie, principalement afin d'éviter la modification de la matrice de résolution.

Les équations modifiées par les termes sources introduits par la pompe sont : le bilan de quantité de mouvement :

$$M(F_i) - MST(F_i, \omega) = 0 \tag{3.90}$$

et le bilan d'énergie :

$$E(F_i) - EST(F_i, \omega) = 0 \tag{3.91}$$

F_i est le vecteur des variables principales (au nombre de 6 sans présence d'incondensable)

$$F_i = (P, h_L, h_G, \alpha, V_L, V_G) \tag{3.92}$$

L'équation des masses tournantes peut s'écrire ainsi :

$$\Omega(F_i, \omega) = 0 \tag{3.93}$$

A chaque itération de la méthode de résolution de Newton-Ralphson, les équations (3.90), (3.91) et (3.93) sont linéarisées (n est l'indice d'itération du Newton) :

$$(M - MST)^n + \sum \frac{\partial}{\partial F_i}(M - MST)^n dF_i - \left(\frac{\partial MST}{\partial \omega}\right)^n d\omega = 0 \tag{3.94}$$

$$(E - EST)^n + \sum \frac{\partial}{\partial F_i}(E - EST)^n dF_i - \left(\frac{\partial EST}{\partial \omega}\right)^n d\omega = 0 \tag{3.95}$$

$$\Omega^n + \sum \frac{\partial \Omega^n}{\partial F_i} dF_i + \frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega} d\omega = 0 \tag{3.96}$$

L'expression de $d\omega$ est obtenue en réécrivant l'équation (3.96) :

$$d\omega = -\frac{\left(\Omega^n + \sum \frac{\partial \Omega^n}{\partial F_i} dF_i\right)}{\frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega}} \tag{3.97}$$

Enfin, la pré-élimination consiste à remplacer cette expression de $d\omega$ dans les autres équations.

$$\sum \frac{\partial}{\partial F_i}(M - MST)^n dF_i + \left(\frac{\partial MST}{\partial \omega}\right)^n \frac{\Omega^n}{\frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega}} + \left(\frac{\partial MST}{\partial \omega}\right)^n \frac{\left(\sum \frac{\partial \Omega^n}{\partial F_i} dF_i\right)}{\frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega}} = -(M - MST)^n \tag{3.98}$$

$$\sum \frac{\partial}{\partial F_i}(E-EST)^n dF_i + \left(\frac{\partial EST}{\partial \omega}\right)^n \frac{\Omega^n}{\frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega}} + \left(\frac{\partial EST}{\partial \omega}\right)^n \frac{\left(\sum \frac{\partial \Omega^n}{\partial F_i} dF_i\right)}{\frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega}} = -(E-EST)^n \quad (3.99)$$

L'expression suivante permet de distinguer plus clairement les termes qui seront à ajouter dans les termes sources eux-mêmes, et ceux à ajouter dans leurs dérivées.

$$\sum \left[\frac{\partial}{\partial F_i}(M-MST)^n + \left(\frac{\partial MST}{\partial \omega}\right)^n \frac{\frac{\partial \Omega^n}{\partial F_i}}{\frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega}}\right] dF_i = -(M-MST)^n - \left(\frac{\partial MST}{\partial \omega}\right)^n \frac{\Omega^n}{\frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega}} \quad (3.100)$$

$$\sum \left[\frac{\partial}{\partial F_i}(E-EST)^n + \left(\frac{\partial EST}{\partial \omega}\right)^n \frac{\frac{\partial \Omega^n}{\partial F_i}}{\frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega}}\right] dF_i = -(E-EST)^n - \left(\frac{\partial EST}{\partial \omega}\right)^n \frac{\Omega^n}{\frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega}} \quad (3.101)$$

Dans les équations bilan présentées en fin de chapitre, le terme $\frac{\Omega^n}{\frac{\partial \Omega^n}{\partial \omega}}$ sera noté RF.

3.5.3 Actions au cours d'un scénario transitoire

Ensuite, plusieurs fonctionnalités sont utilisables pour réaliser des actions sur la pompe au cours du transitoire : grippage (directive BLKROTOR), arrêt de pompe en un certain temps donné et après un délai donné (STOPPUMP), redémarrage de la pompe (STARPUMP), calcul de la vitesse de rotation par l'équation des masses tournantes et arrêt sur inertie (CALROTA). L'ensemble de ces directives déjà existantes est tout aussi intéressant pour le module de pompe 1D développé dans le cadre de cette thèse, c'est pourquoi des développements informatiques ont été réalisés pour pouvoir les utiliser.

3.6 Bilan de la modélisation

Un choix de modèle de type unidimensionnel instationnaire, basé sur la définition d'une ligne de courant dans chaque élément de la pompe, a été fait et est décrit dans ce chapitre. Une des caractéristiques importantes du modèle est sa capacité à résoudre des écoulements diphasiques et à représenter les déséquilibres thermiques et mécaniques entre les phases en présence. Il permet de simuler des situations nominales ou hors-nominales (sous-débit et sur-débit), cavitantes (diphasique local) ou diphasique généralisé. Le modèle fonctionne à débit et vitesse de rotation positive, toutefois sa structure permet de pouvoir envisager les débits et rotations inverses à courte échéance. Enfin, ce modèle a été introduit dans un code de thermohydraulique à l'échelle système, ce qui permet de modéliser des installations complètes, en plus de la pompe.

3.6.1 Système d'équations final pour la roue

Équation des masses tournantes

$$I\frac{\partial \omega}{\partial t} - C_m + C_h + C_f = 0 \quad (3.102)$$

bilan de masse

$$\frac{\partial}{\partial t} A\alpha_k\rho_k + \frac{\partial}{\partial z} S\alpha_k\rho_k W_k = \epsilon_k A\Gamma + S_k \quad (3.103)$$

bilan de quantité de mouvement

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial}{\partial t}A\alpha_k\rho_k W_k + \frac{\partial}{\partial z}A\alpha_k\rho_k W_k^2 + A\alpha_k\frac{\partial P}{\partial z} + Ap_i\frac{\partial \alpha_k}{\partial z}\\
&+A\epsilon_k\beta\alpha(1-\alpha)\rho_m\left[\frac{\partial V_G}{\partial t} - \frac{\partial V_L}{\partial t} + V_G\frac{\partial V_G}{\partial z} - V_L\frac{\partial V_L}{\partial z}\right]\\
&= A\alpha_k\rho_k\omega^2 R\frac{\partial R}{\partial z} - A\alpha_k\rho_k\frac{\partial\omega^2 R\frac{\partial R}{\partial z}}{\partial\omega}.RF\\
&-A\alpha_k\rho_k g\Delta H_{shock}\frac{r_i}{\Delta z}\\
&+A\alpha_k\rho_k g\left(\frac{\partial\Delta H_{shock}}{\partial\omega}\right)\frac{r_i}{\Delta z}.RF\\
&+A\epsilon_k\Gamma W_i - A\epsilon_k\tau_i - (C_k\chi_f + \frac{AK\alpha_k}{\Delta z})\tau_k\\
&+A\alpha_k\rho_k g_z + \frac{R(1-\alpha_k)}{4}p_i\frac{\partial A}{\partial z} + SM_k
\end{aligned} \tag{3.104}$$

bilan d'énergie

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial}{\partial t}\left[A\alpha_k\rho_k(h_k + \frac{W_k^2}{2})\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[S\alpha_k\rho_k W_k(h_k + \frac{W_k^2}{2})\right] - A\alpha_k\frac{\partial P}{\partial t}\\
&= S\alpha_k\rho_k W_k\omega^2 R\frac{\partial R}{\partial z} - S\alpha_k\rho_k W_k\frac{\partial\omega^2 R\frac{\partial R}{\partial z}}{\partial\omega}.RF\\
&+\alpha_k\rho_k\Gamma_{dissipation}.|\omega|\frac{r_i}{\Delta z}\\
&-\alpha_k\rho_k\frac{\partial(\Gamma_{dissipation}.|\omega|)}{\partial\omega}\frac{r_i}{\Delta z}.RF\\
&+S\alpha_k\rho_k W_k g_z + \chi_c q_{p,k} + Aq_{k,E} + A\epsilon_k\Gamma(h_k + \frac{W_i^2}{2}) + SE_k
\end{aligned} \tag{3.105}$$

3.6.2 Système d'équations final pour le diffuseur et la volute

bilan de masse

$$\frac{\partial}{\partial t}A\alpha_k\rho_k + \frac{\partial}{\partial z}S\alpha_k\rho_k V_k = \epsilon_k A\Gamma + S_k \tag{3.106}$$

bilan de quantité de mouvement

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial}{\partial t}A\alpha_k\rho_k V_k + \frac{\partial}{\partial z}A\alpha_k\rho_k V_k^2 + A\alpha_k\frac{\partial P}{\partial z} + Ap_i\frac{\partial \alpha_k}{\partial z}\\
&+A\epsilon_k\beta\alpha(1-\alpha)\rho_m\left[\frac{\partial V_G}{\partial t} - \frac{\partial V_L}{\partial t} + V_G\frac{\partial V_G}{\partial z} - V_L\frac{\partial V_L}{\partial z}\right]\\
&= -A\alpha_k\rho_k g\Delta H_{diffusion}\frac{r_i}{\Delta z}\\
&+A\epsilon_k\Gamma W_i - A\epsilon_k\tau_i - (C_k\chi_f + \frac{AK\alpha_k}{\Delta z})\tau_k\\
&+A\alpha_k\rho_k g_z + \frac{R(1-\alpha_k)}{4}p_i\frac{\partial A}{\partial z} + SM_k
\end{aligned} \tag{3.107}$$

bilan d'énergie

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial}{\partial t}\left[A\alpha_k\rho_k(h_k + \frac{V_k^2}{2})\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[S\alpha_k\rho_k V_k(h_k + \frac{V_k^2}{2})\right] - A\alpha_k\frac{\partial P}{\partial t}\\
&= +S\alpha_k\rho_k V_k g_z + \chi_c q_{p,k} + Aq_{k,E} + A\epsilon_k\Gamma(h_k + \frac{W_i^2}{2}) + SE_k
\end{aligned} \tag{3.108}$$

3.7 Perspectives d'amélioration de la modélisation

En vue de travaux ultérieurs sur ce modèle, les perspectives identifiées afin de l'améliorer sont les suivantes :

— Prise en compte de la direction donnée par les aubages pour le filet fluide moyen dans le diffuseur. Il s'agit d'introduire la possibilité de lire, au sein du jeu de données, l'information d'angle d'entrée et de sortie de diffuseur dans le cas où celui-ci est aubé. Puis, il faudra calculer, au sein du modèle, un chemin pour le fluide qui passe dans le diffuseur respectant ces angles.

— Prise en compte de la pré-rotation. Un modèle peut être introduit, cependant sa validation nécessite de connaître l'état de pré-rotation du fluide dans la pompe, information dont nous disposons rarement excepté pour les expériences traitant spécifiquement de ce phénomène. Une validation par rapport à des calculs tridimensionnels peut toutefois combler ce manque.

— Calcul local des pertes par diffusion dans la volute, sur la base de données d'Idel'cik [Ide79] sur les pertes de charge dans les divergents. Cela a été entamé dans le cadre d'un stage encadré pendant cette thèse, ce que l'on verra au chapitre suivant.

— Calcul local des pertes par désadaptation en entrée de roue et en entrée de diffuseur, en fonction du débit d'adaptation d'entrée et de sortie. Cela a également été entamé dans le cadre du stage évoqué, et sera décrit au chapitre suivant.

Chapitre 4

Vérification et qualification du modèle unidimensionnel de pompe à l'échelle composant

4.1 Principe et méthode

La qualification du modèle de pompe développé dans le cadre de cette thèse a pour objectif de comparer les résultats obtenus par simulation aux résultats expérimentaux. Le choix est fait de découper la qualification du modèle en deux grandes parties correspondant à l'échelle de la pompe (dite échelle composant) et à l'échelle de la boucle ou du réacteur entier (dite échelle système). L'échelle composant sera étudiée dans le présent chapitre, puis l'échelle système sera présentée dans le chapitre suivant. Focaliser d'abord la qualification du modèle à l'échelle du composant seul permet de se concentrer sur l'étude de la validité des corrélations et méthodes mises en jeu dans le modèle de pompe. L'intérêt de la qualification à l'échelle système est de vérifier la capacité du modèle de pompe à interagir avec le circuit environnant, et notamment au cours de transitoires d'intérêt.

Ce chapitre de qualification à l'échelle composant est volontairement découpé en plusieurs étapes permettant de vérifier et de qualifier le modèle point par point. En premier lieu, des calculs idéaux (ie. sans pertes) sont simulés afin de vérifier les développements relativement conséquents entrepris dans le code CATHARE-3 pour permettre la modélisation d'une pompe. Cette étape, basique mais indispensable, permet de tester la validité de la méthode de changement de repère d'un élément à l'autre ainsi que l'introduction du terme source d'accélération centrifuge pour les pompes de différentes vitesses spécifiques. Les résultats des cas idéaux sont comparés aux équations d'Euler. Ensuite, des cas réels en conditions monophasiques et diphasiques en régime quasi-permanent sont testés et comparés à l'expérience. Le respect des lois de similitude des turbomachines est en particulier testé à cette étape par la prédiction des performances d'une pompe à plusieurs vitesses de rotation. De larges gammes de débit sont simulées afin de couvrir l'ensemble du premier quadrant de fonctionnement. Enfin, des transitoires rapides de vitesse de rotation sont simulés et comparés aux résultats expérimentaux. Cela permet de tester la validité du modèle lors de variations brutales de conditions de fonctionnement. Une analyse de l'état de qualification du modèle de pompe ainsi que des perspectives d'amélioration sont enfin proposées.

4.2 Base de qualification à l'échelle composant

La base de qualification est variée au sens où une large gamme de vitesses spécifiques est décrite, plusieurs fluides de travail différents sont utilisés (eau, sodium ou gaz), et plusieurs régimes de

fonctionnement sont testés (divers quadrants, fluide monophasique ou diphasique, transitoires). Cette variété montre la versatilité du modèle par rapport au type de pompe, à la géométrie, au fluide de travail et à la dimension. Ceci renforce la démarche de qualification du modèle unidimensionnel de pompe développé dans le cadre de cette thèse et qui se veut générique.

D'autres géométries étaient disponibles pour qualifier le modèle, cependant une sélection a dû être opérée afin d'étudier les machines présentant le plus d'intérêt et d'originalité parmi la base disponible. Les autres cas sont listés à la fin de ce chapitre au tableau 4.12.

Les cas sélectionnés l'ont été pour les raisons suivantes :

— Pompe centrifuge DERAP : étude d'une pompe de très basse vitesse spécifique, étude de la similitude, étude de la cavitation, étude de transitoires rapides (Duplaa [Dup08] [DCDD+10] [DCDDB13] et Dazin et al [DCB07] [DCDT15]).

— Pompe centrifuge RRA900 : étude d'une pompe de basse vitesse spécifique, étude d'une pompe ayant un débit nominal éloigné du débit d'adaptation, ce qui permet de juger de l'hypothèse faite dans le modèle 1D de pompe visant à supposer ces deux valeurs égales (voir chapitre 3 décrivant le modèle).

— Compresseur centrifuge LSCC : étude d'une machine à fluide compressible. La géométrie des aubes des compresseurs diffère légèrement de celles des pompes, ce qui permet d'évaluer la manière de calculer la trajectoire du fluide dans la roue. De plus, la roue du LSCC est semi-ouverte (absence de flasque au niveau du carter) contrairement aux roues fermées des pompes étudiées ici. Enfin, des mesures locales (ie. à l'intérieur de la roue) ont été réalisées sur ce compresseur, c'est la seule machine à ma disposition dans ce cas (Hathaway [HCSW95]).

— Pompe centrifuge ME-250-315 : étude d'une pompe centrifuge de vitesse spécifique relativement haute, étude du premier quadrant complet, tests à rotor bloqué. Perspective d'étude des autres quadrants de fonctionnement, en régime monophasique et diphasique (entrainement d'air), ainsi que l'apparition de la cavitation. Ces essais ont l'avantage d'être contemporains. Par ailleurs des calculs CFD ont été menés au Cetim Nantes sur cette géométrie (Couzinet et al [CGPL11] [CGP13] [CGP15], Gros et al [GCPL11])

— Pompe hélico-centrifuge EVA : étude d'une pompe hélico-centrifuge de haute vitesse spécifique, étude d'écoulements en eau-vapeur dans une très large gamme de taux de vide (de 0% à 100%), unique machine de la littérature testée dans ces conditions à notre connaissance (Van Den Hove et Geffraye [HG92] et Geffraye et Bestion [GB94]).

— Pompe hélico-centrifuge PP N4 : étude d'une pompe hélico-centrifuge de très haute vitesse spécifique et de grande dimension (puissance en jeu très importante, de l'ordre du méga watt), possibilité d'introduction de la modélisation de la pompe dans le jeu de données du réacteur complet pour des travaux ultérieurs, possibilité de validation dans plusieurs quadrants et dans des régimes diphasiques.

Dans la section suivante, les 6 machines sont présentées. Par la suite, la modélisation que l'on en fait sera décrite.

4.3 Description des machines

4.3.1 Pompe centrifuge DERAP - Nq=12

La pompe DERAP a été installée dans le hall expérimental du Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille, situé au sein du campus des Arts et Métiers de Lille, dans le but d'étudier le

comportement d'une pompe centrifuge au cours de démarrages rapides en conditions monophasiques et en régime de cavitation. La pompe a fonctionné seulement dans le premier quadrant (vitesse de rotation et débit dans le sens du design). Cette installation a été le support de plusieurs travaux de recherche antérieurs successifs, à savoir ceux de Ghelici [Ghe93] [BGC93], Picavet [Pic96] [PB96] [BP96], Bolpaire [Bol00] [BB99] [BBC02] et Duplaa [Dup08] [DCDD$^+$10] [DCDDB13].

Les éléments généraux suivants caractérisent la pompe DERAP :
— Pompe expérimentale
— Conditions de fonctionnement : eau légère à température et pression atmosphériques
— Point nominal à $N_N = 2900$ tr/min, $Q_N = 6.39.10^{-3}$ m^3/s, $H_N = 50$ m
— Vitesse spécifique $N_q = \frac{N_N\sqrt{Q_N}}{H_N^{3/4}} = 12$ (pompe très radiale)
— Aspiration de type tube non aubé, diffuseur lisse, volute classique en colimaçon

Voici, ci-après figure 4.1, des photos de la pompe DERAP :

FIGURE 4.1 – Photos de la roue DERAP (Duplaa [Dup08])

Les données géométriques de la roue sont indiquées sur les figures 4.2 et 4.3 ci-dessous. β_1 est l'angle d'entrée des aubes et β_2 l'angle de sortie des aubes.

Caractéristiques géométriques	
Angle d'entrée de l'aube	32,2°
Angle de sortie de l'aube	23°
Nombre d'aubes	5
Diamètre d'entrée D_1	38,5 mm
Diamètre de sortie D_2	202,5 mm
Épaisseur en sortie b_2	7 mm

FIGURE 4.2 – Caractéristiques géométriques de la roue DERAP (Duplaa [Dup08])

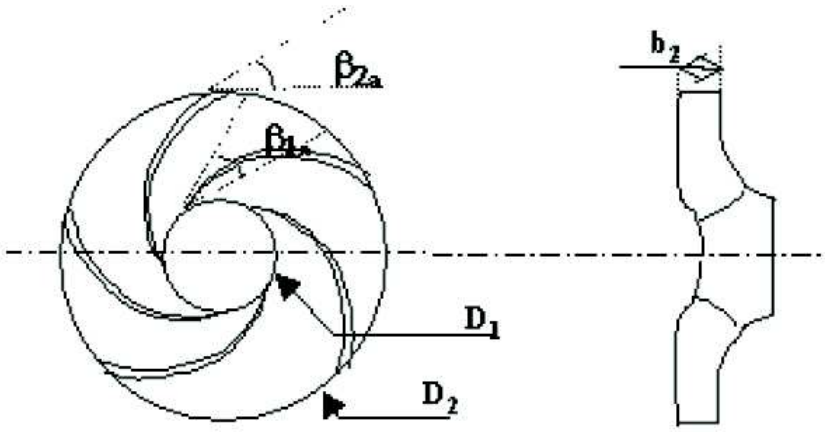


FIGURE 4.3 – Schéma de la roue DERAP (Duplaa [Dup08])

En aval de la roue, un diffuseur lisse d'une épaisseur constante de 7mm et de diamètres respectifs d'entrée et de sortie 206mm et 240mm est utilisé. Il est suivi d'une volute divergente en colimaçon, elle même connectée au tuyau de décharge en sa sortie.

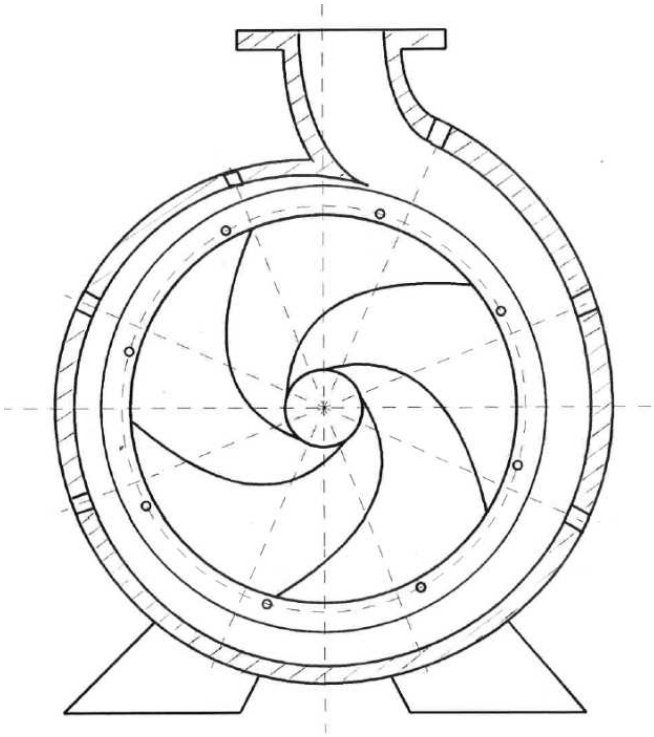


FIGURE 4.4 – Schéma en coupe R-θ de la pompe DERAP (Picavet [Pic96])

Les incertitudes de mesures expérimentales absolues ont été estimées par Duplaa [DCDD+10] en régimes stationnaire et transitoire en répétant plusieurs fois les mêmes tests. Elles sont synthétisées dans le tableau 4.1. P_s pour "suction" est la pression à l'aspiration (ie. en amont de la pompe) et P_d pour "discharge" est la pression au refoulement (ie. en aval de la pompe). C est le couple mesuré sur l'arbre et *omega* la vitesse de rotation.

Absolute uncertainties derived from repeatability tests (steady/transient conditions, with/without cavitation)

	P_s (Pa)		P_d (Pa)		C (Nm)		ω (rpm)	
	st	tr	st	tr	st	tr	st	tr
No cavitation	1500	3000	2000	11,000	0.15	0.5	0	45
Cavitation	1500	1500	6000	10,000	0.5	0.5	0	45

TABLE 4.1 – Incertitudes de mesures expérimentales (Duplaa [DCDD+10])

4.3.2 Pompe centrifuge RRA - Nq=35

La pompe RRA est une pompe de circuit auxiliaire de REP. Ce circuit peut être utilisé pour le refroidissement lors des états d'arrêts du réacteur (voir figure 4.5).

Les éléments généraux suivants caractérisent la pompe RRA :
— Pompe industrielle
— Conditions de fonctionnement : eau légère à température et pression variables
— Point nominal à $N_N = 1485 tr/min$, $Q_N = 0.3 m^3/s$ et $H_N = 66m$.
— Vitesse spécifique $N_q = \frac{N_N \sqrt{Q_N}}{H_N^{3/4}} = 35$ (pompe centrifuge de basse vitesse spécifique)
— Aspiration de type tube non aubé, diffuseur aubé, volute peu divergente

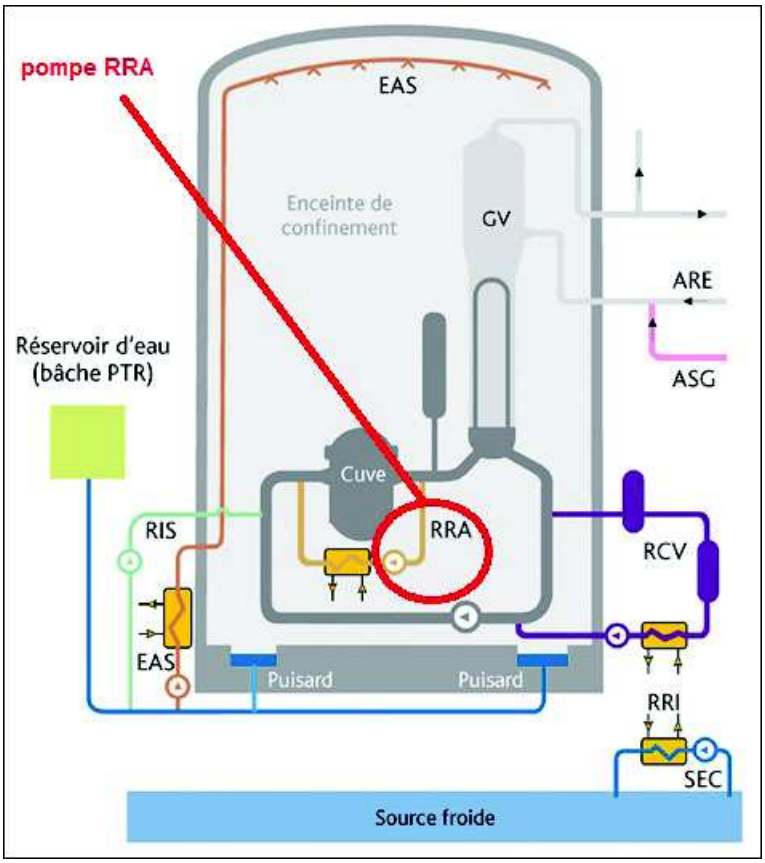


FIGURE 4.5 – Localisation de la pompe RRA (issu de IRSN.fr)

Le fluide de travail est l'eau légère et les conditions de pression et de température sont variables en fonction de l'état d'arrêt du réacteur (allant des conditions ambiantes aux conditions proches du fonctionnement nominal).

4.3.3 Compresseur centrifuge NASA-LSCC - Nq=47

Le "Low Speed Centrifugal Compressor" a été étudié par la NASA dans les années 90. Sa géométrie est disponible dans le détail dans les notes techniques de Hathaway 1995 [HCSW95] dont sont issues les figures 4.6 et 4.7. Des mesures expérimentales à l'intérieur de la roue du compresseur ont été réalisées. Ceci permet une qualification plus détaillée du modèle unidimensionnel de pompe en comparaison aux autres cas de validation disponibles, pour lesquels on dispose généralement de grandeurs entrée/sortie pompe.

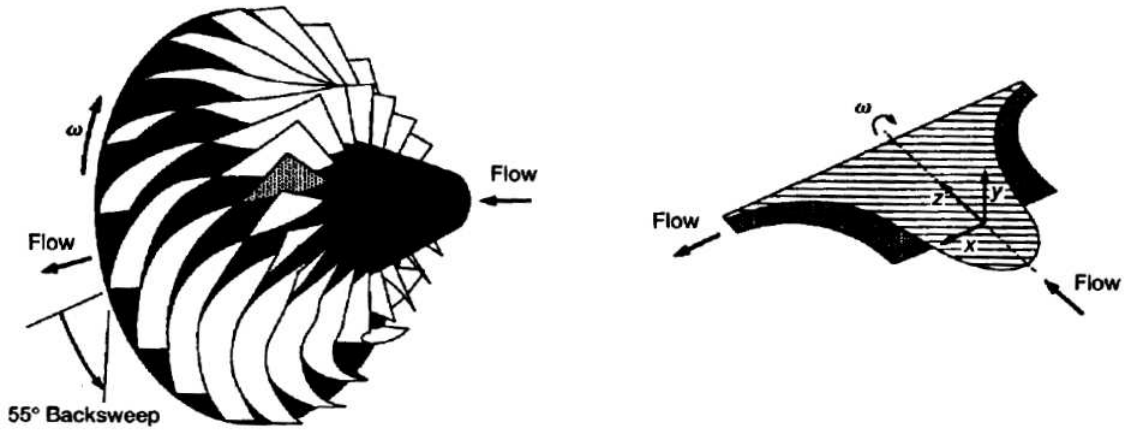


FIGURE 4.6 – Schéma en 3D de la roue du compresseur radial NASA-LSCC (Hathaway [HCSW95])

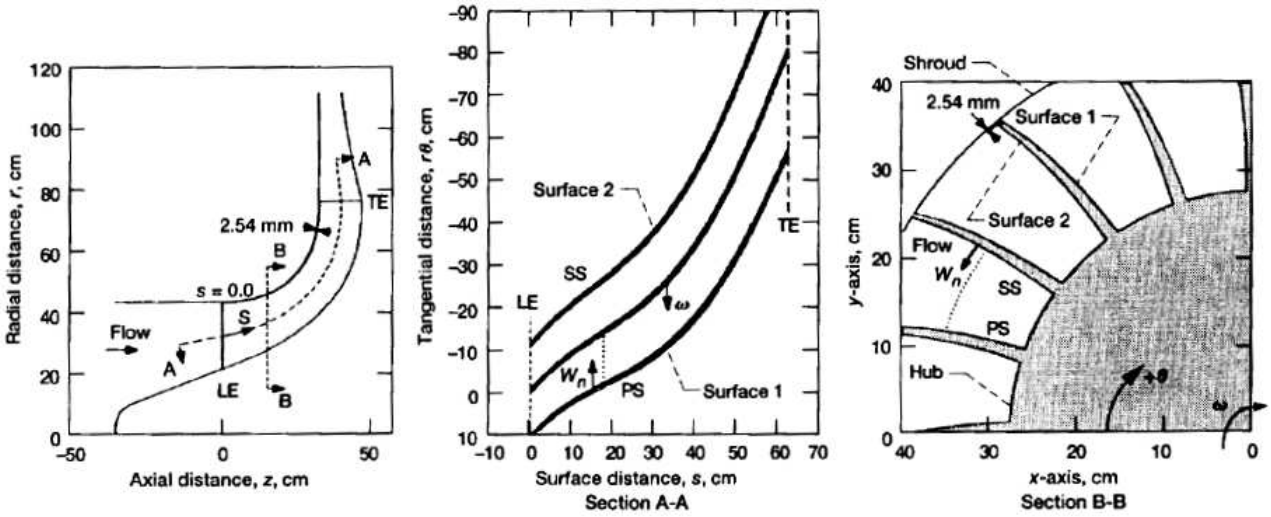


Illustration of blade coordinate nomenclature (TE = trailing edge; LE = leading edge; SS = suction surface; PS = pressure surface). Although the blades are comprised of straight line elements from hub to tip along a quasi-orthogonal section, they appear curved for a constant z-section cut, as in section B-B.

FIGURE 4.7 – Schéma en coupe R-H de la roue du compresseur radial NASA-LSCC (Hathaway [HCSW95])

Le point de fonctionnement nominal de la roue du compresseur est le suivant :
— Débit massique $\dot{m}_N = 30$ kg/s
— Vitesse de rotation $N_N = 1920$ tr/min
— Taux de compression $\pi_N = \frac{P_{out}}{P_{in}} = 1.14$
— Rendement $\eta_N = 0.92$

Si on traduit le taux de compression en hauteur par la relation

$$H = \frac{\Delta P}{\rho_{in} g} = \frac{P_{in}(\pi - 1)}{\rho_{in} g} \tag{4.1}$$

avec $P_{in} = 101325Pa$ et $\rho_{in} = 1.225$ kg/m^3 on obtient $H_N = 1180.4$ m.
Le calcul de la vitesse spécifique du compresseur selon $Nq = \frac{N_N \sqrt{Q_N}}{H_N^{3/4}}$ donne une valeur de 47.2.

Les incertitudes de mesures expérimentales sont données dans le tableau 4.2 ci-dessous. Elles sont issues de Hathaway 1995 [HCSW95].

AERODYNAMIC SURVEY
PROBE MEASUREMENT UNCERTAINTIES

Measureand	Uncertainty	
	Dimensional	Dimensionless
Pressure, P, p	68.95 N/m²	0.0007
Temperature, T	0.6 K	0.0019
Flow angle, β	1.5°	--------
Mass flow rate, $\dot{m}$	0.091 kg/sec	0.0030

TABLE 4.2 – Incertitudes de mesures expérimentales pour le compresseur radial NASA-LSCC (Hathaway [HCSW95])

4.3.4 Pompe centrifuge ME250315 - Nq=70

La pompe centrifuge ME250315 est actuellement expérimentée au Cetim Nantes dans plusieurs conditions de fonctionnement : débit et vitesse de rotation positifs ou négatifs, transport de gaz incondensable, cavitation.

Les éléments généraux suivants caractérisent la pompe ME250315 :

- Pompe commercialisée
- Conditions de fonctionnement : eau légère à température et pression atmosphériques
- Point nominal à $N_N = 1450$ tr/min, $Q_N = 0.22$ m^3/s, $H_N = 21$ m
- Vitesse spécifique $N_q = 70$ (pompe centrifuge)
- Aspiration de type tube non aubé convergent, absence de diffuseur, volute classique en colimaçon

FIGURE 4.8 – Photo de la pompe ME250315 du Cetim Nantes

La précision relative des capteurs de débit et de pression est respectivement de 0.5% (débitmètre électromagnétique) et 0.3%. La précision du couple-mètre n'est pas connue. Ces informations sont présentes à la fois dans l'article de Gros et al 2011 [GCPL11] et celui de Couzinet et al [CGP13].

4.3.5 Pompe hélico-centrifuge EVA - Nq=100

EVA (pour Eau-VApeur) est une pompe représentative d'une pompe primaire de REP de palier CP1 à échelle réduite $\sim 1/3$.

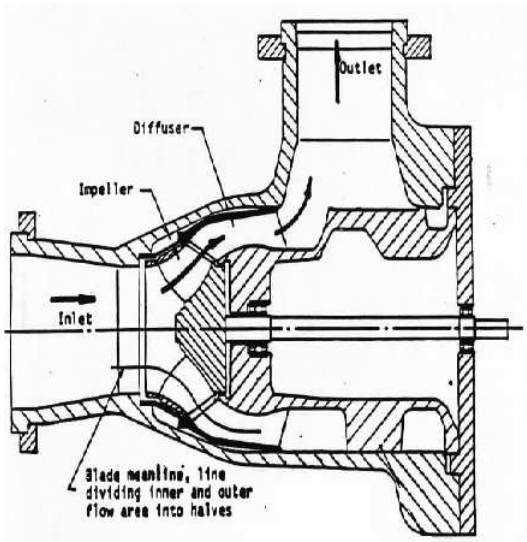


FIGURE 4.9 – Schéma en coupe de la pompe EVA

La figure 4.9 schématise la pompe dans un plan R-H (les dimensions et les proportions ne sont pas réalistes sur cette figure).

Les éléments généraux suivants caractérisent la pompe EVA :

- Pompe primaire de REP à échelle réduite $\sim 1/3$
- Conditions de fonctionnement : eau légère à environ 150^oC et 30 bars
- Point nominal à environ $N_N = 1500$ tr/min, $Q_N = 0.4$ m^3/s, $H_N = 20$ m
- Vitesse spécifique $N_q = 100$ (pompe hélico-centrifuge)
- Aspiration tube non aubé convergent, diffuseur aubé, volute aubée

4.3.6 Pompe hélico-centrifuge PP N4 - Nq=120

La PP N4 est une pompe primaire de REP de palier N4. Un Groupe Moto-Pompe Primaire (GMPP : moteur + pompe) d'une boucle de circuit primaire (voir figure 4.10) est constitué d'une motorisation en partie haute et d'un corps de pompe situé en partie basse (aspiration verticale, diffuseur aubé, volute sphérique, refoulement radial). La roue hélico-centrifuge située au centre de la volute, est la partie mobile entraînée par l'arbre lui même connecté au moteur situé en partie haute.

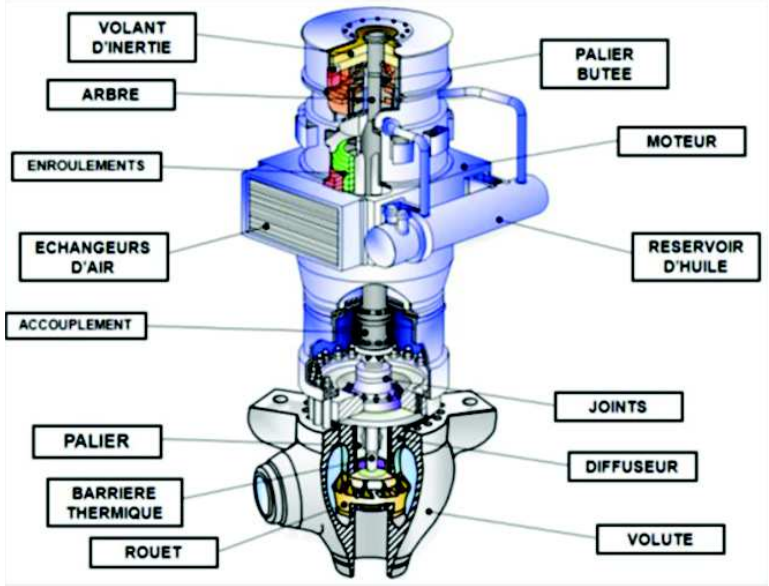


FIGURE 4.10 – Schéma du GMPP d'un REP

Voici ci-après figure 4.11 un schéma en coupe permettant de visualiser l'aspiration verticale

(tuyau convergent), la roue hélico-centrifuge, le diffuseur aubé, la volute à section constante ainsi que la conduite de refoulement à axe horizontal.

Les éléments généraux suivants caractérisent la pompe primaire N4 :

- Pompe primaire de REP
- Conditions de fonctionnement : eau légère à environ 300 degrés et 155 bars
- Point nominal à environ $N_N = 1500$ tr/min, $Q_N = 7$ m^3/s, $H_N = 110$ m
- Vitesse spécifique $N_q = 120$ (pompe hélico-centrifuge)
- Aspiration de type tube non aubé convergent, diffuseur aubé, volute sphérique de section constante

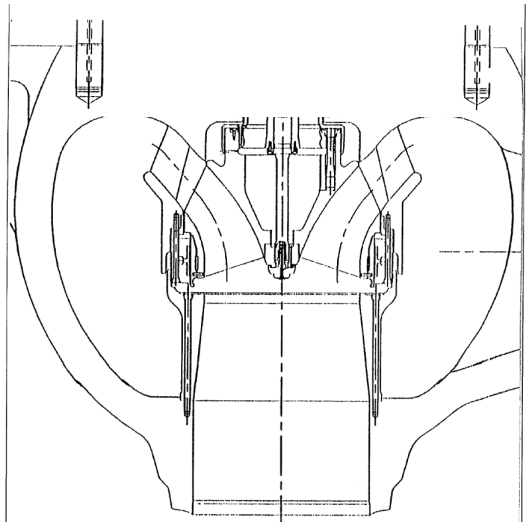


FIGURE 4.11 – Schéma en coupe de la PP N4

La forme hélico-centrifuge de la roue est une difficulté de modélisation supplémentaire par rapport à une roue radiale telle que DERAP. Il faut prendre en compte l'angle γ que fait le canal inter-aubes avec le plan perpendiculaire à l'axe de rotation et évoluant entre l'entrée et la sortie de la roue. Cet angle a une influence sur l'expression de l'accélération centrifuge et le calcul du rayon moyen, ainsi que sur la déviation en sortie de roue dans le modèle de glissement développé dans le cadre de cette thèse (Matteo et al [MGDT19]).

4.3.7 Synthèse de la base de qualification

La base de qualification peut être synthétisée sous la forme du tableau 4.3. Les pompes que l'on a choisi de modéliser, ainsi que les conditions hydrauliques et les régimes de fonctionnement testés expérimentalement sont indiqués. On notera les différents fluides, géométries, tailles et applications. Les ordres de grandeur des puissances nécessaires pour faire fonctionner ces machines sont le kW pour DERAP et le MW pour la PP N4.

Table 4.3 – Base de qualification

Pompe	**Partenaire impliqué**	**Diamètre de roue (cm)**	**Fluide et conditions thermo-dynamiques**	**Type de pompe**	**Vitesse spécifique** N_q	**Quadrants testés**	**Régimes testés**
DERAP	LMFL ENSAM	$20,2$	Eau, P et T ambiantes	Centrifuge	12	1	Monophasique, diphasique (cavitation), transitoires rapides
RRA900	Tripartite	~ 50	Eau, conditions REP	Centrifuge	35	1, 2, 3	Monophasique
LSCC	NASA	$152,4$	Gaz (air)	Centrifuge	47	1	Monophasique
ME-250-315	Cetim Nantes	~ 30	Eau, P et T ambiantes	Centrifuge	70	1, 2, 3, 4	Monophasique, diphasique (injection air)
EVA	CEA	~ 30	Eau, conditions proches REP	Hélico-centrifuge	100	1, 2, 3	Monophasique, diphasique (injection vapeur)
PP N4	Framatome Jeumont	~ 90	Eau, conditions REP	Hélico-centrifuge	120	1, 2, 3	Monophasique, diphasique (brèche)

Dans le paragraphe suivant, la manière de construire des jeux de données élémentaires ainsi que les jeux de données obtenus sont présentés.

4.4 Construction et présentation des jeux de données élémentaires

4.4.1 Conditions aux limites

Les jeux de données dits "élémentaires" correspondent à la modélisation de la pompe seule, sans circuit environnant. Deux conditions aux limites (CL) sont données au niveau de l'entrée de la conduite d'aspiration et de la sortie de la conduite de refoulement. Ces CL peuvent être variables dans le temps.

Dans le cas visualisé figure 4.12 ci-dessous via le logiciel GUITHARE (interface graphique de CATHARE), la condition d'entrée appelée "CL_ENTREE" de type "BC3Q" (un des types de CL disponibles dans CATHARE-3) impose le taux de vide ainsi que la température et la vitesse de chaque phase, soit respectivement α, T_L, T_G, V_L et V_G. La condition de sortie appelée "CL_SORTIE" de type "BC5A" impose la pression P. On voit bien ainsi que les six variables principales du système d'équation sont données aux limites du composant modélisé.

FIGURE 4.12 – Modélisation 1D appliquée à la pompe DERAP (sections méridiennes)

Une autre CL qui peut exister mais qui n'est pas visible sur la figure 4.12 est celle qui donne la vitesse de rotation de la pompe. En fonction de ce que l'on souhaite calculer, la vitesse de rotation peut être constante ou bien variable dans le temps (définie par une loi dans ce cas). Il est également possible de la calculer via l'équation des masses tournantes, auquel cas il ne s'agit plus d'une CL.

Typiquement, pour modéliser un transitoire avec une modélisation de ce type, une loi d'évolution dans le temps d'une ou plusieurs CL peut être définie (exemples : augmentation de débit en entrée de pompe, variation de la vitesse de rotation,...).

4.4.2 Eléments modélisés, description géométrique et maillage

Quatre éléments sont définis dans le jeu de données pour représenter la pompe entière. Dans le cas visualisé ci-dessus figure 4.12, les quatre éléments sont respectivement appelés "ASPIRATION", "ROUE", "DIFFUSEUR_VOLUTE" et "REFOULEMENT". L'élément DIFFUSEUR_VOLUTE est particulier au sens où il représente à la fois le diffuseur et la volute.

La géométrie de chaque élément décrite dans le jeu de données comprend :
- des points définis par leur abscisse curviligne
- en ces points : une section de passage hydraulique (section méridienne pour les éléments aubés), un périmètre frottant, une dimension caractéristique et une rugosité absolue (en option). Les mots clés CATHARE-3 à la suite desquels ces valeurs doivent être définies sont "SECT", "PERI", "SIZE" et "RUGO", comme on peut le voir sur l'extrait de jeu de données figure 4.13 ci-dessous.

Le maillage est défini pour chaque segment, suivant trois méthodes possibles :
- définition d'un nombre de mailles, qui seront alors de taille identique (ce qui est utilisé ici)
- définition d'un ratio de proportionnalité entre la maille aval et amont, ce qui permet de réaliser un raffinement de maillage progressif par exemple
- définition de chaque taille de maille individuellement

L'ordre de grandeur de la longueur d'une maille unidimensionnelle tout au long de la pompe est le centimètre. Un test de convergence en maillage est automatiquement réalisé dans l'élément roue en vérifiant que le calcul du rayon extérieur R_2 mené par intégration le long du filet fluide moyen est égal à $\epsilon = 10^{-3}$ m près au rayon extérieur fourni en donnée d'entrée.

Un extrait de jeu de données correspondant à la définition de la conduite d'aspiration est proposé ci-dessous.

```
217 ****************************************
218 * Definition de l element ASPIRATION
219 ****************************************
220 ASPIRATION  =  AXIAL  FIELDSET CALOPORT_FIE1
221 PUMPSUCTION ROUE DIFFUSEUR
222 ;
223 *
224 ********DEFINITION POINTS
225 absdebam = 0.;
226 absfinam = absdebam + LONGASP - 40.D-3;
227 absfinasp = absdebam + LONGASP ;
228 *
229 PTDEBAM = ZAXIS absdebam;
230 PTFINAM = ZAXIS absfinam;
231 PTFINSUCT = ZAXIS absfinasp;
232 *
233 *********DEFINITION MAILLAGE
234 BHG_1 = SEGMENT PTDEBAM PTFINSUCT ;
235 M_ASPIRATION = MESH1D BHG_1
236    PTDEBAM
237    SEGMENT 14 PTFINAM COS 0.
238    SEGMENT 6 PTFINSUCT COS 0.
239 ;
240 SETMESH ASPIRATION M_ASPIRATION ;
241 *
242 *********DEFINITION GEOMETRIE
243 ASPIRATION_GEO1 = GEOM1D  BHG_1
244           SECT VALINTRP
245           PTDEBAM SASP
246           PTFINAM SASP
247           PTFINSUCT SSUCT
248           PERI VALINTRP
249           PTDEBAM PASP
250           PTFINAM PASP
251           PTFINSUCT PSUCT
252           SIZE VALINTRP
253           PTDEBAM DASP
254           PTFINAM DASP
255           PTFINSUCT DSUCT
256           RUGO VALINTRP
257           PTDEBAM RUGIMP
258           PTFINAM RUGIMP
259           PTFINSUCT RUGIMP
260 ;
261 SETGEOM ASPIRATION ASPIRATION_GEO1;
262 J3U = PORT ASPIRATION JFIRST;
263 J4D = PORT ASPIRATION JSECOND;
```

création d'un élément appelé ASPIRATION, de type AXIAL (maillage 1D)

définition des points le long de l'abscisse curviligne

définition du maillage pour chaque segment (portion entre deux points)

application du maillage à l'élément

définition de la géométrie en chaque point : section, périmètre frottant, dimension caractéristique et rugosité.

application de la géométrie à l'élément

FIGURE 4.13 – Définition de l'aspiration dans le jeu de données CATHARE-3 de la pompe DERAP

Dans le cas de la roue, d'autres informations géométriques doivent être fournies :

- le nombre d'aubes Z
- les rayons minimum (au moyeu) et maximum (au carter) en entrée et en sortie ($R_{1,min}$, $R_{1,max}$, $R_{2,min}$ et $R_{2,max}$)
- l'angle géométrique moyen des aubes en entrée et en sortie (β_1 et β_2)
- l'angle donnant l'orientation des aubes dans le plan contenant l'axe de rotation en entrée et en sortie (γ_1 et γ_2)
- tension et fréquence du moteur, inertie totale moteur+pompe, coefficients pour calculer le couple de frottements, vitesse de rotation initiale, vitesse de synchronisme
- point nominal de la pompe (la vitesse de rotation N_N, le débit volumique Q_N, l'élévation gH_N et le couple hydraulique $C_{h,N}$)

Le cas du diffuseur et de la volute est très similaire à celui de l'aspiration en termes de données d'entrée. En effet, on n'indique pas d'angle des aubes du diffuseur avec les hypothèses de modélisation de type diffuseur lisse faites dans le cadre de ces travaux. Ceci est susceptible d'évoluer si l'on souhaite tenir compte de la direction imposée par les aubes du diffuseur. Rappelons cependant que l'on tient compte de la présence des aubes dans le calcul du périmètre frottant. La donnée importante à renseigner est la longueur curviligne de ces éléments diffuseur et volute, traduisant la trajectoire moyenne du fluide au point d'adaptation.

Dans le paragraphe suivant, nous allons présenter les jeux de données (JDDs) obtenus suite à la modélisation des machines. Les JDDs sont visualisés via l'interface graphique GUITHARE du code de calcul CATHARE. Nous avons fait le choix de présenter les jdds de seulement deux machines extrêmes en termes de vitesse spécifique et de dimension, DERAP et la PP N4, les autres jdds étant reportés en Annexe 1.

4.4.3 Pompe centrifuge DERAP - Nq=12

Le jeu de données CATHARE-3 de la pompe DERAP modélisée en une dimension est présenté figure 4.14 ci-dessous. Il s'agit de celui présenté précédemment en figure 4.12. Ce sont les sections méridiennes qui apparaissent sur cette visualisation. Ce sont celles que l'on définit dans le jeu de données.

FIGURE 4.14 – Modélisation 1D appliquée à la pompe DERAP (sections méridiennes)

Au cours du calcul, une modification des sections a lieu dans la roue, le diffuseur et la volute afin de représenter correctement la vitesse moyenne du fluide dans chaque élément fixe ou mobile. En particulier au point nominal pour DERAP, le fluide voit une restriction de section en entrée de roue suivie d'une légère divergence, puis une nouvelle restriction en entrée de diffuseur suivie d'une divergence de section jusqu'à la fin de la volute, comme illustré en figure 4.15.

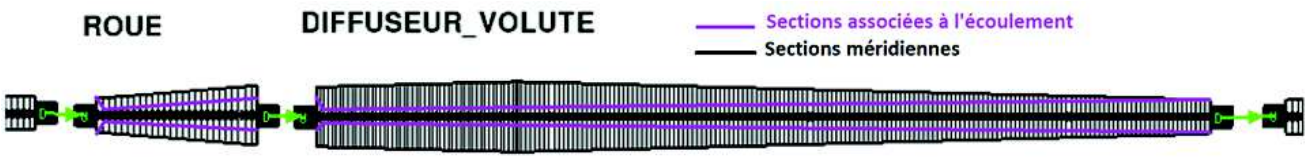


FIGURE 4.15 – Modélisation 1D appliquée à la pompe DERAP (sections adaptées au repère de calcul)

Ainsi, du point de vue du fluide, les éléments roue, diffuseur et volute sont bien divergents.

On distingue la partie correspondant au diffuseur lisse (stator sans aube), ainsi que la partie correspondant à la volute de type colimaçon. Dans nos modélisations des machines, les éventuelles petites différences d'altitude entre les éléments ne sont pas modélisées car l'impact sur le calcul des performances est très nettement négligeable devant l'impact de l'accélération centrifuge et des diverses

pertes. Pour cette raison, les éléments apparaissent alignés sur un même axe. La longueur de chaque élément correspond cependant bien à une trajectoire curviligne adoptée par le fluide.

4.4.4 Pompe hélico-centrifuge PP N4 - Nq=120

Le jeu de données CATHARE-3 de la pompe hélico-centrifuge PP N4 modélisée en une dimension est présenté sur la figure 4.16 ci-après. Cette pompe est la plus grande des pompes modélisées en termes de dimensions. Le diamètre de son rotor est de l'ordre d'un mètre.

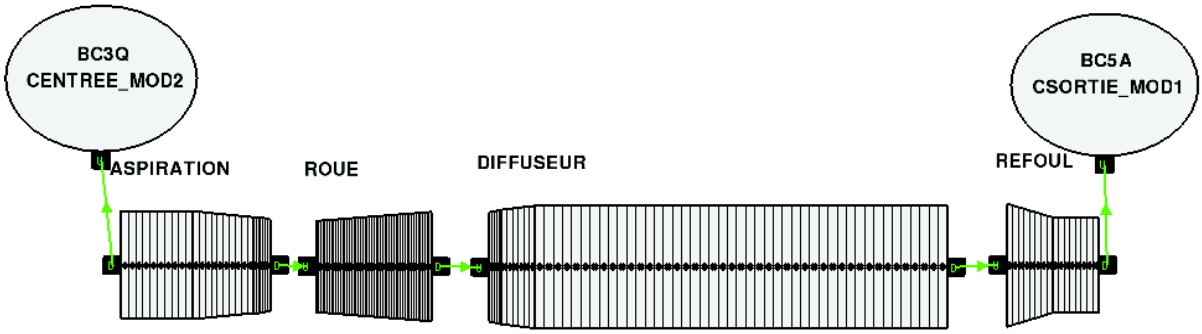


FIGURE 4.16 – Modélisation 1D appliquée à la pompe primaire N4

On peut voir sur la représentation graphique du jeu de données que cette pompe diffère des précédentes par sa volute de section méridienne constante (au sein de l'élément appelé DIFFUSEUR).

4.5 Prédiction des performances idéales dans un but de vérification

4.5.1 Principe et méthode

Dans cette partie, les jeux de données décrits précédemment, dits élémentaires, sont dans un premier temps utilisés pour vérifier le comportement du modèle de pompe développé dans un cas idéal, à savoir :

— en l'absence de pertes (frottements, désadaptation, diffusion dans les éléments divergents, dissipation due aux recirculations)

— en l'absence de déviation du fluide (l'écoulement est calculé suivant l'angle géométrique des aubes)

Deux mots clés spécifiques, à ajouter au niveau de la définition de la roue, ont été introduits pour annuler les pertes et la déviation directement depuis le jeu de données : "NOPUMPLOSSES" et "NODEVIA".

Cette étape de vérification permet de tester la bonne gestion du changement de repère entre les éléments fixes et la partie mobile, la bonne prise en compte de l'accélération centrifuge dans la roue, ainsi que le redressement de l'écoulement dans le diffuseur et la volute. Cette étape a été menée pour l'ensemble des cas de validation.

