



Etude expérimentale et numérique des phénomènes de condensation dans un tube vertical partiellement immergé

Davy Khaophone

► To cite this version:

Davy Khaophone. Etude expérimentale et numérique des phénomènes de condensation dans un tube vertical partiellement immergé. Plasmas. Université Paul Sabatier - Toulouse III, 2016. Français. ⟨NNT : 2016TOU30080⟩. ⟨tel-01477720⟩

HAL Id: tel-01477720

<https://theses.hal.science/tel-01477720v1>

Submitted on 27 Feb 2017

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.



HAL Authorization



THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par :

Université Toulouse 3 Paul Sabatier (UT3 Paul Sabatier)

Présentée et soutenue par :

Davy Khaophone

le jeudi 28 janvier 2016

Titre :

Étude expérimentale et numérique des phénomènes de condensation dans un tube vertical partiellement immergé

École doctorale et discipline ou spécialité :

ED MEGEP : Énergétique et transferts

Unité de recherche :

LAPLACE - Laboratoire Plasma et Conversion d'Énergie - CNRS-UPS-INPT

Directeur/trice(s) de Thèse :

Marc Miscevic

Jury :

Frédéric LEFEVRE - Professeur des universités, CETHIL Lyon - Président du jury

Yves BERTIN - Professeur des universités, ENSMA Poitiers/LET - Rapporteur

Benoît STUTZ - Professeur des universités, Université de Savoie/LOCIE - Rapporteur

Richard FOURNIER - Professeur des universités, UPS Toulouse - Examineur

Frédéric TOPIN - Maître de conférences, IUSTI Marseille - Examineur

Marc MISCEVIC - Maître de conférences, UPS Toulouse/LAPLACE - Directeur de thèse

Jérôme POUVREAU - Ingénieur de recherche, CEA Grenoble - Co-encadrant de thèse

Vincent MELOT - Ingénieur études, DCNS Nantes-Indret - Co-encadrant de thèse

Je dédie cet ouvrage à ceux qui m'ont soutenu depuis le tout début : mes parents qui m'ont permis d'arriver jusqu'ici, et mes sœurs qui ont longtemps cru que je travaillais sur la bombe H alors qu'en fait, pas du tout.

Remerciements

Au départ d'une thèse, on s'imagine souvent que les travaux à réaliser ainsi que les défis qui seront à relever pourront être relevés seuls, par le fruit de notre seul effort. Au cours des trois années de travaux de thèse, on réalise progressivement que ceci est complètement faux. Et au dernier jour de l'écriture de la thèse, c'est-à-dire au moment où j'écris ces lignes, je me rends compte à quel point cette pensée était naïve (voire arrogante). C'est pour cela que je tiens à remercier l'ensemble des personnes qui m'ont aidé durant ces trois années de thèse, que ce soit de près ou de loin. J'espère n'oublier personne et si jamais c'est le cas, je m'en excuse sincèrement. Quelque part, cette partie est aussi stressante à rédiger que les 200 pages qui suivront.

Je tiens d'abord à remercier mon jury de thèse qui a pris le temps d'évaluer la qualité du travail qui a été effectué. Je remercie en particulier mes deux rapporteurs Yves Bertin et Benoît Stutz. La pertinence de leurs remarques a permis de soulever des questions judicieuses et a également contribué à améliorer la rigueur de mon travail.

Je souhaite ensuite dire merci à mes encadrants de thèse. Je remercie mon directeur de thèse Marc Miscevic qui a pris le temps de m'aiguiller dans mon travail malgré la distance qui séparait son laboratoire et le mien. Merci également à Vincent Melot qui m'a montré que les problèmes physiques fondamentaux peuvent avoir un réel impact au niveau industriel. Je te remercie aussi pour avoir appuyé ma candidature pour cette thèse qui m'a permis de travailler sur un sujet complexe et passionnant. Merci à Jean-François Fourmigué pour m'avoir encadré pendant la première année de thèse et ton soutien permanent sur les problèmes que nous avons rencontré sur les simulations numériques.

Un très GRAND merci à mon encadrant Jérôme Pouvreau qui m'a supporté (au sens propre comme au sens figuré) tout le long de ces années de thèse. Ta rigueur phénoménale m'a souvent énervé mais elle a toujours été nécessaire, tes remarques m'ont fréquemment agacé mais ont toujours été pertinentes (et je pense que ça m'énervait encore plus !). Tu as supporté mes fréquentes sautes d'humeur sans broncher et sans me laisser tomber. J'ai énormément appris à tes côtés et ça a été un vrai honneur que d'avoir travaillé avec toi.