Le transitoire appliqué aux jeux de données des différentes machines est défini de façon à ce que les termes instationnaires présents dans les équations d'équilibre soient négligeables. C'est donc une simulation quasi-stationnaire que l'on réalise en faisant varier lentement le débit (de 10%Q_N jusqu'à 150%Q_N ou 300%Q_N en fonction des cas, en 400 secondes de temps physique) à vitesse de rotation nominale. Les résultats obtenus en terme de prédiction de hauteur et de couple sont disponibles ci-après pour chaque pompe. La hauteur et le couple expérimentaux sont également donnés sur les graphes pour

information, le but n'étant pas ici de superposer calcul et expérience. En revanche, c'est aux tracés de la hauteur et du couple d'Euler que la prédiction des performances idéales doit être comparée, et c'est dans cette optique qu'ils ont été ajoutés aux graphes ci-après.

Le temps CPU de chaque calcul est d'environ 6 secondes en utilisant un seul coeur d'un ordinateur classique de bureau. Le temps physique simulé est de 400 secondes, soit un rapport favorable de temps de calcul de 66 entre les deux.

4.5.2 Pompe centrifuge DERAP - Nq=12

Concernant la pompe centrifuge DERAP, la hauteur et le couple idéaux sont respectivement présentés sur les figures 4.17 et 4.18.

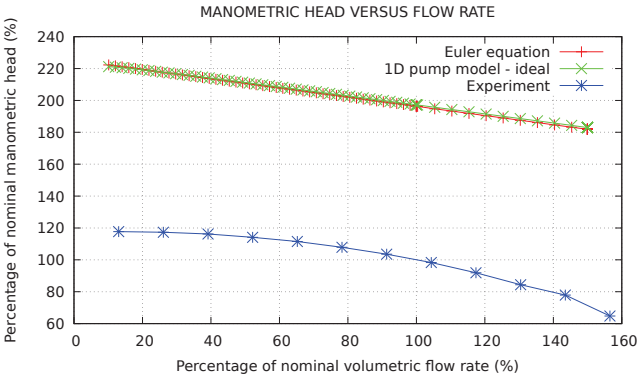


FIGURE 4.17 – Performance idéale de hauteur fonction du débit pour DERAP

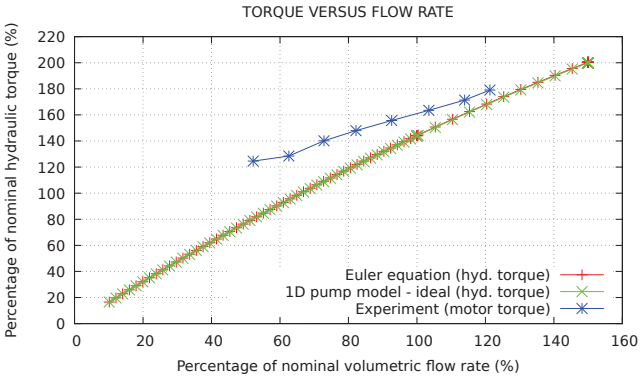


FIGURE 4.18 – Performance idéale de couple fonction du débit pour DERAP

La superposition entre les performances idéales de hauteur et de couple prédites par le modèle unidimensionnel de pompe de CATHARE-3 et les courbes d'Euler est parfaite pour DERAP. Il s'agit d'une pompe très radiale par rapport aux autres pompes de la base de qualification, et également une pompe de petite taille. Il reste nécessaire de tester le bon fonctionnement du modèle pour d'autres pompes (de vitesses spécfiques et de tailles différentes). C'est ce qui est réalisé ci-après.

On pourra voir en Annexe 1 que la superposition des calculs idéaux avec les courbes d'Euler est tout aussi bonne pour la pompe RRA900 et le compresseur radial LSCC. RRA900 est une pompe centrifuge industrielle de taille plus conséquente que DERAP et de vitesse spécifique légèrement plus haute. Par ailleurs, le fait que cette étape de vérification fonctionne pour le compresseur LSCC est encourageant pour cette machine qui diffère des autres par son fluide de travail compressible. Toutefois, les effets de compressibilité restent modérés dans le cas de ce compresseur, car son taux de compression est faible (1.14 au nominal). Le nombre de Mach reste donc assez bas.

4.5.3 Pompe centrifuge ME250315 - Nq=70

La pompe centrifuge ME250315 est toujours une pompe centrifuge, cependant sa vitesse spécifique est relativement importante. Les dimensions de cette pompe sont comparables à celles des pompes RRA ou EVA. La hauteur et le couple idéaux sont respectivement présentés sur les figures 4.19 et 4.20. Les courbes idéales sont quasiment superposées aux courbes d'Euler excepté à très bas débit pour la hauteur. Cet écart très localisé entre la courbe d'Euler et la prédiction du modèle 1D atteint un peu moins de 10% en valeur relative. Cette différence à très bas débit n'est pas alarmante au sens où ces conditions de fonctionnement sont très difficiles à mettre en oeuvre même dans la réalité (très

bas débit et vitesse de rotation nominale). L'énergie transmise au fluide est importante alors que son temps de parcours dans la machine est long. Cet écart n'a pas été investigué plus en profondeur car il est peu impactant pour la suite de notre travail. La vérification pour cette pompe en reste satisfaisante dans la mesure où l'écart entre la courbe d'Euler et le modèle 1D est quasi nul sur le reste de la gamme de débit pour la hauteur, et l'écart est quasi nul pour tous les débits en ce qui concerne le couple.

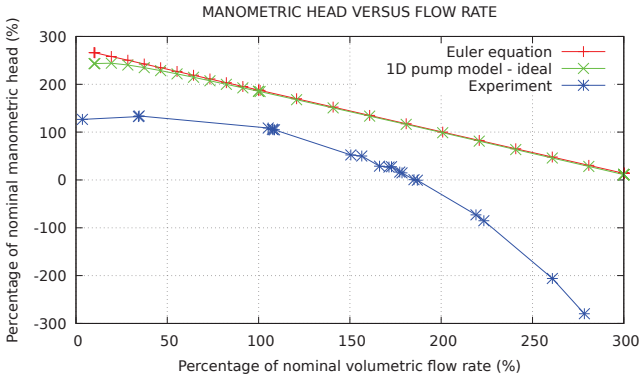


FIGURE 4.19 – Performance idéale de hauteur fonction du débit pour la ME250315

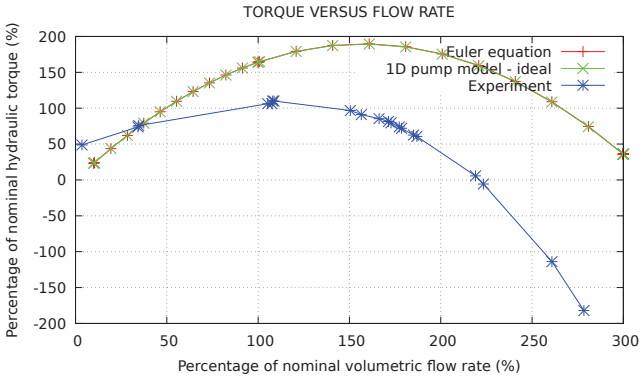


FIGURE 4.20 – Performance idéale de couple fonction du débit pour la ME250315

4.5.4 Pompe hélico-centrifuge EVA - Nq=100

La pompe EVA est comparable à la pompe ME250315 ou RRA en dimensions, cependant EVA est une pompe hélico-centrifuge. Il est d'autant plus intéressant de vérifier le comportement du modèle 1D de pompe dans un cas idéal pour ce type de pompe de haute vitesse spécifique ($N_q = 100$).

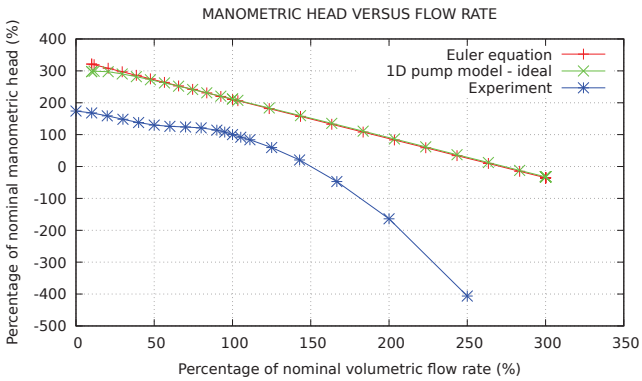


FIGURE 4.21 – Performance idéale de hauteur fonction du débit pour EVA

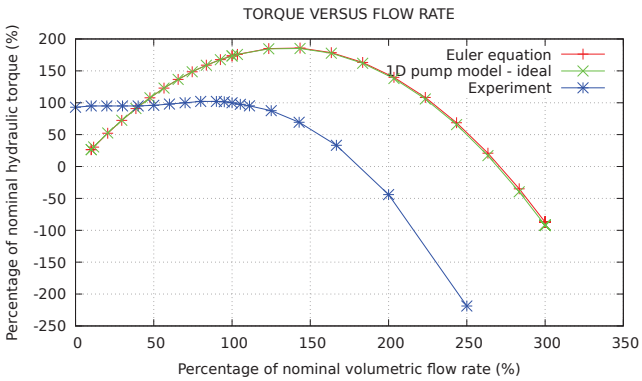


FIGURE 4.22 – Performance idéale de couple fonction du débit pour EVA

Comme on peut le voir sur les figures 4.21 et 4.22, on retrouve bien la droite d'Euler par la simulation pour cette pompe hélico-centrifuge, ce qui montre la capacité du modèle à représenter des pompes de hautes vitesses spécifiques dans un cas idéal. On pourra noter l'existence du même léger écart entre la courbe d'Euler et la prédiction du modèle au niveau des très bas débits sur la hauteur, que celui observé précédemment sur la ME-250-315. Il existe également une légère différence à très haut débit au niveau du couple. On fera les mêmes observations pour la PP N4 (voir Annexe 1). Dans tous les cas, les écarts relatifs pour chaque grandeur restent faibles (ie. inférieurs à 10%).

4.5.5 Bilan et perspectives de l'étape vérification

Les résultats de cette étape de vérification permettent d'avoir confiance dans le modèle développé dans des cas isentropiques et en l'absence de déviation, et ce, pour des géométries variées. Cela permet à présent de focaliser l'attention sur les cas tests qui nous intéressent vraiment d'un point de vue physique, à savoir la prédiction des performances réelles en monophasique et diphasique en permanent et en transitoire (suite de ce chapitre), et l'intégration du modèle de pompe dans une modélisation du système environnant et la simulation de transitoires d'intérêt (cf. chapitre 5 de qualification à l'échelle système).

4.6 Prédiction des performances réelles en régime monophasique

4.6.1 Principe et méthode

Il s'agit ici de prédire les performances réelles de chaque pompe et de comparer les résultats obtenus avec le modèle unidimensionnel aux données expérimentales disponibles. Dans ces calculs, les pertes et la déviation sont prises en compte. Aucune modification de coefficient dans les corrélations de pertes n'a été réalisée au niveau du modèle unidimensionnel de pompe lors de la simulation des différentes machines, montrant ainsi le caractère générique du modèle 1D de pompe développé. En revanche, des tests de sensibilités ont été menés et notamment plusieurs modèles de déviation ont été testés pour chaque pompe (Stodola [Sto27], Stanitz [Sta52b], Wiesner [Wie67] et 'present work' [MGDT19]).

De la même façon que pour l'étape de vérification, le transitoire appliqué aux jeux de données des différentes machines est défini de façon à ce que les termes instationnaires présents dans les équations d'équilibre soient négligeables. On fait varier lentement le débit en conditions aux limites d'entrée (de 10%Q_N jusqu'à 150%Q_N ou 300%Q_N en fonction des cas) à une vitesse de rotation donnée (par défaut la vitesse nominale, et d'autres vitesses pour l'étude de similitude). Les résultats obtenus en terme de prédiction de hauteur et de couple sont disponibles ci-après pour chaque pompe. La hauteur et le couple expérimentaux sont également donnés sur les graphes, le but étant de superposer calcul et expérience.

Le temps CPU de chaque calcul est d'environ 6 secondes en utilisant un seul coeur d'un ordinateur classique de bureau. Le temps physique simulé est de 400 secondes, soit un rapport favorable de temps de calcul de 66 entre les deux.

4.6.2 Pompe centrifuge DERAP - Nq=12

Concernant la pompe centrifuge DERAP, la hauteur et le couple réels sont respectivement présentés sur les figures 4.23 et 4.24 à vitesse de rotation nominale (2900tr/min) :

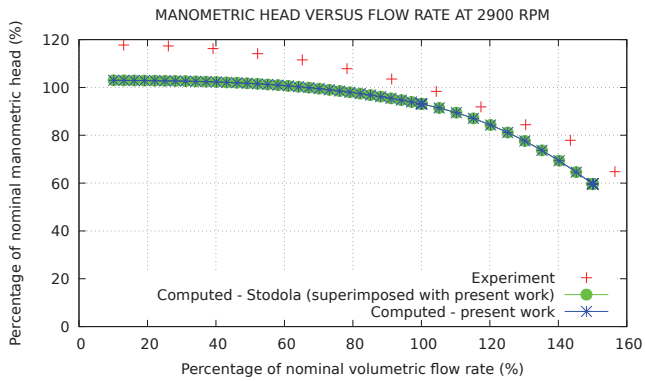


FIGURE 4.23 – Performance réelle de hauteur fonction du débit pour DERAP

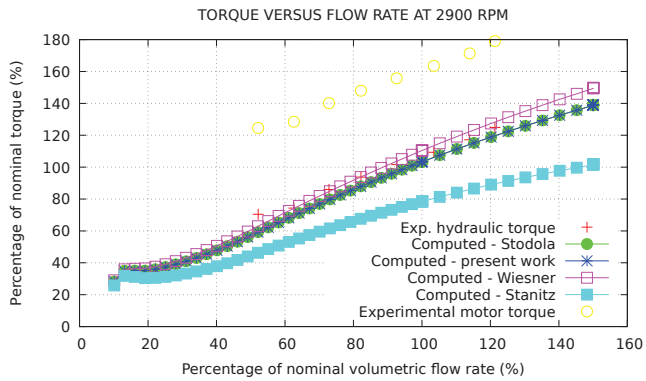


FIGURE 4.24 – Performance réelle de couple fonction du débit pour DERAP

On remarquera que la corrélation de déviation du fluide en sortie de roue proposée au cours de ces travaux de thèse, dite 'present work', rejoint la corrélation de Stodola [Sto27] pour les pompes centrifuges. On en verra l'effet pour les pompes hélico-centrifuges (sortie entre radiale et axiale).

Pour la pompe DERAP, des mesures de performance à plusieurs vitesses de rotation ont été réalisées par Duplaa [Dup08]. Cela nous autorise à étudier le comportement du modèle de pompe vis à vis des lois de similitude des turbomachines. Pour cela, on simule et on trace ci-après les performances aux trois vitesses de rotation testées par Duplaa (1000, 2000 et 3000tr/min) sur les figures 4.25 et 4.26.

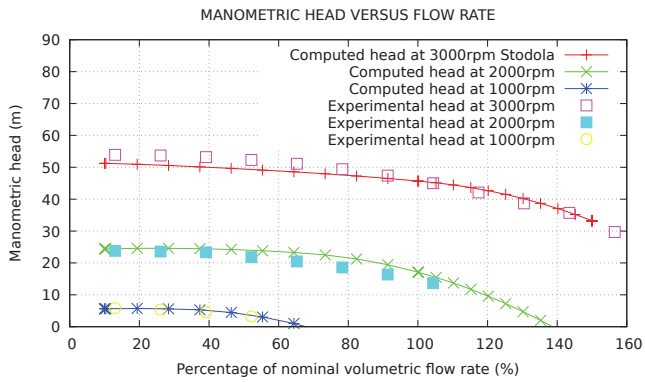


FIGURE 4.25 – Performance réelle de hauteur fonction du débit pour DERAP

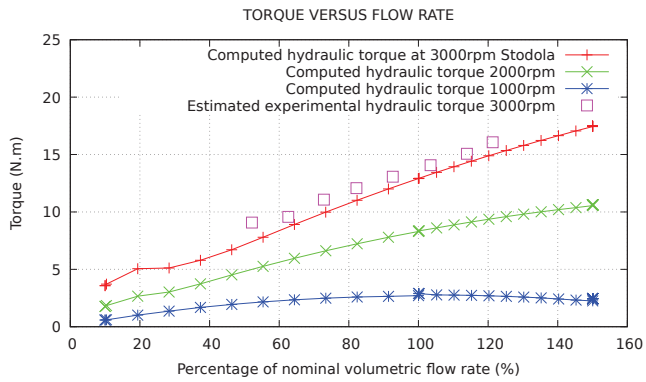


FIGURE 4.26 – Performance réelle de couple fonction du débit pour DERAP

A première vue, le modèle semble apte à simuler la pompe à différentes vitesses de rotation, ce qui signifie que les corrélations représentant les pertes et la déviation sont définies en similitude. La représentation adimensionnelle des résultats obtenus aux trois vitesses de rotation est proposée figures 4.27 et 4.28. Dans cette représentation, les coefficients de pression et de débit sont respectivement définis comme suit :

$$\psi = \frac{\Delta P_{pump}}{\rho U_2^2} \tag{4.2}$$

$$\delta = \frac{Q}{U_2 R_2^2} \tag{4.3}$$

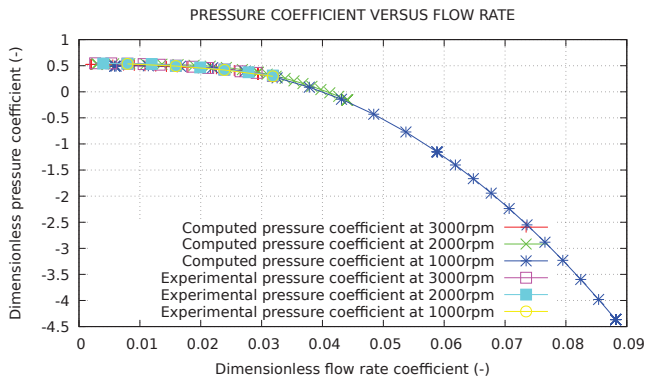


FIGURE 4.27 – Coefficient de pression en fonction du coefficient de débit pour DERAP

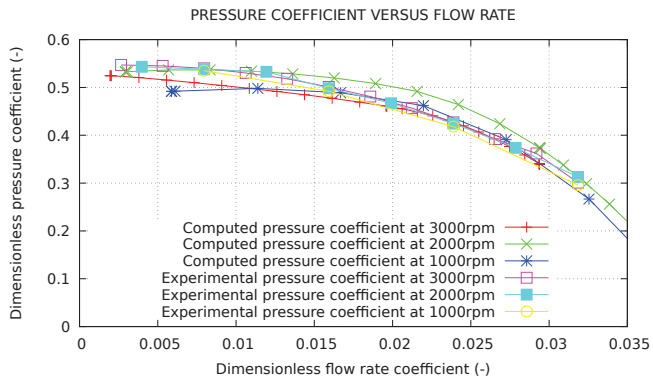


FIGURE 4.28 – Coefficient de pression en fonction du coefficient de débit pour DERAP

Vis à vis des résultats obtenus pour DERAP, on peut conclure que le modèle se comporte bien en similitude sur la vitesse de rotation. L'accord calcul-expérience est bon pour l'ensemble des tests (erreur relative toujours inférieure à 12%).

4.6.3 Pompe centrifuge ME250315 - Nq=70

La hauteur et le couple réels calculés pour la pompe centrifuge ME250315 sont respectivement présentés sur les figures 4.31 et 4.32 pour la large gamme de débit testée (0% à 300%). Les figures 4.29 et 4.30 sont des zooms des deux précédentes entre 0% et 180% de débit.

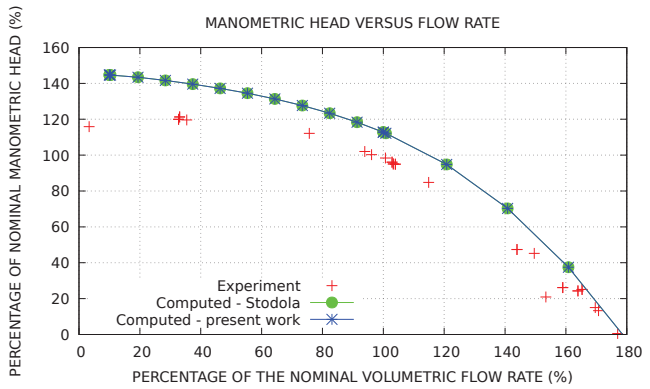


FIGURE 4.29 – Performance réelle de hauteur fonction du débit pour ME250315 (zoom sur la zone A - pompe normale)

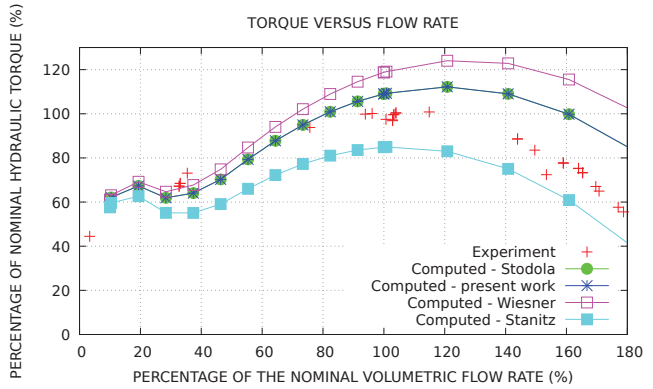


FIGURE 4.30 – Performance réelle de couple fonction du débit pour ME250315 (zoom sur la zone A - pompe normale)

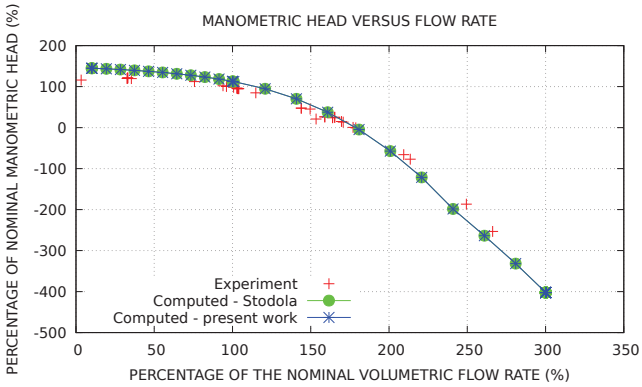


FIGURE 4.31 – Performance réelle de hauteur fonction du débit pour ME250315

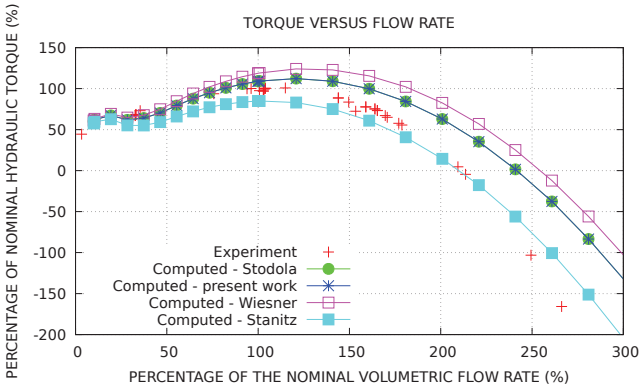


FIGURE 4.32 – Performance réelle de couple fonction du débit pour ME250315

En représentation homologue, pour le cas utilisant le modèle de déviation de Stodola [Sto27], on obtient les courbes suivantes (figures 4.33 et 4.34) :

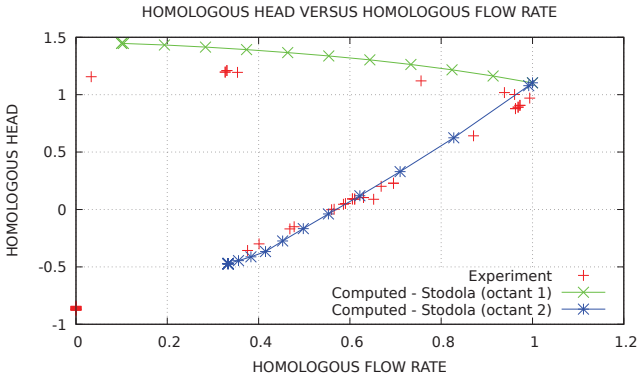


FIGURE 4.33 – Hauteur homologue dans le 1er quadrant

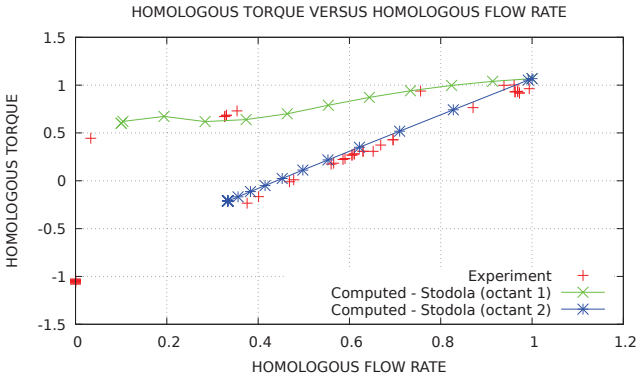


FIGURE 4.34 – Couple homologue dans le 1er quadrant

Les deux premiers octants sont représentés. Au niveau du point nominal et au-delà, l'accord est assez satisfaisant pour la pompe ME250315. En revanche, à bas débit on surestime la hauteur et le couple. La modélisation de la pré-rotation qui n'est pour le moment pas prise en compte, pourrait améliorer ces résultats.

Afin d'atteindre la limite de l'octant 2 correspondant au point de fonctionnement à débit direct et rotor bloqué (débit homologue $\frac{\alpha}{\nu} = 0$), un calcul à vitesse de rotation nulle et en faisant varier le débit a été mené. Les résultats sont présentés figures 4.35 et 4.36.

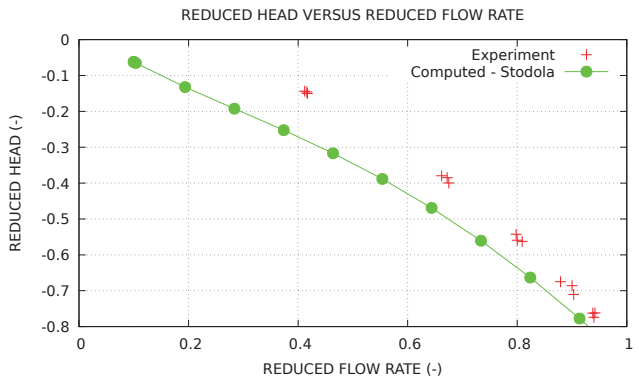


FIGURE 4.35 – Hauteur à vitesse nulle dans la gamme de débit réduit allant de 0 à 1

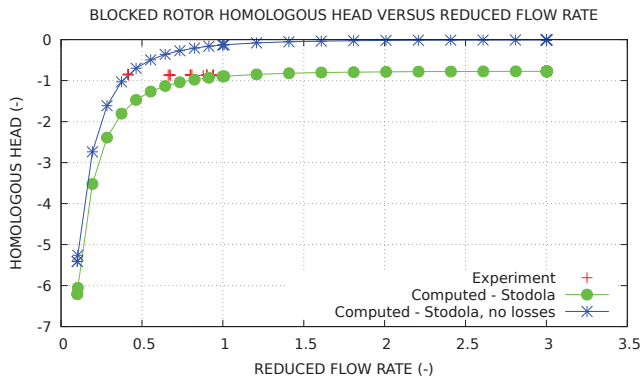


FIGURE 4.36 – Hauteur homologue à vitesse nulle et débit positif

On observe que le modèle parvient à prédire une perte de charge à rotor bloqué en débit direct cohérente avec la valeur expérimentale. Cependant à bas débit dans ces conditions de rotor bloqué, on observe une augmentation nette de la hauteur homologue en dessous de 70%Q_N qui peut être due au fait que l'on divise par un débit faible pris au carré pour obtenir la représentation homologue. Il est également possible que cela soit dû à une gestion difficile du changement de repère dans ces conditions de bas débit et vitesse de rotation.

4.6.4 Pompe hélico-centrifuge PP N4 - Nq=120

Pour la pompe hélico-centrifuge PP N4, les performances réelles de hauteur et de couple sont calculées et comparées à l'expérience respectivement sur les figures 4.39 et 4.40 pour la large gamme de débit testée (0% à 300%). Les figures 4.37 et 4.38 sont des zooms des deux précédentes entre 0% et 150% de débit. Les différents modèles de déviation sont testés, et on peut observer leur impact sur le couple calculé (figures 4.38 et 4.40). C'est dans un cas de pompe hélico-centrifuge comme celle-ci que l'on peut voir l'apport du modèle développé dans le cadre de cette thèse, qui permet de tenir compte du caractère non-radial de la sortie de roue (angle γ_2 non-nul). C'est le modèle qui donne les meilleurs résultats car il permet de minimiser les écarts calcul-expérience pour le couple hydraulique, à la fois à proximité du point nominal mais aussi en dehors du point de design (fort sous-débit, fort sur-débit).

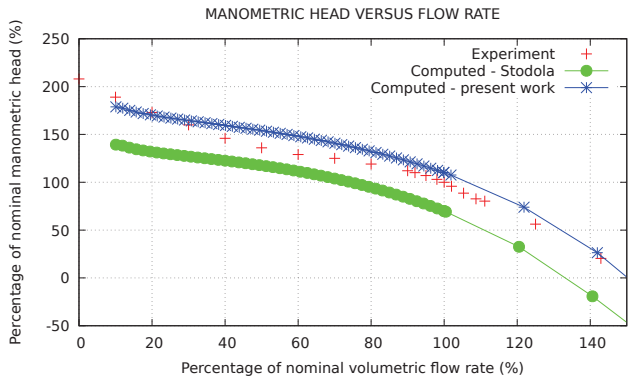


FIGURE 4.37 – Courbe de performance de hauteur (zoom)

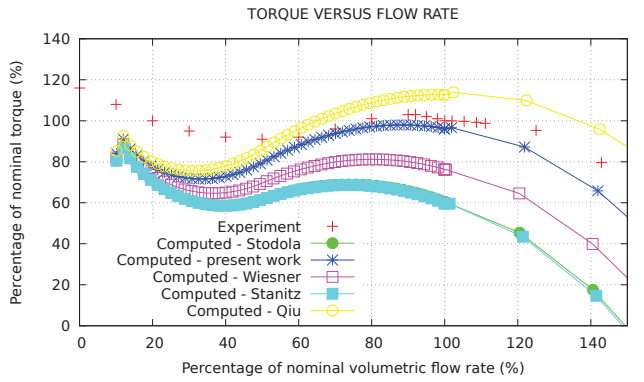


FIGURE 4.38 – Courbe de performance de couple (zoom)

Qualitativement et quantitativement, on arrive, pour cette pompe hélico-centrifuge (notablement différente des deux précédentes), à obtenir des courbes de performance ayant la bonne tendance. Ceci

est plutôt encourageant au sens où, pour les pompes de grandes vitesses spécifiques comme celle-ci ($N_q = 120$), on observe de façon générale une caractéristique de hauteur qui monte lorsqu'on va vers les bas débits, ce qui n'est pas le cas des pompes de basses et moyennes vitesses spécifiques (voir DERAP et ME250315). Sur l'ensemble de la gamme de débits allant de $10\%Q_N$ à $300\%Q_N$, l'erreur relative maximale atteinte est de 13% pour la hauteur et de 20% pour le couple hydraulique aux alentours de $30\%Q_N$.

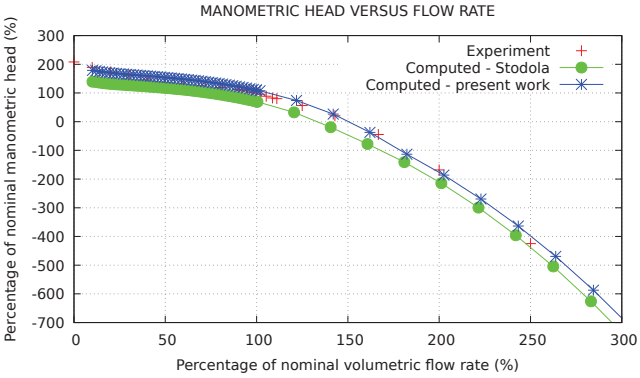


FIGURE 4.39 – Performance réelle de hauteur fonction du débit pour la PP N4

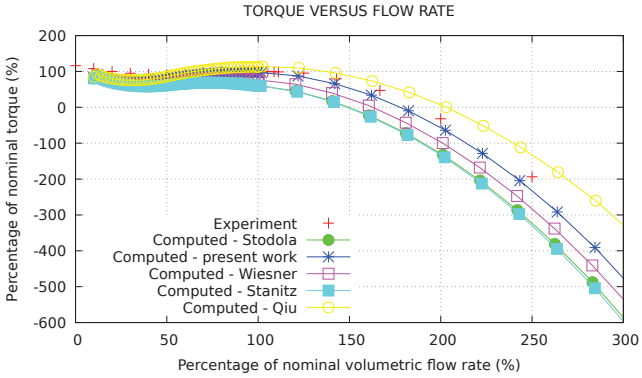


FIGURE 4.40 – Performance réelle de couple fonction du débit pour la PP N4

4.6.5 Pompe centrifuge RRA - Nq=35

La pompe RRA900 (dont la modélisation est décrite en Annexe 1) est centrifuge et de basse vitesse spécifique (~ 35). Les résultats du calcul des performances en monophasique sont disponibles en figures 4.41, 4.42, 4.43 et4.44 ci-après. Les deux premières sont un zoom des deux suivantes sur la gamme de débit allant de 0% à $150\%Q_N$.

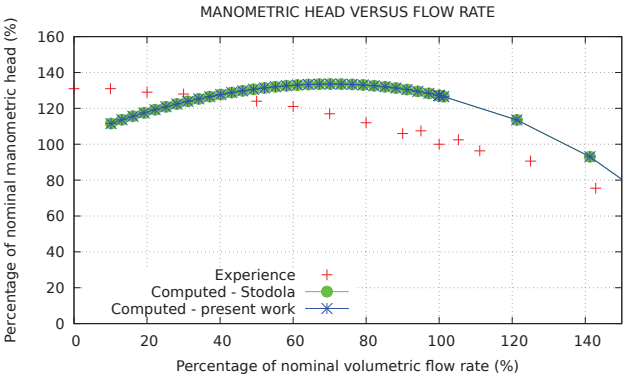


FIGURE 4.41 – Performance réelle de hauteur fonction du débit pour RRA900 (zoom)

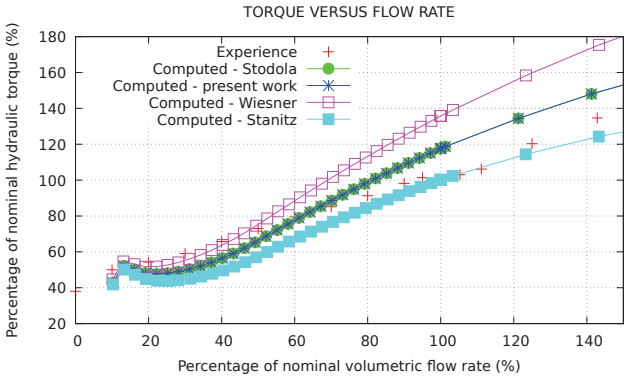


FIGURE 4.42 – Performance réelle de couple fonction du débit pour RRA900 (zoom)

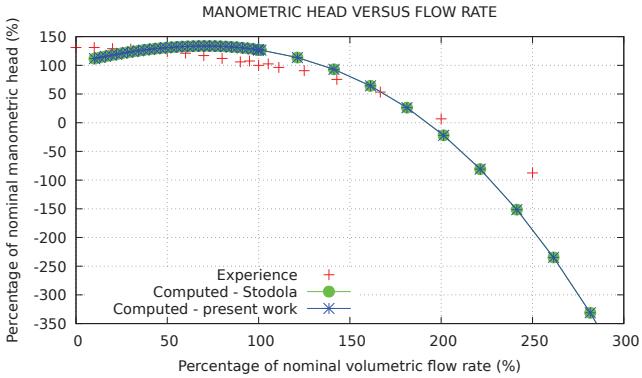


FIGURE 4.43 – Performance réelle de hauteur fonction du débit pour RRA900

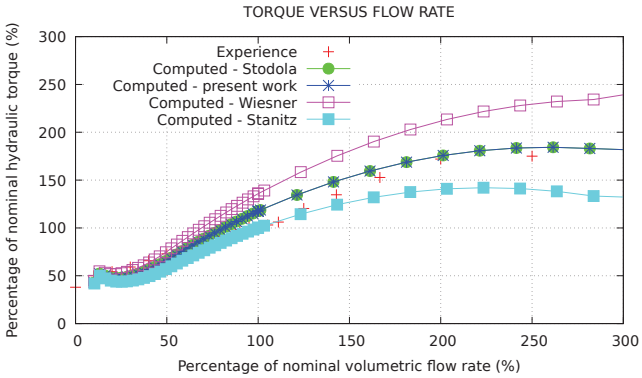


FIGURE 4.44 – Performance réelle de couple fonction du débit pour RRA900

La corrélation de déviation de Stodola et celle développée au cours de cette thèse sont équivalentes ici car la pompe est à sortie radiale (angle γ_2 nul en sortie de roue). On constate que ce sont ces corrélations qui permettent de prédire le couple correctement (erreur relative inférieure à 20%). Les autres ne donnent pas des prédictions satisfaisantes.

On va donc focaliser l'analyse de la caractéristique de hauteur (figures 4.41 et 4.43) sur le calcul utilisant la corrélation de Stodola. Les pertes sont surestimées à bas débit, sous-estimées près du débit nominal et de nouveau surestimées à haut débit. Cependant, la pompe RRA a la particularité d'avoir un débit d'adaptation très éloigné du débit nominal, alors qu'à ce jour on fait l'hypothèse que ces débits sont égaux lorsque l'on calcule les pertes par désadaptation. Ces résultats ont remis en cause l'hypothèse appliquée jusqu'ici et pour cette raison, des travaux sont menées dans le cadre du stage de fin d'études d'ingénieur d'Emilien Guyomard [Guy19] pour tenir compte de la différence entre le débit adapté (pour lequel il n'y a pas de perte par désadaptation) et le débit nominal (qui lui maximise le rendement).

Par ailleurs, la volute de cette pompe est assez peu divergente, ce qui a mis en défaut le modèle de pertes par diffusion dans la volute qui était valide jusqu'alors pour les pompes modélisées. Le développement d'une modélisation plus locale de ces pertes, basée sur le calcul d'une perte de charge en chaque maille en fonction du rapport des sections hydrauliques entre l'entrée et la sortie de la maille (face amont et aval) et sur les coefficients proposés par Idel'cik [Ide79], a été entrepris.

En ne faisant plus l'hypothèse d'adaptation au nominal et en proposant une manière plus locale de modéliser les pertes par diffusion dans la volute, de bons résultats ont pu être obtenus pour cette pompe. Il s'agit de deux améliorations envisagées pour le modèle 1D de pompe développé dans le cadre de cette thèse. La validation de ces propositions sur l'ensemble des autres cas est une perspective de travail.

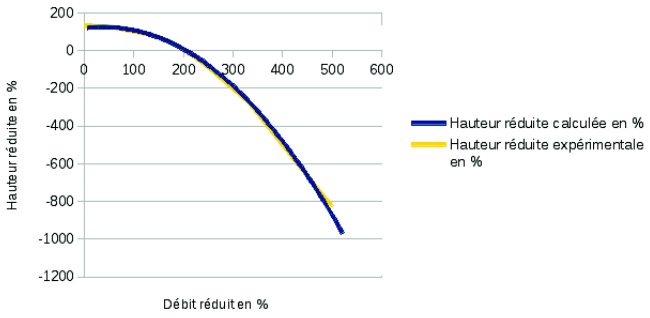


FIGURE 4.45 – Hauteur en fonction du débit volumique (calcul vs expérience)

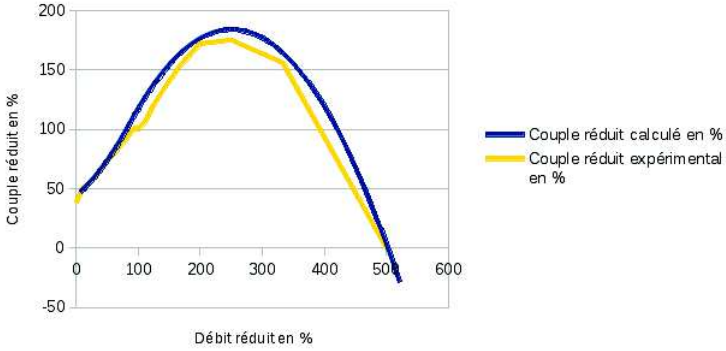


FIGURE 4.46 – Couple en fonction du débit volumique (calcul vs expérience)

4.6.6 Compresseur centrifuge NASA-LSCC - Nq=47

Nous avons souhaité élargir la gamme d'applications du modèle de pompe développé à des machines comparables mais fonctionnant avec un fluide de travail compressible (compresseurs). Il s'agit ici d'un compresseur radial. Ce cas test a la particularité de posséder des données de validation locales mesurées à l'intérieur de la roue. Les performances tracées ici correspondent à une différence entrée/sortie de la roue et pas entrée/sortie de la machine complète comme c'est le cas pour les autres géométries étudiées.

Contrairement aux cas où l'on modélise un écoulement liquide qui peut potentiellement devenir diphasique liquide-vapeur en fonction des conditions de pression et de température (résolution du système bi-fluide entier de 6 équations), on va modéliser ici un écoulement purement monophasique gaz (résolution de seulement 3 équations de conservation).

L'air est simulé comme un gaz réel par couplage avec les libraires REFPROP (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database) du NIST (National Institute of Standards and Technology) (Lemmon 2013 [LHM13]) qui permettent d'en extraire les propriétés. Cette possibilité de modélisation des gaz réels a récemment été introduite dans le code CATHARE-3 par Mauger et al [MBT15, MTBR19].

Même si cette machine est un peu différente des autres, les corrélations de pertes introduites dans le modèle 1D de pompe n'ont pas été modifiées par rapport à leur version standard présentée dans le chapitre de description du modèle pour obtenir ces résultats. Cependant, comme pour l'ensemble des pompes étudiées, on teste ici les diverses corrélations de déviation du fluide en sortie de roue implémentées dans le modèle 1D de pompe (Wiesner 1967 [Wie67], Stodola 1927 [Sto27], Matteo 2019 [MGDT19], Stanitz 1952 [Sta52b] et Qiu 2011 [QJZA11]).

Pour les machines à fluide compressible, il est d'usage de tracer le taux de compression plutôt que la hauteur et le rendement isentropique plutôt que le couple. C'est ce qui est fait pour le compresseur NASA-LSCC figures 4.47 et 4.48 ci-dessous. Pour rappel, le débit massique nominal se situe à $\dot{m}_N = 30$ kg/s.

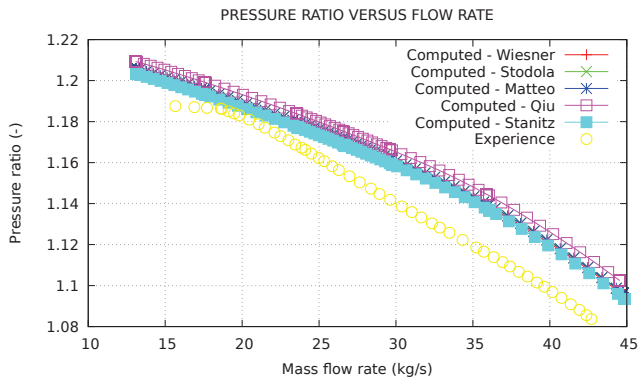


FIGURE 4.47 – Taux de compression en fonction du débit massique (calcul vs expérience)

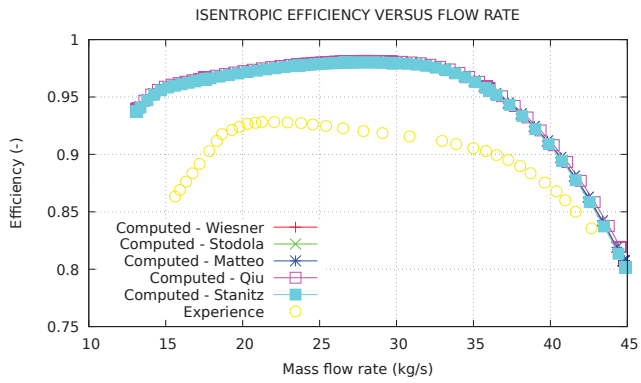


FIGURE 4.48 – Rendement en fonction du débit massique (calcul vs expérience)

Si l'on analyse les résultats obtenus, on se rend compte que les diverses corrélations de glissement ne donnent pas des résultats très différents les uns des autres (écart relatif inférieur à 1% sur le taux de compression et le rendement entre les prédictions). Le modèle de Stanitz [Sta52b] a la particularité d'avoir été développé spécifiquement pour la modélisation des compresseurs. Les résultats de cette étude de sensibilité semblent montrer que les modèles de déviation sont cohérents entre eux et qu'ils ne sont a priori pas à remettre en cause pour expliquer les légers écarts calcul-expérience qui existent.

Globalement, on observe sur l'ensemble de la gamme de débits testée, un écart calcul-expérience d'au maximum 2.25% relatifs pour le taux de compression et de 8% pour le rendement, ce qui est tout à fait satisfaisant pour une première application du modèle 1D de pompe à un compresseur et sans aucune modification du modèle. On remarque que les tendances sont bien capturées, cependant il semble nécessaire de relocaliser des pertes au sein de la roue car le rendement prédit par le calcul est trop bon d'environ 6% au nominal (98% au lieu des 92% expérimentaux). Cela pourrait s'expliquer par le fait qu'on ne tient pas compte à ce jour de pertes par diffusion dans la roue, alors que le canal inter-aubes reste une conduite divergente. Ce compresseur a la particularité d'avoir une roue semi-ouverte (une seule flasque côté moyeu) contrairement aux autres géométries étudiées qui ont des roues fermées (à double flasque). Ceci peut engendrer des pertes additionnelles liées à de possibles recirculations entre les aubes et le corps fixe du compresseur et également un débit de fuite.

Les différentes pistes pouvant expliquer les écarts observés sont investiguées dans le cadre des travaux de stage de fin d'études d'ingénieur de Valentin Cottarel [Cot19], que j'ai eu le plaisir d'encadrer au CEA Saclay au cours de la thèse. Dans le cadre de ces travaux, un des objectifs est de valider le profil des vitesses dans la roue par comparaison aux mesures expérimentales locales disponibles. Dans cette optique, la possibilité d'améliorer le calcul du chemin emprunté par le fluide dans la roue a été développée dans le modèle 1D de pompe. Cela nécessite de renseigner l'angle des aubes au milieu de la roue, en plus des angles d'entrée et de sortie. Ceci permet de réaliser deux interpolations linéaires au lieu d'une pour calculer l'évolution de l'angle des aubes dans la roue (voir chapitre 3). Voici ci-après figure 4.49 le résultat de ces développements appliqués au compresseur LSCC ainsi qu'à la pompe DERAP pour comparaison :

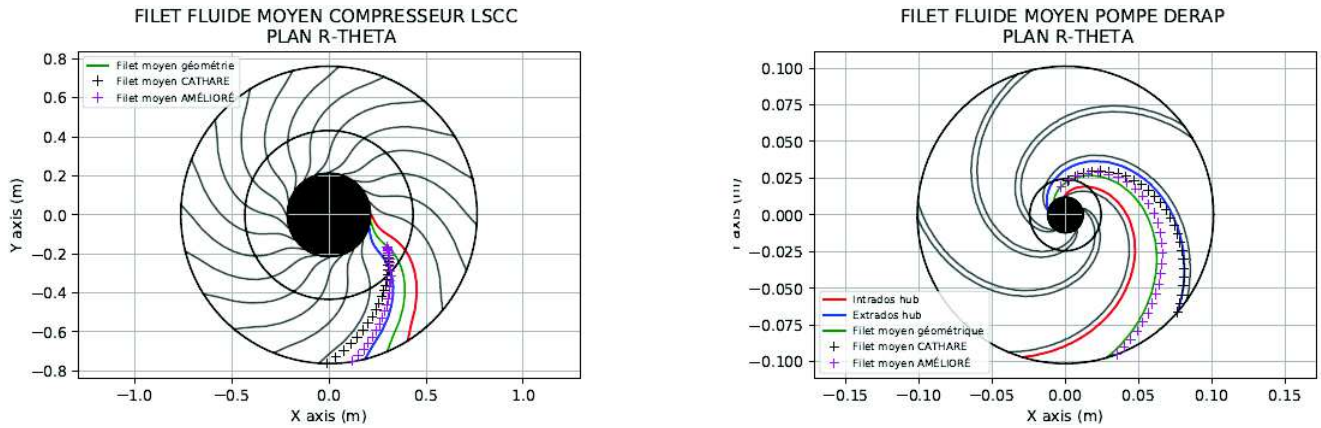


FIGURE 4.49 – Chemin LSCC

Avec cette précision de la géométrie de la roue du LSCC, une amélioration de la prédiction des profils de vitesses a pu être obtenue comme montré en figure 4.50.

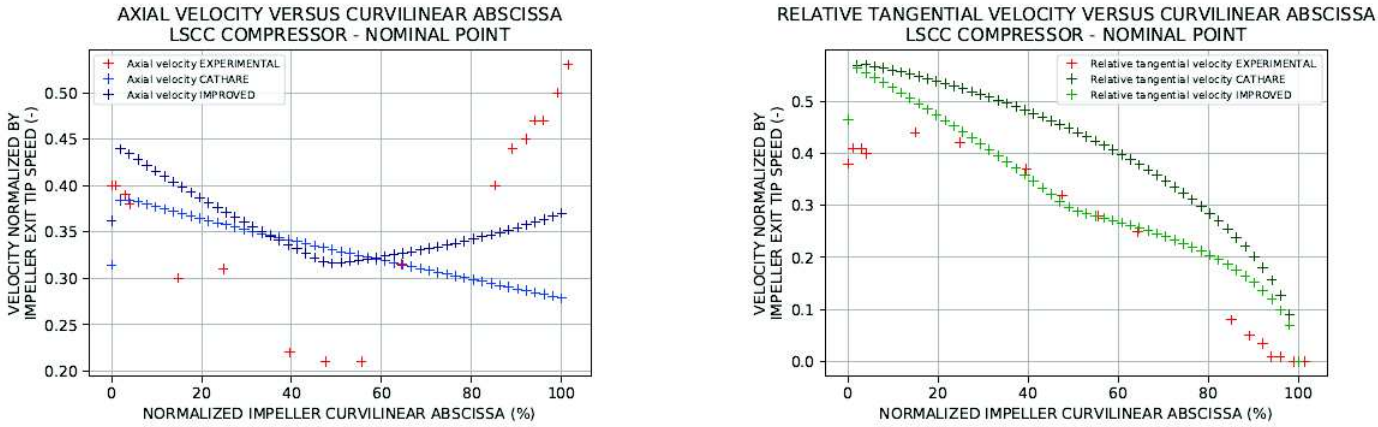


FIGURE 4.50 – Profils des vitesses obtenus par le calcul vs mesures expérimentales

En outre, une étude bibliographique est menée pour identifier des pertes non encore modélisées. L'impact d'un débit de fuite est également investigué par des simulations CATHARE-3 mettant en jeu une source et un puits de masse respectivement en entrée et en sortie de roue. Ceci permet de calculer un débit revenant de la sortie de roue vers l'entrée en fonction des pressions correspondantes. On tient compte d'une perte de charge dans ce by-pass. Les nouveaux résultats ainsi que les propositions d'amélioration du modèle 1D de pompe sont présentés dans le rapport de stage Cottarel 2019 [Cot19]. Cependant, avant d'introduire ces propositions il faudra évaluer l'impact sur l'ensemble de la base de qualification constituée à ce jour.

4.6.7 Pompe hélico-centrifuge EVA - Nq=100

La roue de la pompe EVA possède un angle de sortie des aubes assez faible en comparaison aux autres pompes étudiées dans la base de qualification, associé à une nombre important d'aubes. Pour cette pompe, le modèle de déviation de Stanitz [Sta52b] est celui qui se rapproche le plus de l'expérience (voir figures 4.51 à 4.54). Or, ce modèle est le seul qui ne tient pas compte de la valeur de l'angle de sortie des aubes β_2 dans le calcul du facteur de glissement σ. Cette observation suggère d'améliorer le modèle de déviation construit au chapitre 3 en proposant par exemple une borne minimale sur le facteur de glissement.

Cela reste à être confirmé par une démarche de qualification de la nouvelle expression du modèle de déviation en question. En attendant, on privilégiera l'utilisation de la corrélation de déviation de Stanitz [Sta52b] pour les pompes associant un angle de sortie des aubes de la roue faible ($\sim \beta_2 < 25°$) avec un nombre important d'aubes ($\sim Z > 5$).

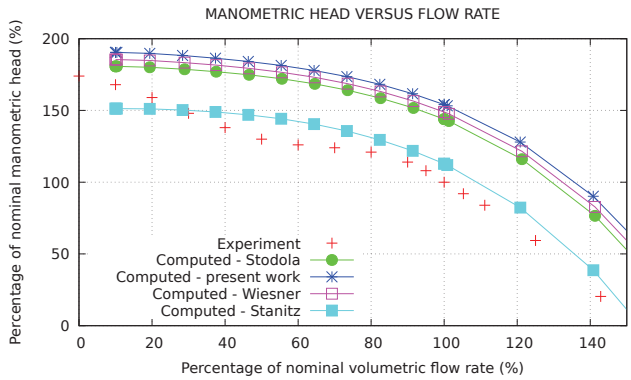


FIGURE 4.51 – Hauteur (zoom entre 0 et 150%Q_N)

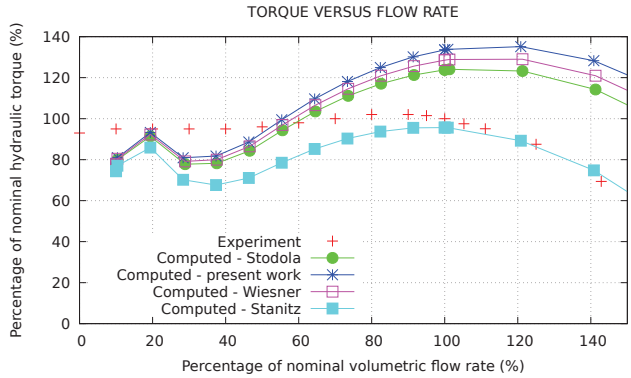


FIGURE 4.52 – Couple (zoom entre 0 et 150%Q_N)

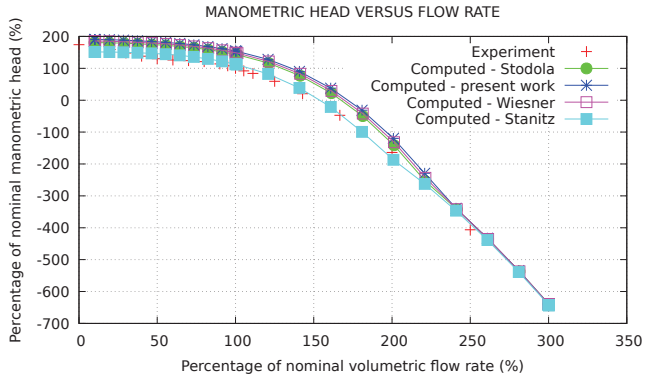


FIGURE 4.53 – Hauteur

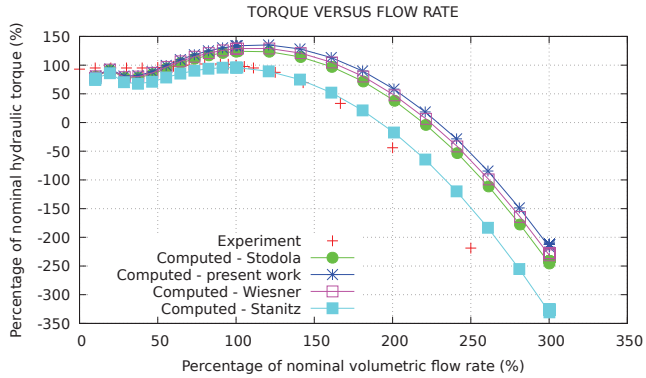


FIGURE 4.54 – Couple

4.6.8 Bilan et perspectives de l'étape prédiction des performances réelles en régime monophasique

Dans cette partie 4.6, on a montré que le modèle était capable de prédire les performances de hauteur et de couple en régime monophasique pour des machines diverses, en limitant l'erreur relative maximale à environ 15% sur une large gamme de débit (10%Q_N à 300%Q_N). Les machines modélisées sont de vitesses spécifiques et de dimensions très variables (respectivement $10 < Nq < 120$ et $20cm < D_{roue} < 150cm$). Les modèles de pertes ne sont pas modifiés entre chaque modélisation, ainsi, les bons résultats obtenus traduisent le fait que ces modèles ont été construits à partir de nombres adimensionnels permettant de traduire globalement le comportement de la machine. Un modèle de déviation a été proposé pour répondre au besoin de prédire correctement le couple hydraulique de pompes de type centrifuge mais aussi hélico-centrifuge de la base de qualification étudiée. Les modèles existant dans la littérature ont été chacun leur tour mis en défaut dans certaines situations (haute vitesse spécifique, roue à bas angle de sortie des aubes et haut nombre d'aubes), ce qui a justifié ce travail. Pour le cas des roues à bas angle de sortie des aubes ($\sim \beta_2 < 25°$) et nombre important d'aubes ($\sim Z > 5$), on recommande à ce jour d'utiliser le modèle de déviation de Stanitz [Sta52b]. Les idées

que l'on a pour améliorer, dans ce cas particulier, le modèle de déviation développé dans le cadre de cette thèse sont proposées en perspective de travail.

La capacité du modèle à respecter les lois de similitude des turbomachines a été montrée sur le cas de la pompe centrifuge DERAP, ce qui est un point très important pour notre perspective de calculs transitoires (montée en vitesse de rotation ou arrêt de la pompe...etc). Ces bons résultats traduisent le fait que les diverses corrélations de pertes et de déviation s'adaptent bien à la vitesse de rotation considérée.

La large gamme de débits testée permet d'avoir confiance dans le comportement du modèle même en état dissipatif (consommation de couple et perte de hauteur, ie. $C_h > 0$ et $H < 0$) et en état de fonctionnement en turbine inversée (génération de couple et perte de hauteur $C_h < 0$ et $H < 0$).

Ceci a été complété pour la pompe centrifuge ME250315, par un calcul à rotor bloqué (vitesse de rotation nulle). Il a permis, en plus du calcul à vitesse nominale fait pour toutes les machines, de construire des courbes de performance complètes dans le premier quadrant de fonctionnement. La représentation en courbes homologues a été utilisée pour visualiser le 1er quadrant complet en hauteur et en couple. En représentation homologue, on peut voir que la perte de charge à rotor bloqué expérimentale ne dépend pas du débit. Au contraire, le transitoire de débit de 10 à 300%Q_N calculé à vitesse de rotation nulle semble montrer une dépendance de la perte de charge à rotor bloqué au débit en dessous de 70%Q_N. Cela est en grande partie dû au fait que l'on divise par des faibles valeurs de débit (avec un exposant 2 qui plus est) dans cette zone pour obtenir la représentation homologue. Une gestion difficile du changement de repère à bas débit et basse vitesse de rotation est aussi une piste d'explication. Pour la valeur stabilisée de la perte de charge à rotor bloqué (ie. calculée avec un débit supérieur ou égal à 70%Q_N avec le modèle), un très bon accord est obtenu par rapport aux mesures expérimentales (écart relatif inférieur à 5%). Ceci est satisfaisant dans l'optique de construire des courbes de performance complètes dans le 1er quadrant par prédiction du modèle unidimensionnel de pompe.

Les fluides de travail simulés dans cette partie de prédiction des performances en régime monophasique sont l'eau (à diverses conditions de pression et température allant de 1 à 160$bars$ et de 20 à 300°) et l'air à conditions atmosphériques pour le compresseur. Ce dernier a constitué un premier test du modèle initialement développé pour les pompes (machines à fluide quasi-incompressible) sur une machine à fluide compressible. Toutefois, le nombre de Mach correspondant à ce compresseur reste assez faible car son taux de compression est bas. Il est prévu à l'avenir de tester le modèle sur un compresseur à haute vitesse de rotation avec un taux de compression d'environ 4 au nominal, pour évaluer les effets de compressibilités. On peut dire sur ce point que le changement de fluide n'a pas posé de problème. Il est tout à fait envisageable et adapté de modéliser des fluides différents pour d'autres machines en utilisant le code CATHARE-3.

Le temps de mise en données au démarrage de l'étude d'une nouvelle machine est de l'ordre de la journée (géométrie, maillage). Les temps de calculs sont dérisoires, un transitoire de débit entre 10 à 300%Q_N prenant 6 secondes environ à vitesse de rotation donnée sur un ordinateur de bureautique.

Pour le tableau de synthèse 4.4 ci-après, ainsi que pour l'ensemble des calculs qui seront présentés dans la suite de nos travaux de qualification (cas diphasiques, cas transitoires et cas systèmes) excepté ce qui concerne la pompe EVA, le modèle de déviation développé dans le cadre de la thèse sera utilisé ('present work'). Pour ce qui concerne la pompe EVA, on utilisera le modèle de Stanitz [Sta52b] en rapport avec la recommandation proposée précédemment.

Dans le tableau 4.4, on propose de synthétiser les écarts en focalisant l'attention sur le calcul mené à vitesse de rotation nominale pour l'ensemble des pompes, sur la gamme de débit allant de $10\%Q_N$ à $300\%Q_N$. On regarde en particulier l'écart calcul-expérience au niveau du point nominal pour la hauteur et le couple, ainsi que l'écart maximal observé sur ces performances sur le reste de la gamme de débits. L'écart relatif est défini comme la différence entre la valeur calculée et la mesure expérimentale (référence), divisée par la vapeur absolue de la mesure expérimentale. On ne tient pas compte des améliorations envisagées pour le modèle, notamment celles évoquées pour mieux calculer la désadaptation pour les résultats présentés ci-dessous.

Table 4.4 – Base de qualification

Pompe	**Ecart relatif au nominal pour la hauteur**	**Ecart relatif max pour la hauteur sur la gamme de débit testée**	**Ecart relatif au nominal pour le couple**	**Ecart relatif max pour le couple sur la gamme de débit testée**
DERAP	−7%	−13%	−4%	−18%
RRA900	+26%*	−100%*	+20%*	+20%*
LSCC	+1.7%	+2%	+6.5%	+11%
ME250315	+13%	+25%	+10%	+70%
EVA	+10%	+16%	−2%	−35%
PP N4	+10%	+15%	−3%	−20%

* : La pompe RRA fait exception avec une erreur relative plus importante, à cause de son débit d'adaptation notablement éloigné du débit nominal. Pour les pompes dans ce cas, les pertes par désadaptation sont déséquilibrées entre le sous-débit et le sur-débit. Une amélioration de la modélisation de la désadaptation a été entamée. Des premiers résultats améliorés ont été présentés pour la pompe RRA. Cela permet de réduire notablement l'erreur relative, la ramenant ainsi à un maximum de 10% hauteur et couple confondus et entre 0 et $500\%Q_N$.

Les limites identifiées pour le modèle unidimensionnel dans le cadre de la prédiction des performances en écoulement monophasique dans le premier quadrant de fonctionnement sont les suivantes :

— On ne doit pas attendre une précision au pourcent pour les prédictions du modèle unidimensionnel même au point nominal, contrairement à ce que l'on pourrait attendre d'un calcul CFD. Cependant, le modèle 1D est tout à fait capable de rendre compte des tendances des courbes de performance qui peuvent être assez différentes en fonction de la vitesse spécifique des machines. L'incertitude sur les résultats est ainsi plutôt de l'ordre de la dizaine de pourcents sur la large gamme de débits testée.

— Pour les pompes dont le débit d'adaptation est relativement éloigné du débit nominal, les pertes par désadaptation risquent d'être déséquilibrées entre le sous-débit et le sur-débit. Comme expliqué ci-dessus, une amélioration de la modélisation de la désadaptation est prévue pour la suite de ces travaux.

— Les tendances qualitatives obtenues pour le cas du compresseur sont bonnes, toutefois il semble que l'on sous-estime légèrement les pertes dans la partie en rotation (taux de compression et rendement trop bons par rapport à l'expérience).

— Par manque de temps et de lien avec les applications industrielles visées, il n'a pas été entrepris de modéliser une pompe de type axiale (ie. de très haute vitesse spécifique avoisinant $N_q = 200$). La structure du modèle est toujours valide pour ces pompes, il reste cependant à tester un cas de ce type pour qualifier ou généraliser encore davantage les corrélations développées.

— Les fonctionnements à débits et rotations inverses n'ont pas encore été testés. Le modèle 1D de pompe a été pensé pour pouvoir le faire. Quelques développements complémentaires mais pas très conséquents sont à prévoir. On pourra ainsi construire des courbes de performance complètes pour l'ensemble des quadrants (cf. courbes 4-quadrants présentées au chapitre 2).

— Le comportement à très bas débit et très basse vitesse de rotation pose quelques questions : la gestion du changement de repère est à tester et vérifier dans ce cas.

Le bilan satisfaisant de cette étape de prédiction des performances dans le premier quadrant en monophasique permet d'envisager de tester le fonctionnement diphasique et de simuler des transitoires à l'échelle de la pompe (démarrage, arrêt sur inertie, grippage).

4.7 Vers l'utilisation de l'échelle locale en complément de validation

4.7.1 Profils obtenus avec le modèle unidimensionnel de pompe de CATHARE-3

Un des intérêts du modèle unidimensionnel de pompe en comparaison à un modèle entrée-sortie de type Euler, est que les profils d'enthalpies, de pression, de vitesses et de taux de vide (en régime diphasique) peuvent être obtenus tout au long des éléments de la pompe. On a vu au paragraphe 4.6.6 traitant de la validation du modèle sur le cas du compresseur radial LSCC, qu'on pouvait parfois avoir accès à certaines données internes à la machine et valider le code par rapport à celles-ci. Cependant, pour tous les autres cas de validation traités, nous avons seulement accès à des grandeurs globales pour valider le modèle.

Ci-après, nous avons choisi de tracer les profils calculés par le modèle pour l'enthalpie, la pression et les vitesses en régime monophasique liquide pour les pompes DERAP, ME250315 et PP N4. Nous allons discuter ces résultats et proposer une approche complémentaire pour les valider.

4.7.2 Pompe centrifuge DERAP - Nq=12

On choisit de tracer ci-après les profils d'enthalpie, de pression et de vitesse en se positionnant au point de fonctionnement nominal afin d'analyser ce qu'il se passe dans la pompe. L'aspiration se situe entre les abscisses $z = 0.$ et $z = 0.2$, la roue entre $z = 0.2$ et $z = 0.39$, le diffuseur lisse entre $z = 0.39$ et $z = 0.62$, la volute entre $z = 0.62$ et $z = 1.4$ et le refoulement $z = 1.4$ et $z = 1.53$.

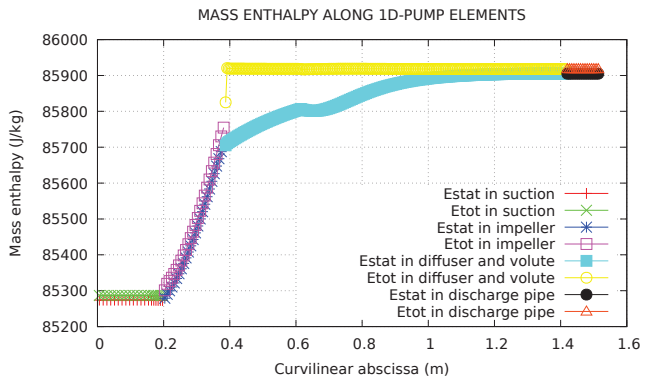


FIGURE 4.55 – Profil d'enthalpies statique et totale le long du filet fluide dans la pompe au point nominal

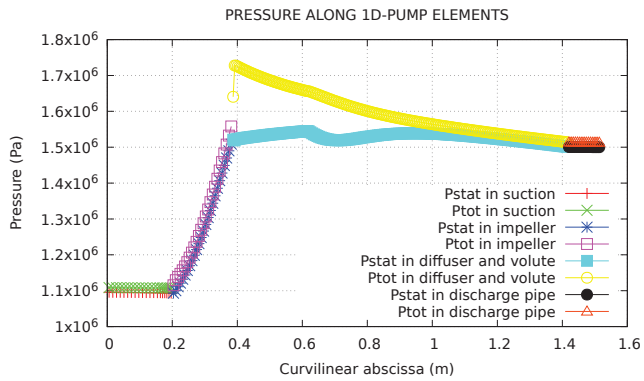


FIGURE 4.56 – Profil de pressions statique et totale le long du filet fluide dans la pompe au point nominal

Sur la figure 4.55, on perçoit la conservation de l'enthalpie totale le long des éléments de la pompe, excepté dans la roue qui est la seule partie fournissant de l'énergie au fluide.

Sur la figure 4.56, on peut remarquer que les pertes par diffusion dans la volute ainsi que par frottement régulier conduisent à perdre quasi totalement la pression dynamique tangentielle acquise en sortie de roue.

Enfin, le profil des vitesses dans la pompe (figure 4.57) est très corrélé au profil de pression statique (figure 4.56), notamment dans les parties fixes. On distingue le point correspondant à la séparation entre le diffuseur et la volute, auquel finit l'hypothèse de chemin logarithmique adopté par le fluide et commence le redressement de l'écoulement par une évolution de l'angle absolu α jusqu'à obtention d'une vitesse purement axiale.

La vitesse dans la roue est la vitesse relative. Dans les parties fixes, il s'agit de la vitesse absolue (à une composante axiale dans l'aspiration et à deux composantes -axiale et tangentielle- dans le diffuseur et la volute). Deux effets compétitifs sont à la source du profil de vitesse relative d'aspect parabolique obtenu dans la roue : la forme des aubes de la roue (ie. le design) associé à l'effet de déviation qui ont tendance à augmenter la vitesse relative en sortie de roue, et la divergence de la section de passage qui au contraire a tendance à la diminuer. On peut observer de grandes vitesses dans le diffuseur, ce qui cause des pertes de charge importantes par frottement régulier. L'écoulement est ralenti dans le diffuseur par divergence de la section de passage et redressé au fur et à mesure de sa progression dans la volute, ce qui fait que l'on retrouve une vitesse purement axiale en sortie de volute.

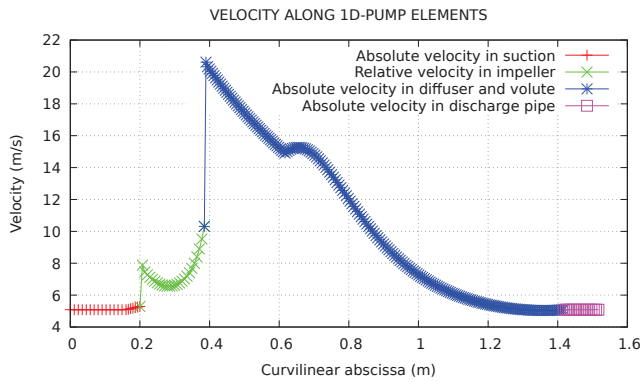


FIGURE 4.57 – Profil de vitesses le long du filet fluide dans la pompe au point nominal

4.7.3 Pompe centrifuge ME250315 - Nq=70

Il s'agit d'une autre pompe centrifuge, mais de vitesse spécifique assez haute ($Nq = 70$) en comparaison à DERAP. Les profils de pression et de vitesse au point de fonctionnement nominal sont tracés figures 4.58 et 4.59 pour la pompe ME250315.

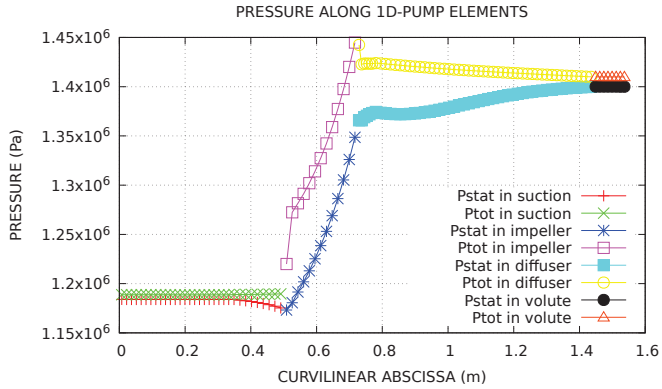


FIGURE 4.58 – Profil de pressions le long du filet fluide dans la pompe au point nominal

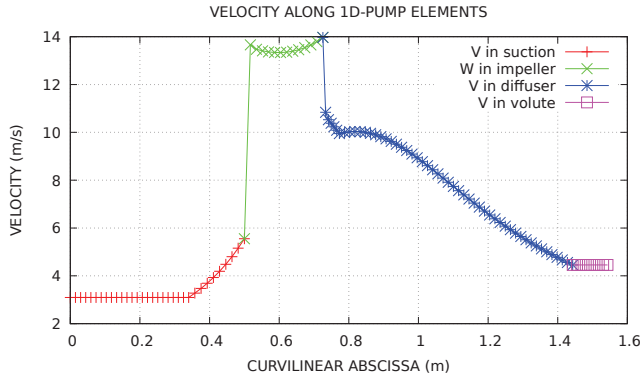


FIGURE 4.59 – Profil de vitesses le long du filet fluide dans la pompe au point nominal

Le profil des vitesses est assez différent de celui rencontré pour la pompe DERAP, les vitesses atteintes dans le jeu et la volute sont moins importantes, ce qui cause moins de pertes par frottement régulier. L'augmentation de vitesse en fin d'aspiration est simplement due à un rétrécissement de la section de passage, la conduite étant convergente en amont de la roue.

4.7.4 Pompe hélico-centrifuge PP N4 - Nq=120

Comme pour DERAP et la ME250315, on trace ci-après les profils de pression et de vitesse le long du filet fluide moyen dans la pompe PP N4 (figures 4.60 et 4.61). Cette pompe est hélico-centrifuge, ce qui signifie que la vitesse débitante (V_m) en sortie de roue possède une composante axiale en plus de la composante radiale qui existe classiquement pour les pompes centrifuges.

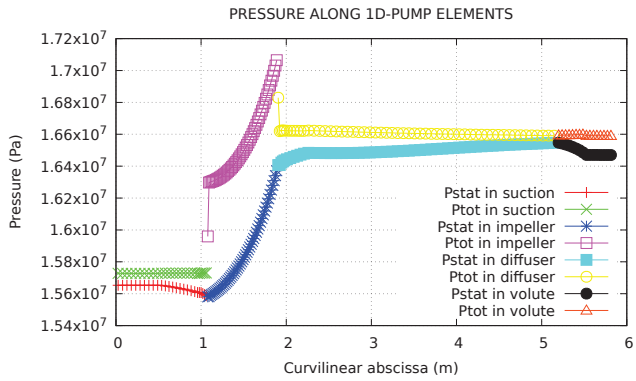


FIGURE 4.60 – Profil de pressions le long du filet fluide dans la pompe au point nominal

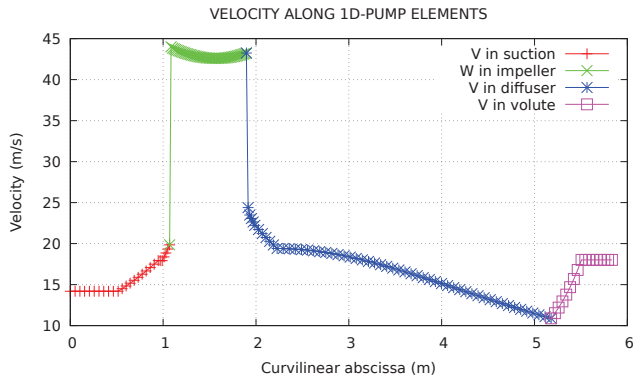


FIGURE 4.61 – Profil de vitesses le long du filet fluide dans la pompe au point nominal

On remarque que ces profils sont sensiblement différents en fonction des pompes étudiées. Il serait donc intéressant de pouvoir les valider par une approche locale et pas seulement au point de fonctionnement nominal.

4.7.5 Discussion

Excepté pour le compresseur radial NASA-LSCC pour lequel des mesures expérimentales locales ont été entreprises dans la roue, il n'y pas de données expérimentales disponibles pour valider ces profils pour les pompes étudiées. Seules des mesures entre l'entrée et la sortie de la pompe ont été réalisées. Dans cette situation, des calculs locaux de type CFD peuvent apporter un complément de validation pour nos prédictions 1D. Il s'agit d'une méthode de validation par remontée d'échelle, comme cela est déjà entrepris pour d'autres composants des réacteurs nucléaires (voir Bestion et Matteo [BM15]). Par calculs locaux on entend une modélisation de type 3D CFD.

Dans le cas de la pompe DERAP, un travail de modélisation à cette échelle locale a été entamé dans le cadre du stage de fin d'études d'Ali El Saied [ES18] (co-encadrés dans le cadre de cette thèse). 1/5ème de la pompe DERAP (sans volute) a été modélisé à l'échelle CFD avec StarCCM+. Ceci correspond à une moitié de canal inter-aubes côté intrados (face de l'aube en dépression) ainsi que côté extrados (face de l'aube en pression), à quoi l'on ajoute les portions de conduite amont et de diffuseur lisse correspondantes. On fait ainsi une hypothèse de symétrie de l'écoulement dans chaque canal inter-aubes et les conditions aux limites sont de type périodiques.

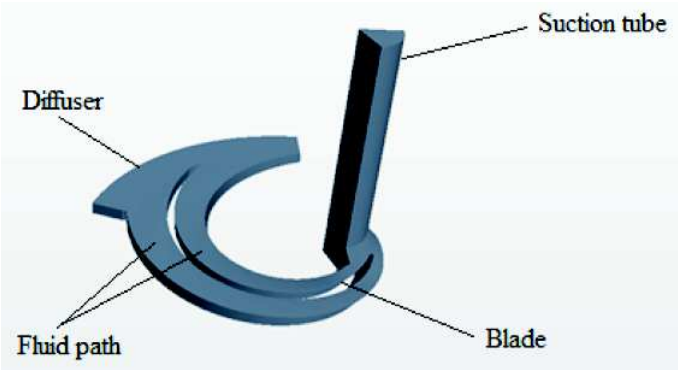


FIGURE 4.62 – CAO de 1/5 ème de l'aspiration, roue et diffuseur de DERAP (issu de [ES18])

FIGURE 4.63 – Maillage de 1/5 ème de l'aspiration, roue et diffuseur de DERAP (issu de [ES18])

Il s'agirait de poursuivre ces travaux en modélisant l'ensemble de la pompe DERAP en CFD et en projetant les résultats locaux obtenus sur la ligne de courant correspondant au calcul unidimensionnel afin d'analyser des grandeurs comparables. Ceci permettrait d'apporter un jugement sur les profils obtenus avec le modèle 1D de pompe. Il serait intéressant d'étudier plusieurs points de fonctionnement (sous-débit ou sur-débit), ainsi que des régimes transitoires.

Pour les machines pour lesquelles on dispose d'une géométrie détaillée (compresseur radial, ME250315), des études à l'échelle CFD ont déjà été menées respectivement par Rautaheimo [RSS03] en Finlande et Couzinet [CGP13] en France au Cetim de Nantes. Il serait intéressant d'exploiter les résultats obtenus par la modélisation CFD, en particulier pour la pompe ME250315 pour laquelle on ne dispose pas de mesures expérimentales locales (contrairement au compresseur), afin d'apporter un jugement sur la validité des profils obtenus par le modèle 1D de CATHARE-3 pour des géométries différentes de celle de DERAP. Cela pourrait ouvrir des pistes d'amélioration du modèle 1D. Il s'agit d'une des perspectives de travail de cette thèse.

4.7.6 Bilan et perspectives de l'utilisation de l'échelle locale en complément de validation

Les mesures expérimentales locales, ie. à l'intérieur de la partie mobile de la machine, du diffuseur et de la volute, sont rares. Le seul cas de validation de notre base pour lequel on dispose de telles données est le compresseur LSCC. Etre en mesure de prédire l'évolution de la pression et des vitesses dans ces éléments de la machine est intéressant, mais on doit y associer une démarche de validation au même niveau de détail pour que cela devienne un vrai avantage. S'appuyer sur des calculs locaux peut répondre en partie à ces questionnements, car on accorde plus de crédit à ces simulations 3D pour la représentation de l'écoulement dans la machine. Cependant, il faut garder à l'esprit que ces calculs CFD sont sensibles à certains modèles (notamment celui représentant la turbulence de l'écoulement) et sont rarement qualifiés à leur échelle locale pour la même raison de rareté des données expérimentales disponibles. Ils ne sont donc pas à mettre au même niveau de confiance que des mesures locales.

4.8 Prédiction des performances réelles en régime diphasique

4.8.1 Ecoulements diphasiques

Il est nécessaire de distinguer plusieurs conditions différentes d'écoulements diphasiques qui peuvent survenir dans une pompe rotodynamique. On exclut ici les écoulements transportant des particules solides. On s'intéresse aux écoulements contenant une phase liquide et une phase gazeuse.

Les trois cas qui peuvent nous intéresser sont :

— La cavitation : le fluide est monophasique liquide en entrée d'aspiration, il se vaporise localement dans la roue, puis se recondense à proximité. On retrouve généralement une seule phase liquide en sortie de pompe.

— Ecoulement liquide/vapeur généralisé : cela peut intervenir dans l'hypothèse d'une brèche sur un circuit initialement pressurisé. Le fluide initialement liquide se vaporise violemment et de façon généralisée dans le circuit, et notamment dans la pompe. Ceci peut amener à d'importantes valeurs de taux de vide dans la pompe. Les conditions en entrée d'aspiration sont donc déjà diphasiques liquide/vapeur. Notons que si la brèche dans le circuit se situe en amont de la pompe, cela peut amener à un écoulement diphasique à débit inversé (quadrant 2 voire 3 en cas d'inversion de la vitesse de rotation). C'est ce type de transitoires que l'on est amenés à étudier pour la sûreté des réacteurs à eau pressurisée (REP). Un scénario de brèche sur les réacteurs à neutrons rapides refroidis au sodium (RNR-Na) est moins problématique et dimensionnant car ces réacteurs ne sont pas pressurisés.

— Le transport de gaz incondensable : si une pompe se situe à proximité d'une surface libre dans un circuit, ce qui est le cas pour les circuits primaires de RNR-Na intégrés "pool-type reactor", ou dans une situation de microgravité comme pour l'alimentation des moteurs de fusées avec les réservoirs d'oxygène et d'hydrogène liquides, il est possible qu'une partie du gaz soit aspiré et circule dans la pompe. Respectivement, ceci est d'autant plus probable si le design du RNR-Na intégré amène à une position haute de la pompe primaire, et pour les fusées en situation de micro-gravité où la stratification liquide/gaz n'est plus évidente.

Nous allons montrer ici les possibilités offertes par le modèle unidimensionnel de pompe développé dans CATHARE-3 pour simuler ces régimes diphasiques.

4.8.2 Fluides de travail

Les fluides d'intérêt accessibles en termes de modélisation avec le code CATHARE-3 sont les suivants :

— Eau légère liquide/vapeur
— Sodium métallique liquide/vapeur
— Fluides cryogéniques liquide/vapeur
— Couplage aux librairies REFPROP du NIST pour de nombreux autres fluides (mais les corrélations d'échange thermique et de frottement internes au code ne seront pas nécessairement adaptées à ces fluides).

Autant il est courant de mener des essais hydrauliques monophasiques en eau sur des composants destinés à un fluide de travail de type sodium métallique liquide (car les densités et la viscosité sont comparables), autant les écoulements en régime diphasique peuvent être assez différents, notamment à cause des capacités calorifiques et du rapport de densité $\frac{\rho_V}{\rho_L}$.

Dans les paragraphes qui suivent nous allons étudier le phénomène de cavitation en fluide sodium dans des géométries simples (tubes Venturi testés par Courbiere [Cou79] et Ardiansyah [ATY$^+$08]), puis la dégradation des performances d'une pompe centrifuge en régime de cavitation en fluide eau (essais de Duplaa [Dup08] sur DERAP). Ensuite, nous présenterons les tests en conditions d'entrée diphasiques (taux de vapeur en entrée pour les tests EVA et tentative d'injection d'air en entrée de la pompe DERAP).

4.8.3 Cavitation dans des tubes Venturi - fluide sodium

Le phénomène de cavitation se produit dans les liquides quand la pression statique locale descend en dessous de la tension de vapeur saturante (voir figure 4.74). La cavitation a été largement étudiée avec l'eau comme fluide de travail. La cavitation d'un métal liquide est moins connue car les installations expérimentales sont beaucoup plus chères et difficiles à opérer, et les techniques de mesure doivent être adaptées pour ces fluides opaques. Le premier intérêt pour la cavitation en sodium a émergé dans les années 1950 aux Etats Unis avec le projet d'avion à propulsion nucléaire [Ham68]. En France, la cavitation en sodium a commencé à être étudiée dans les années 1970 dans le cadre des réacteurs à neutrons rapides à caloporteur sodium (RNR-Na).

Rappelons que CATHARE est le code de thermohydraulique système de référence pour les études de sûreté des RNR-Na. Un des principaux enjeux concernant les pompes primaires des réacteurs refroidis au sodium liquide est l'apparition de cavitation due à leur design tendant à se compacter, ce qui conduit à des fonctionnements à plus grandes vitesses. Avant de s'intéresser à la cavitation dans une pompe, une étude a été réalisée avec CATHARE-3 dans le but d'identifier les paramètres qui influent sur l'apparition de cavitation pour du sodium liquide dans une géométrie simple (tube Venturi).

Deux tubes Venturi sont étudiés, l'un en configuration verticale (installation CANADER expérimentée par Coubiere entre 1979 et 1985 [Cou79] [Cou81] [CDG82] [Cou84] [Cou85]) et l'autre en configuration horizontale (installation japonaise expérimentée par Ardiansyah entre 2008 et 2011 [ATY$^+$08] [ATN09] [ATY$^+$10] [ATAM11] [ATY$^+$11]). Les résultats de simulation sont comparés à l'expérience sur le nombre de Thoma correspondant au début de cavitation, et ceci pour plusieurs couples de pression et température.

Installation CANADER

CANADER est une boucle en sodium dont un schéma de principe est montré figure 4.64. Ses conditions de fonctionnement limites sont les suivantes :
— Température : 200 °C à 600 °C
— Débit : 1 à 7 l/s
— Pression d'argon au niveau du réservoir aval : 1.15 à 5 bars absolus

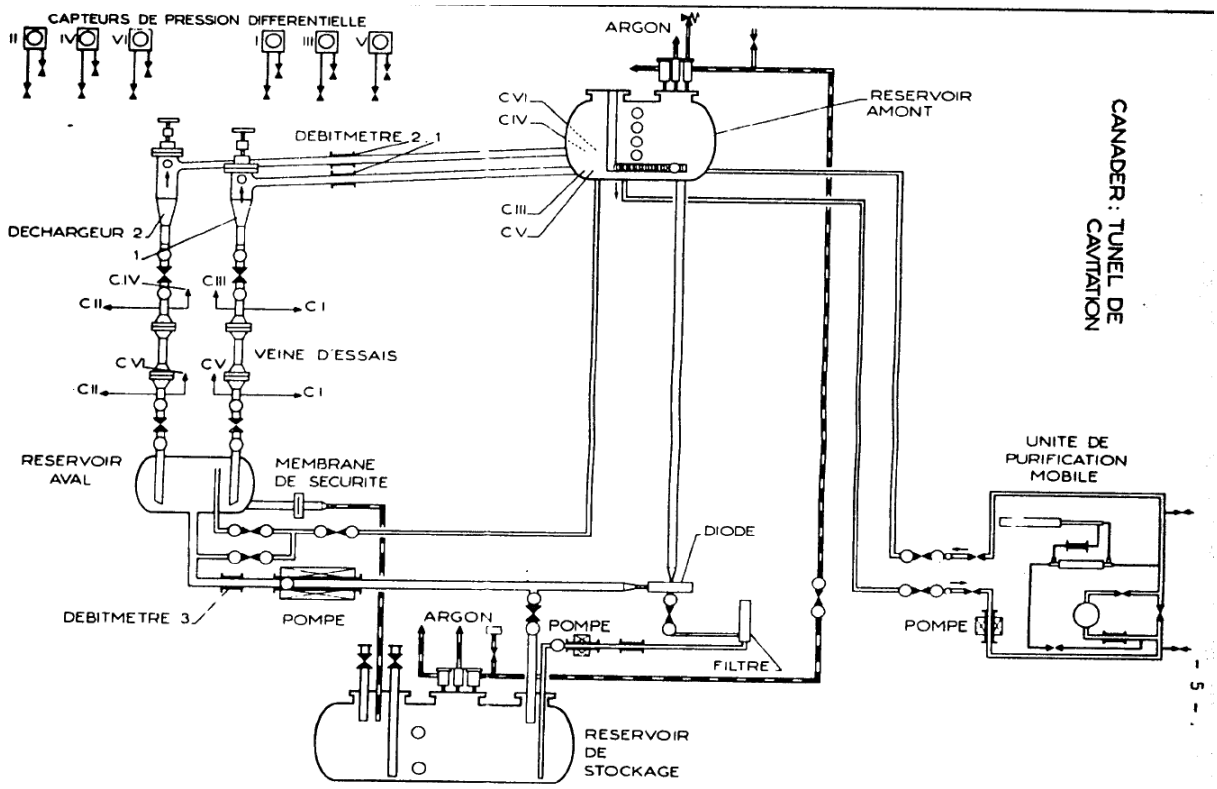


FIGURE 4.64 – Plan de l'installation expérimentale CANADER

Le débit est contrôlé avec une pompe électromagnétique et la pression maximale générée à la sortie de la pompe est de 8 bars absolus. La pression minimale d'argon au niveau du réservoir aval est de 1.15 bars absolus (légèrement supérieure à la pression atmosphérique) pour limiter l'admission d'oxygène dans le circuit. Les vitesses maximales qui peuvent être atteintes respectivement dans le tuyau amont et dans le col du tube Venturi sont de 1.3 m/s et 35 m/s.

La matrice des essais expérimentaux en termes de conditions de température et de pression testées dans le tube Venturi de CANADER, ainsi que les nombres de Reynolds associés (correspondant aux débits de démarrage de la cavitation) sont présentés dans le tableau 4.5.

TABLE 4.5 – Matrice des essais sodium et nombre de Reynolds correspondant (voir ci-dessous pour la définition du Re)

P (bar) **T** (°C)	1.15	2.5	4
545	9.48e+05	1.40e+06	1.76e+06
450	8.41e+05	1.23e+06	1.55e+06
350	7.10e+05	1.04e+06	1.31e+06
250	5.66e+05	8.28e+05	1.05e+06

La géométrie de la section d'essai : tube Venturi vertical La section d'essai est composée de :

— un tube convergent profilé avec un ratio de 27 entre la section du tube amont et celle du col qui est d'environ 2cm^2.
— un col cylindrique
— un tube divergent conique caractérisé par un demi-angle de 7 °

L'obtention de cavitation dans l'installation CANADER Dans l'installation CANADER, la cavitation est obtenue en suivant cette méthode :

- la température du fluide est stabilisée dans le circuit entier
- la pression est gardée constante dans le réservoir aval
- le phénomène de cavitation est obtenu seulement en agissant sur le débit. En partant d'un état non-cavitant, le débit est augmenté progressivement jusqu'à détecter de la cavitation.

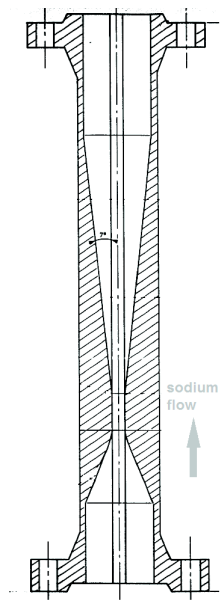


FIGURE 4.65 – Géométrie du tube Venturi de l'installation expérimentale CANADER

Le nombre de Thoma est utilisé pour caractériser le début de la cavitation. C'est un nombre adimensionnel qui découle de l'équation de Bernoulli pour les fluides incompressibles et qui est censé approcher l'unité lorsque les premières bulles de vapeur apparaissent. Le nombre de Reynolds est utilisé pour caractériser le régime d'écoulement.

$$\sigma = \frac{P_{us} - P_{sat}}{\frac{1}{2}\rho_L V_L^2} \tag{4.4}$$

$$Re = \frac{\rho_L V_L D_{throat}}{\mu_L} \tag{4.5}$$

P_{us} est la pression statique absolue mesurée en amont du col

P_{sat} est la pression de saturation (dite aussi tension de vapeur saturante)

ρ_L et μ_L sont respectivement la masse volumique et la viscosité dynamique du liquide

V_L est la vitesse moyenne du liquide à travers le col

D_{throat} est le diamètre du col du tube Venturi

Modélisation CATHARE-3 Une des relations de fermeture importantes du code CATHARE-3 est le modèle de flashing. Il est présenté par Bestion en réference [Bes90] dans le cas où le fluide de travail est l'eau légère. La cavitation et le flashing correspondent au même phénomène qui est un changement de phase de liquide à vapeur quand la pression descend en dessous de la pression de saturation, localement (vitesse importante en un point du circuit) ou dans le circuit entier (brèche dans un circuit pressurisé par exemple).

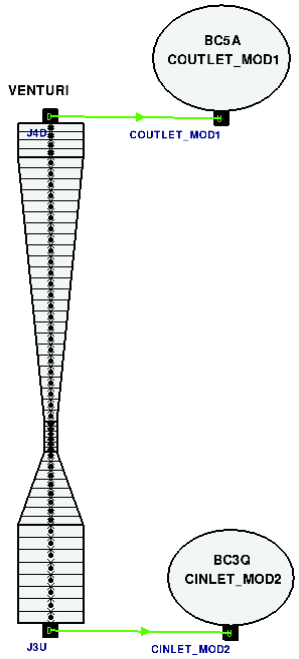


FIGURE 4.66 – Modélisation du tube Venturi avec CATHARE-3

Le modèle de flashing de CATHARE-3 contient deux parties :

— une partie qui existe avec ou sans présence de gaz incondensable, dépendant du nombre de Reynolds de la phase liquide et de la différence entre la température liquide T_l et la température de saturation $T_{sat}(P)$.

— une partie qui existe seulement en présence de gaz incondensable qui tend à faciliter la création de vapeur dans ce cas.

Le tube Venturi modélisé avec CATHARE-3 Le tube convergent/divergent est modélisé en utilisant un élément hydraulique unidimensionnel (1D). Le choix d'un maillage 1D implique une direction autorisée pour les vitesses du liquide et du gaz mais deux sens (positif ou négatif). Cela signifie que l'écoulement est moyenné radialement. Plusieurs maillages ont été testés dans cette étude, celui représenté sur la figure 4.66 est composé de 50 mailles.

Deux conditions aux limites (CL) sont définies :

— une condition d'entrée (en bas) qui impose la vitesse du fluide et la température (pour les deux phases liquide et gazeuse même si la phase gazeuse est résiduelle) et le taux de vide en fonction du temps.

— une condition de sortie (en haut) qui impose la pression statique en fonction du temps.

Qualification par rapport aux données expérimentales Le sodium liquide est un métal opaque, en conséquence la cavitation ne peut pas être observée par des méthodes optiques. Des méthodes acoustiques sont utilisées pour détecter le démarrage de la cavitation, que ce soit pour des petites sections d'essais ou pour des réacteurs industriels (Superphénix par exemple). La première méthode de détection acoustique a été utilisée en 1957 par Robertson [RMH57]. La définition du nombre de Thoma (σ) utilisée ici correspond au début de cavitation et au premier changement de pente de la caractéristique acoustique [Cou84]. Le graphe σ-Re de la figure 4.67 a été obtenu par Courbiere dans les années 1980 en expérimentant le tube Venturi dans les boucles CANADER et CALYPSO, respectivement en sodium et en eau. Le but de l'étude est d'obtenir, par le calcul, le graphe σ-Re présenté ci-après.

Pour cela, pour chaque couple de conditions pression-température (P-T), un calcul CATHARE-3 est lancé. Comme expliqué au paragraphe 4.8.3, la température est imposée en condition aux limites d'entrée et la pression en CL de sortie. Ces deux conditions sont gardées constantes pendant le calcul. La vitesse du fluide (directement liée au débit) est imposée au niveau de la CL d'entrée et est progressivement augmenté pour faire apparaître la cavitation.

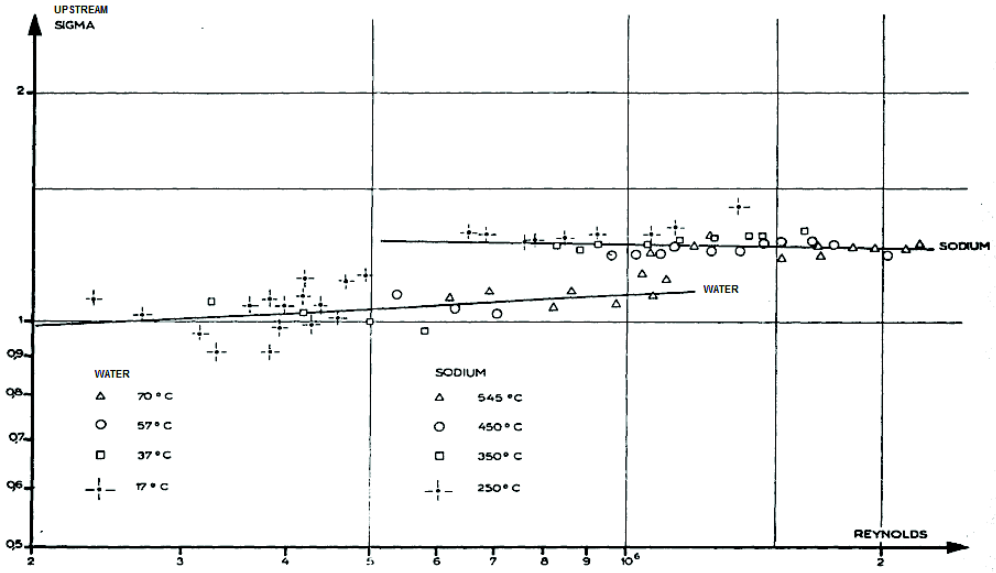


FIGURE 4.67 – Nombre de Thoma en fonction du nombre de Reynolds au démarrage de la cavitation

Le démarrage de la cavitation est détecté via une condition sur le taux de vide atteignant un seuil noté α_{thr} à la fin du col du tube Venturi. Lorsque cette condition est vérifiée, la vitesse du fluide est gardée constante à sa dernière valeur atteinte, correspondant au démarrage de la cavitation.

Des paramètres physiques doivent être définis pour mener à bien ces calculs :

— α_{thr} est le seuil de taux de vide utilisé pour détecter la cavitation (valeur entre 0 et 1).
— **AVAP** est le taux de vide imposé au niveau de la CL d'entrée (valeur entre 0 et 1).
— **XARGON** est la fraction de gaz incondensable (argon) si on en définit dans le calcul (valeur entre 0 et 1).
— **model** désigne le modèle de flashing utilisé dans le calcul.
— **rugosity** désigne la rugosité du tuyau définie dans le calcul.

Parallèlement, des paramètres numériques doivent également être choisis :

— **Ncell** désigne le nombre de mailles utilisées pour modéliser le tube Venturi. Toutes les mailles le long du tube Venturi ont la même longueur notée dz.
— **DTMAX** est la durée maximale autorisée pour le pas de temps du calcul (en secondes).

Au cours de ce travail, des études de sensibilité ont été faites en faisant varier ces paramètres. Dans un premier temps, les paramètres numériques ont été testés et un choix de référence a été fait vis-à-vis de la convergence en maillage et en pas de temps. Dans un second temps, les paramètres physiques ont été testés et un cas de référence le plus représentatif possible de l'expérience a été défini. Ces études de sensibilité sont présentées en détail dans l'article Matteo et al [MMT18], lequel est fourni en Annexe 3. Les résultats de cette étape ne sont pas repris ici. A la suite de ces études de sensibilité, un cas associant les meilleurs paramètres numériques (d'un point de vue de la convergence du calcul) et les paramètres physiques les plus réalistes a été défini. Il est appelé "cas le plus représentatif" et est étudié dans le paragraphe qui suit.

Compte tenu des résultats des études de sensibilité, le cas suivant est défini comme étant le plus représentatif :

TABLE 4.6 – Cas le plus représentatif

Nom du calcul	α_{thr}	**AVAP**	**XARGON**	**model**	**rugosity**	**Ncell**	**DTMAX**
representative	10^{-2}	3.10^{-4}	$1-10^{-6}$	rev1	45.10^{-6}	100	1

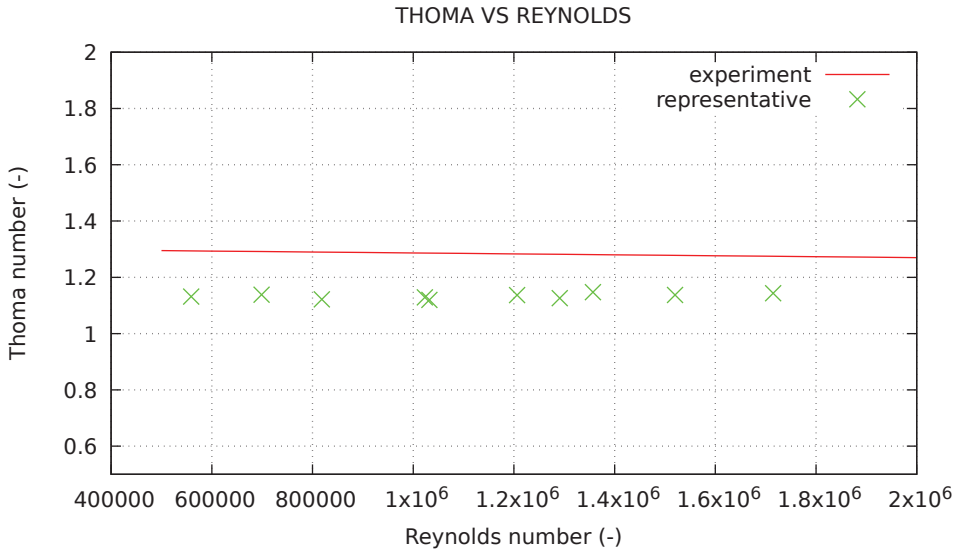


FIGURE 4.68 – Comparaison calcul/expérience sur le graphe σ-Re

La comparaison des résultats de calcul du cas le plus représentatif aux données expérimentales est faite ici. La ligne expérimentale tracée sur la figure 4.67 a été reprise ici sur la figure 4.68. Globalement, les nombres de Thoma d'apparition de la cavitation prédits par le modèle sont sous-estimés d'environ 13% par rapport à l'expérience. Cela traduit le fait que la cavitation a lieu plus tôt dans la réalité lors du transitoire d'augmentation de débit par rapport à la prédiction du calcul. Cela peut-être dû au fait que dans la réalité, la vapeur peut apparaître localement au niveau des bords du col alors que la pression d'une section moyennée radialement est toujours au-dessus de sa valeur à saturation.

La tendance qualitative quasi-plate de la courbe σ-Re est cependant respectée. En plus du graphe global σ-Re, des profils et évolutions détaillés des grandeurs physiques principales sont présentés dans la suite. Les évolutions de la vitesse en entrée et du taux de vide à la fin du col sont disponibles sur les figures 4.69 et 4.70 pour chaque couple de conditions P-T. Les profils de pression et de taux de vide obtenus à la fin du transitoire sont présentés sur les figures 4.71 et 4.72. On peut voir sur la figure 4.69 que le débit doit être davantage augmenté pour obtenir de la cavitation pour des pressions plus importantes, ce qui est conforme au résultat attendu. Conformément au protocole expérimental, quand la cavitation est détectée, le débit est maintenu constant et l'ensemble des paramètres ne varie plus. Le taux de vide se stabilise, ce qui peut être observé sur la figure 4.70.

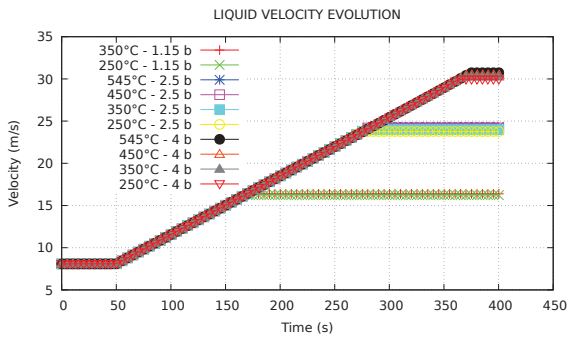


FIGURE 4.69 – Evolutions de la vitesse

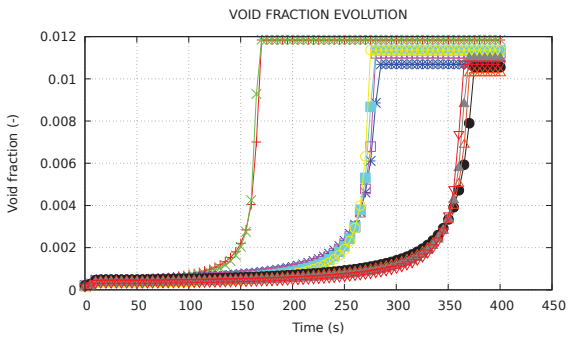


FIGURE 4.70 – Evolutions du taux de vide (voir figure 4.72 pour la légende)

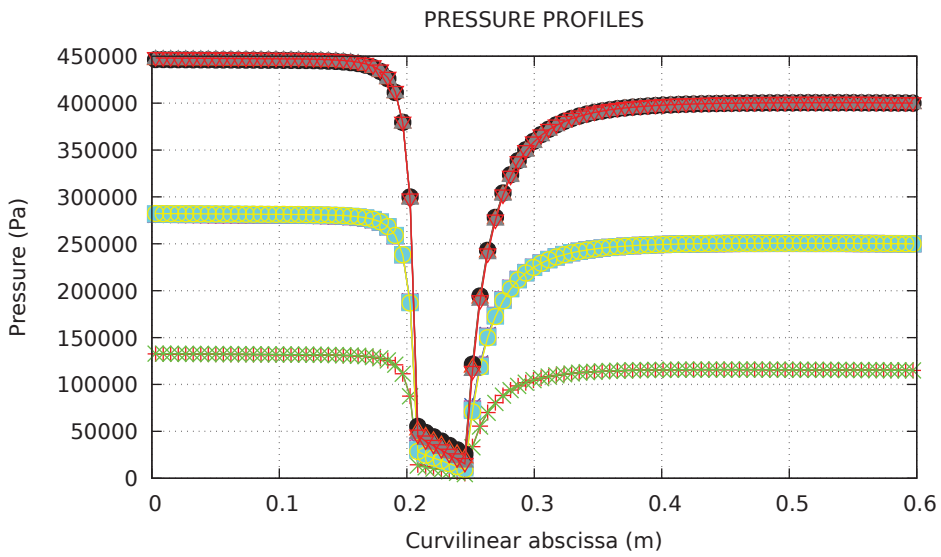


FIGURE 4.71 – Profils de pression (voir figure 4.72 pour la légende)

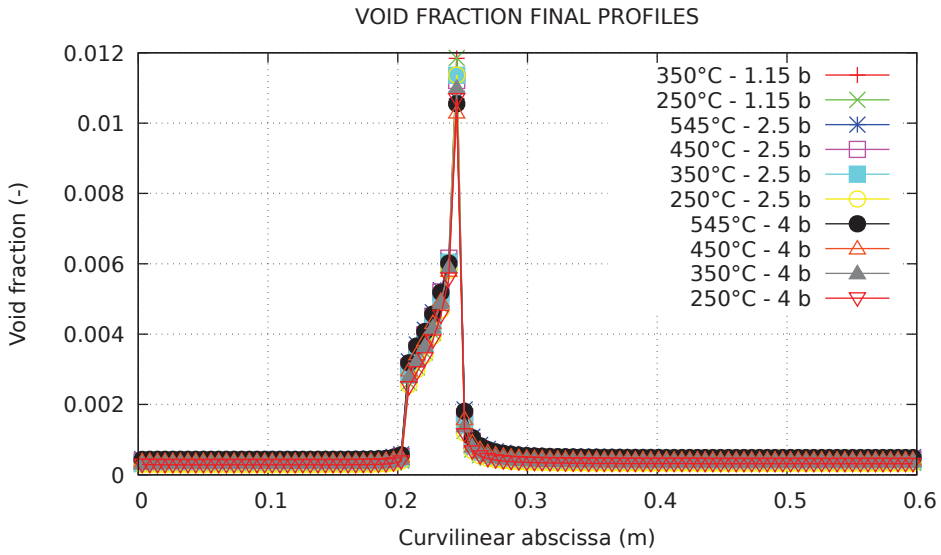


FIGURE 4.72 – Profils de taux de vide

Sur les profils de pression présentés figure 4.71, la forme du tube Venturi peut facilement être reconnue : la pression statique chute quand le fluide atteint la partie convergente du tube, puis décroit doucement le long du col à cause du frottement à la paroi (la vitesse du fluide est élevée dans cette zone), et augmente finalement dans la partie divergente du tube Venturi.