Je souhaite ensuite remercier l'équipe technique pour leur support et ce qu'ils m'ont enseigné. Merci à Olivier Soriano qui m'a aidé lors de l'établissement des besoins de la boucle. Je remercie particulièrement Franck Chiarucci pour son soutien sans faille lors de la construction de la boucle VISCONTI. Je peux affirmer sans crainte que la boucle, les résultats qui en découlent et le présent manuscrit n'auraient jamais existés sans toi.

Merci à Simon Martinez qui a fourni un travail considérable sur la boucle VISCONTI et a établi une base de données conséquente pour l'exploitation des résultats. C'était un réel plaisir de t'encadrer et de m'être creusé la tête avec toi à trouver des solutions sur une boucle qui nous aura causé plus d'un souci. Je te souhaite également bonne chance pour ta propre thèse (tu verras, c'est pas si mal, en fait...).

Il est maintenant temps de remercier toutes les personnes du laboratoire au CEA Grenoble, dont la liste des noms commence à me donner le vertige. Merci à mon chef Raphaël Couturier pour m'avoir accueilli dans son laboratoire et pour son soutien. Merci à Arnaud Bruch pour m'avoir aidé sur la boucle (mais si, les dimensionnements de vanne) et des nombreuses discussions que l'on a pu avoir qu'elles aient pu être sérieuses (rarement) ou stupides (souvent). Merci à Pierre Coste pour ton aide

sur le modèle numérique et ta bonne humeur. Merci à Pierre Garcia, Sylvie Rougé, Franck Pra, Zoé Minvielle, Philippe Bandelier.

Compagnons et amis thésards, je ne vous oublie pas. Merci à vous pour votre bonne humeur, votre soutien et vos idées : Pierre Pardo dont le surnom sera tu ici pour des raisons que la bienséance dicte, Charles-Victor Hémery dont le surnom m’aura toujours laissé circonspect, mes partenaires de bureau Thibaut Esence et Rémi Dinsenmeyer qui ont eu la (mal)chance et le (dé)plaisir de m’avoir, mon partenaire de badminton Matthieu Martinelli dit « Ponigato » (le MCP vaincra, j’en suis sûr), mes compagnons d’infortune Adèle Caron-Soupart (la chasse au dragon, c’est fini !) et Odin Bulliard-Sauret (j’espère assister à ta soutenance sur Skype, jeune Padawan), Cristina Riofrío (vivement le jour où ta petite fera une nuit complète) et Anthony Chambon.

Laborantins du DTBH, merci à vous également : Grégory Cwicklinsky (ton soutien au saint C n’aura jamais failli), Damien Jaffre (nope, plus de randonnées en baskets) et Sophie Molina (In Fluent We Trust), Martin Longeon et François Rousset. Par ailleurs, je remercie Renaud Haxaire pour le support technique constant qu’il a apporté pour la réalisation des simulations numériques.

Pour finir, je souhaite remercier mes amis, ma famille, mes parents et mes deux sœurs qui m’ont soutenu depuis le début de la thèse et même bien avant. Enfin, merci aux personnes qui ne se doutent probablement pas de leur présence dans ces remerciements et qui m’ont soutenu sans le savoir (et si, vous comptez bien plus que vous ne voulez bien le croire): Cristina, Camille, Rémi et Sébastien.

Table des matières

Remerciements.....	<i>i</i>
Table des matières	<i>iii</i>
Nomenclature	<i>viii</i>
Introduction - Contexte technologique et industriel.....	<i>1</i>
0.A - Fonctionnement des réacteurs à eau pressurisée (REP) selon la géométrie considérée ...	2
0.A.1 - Principe général de fonctionnement d'un réacteur à eau pressurisée ordinaire..	2
0.A.2 - Contraintes de conception liées aux chaufferies nucléaires embarquées	3
0.A.3 - Typologie des différentes chaufferies nucléaires embarquées [4].....	3
0.B - Fonctionnement des pressuriseurs embarqués	5
0.B.1 - Fonctionnement du pressuriseur lors de l'intrusion.....	6
0.B.2 - Fonctionnement du pressuriseur lors de l'extrusion	8
0.C - Fonctionnement du système de douche et de répartition des débits	8
0.D - Problématique de l'étude	10
0.D.1 - Traitement difficile du coefficient de partage dans le système de douche	10
0.D.2 - Description des phénomènes physiques présents dans l'écoulement diphasique et identification des paramètres les régissant.....	11
0.E - Synthèse sur le contexte technologique et industriel	13
0.F - Références bibliographiques.....	13
Chapitre I - Etat de l'art.....	<i>17</i>
I.A - Etudes des écoulements à l'entrée du tube vertical.....	18
I.A.1 - Etudes des écoulements en déversoir sans mouvement rotationnel	18
I.A.2 - Présentation des études d'écoulements vortex	27
I.B - Etudes expérimentales des écoulements diphasiques au sein d'un tube vertical	31
I.B.1 - Etude des écoulements diphasiques adiabatiques descendants	31
I.B.2 - Condensation des bulles et poches de vapeur dans les écoulements verticaux ..	37
I.C - Simulations numériques des écoulements diphasiques	42
I.C.1 - Description des modèles diphasiques eulériens.....	43