La détection de la cavitation est faite à la fin du col du tube Venturi, où la pression statique est minimale et donc où le taux de vide dû à la cavitation est maximal (figure 4.72). Les profils de taux de vide sont similaires pour chaque couple de conditions P-T. Finalement, les évolutions du nombre de Thoma en fonction du temps pour chaque couple de conditions sont présentées sur la figure 4.73. Ce qui peut être conclu à partir de l'ensemble de ces résultats détaillés est que la température semble avoir un faible effet sur le démarrage de la cavitation par rapport à la pression dans le cas de cette géométrie de tube Venturi. Ceci était attendu car la pression de saturation du sodium est faiblement

dépendante de la température en-dessous de 600 °C (voir figure 4.74). La température joue juste un rôle en affectant la densité du sodium et sa viscosité et donc les nombres de Thoma et de Reynolds associés. Elle influence également la solubilité et la diffusivité de l'argon. La géométrie de la section d'essais définit également le type de cavitation que l'on va rencontrer (cavitation de profil cavitation ou de tourbillon). Dans le cas d'un tube Venturi, la cavitation est susceptible d'apparaître à la paroi à la fin du col et ne dépend pas autant de la température que dans le cas d'une géométrie de type orifice [Cou84].

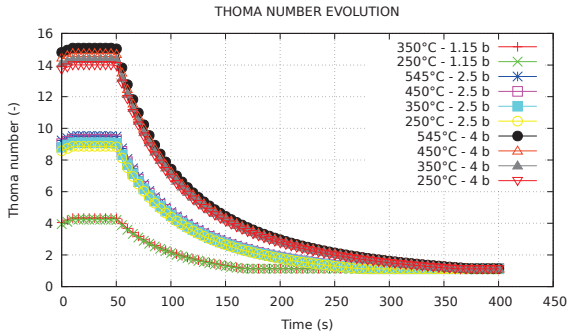


FIGURE 4.73 – Evolutions du nombre de Thoma

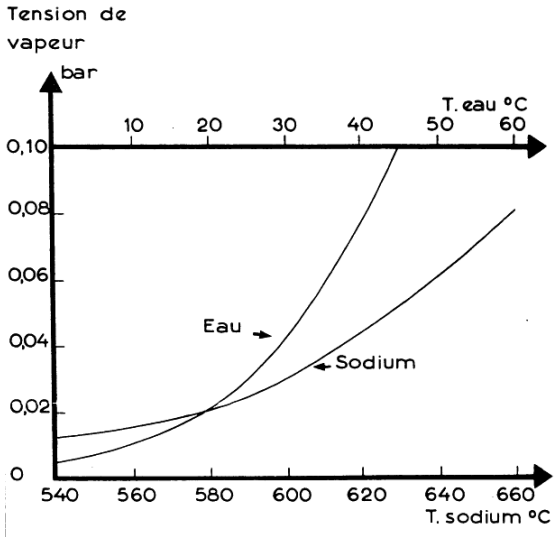


FIGURE 4.74 – Pression de saturation pour l'eau et le sodium en fonction de la température

Installation japonaise

Ardiansyah a étudié l'apparition de cavitation dans un tube Venturi en étudiant les signaux sonores causés puis en modélisant son expérience sous FLUENT ([ATY+08] [ATN09] [ATY+10] [ATAM11] [ATY+11]). Nous allons ici tenter de retrouver les résultats trouvés expérimentalement lors de l'expérience d'Ardiansyah en utilisant le code CATHARE-3.

Le circuit de sodium liquide utilisé par Ardiansyah consiste en une zone de test avec un tube Venturi, une pompe électromagnétique, ainsi que plusieurs éléments permettant le contrôle et la mesure de la pression et de la température.

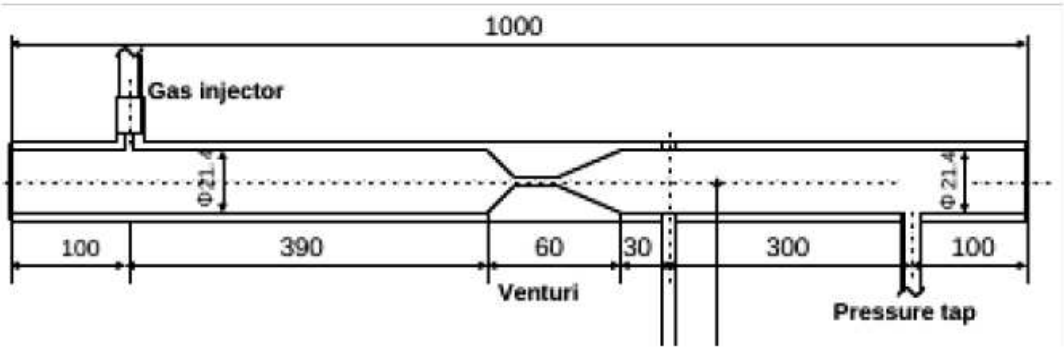


FIGURE 4.75 – Géométrie du tube Venturi horizontal

La géométrie de la section d'essai est celle de la figure 4.75. En plus du tube Venturi, on y trouve les éléments permettant la mesure de la pression et des ondes sonores, ainsi qu'un injecteur d'argon qui ne sera pas représenté dans notre modélisation. Toutefois, on tiendra compte de la présence d'argon en condition aux limites d'entrée. Le diamètre du col du tube Venturi est de 6,5mm.

Le protocole expérimental est réalisé dans l'objectif de mettre en avant l'influence de la pression et de la température sur l'apparition de cavitation. Plusieurs essais ont été réalisés avec les températures et pressions suivantes :

Température du sodium ($°C$)	Pression absolue imposée en aval de la zone de test (MPa)
200	0.06 ; 0.08 ; 0.1 ; 0.12 ; 0.14 ; 0.16 ; 0.18
300	0.06 ; 0.08 ; 0.1 ; 0.12 ; 0.14 ; 0.16 ; 0.18
400	0.08 ; 0.1 ; 0.12 ; 0.14 ; 0.16 ; 0.18

Table 4.7 – Conditions expérimentales de température et de pression

Dans l'expérience d'Ardiansyah, le sodium circule dans la boucle expérimentale jusqu'à atteindre la température voulue, puis la pompe est désactivée et la pression de l'argon en amont régulée à la bonne valeur. Une fois les conditions de pression et de température satisfaites, la pompe est réactivée, puis sa tension augmente progressivement afin d'augmenter le débit de sodium liquide, et ceci jusqu'à l'apparition de cavitation. A ce moment, une acquisition du bruit est réalisée pendant une seconde.

Comme pour l'expérience présentée dans le paragraphe précédent, l'étude du son émis par la cavitation pour la caractériser est rendue nécessaire par l'opacité du sodium liquide qui rend toute étude visuelle impossible. Cependant, les résultats du code de calcul CATHARE-3 donnent, eux, directement accès à l'évolution du taux de vide en tout point durant le régime transitoire, rendant l'étude des caractéristiques acoustiques expérimentales inutile.

La définition du nombre de Thoma est la même que pour CANADER, sauf que la pression est prise en aval du tube Venturi.

Modélisation du tube Venturi horizontal avec CATHARE-3

Cette expérience a donc été modélisée en utilisant le code CATHARE-3. La section d'essais est représentée par un élément axial 1D qui respecte la géométrie de l'expérience réalisée par Ardiansyah (figure 4.76). Les conditions aux limites sont les suivantes :

— Une condition en entrée impose la vitesse du fluide et sa température en fonction du temps, ainsi que la fraction de vide, car on considère qu'un peu d'argon est présent dans le circuit. La température de la phase gazeuse est réglée à sa température de saturation car ce sera la température des premières bulles de gaz qui vont apparaitre, et on considère qu'il n'y a pas de glissement entre les phases et donc que les phases liquide et gazeuse ont la même vitesse en ce point.
— La condition en sortie impose la pression.

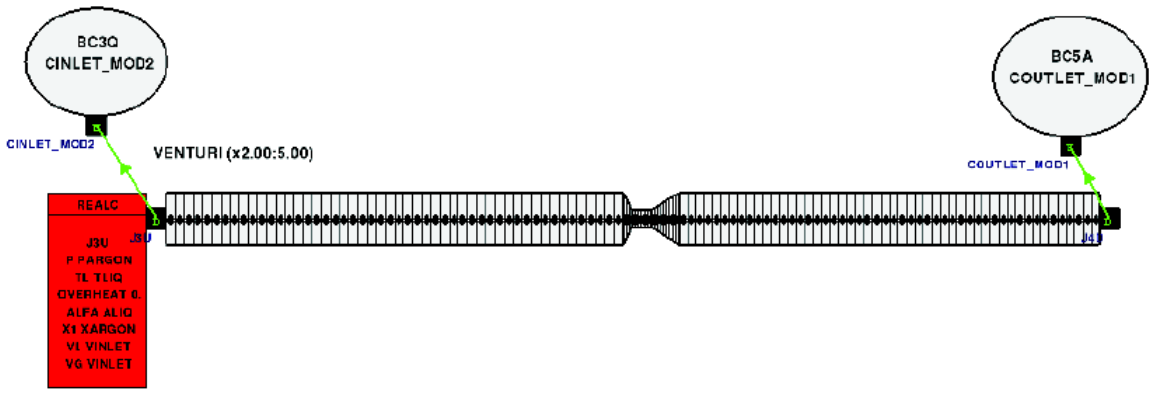


FIGURE 4.76 – Modélisation du tube Venturi horizontal avec CATHARE-3

En suivant le protocole expérimental, pour obtenir l'apparition de cavitation au cours du calcul, on augmente le débit progressivement au niveau de la condition aux limites d'entrée jusqu'à l'apparition de cavitation. Une fois que le taux de vide au bout du col du Venturi dépasse un seuil choisi comme représentatif de l'apparition de cavitation, le débit est stabilisé.

Le seuil utilisé pour considérer que la cavitation a commencé est un taux de vide de 10^{-2} au bout du tube Venturi, valeur qui a été préconisée après l'étude de sensibilité faite pour CANADER modélisée avec CATHARE-3 [MMT18]. Pour chaque simulation la vitesse est augmentée progressivement à partir de $3m/s$ et jusqu'à ce que le seuil soit atteint. A la fin de la simulation les nombres de Thoma et de Reynolds sont calculés au bout du tube Venturi.

La rugosité du tuyau doit aussi être prise en compte : expérimentalement, de l'acier de type 316 SS a été utilisé afin de supporter les hautes températures du sodium liquide. On définira, dans la modélisation CATHARE-3, une rugosité absolue de 45.10^{-6} m, une valeur usuelle pour l'acier inoxydable.

De la même façon que pour l'étude de l'installation CANADER, une étude de sensibilité a été menée sur les paramètres numériques pour définir un jeu de données de référence. Ces résultats sont présentés en détails dans le rapport de stage de R. Moral [MM18] et ne sont pas repris ici.

Comparaisons entre les calculs et les résultats expérimentaux

Détection de la cavitation pour l'ensemble des couples pression-température La figure 4.77 présente les nombres de Thoma caractérisant le début de cavitation, obtenus pour l'ensemble des simulations. Elle nous montre que plus la température augmente, plus le nombre de Thoma devient grand par rapport à l'unité à l'apparition des premières bulles. Cela signifie que l'augmentation de température favorise l'apparition de la cavitation. Cependant, les variations du nombre de Thoma restent faibles, allant de 1.022 à 1.035.

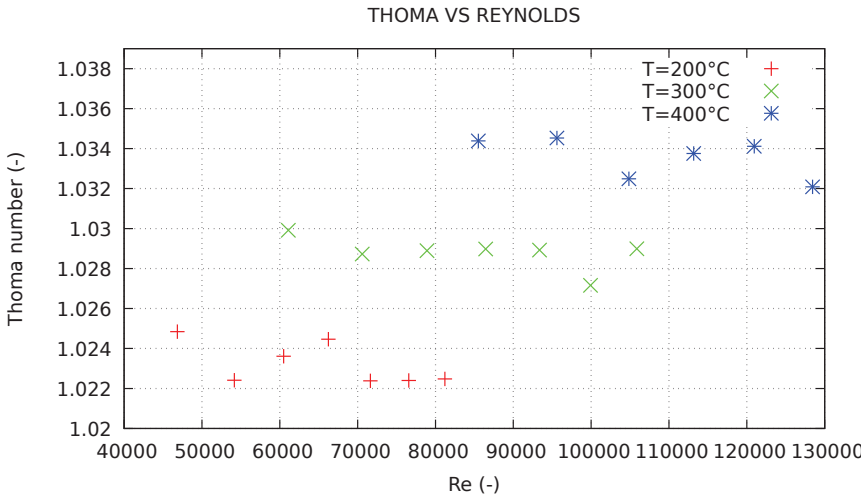


FIGURE 4.77 – Nombre de Thoma en fonction du nombre de Reynolds à l'apparition de la cavitation

Sur les figures 4.78, 4.79 et 4.80 sont tracées les évolutions temporelles de la vitesse, du taux de vide et du nombre de Thoma à la sortie du tube Venturi. Les différentes vitesses deviennent stables lorsque le seuil de taux de vide est atteint, car on arrête d'augmenter le débit. La figure 4.78 montre que la vitesse requise pour avoir de la cavitation augmente avec la pression et que l'influence de la température a comparativement un impact plutôt faible.

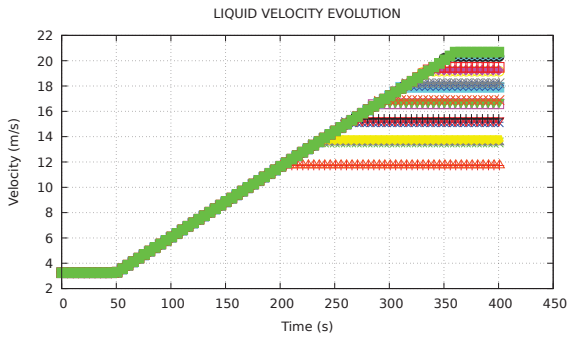


FIGURE 4.78 – Evolution de la vitesse du fluide en sortie du tube Venturi (voir figure 4.80 pour la légende)

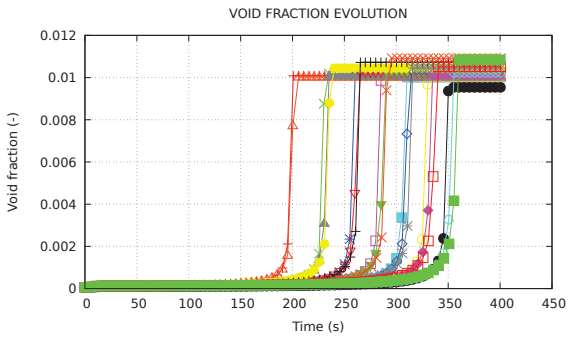


FIGURE 4.79 – Évolution du taux de vide en sortie du tube Venturi (voir figure 4.80 pour la légende)

On observe en effet 7 niveaux distincts de pression, tandis que les niveaux de température sont presque superposés. Cette prédominance de l'influence de la pression sur celle de la température est également mise en avant par les figures 4.79 et 4.80. Toutefois, la température a une influence sur la valeur du nombre de Reynolds à partir duquel on observe de la cavitation, par le biais de μ et ρ.

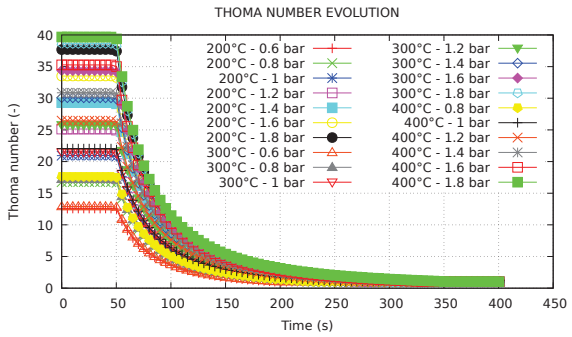


FIGURE 4.80 – Évolution du nombres de Thoma en sortie du tube Venturi

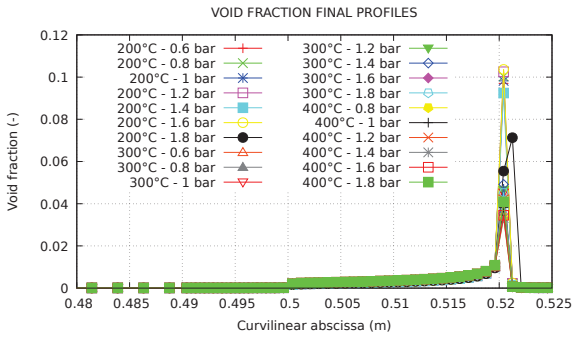


FIGURE 4.81 – Profil de taux de vide le long du tube Venturi, à l'apparition de la cavitation

Sur la figure 4.81, le profil de taux de vide à l'apparition de la cavitation est tracé. Cette figure montre plus particulièrement la localisation de l'apparition de cavitation dans le tube Venturi, avec le pic clairement apparent à la sortie du col (abscisse $z = 0.52$).

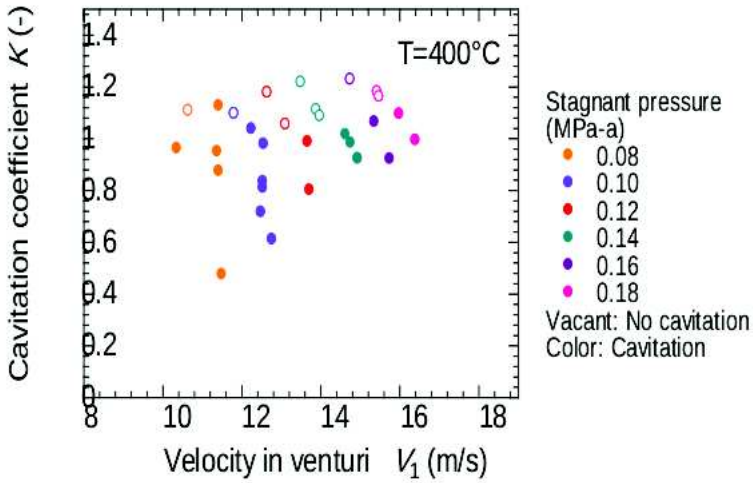


FIGURE 4.82 – Nombres de Thoma expérimentaux au fur et à mesure que le débit augmente à $T = 400°C$ [ATY+08]

Focus sur le cas à 400°C Ardiansyah a tracé l'évolution du nombre de Thoma en fonction de la vitesse du sodium dans le tube Venturi pour chaque pression dans le cas à $T = 400°C$. On peut vérifier si notre simulation est correcte en traçant sur la même figure, en fonction de la vitesse du fluide, les nombres de Thoma correspondant à l'apparition de la cavitation prédits par le calcul CATHARE-3, et les nombres de Thoma expérimentaux les plus proches du début de la cavitation.

Expérimentalement, les acquisitions ont été faites à intervalle régulier au cours de l'augmentation de la vitesse du fluide (figure 4.82). Le premier point où il a été considéré qu'il y avait de la cavitation ne correspond donc pas forcément à l'instant exact de son apparition. Afin d'avoir des résultats comparables, la simulation a été faite en considérant les mêmes niveaux de cavitation : au lieu de stopper l'augmentation du débit quand le seuil de taux de vide est atteint, elle a été stoppée lorsque le nombre de Thoma obtenu correspondait à celui du premier point cavitant du graphique expérimental dans les mêmes conditions. Cela permet de comparer la vitesse du fluide au même degré de cavitation.

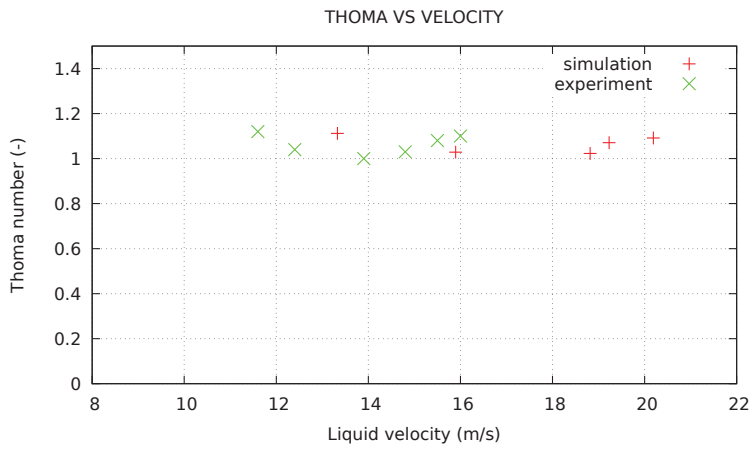


FIGURE 4.83 – Nombre de Thoma expérimental et calculé, en fonction de la vitesse, à $T = 400°C$ au même "degré" de cavitation

On observe (figure 4.83) qu'au même niveau de cavitation, la vitesse du fluide est plus grande de 2 à 4 m/s lors de la simulation. Les différences observées peuvent être dues à l'absence de perte de charge singulière modélisée en sortie du col du tube Venturi dans la simulation. Pour améliorer les prédictions, on pourrait estimer cette perte de charge compte tenu de la géométrie (via les coefficients donnés par Idel'cik [Ide79]) et la prendre en compte afin d'évaluer l'impact sur les résultats de simulation.

Bilan et perspectives de travail sur la cavitation en sodium

Cette étude de la cavitation en sodium dans des tubes Venturi a permis de montrer que l'on peut atteindre un état de cavitation lorsque la pression atteint localement la pression de saturation au niveau du col. Les écarts calcul-expérience observés, qui tendent à montrer que la cavitation apparaît plus tard dans la modélisation que dans la réalité, peuvent s'expliquer par deux raisons principales : la première est l'absence de prise en compte de pertes de charge singulières au niveau du rétrécissement et de l'élargissement du tube Venturi ; la seconde peut avoir une cause locale, à savoir que la cavitation apparaît dans la réalité probablement au niveau du bord solide du col, alors que la pression d'une portion de l'écoulement moyennée radialement est toujours au dessus de la saturation. Cependant, dans le cas du tube Venturi, les effets locaux attendus sont moins importants que ceux que l'on pourra trouver au niveau d'un canal inter-aubes de roue. Pour cette raison, après prise en compte des pertes de charge singulières, le modèle de flashing du code CATHARE-3 peut convenir à la modélisation de ces situations. Il a d'ailleurs été validé sur ce type de géométries pour les écoulements en eau (Bestion [Bes17], Vernassière et al 2019 [VFB19]). On verra dans le paragraphe suivant (4.8.4), que la modélisation de la cavitation en eau dans une roue de pompe a nécessité davantage d'efforts, et passe notamment par la construction d'un modèle de flashing dédié.

Ce travail a aussi permis d'identifier les paramètres influant sur le phénomène de cavitation en fluide métallique. Il constitue une première étape pour modéliser l'apparition de la cavitation en fluide métallique.

La modélisation peut encore être améliorée pour mieux retrouver les résultats expérimentaux : (1) en tenant compte la perte de charge singulière au niveau de l'élargissement du tube ce qui pourrait nous amener à obtenir des nombres de Thoma plus grands et donc plus proches de l'expérience ; (2) en étudiant les tests de cavitation en eau réalisés par Courbiere sur la même géométrie de tube Venturi (installation CALYPSO). Cependant, les conclusions qui avaient été tirées expérimentalement

par Courbiere et par Ardiansyah suite à ses comparaisons entre expérience et calculs FLUENT sont toujours valides lors de la simulation sous CATHARE-3 : l'effet de la pression a été évalué comme prédominant sur celui de la température pour l'apparition de la cavitation.

Si l'on compare les installations expérimentales modélisées dans ce chapitre, on peut remarquer que l'installation CANADER, plus ancienne (1979), propose :

— une plus large gamme de pressions et températures du fluide
— une mesure du taux de gaz incondensable dissous dans le fluide, qui est un paramètre influent pour la cavitation
— une comparaison à un autre fluide (eau) sur la même géométrie (installation CALYPSO)
— la même méthode de détection acoustique de la cavitation que celle utilisée en 2008

Le manque de données expérimentales disponibles dans le domaine du sodium diphasique freine la validation de modèles de type "flashing" (création de vapeur par dépressurisation). Ici, seule une tentative de validation du démarrage de la cavitation a été entreprise, mais on pourrait imaginer valider le développement de la cavitation pour diverses géométries. On aurait probablement besoin de mesures de type rayons X pour obtenir une estimation quantitative du taux de vide dans le tube Venturi.

A présent, nous allons nous ramener au fluide de travail le plus commun, à savoir l'eau légère, afin d'étudier la cavitation dans une pompe centrifuge et en particulier la chute de performance associée.

4.8.4 Chute de performance en régime de cavitation pour la pompe centrifuge DERAP - fluide eau

Sébastien Duplaa [Dup08] réalisa des tests expérimentaux permanents et transitoires en régime de cavitation sur l'installation DERAP. Dans cette étude, les tests expérimentaux permanents sont reproduits par la simulation afin de qualifier le modèle de pompe unidimensionnel.

Expérimentalement, à un débit donné, la pression en haut du réservoir est successivement imposée à plusieurs valeurs. En commençant par une pression de 3 bars, pour laquelle on n'observe pas de cavitation dans la pompe centrifuge, on impose des pressions plus basses pour obtenir un régime cavitant et mesurer la chute de performance de hauteur induite.

Pour simuler ces essais, plusieurs calculs sont réalisés, chacun correspondant à un débit donné qui est imposé en condition aux limites d'entrée. Des conditions monophasiques sont simulées à l'entrée de la pompe (le taux de vide est défini comme résiduel en CL d'entrée). La pression est imposée à la condition aux limites de sortie et calculée dans le reste du composant. Par conséquent, la pression d'entrée de la pompe dépend de sa performance. Pour obtenir un régime cavitant, la pression en aval de la pompe (à la CL de sortie) est progressivement diminuée selon une loi dépendante du temps.

Les coefficients de pression et de débit utilisés pour la représentation des courbes de performance de DERAP en similitude sont réutilisés ici, à savoir respectivement :

$$\psi = \frac{\Delta P_{pompe}}{\rho U_2^2} \tag{4.6}$$

$$\delta = \frac{Q}{U_2 R_2^2} \tag{4.7}$$

De plus, le nombre de Thoma est défini comme suit :

$$\sigma = \frac{\left(P + \frac{\rho V}{2} - P_{sat}\right)_{entree}}{\frac{\rho {U_2}^2}{2}} \tag{4.8}$$

Comme c'est la pression de sortie qui est imposée dans la simulation, la pression amont dépend de la performance de la pompe contrairement à ce qu'il se passe dans l'expérience, où c'est la pression aval qui dépend de la performance. Afin de pourvoir comparer les résultats de simulation aux données expérimentales de Duplaa [DCDD$^+$10] (figures 4.85 et 4.86), le nombre de Thoma est estimé par rapport à la pression aval comme suit :

$$\sigma = \frac{\left(P + \frac{\rho V}{2} - P_{sat}\right)_{sortie} - \Delta P_{pompe,N}}{\frac{\rho {U_2}^2}{2}} \tag{4.9}$$

Les six débits testés par Duplaa [DCDD$^+$10] ont été simulés (70%Q_d, 80%Q_d, 90%Q_d, 100%Q_d, 110%Q_d and 120%Q_d). La vitesse de rotation de la pompe est imposée à 3000tr/min (=103.5%N_N) comme dans l'expérience. Le débit de design à 3000tr/min correspond à $Q_d = 103.5\%Q_N = 23.8$ m^3/h.

La figure 4.84 représente les profils de taux de vide obtenus dans la pompe à deux instants différents pour le cas à 100%Q_d : à l'état initial à haute pression et à la fin de la diminution de la pression. Un taux de vide d'environ 40%, représentant le volume de vapeur divisé par le volume total de la maille, est atteint dans la roue à la fin du calcul. Cela correspond à un nombre de Thoma proche de zéro.

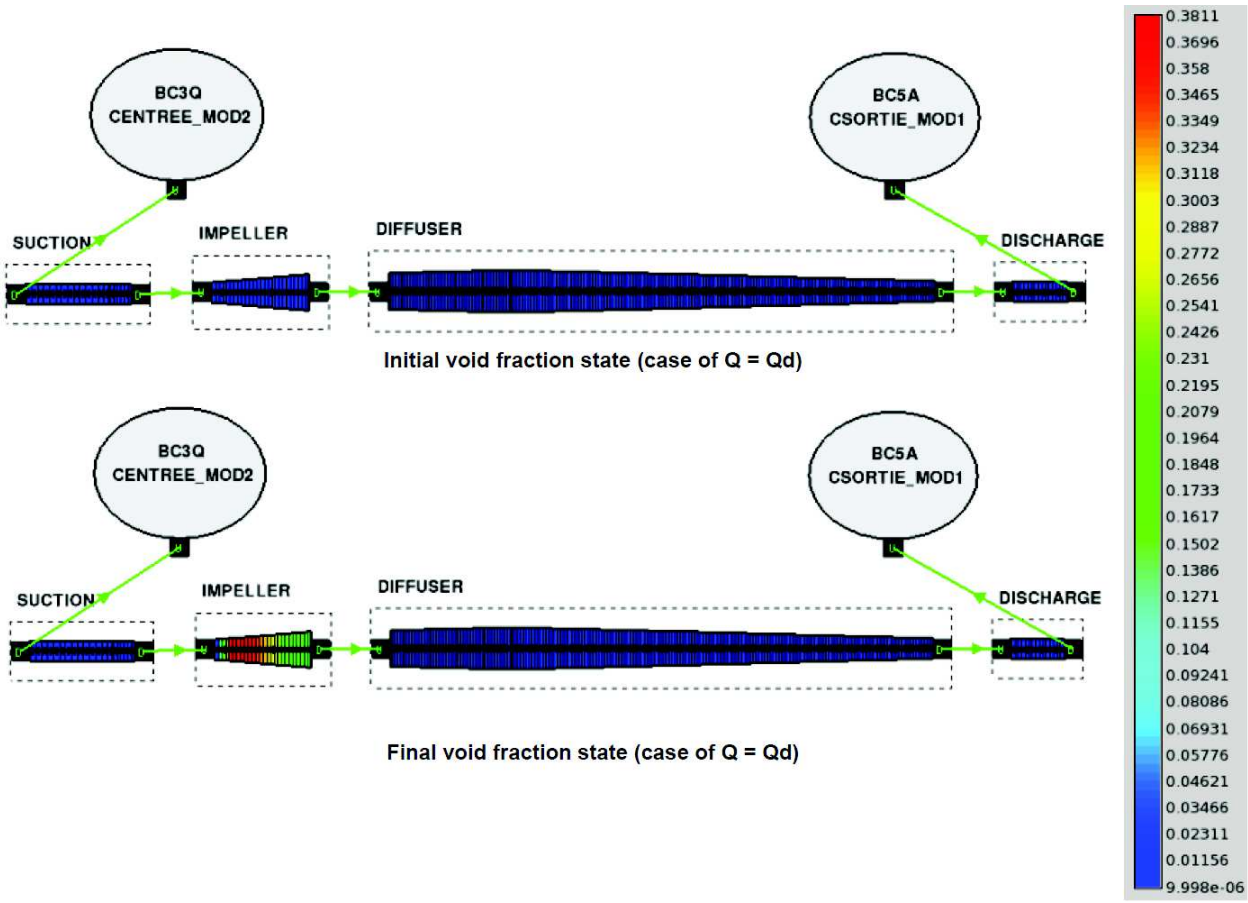


FIGURE 4.84 – Cavitation dans la pompe DERAP au débit d'adaptation

La première fois que ce calcul a été mené, aucune cavitation ne pouvait être observée à ces conditions de débit, de pression et de température. Pour comprendre le problème, une simulation a été réalisée à une température plus importante de 80 °C au lieu des 20 °C ambiants, afin de faciliter le changement de phase dans la roue (température de saturation atteinte plus facilement). Dans ces conditions hypothétiques, le modèle standard de transfert de masse de CATHARE-3 permettait d'observer une génération de vapeur. Considérant ceci, la nécessité d'introduire une nouvelle zone d'échange de masse dans le code CATHARE-3 code apparut, afin d'être capable de générer de la vapeur alors que la pression moyenne de la maille est toujours au dessus de P_{sat}. En effet, avec notre modélisation 1D, la maille considérée correspond à une section du canal inter-aubes moyennée radialement, ainsi, le gradient de pression perpendiculaire à l'abscisse curviligne n'est pas calculé. Comme la cavitation apparait d'abord dans des zones locales du canal inter-aubes où la pression peut atteindre la pression de saturation à cause d'une accélération locale du fluide, cela peut expliquer la nécessité d'un traitement spécial du changement de phase dans ces conditions de fonctionnement.

Cette nouvelle zone d'échange de masse en conditions sous-saturées ainsi que le modèle de cavitation associé sont décrits au chapitre 3. Le modèle a été qualifié spécifiquement sur les essais cavitants menés sur l'installation DERAP (Matteo et al [MDT19b]). Une dégradation des performances de la pompe en régime cavitant a pu être prédite comme montré sur les figures 4.85 et 4.86. Ces figures représentent le coefficient de pression en fonction du nombre de Thoma pour les six débits simulés.

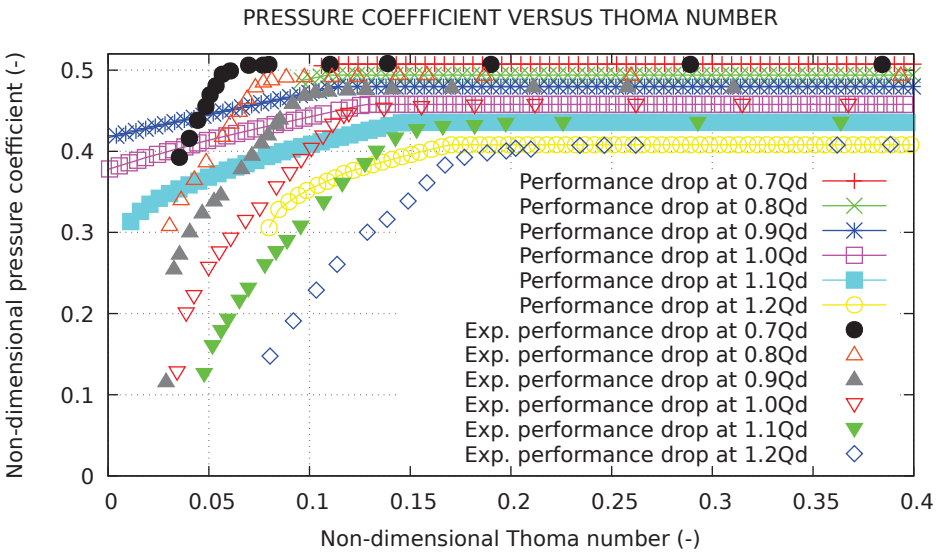


FIGURE 4.85 – Chute de performance pour plusieurs débits

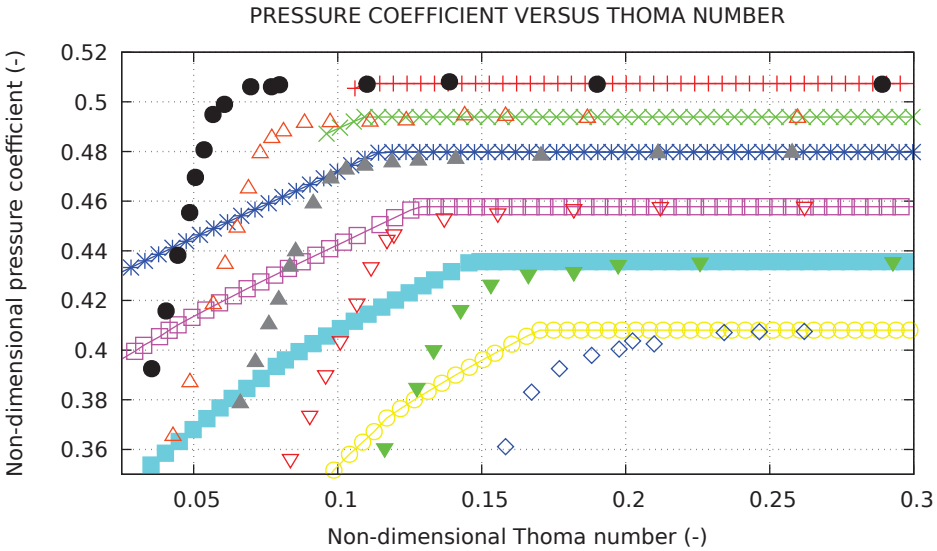


FIGURE 4.86 – Chute de performance pour plusieurs débits

Les faibles écarts existant déjà en conditions monophasiques entre la prédiction du modèle et les mesures expérimentales des performances de la pompe (voir section 4.6) ont été supprimés sur les figures 4.85 et 4.86 afin de focaliser l'attention sur la dégradation due à la cavitation. Comme on peut l'observer sur ces figures, le point de démarrage de la dégradation est plutôt bien prédit par le modèle développé, en particulier aux débits proches du débit de design (90%, 100% and 110%Q_d). Cela pourrait être encore amélioré en travaillant sur la dépendance de l'écart de température à la saturation δT_{cav} au coefficient de désadaptation D. Concernant la dégradation en elle-même, le modèle prédit une dégradation progressive ce qui est physique, mais sous-estime la chute de performance quantitativement en fonction du nombre de Thoma. Il est satisfaisant d'être capable de prédire une dégradation en régime diphasique dans la roue en utilisant une telle modélisation unidimensionnelle. Cependant, une étude approfondie du modèle de cavitation et des essais associés doit être menée afin de voir s'il est possible de mieux respecter la tendance expérimentale de dégradation des performances. Il n'est pas évident de pouvoir atteindre cet objectif par une modélisation unidimensionnelle car la cavitation est un phénomène local et instationnaire, mais cela mérite d'être creusé. Etudier l'équilibre des forces dans la roue en régime diphasique afin d'en déduire un critère de stratification de l'écoulement, dans l'esprit des travaux de recherche de De Crecy [Cre83] peut également permettre d'améliorer le comportement du modèle en situation de cavitation développée.

4.8.5 Conditions d'entrée diphasiques eau-vapeur - Pompe hélico-centrifuge EVA

Les résultats présentés ci-après ont été produits par Emilien Guyomard [Guy19], que j'ai eu le plaisir d'encadrer au CEA Saclay dans le cadre de son stage de fin d'étude, visant à valider le modèle unidimensionnel de pompe sur des essais en écoulement diphasique généralisé dans une pompe. Le but n'est pas ici de reprendre l'ensemble des résultats de qualification en diphasique sur EVA, mais de montrer un extrait des simulations menées avec le modèle 1D de pompe dans ces conditions, ainsi que les premières comparaisons calcul/expérience.

Description des conditions expérimentales

Dans les tests expérimentaux, un émulseur délivre un mélange eau-vapeur homogène à l'entrée de la pompe. L'homogénéité du mélange traduit théoriquement le fait que les vitesses de chaque phase

sont égales à l'entrée de la pompe ($V_G = V_L$). Avec ce protocole expérimental, il n'est pas certain que le mélange soit à l'équilibre thermodynamique, et ainsi que les températures de chaque phase soient égales ($T_G = T_L = T_{sat}$), ce qui ne facilite pas la démarche de validation.

Les tests sont caractérisés par les paramètres suivants : Vitesse de rotation ω, débit volumique en entrée Q, pression, température et taux de vide en entrée P_e, T_e et α_e. Les régimes testés sont : régime nominal haute pression, régime nominal basse pression, sous-débit basse pression et sur-débit basse pression (voir tableau 4.8). Pour chaque régime testé (série de tests), une large gamme de taux de vide est balayée afin de tester le modèle en fort diphasique.

Essai	P_e **(bars)**	ω **(rad/s)**	Q (m^3/s)	T_e $(°C)$	α_e
$n°1$	29	ω_N=157	Q_N=0.39	229	[0.060 ; 0.867]
$n°2$	15	ω_N=157	Q_N=0.39	195	[0.021 ; 0.897]
$n°3$	15	ω_N=157	0.21	195	[0.023 ; 0.866]
$n°4$	15	79	0.53	195	[0.036 ; 0.938]

TABLE 4.8 – Essais EVA à simuler

Les données de validation disponibles sont la hauteur, le couple hydraulique et le taux de vide en sortie pour divers taux de vide en entrée (Pellissier 2004 [Pel04]).

Simulation et grandeurs d'intérêt

Les calculs sont effectués à vitesse de rotation et pression fixées. Les courbes $H = f(\alpha_e)$, $C_h = f(\alpha_e)$ et $\alpha_s = f(\alpha_e)$ sont à tracer.

La hauteur est calculée à partir des pressions totales d'entrée (1) et de sortie (2) comme suit :

$$H_{pump} = \frac{P_{tot,2} - P_{tot,1}}{\rho_1 g} \tag{4.10}$$

Avec

$$P_{tot} = P_{stat} + \frac{1}{2}(\rho_L \alpha_L V_L^2 + \rho_G \alpha_G V_G^2) \tag{4.11}$$

et

$$\rho_1 = \rho_{L,1}\alpha_{L,1} + \rho_{G,1}\alpha_{G,1} \tag{4.12}$$

Le couple hydraulique est calculé à partir des enthalpies massiques totales d'entrée et de sortie :

$$C_{h,pump} = \frac{\dot{m}_1(h_{tot,2} - h_{tot,1})}{\omega} \tag{4.13}$$

Avec

$$h_{tot} = \frac{(\rho_L \alpha_L h_{L,tot} + \rho_G \alpha_G h_{G,tot})}{\rho_L \alpha_L + \rho_G \alpha_G} \tag{4.14}$$

et

$$h_{k,tot} = h_{k,stat} + \frac{V_k^2}{2} \tag{4.15}$$

Régime sur-débit et basse pression : influence de la température

Une première étude de l'influence de la température sur un essai du régime sur-débit basse pression (15 bars) a été menée dans le but d'estimer l'importance de bien représenter les conditions d'essais. Les résultats en terme de profil de taux de vide dans la pompe sont présentés ci-dessous en figure 4.87. Ce cas correspond à un taux de vide imposé à 10% en entrée de pompe.

On voit qu'en changeant légèrement les conditions de température en entrée (−10°C), le comportement de la pompe est sensiblement différent. Dans le premier cas à 187 °C en entrée, la vapeur est totalement recondensée en sortie de pompe. Dans le cas à 197 °C, on conserve une partie de la vapeur en sortie de pompe. Ceci est lié à l'écart de la température à la température de saturation. Il est donc nécessaire de bien respecter les conditions de l'expérience pour que la comparaison calcul-expérience ait du sens.

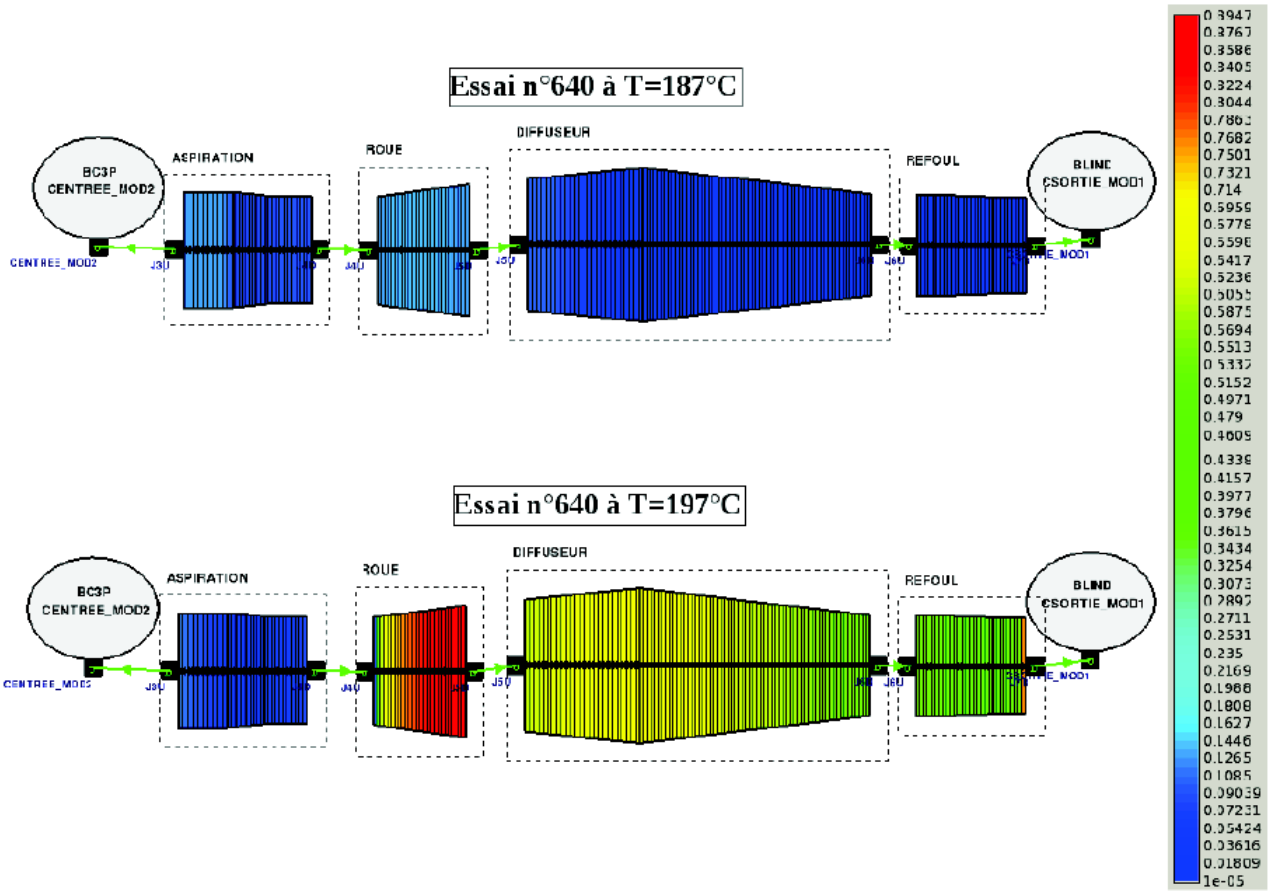


FIGURE 4.87 – Vue graphique de l'essai n °640 à deux températures différentes (taux de vide en légende)

Régime débit nominal et haute pression : influence du taux de vide

A présent, nous allons montrer les résultats obtenus pour la série d'essais à débit nominal et haute pression (29 bars).

On trouvera en figure 4.88 la comparaison calcul/expérience pour la hauteur, le couple hydraulique et le taux de vide en sortie de pompe pour cette série d'essais. En abscisse, il s'agit

du taux de vapeur injecté en entrée de pompe. Comme on peut le voir en focalisant sur les résultats du calcul initial, le taux de vide en sortie était surestimé, surtout pour les essais à bas taux de vide d'entrée. Le modèle de cavitation développé pour DERAP semblait responsable d'une création trop importante de vapeur dans les conditions des essais diphasiques EVA. Une généralisation du modèle développé pour représenter la cavitation locale dans la roue a été proposée afin de calmer la génération de vapeur lorsque la présence de taux de vide est déjà généralisée dans la roue. Cela se traduit par une modification de l'expression de δT_{cav} (voir équation 4.16).

$$\delta T_{cav} = a(1-\sqrt{\alpha})^2.D.\frac{b}{N_q} \tag{4.16}$$

L'ajout du terme en $(1-\sqrt{\alpha})^2$ permet de diminuer l'avance à la cavitation introduite pour les essais de cavitation en situation de fort diphasique. Quand le taux de vide est nul, on retrouve l'expression initialement construite et présentée au chapitre 3.

Cela a permis d'améliorer la prédiction de la hauteur (seulement à bas taux de vide d'entrée), du couple hydraulique ainsi que du taux de vide en sortie de pompe. Un investigation plus poussée de la prédiction de la hauteur à fort taux de vide est nécessaire car le comportement qualitatif n'est pas capté. Le comportement à taux de vide d'entrée inférieur à 25% est lui bien reproduit, mais pas au delà où l'on prévoit une augmentation de hauteur au lieu d'une chute.

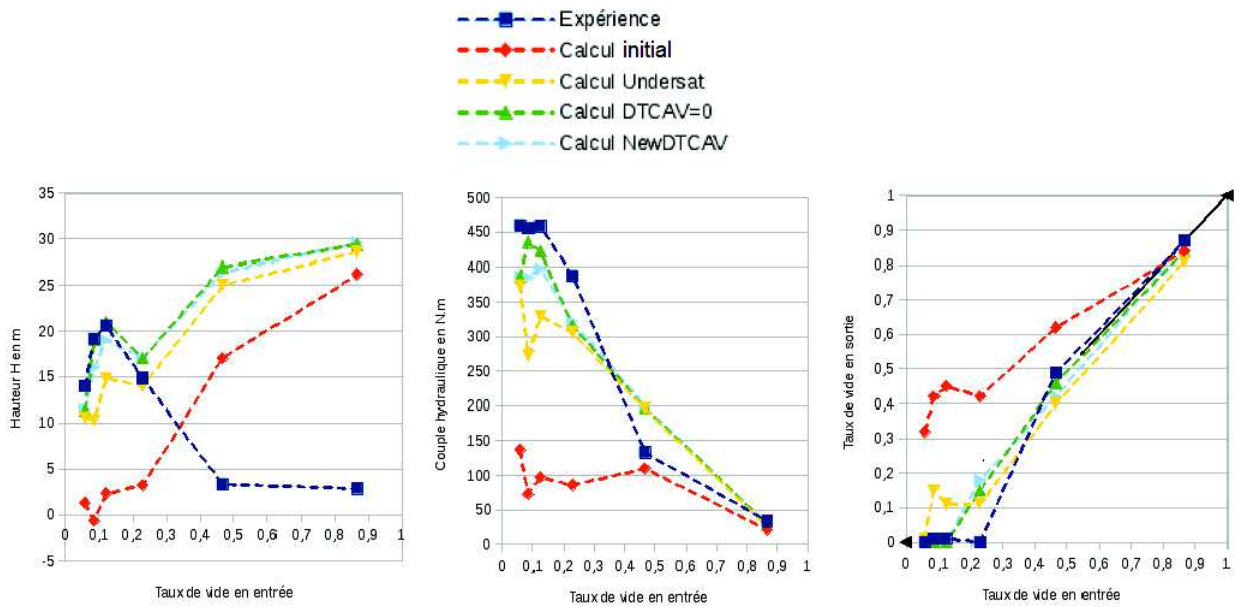


FIGURE 4.88 – Hauteur, Couple hydraulique et Taux de vide en sortie en fonction du Taux de vide en entrée - Série débit nominal haute pression

La poursuite de ces travaux, autant à l'échelle du modèle unidimensionnel, qu'à l'échelle CFD est une perspective de travail très intéressante pour ce projet de modélisation des pompes en régime diphasique. En effet, combiner les deux approches peut permettre de mieux cerner la forme de l'écoulement dans la machine (stratification, poches, stagnation de vapeur...).

4.8.6 Conditions d'entrée diphasiques eau-air - Pompe centrifuge DERAP

Il s'agit d'un cas d'application sans donnée de qualification : il n'y aura pas de comparaison à l'expérience, cependant il est intéressant d'observer l'impact d'une injection d'air en entrée d'une

pompe centrifuge pour tester la capacité du modèle à restituer l'impact de ce type de configuration d'écoulement.

La pompe DERAP est choisie comme candidate. Ce type d'essais est conduit en 2019 par le Cetim sur la pompe ME250315, ce qui permettra d'apporter une qualification dans ce type de conditions de fonctionnement.

Ci-dessous figure 4.89, se trouvent les performances de la pompe DERAP à vitesse de rotation nominale pour plusieurs taux de gaz incondensable en entrée de pompe (taux volumiques d'air à 1%, 5% et 20%).

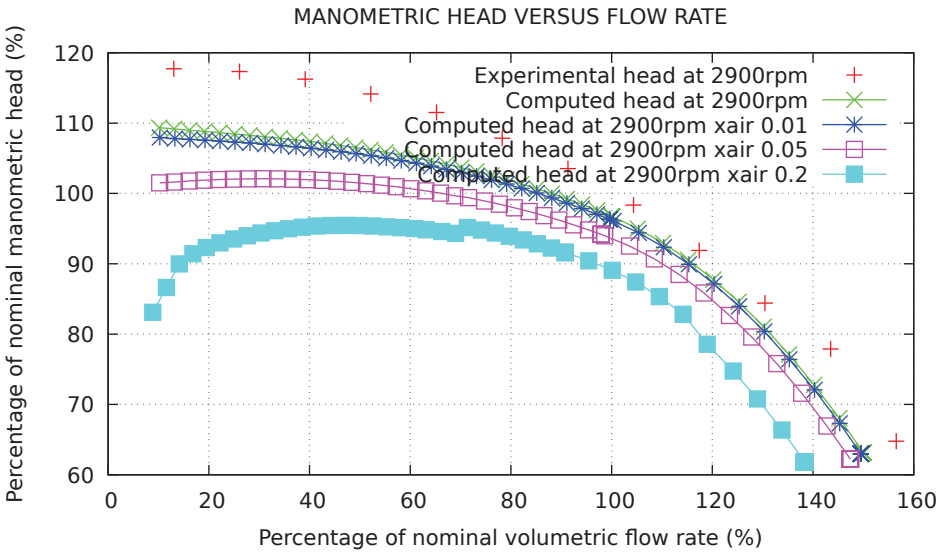


FIGURE 4.89 – Chute de performance pour plusieurs fractions de gaz

On observe une dégradation des performances qui s'accentue lorsque le taux de gaz en entrée de pompe augmente. Les évolutions obtenues sont cohérentes qualitativement avec celles observées sur des études expérimentales disponibles dans la littérature (Bayeul-Lainé et al [BLSBI12] ou Si et al [SHB+19]) qui pourraient être utilisées dans le futur pour la qualification quantitative du modèle. Il s'agirait alors de modéliser les pompes étudiées et simuler les cas diphasiques associés pour permettre d'apporter un jugement sur les résultats prédits par le modèle 1D. C'est une des perspectives de travail envisagées. Toutefois, il est déjà intéressant de pouvoir simuler ces conditions avec le modèle de pompe développé.

4.8.7 Bilan et perspectives de modélisation de régimes diphasiques à l'échelle composant

Les travaux menés dans cette section permettent d'apporter une justification importante quant au choix d'avoir développé un modèle de pompe prédictif basé sur des équations bi-fluide au sein du code diphasique CATHARE-3. Les simulations permettant de représenter ainsi les deux phases en présence et leurs déséquilibres ne sont pas si courantes dans le domaine des turbomachines, où un mélange homogène est souvent considéré.

Ces premiers tests ont permis d'entrevoir les applications possibles du modèle 1D de pompe. Il reste cependant nécessaire d'augmenter la liste des cas de qualification diphasiques du modèle pour améliorer la qualité des prédictions et la confiance dans le modèle.

Un modèle de cavitation a été développé pour permettre la génération de vapeur en conditions sous-saturées. Ce type de modélisation traduisant un déséquilibre thermodynamique existe également dans le cas de l'ébullition nucléée sous-saturée, que l'on souhaite pouvoir représenter dans les composants des réacteurs tels que le coeur (crayons) ou le générateur de vapeur (tubes).

Les modèles de cavitation sont en mesure de prédire très correctement l'apparition des phénomènes (en eau comme en sodium) et prévoient qualitativement les effets de la cavitation sur les écoulements mis en jeu. En revanche, ils montrent rapidement leurs limites lorsque la cavitation est développée. Pour améliorer ces prédictions, on peut tenter de retravailler les corrélations empiriques développées dans le cadre de cette thèse, en tenant compte dans la mesure du possible de la géométrie de la machine via la vitesse spécifique ; ou essayer une approche plus mécaniste en proposant une modélisation du gradient de pression transverse dans la roue, par exemple sur la base des travaux de De Crecy [Cre83], ce qui tiendrait compte par construction de la forme des canaux inter-aubes.

Cela pourrait également améliorer les tendances obtenues pour les écoulements diphasiques généralisés tels que simulés sur la pompe EVA.

4.9 Transitoires de vitesse de rotation

Le dernier aspect de qualification à l'échelle composant que l'on souhaite aborder dans ce chapitre est celui qui concerne les cas transitoires. Jusqu'ici des résultats expérimentaux établis en régime permanent ont été utilisés. A présent il s'agit de qualifier le modèle lors d'un transitoire de démarrage rapide d'une pompe centrifuge (lié aux applications spatiales) et d'étudier un cas d'application d'intérêt dans le domaine de la sûreté des réacteurs nucléaires (arrêts de la pompe sur inertie et blocage du rotor). Le fluide reste monophasique liquide au cours des transitoires présentés dans cette section.

4.9.1 Transitoire de démarrage rapide

Les transitoires de démarrage réalisés sur l'installation DERAP sont appelés "rapides" car la vitesse de rotation passe de zéro à sa valeur nominale en environ 1,5 secondes. Les échelles de temps associées à ces démarrages rapides ont été étudiées par le passé par Dazin [DCDT15]. Ce transitoire de démarrage rapide est simulé ici à partir d'un jeu de données CATHARE-3 de la pompe seule, représentée avec le modèle unidimensionnel. Les résultats expérimentaux produits par Bolpaire [BB99] [BBC02] sont utilisés ici.

Le débit et la vitesse de rotation mesurés expérimentalement sont, dans ce calcul, imposés en conditions aux limites et le but est de prédire l'augmentation de la hauteur fournie par la pompe en fonction du temps (figures 4.90 et 4.91).

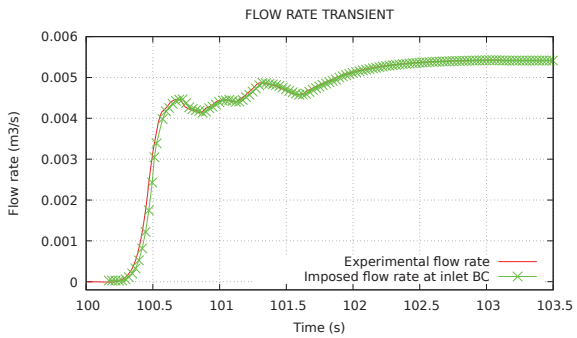


FIGURE 4.90 – Evolution du débit au cours du démarrage

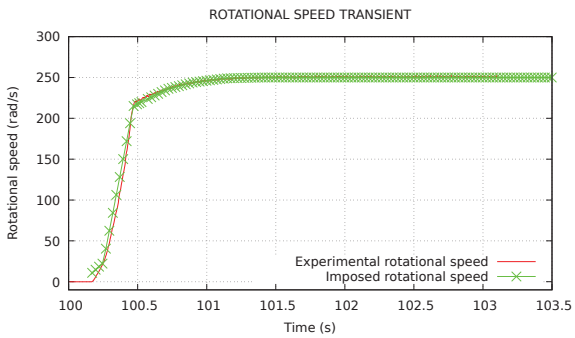


FIGURE 4.91 – Evolution de la vitesse de rotation au cours du démarrage

L'évolution de la hauteur fournie par la pompe en fonction du temps, calculée d'une part par le modèle de pompe et mesurée expérimentalement d'autre part, est tracée en figure 4.92. La représentation a été adimensionnalisée par rapport à la valeur finale atteinte à la fin du transitoire de démarrage, ceci afin de concentrer notre analyse sur les termes instationnaires qui entrent en jeu. Les faibles écarts qui existaient à l'étape de prédiction des performances en stationnaire (voir paragraphe 4.6.2) sont ainsi mis de côté.

On constate sur la figure 4.92 que le modèle est capable de prédire correctement ce transitoire très rapide de démarrage de la pompe. La dynamique de l'augmentation de la performance de hauteur est très comparable à celle de l'expérience. On note un léger écart de dynamique à la fin du démarrage aux alentours de t=101 s. L'écart relatif correspondant est de 5%.

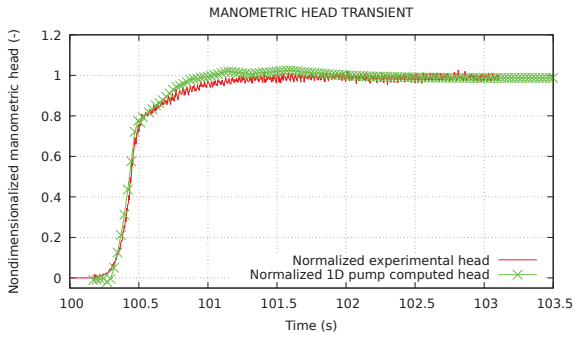


FIGURE 4.92 – Evolution de la hauteur au cours du démarrage

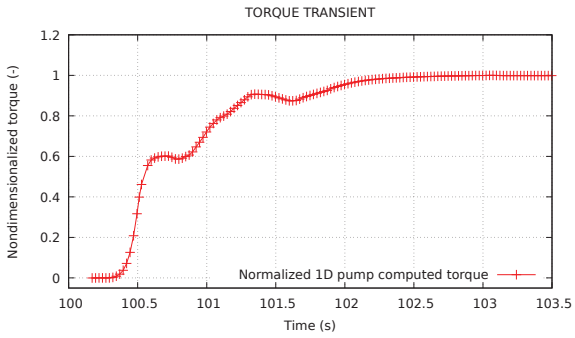


FIGURE 4.93 – Evolution du couple au cours du démarrage

A l'époque de Bolpaire, l'évolution du couple en fonction du temps au cours du démarrage rapide n'avait pas été mesurée, c'est pourquoi seulement la prédiction par le calul est disponible sur la figure 4.93. Cependant, par la suite, lors de la campagne d'essais de Duplaa, la mesure du couple instantané a été faite au cours d'un transitoire comparable que l'on étudiera au chapitre suivant.

4.9.2 Arrêt sur inertie

Ci-après, des transitoires de vitesse de rotation sont simulés sur la pompe primaire de réacteur N4. Une déconnexion de l'alimentation de la pompe est simulée à trois débits imposés différents, ce qui permet d'observer l'entrainement de la roue par le fluide en fin de calcul. Un grippage de pompe est également simulé (blocage instantané du rotor alors qu'il était initialement à vitesse de rotation nominale). Il s'agit d'un transitoire violent que l'on étudie sur le réacteur entier lors des analyses de sûreté des centrales nucléaires.

Trois débits différents sont testés afin d'analyser le comportement du modèle 1D de pompe : $100\%Q_N$, $50\%Q_N$ et $25\%Q_N$. L'arrêt sur inertie est déclenché à l'instant t=10 s dans chaque simulation. On peut voir sur la figure 4.94 que le couple moteur chute depuis sa valeur nominale jusqu'à zéro quand l'arrêt sur inertie est déclenché.

Ce que l'on peut aussi noter c'est que le rotor de la pompe tourne toujours à une vitesse de rotation stabilisée à la fin du transitoire (voir figure 4.95). Les valeurs finales de vitesse de rotation diffèrent en fonction du débit imposé en condition aux limites d'entrée. Le débit reste constant tout au long du transitoire, et ne dépend pas du comportement de la pompe, ce qui n'est pas tout à fait représentatif du cas réacteur où en général le débit diminue en même temps que la pompe s'arrête (et la pompe peut même voir des débits inverses si d'autres pompes continuent de fonctionner en parallèle).

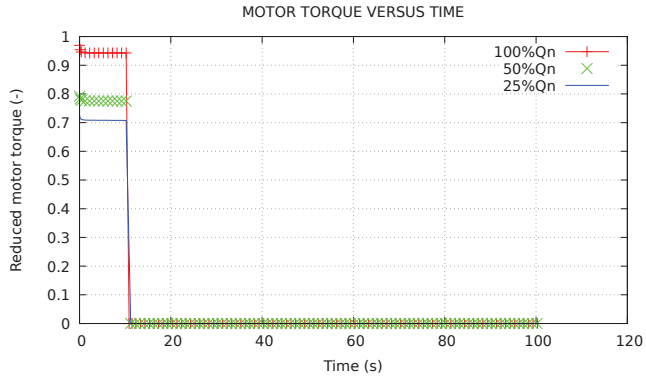


FIGURE 4.94 – Couple moteur

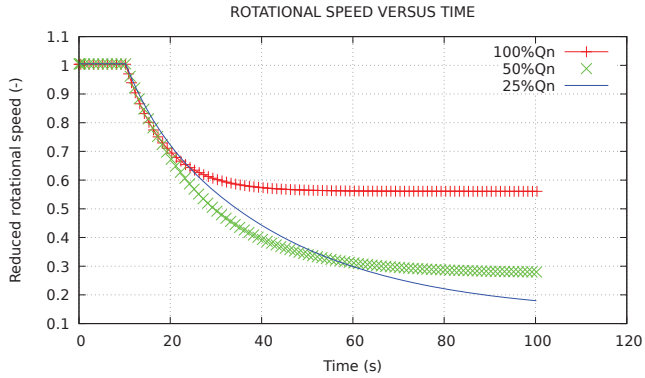


FIGURE 4.95 – Vitesse de rotation

L'objectif ici n'est pas d'être strictement dans un cas représentatif du transitoire système, mais d'évaluer la capacité du modèle à calculer la vitesse de rotation en fonction des conditions imposées par le moteur et le fluide. Ce que l'on peut voir sur la figure 4.95 est que le rotor finit par être entrainé par l'écoulement à la fin du transitoire. Quand le débit imposé est plus important, la vitesse de rotation finale est aussi plus importante.

La hauteur réduite $h = \frac{H}{H_N}$ est tracée en figure 4.96. Pour les trois débits respectivement, la hauteur devient négative aux instants t=20 s, t=35 s et t=48 s. Il est intéressant d'observer l'évolution du couple hydraulique en figure 4.97 en parallèle afin de déterminer les transitions entre les différents modes de fonctionnement de la machine.

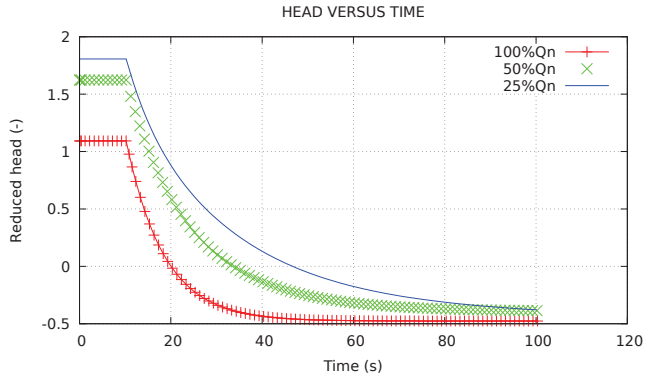


FIGURE 4.96 – Hauteur

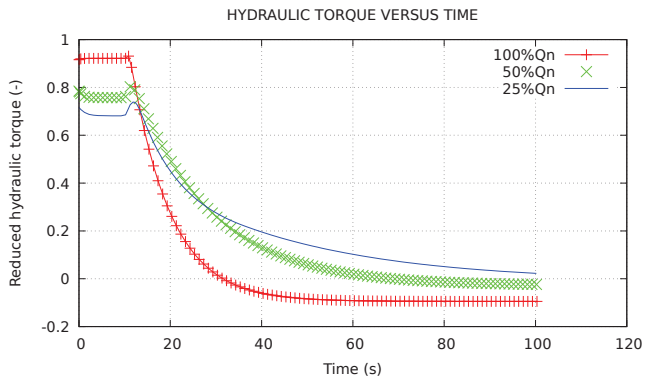


FIGURE 4.97 – Couple hydraulique

Le couple hydraulique commence à être négatif respectivement aux instants t=32 s et t=75 s pour les cas de débit à 100%Q_N et à 50%Q_N. Pour le cas à 25%Q_N, le couple hydraulique n'atteint pas une valeur négative à la fin du transitoire simulé. Notons cependant que ce calcul n'est pas totalement stabilisé en fin de transitoire et qu'il est possible que le couple devienne négatif plus tard. Mais ce n'est pas important pour le reste de la discussion.

Ce qui peut être conclu de cette analyse est que dans les cas à 100%Q_N et 50%Q_N, la machine voit trois modes de fonctionnement différents pendant le transitoire et seulement deux dans le cas à 25%Q_N (voir les tableaux 4.9, 4.10 et 4.11).

TABLE 4.9 – Modes de fonctionnement pour le cas à 100%Q_N

Instant de début (s)	Instant de fin (s)	Mode	signe de H	signe de C_h
0	20	pompe normale	+	+
20	32	dissipation	-	+
32	100	turbine inversée	-	-

TABLE 4.10 – Modes de fonctionnement pour le cas à 50%Q_N

Instant de début (s)	Instant de fin (s)	Mode	signe de H	signe de C_h
0	35	pompe normale	+	+
35	75	dissipation	-	+
75	100	turbine inversée	-	-

TABLE 4.11 – Modes de fonctionnement pour le cas à 25%Q_N

Instant de début (s)	Instant de fin (s)	Mode	signe de H	signe de C_h
0	48	pompe normale	+	+
48	100	dissipation	-	+

Les différents modes de fonctionnement existant pour une pompe centrifuge ont été expliqués au chapitre 2. Les résultats obtenus montrent la capacité du modèle à traverser sans difficulté plusieurs modes de fonctionnement de la pompe.

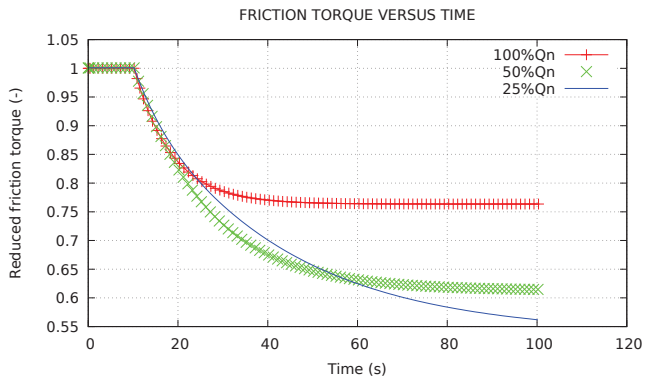


FIGURE 4.98 – Couple de frottement

Le couple de frottements est tracé en figure 4.98. A la fin du transitoire, une relation simple existe entre le couple de frottements et le couple hydraulique. En effet,

$$-C_m + C_h + C_f = 0 \tag{4.17}$$

Et dans ce cas d'un arrêt sur inertie, le couple moteur C_m est égal à zéro car la pompe est déconnectée électriquement. Ainsi, $C_f = -C_h$.

4.9.3 Grippage de pompe

Seulement le cas à 100%Q_N est testé ici. Un transitoire violent de grippage instantané est simulé ici sur la pompe hélico-centrifuge PP N4 modélisée avec le modèle 1D de pompe. L'idée est ici de tester la robustesse du modèle via sa capacité à supporter des transitoires très sévères, et de comparer la perte de charge à rotor bloqué prédite après le grippage avec la valeur expérimentale. Le délai choisi entre la rotation à vitesse nominale et le blocage du rotor de la pompe est de 0.1 s. Comme cela peut être observé sur l'évolution de la vitesse de rotation dans le temps (figure 4.99), la grippage est déclenché à l'instant t=10 s. Ceci est fait en imposant un couple de frottement très important, ce qui est illustré sur la figure 4.100 en représentation adimensionnelle.

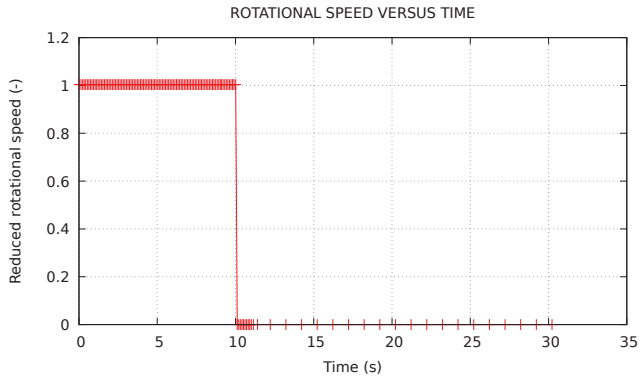


FIGURE 4.99 – Vitesse de rotation

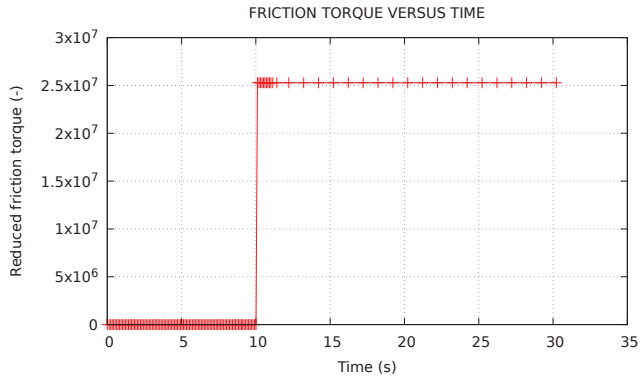


FIGURE 4.100 – Couple de frottement

La chute violente de la hauteur associée peut être observée en figure 4.101. Après le blocage du rotor, la pompe représente une perte de charge vis à vis de l'écoulement. On l'appelle en général la "perte de charge à rotor bloqué en débit direct". La hauteur homologue $\frac{h}{\nu^2}$ correspondant à cette perte de charge peut être calculée comme montré ci-dessous. La hauteur réduite h et le débit réduit ν sont définis comme le rapport des grandeurs correspondantes sur leur valeur au nominal. Comme le transitoire est réalisé à débit imposé à sa valeur nominale (100%Q_N), ν est égal à 1.

$$\frac{h}{\nu^2} = h = \frac{H}{H_N} \simeq -1.8 \tag{4.18}$$

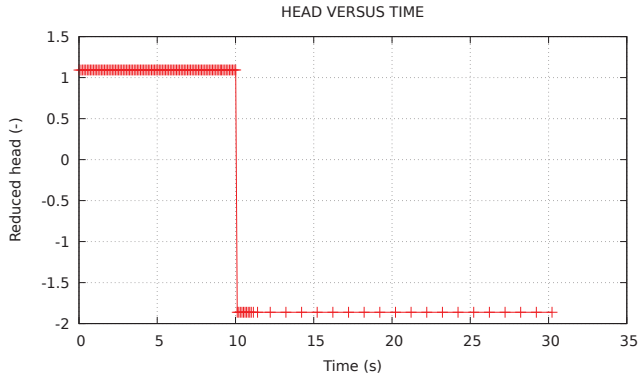


FIGURE 4.101 – Hauteur

L'erreur relative entre la hauteur homologue calculée et celle de l'expérience est inférieure à 13%, ce qui est un résultat satisfaisant pour une prédiction de perte de charge à rotor bloqué. Dans le processus de design d'un réacteur nucléaire, des études de sensibilité sur ce type de pertes de charge sont menées car elles influencent la mise en place de la convection naturelle dans le circuit en conditions accidentelles.

Il est intéressant de disposer d'une estimation des pertes de charge à rotor bloqué (débit direct et inverse) avant même d'avoir construit le prototype de la pompe, ceci afin de conduire des premières études de sûreté au cours du design du réacteur.

4.9.4 Bilan et perspectives de modélisation en transitoire à l'échelle composant

La dynamique du démarrage rapide est très bien prédite par le modèle malgré le caractère sévère du transitoire. Un autre calcul de transitoire de démarrage rapide, mais cette fois à l'échelle système sera présenté dans le chapitre suivant afin d'analyser la réponse de la boucle en l'absence de condition aux limites, excepté la loi de vitesse de rotation imposée en fonction du temps.

Les cas d'application présentés (arrêts sur inertie, grippage) sont des transitoires d'intérêt du point de vue des études de sûreté des centrales nucléaires, c'est pourquoi il est important de pouvoir les simuler même en l'absence de données de qualification. Un transitoire de ce type est étudié dans le chapitre suivant de qualification à l'échelle système. Les simulations menées montrent le caractère robuste du modèle, qui passe sans difficulté d'un mode de fonctionnement à un autre (pompe, dissipation, turbine inversée).

On pourra remarquer que la perte de charge à rotor bloqué est correctement prédite pour la pompe primaire N4 à la suite du grippage (erreur relative d'environ 13%), comme cela avait été également le cas pour la pompe ME250315 (voir section 4.6) pour le calcul à vitesse de rotation nulle. Ceci renforce la confiance dans le modèle pour ce type de calculs amenant au rotor bloqué.

Les résultats obtenus sont satisfaisants et montrent la capacité du modèle 1D de pompe à simuler des transitoires très rapides à l'échelle du composant (pompe seule).

4.10 Bilan de la qualification à l'échelle composant

Ces calculs à l'échelle composant (échelle de la pompe seule) ont été menés avec des conditions aux limites pour l'écoulement (débit et température en entrée, pression en sortie).

Les travaux présentés dans ce chapitre couvrent une large gamme de situations :
— situations idéales permettant de vérifier les développements effectués
— situations réelles en régime monophasique permettant de prédire les performances des machines dans ces conditions
— situations de régime diphasique local (cavitation) pour divers types de géométries (tubes Venturi, pompes) et divers fluides (sodium, eau)

— situations de régime diphasique généralisé (injection de vapeur en entrée de pompe et propagation/condensation/vaporisation dans la machine)
— situations de transitoires rapides (démarrage, arrêts)

Les simulations menées ont été quasi-systématiquement comparées à des résultats expérimentaux afin de qualifier le modèle unidimensionnel de pompe dans l'ensemble de ces situations d'intérêt.

La base de qualification à partir de laquelle ces travaux ont été réalisés contient 3 pompes centrifuges, 2 pompes hélico-centrifuges et un compresseur radial. L'ensemble des tests simulés ont été ajoutés à la base générale de qualification du code CATHARE-3, ce qui permet de vérifier la non-régression de ces calculs au fil du temps.

Les prédictions du modèle sont assez convaincantes pour permettre d'envisager une qualification à l'échelle de systèmes entiers. Cela est entrepris dans le chapitre suivant pour la boucle DERAP entière. Un cas d'application industrielle sera également présenté, lequel consiste en la modélisation d'un circuit primaire de réacteur contenant des pompes rotodynamiques. On s'affranchira alors des conditions aux limites pour l'écoulement en modélisant des circuits complets.

Toutefois, il sera toujours bienvenu d'ajouter des cas de validation à l'échelle de la machine pour compléter la qualification du modèle unidimensionnel de pompe. Une liste non-exhaustive d'autres machines disponibles est proposée ci-dessous.

Table 4.12 – Compléments possibles à la base de qualification

Pompe	**Partenaire impliqué**	**Fluide et conditions thermodynamiques**	**Type de pompe**	**Vitesse spécifique** N_q	Quadrants testés	Régimes testés
BETHSY	CEA	Eau, conditions REP	Centrifuge	28	1, 2, 3	Monophasique, diphasique (brèche)
EPOCA (PP SPX2)	EDF Chatou	Eau, P et T ambiantes	Hélico-centrifuge	60	1	Monophasique, diphasique (cavitation)
EPOPEE	EDF Chatou	Eau, conditions REP	Hélico-centrifuge	100	1, 2, 3	Monophasique
PP PX	CEA	Sodium, conditions RNR-Na	Centrifuge	37	1	Monophasique
PS PX	CEA	Sodium, conditions RNR-Na	Centrifuge	34	1	Monophasique
PS SPX	CEA	Sodium, conditions RNR-Na	Centrifuge	76	1	Monophasique
PP Rapsodie	CEA	Sodium, conditions RNR-Na	Centrifuge	27	1	Monophasique
PS Rapsodie	CEA	Sodium, conditions RNR-Na	Centrifuge	33	1	Monophasique
CC3	NASA	Gaz (air)	Centrifuge	45	1	Monophasique
Pompe axiale	NASA	Sodium	Axiale	-	-	Monophasique

Chapitre 5

Qualification à l'échelle système et cas d'application

Les résultats présentés dans ce chapitre constituent l'aboutissement des travaux de modélisation menés au cours de cette thèse. En effet, le modèle de pompe est ici utilisé pour représenter une ou plusieurs pompes rotodynamiques présentes dans des circuits hydrauliques complets. Des transitoires et des applications d'intérêt sont étudiés.

Deux systèmes seront modélisés :

— Une boucle expérimentale en eau, contenant une pompe centrifuge ainsi qu'une conduite amont, une conduite aval et un réservoir. Pour ce cas, des résultats expérimentaux sont disponibles pour qualifier le modèle. Les résultats de la validation du modèle à l'échelle système associés à cette boucle ont été publiés dans Matteo et al [MMDT19a].

— Un circuit primaire de réacteur nucléaire de type RNR-Na (Réacteur à Neutrons Rapides à caloporteur sodium). Le fluide est ici du sodium métallique liquide, choisi dans la conception de ce réacteur pour son importante capacité calorifique et sa bonne transparence aux neutrons. Les propriétés thermodynamiques de ce fluide et les lois d'échanges développées pour des composants de RNR-Na seront utilisées dans la modélisation. Ce système est nettement plus complexe que la boucle expérimentale précédente, il contient notamment : quatre pompes rotodynamiques immergées au sein d'une "piscine" de sodium (existence d'un niveau libre en surface), un sommier qui collecte le sodium au refoulement des pompes qui fonctionnent en parallèle, un coeur où est dégagée la puissance neutronique, des échangeurs de chaleur qui connectent ce circuit primaire au circuit secondaire (modélisé ici par des conditions aux limites). Pour ce cas, on présentera la modélisation en 1D des pompes d'intérêt du système et leur introduction dans le jeu de données du circuit primaire de réacteur. On orientera la réflexion sur les possibilités offertes par cette modélisation pour les études de transitoires accidentels. Des travaux additionnels sont nécessaires pour mener à bien les simulations des transitoires d'intérêt à l'échelle du système "circuit primaire" en fluide sodium, ce qui explique que l'on ne présentera pas de résultats de calcul pour ce cas d'étude.

5.1 Transitoire de démarrage rapide sur une boucle expérimentale en eau

5.1.1 Objectifs et méthode

Dans le paragraphe 4.9.1, un essai de démarrage rapide d'une pompe centrifuge mené par Bolpaire [BB99] sur l'installation DERAP a été modélisé par une approche "composant". C'est-à-dire que la modélisation se limitait à la pompe seule, associée à des conditions aux limites variables dans le temps imposant le débit et la vitesse de rotation.

Ici l'évolution du débit n'est plus une condition aux limites du calcul comme dans le cas de la modélisation de la pompe seule, mais bien une grandeur prédite par la simulation. C'est un résultat qui n'aurait pas pu être obtenu à l'échelle composant.

5.1.2 Boucle DERAP

L'installation expérimentale DERAP (pompe et circuit) a été construite au LMFL pour étudier la cavitation pouvant apparaître lors de démarrages très rapides, similaires à ceux rencontrés sur les turbopompes des fusées. Des essais stationnaires (mesure de performance en monophasique, chute de perfomance en régime cavitant) et transitoires (démarrages rapides en régime monophasique et en régime cavitant) ont successivement été réalisés par Ghelici [Ghe93] [BGC93], Picavet [Pic96] [PB96] [BP96], Bolpaire [Bol00] [BB99] [BBC02] et Duplaa [Dup08] [DCDD+10] [DCDDB13] sur cette boucle. Voici, ci-après figure 5.1, une photo de l'installation :

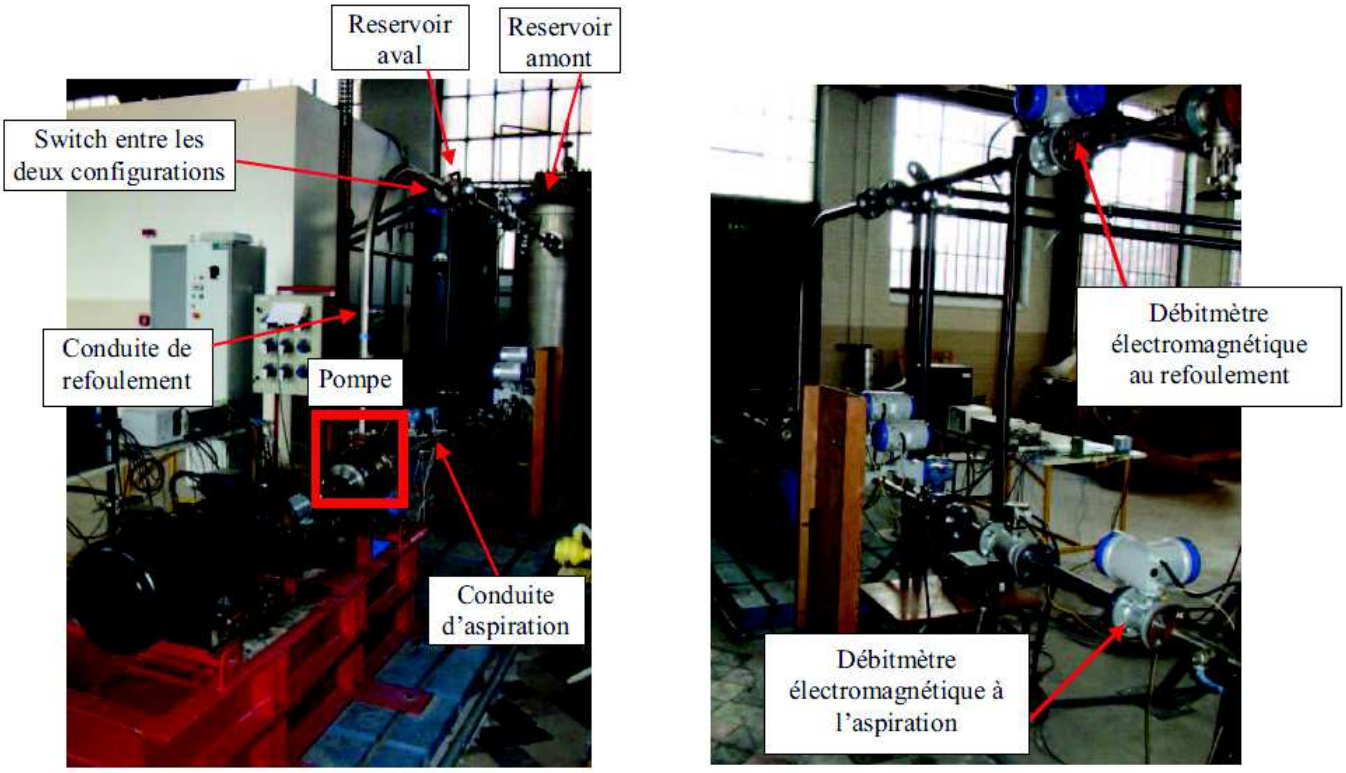


FIGURE 5.1 – Photos de la boucle DERAP (Duplaa [Dup08])

Deux configurations peuvent être utilisées pour ce circuit hydraulique, une en boucle fermée et une en boucle ouverte, une vanne permettant le passage de l'une à l'autre. En boucle ouverte, les

conduites d'aspiration et de refoulement sont liées à deux réservoirs distincts, auxquels des pressions différentes peuvent être imposées. En boucle fermée, les deux conduites sont liées à un même réservoir.

5.1.3 Modélisation de la boucle DERAP

La configuration en boucle fermée sera celle modélisée, car c'est avec cette configuration qu'ont été obtenus les résultats expérimentaux à notre disposition. La schéma de la boucle proposé en figure 5.2 représente le circuit utilisé par Duplaa [DCDD$^+$10] en configuration boucle fermée.

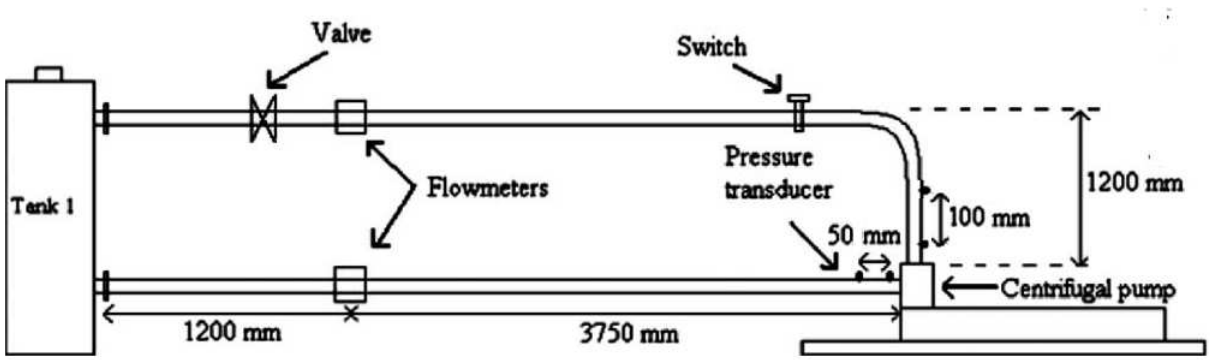


FIGURE 5.2 – Schéma de la boucle expérimentale DERAP (Duplaa [DCDD$^+$10])

Des capteurs de pression à haute fréquence d'acquisition ont été installés en amont et en aval de la pompe. Les plus proches sont situés ainsi :

— En amont à 50mm de la pompe, sur la conduite d'aspiration.
— En aval à 100mm de la pompe, sur la conduite de refoulement.

Une vanne de réglage de débit est située sur la conduite de refoulement. Elle sert à imposer le débit souhaité dans le circuit.

Afin de reproduire ces expériences de la façon la plus fidèle possible et d'étudier l'influence du système complet sur le comportement de la roue et inversement, nous avons modélisé l'installation complète (boucle fermée) avec le code CATHARE-3. Les conditions de pression et température ainsi que le fluide de travail utilisé (eau légère) ont été respectés dans la simulation.

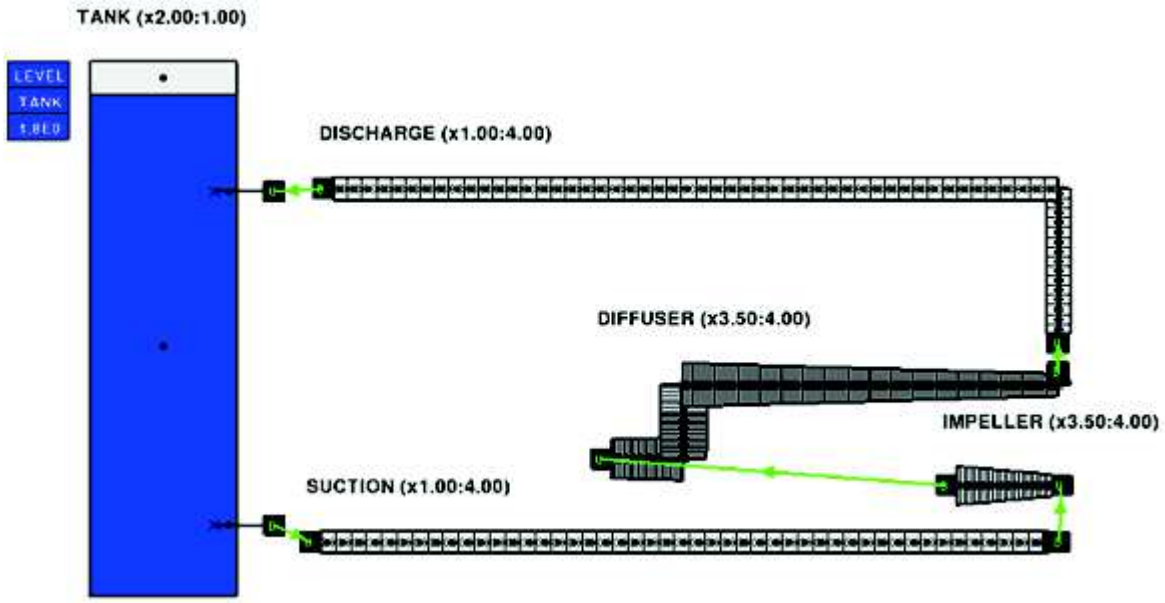


FIGURE 5.3 – Modélisation de la boucle expérimentale DERAP avec CATHARE-3

Le jeu de données représentant l'installation (figure 5.3) a été réalisé dans le cadre du stage de fin d'études de R. Moral [MM18], que j'ai eu le plaisir d'encadrer au CEA Saclay courant 2018. A partir du jeu de données de la pompe présenté dans le chapitre précédent, le circuit a été construit en adaptant les longueurs des éléments 1D représentant l'aspiration et le refoulement pour les relier au réservoir, qui est défini comme un élément de type volume (dit aussi ponctuel ou 0D).

La géométrie des éléments composant la pompe est la même que celle définie dans le jeu de données "composant", seules les orientations ont dû être modifiées pour que les jonctions avec l'aspiration et le refoulement soient correctement situées (figure 5.4). On a vérifié que l'orientation des éléments axiaux représentant la pompe n'avait que très peu d'influence sur la prédiction de ses caractéristiques, les forces d'inertie d'entraînement étant grandes devant la gravité. L'altitude de la sortie de volute a été respectée dans la définition de ce jeu de données.

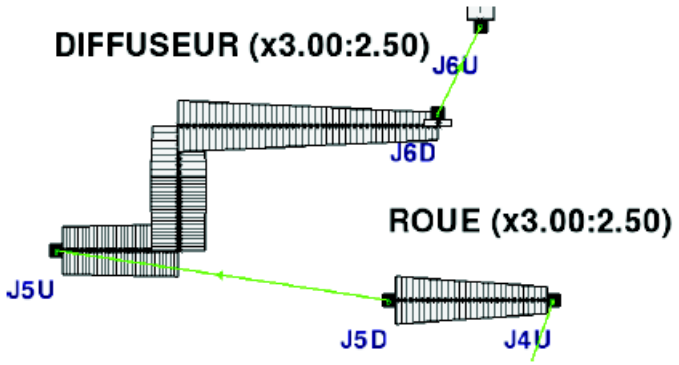


FIGURE 5.4 – Zoom sur la modélisation de la pompe DERAP au sein de la boucle

Les pertes de charge régulières dans les conduites d'aspiration et de refoulement sont calculées par le modèle bi-fluide standard de CATHARE-3, et dépendent de la rugosité des parois. En l'occurrence, on utilisera une rugosité absolue de 50.10^{-6} m, valeur donnée par Duplaa [Dup08]. Les tuyaux étant

majoritairement en acier et à quelques endroits en PVC, cette valeur est cohérente avec les valeurs trouvées dans la littérature pour ces matériaux.

Sur la conduite de refoulement on définit une perte de charge singulière permettant de modéliser la vanne de réglage de débit : en réglant son coefficient on peut contrôler la valeur du débit dans le circuit, de la même façon que l'on règlerait l'ouverture de vanne expérimentalement. Le débit n'est plus imposé par une condition aux limites en entrée comme c'était le cas pour la modélisation de la pompe seule, il est calculé par CATHARE-3 lorsque la roue démarre et met le fluide en mouvement. Pour atteindre le débit final souhaité, et étudier son influence sur les performances de la pompe à l'apparition de cavitation, le réglage de cette perte de charge est donc nécessaire.

Le réservoir est modélisé par un élément 0D possédant ici deux jonctions horizontales liées aux conduites d'aspiration et de refoulement. On cherche à contrôler la pression au sommet du réservoir, comme cela est fait expérimentalement. Pour cela, une vanne est modélisée en haut du réservoir, qui injecte ou soutire du gaz incondensable (air) pour réguler la pression à une valeur que l'on choisit. Dans le cas du transitoire de démarrage rapide non-cavitant étudié ci-après, une pression de 2.8 bars est maintenue en haut du réservoir.

5.1.4 Description du transitoire et résultats de simulation

La procédure expérimentale suivie par Duplaa [DCDD$^+$10] consistait à démarrer dans un premier temps la pompe lentement et à ajuster la vanne de réglage de débit afin d'obtenir le débit souhaité. Ensuite, la pompe était arrêtée et après stabilisation du circuit, le démarrage rapide était lancé. Dans le calcul CATHARE-3, la vanne de réglage de débit est modélisée par une perte de charge singulière qui est préalablement ajustée pour obtenir le débit souhaité en fin de transitoire. La localisation de la vanne de réglage de débit dans le circuit est respectée pour définir la perte de charge singulière. La chute de pression causée par cette perte de charge au cours du transitoire est présentée en figure 5.5 ci-après.

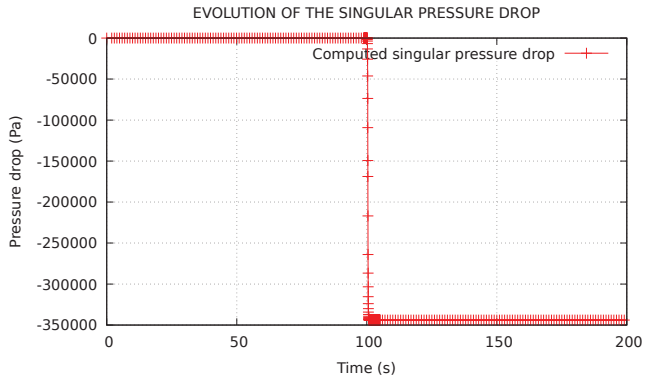


FIGURE 5.5 – Evolution de la perte de pression causée par la perte de charge singulière au cours du transitoire

Pendant les 100 premières secondes du calcul CATHARE-3, le circuit est stabilisé avec la pompe dans un état quasi-arrêté. Cela signifie qu'une valeur résiduelle de vitesse de rotation est définie afin d'initialiser le circuit avec un très faible débit de 3.10^{-5} m^3/s (0.47% du débit nominal). Les calculs à 0% de débit strictement sont à éviter pour des raisons numériques (division par zero dans les équations où la vitesse fluide intervient par exemple).

Sur cette période de stabilisation, la perte de charge singulière cause une chute de pression quasiment nulle, car le débit est résiduel. En effet, elle s'écrit comme $\frac{1}{2}K\rho_k V_k^2$, K étant le coefficient de perte de charge que l'on définit. Son influence se fait ressentir au moment du démarrage et une fois le débit stabilisé dans la boucle, où sa valeur atteint alors environ -3,5 bars.

Le réservoir est rempli de liquide excepté à l'extrémité haute où il y a une surface libre et de l'air comprimé au-dessus. Comme expérimentalement, la pression en haut du réservoir est régulée à 2.8 bar en utilisant une vanne d'injection/soutirage d'air, qui est un gaz incondensable.

Le démarrage rapide commence à 100 s et finit aux alentours de 101.5 s. L'évolution de la vitesse de rotation est imposée par une loi fonction du temps. Elle suit ainsi la valeur expérimentale comme montré figure 5.6. Le but de ce travail de validation est de prédire les évolutions de débit, de hauteur (différence de pression entre l'entrée de la sortie de la pompe) et de couple et de les comparer aux données expérimentales disponibles.

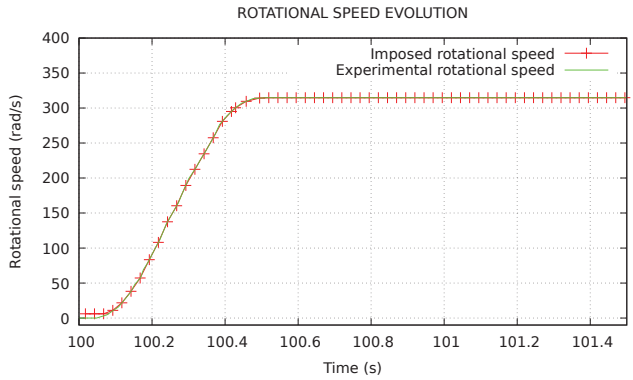


FIGURE 5.6 – Evolution de la vitesse de rotation (imposée par une loi dépendante du temps)

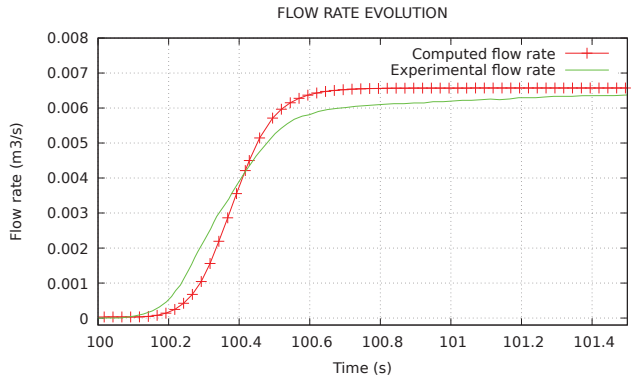


FIGURE 5.7 – Evolution du débit (prédit par le modèle et comparé à l'expérience)

Les évolutions du débit prédit et de la différence de pression sont respectivement présentées sur les figures 5.7 et 5.8. Un bon accord est obtenu lorsque l'on compare les prédictions du modèle et les données expérimentales. Etant donné le fait qu'une mesure instationnaire de débit est très difficile à réaliser pendant un démarrage rapide de ce type (moins d'une seconde entre la vitesse de rotation nulle et 103.5% de la vitesse nominale), les incertitudes de mesure sont conséquentes. Les écarts calcul-expérience sur le débit peuvent être expliqués en grande partie par cela. Le léger décalage calcul-expérience observable sur l'évolution de la hauteur en figure 5.8 est en partie dû au fait que les performances stationnaires prédites par le modèle ne sont pas exactement égales aux performances expérimentales (le modèle 1D les sous-estime légèrement).

L'évolution de couple est montrée figure 5.9. Le couple prédit par le modèle est un couple hydraulique. Ni la ligne d'arbre, ni le moteur ne sont inclus dans le modèle. Expérimentalement, le couple est mesuré sur l'arbre en rotation. De ce fait, il s'agit d'un couple mécanique, contenant, en plus du couple hydraulique transmis au fluide :

— Les pertes par frottement mécanique et les pertes par frottement de disque qui peuvent expliquer les écarts observés, en particulier sur les derniers instants en régime stationnaire.
— Les effets d'inertie mécanique (Duplaa [DCDD+10]), qui expliquent la différence importante entre courbes expérimentales et prédictions du modèle pendant la phase transitoire.

Un modèle incluant au moins une partie de la ligne d'arbre permettrait de prédire l'évolution du couple mécanique. Dans la mesure où nous ne modélisons pas le moteur ici et où nous imposons juste la montée en vitesse de rotation, l'effet de l'inertie mécanique ne peut pas être prédit par le modèle. Si les données liées au moteur sont connues, il est possible de complexifier la modélisation et d'imposer une montée en tension comme condition aux limites du modèle, à la place de la vitesse de rotation de la machine, comme c'est le cas ici.

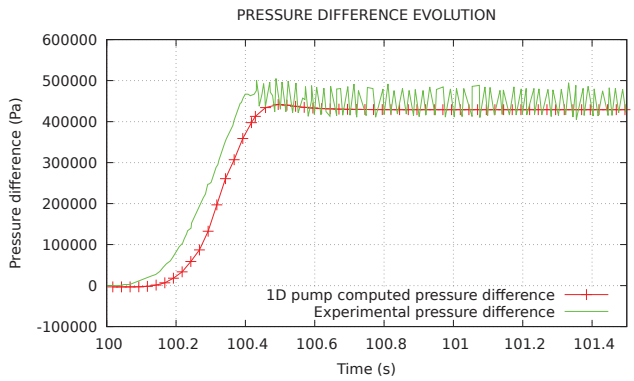


FIGURE 5.8 – Evolution de la différence de pression (prédite par le modèle et comparée à l'expérience)

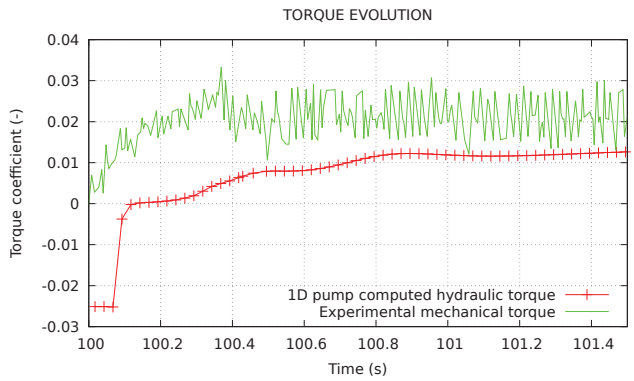


FIGURE 5.9 – Evolution du couple (prédit par le modèle et comparé à l'expérience)

Après l'évolution de débit, le second résultat qui n'aurait pas pu être obtenu avec une modélisation à l'échelle du composant (pompe seule) est la prédiction de la baisse de pression en amont de la roue au cours du démarrage, due à l'inertie du fluide que l'on met en mouvement. Ceci s'observe sur les courbes d'évolution de la pression à différents endroits du circuit (figure 5.10 ci-après).

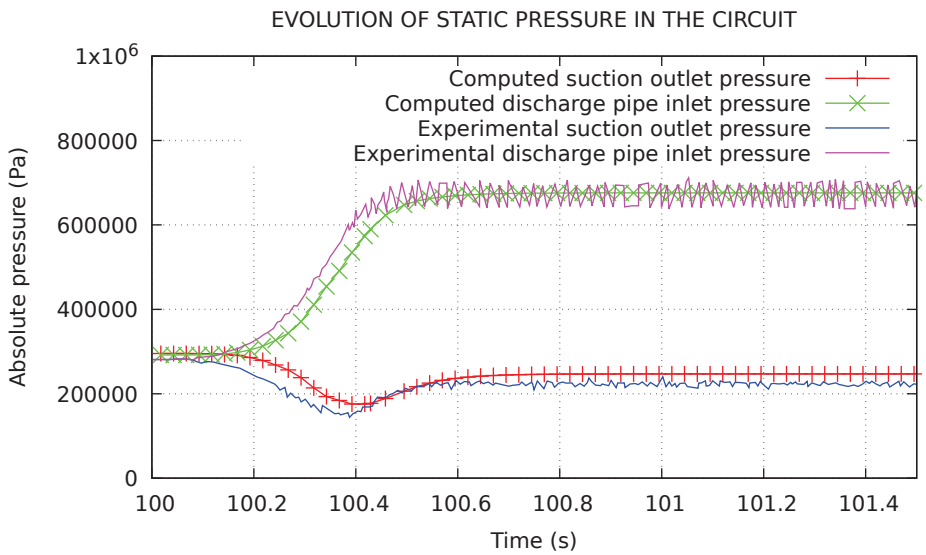


FIGURE 5.10 – Evolution de la pression à différents endroits du circuit pendant le transitoire de démarrage rapide

Ce graphe représente la comparaison calcul-expérience sur les évolutions de deux pressions, une prise en amont de la pompe (pression la plus basse) et une en aval, sur la conduite de refoulement. La mise en circulation du fluide dans la boucle, due au démarrage de la pompe, cause une dépression à la fin de la conduite d'aspiration en même temps que l'on voit la pression de sortie augmenter. Il peut être conclu d'une part que le code CATHARE-3 est capable de rendre compte des effets d'inertie du fluide dans des systèmes hydrauliques au cours de transitoires très rapides de mise en circulation. Cela n'est pas très surprenant au sens où il s'agit d'un code instationnaire et qu'une large base de tests expérimentaux transitoires font partie de sa base de qualification. Cependant, il s'agissait plutôt de tests représentatifs de cas réacteurs, il est donc toujours intéressant de qualifier le code sur un cas

de démarrage rapide comme celui-ci. D'autre part, on peut conclure que le modèle unidimensionnel de pompe développé au cours de cette thèse, est capable de prédire les performances de la pompe lors d'une variation très rapide des conditions de fonctionnement.

Profils de pression et de vitesse dans la pompe au cours du démarrage et en régime stabilisé

Nous allons nous intéresser ici à ce qu'il se passe à l'intérieur de la pompe et du circuit au cours du démarrage rapide. Il s'agit d'observer les profils des vitesses le long de l'abscisse curviligne de chaque élément de la pompe et du circuit dans un état transitoire (au milieu du démarrage) et de les comparer à l'état stabilisé équivalent (même point de fonctionnement en débit et vitesse de rotation, mais en régime permanent).

Pour cela, on exploite le calcul précédent en extrayant les profils des vitesses et de la pression dans la pompe au cours du transitoire à un instant que l'on choisit. On prendra le temps $t = 100.4s$ qui se situe vers la fin de la montée en vitesse de rotation (environ à 90% de la valeur finale), mais auquel le débit n'a atteint encore qu'environ 60% de sa valeur finale. C'est également un instant où la pression en fin d'aspiration atteint sa valeur minimale (voir figure 5.10 présentée précédemment).

A cet instant du démarrage, la vitesse de rotation de la pompe et le débit dans le circuit sont respectivement de $286 rad/s$ et 0.0038 m^3/s. Pour comparer le comportement du circuit et de la pompe en transitoire par rapport au comportement en régime permanent, on réalise une nouvelle simulation amenant au régime stabilisé correspondant au point de fonctionnement à 286 rad/s et 0.0038 m^3/s. Pour cela, on régule le débit à la valeur souhaitée via une régulation sur la perte de charge représentant la vanne de réglage de débit située sur la conduite de refoulement. On démarre lentement la pompe et on amène sa vitesse de rotation à 286 rad/s.