I.C.2 - Gestion du transfert de masse liquide/vapeur dû au changement de phase par condensation dans les simulations numériques	46
<i>I.D - Synthèse et discussion sur l'état de l'art.....</i>	<i>51</i>
<i>I.E - Stratégie de l'étude.....</i>	<i>52</i>
I.E.1 - Définition du système étudié : différences entre le système original et le système étudié dans la thèse	53
I.E.2 - Premier axe de travail : simulation numérique de l'écoulement.....	53
I.E.3 - Deuxième axe de travail : validation expérimentale de la simulation numérique.....	55
<i>I.F - Références bibliographiques</i>	<i>56</i>
Chapitre II - Installation VISCONTI : VISualisation des phénomènes de CONDensation dans un Tube partiellement Immérgé.....	61
<i>II.A - Rappel des phénomènes présents dans l'écoulement à étudier et des paramètres physiques d'influence</i>	<i>62</i>
<i>II.B - Réflexions sur la conception de la boucle VISCONTI</i>	<i>63</i>
II.B.1 - Identification des besoins de la boucle VISCONTI	64
II.B.2 - Conception de la section d'essais.....	64
II.B.3 - Conception des systèmes de la boucle d'essais.....	67
<i>II.C - Description de la boucle VISCONTI.....</i>	<i>70</i>
II.C.1 - Explication du fonctionnement de la boucle VISCONTI	70
II.C.2 - Caractéristiques et dimensions de la section d'essais	75
<i>II.D - Caractéristiques du fluide de travail (circuit primaire)</i>	<i>78</i>
II.D.1 - Généralités : utilisation et réponse au besoin de la boucle	78
II.D.2 - Propriétés thermophysiques	79
<i>II.E - Description des procédures d'étalonnages des capteurs de mesure.....</i>	<i>80</i>
<i>II.F - Synthèse du chapitre</i>	<i>82</i>
<i>II.G - Références bibliographiques</i>	<i>82</i>
Chapitre III - Etude expérimentale des phénomènes de condensation dans un tube vertical partiellement immergé.....	85
<i>III.A - Description des campagnes d'essais et des protocoles expérimentaux.....</i>	<i>87</i>
III.A.1 - Campagnes d'essais.....	87

III.A.2 - Protocoles expérimentaux	88
<i>III.B - Etude qualitative de l'écoulement diphasique par caméra rapide</i>	<i>90</i>
III.B.1 - Ecoulement en entrée de tube d'essais	90
III.B.2 - Ecoulement au sein du tube d'essais.....	93
III.B.3 - Lien entre les écoulements diphasiques à différentes altitudes dans le cas d'un écoulement sans changement de phase.....	97
III.B.4 - Analyse de vitesses par caméra rapide	99
<i>III.C - Détermination du débit critique dans un écoulement diphasique adiabatique</i>	<i>107</i>
III.C.1 - Influence de l'ouverture de vanne en sortie de tube d'essais.....	107
III.C.2 - Etude du profil de pression dans le tube d'essais et comparaison avec le modèle monophasique	110
III.C.3 - Comparaison des corrélations de déversoir adaptées à un tube cylindrique avec les résultats expérimentaux.	113
<i>III.D - Etude quantitative dans le tube d'essais pour un écoulement diphasique avec deux constituants.....</i>	<i>116</i>
III.D.1 - Détermination de l'offset.....	116
III.D.2 - Estimation de la fraction volumique globale dans le tube d'essais à partir des mesures de pression	117
III.D.3 - Influence de l'ouverture de vanne en sortie de tube d'essais	120
III.D.4 - Aspiration de la vapeur dans le tube d'essais en fonction du débit injecté ..	123
<i>III.E - Sous-refroidissement liquide : étude d'un essai de référence avec condensation complète de la phase vapeur dans le tube d'essais</i>	<i>124</i>
III.E.1 - Conditions de l'essai	125
III.E.2 - Analyse qualitative de l'écoulement dans la section d'essais.....	125
III.E.3 - Etude de l'évolution de la fraction volumique globale vapeur par la corrélation de Friedel.....	126
III.E.4 - Comparaison entre le débit de vapeur mesuré et le débit de vapeur condensé calculé par bilan enthalpique	126
<i>III.F - Synthèse et analyse critique de la boucle d'essais VISCONTI.....</i>	<i>128</i>
III.F.1 - Synthèse des résultats.....	128
III.F.2 - Analyse critique et pistes d'améliorations de la boucle d'essais VISCONTI	129
<i>III.G - Références bibliographiques</i>	<i>132</i>