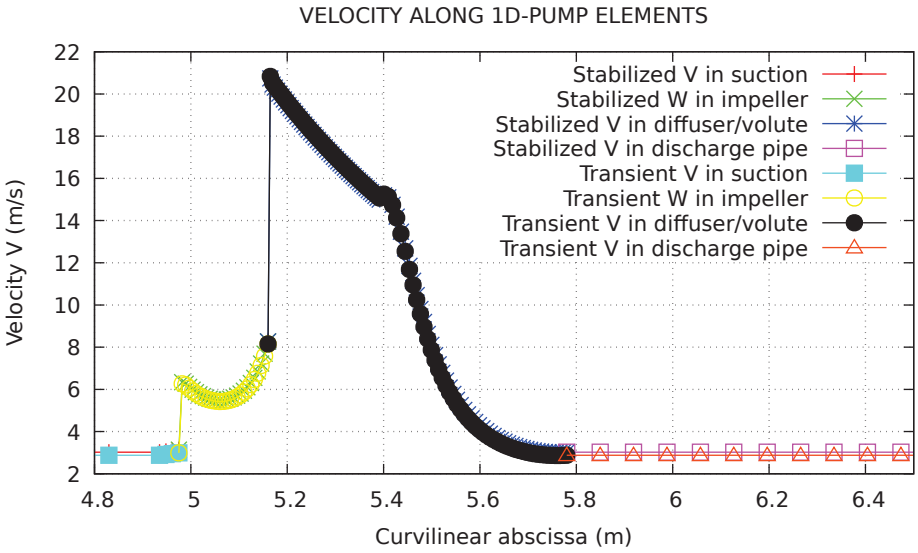


FIGURE 5.11 – Profils des vitesses dans la pompe pendant le démarrage et en état stabilisé

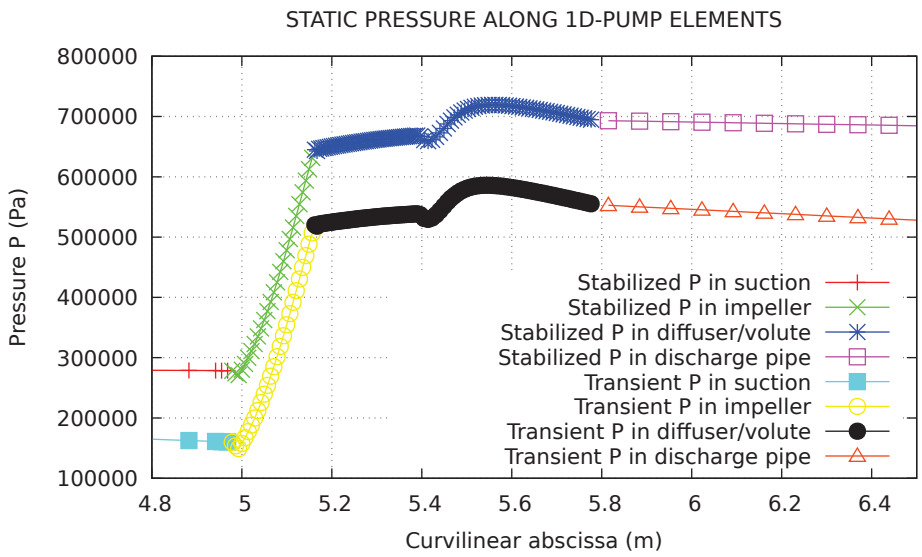


FIGURE 5.12 – Profils de pression statique dans la pompe pendant le démarrage et en état stabilisé

Le décalage que l'on peut observer sur les pressions en figure 5.12 est dû au fait que, pendant le démarrage, à l'instant $t = 100.4s$, on observe une baisse de pression au niveau de la fin de la conduite d'aspiration (voir figure 5.10 présentée précédemment). On voit, à la fois sur la figure 5.10 et sur la figure 5.12 ci-après qu'on atteint environ 1.7 bars en fin d'aspiration à cet instant. Au contraire dans le calcul stabilisé, les effets inertiels ne sont plus visibles et la pression est remontée en fin d'aspiration (situation comparable à l'état stabilisé après le démarrage de la pompe, figure 5.10).

On peut encore mieux observer les deux situations différentes à partir de la figure 5.13 sur laquelle on regarde les profils de pression sur l'ensemble du circuit. On perçoit que le réservoir fait dans les deux cas son travail de régulation de la pression à 2.9 bars (il est situé entre la fin du refoulement et le début de l'aspiration). Toutefois, les profils de la pression dans les éléments de grande longueur comme l'aspiration et le refoulement sont sensiblement différents entre état transitoire et état stabilisé. Pour ce qui est de l'intérieur de la pompe (figure 5.12), les profils sont assez similaires. Ceci est également vrai en ce qui concerne les profils des vitesses le long de la pompe (voir figure 5.11). On ne perçoit pas de comportement très différent de la machine entre cet instant du transitoire et le point de fonctionnement équivalent en régime permanent. Cela montre clairement que les effets transitoires dans le circuit sont prépondérants devant ceux existant dans la pompe. Cela est dû, dans le cas présent, aux longueurs caractéristiques du circuit qui sont grandes devant celles de la pompe. L'utilisation d'un circuit plus court amènerait certainement à modifier ces conclusions.

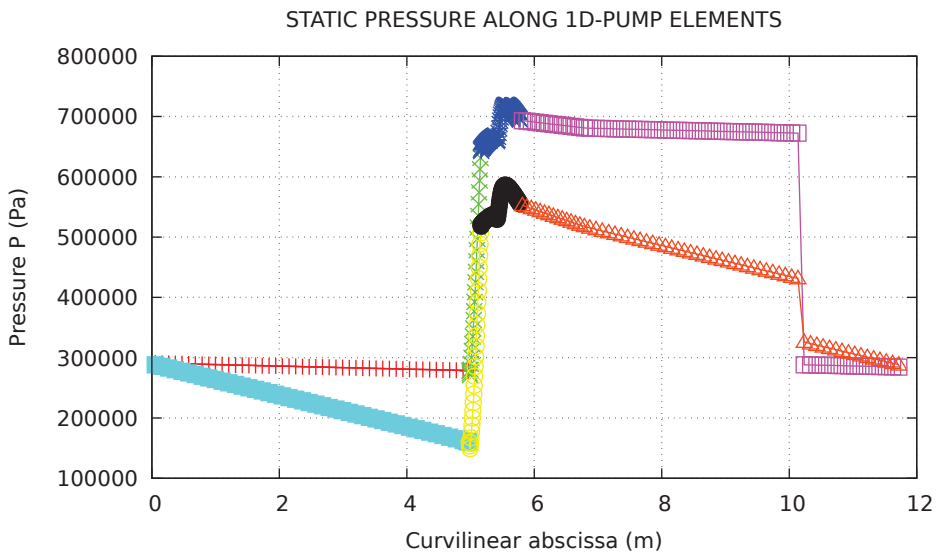


FIGURE 5.13 – Profils de pression statique dans le circuit pendant le démarrage et en état stabilisé

Pour confirmer ces interprétations, il faudrait faire l'exercice de comparaison pour plusieurs points au cours du démarrage. On ne le fera pas dans le cadre de ces travaux, mais cela pourra faire partie des pistes de réflexion futures.

5.1.5 Transitoire de démarrage rapide en régime cavitant : boucle complète

Pour réaliser un démarrage rapide de la roue de la pompe en régime cavitant, la pression imposée en haut du réservoir est diminuée. En se basant sur les essais cavitants menés par Duplaa [DCDD$^+$10], on régule la pression à 1 bar en haut du réservoir au lieu de 2.8 bars et on simule le même démarrage pour la pompe (de 0 à 3000 tr/min). La perte de charge servant à la régulation du débit est inchangée par rapport au cas monophasique, ce qui devrait amener au débit d'adaptation correspondant à 3000 tr/min en fin de transitoire.

Des difficultés ont été rencontrées lors de cette simulation à cause des pics de pression liés à l'apparition/disparition de la phase vapeur au cours du démarrage. On peut en effet observer que les pics de pression existant en amont et en aval de la roue se produisent en même temps que la génération de vapeur dans la roue (voir figures 5.14 et 5.15). Le calcul n'a pas pu être mené à son terme dans ces conditions de débit/pression/vitesse de rotation. D'autres conditions de pression et de débit sont à tester, ce qui pourrait amener à des régimes de cavitation différents comme expliqué par Duplaa [DCDD$^+$10], qui peuvent être plus stables. Il faut également étudier s'il est possible d'aider à la convergence des résultats dans ces conditions difficiles d'apparition et disparition d'une phase et très instationnaires. Pour rappel, le schéma numérique est implicite. Le pas de temps du calcul est variable et s'adapte aux difficultés de convergence, cependant la diminution du pas de temps jusqu'à 10^{-6} n'a pas suffit pour mener à bien ce calcul.

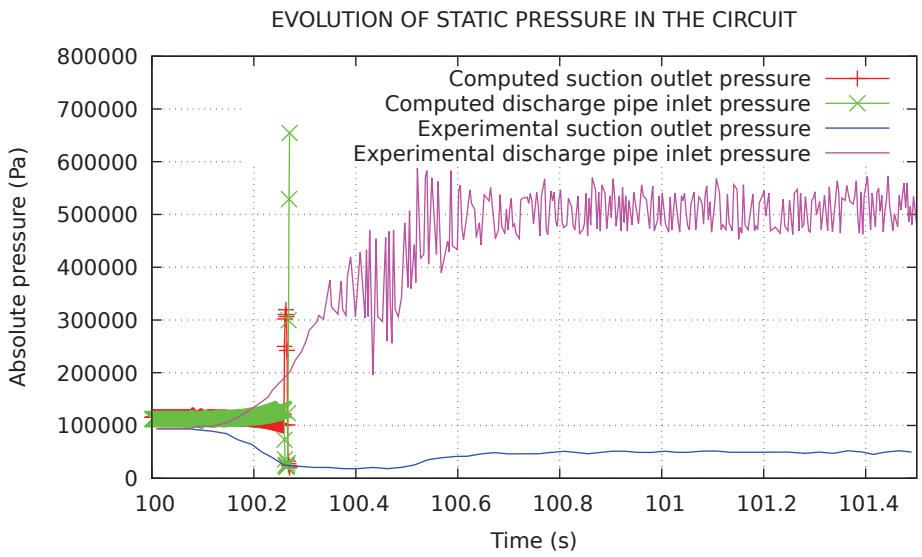


FIGURE 5.14 – Evolution des pressions amont et aval en régime cavitant

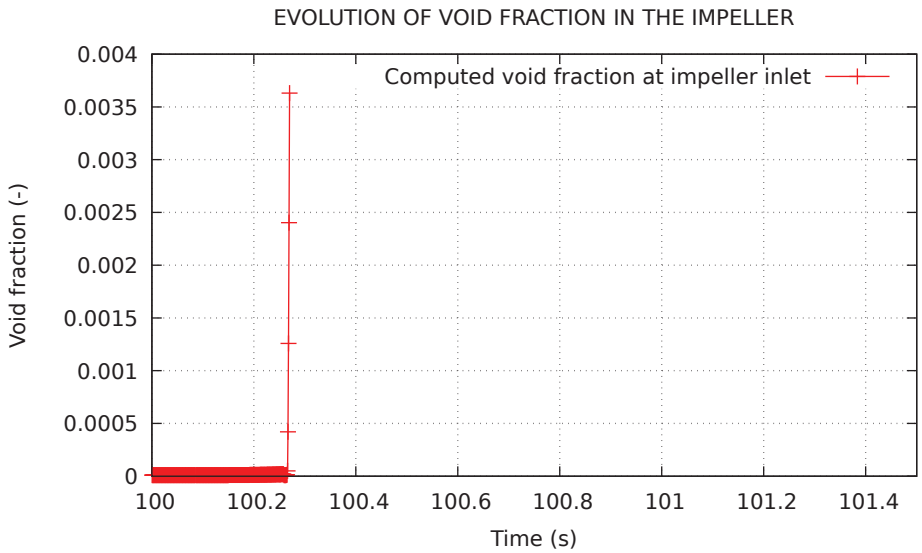


FIGURE 5.15 – Evolution du taux de vide en entrée de roue en régime cavitant

5.2 Transitoire de grippage d'une pompe dans un Réacteur à Neutrons Rapides à caloporteur sodium

5.2.1 Objectifs et méthode

L'objectif de cette partie est de présenter une application industrielle possible du modèle développé dans le cadre de cette thèse. Le cas d'étude choisi est un réacteur à neutrons rapides à caloporteur sodium (RNR-Na). Il s'agit du réacteur Superphénix, construit en France dans les années 80. Il est présenté en détails ci-après.

Dans un premier temps, les pompes d'intérêt du système seront modélisées en 1D en utilisant le modèle développé dans le cadre de ces travaux de recherche. Leur modélisation sera ensuite introduite dans le jeu de données du circuit primaire de réacteur, qui lui existe déjà parmi la base de qualification du code CATHARE mais avec des pompes modélisées avec une approche ponctuelle (0D, avec des cartes de performances en données d'entrée). Finalement, on orientera la réflexion sur les possibilités offertes par cette nouvelle modélisation unidimensionnelle des pompes pour les études de transitoires accidentels.

5.2.2 Réacteur Superphénix

Superphénix (SPX) est un Réacteur à Neutrons Rapides à caloporteur sodium (RNR-Na) qui a été construit à Creys-Malville en bordure du Rhône. L'autorisation de construire Superphénix a été obtenue en 1976, le chantier s'est terminé en 1984, et le réacteur a été mis en service en 1986. Il a été ensuite arrêté en 1997 en vue de son démentèlement [CEA12]. Une vue d'avion du réacteur est proposée ci-dessous figure 5.16.

FIGURE 5.16 – Vue d'avion de Superphénix (issu de CEA [CEA14a])

SPX est un RNR-Na de type intégré, ce qui signifie que le circuit primaire a la forme d'une cuve remplie de sodium avec un niveau libre en haut, comme présenté figures 5.17 et 5.18. Les éléments du circuit primaire, dont les pompes primaires centrifuges, sont suspendus sur une dalle et plongés dans la "piscine" de sodium.

Le circuit secondaire est lui constitué de tuyauteries dans lesquelles circule également du sodium liquide, mis en circulation par des pompes centrifuges (une par boucle secondaire). Un échangeur intermédiaire (figure 5.17) par boucle permet le transfert de la chaleur du fluide primaire vers le fluide secondaire.

Enfin, le circuit tertiaire, basé sur un cycle thermodynamique de Rankine, fonctionne en eau pressurisée. L'eau initialement liquide se vaporise dans le générateur de vapeur en récupérant l'énergie du sodium secondaire et passe ensuite dans les turbines. Un condenseur se servant du fleuve (Rhône) comme source froide, permet de condenser l'eau après le passage dans les turbines. La circulation de l'eau est également assurée par des pompes (une par boucle).

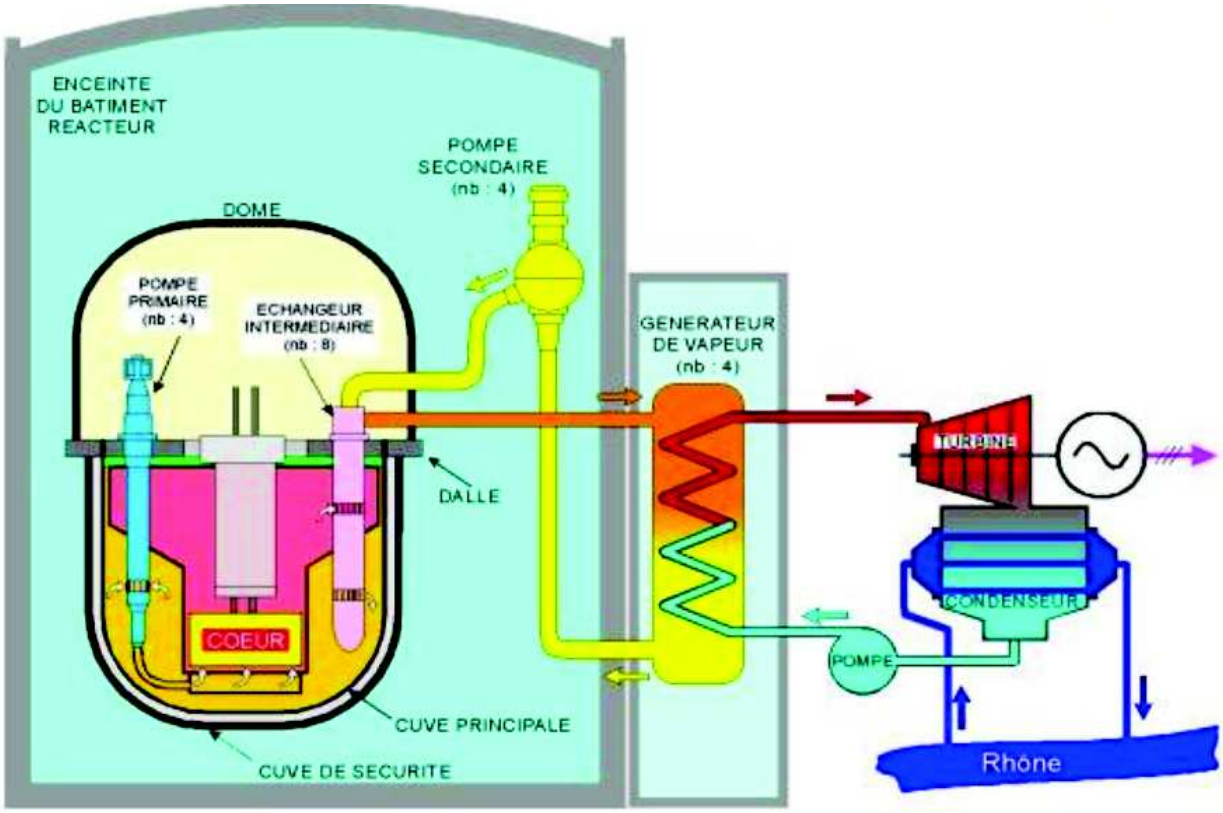


FIGURE 5.17 – Schéma du réacteur Superphénix (issu de EDF [EDF16])

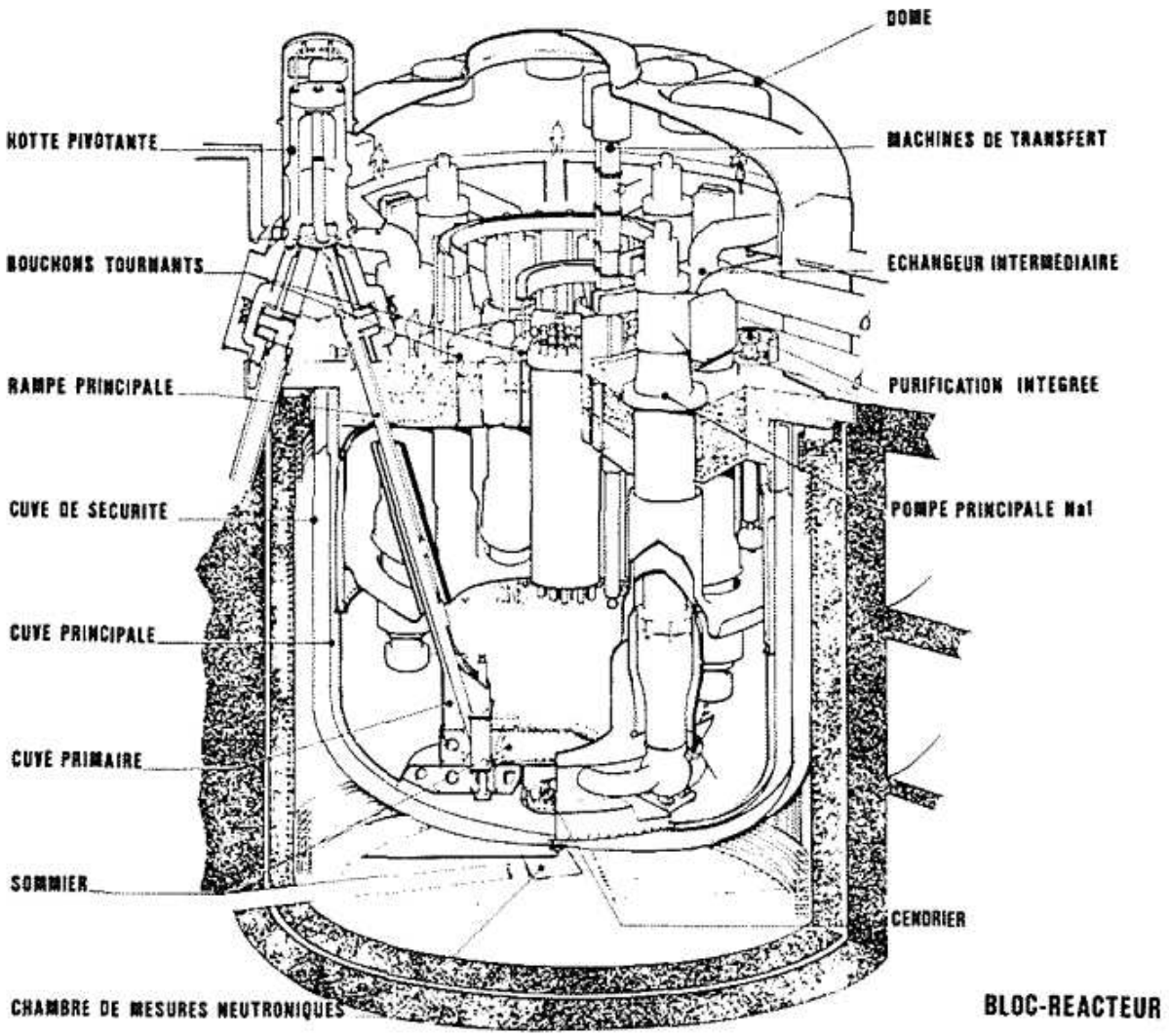


FIGURE 5.18 – Bloc réacteur de Superphénix (Chabassier et al [CBG+77])

5.2.3 Pompe primaire de SPX

Les pompes primaires (PP) du réacteur Superphénix sont de type centrifuge et de vitesse spécifique moyenne. Le point de fonctionnement nominal de la pompe se situe aux alentours de $Q_N = 4.8$ m^3/s, $H_N = 75$ m et $N_N = 500$ tr/min. La température du sodium en entrée de pompe avoisine les 400 °C et la pression est légèrement plus haute que la pression atmosphérique.

La hauteur de la pompe avec son arbre et son moteur est d'environ 14 mètres pour un diamètre approximatif de 2 mètres (Chabassier et al [CBG+77]).

Une photo d'une pompe primaire de SPX et un schéma en coupe R-H de la pompe sont respectivement proposés ci-après en figure 5.19 et 5.20.

FIGURE 5.19 – Photo d'une pompe primaire de Superphénix (issu de CEA [CEA14b])

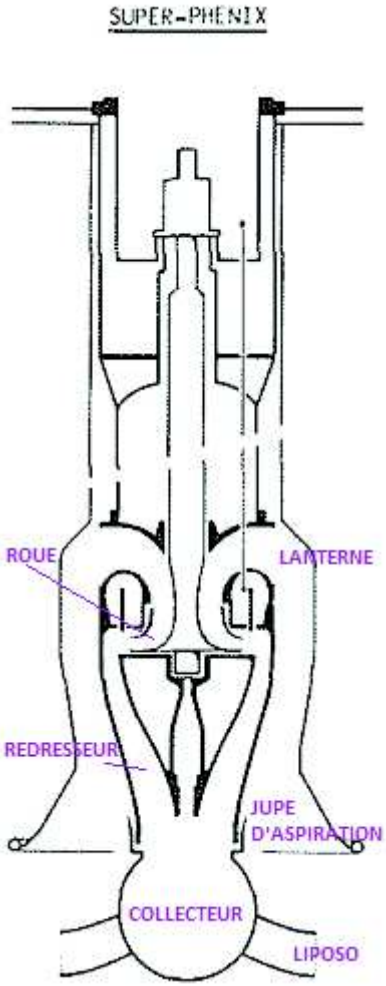


FIGURE 5.20 – Pompe primaire de Superphénix vue en coupe R-H (Chabassier [CBG+77])

La géométrie de ce type de pompes immergées est assez différente de celle classiquement rencontrée pour les pompes entourées de tuyauteries, comme celles des réacteurs à boucles par exemple. Ici, le fluide entre verticalement -de bas en haut- par une jupe d'aspiration et est ensuite dirigé vers la roue par une lanterne composée de plusieurs aubes permettant un bon guidage. L'écoulement entre ainsi verticalement dans la roue -de haut en bas cette fois- et sort horizontalement (roue à sortie radiale). Enfin, le sodium arrive dans le redresseur aubé (habituellement appelé diffuseur) qui permet de récupérer la pression dynamique tangentielle sous forme de pression statique et de guider le fluide vers le point de collecte situé en bas. De ce point de collecte sortent deux tuyauteries dites LIPOSO pour LIaison POmpe-SOmmier qui dirigent le sodium vers l'entrée du coeur du réacteur.

Dans la suite, cette pompe va être modélisée en 1D avec le modèle développé dans le cadre de cette thèse. En premier lieu, il s'agira de prédire les performances de la pompe en régime monophasique. Ensuite, la modélisation 1D de la pompe sera introduite dans le jeu de données CATHARE-3 du circuit primaire entier du réacteur Superphénix et les possibilités offertes par cette nouvelle modélisation seront discutées.

5.2.4 Modélisation 1D d'une pompe primaire de SPX et calcul des performances

La modélisation unidimensionnelle appliquée à la pompe primaire de Superphénix (PP SPX) est représentée figure 5.21 ci-dessous. L'entrée large correspond au début de la lanterne.

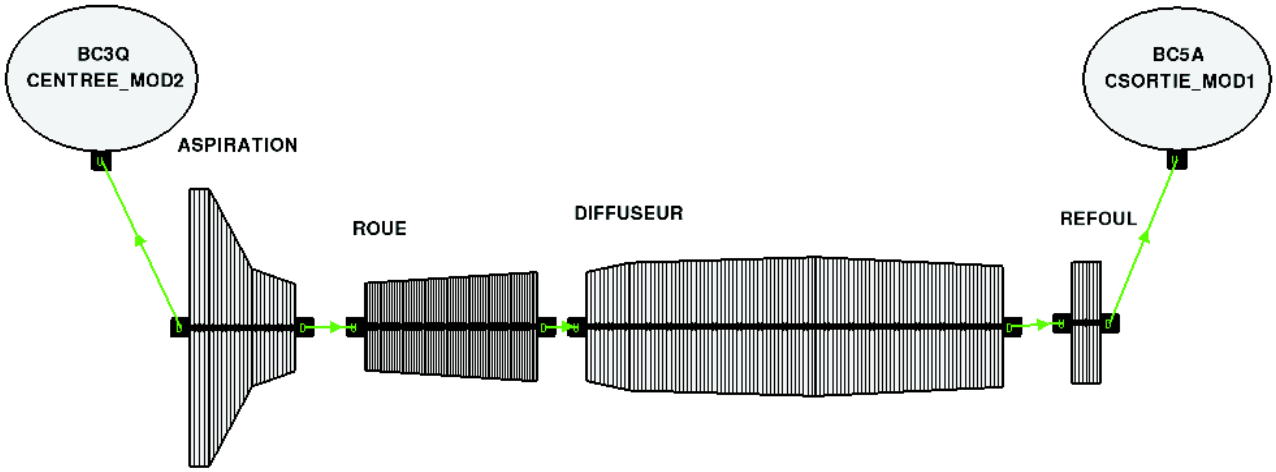


FIGURE 5.21 – Pompe primaire de Superphénix modélisée en 1D

Dans ce jeu de données élémentaire servant au calcul des performances, la condition aux limites d'entrée impose le débit, la température et le taux de vide (résiduel pour un cas monophasique) et la condition de sortie impose la pression.

Comme cela a été fait au chapitre précédent pour l'ensemble des pompes de la base de qualification, une variation lente du débit est simulée à vitesse de rotation fixée à sa valeur nominale. La hauteur (différence de pression totale entre l'entrée et la sortie ramenée en mètres de sodium) et le couple hydraulique (couple transmis au fluide) sont prédits par le calcul et comparés aux données expérimentales disponibles.

Un premier calcul idéal est présenté ci-dessous en figures 5.22 et 5.23 pour vérifier la bonne construction du jeu de données.

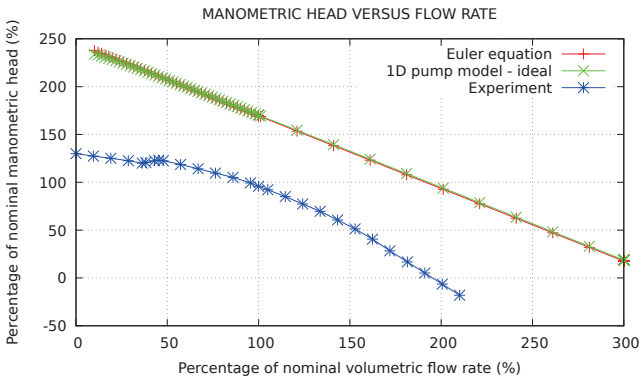


FIGURE 5.22 – Hauteur fonction du débit

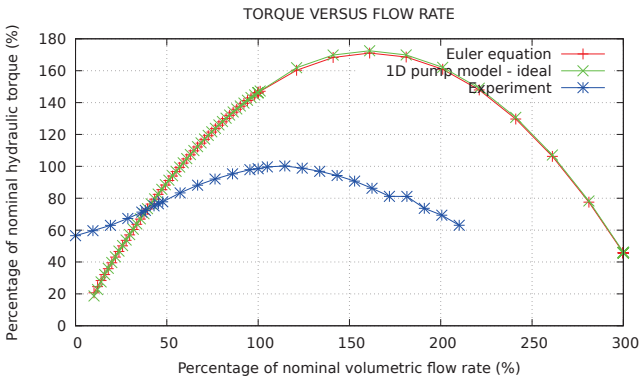


FIGURE 5.23 – Couple fonction du débit

Un second calcul tenant compte des pertes et du phénomène de déviation permet de générer les courbes de performance "réelles" présentées ci-après figures 5.24 et 5.25.

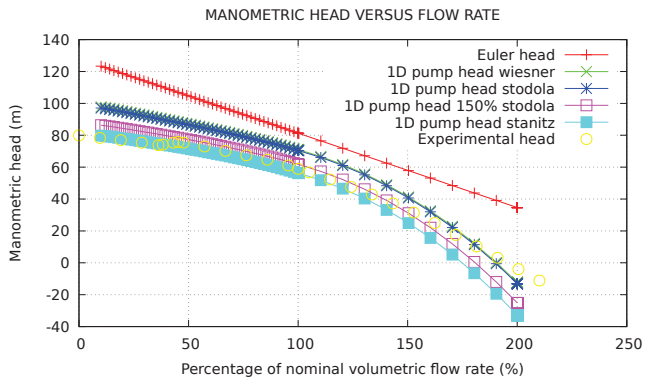


FIGURE 5.24 – Hauteur fonction du débit

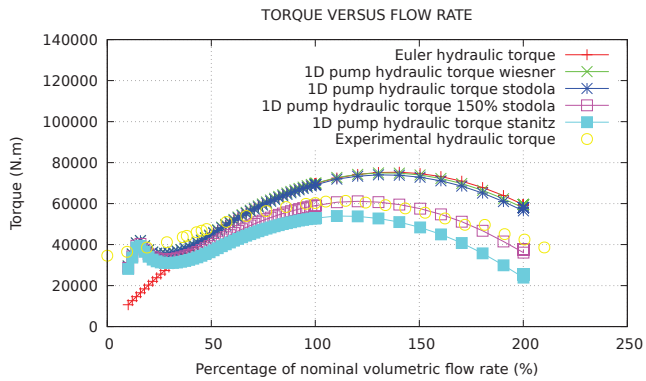


FIGURE 5.25 – Couple fonction du débit

La roue de la PP SPX associe un angle de sortie des aubes β_2 faible avec un nombre d'aubes Z important, ce qui était également le cas de la pompe EVA. On avait, dans le cadre de la qualification menée sur EVA, émis la recommandation d'utiliser le modèle de déviation de Stanitz [Sta52b] pour les pompes respectant ces conditions sur l'angle β_2 et le nombre d'aubes Z. On remarquera sur la figure 5.25 que le modèle de Stanitz [Sta52b] se différencie toujours des autres modèles de déviation par sa tendance à dévier beaucoup plus l'écoulement, comme observé au chapitre précédent sur les autres pompes de la base. Pour rappel, ce modèle, qui se caractérise par son indépendance à l'angle β_2, équivaudrait à l'expression du modèle de Stodola [Sto27] pour un angle β_2 qui serait d'environ 39 °. On voit que dans le cas de la pompe primaire SPX, une limite sur l'angle β_2 d'environ $31,7°$ serait à privilégier plutôt que les 39 °de Stanitz [Sta52b] qui impliquent ici une surestimation de la déviation. Dans le cas de la pompe hélico-centrifuge EVA le modèle de Stanitz fonctionnait bien directement. Le cas appelé "150% Stodola" présenté sur les figures 5.24 et 5.25 correspond à cette limite à $\beta_{2,min} = 31,7°$. En guise de travaux futurs, on cherchera à généraliser cette limite sur l'angle de sortie des aubes $\beta_{2,min}$ dans le modèle de déviation vis à vis des observations faites sur EVA et la PP SPX.

Pour ce qui concerne les modèles de pertes développés jusqu'alors, ils semblent s'appliquer correctement à la PP SPX (voir figure 5.24), ce qui est satisfaisant. Une étude du point d'adaptation permettrait de vérifier l'hypothèse faite jusqu'ici visant à considérer que l'écoulement est adapté aux aubes au point de fonctionnement nominal. Si le point d'adaptation est à plus haut débit que Q_N, cela pourrait rééquilibrer le calcul des pertes à très bas et très haut débit pour encore mieux suivre la tendance expérimentale.

5.2.5 Modélisation du circuit primaire du réacteur Superphénix

A présent, il s'agit de présenter la modélisation adoptée pour le réacteur Superphénix. Un jeu de données de ce réacteur existait déjà dans la base de qualification du code CATHARE, cependant quelques adaptations ont été faites, notamment :

— Le choix est fait ici de se concentrer sur le circuit primaire uniquement et d'imposer des conditions aux limites au niveau des échangeurs intermédiaires (notés IHX sur la figure 5.26).
— Les éléments pour lesquels un comportement symétrique est attendu sont regroupés en un seul élément représentatif de l'ensemble (définition d'une pondération).

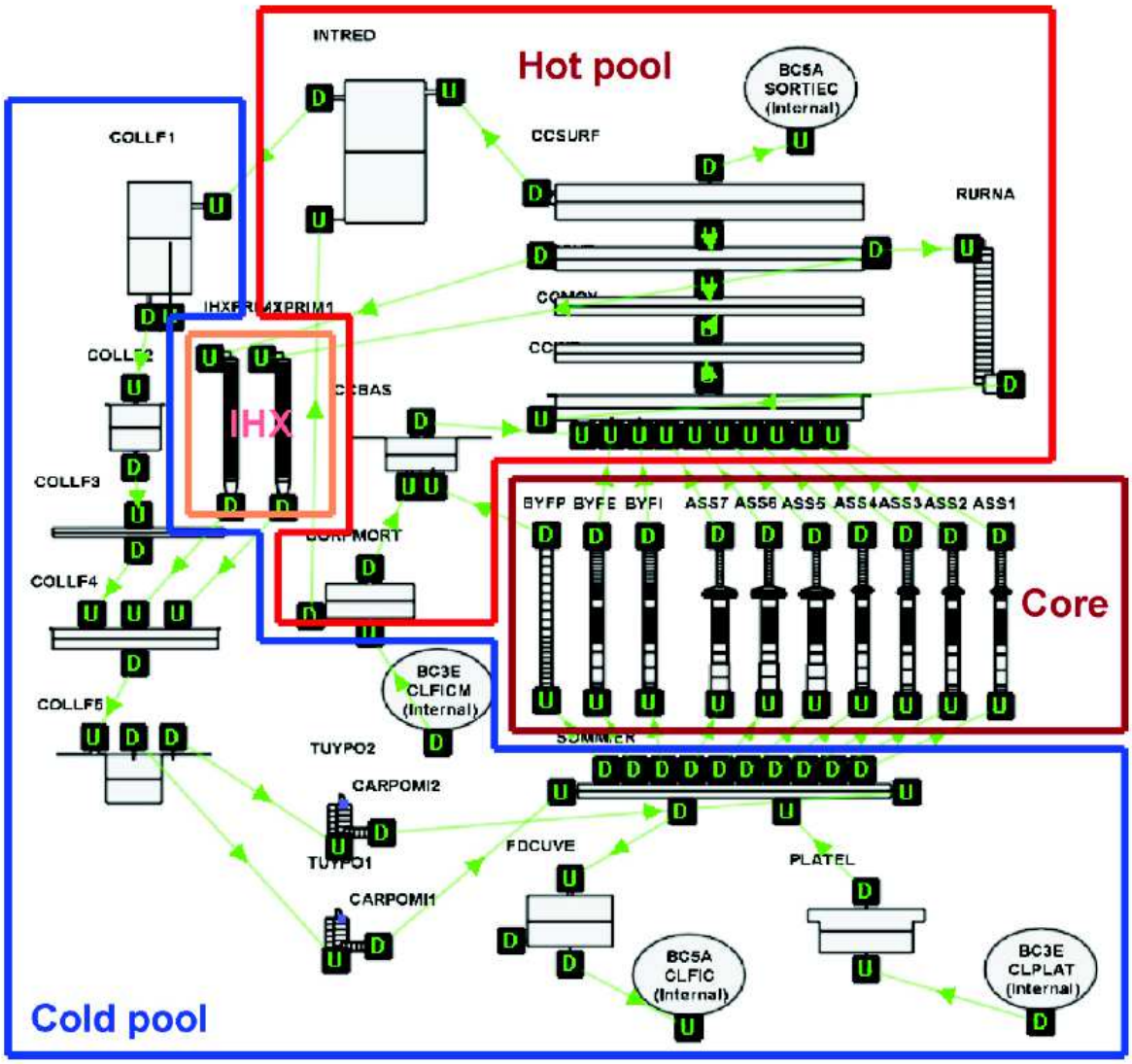


FIGURE 5.26 – Circuit primaire de Superphénix modélisé à partir d'éléments 0D et 1D (Tenchine et al [Ten12]

Sur la figure 5.26, on distingue bien le coeur du réacteur (Core), composé de plusieurs axiaux représentant des groupes d'assemblages combustibles. Les divers volumes représentent les deux parties principales de la "piscine" de sodium, le collecteur chaud (Hot pool) accueillant le sodium chaud en sortie de coeur (environ 500 °C) et le collecteur froid (Cold pool) accueillant le sodium primaire froid en sortie d'échangeur intermédiaire (environ 400 °C). Les pompes primaires (CARPOMI1 et CARPOMI2) pompent le sodium du collecteur froid afin de le renvoyer vers l'entrée du coeur du réacteur.

Dans le jeu de données présenté en figure 5.26, les pompes ne sont pas modélisées avec le modèle unidimensionnel de pompe développé dans le cadre de cette thèse. Ici, un modèle non-prédictif est utilisé demandant en données d'entrée les courbes de performance des pompes primaires. L'idée est de remplacer ce type de modélisation non-prédictive par la modélisation unidimensionnelle développée au cours de la thèse. Nous allons donc par la suite introduire le jeu de données de la pompe primaire SPX (présenté en figure 5.21) au sein de cette modélisation du circuit primaire.

5.2.6 Modélisation des pompes primaires dans le réacteur

Le transitoire d'intérêt que l'on évoquera au paragraphe suivant est dissymétrique pour les pompes primaires. Pour cette raison, le choix est fait de modéliser les pompes primaires en deux groupes :

— un groupe représentant les pompes non-affectées par le grippage, modélisées de façon unidimensionnelle et pondérées d'un poids 3
— un groupe représentant seulement la pompe affectée par le grippage, modélisée de façon ponctuelle (modèle non prédictif demandant les cartes de performance en données d'entrée). Le choix de modéliser cette pompe affectée sans utiliser le modèle 1D permet de mieux isoler le comportement des autres pompes.

Les deux modélisations sont représentées sur la figure 5.27 proposée ci-après. La pompe modélisée en 0D est localisée en un seul point du maillage d'une conduite modélisée en 1D. Le delta de pression est donc introduit en ce seul point et n'est pas réparti le long de la roue et du redresseur contrairement aux pompes modélisées en 1D.

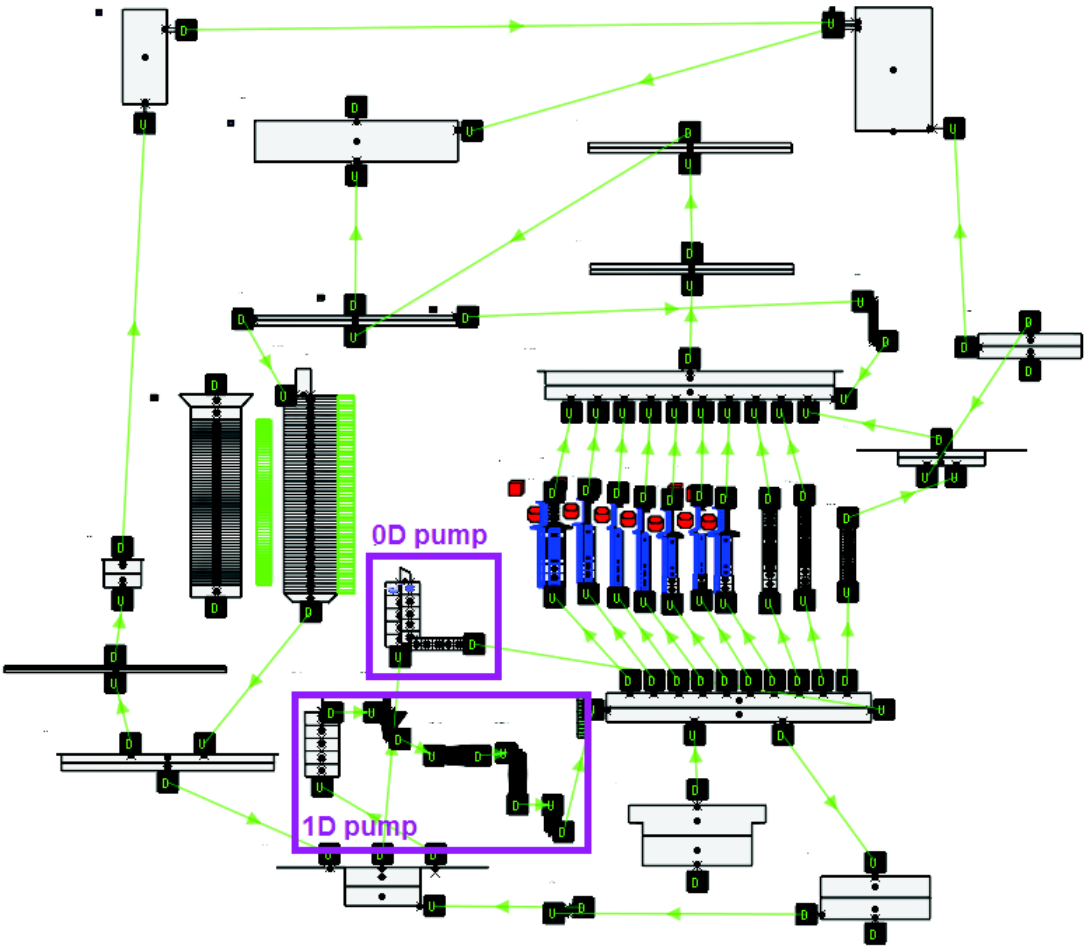


FIGURE 5.27 – Circuit primaire de Superphénix modélisé à partir d'éléments 0D et 1D

5.2.7 Propositions de poursuite de l'étude : simulation d'un transitoire d'intérêt et comparaison 0D-1D

Nous avons proposé une modélisation du circuit primaire du réacteur Superphénix contenant 3 pompes centrifuges modélisées de façon unidimensionnelle. Il est suggéré, pour poursuivre cette étude à l'échelle système, de simuler un transitoire de grippage d'une pompe parmi les quatre. On fera gripper la pompe que l'on a volontairement laissée modélisée en 0D, même si on aurait tout à fait pu simuler un grippage sur une pompe modélisée en 1D comme cela a été fait pour la pompe primaire N4 au chapitre précédent. Ce choix se justifie par la volonté d'isoler l'impact de la modélisation unidimensionnelle des pompes qui restent en fonctionnement, de celui de la modélisation 1D de la pompe subissant le grippage.

Transitoire de grippage d'une pompe

Le transitoire accidentel évoqué est un grippage instantané d'une pompe primaire parmi les quatre. Le grippage est un blocage du rotor de la pompe. Les principales causes potentielles d'un grippage peuvent être les dilatations thermiques entre la partie mobile et le corps de pompe, ou les conséquences d'un séisme qui peut désaxer l'ensemble composant la pompe. Une fois grippée, la pompe devient une perte de charge dans le circuit pour le reste du transitoire. Elle ne sera pas redémarrée et on n'autorisera pas un entrainement de la roue dans le sens inverse de rotation. On ne simule pas de clapet anti-retour, c'est-à-dire qu'on autorise un débit inverse dans la pompe grippée. Les autres pompes qui ne sont pas affectées par le grippage passent en sur-débit, ce qui induit un risque de cavitation.

C'est le phénomène de cavitation dans les pompes non-affectées que l'on souhaite étudier en particulier ici. Tout l'intérêt du modèle unidimensionnel de pompe développé dans le cadre de cette thèse réside dans son aspect prédictif et son système d'équations diphasiques, qui appliqués aux trois pompes non-affectées par le grippage, vont permettre d'étudier l'apparition de la cavitation.

Les grandeurs d'intérêt à analyser pour ce transitoire sont les suivantes :
— Débits et températures dans les assemblages du coeur
— Débit inverse dans la pompe grippée
— Débit dans les pompes en fonctionnement
— Taux de vide dans les pompes en fonctionnement

Approche comparative

Il n'y a pas eu de grippage de pompe réalisé sur le réacteur dans la réalité (transitoire hypothétique très sévère, que l'on étudie dans le cadre de la sûreté). Pour cette raison, nous ne disposons pas de données de qualification pour cet exercice. Cependant, le point intéressant serait de comparer les résultats obtenus dans le cadre d'une modélisation des pompes primaires entièrement en 0D non prédictif, et dans le cas où l'on a introduit le modèle unidimensionnel pour les trois pompes qui restent en fonctionnement suite au grippage. En effet, le modèle 0D non-prédictif ne permet pas de détecter la cavitation, ni de modéliser les écoulements diphasiques qui en découlent. C'est le bénéfice attendu du modèle 1D dans ce cadre. Par manque de temps, ces simulations restent à être entreprises et analysées. On pourra passer par l'étape intermédiaire de simulation de régimes cavitants à l'échelle de la pompe seule, comme cela a été réalisé sur DERAP au chapitre précédent, avant de simuler ce transitoire système. Des données de NPSH sont disponibles pour la pompe primaire SPX, ce qui permettra de vérifier en premier lieu la bonne occurrence de la cavitation en sodium dans la pompe. Les constantes du modèle de cavitation développé au cours de ces travaux (qui interviennent dans le δT_{cav}, voir chapitre 3) seront notamment à généraliser pour s'adapter à n'importe quel fluide.

5.3 Bilan et perspectives de modélisation en transitoire à l'échelle système

Ce chapitre avait pour but d'apporter une autre dimension aux travaux de recherche menés dans le cadre de cette thèse. En effet, au delà de la construction et de la qualification d'un modèle de pompe original, il s'agissait ici de l'utiliser dans un contexte d'étude de systèmes hydrauliques entiers. Cela permet d'une part de vérifier que le modèle de pompe est capable d'interagir correctement avec les autres composants d'un circuit (qualification sur la boucle DERAP par comparaison aux résultats expérimentaux), et d'autre part de montrer les applications possibles du modèle en lien avec les études de sûreté des réacteurs (étude du cas industriel).

D'autres cas de validation existent et mériteraient d'être utilisés pour étendre la qualification du modèle à l'échelle système (notamment la boucle expérimentale Bethsy [DGLM04]). Cela permettrait d'envisager des améliorations physiques ou numériques du modèle unidimensionnel de pompe en fonction des résultats obtenus sur ces cas proches de l'application industrielle finale.

Chapitre 6

Conclusions et perspectives

6.1 Bilan des travaux de recherche et conclusions

L'objectif de ces travaux de recherche était de pouvoir prédire, par la simulation, le comportement de pompes rotodynamiques lorsqu'elles font partie de modélisations de systèmes complexes tels qu'une boucle expérimentale ou un réacteur nucléaire. La contrainte associée était de respecter un temps de calcul très faible, compatible avec les utilisations classiques de codes de calcul transitoires de thermohydraulique à l'échelle système. Un exemple d'utilisation de tels codes de calcul est leur introduction en simulateurs de centrale nucléaire, avec lesquels des transitoires incidentels ou accidentels sont simulés en temps réel. Le temps de calcul doit donc être inférieur au temps simulé.

Le choix a été fait de construire un modèle unidimensionnel, où le fluide parcourt les éléments fixes et mobiles de la pompe suivant une ligne de courant représentant la trajectoire moyenne de l'écoulement. A partir de cette idée, un modèle, basé sur la réunion d'éléments unidimensionnels, a été développé dans le code de thermohydraylique système CATHARE-3 (ajout de la résolution dans un repère mobile et de nouveaux termes sources permettant de rendre compte du comportement de la machine). Il permet, par la description géométrique de la pompe, de prédire ses performances (pression produite, couple transmis au fluide). Ces travaux de modélisation ont été l'occasion de proposer de nouvelles expressions pour les corrélations de pertes et de déviation. Des nombres adimensionnels ont été introduits dans ces corrélations, ce qui a permis au modèle de pompe de s'adapter naturellement à chaque cas simulé. L'étude préliminaire de courbes de performance 4-quadrants a été fort utile dans ce cadre.

De nombreux cas tests ont été étudiés à l'échelle composant (6 pompes et un compresseur) et ont servi à la qualification du modèle dans diverses conditions de fonctionnement : fonctionnement monophasique sur une large gamme de débit, fonctionnement diphasique de type cavitation, de type injection de vapeur et de type entrainement de gaz incondensable, fonctionnement en transitoire rapide. Par la suite, le modèle a été testé à l'échelle d'une boucle système afin de qualifier son interaction avec d'autres composants. Enfin, un cas d'application industrielle a été présenté.

La diversité des géométries de machines testées permet d'avoir une assez bonne confiance dans les prédictions des performances en régime d'écoulement monophasique dans le premier quadrant de fonctionnement pour une large gamme de vitesses spécifiques (N_q = 10 à 120) et de dimensions (diamètre de roue allant de 20cm à 150cm). L'erreur relative sur la prédiction du point nominal pour l'ensemble de ces cas ne dépasse en général pas les 10% pour la hauteur et le couple. Sur une gamme de débit allant de 10% à 300% du débit nominal, l'erreur relative maximale est souvent inférieure à 20% excepté pour certains cas que l'on a pu expliquer. Afin d'étendre la gamme des vitesses spécifiques pour laquelle le modèle est qualifié, il faudrait ajouter au moins un cas test de machine axiale (vitesse spécifique très grande, ie. $N_q \sim 200$).

En ce qui concerne les simulations stationnaires en régime cavitant, on arrive à détecter le démarrage de la cavitation pour une pompe centrifuge mais on sous-estime la dégradation des performances en régime de cavitation développée. Il faudra également tester le modèle sur d'autres géométries de pompes dans ces conditions afin de généraliser le modèle cavitation développé dans le cadre de cette thèse. Concernant les régimes diphasiques d'injection de vapeur et d'entrainement de gaz, on a montré la possibilité de mener ce type de calculs mais il reste à poursuivre le travail de qualification effectué.

Pour les calculs transitoires, toujours en écoulement monophasique, la robustesse du code a été montrée par la simulation de transitoires sévères sans difficulté, que ce soit à l'échelle de la machine seule ou à l'échelle d'une boucle système.

Le calcul de démarrage très rapide d'une pompe (en moins d'une seconde) avec une pression amont faible induisant un comportement cavitant a posé des difficultés physico-numériques à cause de pics de pression importants. Cette étude doit être approfondie pour comprendre et améliorer le comportement du modèle dans ces situations.

L'étude d'un cas industriel a démarré. Cela a commencé par la modélisation de la pompe d'intérêt du système et la prédiction de ses performances. Le transitoire objectif et la modélisation proposée pour le circuit complet ont été présentés. L'étude nécessite d'être complétée par la simulation de la pompe en régime cavitant en fluide sodium et celle du transitoire système.

Pour les études réacteur, le choix d'une modélisation unidimensionnelle détaillant l'intérieur des machines, qui permet d'avoir accès à des grandeurs locales, est utile pour exploiter les données expérimentales fournies par l'instrumentation interne à la pompe, ceci afin de valider les calculs.

Au cours de ces travaux de thèse, on a eu l'occasion de modéliser plusieurs fluides, notamment l'eau, l'air et le sodium liquide. Le choix du code CATHARE-3 a été propice pour cela, car des corrélations ont été développées spécifiquement pour chaque fluide (lois d'échanges thermiques, frottements...) et de nombreuses tables thermodynamiques sont disponibles.

Après avoir mené ces travaux de recherche, on peut dire qu'utiliser un tel modèle de pompe prédictif pour simuler des transitoires systèmes est possible. Ces travaux ont cependant ouvert de nombreuses perspectives de modélisation physique qu'il serait intéressant de creuser, à la fois dans le but d'améliorer le modèle en continu et d'interagir avec d'autres échelles de modélisation.

6.2 Perspectives de travail

Plusieurs pistes d'approfondissement des travaux présentés dans ce mémoire existent. Elles peuvent être regroupées parmi les thèmes suivants :

1. Extension du domaine de validité du modèle
   — Modélisation de machines à géométrie axiale (hautes vitesses spécifiques)
   — Modélisation de machines multi-étagées
   — Test d'autres fluides de travail (fluides cryogéniques, CO2, azote...)

2. Utilisation de calculs tridimensionnels fins pour comparer/valider des phénomènes locaux
   — Validation des profils de vitesses et de pression internes à la machine
   — Validation du phénomène de déviation en sortie de roue
   — Etude/mise en évidence de la pré-rotation pour les machines modélisées
   — Etude de la stratification dans la roue en régime diphasique

3. Poursuite de la qualification du modèle en régimes diphasiques

— Etude de la cavitation dans d'autres pompes
— Qualification du modèle en régime d'injection d'air
— Simulation d'autres régimes eau-vapeur expérimentés sur EVA

4. Approche physico-numérique pour la gestion des pics de pression dus à la cavitation

5. Généralisation de la modélisation aux fonctionnements à débit et rotation inverse
   — Fonctionnement en mode turbine
   — Régimes dissipatifs
   — Passage d'un quadrant de fonctionnement à l'autre lors d'un scénario transitoire

6. Application aux réacteurs (transitoires utiles au concepteur et aux études de sûreté)
   — Pour la technologie RNR-Na : arrêt d'une pompe primaire (PP) sur inertie ; grippage d'une PP ; entrainement de gaz incondensable dans les PPs ; rupture de conduite LIPOSO ; perte générale d'alimentation électrique ;
   — Pour la technologie REP : brèches de tailles diverses sur le circuit primaire ; perte de refroidissement en situation de réacteur à l'arrêt.

6.3 Recommandations

Cette dernière partie a vocation à donner quelques recommandations pour le démarrage d'une nouvelle étude en utilisant ce modèle, ou pour participer au développement des corrélations qu'il contient.

6.3.1 Pour démarrer une nouvelle étude

En premier lieu, il convient de vérifier que l'on dispose des données géométriques appropriées, généralement définies au stade préliminaire du design (rayons et angles d'entrée et de sortie, sections de passage, nombre d'aubes). Il n'est pas nécessaire de disposer d'une géométrie détaillée (3D) de type CAO pour construire un jeu de données utilisant cette modélisation unidimensionnelle.

Le point nominal de la machine doit être renseigné en donnée d'entrée afin de permettre le calcul de la vitesse spécifique dans le modèle et son utilisation dans les corrélations de pertes et dans le modèle de cavitation.

La bonne définition des périmètres frottants le long de la machine est importante pour calculer correctement les pertes par frottement régulier. Il ne faut donc pas oublier la présence des aubes et le contact au niveau de la flasque avant et arrière.

Une convergence en maillage est imposée par le modèle sur l'élément représentant la roue. C'est-à-dire que tant que le maillage est trop grossier pour calculer correctement l'évolution du rayon moyen dans la roue jusqu'au rayon de sortie, le calcul ne sera pas lancé. On a fait le choix d'imposer cette condition afin d'assurer un bon calcul de l'accélération centrifuge dans la roue. Il n'y a pas de condition similaire pour les autres éléments, toutefois il est recommandé de vérifier la convergence en maillage au niveau des résultats obtenus.

Une fois le jeu de données réalisé, il est important de vérifier sa bonne construction en réalisant un calcul idéal (ie. en désactivant tous les modèles de pertes), le but étant de retrouver les équations d'Euler des turbomachines. Cela permet de se rassurer sur le comportement physique de la machine.

A la suite de ce calcul idéal, on peut réactiver les modèles de pertes et obtenir une prédiction réaliste des performances. Il faut penser à suivre la recommandation visant à utiliser le modèle de déviation de Stanitz [Sta52b] pour les pompes à faible angle de sortie des aubes et nombre d'aubes

important, tant que le modèle développé dans le cadre de cette thèse n'a pas été encore généralisé pour permettre de s'adapter à ces situations. Le jugement sur le modèle de déviation utilisé se fait en analysant la caractéristique de couple prédite. Seulement ensuite, on peut s'intéresser à l'effet des modèles de pertes visible sur la caractéristique de hauteur.

6.3.2 Pour développer les corrélations du modèle

Pour intervenir dans le modèle unidimensionnel développé, il serait bien de respecter la philosophie de modélisation adoptée au cours de ces travaux. En quelques mots, cela consiste à choisir ou à construire des corrélations simples et génériques, qui fonctionnent dans l'ensemble des cas même si on y perd légèrement sur la précision des prédictions. Sans cela, le modèle unidimensionnel de pompe pourra difficilement être prédictif pour de nouvelles géométries modélisées.

De plus, on souhaite éviter au maximum de dégrader la robustesse du code en introduisant des modèles instables et/ou discontinus.

A chaque modification physique ou numérique du modèle, on fera l'effort de revalider les résultats obtenus sur l'ensemble des cas tests qui constituent maintenant la base de qualification du modèle. On essayera également de systématiquement compléter la base de qualification en ajoutant des nouveaux tests, ce qui accroîtra la confiance dans le modèle.

Bibliographie

[Ahn17] S. H. Ahn et al. Hyperbolicity and numerics in SYS-TH codes : The FONESYS point of view. *Nuclear Engineering and Design*, 322 :227–239, 2017.

[AOI+09] E. Ayder, C. Ozgur, A.N. Ilikan, L. Kavurmacioglu, M. Sen, and K. Kirkkopru. Experimental investigation of the complete characteristics of rotodynamic pumps. In *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting (FEDSM2009)*, Vail USA, August 2-6, 2009.

[ATAM11] T. Ardiansyah, M. Takahashi, M. Asaba, and K. Miura. Cavitation damage in flowing liquid sodium using Venturi test section. *Journal of Power and Energy Systems*, 5 :77–85, 2011.

[ATN09] T. Ardiansyah, M. Takahashi, and M. Nakagawa. Effect of argon gas injection on acoustics noise and onset of sodium cavitation in Venturi. In *13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13)*, Kanazawa Japan, September 27 - October 2, 2009.

[ATY+08] T. Ardiansyah, M. Takahashi, Y. Yoshizawa, M. Nakagawa, K. Miura, and M. Asaba. Acoustic noise and onset of sodium cavitation in Venturi. In *6th Japan-Korea Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety*, Okinawa Japan, 2008.

[ATY+10] T. Ardiansyah, M. Takahashi, Y. Yoshizawa, M. Nakagawa, M. Asaba, and K. Miura. Numerical simulation of cavitation for comparison of sodium and water flows. In *Proceedings of the 18th International Conference on Nuclear Engineering (ICONE-18)*, Xian China, May 17-21, 2010.

[ATY+11] T. Ardiansyah, M. Takahashi, Y. Yoshizawa, M. Nakagawa, K. Miura, and M. Asaba. The onset of cavitation and the acoustic noise characteristics of sodium flow in a Venturi. *Journal of Power and Energy Systems*, 5 :33–44, 2011.

[Bac06] T. W. Von Backstrom. A unified correlation for slip factor in centrifugal impellers. *Journal of Turbomachinery*, 128 :1–10, 2006.

[Bar92] F. Barre. CATHARE 2 v1-2 v1-2e v1-3 and v1-3e : 1-Dimensional two fluid model. *STR/LML-EM/91-12*, 1992.

[Bar12] K. Barthelemy. Propulsion à froid. *Dossier*, 98, 2012.

[BB90] F. Barre and M. Bernard. The CATHARE code strategy and assessment. *Nuclear Engineering and Design*, 124 :257–284, 1990.

[BB99] S. Bolpaire and J. P. Barrand. Experimental study of the flow in the suction pipe of a centrifugal pump at partial flow rates in unsteady conditions. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 121 :291–295, 1999.

[BBC02] S. Bolpaire, J. P. Barrand, and G. Caignaert. Experimental study of the flow in the suction pipe of a centrifugal impeller : steady conditions compared with fast start-up. *International Journal of Rotating Machinery*, 8(3) :215–222, 2002.

[BDB+19] E. Benichou, G. Dufour, Y. Bousquet, N. Binder, A. Ortolan, and X. Carbonneau. Body force modeling of the aerodynamics of a low-speed fan under distorted inflow. In *13th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics (ETC-13)*, Lausanne Switzerland, April 8-12, 2019.

[Bes90] D. Bestion. The physical closure laws in the CATHARE code. *Nuclear Engineering and Design*, 124 :229–245, 1990.

[Bes17] D. Bestion. *The structure of the system thermal-hydraulic (SYS-TH) code for nuclear energy applications. Chapter of Thermal-Hydraulics of Water Cooled Nuclear Reactors.* Elsevier, 2017.

[BGC93] J. P. Barrand, N. Ghelici, and G. Caignaert. Unsteady flow during fast start up of a centrifugal pump. *ASME FED Pumping Machinery*, 154 :143–150, 1993.

[BL19] W. Benguigui and J. Laviéville. Moving solids every way in multiphase flows with Neptune-CFD. *User Meeting EDF Lab Saclay*, 2019.

[BLSBI12] A.C. Bayeul-Laine, S. Simonet, G. Bois, and A. Issa. Two-phase numerical study of the flow field formed in water pump sump : influence of air entrainement. *IOP Conference Series : Earth and Environnemental Science*, 15, 2012.

[BM15] D. Bestion and L. Matteo. Scaling considerations about LWR core thermalhydraulics. In *16th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-16)*, Chicago USA, August 30 - September 4, 2015.

[BO17] F. Boyer and P. Omnes. Benchmark proposal for the FVCA8 conference : Finite volume methods for the Stokes and Navier-Stokes equations. In *International Conference on Finite Volumes for Complex Applications*, Lille France, June 12-17, 2017.

[Bol00] S. Bolpaire. *Etude des écoulements instationnaires dans une pompe en régime de démarrage ou régime établi.* PhD thesis, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2000.

[BP96] J. P. Barrand and A. Picavet. Qualitative flow visualizations during fast start up of centrifugal pumps. In *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*, volume Vol. 2 Group 5, pages 671–675, Valencia Spain, September 16-19, 1996.

[BSAB93] J. S. Bollinger, J. D. Sterrett, J. L. Anderson, and T. J. Boucher. Appendix SET-TMP-PT of the experiment operating specification for the Savannah river one-fourth linear scale, one-sixth sector, Tank/Muff/Pump (TMP) Separate Effects Tests (SET) experiment series. *Report EGG-NRE- 10722 WSRC-TR-93-187*, 1993.

[BSNH15] A. Bieberle, T. Schafer, M. Neumann, and U. Hampel. Validation of high-resolution gamma-ray computed tomography for quantitative gas holdup measurements in centrifugal pumps. *IOP Publishing Measurement Science and Technology*, 26 :095304, 2015.

[BSNH16] A. Bieberle, T. Schafer, M. Neumann, and U. Hampel. High-resolution gamma-ray tomography for two-phase flow investigations in centrifugal pumps. In *Specialists Workshop on Advanced Instrumentation and Measurement Techniques for Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (SWINTH)*, Livorno Italy, June 15-17, 2016.

[BT16] M. Beck and P. U. Thamsen. How to design a centrifugal pump with constant power consumption for all flow rates. In *16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-16)*, Honolulu USA, April 10-15, 2016.

[Bus28] A. Busemann. Das Forderhohenverhaltniss radialer Kreiselpumpen mit logarithmischspiraligen Schaufeln. *Z. Angew. Math. Mech.*, 8 :372–384, 1928.

[CAT08] Equipe CATHARE. CATHARE Description of the pump 0D sub-module. *DER/SSTH/LDAS/EM/2008-048*, 2008.

[CAT15] Equipe CATHARE. CATHARE Dictionnary of operators and directives. *DEN/DANS/DM2S/STMF/LMES*, 2015.

[CBG+77] R. Chabassier, J. Blateyron, P. Guiton, R. Canavelis, J. Roumailhac, and M. Gravier. Les pompes primaires à sodium de Phénix et Superphénix. *LHB/No7/8*, 1977.

[CDG82] P. Courbiere, J. Defaucheux, and P. Garnaud. Acoustic methods in sodium flow for characterising pump cavitation and noise erosion correlations. In *International symposium on cavitation noise*, volume CEA-CONF-6734, Phoenix USA, November 14-19, 1982.

[CEA12] CEA. Les Réacteurs à Neutrons Rapides de 4ème génération à caloporteur sodium. le démonstrateur technologique ASTRID. *Direction de l'Energie Nucléaire du Commissariat à l'Energie Atomique*, 2012.

[CEA14a] CEA. Historique et bilan de fonctionnement des RNR-Na. *Disponible en téléchargement sur www.cea.fr*, 2014.

[CEA14b] CEA. La technologie des RNR-Na. *Disponible en téléchargement sur www.cea.fr*, 2014.

[CGP13] A. Couzinet, L. Gros, and D. Pierrat. Characteristics of centrifugal pumps working in direct or reverse mode : focus on the unsteady radial thrust. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013, Article ID 279049, 2013.

[CGP15] A. Couzinet, L. Gros, and D. Pierrat. Part load flow and hydrodynamic instabilities of a centrifugal pump - part 2 : numerical simulations. In *ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference (AJK2015)*, volume AJK2015-140445, July 26-31, 2015.

[CGPL11] A. Couzinet, L. Gros, D. Pierrat, and L. Landry. 4-quadrant characteristics of centrifugal pump and unsteady computations of abnormal operating points. In *27th International Pump Users Symposium*, September 12-15, 2011.

[Chi06] R. V. Chima. A Three-Dimensional unsteady CFD model for compressor stability. In *ASME Turbo Expo*, Barcelona Spain, May 8-11, 2006.

[CMRS19] E. Casartelli, L. Mangani, A. Del Rio, and A. Schmid. Capturing S-shape of pump-turbines by CFD simulations using an anisotropic turbulence model. In *ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference AJKFLUIDS2019*, San Francisco USA, July 28-August 1, 2019.

[Cot19] V. Cottarel. Prédiction des performances d'un compresseur radial avec le code CATHARE-3 - mémoire de stage de fin d'études. *STMF/LMES/NT/2019-65029/A*, 2019.

[Cou79] P. Courbiere. Sodium cavitation erosion testing. In *6th Conference on Fluid Machinery*, Budapest Hungary, September 17-22, 1979.

[Cou81] P. Courbiere. Cavitation erosion in sodium flow - sodium cavitation tunnel testing. In *Symposium on Cavitation Erosion in Fluid Systems*, Boulder USA, June 20-24, 1981.

[Cou84] P. Courbiere. An acoustic method for characterizing the onset of cavitation in nozzles and pumps. In *ASME Symposium on Flow Induced Vibration*, New Orleans USA, December 9-13, 1984.

[Cou85] P. Courbiere. Cavitation erosion in a 400 °C sodium flow. In *Specialists meeting on cavitation criteria for designing mechanisms working in sodium : application to pumps*, Interatom GmbH Germany, October 28-30, 1985.

[CR10] M. Casey and C. Robinson. A new streamline curvature Throughflow method for radial turbomachinery. *Journal of Turbomachinery*, 132 :1–10, 2010.

[Cre83] F. De Crecy. 2 phase - 2 pressure model application to an axial pump model. In *European Two Phase Flow Group Meeting*, Zurich Switzerland, June 14-17, 1983.

[DCB07] A. Dazin, G. Caignaert, and G. Bois. Transient behavior of turbomachineries : applications to radial flow pump startups. *Journal of Fluids Engineering*, 129, 2007.

[DCDD+10] S. Duplaa, O. Coutier-Delgosha, A. Dazin, O. Roussette, G. Bois, and G. Caignaert. Experimental study of a cavitating centrifugal pump during fast startups. *Journal of Fluids Engineering*, 132, 2010.

[DCDDB13] S. Duplaa, O. Coutier-Delgosha, A. Dazin, and G. Bois. X-ray measurements in a cavitating centrifugal pump during fast start-ups. *Journal of Fluids Engineering*, 135, 2013.

[DCDT15] A. Dazin, G. Caignert, and G. Dauphin-Tanguy. Model based analysis of the time scales associated to pump start-ups. *Nuclear Engineering and Design*, 293 :218–227, 2015.

[DGLM04] I. Dor, G. Geffraye, G. Lavialle, and T. Mieusset. Recent improvements of physical models in the CATHARE code and their validation. In *12th International Conference on Nuclear Engineering (ICONE12)*, pages 681–691, Arlington USA, April 25-29, 2004.

[DH14] S. L. Dixon and C. A. Hall. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery.* BH Elsevier, 2014.

[DJ85] R. P. Dring and H. D. Joslyn. Through-Flow modeling of axial turbomachinery. In *International Gas Turbine Symposium and Exposition*, Beijing China, September 1-7, 1985.

[DO89] R. P. Dring and G. C. Oates. Through-Flow theory fo nonaxisymmetric turbomachinery flow. In *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Toronto Canada, June 4-8, 1989.

[Dou89] H. Dou. A method of predicting the energy losses in vaneless diffusers of centrifugal compressors. In *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Toronto Canada, June 4-8, 1989.

[DRC18] S. Deniz, A. Del Rio, and E. Casartelli. Experimental and numerical investigation of the speed-no-load instability of a low specific speed pump-turbine with focus on the influence of turbulence models. In *29th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Kyoto Japan, September 17-21, 2018.

[Dup08] S. Duplaa. *Etude expérimentale du fonctionnement cavitant d'une pompe lors de séquences de démarrage rapide.* PhD thesis, Arts et Métiers ParisTech, 2008.

[Eck72] B. Eck. *Ventilatoren.* Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1972.

[EDF16] EDF. Déconstruction du réacteur Superphénix. *Disponible en téléchargement sur www.edf.fr*, 2016.

[EN13] M. A. El-Naggar. A one-dimensional flow analysis for the prediction of centrifugal pump performance characteristics. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013, 2013.

[ES18] A. El-Saied. Centrifugal pump performance prediction : CFD and Input/Output model comparison. *Master Thesis*, 2018.

[ESGB11] P. Emonot, A. Souyri, J.L. Gandrille, and F. Barre. CATHARE-3 : A new system code for thermal-hydraulics in the context of the NEPTUNE project. *Nuclear Engineering and Design*, 241 :4476–4481, 2011.

[FA73] R. F. Farman and N. R. Anderson. A pump model for Loss-of-Coolant Accident Analysis. In *National Topical Meeting on Water Reactor Safety*, volume CONF-730-304, pages 569–580, Salt Lake City USA, 1973.

[Fon13] B. Fontaine et al. Recent analyses of PHENIX end of life tests and perspectives. In *FR-13*, Paris France, 2013.

[FR80] B. Faydide and J.C. Rousseau. Two-phase flow modeling with thermal and mechanical non equilibrium. In *European Two Phase Flow Group Meeting*, Glasgow UK, 1980.

[Fra81] W. H. Fraser. Flow recirculation in centrifugal pumps. In *Proceedings of the Tenth Turbomachinery Symposium*, Texas USA, December 1981.

[Fra94] P. L. Fraenkel. *Les machines élévatoires*. FAO Rome, 1994.

[Fra95] J. P. Franc. La cavitation - mécanismes physiques et aspects industriels. *Presses Universitaires de Grenoble*, 1995.

[GAF+11] G. Geffraye, O. Antoni, M. Farvacque, D. Kadri, G. Lavialle, B. Rameau, and A. Ruby. CATHARE 2 v2.5_2 : A single version for various applications. *Nuclear Engineering and Design*, 241 :4456–4463, 2011.

[GB94] G. Geffraye and D. Bestion. Assessment of the CATHARE 1D pump model. *Nuclear Engineering and Design*, 149 :117–128, 1994.

[GCPL11] L. Gros, A. Couzinet, D. Pierrat, and L. Landry. Complete pump characteristics and 4-quadrant representation investigated by experimental and numerical approaches. In *ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference (AJK2011-FED)*, volume AJK2011-06067, July 24-29, 2011.

[Gef05] G. Geffraye et al. Overview of gas cooled reactors' applications with CATHARE. In *11th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-11)*, Avignon France, October 2-6, 2005.

[GGF19] A. Gerschenfeld, Y. Gorsse, and G. Fauchet. Development of a polyhedral staggered mesh scheme ; application to subchannel and CFD SFR thermal hydraulics. In *18th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-18)*, Portland USA, August 18-22, 2019.

[Ghe93] N. Ghelici. *Etude du régime transitoire de démarrage rapide d'une pompe centrifuge*. PhD thesis, Université des sciences et technologies de Lille, 1993.

[GNC16] Z. Giljen, M. Nedeljkovic, and Y.G. Cheng. Pump-turbine characteristics for analysis of unsteady flows. In *28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Grenoble France, July 4-8, 2016.

[Gro15] A. D. Grosvenor et al. High resolution RANS nonlinear harmonic study of stage 67 tip injection physics. *Journal of Turbomachinery*, 137 :051005–1, 2015.

[Gui78] J. Guidez. Théorie de la similitude des turbomachines. *SDER 78/667*, 1978.

[Gul14] J. F. Gulich. *Centrifugal Pumps*. Springer, 2014.

[Guy19] E. Guyomard. Validation du modèle unidimensionnel de pompe de CATHARE-3 : essais monophasiques RRA et essais diphasiques EVA - mémoire de stage de fin d'études. *STMF/LMES/NT/2019-65028/A/DR/A*, 2019.

[HA71] F. H. Harlow and A. A. Amsden. A numerical fluid dynamics calculation method for all flow speeds. *Journal of Computational Physics*, 8 :197–213, 1971.

[Ham68] F. G. Hammitt. Cavitation phenomena in liquid metals. *La houille blanche*, 1 :31–36, 1968.

[HCSW95] M.D. Hathaway, R.M. Chriss, A.J. Strazisar, and J.R. Wood. Laser anemometer measurements of the three-dimensional rotor flow field in the NASA Low-Speed Centrifugal Compressor. *ARL-TR-333 technical paper*, 1995.

[Her08] A. Hernandez-Rossette et al. Unsteady 3-D conjugated heat transfer simulation of a thermal barrier coated gas turbine bucket. In *ASME Turbo Expo*, Berlin Germany, June 9-13, 2008.

[HG92] P. Van Den Hove and G. Geffraye. The CATHARE code one-dimension pump model. In *5th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-5)*, Salt Lake City USA, September 21-24, 1992.

[Ide79] I. E. Idel'cik. *Memento des pertes de charge.* Eyrolles, 1979.

[JZR+10] C. Ji, J. Zou, X.D. Ruan, P. Dario, and X. Fu. A new correlation for slip factor in radial and mixed-flow impellers. In *Proc. IMechE - J. Power and Energy*, volume Vol. 225 Part A, 2010.

[Kna37] R. T. Knapp. Complete characteristics of centrifugal pumps and their use in prediction of transient behaviour. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 59 :683–689, 1937.

[KOKL17] A. Kara-Omar, A. Khaldi, and A. Ladouani. Prediction of centrifugal pump performance using energy loss analysis. *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 15 :3 :210–221, 2017.

[Kol02] N. I. Kolev. *Multiphase Flow Dynamics 1 - Fundamentals.* Springer, 2002.

[Lav15] G. Lavialle. CATHARE3 code General description. *DEN/DANS/DM2S/STMF/LMES*, 2015.

[LHM13] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M. O. McLinden. NIST standard reference database 23 : reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP. *Standard Reference Data Program Version 9.1*, 2013.

[LJ04] Y. M. Lahssuny and W. Jedral. Universal correlations for predicting complete pump performance characteristics. *Institute of Heat Engineering*, Nr89-90, 2004.

[Lym92] F. A. Lyman. On the conservation of rothalpy in turbomachines. In *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Cologne Germany, June 1-4, 1992.

[Mac85] E. Macchi. The use of radial equilibrium and streamline curvature methods for turbomachinery design and prediction. *Thermodynamics and fluid mechanics of turbomachinery, NATO Science Series E*, 1 :133–166, 1985.

[Mat16] L. Matteo. Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel. Bilan de 1ere année de thèse. *STMF/LMES/NT/17-006/A*, 2016.

[Mat17] L. Matteo. Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel. Bilan de 2eme année de thèse. *STMF/LMES/NT/2017-62225/A*, 2017.

[Mat18] L. Matteo. Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel. Bilan de 3eme année de thèse. *STMF/LMES/NT/2018-63268/A*, 2018.

[Mat19] L. Matteo. Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel. Mémoire de thèse. *STMF/LMES/NT/2019-65845/A*, 2019.

[MBT15] G. Mauger, F. Bentivoglio, and N. Tauveron. Description of an improved turbomachinery model to be developed in the CATHARE-3 code for ASTRID power conversion system application. In *16th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-16)*, Chicago USA, August 30 - September 4, 2015.

[MC78] I. K. Madni and E. Cazzoli. A single phase pump model for analysis of LMFBR heat transport systems. *NUREG/CR-0240*, 1978.

[MCDT19] L. Matteo, F. Cerru, A. Dazin, and N. Tauveron. Investigation of the pump, dissipation and inverse turbine operating modes using the CATHARE-3 one-dimensional rotodynamic pump model. In *ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference AJKFLUIDS2019*, San Francisco USA, July 28-August 1, 2019.

[MDT18] L. Matteo, A. Dazin, and N. Tauveron. Development and validation of a one-dimensional transient rotodynamic pump model at component scale. In *29th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Kyoto Japan, September 17-21, 2018.

[MDT19a] L. Matteo, A. Dazin, and N. Tauveron. Modelling of a centrifugal pump using the CATHARE-3 one-dimensional transient rotodynamic pump model. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 12 No. 2, 2019.

[MDT19b] L. Matteo, A. Dazin, and N. Tauveron. Qualification of the CATHARE-3 one-dimensional transient rotodynamic pump model on DERAP two-phase cavitating tests. In *International Congress on Advances in Nuclear Power Plants (ICAPP-2019)*, Juan-les-Pins France, May 12-15, 2019.

[MEV+14] J. Perez Manes, V. H. Sanchez Espinoza, S. Chiva Vicent, M. Bottcher, and R. Stieglitz. Validation of Neptune-CFD two-phase flow models using experimental data. *Science and Technology of Nuclear Installations*, page 185950, 2014.

[MGDT19] L. Matteo, P. Gyomlai, A. Dazin, and N. Tauveron. A rotodynamic pump seizure transient simulated using the CATHARE-3 one-dimensional pump model. In *18th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-18)*, Portland USA, August 18-22, 2019.

[MH89] J.C. Micaelli and P. Van Den Hove. The CATHARE code one-dimension pump model. *SETh/LEML-EM/89-158*, 1989.

[MLM+15] N. Mérigoux, J. Laviéville, S. Mimouni, M. Guingo, and C. Baudry. Verification, validation and application of Neptune-CFD to two-phase pressurized thermal shocks. In *16th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-16)*, Chicago USA, August 30 - September 4, 2015.

[MM18] R. Moral and L. Matteo. Validation d'un modèle de pompe rotodynamique - mémoire de stage de fin d'études. *STMF/LMES/NT/2018-63051/A/DR*, 2018.

[MMDT19a] L. Matteo, G. Mauger, A. Dazin, and N. Tauveron. Simulation of a radial pump fast startup and analysis of the loop response using a transient 1D mean stream line based model. *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*, Vol. 4 Issue 4 No. 38, 2019.

[MMDT19b] L. Matteo, R. Moral, A. Dazin, and N. Tauveron. Modelling of a radial pump fast startup with the CATHARE-3 code and analyse of the loop response. In *13th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics (ETC-13)*, Lausanne Switzerland, April 8-12, 2019.

[MMT18] L. Matteo, G. Mauger, and N. Tauveron. Modelling of a converging/diverging tube using CATHARE-3 two-phase flow system code for sodium cavitation studies. In *29th*

IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Kyoto Japan, September 17-21, 2018.

[Moo44] L. F. Moody. Friction factors for pipe flow. *Trans. ASME*, 66 :671, 1944.

[MT16] L. Matteo and N. Tauveron. Courbes 3-quadrants best-estimate et pénalisées de la pompe primaire Superphénix à utiliser pour modéliser les pompes primaires ASTRID avec le code CATHARE. *STMF/LMES/NT/16-015/C*, 2016.

[MTBR19] G. Mauger, N. Tauveron, F. Bentivoglio, and A. Ruby. On the dynamic modeling of brayton cycle power conversion systems with the CATHARE-3 code. *Energy*, 168 :1002–1016, 2019.

[Ndj07] M. Ndjinga. Influence of interfacial pressure on the hyperbolicity of the two-fluid model. *C. R. Acad. Sci. Paris*, Ser. I 344 :407–412, 2007.

[Nuc10] Autorité de Sûreté Nucléaire. Le vieillissement des cuves des réacteurs électronucléaires, son suivi par EDF et l'examen par l'ASN de la démonstration de tenue en service des cuves. *Disponible en téléchargement sur www.asn.fr*, 2010.

[Nuc13] Autorité de Sûreté Nucléaire. Les échelles de classement des incidents et accidents nucléaires et des évènements en radiaprotection. *Disponible en téléchargement sur www.irsn.fr*, 2013.

[PB96] A. Picavet and J. P. Barrand. Fast start up of a centrifugal pump - experimental study. In *Pump Congress*, pages 3–11, Karlsruhe Germany, September 30 - October 2, 1996.

[PC01] K.S. Paeng and M.K. Chung. A new slip factor for centrifugal impellers. *Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part A*, 215 :645–649, 2001.

[Pel04] M. Pellissier. CATHARE 2 v2.5 Non regression test report on EVA pump experiments. *DER/SSTH/LDAS/EM/2004-016*, 2004.

[Pfl61] C. Pfleiderer. *Die Kreiselpumpen.* Springer-Verlag Berlin Gottingen Heidelberg, 1961.

[Pic96] A. Picavet. *Etude de phénomenes hydrauliques transitoires lors du démarrage rapide d'une pompe centrifuge.* PhD thesis, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 1996.

[PW13] M. V. Petrovic and A. Wiedermann. Through-Flow analysis of air-cooled gas turbines. *Journal of Turbomachinery*, 135 :1–8, 2013.

[QJZA11] X. Qiu, D. Japikse, J. Zhao, and M. R. Anderson. Analysis and validation of a unified slip factor model for impellers at design and off-design conditions. *Journal of Turbomachinery*, 133 :1–10, 2011.

[RB99] H. Ramos and A. Borga. Pumps as turbines : an unconventional solution to energy production. *Urban Water*, 1 :261–263, 1999.

[RMH57] J. M. Robertson, J. H. McGinley, and J. W. Holl. On several laws of cavitation scaling. *La houille blanche*, 4 :540–554, 1957.

[RSS03] P.P. Rautaheimo, E.J. Salminen, and T.L. Siikonen. Numerical simulation of the flow in the NASA Low-Speed Centrifugal Compressor. *International Journal of Turbo and Jet Engines*, 20 :155–170, 2003.

[SBNH15] T. Schafer, A. Bieberle, M. Neumann, and U. Hampel. Application of gamma-ray computed tomography for the analysis of gas holdup distributions in centrifugal pumps. *Flow Measurement and Instrumentation*, 46 :262–267, 2015.

[SHB+19] Q. Si, W. He, G. Bois, Q. Cui, S. Yuan, and K. Zhang. Experimental and numerical studies on flow characteristics of centrifugal pump under air-water inflow. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 12 No. 1, 2019.

[SR16] C. Stens and S. Riedelbauch. Investigation of a fast transition from pump mode to generating mode in a model scale reversible pump turbine. In *28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Grenoble France, July 4-8, 2016.

[Sta52a] J. D. Stanitz. One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial- and mixed-flow centrifugal compressors, including effects of friction, heat transfer and area change. *Technical Note 2610*, 1952.

[Sta52b] J. D. Stanitz. Some theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial and mixed-flow centrifugal compressors. *Trans. ASME*, 74 :473–497, 1952.

[Ste61] A. J. Stepanoff. *Pompes centrifuges et pompes hélices*. Dunod, 1961.

[Sto27] A. Stodola. *Steam and Gas Turbines*. McGraw-Hill New York, 1927.

[Sut66] P. Suter. Representation of pump characteristics for calculation of water hammer. *Sulzer Technical Review*, Research No. 66 :45–48, 1966.

[Tau06] N. Tauveron. *Simulation numérique et analyse du déclenchement et du développement des instabilités axiales dans les turbomachines. Application à un transitoire de bréche dans un réacteur nucléaire à hélium*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2006.

[TEdLdMF17] N. Tonello, Y. Eude, B. de Laage de Meux, and M. Ferrand. Frozen rotor and sliding mesh models applied to the 3D simulation of the Francis-99 tokke turbine with Code_Saturne. In *Francis-99 Workshop 2 : transient operation of Francis turbines - IOP Conference Series Journal of Physics*, volume 782, 2017.

[Ten12] D. Tenchine et al. Status of CATHARE code for Sodium cooled Fast Reactors. *Nuclear Engineering and Design*, 245 :140–152, 2012.

[TPGV12] D. Tenchine, D. Pialla, P. Gauthé, and A. Vasile. Natural convection test in Phenix reactor and associated CATHARE calculation. *Nuclear Engineering and Design*, 253 :23–31, 2012.

[Vas92] A. Vaschy. Sur les lois de similitude en physique. *Annales Télégraphiques*, 19 :25–28, 1892.

[VFB19] M. Vernassiere, P. Fillion, and D. Bestion. A mechanistic flashing model for critical flowrate prediction using CATHARE-3 system code. In *International Congress on Advances in Nuclear Power Plants (ICAPP-2019)*, Juan-les-Pins France, May 12-15, 2019.

[Whi74] A. Whitfield. Slip factor of a centrifugal compressor and its variation with flow rate. In *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers*, volume 188 - 32/74, 1974.

[Wie67] F. J. Wiesner. A review of slip factors for centrifugal impellers. *Journal of Engineering for Power*, 89 :558–572, 1967.

[Wis47] G. F. Wislicenus. *Fluid Mechanics of Turbomachinery*. McGraw-Hill New York, 1947.

[Zha16] Zh. Zhang. Transient flows in a pipe system with pump shut-down and the simultaneous closing of a spherical valve. In *28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Grenoble France, July 4-8, 2016.

[ZS82] D.J. Zigrang and N.D. Sylvester. Explicit approximations to the solution of colebrook's friction factor equation. *AIChE Journal*, 28 :514–515, 1982.

Chapitre 7

ANNEXES

ANNEXE 1 : Autres jeux de données et résultats de vérification

7.1 Construction et présentation des jeux de données élémentaires

7.1.1 Pompe centrifuge RRA - Nq=35

Le jeu de données CATHARE de la pompe RRA modélisée en une dimension est visible sur la figure 7.1 ci-dessous.

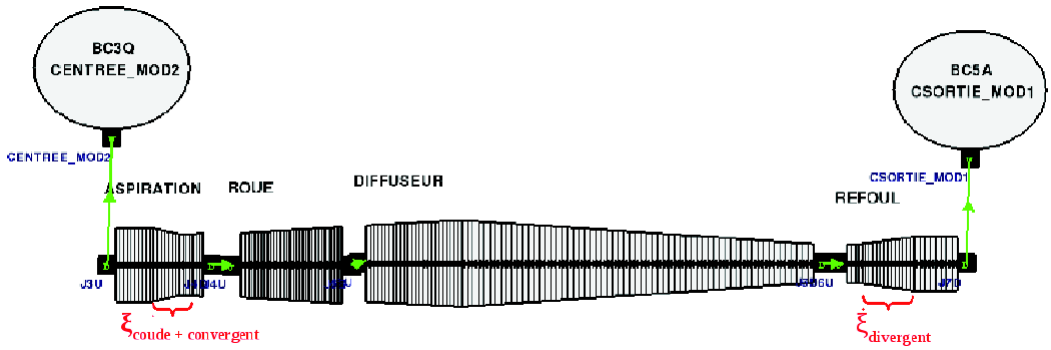


FIGURE 7.1 – Modélisation 1D appliquée à la pompe RRA900 (sections méridiennes)

Cette pompe a la particularité d'avoir des conduites amont et aval possédant des convergents, divergents et coudes dont il est nécessaire de tenir compte en terme de pertes de charge singulière. Ce travail de modélisation est décrit en détails dans le rapport de stage de fin d'études d'Emilien Guyomard [Guy19].

7.1.2 Compresseur centrifuge NASA-LSCC - Nq=47

Le jeu de données CATHARE du compresseur centrifuge modélisé en une dimension est visible sur la figure 7.2 ci-dessous. Pour ce cas de validation, les mesures expérimentales ont été menées en entrée et sortie de roue ainsi qu'à l'intérieur, c'est donc la seule partie qu'il est nécessaire de bien modéliser. On focalisera donc l'attention sur cet élément par la suite.

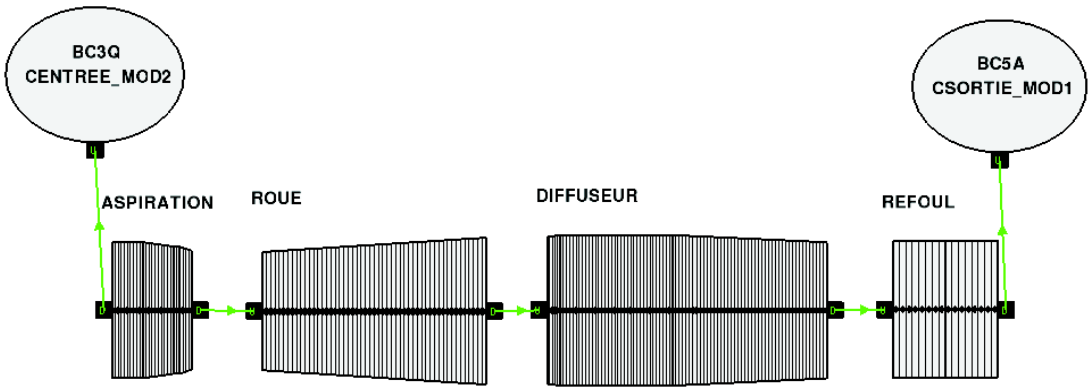


FIGURE 7.2 – Modélisation 1D appliquée au compresseur NASA-LSCC (sections méridiennes)

Le travail de modélisation de ce compresseur est décrit en détails dans le rapport de stage de fin d'études de Valentin Cottarel [Cot19].

7.1.3 Pompe centrifuge ME250315 - Nq=70

Le jeu de données CATHARE de la pompe centrifuge ME250315 modélisée en une dimension est présenté sur la figure 7.3 ci-dessous. Cette pompe ne dispose pas de diffuseur. L'élément appelé "DIFFUSEUR" dans le jdd représente en fait le jeu roue-volute modélisé comme un petit diffuseur lisse, suivi de la volute proprement dite.

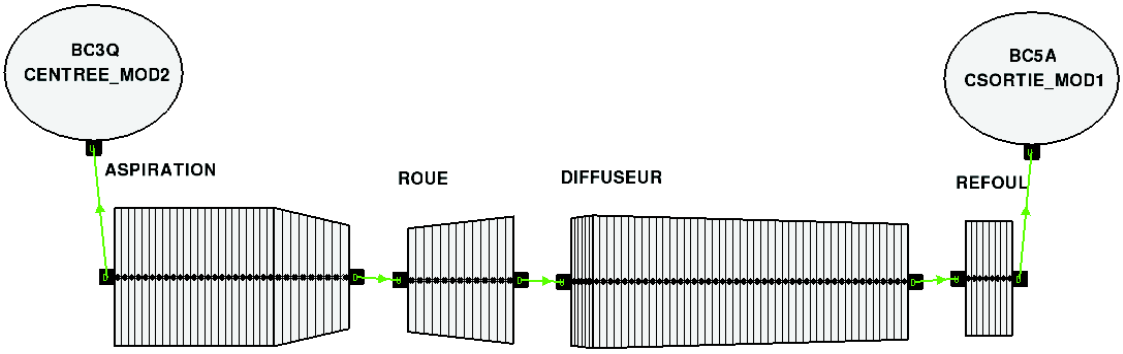


FIGURE 7.3 – Modélisation 1D appliquée à la pompe ME250315 (sections méridiennes)

Les travaux de modélisation et de qualification sur cette pompe sont décrits en détails dans l'article de conférence Matteo et al [MCDT19].

7.1.4 Pompe hélico-centrifuge EVA - Nq=100

Le jeu de données CATHARE de la pompe hélico-centrifuge EVA modélisée en une dimension est présenté sur la figure 7.4 ci-dessous. La pompe EVA dispose d'un diffuseur aubé en aval de la roue, suivi d'une volute contenant également des aubes directrices. On tient compte de la présence de ces aubes via la définition d'un périmètre frottant adapté.

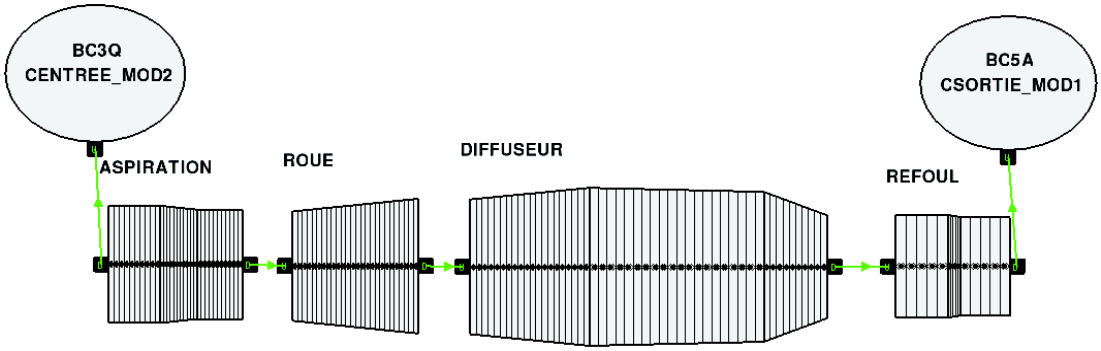


FIGURE 7.4 – Modélisation 1D appliquée à la pompe EVA (sections méridiennes)

7.2 Prédiction des performances idéales dans un but de vérification

7.2.1 Pompe centrifuge RRA - Nq=35

La hauteur et le couple idéaux prédits par le modèle pour la pompe RRA (figures 7.5 et 7.6) sont superposés aux courbes d'Euler.

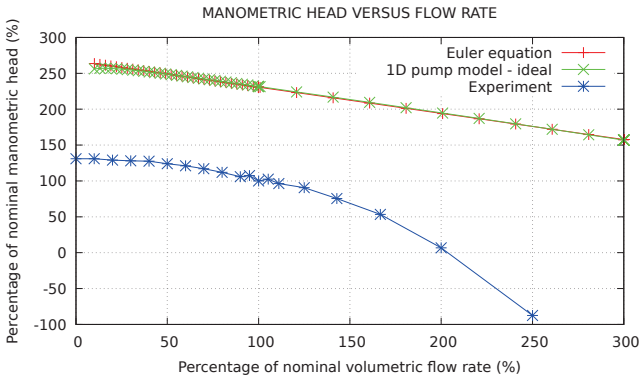


FIGURE 7.5 – Performance idéale de hauteur fonction du débit pour RRA

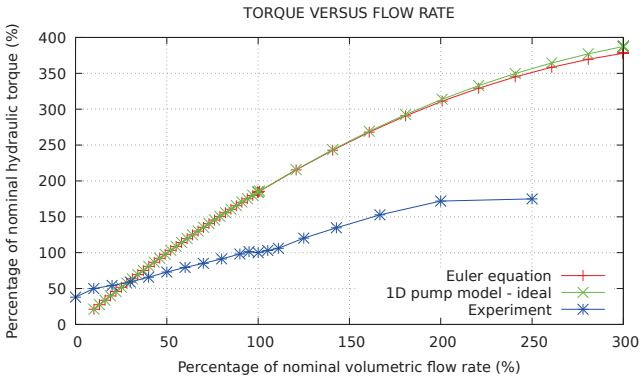


FIGURE 7.6 – Performance idéale de couple fonction du débit pour RRA

7.2.2 Compresseur centrifuge NASA-LSCC - Nq=47

La hauteur et le couple idéaux prédits par le modèle pour le compresseur NASA-LSCC sont présentés en figures 7.7 et 7.8. Les courbes sont en accord excepté à bas débit où il existe une différence. Il semble que ce soit le même phénomène que celui observé sur les pompes ME250315, EVA et PP N4. En écart relatif on atteint 5% de différence, ce qui est du même ordre que les écarts observés sur les autres machines.

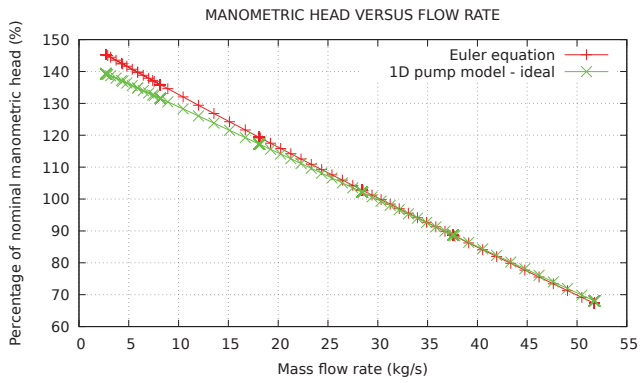


FIGURE 7.7 – Performance idéale de hauteur fonction du débit pour le NASA-LSCC

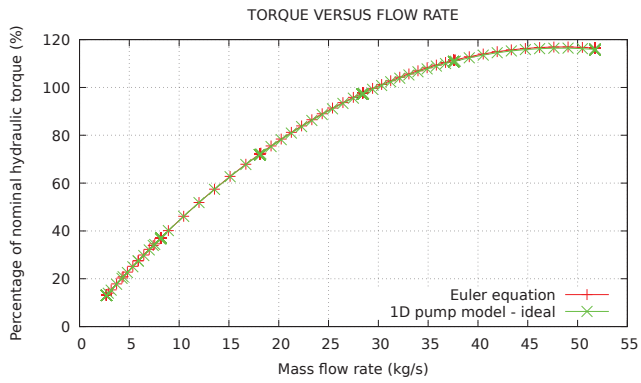


FIGURE 7.8 – Performance idéale de couple fonction du débit pour le NASA-LSCC

7.2.3 Pompe hélico-centrifuge PP N4 - Nq=120

La pompe PP N4 est hélico-centrifuge et de dimension nettement plus importante que les autres pompes, ce qui permet de vérifier le modèle à grande échelle. La hauteur et le couple idéaux sont respectivement présentés sur les figures 7.9 et 7.10.

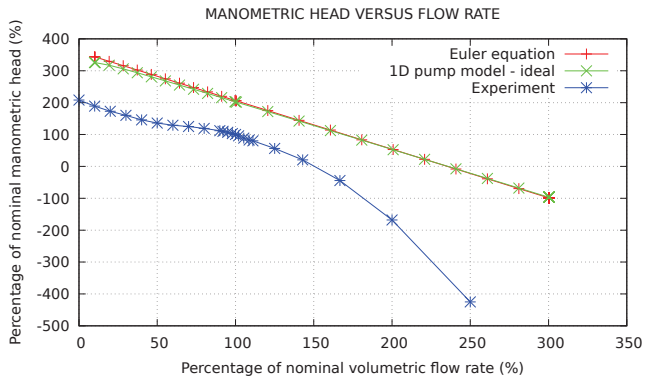


FIGURE 7.9 – Performance idéale de hauteur fonction du débit pour la PP N4

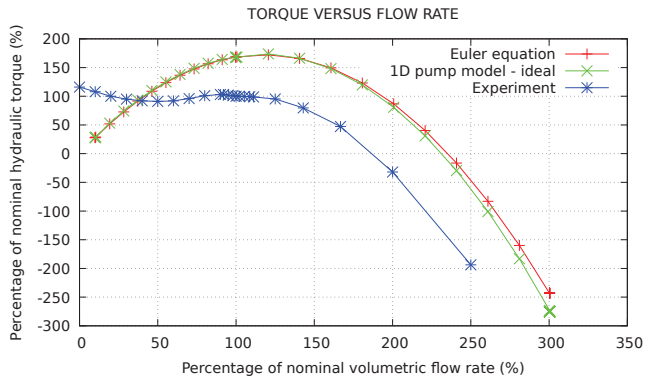


FIGURE 7.10 – Performance idéale de couple fonction du débit pour la PP N4

Encore une fois, le modèle se comporte bien pour modéliser cette pompe hélico-centrifuge. On note une légère déviation sur le couple à très haut débit (environ 300%Q_N) qui n'est cependant pas inquiétante vis à vis de notre démarche de qualification.

ANNEXE 2 : Architecture informatique du modèle

7.3 Rappels concernant le code CATHARE 3

La naissance du code CATHARE date de 1979. Trois versions principales du code se sont succédé jusqu'à aujourd'hui (CATHARE 1, 2 et 3), chaque nouvelle version intégrant des nouveautés majeures dans le code. Le développement de CATHARE 3 a démarré en 2006. Sa structure informatique permet entre autres de représenter des phases dispersées dans les écoulements (multi-champs), ce que CATHARE 2 ne permet pas. De façon plus générale, CATHARE 3 permet de calculer davantage d'équations par maille ce qui est intéressant pour le modèle de pompe 1D car il pourra s'agir à l'avenir de résoudre une équation de transport supplémentaire dans l'aspiration pour prendre en compte le moment cinétique du fluide entrainé par la rotation de la roue (pré-rotation).

Le code CATHARE-3 est actuellement écrit en langage Fortran77. Il contient approximativement 6000 fichiers sources Fortran *.f* (routines et sub-routines pour la manipulation des données) et 500 fichiers include *.H* (stockage des données). Cela représente environ un million de lignes de code.

7.4 Méthode de développement

Les développements se font sous l'environnement Git (passage de Subversion à Git durant l'été 2017), éventuellement avec l'interface Eclipse. Les implémentations dans CATHARE 3 sont contrôlées car les développeurs sont multiples et il ne faut pas que le travail de chacun puisse être endommagé par les autres contributeurs. De plus, la non-régression des résultats de calcul est surveillée, ceci afin d'assurer quotidiennement le niveau de qualification de CATHARE par rapport aux données expérimentales.

7.5 Architecture informatique de la pompe 1D

Un jeu de données de pompe modélisée en 1D dans sa version la plus simple contient 3 éléments : une aspiration, une roue et un diffuseur (ce dernier contient la volute). Ces éléments, initialement de type axial, sont distingués des AXIAUX classiques de CATHARE 3 via l'ajout des mots clés respectifs PUMPSUCTION, PUMPIMPELLER et PUMPDIFFUSER lors de leur définition. L'utilisation de ces mots clés (variables de type entier) va permettre de diriger l'exécution du calcul vers les sub-routines de la "pompe 1D". Un quatrième élément de type AXIAL peut être ajouté à la suite du diffuseur pour représenter la conduite de refoulement. Contrairement aux trois premiers, cet élément n'est en rien spécifique au modèle 1D de pompe : il est résolu comme n'importe quel élément AXIAL de CATHARE-3.

Le modèle 1D de pompe développé au cours de cette thèse représente à ce jour 75 sub-routines créées, et 27 sub-routines modifiées (langage Fortran77).

Dans le détail, les sub-routines créées sont réparties de la façon suivante :

— 8 commons de travail : fichiers *.H* permettant de définir des variables globales (AXPUMPVARH.H, AXPUMPCARAH.H, AXPUMPSCAH.H, AX_SUCT_VARH.H, AX_IMP_VARH.H,
AX_IMP_CARAH.H, AX_DIF_VARH.H, AX_DIF_CARAH.H)
— 8 sub-routines structurelles servant à la création et à l'allocation des variables : fichiers *.f* chacun associé à un fichier *.H* (AXPUMPVARH.f, AXPUMPCARAH.f, AXPUMPSCAH.f, AX_SUCT_VARH.f, AX_IMP_VARH.f,
AX_IMP_CARAH.f, AX_DIF_VARH.f, AX_DIF_CARAH.f)
— 1 common de travail de l'AXIAL modifié (HIDENH.H) et sa routine structurelle associée (HIDENH.f)
— 1 common de travail de la pompe 0D modifié (POMIDENH.H) et sa routine structurelle associée (POMIDENH.f)
— 1 sub-routine de type reader, qui permet de lire et d'interpréter des jeux de données CATHARE contenant une pompe 1D (AXPUMP_READ.f)
— 3 routines d'initialisation de la pression et des vitesses dans la pompe 1D (AXPUMP_PINIT.f, AX_IMP_VINIT.f, AX_DIF_VINIT.f)
— 1 routine pilote de pré-calculs (AXPUMPVAR_PRECOMPUTE.f)
— 1 routine pilote de calculs (AXPUMPVAR_COMPUTE.f)
— 11 sub-routines d'accession aux variables ("getteurs") créées (AX_IMP_CARA_getCOSBETA2.f, AX_IMP_VAR_getAXOM.f, AX_IMP_VAR_getGC_DIF_VTL.f,
AX_IMP_VAR_getGC_DIF_VTG.f, AX_IMP_VAR_getSPOISR.f,
AX_IMP_VAR_getVITENTRSR.f, AX_IMP_VAR_getWLSR.f,
AX_IMP_VAR_getWGSR.f, AX_SUCT_VAR_getVLSA.f,
AX_SUCT_VAR_getVGSA.f, AX_IMP_VAR_NAMIMPEL.f)
— 16 sub-routines de calcul spécifiques à la pompe 1D : fichiers *.f* servant au calcul des termes sources de la pompe 1D et de la vitesse de rotation de la roue (AX_IMP_DEVIA.f, AX_IMP_calEULER.f, AX_IMP_REDVAR.f, AXPUMP_calVARGEOM.f,
AXPUMP_calFLOWRATE.f, AXPUMP_ROT_FRAME.f, AXPUMP_calROMOY.f,
AXPUMP_calPERT.f, AXPUMP_OM_FROT.f, AXPUMP_OM_HYD.f,
AXPUMP_OM_PREP.f, AX_IMP_calFKNZ.f, AX_IMP_calPCORR.f,
AX_IMP_calMOY.f, AX_DIF_calPERT.f, AXPUMP_calMOY.f)
— 4 sub-routines de régénération de variables après résolution, spécifiques à la pompe 1D (AXPUMPVAR_BASC.f, AXPUMPVAR_REGEN.f, AXVAR_REGEN.f, AXPOVAR.f)
— 9 sub-routines servant à modifier les équations de base de l'AXIAL de CATHARE à partir des termes sources calculés (HMOMIK_AXPUMP.f, HMOMIK_AX_IMP.f, HMOMIK_AX_DIF.f, HMOMIT_AXPUMP.f, HENTHK_AXPUMP.f, HENTHK_AX_IMP.f, HENTHU_AX_DIF.f, HENTHV_AX_IMP.f, HENTHV_AX_DIF.f)
— 7 getteurs de la pompe 0D créés et utilisés pour la pompe 1D (PUMP_getPOVAR.f, PUMP_getPOCARA.f, POVAR_getOM.f, POCARA_getOMREF.f,
POCARA_getHREF.f, POCARA_getQREF.f, POCARA_getGREF.f)
— 7 sub-routines partagées avec la pompe 0D de CATHARE (PUMP_INIT.f, POPINIT.f PUMP_RDMOTOR.f, LIBMOT.f, PUMP_IMPROTA.f, POMOY_COMPUTE.f, POPREP.f)
— 6 getteurs de l'ELEMENT créés et utilisés pour la pompe 1D (ELEM_getITYPPART_AXPUMP.f, ELEM_getAXPUMPVAR.f, ELEM_getAX_SUCT_VAR.f, ELEM_getAX_IMP_CARA.f,

ELEM_getAX_IMP_VAR.f, ELEM_getPOMIDEN.f)
- 2 getteurs de l'AXIAL utilisés pour la pompe 1D (AXIAL_getPNT.f, PNT_getZAXIS.f)
- 20 sub-routines de l'AXIAL modifiées pour la pompe 1D (ELEM_READ.f, ELEM_BUILD.f, ELEM_setMESH.f, HVARH.f, HPERMI_calPRESSURE.f, HVAR_PRECOMPUTE.f, HEQN_COMPUTE.f, HMOMIL.f, HMOMIG.f, HENTHL.f, HENTHG.f, ELEM_BACKWARD.f, ELEM_FORWARD.f, ELEM_RESTUP.f, EVAR_REGEN.f, HTCONV.f, HCONVL.f, HCONVG.f, HSEUIK.f, AXIAL_REGEN.f)
- 3 sub-routines du PORT modifiées pour la pompe 1D (PORPERMI_PINIT.f, MODBC_calVAR.f, MODBC_cal1PHAS.f)
- 2 getteurs généraux utilisés pour la pompe 1D (get_OBJ.f, OBJ_getTYPE.f)
- 2 sub-routines générales utilisées pour la pompe 1D (USETVD.f, SLAW_INTER.f)

L'architecture informatique de la pompe 1D est détaillée sur les tableaux 7.1 à 7.13 ci-après.