Chapitre IV - Etude numérique de l'écoulement diphasique en déversoir.....	135
<i>IV.A - Rappel des principes du modèle diphasique VOF</i>	<i>136</i>
<i>IV.B - Validation de l'outil CFD pour un écoulement en déversoir plan sans échange thermique.....</i>	<i>137</i>
IV.B.1 - Présentation de l'outil CFD utilisé	137
IV.B.2 - Expression des corrélations pour les écoulements dans les déversoirs plans	138
IV.B.3 - Description de la mise en données sur ANSYS Fluent	138
IV.B.4 - Comparatif entre les résultats numériques et les valeurs données par les corrélations en barrage.....	141
<i>IV.C - Etude numérique de l'écoulement diphasique dans la boucle d'essais VISCONTI sans changement de phase.....</i>	<i>145</i>
IV.C.1 - Domaine d'étude	145
IV.C.2 - Maillage.....	147
IV.C.3 - Conditions aux limites	150
IV.C.4 - Initialisation du cas	151
IV.C.5 - Schémas de résolution	152
IV.C.6 - Conditions de convergence.....	153
<i>IV.D - Validation de la simulation sans prise en compte du changement de phase</i>	<i>153</i>
IV.D.1 - Structure de l'écoulement en entrée de tube et calcul de l'épaisseur de film.	154
IV.D.2 - Comparaison de la hauteur mesurée et de la hauteur calculée	157
IV.D.3 - Calcul du débit volumique de gaz injecté et bilan récapitulatif	157
<i>IV.E - Analyse de l'écoulement diphasique au sein de la section pour un écoulement en film tombant.</i>	<i>158</i>
IV.E.1 - Atteinte et étude du régime permanent	158
IV.E.2 - Analyse qualitative la structure de l'écoulement	161
IV.E.3 - Comparaison de la hauteur mesurée et de la hauteur calculée.....	163
IV.E.4 - Etude du taux de vide au sein du tube d'essais.....	164
IV.E.5 - Etude du profil de pression dans le tube d'essais	166
IV.E.6 - Etude du champ de vitesses dans le domaine d'étude	167
IV.E.7 - Etude du taux de vide et du profil de vitesse en entrée de tube	172

<i>IV.F - Influence du débit pour un même régime d'écoulement sans changement de phase</i>	<i>174</i>
<i>IV.G - Modèle numérique de condensation</i>	<i>180</i>
IV.G.1 - Méthode d'implantation du modèle dans ANSYS Fluent et description du modèle de condensation.....	180
IV.G.2 - Difficulté induite par le modèle VOF.....	181
IV.G.3 - Résolution du problème	182
<i>IV.H - Exploitation d'un modèle de condensation simplifié sur un essai de référence avec condensation complète de la phase vapeur.</i>	<i>184</i>
IV.H.1 - Atteinte du régime établi	184
IV.H.2 - Analyse qualitative de l'écoulement et comparaison avec les données expérimentales	186
IV.H.3 - Etude des profils de pression et de taux de vide le long du tube.....	188
IV.H.4 - Etude des profils de vitesse et de taux de vide en entrée de tube	190
IV.H.5 - Bilan comparatif des résultats de simulation et des essais expérimentaux...192	
<i>IV.I - Calcul sous les mêmes conditions d'entrée avec application du modèle de condensation complet</i>	<i>192</i>
<i>IV.J - Synthèse et perspectives sur les simulations CFD.....</i>	<i>195</i>
IV.J.1 - Synthèse des résultats	195
IV.J.2 - Perspectives sur les simulations.....	196
<i>IV.K - Références bibliographiques.....</i>	<i>197</i>
Conclusion.....	199
Annexe : Calcul des incertitudes de mesure des thermocouples.....	205