Commençons par l'architecture de la partie lecture du jeu de données : la routine mère est AXPUMP_READ.f, elle même appelée par la routine reader de l'élément AXIAL ELEM_READ.f.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
dans les 3 cas (aspiration, roue, diffuseur) :		
AXPUMPVARH.f		
AXPUMPCARAH.f		
AXPUMPSCAH.H		
si aspiration :		
AX_SUCT_VARH.f		
si roue :		
AX_IMP_VARH.f		
AX_IMP_CARAH.f		
HIDENH.f		
POMIDENH.f		
PUMP_INIT.f		
PUMP_RDMOTOR.f	LIBMOT.f	
	PUMP_IMROTA.f	SLAWxxx.f
	ELEM_getITYPPART_AXPUMP.f	
	ELEM_getAX_IMP_VAR.f	
	AX_IMP_VAR_getAXOM.f	
si diffuseur :		
AX_DIF_VARH.f		
AX_DIF_CARAH.f		

Table 7.1 – Architecture de la partie lecture du jeu de données

Voici ci-après l'architecture de la partie création et allocation des variables (hors maillage) : AX_SUCT_VARH.f est directement appelée par la routine ELEM_BUILD.f de l'élément AXIAL.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
si aspiration :		
AX_SUCT_VARH.f		

Table 7.2 – Architecture de la partie création et allocation des variables (hors maillage)

Voici ci-après l'architecture de la partie création et allocation des variables dépendant du maillage (sur les faces) : elles sont directement appelées par la routine définissant le maillage ELEM_setMESH.f de l'élément AXIAL.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
dans tous les cas :		
AXPUMPVARH.f		
si aspiration :		
AX_SUCT_VARH.f		
si roue :		
AX_IMP_CARAH.f		
AX_IMP_VARH.f		
si diffuseur :		
AX_DIF_CARAH.f		

Table 7.3 – Architecture de la partie création et allocation des variables dépendant du maillage (sur les faces)

Voici ci-après l'architecture de la partie création et allocation des variables dépendant du maillage (variables scalaires) : elles sont directement appelées par la routine définissant les variables scalaires HVARH.f de l'élément AXIAL.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
dans tous les cas :		
AXPUMPSCAH.f		
AXPUMPVARH.f		
AXPUMPCARAH.f		
si aspiration :		
AX_SUCT_VARH.f		
si roue :		
AX_IMP_CARAH.f		
AX_IMP_VARH.f		

Table 7.4 – Architecture de la partie création et allocation des variables dépendant du maillage (variables scalaires)

Voici ci-après l'architecture de la partie initialisation du champ de pression dans la pompe 1D : la routine mère AXPUMP_PINIT.f est directement appelée par la routine HPERMI_calPRESSURE.f de l'élément AXIAL.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
dans tous les cas :		
AXPUMP_PINIT.f	si roue :	
	POMIDENH.f	
	AX_IMP_DEVIA.f	
	AX_IMP_calEULER.f	
	si diffuseur :	
	get_OBJ.f	
	ELEM_getAX_IMP_VAR.f	
	AX_IMP_VAR_getGC_DIF_VTL.f	
	AX_IMP_VAR_getGC_DIF_VTG.f	
si roue :		
POMIDENH.f		
POPINIT.f		

Table 7.5 – Architecture de la partie initialisation du champ de pression dans la pompe 1D

Voici ci-après l'architecture de la partie initialisation du débit dans la pompe 1D : la routine MODBC_cal1PHAS.f a été modifiée pour tenir compte du changement de section lié au changement de repère dès l'initialisation (PERMINIT). Elle est appelée par la routine PORPERMI_PINIT.f/MODBC_calVAR.f de l'élément PORT, faisant le lien entre les éléments AXIAUX de la pompe 1D.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
dans tous les cas :		
MODBC_cal1PHAS.f	get_OBJ.f	
	OBJ_getTYPE.f	
	si élément axial :	
	ELEM_getITYPPART_AXPUMP.f	
	si diffuseur :	
	ELEM_getAXPUMPVAR.f	
	AXPUMPVAR_getNAMIMPEL.f	
	ELEM_getAX_IMP_VAR.f	
	AX_IMP_VAR_getSPOISR.f	

Table 7.6 – Architecture de la partie initialisation du débit dans la pompe 1D

Voici ci-après l'architecture de la partie initialisation du champ de vitesses dans la pompe 1D : les routines mères AX_IMP_VINIT.f et AX_DIF_VINIT.f sont directement appelées par la routine HPERMI_INIT.f de l'élément AXIAL.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
si roue :		
AX_IMP_VINIT.f	POMIDENH.f	
	get_OBJ.f	
	ELEM_getAX_SUCT_VAR.f	
	AX_SUCT_VAR_getVLSA.f	
	AX_SUCT_VAR_getVGSA.f	
si diffuseur :		
AX_DIF_VINIT.f	AXIAL_getPNT.f	
	PNT_getZAXIS.f	

	get_OBJ.f	
	ELEM_getAX_IMP_VAR.f	
	AX_IMP_VAR_getSPOISR.f	
	AX_IMP_VAR_getVITENTRSR.f	
	AX_IMP_VAR_getWLSR.f	
	AX_IMP_VAR_getWGSR.f	
	ELEM_getAX_IMP_CARA.f	
	AX_IMP_CARA_getCOSBETA2.f	

Table 7.7 – Architecture de la partie initialisation du champ de vitesses dans la pompe 1D

Voici ci-après l'architecture de la partie pré-calculs : la routine mère est AXPUMPVAR_PRECOMPUTE.f, elle même appelée par la routine de pré-calculs HVAR_PRECOMPUTE.f de l'élément AXIAL. Un appel à HVAR_calVELOS.f (routine non-modifiée dans le cadre de ces développements) a été ajouté à la suite de l'appel à AXPUMPVAR_PRECOMPUTE.f afin de recalculer les normes des vitesses après les modifications de section réalisées.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
si aspiration ou diffuseur :		
get_OBJ.f		
ELEM_getPOMIDEN.f		
PUMP_getPOVAR.f		
POVAR_getOM.f		
PUMP_getPOCARA.f		
POCARA_getOMREF.f		
POCARA_getHREF.f		
POCARA_getQREF.f		
POCARA_getGREF.f		
si roue :		
AX_IMP_REDVAR.f		
AXPUMP_calVARGEOM.f	AX_IMP_DEVIA.f	
dans tous les cas :		
AXPUMP_calFLOWRATE.f		
AXPUMP_ROT_FRAME.f	si diffuseur :	
	get_OBJ.f	
	ELEM_getAX_IMP_VAR.f	
	AX_IMP_VAR_getSPOISR.f	
	AX_IMP_VAR_getVITENTRSR.f	
	ELEM_getAX_IMP_CARA.f	
	AX_IMP_CARA_getCOSBETA2.f	
	AXIAL_getPNT.f	
	PNT_getZAXIS.f	

Table 7.8 – Architecture de la partie pré-calculs

Voici ci-après l'architecture de la partie calculs : la routine mère est AXPUMPVAR_COMPUTE.f, elle même appelée par la routine de calculs HEQN_COMPUTE.f de l'élément AXIAL.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
dans tous les cas :		
AXPUMP_calROMOY.f		
AXPUMP_calPERT.f		
si roue :		
POMIDENH.f		
POMOY_COMPUTE.f		
AX_IMP_calEULER.f		
SLAW_INTER.f		
AXPUMP_OM_FROT.f		
AXPUMP_OM_HYD.f		
POPREP.f		
AXPUMP_OM_PREP.f		
AX_IMP_calFKNZ.f		
AX_IMP_calPCORR.f		
AX_IMP_calMOY.f		
si diffuseur :		
AX_DIF_calPERT.f		
dans tous les cas :		
AXPUMP_calMOY.f		

Table 7.9 – Architecture de la partie calculs

Voici ci-après l'architecture de la partie impact sur les équations de base du modèle 1D : elles sont directement appelées par les routines de calcul des résidus des équations bilans de l'élément AXIAL (HENTHL.f, HENTHG.f, HMOMIL.f, HMOMIG.f).

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
dans tous les cas :		
HENTHK_AX_IMP.f		
HENTHK_AXPUMP.f		
HENTHU_AX_DIF.f		
HENTHV_AX_IMP.f		
HENTHV_AX_DIF.f		
HMOMIK_AXPUMP.f		
HMOMIK_AX_IMP.f		
HMOMIK_AX_DIF.f		
HMOMIT_AXPUMP.f		

Table 7.10 – Architecture de la partie impact sur les équations de base du modèle 1D

Voici ci-après l'architecture de la partie gestion des itérations : elle est directement appelée par les routines gérant les itérations de l'élément AXIAL (ELEM_BACKWARD.f, ELEM_FORWARD.f, ELEM_RESTUP.f).

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
dans tous les cas :		
AXPUMPVAR_BASC.f		

Table 7.11 – Architecture de la partie gestion des itérations

Voici ci-après l'architecture de la partie étude de la convergence des variables : elles sont directement appelées par la routine EVAR_REGEN.f de l'élément AXIAL. Le critère de convergence est relaxé au niveau des points vecteurs où est réalisé le changement de repère.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
si roue ou diffuseur :		
HTCONV.f	HCONVG.f	HSEUIK.f
	HCONVL.f	HSEUIK.f

Table 7.12 – Architecture de la partie incrémentation des variables

Voici ci-après l'architecture de la partie régénération après résolution : elles sont directement appelées par la routine AXIAL_REGEN.f de l'élément AXIAL.

Sub-routines	**Sub-sub-routines**	**Sub-sub-sub-routines**
dans tous les cas :		
AXPUMPVAR_REGEN.f	AXVAR_REGEN.f	AXPOVAR.f

Table 7.13 – Architecture de la partie régénération après résolution

ANNEXE 3 : Publications complétant le discours

On se propose ici de synthétiser les publications réalisées dans le cadre de cette thèse sous la forme d'une liste. Le proceeding concernant la modélisation du phénomène de cavitation en sodium au sein d'un tube Venturi est ensuite fourni en entier dans cette annexe, afin de compléter cette partie présentée succinctement dans le mémoire.

7.5.1 Articles de revue à comité de lecture

Ces journaux sont à dominante turbomachines.

L. Matteo, A. Dazin, N. Tauveron "Modelling of a centrifugal pump using the CATHARE-3 one-dimensional transient rotodynamic pump model.", *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 12 No. 2, 2019 . [MDT19a]

L. Matteo, G. Mauger, A. Dazin, N. Tauveron "Simulation of a radial pump fast startup transient and analyse of the loop response.", *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*, Vol. 4, Issue 4, No. 38, 2019.

7.5.2 Proceedings de conférences

Les conférences sont de deux types : à dominante turbomachines et à dominante nucléaire.

L. Matteo, A. Dazin, N. Tauveron "Development and validation of a one-dimensional transient rotodynamic pump model at component scale.", *29th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Proceeding n°22, Kyoto, 2018. Published in *IOP Conference Series Earth and Environnemental Science* Vol. 240, September 17-21, 2019. [MDT18]

L. Matteo, G. Mauger, N. Tauveron "Modelling of a converging/diverging tube using CATHARE-3 two-phase flow system code for sodium cavitation studies.", *29th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Proceeding n°283, Kyoto, 2018. Published in *IOP Conference Series Earth and Environnemental Science* Vol. 240, September 17-21, 2019. [MMT18]

L. Matteo, G. Mauger, A. Dazin, N. Tauveron "Modelling of a radial pump fast startup with the CATHARE-3 code and analyse of the loop response.", *13th European Turbomachinery Conference (ETC-13)*, Lausanne, Switzerland, April 8-12, 2019 [MMDT19b].

L. Matteo, A. Dazin, N. Tauveron "Qualification of the CATHARE-3 one-dimensional transient rotodynamic pump model on DERAP two-phase cavitating tests.", *International Congress on Advances in Nuclear Power Plants*, Juan-les-Pins, France, May 12-15, 2019 [MDT19b]

L. Matteo, F. Cerru, A. Dazin, N. Tauveron "Investigation of the pump, dissipation and inverse turbine operating modes using the CATHARE-3 one-dimensional rotodynamic pump model.", *Proceedings of the ASME-JSME-KSME 2019 Joint Fluids Engineering Conference (AJKFLUIDS2019)*, San Francisco, CA, USA, July 28 - August 1, 2019 [MCDT19]

L. Matteo, G. Mauger, P. Gyomlai, A. Dazin, N. Tauveron "A rotodynamic pump seizure transient simulated using the CATHARE-3 one-dimensional pump model.", *18th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-18)*, Portland, OR, USA, August 18-22, 2019 [MGDT19]

7.5.3 Notes techniques, livrables

Les documents techniques produits dans le cadre de la thèse sont pour certains des livrables vis-à-vis des partenaires impliqués (bilans annuels) et les autres sont des rapports de stagiaires encadrés sur le sujet.

L. Matteo "Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel - Mémoire de thèse", LMES/NT/2019-65845/A, 2019. [Mat19]

E. Guyomard, L. Matteo, G. Mauger "Validation du modèle unidimensionnel de pompe de CATHARE-3 : essais monophasiques RRA et essais diphasiques EVA - Mémoire de stage de fin d'études", LMES/NT/2019-65028/A/DR, 2019. [Guy19]

V. Cottarel, L. Matteo, G. Mauger "Prédiction des performances d'un compresseur radial avec le code CATHARE-3 - Mémoire de stage de fin d'études", LMES/NT/2019-65029/A, 2019. [Cot19]

L. Matteo "Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel - Bilan de 3ème année", LMES/NT/2018-63268/A, 2018. [Mat18]

R. Moral, L. Matteo "Validation d'un modèle de pompe rotodynamique - Mémoire de stage de fin d'études", LMES/NT/2018-63051/A, 2018. [MM18]

L. Matteo "Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel - Bilan de 2ème année", LMES/NT/2017-62225/A, 2017. [Mat17]

L. Matteo "Modélisation unidimensionnelle du comportement d'une pompe rotodynamique en fonctionnement normal et accidentel - Bilan de 1ère année", LMES/NT/17-006/A, 2016. [Mat16]

7.5.4 Article sur la cavitation en sodium dans un tube Venturi

IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science **240** (2019) 062036 doi:10.1088/1755-1315/240/6/062036

Modelling of a converging/diverging tube using CATHARE-3 two-phase flow system code for sodium cavitation studies

Laura Matteo[1], Gédéon Mauger[1] and Nicolas Tauveron[2]

[1] CEA Université Paris-Saclay, DEN/DM2S/STMF, France
[2] CEA Grenoble, DRT/LITEN/DTBH/SSETI, France

E-mail: laura.matteo@cea.fr

Abstract. For reactor design and safety purposes, the French Alternative Energies and Atomic Energy Commission (CEA) is currently working on Sodium Fast Reactor (SFR) thermal-hydraulics. A SFR is a system composed of three circuits (primary and secondary: liquid sodium and tertiary: nitrogen gas or water) and designed to both produce electricity and optimize nuclear fuel cycle. In such SFR systems, primary pumps are associated as a parallel circuit. Then, throughout primary pump seizure transients, cavitation may occur in non-affected pumps because of the induced hydraulic resistance drop. Studying sodium flow cavitation occurring in simple geometries such as a Venturi tube (converging/diverging tube) is the first step to better understand the phenomenon and its sensitivities. The long term aim is to validate the flashing model used for sodium applications in the CATHARE-3 code in order to be confident when simulating more complex geometries. In this article, a Venturi tube test section experimented in the CANADER facility at CEA Cadarache in the 1980s and its modelling are presented. Cavitation is obtained by flow rate variation at fixed tank pressure and circuit temperature conditions. Several computations are made in order to study the sensitivity of results to numerical and physical parameters. A set of parameters supposed to constitute the most representative case is defined and comparison of the predicted Thoma number against the experimental one is made. Detailed results of quantities of interest as profiles along the test section and evolutions during the transient are also presented.

1. Introduction

1.1. Context of sodium flow cavitation studies

The cavitation phenomenon occurs in liquids when the local static pressure drops below the vapor pressure. Cavitation has been widely studied using water as working fluid. Liquid metal cavitation is less known because experiments are much more expensive and difficult to operate. First interest on sodium cavitation came out in the 1950s in the United States with the aircraft nuclear powerplant project [1]. In France, sodium cavitation started to be studied in the 1970s in the frame of Sodium-cooled Fast neutron breeder Reactors (SFR). At CEA Cadarache in particular, Courbiere et al [2] [3] [4] [5] [6] [7] [8] worked on the CANADER sodium cavitation tunnel. Various types of test section geometries were tested in this facility: diaphragm, Venturi tube, hydrofoil or cylinder types. More recently (2008-2011) but still linked to SFR thermal-hydraulic studies, Japan has made a research effort on sodium cavitation with the work of Ardiansyah et al on a Venturi tube [9] [10] [11] [12] [13]. Today, France is still working on

Content from this work may be used under the terms of the Creative Commons Attribution 3.0 licence. Any further distribution of this work must maintain attribution to the author(s) and the title of the work, journal citation and DOI.
Published under licence by IOP Publishing Ltd

SFR thermal-hydraulics with the design of ASTRID 4th reactor generation demonstrator [14]. High flow rates involved in such reactors can lead to cavitation occurence in pumps or orifices in incidental or accidental operating conditions. For this reason, several experimental tests on the Venturi tube test section geometry of CANADER were modelled with the two-phase flow thermal-hydraulic code CATHARE-3, which is the reference thermalhydraulic system code for french SFR safety studies. A comparison of computation results and experimental data of these cavitation inception tests is presented in this paper.

1.2. Objectives of the study and method

Objectives of this study are the following:

- identify main parameters affecting sodium flow cavitation phenomenon
- model sodium cavitation in a Venturi tube geometry
- extend CATHARE-3 flashing model validation for sodium applications

To reach these goals, the Venturi tube test section experimented in the CANADER loop has been modelled with CATHARE-3 and validation has been made on the Thoma number corresponding to cavitation inception obtained for several pressure and temperature conditions.

2. Description of the experimental setup

2.1. The CANADER facility

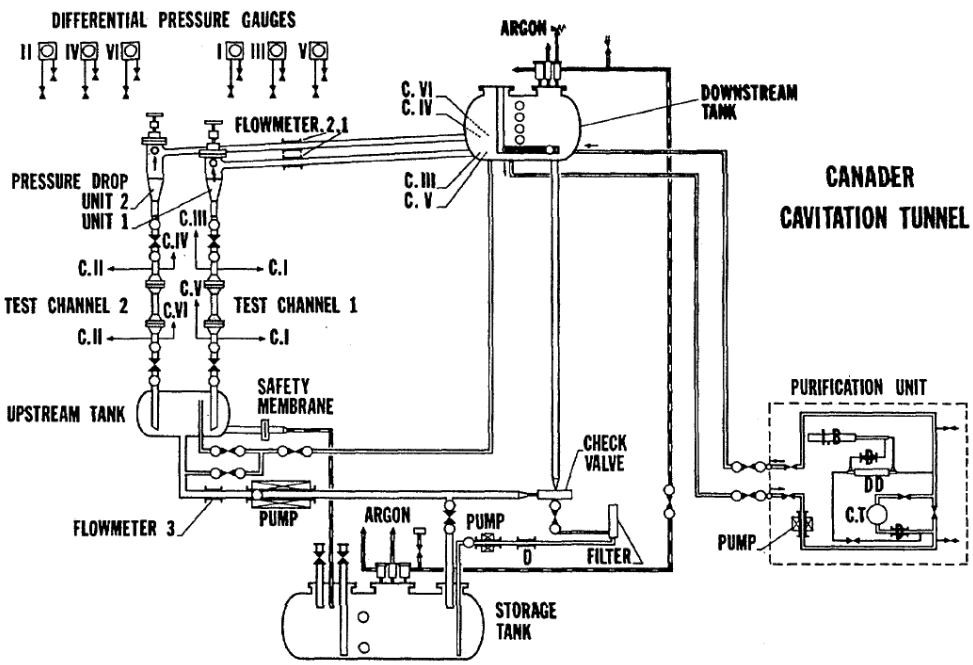


Figure 1. CANADER.

CANADER is a sodium loop whose scheme is shown on figure 1. It has the following boundary operating conditions:

- Temperature: 200 °C to 600 °C
- Flow rate: 1 to 7 l/s
- Downstream vessel argon pressure: 1.15 to 5 absolute bars

Flow rate is controlled with an electromagnetic pump and the maximal pressure generated at pump outlet is 8 absolute bars. Minimum downstream vessel argon pressure is 1.15 absolute bars (a bit greater than atmospheric pressure) to limit oxygen admission in the circuit.

The experimental test matrix of temperature and pressure conditions tested on the Venturi tube geometry of CANADER and associated Reynolds numbers (corresponding to the cavitation inception flowrates) are presented in table 1.

Table 1. Sodium test matrix and corresponding Reynolds number (see below for *Re* definition).

P (bar) **T** (°C)	1.15	2.5	4
545	9.48e+05	1.40e+06	1.76e+06
450	8.41e+05	1.23e+06	1.55e+06
350	7.10e+05	1.04e+06	1.31e+06
250	5.66e+05	8.28e+05	1.05e+06

2.2. The Venturi tube test section geometry

The test section is composed of:

- a profiled converging tube with a ratio of 27 between the inlet tube section and the throat section which is about 2cm^2.
- a cylindric throat
- a conic diverging tube characterized by a half-angle of 7 °

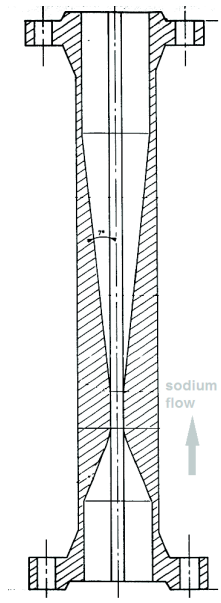


Figure 2. Venturi tube.

2.3. Obtaining cavitation in CANADER facility

In CANADER facility, cavitation is obtained following this method:

- fluid temperature is stabilized in the whole circuit
- gas pressure in the downstream vessel is kept constant
- cavitation phenomena is obtained only by acting on flow rate. Starting from a non-cavitating state, flow rate is gradually increased until the onset of cavitation.

The Thoma number and the Reynolds number are respectively used to caracterize the onset of cavitation and the hydraulic conditions:

$$\sigma = \frac{P_{us} - P_{sat}}{\frac{1}{2}\rho_L V_L^2} \quad (1)$$

$$Re = \frac{\rho_L V_L D_{throat}}{\mu_L} \quad (2)$$

P_{us} is the absolute static pressure measured upstream from the throat
P_{sat} is the saturation pressure
ρ_L and μ_L respectively are the density and the dynamic viscosity of the liquid
V_L is the average velocity of the liquid through the throat
D_{throat} is the diameter of the Venturi tube throat

3. Modelling

3.1. Description of the CATHARE-3 thermal-hydraulic code

CATHARE-3 is a french two-phase flow modular system code. It is owned and developped since 1979 by CEA and its partners EDF, Framatome and IRSN. See [15] for more details on the code development and validation strategy. One-dimensional (1D), three-dimensional (3D) or point (0D) hydraulic elements can be associated together to represent a whole facility. Thermal and hydraulic submodules (as warming walls, valves, pumps, turbines...etc) can be added to main hydraulic elements to respectively take into account thermal transfer, flow limitation, pressure

rise or pressure drop. Six local and instantaneous balance equations (mass, momentum and energy for each phase) make possible liquid and gas representation for transient calculations. By this way, mechanical and thermal disequilibrium between phases can be represented [16]. Phase average make necessary the use of physical closure laws in the balance equations system. One closure law concerns the flashing model, which is presented by Bestion in reference [17]. Cavitation and flashing correspond to the same phenomenon which is a phase change from liquid to vapor when pressure drops locally or in the whole system.

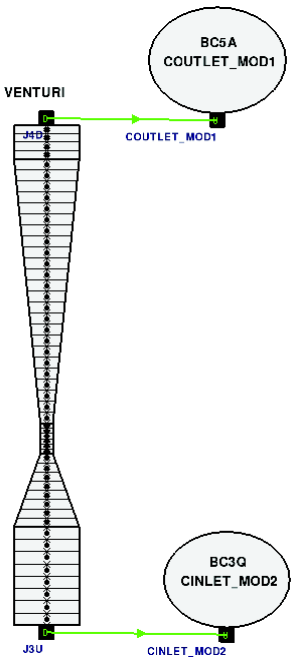


Figure 3. Venturi tube modelled with CATHARE-3.

The CATHARE-3 flashing model contains two parts:

- a part existing with or without the presence of non-condensable (NC) gas, depending on the liquid phase Reynolds number and on the difference between the liquid temperature T_l and the saturation temperature $T_{sat}(P)$.
- a part existing only in the presence of NC gas which tends to facilitate the vapor creation in this case.

3.2. Venturi tube modelled with CATHARE-3
The converging/diverging tube is modelled using a 1D hydraulic element. The choice of a 1D mesh implies one direction allowed for liquid and gas velocities but two possible ways (positive or negative). That means that the flow is radially averaged. Several meshings have been tested in this study (see paragraph 4.3.1). The meshing presented on figure 3 is composed of 50 cells.

Two boundary conditions (BC) are defined:

- an inlet BC (down) which imposes fluid velocitiy and temperature (for both liquid and gas even if gas phase is residual) and void fraction as functions of time.
- an outlet BC (up) which imposes static pressure as a function of time.

4. Validation against experimental data

4.1. Available experimental data: Thoma number as a function of the Reynolds number
Liquid sodium is an opaque fluid and as a result cavitation cannot be observed with the naked eye. Acoustic methods are used to detect cavitation inception either for small test sections or for a whole SFR. First cavitation detection acoustic method was used in 1957 by Robertson et al [18]. The sigma definition used below corresponds to cavitation inception and to the first change of slope in acoustic characteristics [7]. The σ-Re graph on figure 4 was obtained by Courbiere et al in the 1980s by experimenting the Venturi tube test section in the CANADER loop and in another loop called CALYPSO. Indeed, all test section geometries were also tested with water as working fluid in the CALYPSO loop [3]. In the present paper only sodium tests are compared to computations. Sodium-water similarity will be studied in the next future.

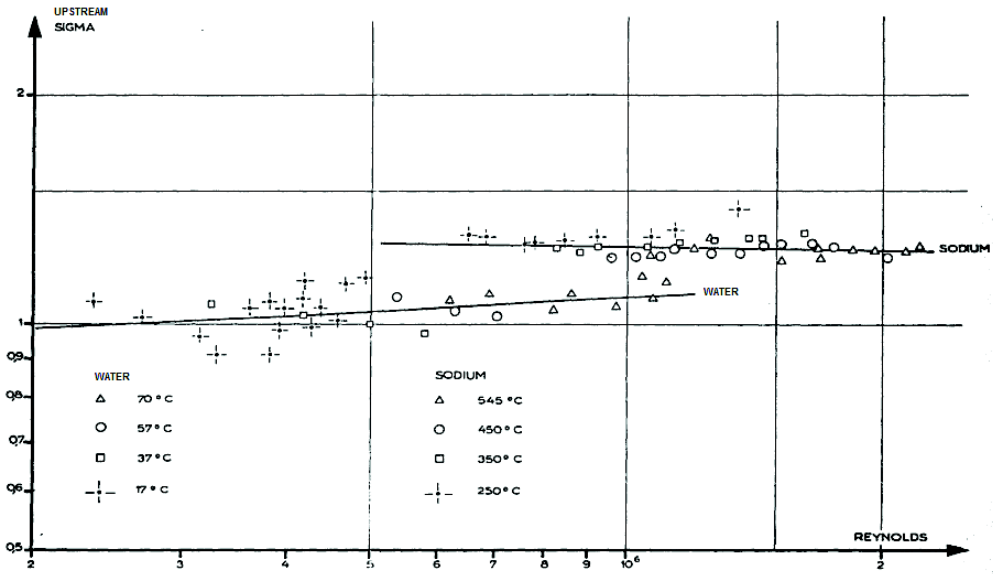


Figure 4. Experimental data: Thoma number as a function of the Reynolds number.

The aim of the study is to obtain the σ-Re graph presented above by CATHARE-3 calculations.

4.2. CATHARE-3 transient defined to obtain the σ-Re graph

For each pressure-temperature (P-T) couple of conditions, a CATHARE-3 computation is run. As explained in the paragraph 3.2, temperature is imposed as an inlet BC and pressure is imposed as an outlet BC. Both are kept constant during the calculation. Fluid velocity (directly linked to flow rate) is imposed at the inlet BC and gradually increased to obtain cavitation.

The onset of cavitation is detected with a condition on the void fraction reaching a threshold noted α_{thr} at the end of the Venturi tube throat. When this condition is verified, fluid velocity is kept constant at its last value corresponding to cavitation inception.

Some physical parameters have to be defined to run calculations:

- α_{thr} is the void fraction threshold used to detect cavitation inception (value between 0 and 1).
- **AVAP** is the void fraction imposed at the inlet BC (value between 0 and 1).
- **XARGON** is the fraction of argon NC gas if defined in the computation (value between 0 and 1).
- **model** is the flashing model type used in the computation.
- **rugosity** is the pipe rugosity used in the computation.

Numerical parameters also have to be defined:

- **Ncell** is the number of cells used to model the Venturi tube test section. All cells along the Venturi tube have the same length noted dz.
- **DTMAX** is the maximal allowed duration of a time step during the calculation (in seconds).

In the following paragraph, sensitivity studies are made by varying these parameters. First, numerical parameters are tested and a reference set of numerical parameters is chosen according to mesh and time convergence results. Second, physical parameters are tested and a case as representative of the real experiment as possible is defined.

4.3. Numerical sensitivities

The order of magnitude of cells' lengths used in CATHARE-3 calculations varies in general from 10cm to 1mm. Here, cells' lengths from 2.4cm (25 cells) to 0.6mm (1000 cells) are tested in order to evaluate mesh convergence of calculations (section 4.3.1).

A standard value of **DTMAX** used in CATHARE-3 calculations is 1s. Two other values are tested here: 0.1s and 0.01s in order to evaluate time convergence of calculations (section 4.3.2).

The numerical sensitivity tests matrix is the following:

Table 2. Numerical sensitivities tests matrix.

Case name	α_{thr}	**AVAP**	**XARGON**	**model**	**rugosity**	**Ncell**	**DTMAX**
m25dt1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	25	1.
m50dt1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	50	1.
m100dt1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	100	1.
m150dt1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	150	1.
m200dt1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	200	1.
m250dt1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	250	1.
m300dt1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	300	1.
m500dt1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	500	1.
m1000dt1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	1000	1.
m100dt0.1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	100	0.1
m100dt0.01	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	100	0.01

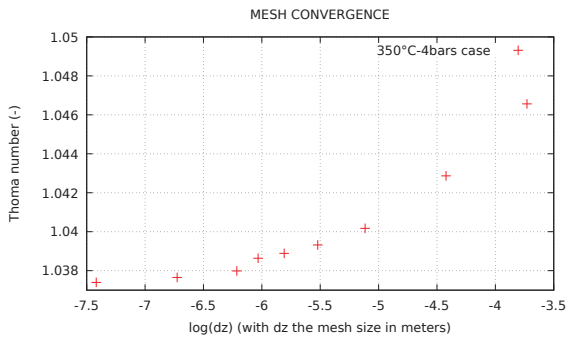


Figure 5. σ-*Re* mesh convergence.

4.3.1. Mesh convergence To test the mesh convergence, computations using 25, 50, 100, 150, 200, 250, 300, 500 and 1000 cells are run with other parameters kept constant. Results are available on figure 5 representing the calculated Thoma number for one computation (350°-4bars case) as a function of the cell length logarithm.
Results are slightly sensitive to the defined mesh. A convergence is obtained by refining the meshing, what is satisfactory.

The case using 100 cells, with a relative error of 0.2% compared to the case using 1000 cells, is applied for all other following computations.

4.3.2. Time convergence CATHARE-3 is an implicit code which means that the time step duration is calculated and adapted by the code itself during the computation. DTMAX is the maximal time step duration allowed, which is imposed by the user. To test the time convergence, computations using a DTMAX value of 1., 0.1 and 0.01 seconds are run for the 100-cell case. A maximal time step duration of 1s seems to be sufficient according to the results obtained on the global σ-*Re* graph on figure 6.

Indeed, 1s, 0.1s and 0.01s DTMAX computations are superimposed. For this reason, the larger DTMAX value of 1s is chosen for all the following computations.

4.4. Physical sensitivities

The effect of varying physical parameters is analyzed here. Concerning the NC gas presence, from Courbiere [7] it can be considered that the minimal and maximal realistic NC rates respectively are 5.10^{-6} and 3.10^{-4} cm^3Ar/cm^3Na.

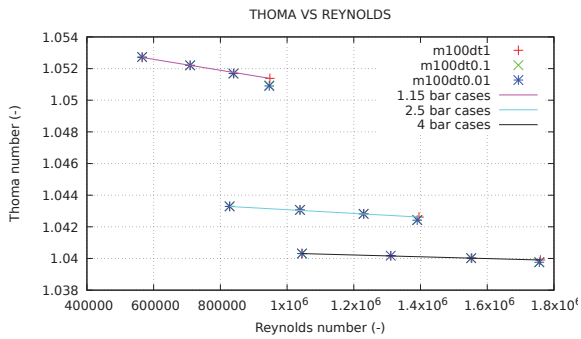


Figure 6. σ-Re time convergence.

In this study, the argon volumetric concentration is assumed to correspond to the AVAP void fraction defined as gas volume divided by total volume. Indeed, the argon volume is negligible compared to the sodium volume. The minimal value of NC gas presence that can be modelled is the residual one (10^{-5}) which has no effect by definition. Above this residual value, an effect of NC gas presence is expected.

Table 3. Physical sensitivities tests matrix.

Case name	α_{thr}	AVAP	XARGON	model	rugosity	Ncell	DTMAX
m100dt1	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	standard	100	1
m100dt1mod	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev3	standard	100	1
m100dt1rug45	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	45.10^{-6}	100	1
m100dt1rug152	10^{-2}	10^{-5}	0.	rev1	152.10^{-6}	100	1
m100dt1thr	10^{-4}	10^{-5}	0.	rev1	standard	100	1
m100dt1aliq	10^{-2}	3.10^{-4}	0.	rev1	standard	100	1
m100dt1aliqNC	10^{-2}	3.10^{-4}	$1-10^{-6}$	rev1	standard	100	1
m100dt1aliqNCval	10^{-2}	3.10^{-4}	$1-10^{-5}$	rev1	standard	100	1

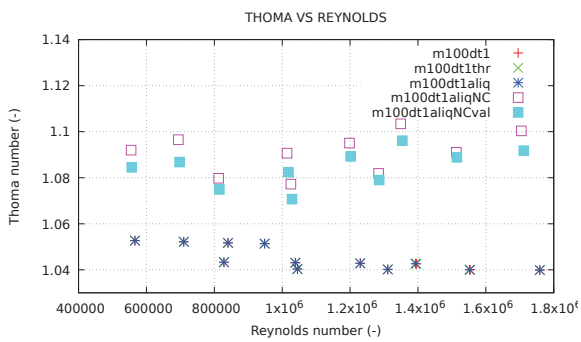


Figure 7. σ-Re physical sensitivities.

4.4.1. Sensitivity to the threshold value A sensitivity to the threshold value ($\alpha_{thr} = 10^{-2}$ or 10^{-4}) has been conducted. Results are not sensitive as shown on figure 7 (m100dt1thr vs m100dt1), then, the value of $\alpha_{thr} = 10^{-2}$ is kept in the following.

4.4.2. Sensitivity to the void fraction without NC gas A sensitivity to the void fraction value imposed at inlet BC without presence of NC gas (AVAP $= 10^{-5}$ or 3.10^{-4} with XARGON=0. in both cases) has been conducted. Results are not sensitive to this parameter without NC gas presence as shown on 7 (m100dt1aliq vs m100dt1).

4.4.3. Sensitivity to the presence of NC gas A sensitivity to the presence of NC gas imposed at inlet BC (XARGON=0. or XARGON=$1 - 10^{-6}$ with AVAP $= 3.10^{-4}$ in both cases) has been conducted. Two high-T and low-P tests donnot converge in the presence of NC gas (545 and 450 °C at 1.15 bars). This remains to be analyzed. Results are really sensitive to the NC gas presence as shown on figure 7 (m100dt1aliqNC vs m100dt1). It is a important parameter to take into account in sodium cavitation studies, what was also identified by Courbiere [7].

4.4.4. Sensitivity to the argon rate value The argon rate value XARGON cannot be set exactly to 1 (which means 100% of gas phase) because residual sodium vapor phase always exists in CATHARE-3 two-phase computations for numerical reasons. The effect of defining a XARGON value to $1-10^{-6}$ or $1-10^{-5}$ is investigated here (m100dt1aliqNC vs m100dt1aliqNCval). Results presented on figure 7 show a little dependence on the value of XARGON. Consequently, the value of $1 - 10^{-6}$ is kept in the following.

4.4.5. Sensitivity to the flashing model The default flashing model used in all calculations of this study is the one developped for water applications (see [17] for its expression). But, in the frame of SFR thermalhydraulics studies, the CATHARE development team at CEA proposed to modify two constants of the initial flashing model in order to better represent sodium flow conditions. On figure 8, results of the Thoma number prediction using the modified sodium flashing model are compared to those using the initial flashing model (m100dt1mod vs m100dt1).

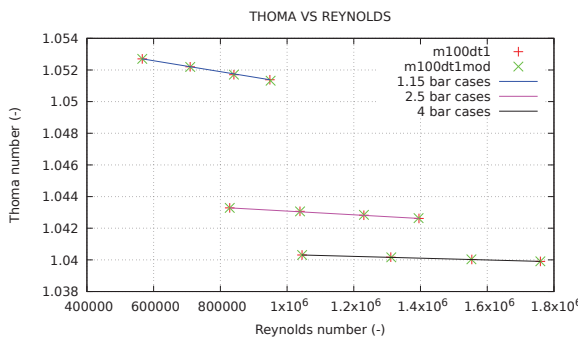


Figure 8. σ-Re model sensitivity.

In this cavitation inception study, the modification of the two constants in the flashing model seems to have a negligible influence on results. Currently, there is a lack of data allowing to validate correctly flashing models for sodium applications. Depressurization validation cases need to be experimented in support of model development.

4.4.6. Sensitivity to the rugosity Pipe rugosity impacts the pressure drop along the test channel by influencing the wall friction coefficient. For this reason, a sensitivity to the rugosity is conducted here. Results using two absolute rugosities of 45.10^{-6}m (stainless steel) and 152.10^{-6}m (galvanized steel) [19] are compared to results using the classical CATHARE-3 model that corresponds approximately to an absolute rugosity of $1.5.10^{-6}$m in this range of Reynolds number. Results presented on figure 9 show a great sensitivity to the pipe rugosity.

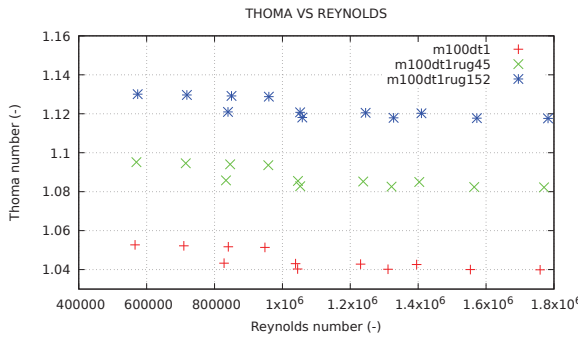


Figure 9. σ-Re rugosity sensitivity.

In the following, the value of 45.10^{-6}m is kept as it is the most plausible rugosity of the test channel because sodium facilities often are composed of stainless steel.

4.5. Detailed results of the most representative case

Considering the sensitivity studies conducted and physical considerations mentionned previously, the following representative case is defined:

Table 4. The most representative case defined.

Case name	α_{thr}	AVAP	XARGON	model	rugosity	Ncell	DTMAX
representative	10^{-2}	3.10^{-4}	$1-10^{-6}$	rev1	45.10^{-6}	100	1

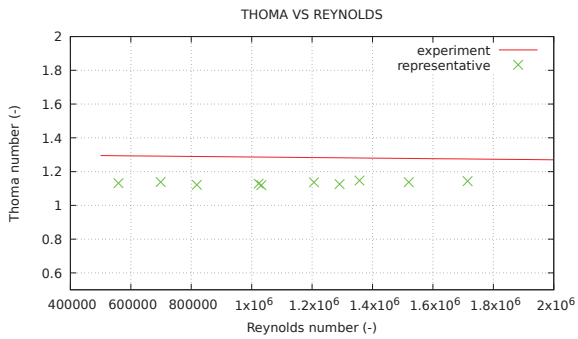


Figure 10. σ-Re validation.

Comparison of computation results of the most representative case to experimental data is made here. Scale boundaries of initial experimental graph are defined but scaling is linear instead of 2-logarithmic. Difference between the two scalings is small in this case. The experimental line represented in the experimental graph has been reproduced on figure 10. Globally, results are underestimated of approximately 13% compared to experimental data. However, the qualitative quasi-flat trend of the σ-Re curve is respected.

Additionally to the global σ-Re curve, detailed profiles and evolutions of main physical quantities are presented in the following. Evolutions of the inlet velocity and the void fraction at the end of the Venturi tube throat are available on figures 11 and 12 for each P-T couple of conditions. Pressure and void fraction profiles obtained at the end of the transient are presented on figures 13 and 14. It can be seen on figure 11 that for higher pressure conditions, flow rate has to be more increased to obtain cavitation inception. When cavitation is detected, flow rate is kept constant and void fraction stops rising, what can be observed on figure 12.

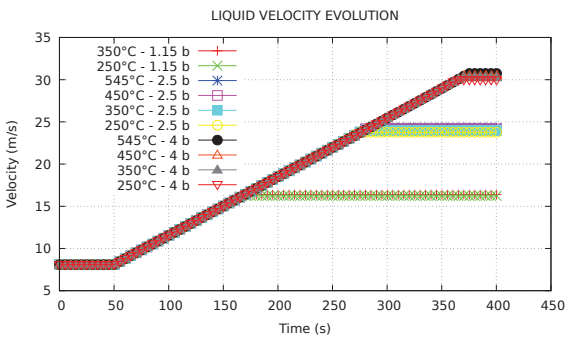


Figure 11. Velocity evolutions.

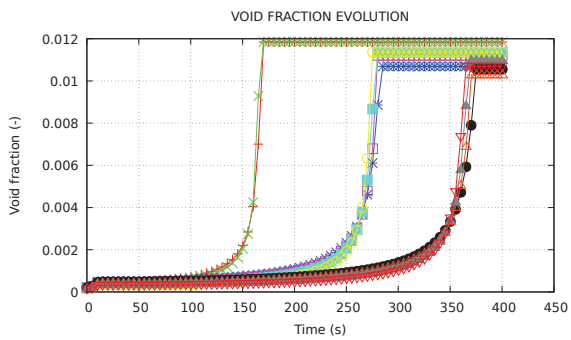


Figure 12. Void fraction evolutions (see figure 11 for legend).

On the pressure profiles presented figure 13, the Venturi tube slope can be easily recognized: static pressure drops when reaching the converging part of the tube, then slightly decreases due to wall friction at high velocity, and finally increases in the diverging part of the Venturi tube.

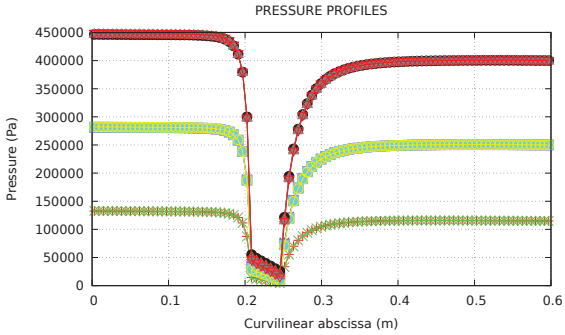


Figure 13. Pressure profiles (see figure 14 for legend).

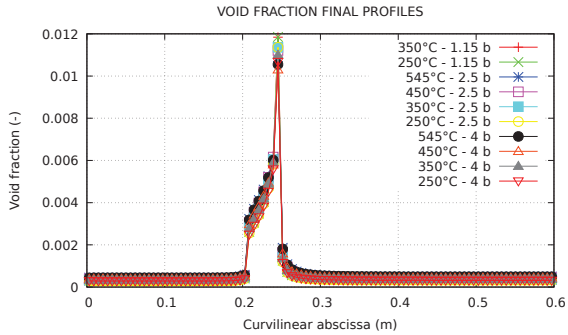


Figure 14. Void fraction profiles.

The detection of cavitation is made at the end of the Venturi tube throat, where the void fraction is maximal (figure 14). Void fraction profiles are similar for each couple of conditions. Finally, evolutions of the Thoma number for each P-T couple of conditions as a function of time are presented on figure 15. What can be concluded from all these detailed results is that temperature seems to have a small effect on cavitation inception flow rate instead of pressure for this Venturi tube test case. That was expected because the sodium saturation pressure is low-depent on temperature below 600 °C. Temperature play a role just by modifying sodium density and viscosity and associated Thoma and Reynolds numbers, and by influencing argon solubility and diffusivity. Geometry of the test section defines also the type of cavitation which takes place (profile cavitation or swirl cavitation). In the case of a Venturi tube geometry, cavitation may take place on the throat edge and does not depend on temperature as much as the orifice geometry [7].

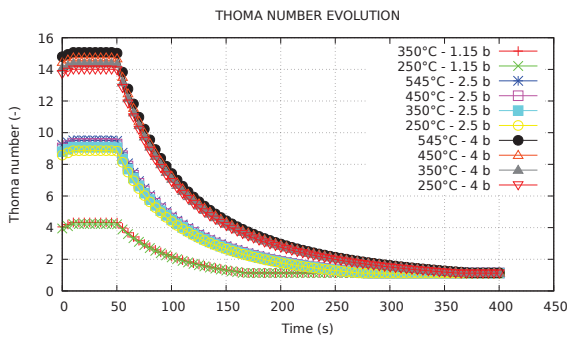


Figure 15. Thoma number evolutions.

Conclusions and perspectives

The objective of the present study is to identify main parameters affecting sodium cavitation phenomenon. Water cavitation occuring in Venturi tubes has been well studied in the past, but experimenting sodium loops is much more difficult and expensive, which explains the lack of available experimental data on the subject. The CANADER facility operated in the 1980s at CEA Cadarache has been presented in this paper and the tests experimented on the Venturi tube geometry have been modelled using the CATHARE-3 two-phase flow thermalhydraulic code. Numerical and physical sensitivity tests have been respectively conducted to better control the modelling and evaluate the effect of parameters on the predicted Thoma number. The Thoma number corresponding to cavitation inception and its dependence on the Reynolds number has been studied. Profiles along the test section and evolutions during the transient of quantities of interest have been presented. Perspectives of this work are the following: (1) taking into account singular pressure drops at abrupt area changes in the modelling could lead to greater Thoma numbers and ameliorate results; (2) studying water-sodium similarity by simulating the CALYPSO tests on the same Venturi tube test section geometry.

Nomenclature

Acronyms

Symbol	Description
$ASTRID$	Advanced Sodium Technological Reactor for Industrial Demonstration
BC	Boundary Condition
$CATHARE$	Code for Analysis of THermalhydraulics during an Accident of Reactor and safety Evaluation
CEA	French Alternative Energies and Atomic Energy Commission
CPU	Central Processing Unit
EDF	Electricité De France
$IRSN$	Institut de Radioprotection et de Sûreté Nucléaire
NC	Non-Condensable
SFR	Sodium Fast Reactor
xD	x-dimensional

Subscripts

L	liquid
sat	saturation
thr	threshold
us	upstream

Latin letters

D	Diameter
dz	Cell length
P	Pressure
Re	Reynolds number
T	Temperature
V	Fluid velocity

Greek letters

α	void fraction
μ	dynamic viscosity
ρ	density
σ	Thoma number

References

[1] Hammitt F G 1968 Cavitation phenomena in liquid metals *La houille blanche* **1** 31–36
[2] Bisci R and Courbiere P 1976 *IAHR Symposium* (Grenoble France)
[3] Bisci R and Courbiere P 1976 *Specialists Meeting on Cavitation in Sodium and studies of Analogy with water as compared to sodium* (Cadarache France)
[4] Courbiere P 1979 *6th conference on fluid machinery* (Budapest Hungary)
[5] Courbiere P 1981 *Symposium on cavitation erosion in fluid systems* (Boulder USA)
[6] Courbiere P, Defaucheux J and Garnaud P 1982 *International symposium on cavitation noise* (Phoenix USA)
[7] Courbiere P 1984 *ASME Symposium on flow induced vibration* (New Orleans USA)
[8] Courbiere P 1985 *Specialists meeting on cavitation criteria for designing mechanisms working in sodium: application to pumps* (Interatom GmbH Bergisch Gladbach 1 FRG)
[9] Ardiansyah T, Takahashi M, Yoshizawa Y, Nakagawa M, Miura K and Asaba M 2008 *6th Japan-Korea Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety* (Okinawa Japan)
[10] Ardiansyah T, Takahashi M and Nakagawa M 2009 *NURETH-13* (Kanazawa Japan)
[11] Ardiansyah T, Takahashi M, Yoshizawa Y, Nakagawa M, Asaba M and Miura K 2010 *Proceedings of the 18th International Conference on Nuclear Engineering ICONE18* (Xian China)
[12] Ardiansyah T, Takahashi M, Yoshizawa Y, Nakagawa M, Miura K and Asaba M 2011 The onset of cavitation and the acoustic noise characteristics of sodium flow in a venturi *Journal of Power and Energy Systems* **5** 33–44
[13] Ardiansyah T, Takahashi M, Asaba M and Miura K 2011 Cavitation damage in flowing liquid sodium using venturi test section *Journal of Power and Energy Systems* **5** 77–85
[14] Varaine F et al 2012 *ICAPP-12* (Chicago USA)
[15] Barre F and Bernard M 1990 The CATHARE code strategy and assessment *Nuclear Engineering and Design* **124** 257–284
[16] Faydide B and Rousseau J 1980 *European Two Phase Flow Group Meeting* (Glasgow UK)
[17] Bestion D 1990 The physical closure laws in the CATHARE code *Nuclear Engineering and Design* **124** 229–245
[18] Robertson J M, McGinley J H and Holl J W 1957 On several laws of cavitation scaling *La houille blanche* **4** 540–554
[19] Hydraulic Institute 1990 *Hydraulic Institute Engineering Data Book* 2nd ed

MODELISATION UNIDIMENSIONNELLE DU COMPORTEMENT D'UNE POMPE ROTODYNAMIQUE EN FONCTIONNEMENT NORMAL ET ACCIDENTEL

RESUME : Les machines tournantes sont utilisées dans de nombreux domaines de l'industrie pour convertir l'énergie mécanique en pression au sein d'un fluide. Les pompes sont constituées d'au moins une partie rotative contenant des aubes transmettant l'énergie au fluide (la roue), laquelle est liée à un arbre, lui-même mis en rotation par un moteur. De nos jours, ces composants sont optimisés par l'utilisation de calculs numériques à l'échelle locale de type Computational Flow Dynamics (CFD). Cependant, les temps de calcul sont conséquents même à l'échelle de la machine seule, ce qui permet difficilement la simulation de scénarii transitoires accidentels longs à l'échelle d'un réacteur entier, lesquels sont étudiés dans le cadre de la sûreté nucléaire. Dans ce contexte, un modèle prédictif d'une échelle intermédiaire entre l'étude globale de la machine (0D) et la modélisation 3D CFD a été développé au cours de cette thèse. L'approche unidimensionnelle (1D) choisie consiste à considérer une ligne de courant moyenne adoptée par l'écoulement dans chaque partie de la pompe. Le modèle prédit les performances de machines de géométries variées en conditions de transitoires rapides en régime monophasique. Des situations diphasiques ont également été simulées et comparées à l'expérience. Pour cela, un modèle de cavitation s'adaptant à différentes conditions de débit a été développé. Les perspectives envisagées sont la modélisation de machines multi-étagées, de situations à débits et rotations inverses et de régimes diphasiques à forts taux de vide.

Mots clés : pompe, simulation, transitoire

ONE-DIMENSIONAL MODELLING OF THE BEHAVIOR OF A ROTODYNAMIC PUMP IN NORMAL AND ACCIDENTAL OPERATION

ABSTRACT : Rotating machineries are used in numerous industries to convert mechanical energy into pressure inside a fluid. Pumps are constituted of at least one bladed rotating part giving energy to the fluid (the impeller) and connected to a shaft, which is entrained by a motor. Nowadays Computational Flow Dynamics (CFD) local scale computations are used to optimize such components. However, computation cost of such local simulations is heavy even at the scale of the machine alone. That hardly allows the simulation of transient scenarii on whole and complex systems such as a reactor, which are studied in the frame of nuclear safety. In such a context, a predictive model of an intermediate scale -between the global study of the machine (0D) and 3D CFD computations- has been developed during this PhD thesis. The proposed one-dimensional (1D) approach consists in considering a mean stream line that is adopted by the flow inside each part of the machine. The model predicts performances of machines of various geometries in fast transient single-phase conditions. Two-phase situations have also been simulated and compared to experiment. To achieve this, a cavitation model which depends on flow rate has been developed. Intented prospects are the modelling of multi-stage machines, of inverse flow rate and rotational speed situations and of two-phase flow regimes with high void fractions.

Keywords : pump, transient, simulation

Arts et Métiers Sciences et Technologies

HESAM UNIVERSITÉ