Nomenclature

Alphabet latin

$\%a$	-	pourcentage du signal électrique fourni à la vanne VR02
a	m^2	aire
Bo	-	nombre de Bond
C_p	J/kg.K	capacité thermique massique à pression constante
C	-	paramètre de distribution, coefficient sans dimension
D	m	diamètre interne de tube
E	-	coefficient
E_m	J/m ³	énergie volumique de la phase de mélange
f	-	coefficient de frottement
F	-	coefficient
Fo	-	nombre de Fourier
Fr	-	nombre de Froude
g	m/s ²	accélération de la pesanteur, 9,81 m/s ²
h	m	hauteur
$h_{l,i}$	W/m ² .K	coefficient de transfert thermique entre la phase liquide et l'interface
$h_{v,i}$	W/m ² .K	coefficient de transfert thermique entre la phase vapeur et l'interface
H	m	hauteur de liquide en surplomb du tube ou d'une jambe de retour
H_l	J/kg	enthalpie massique de la phase liquide
H_v	J/kg	enthalpie massique de la phase vapeur
Ja	-	nombre de Jacob
K	-	coefficient
L	m	largeur de barrage
L_v	J/kg	chaleur latente de vaporisation
$\dot{m}$	kg/s	débit massique
Nu	-	nombre de Nusselt
Pr	-	nombre de Prandtl
Q	m ³ /s ; m ³ /h	débit volumique
r	-	coefficient pour le modèle de Lee
R_{GP}	J/mol.K	constante universelle des gaz parfaits, 8,314 J/mol.K
Re	-	nombre de Reynolds
S	unité variable	terme source
t	s	temps
T	K	température
U	m/s	vitesse
$\vec{v}$	m/s	vecteur vitesse
We	-	nombre de Weber
x	-	titre vapeur
x	m ; mm	position selon l'axe x dans les simulations numériques
z	m	hauteur de barrage, dépassement du tube
z	m	altitude

Alphabet grec

α	-	fraction volumique, taux de vide local
$\langle \alpha \rangle$	-	taux de vide volumique moyen
β	-	diamètre instantané de bulle
Γ_l	kg/m ³ .s	taux volumique de changement de phase

Nomenclature

Δt	s ; ms	pas de temps ou fréquence d'échantillonnage
ΔP	Pa	écart de pression entre deux points
Δz	m	différence d'altitude
ξ	-	coefficient de perte de charge
θ	m	dimension caractéristique d'une perturbation
λ	W/m.K	conductivité thermique
μ	Pa.s	viscosité dynamique de fluide
ϖ	-	coefficient
ρ	kg/m ³	masse volumique de fluide
σ	N/m	tension superficielle de fluide
$\hat{t}$	-	temps adimensionné
τ_p	N/m ² ; Pa	contrainte de cisaillement à la paroi
φ	W	flux
χ	-	coefficient de contraction du fluide au passage d'un barrage
ψ	-	coefficient d'accommodation

Indices

b	bulle
Bazin	relatif à la corrélation de Bazin
crit	critique
contrôle	relatif à un volume de contrôle
diff	différentielle
dr	dérive (« drift »)
drag	traînée
E	relatif à l'énergie
g	gaz
i	interfacial
int	interne ou interface
jambe	relatif aux jambes de retour
l	relatif à la phase liquide
lin	linéaire
lv	indice pour vitesse relative
m	phase de mélange
op	opérateur
p	relatif au pressuriseur
Rehbock	relatif à la corrélation de Rehbock
sat	état saturé
S.I.A.	relatif à la corrélation de la S.I.A.
SL	surface libre
v	relatif à la phase vapeur

Exposants et symboles mathématiques

*	valeur adimensionnée
∇	opérateur gradient
$\triangleq$	égal par définition
inst	instantané, instantanée
loc	local, locale

Introduction - Contexte technologique et industriel

Cette étude se déroule dans le cadre d'une thèse CIFRE, où le contexte technologique prend une importance particulière. La thèse est le fruit d'une collaboration entre DCNS, société spécialisée dans la conception d'équipements navals militaires, le Commissariat à l'énergie atomique et aux énergies alternatives (CEA) et le Laboratoire plasma et conversion d'énergie (LAPLACE).

Cette thèse se consacre à l'étude de phénomènes physiques se déroulant dans un équipement conçu par l'entreprise DCNS. Ce système permet d'assurer la régulation en pression des chaufferies nucléaires embarquées qui équipent de nombreux bâtiments navals militaires. Il sera décrit plus en détail dans ce chapitre. Les objectifs de cette thèse sont de comprendre davantage les phénomènes physiques que l'on peut observer en son sein, mais aussi de créer un outil d'aide au dimensionnement de cet équipement. Afin de prendre la mesure du problème auquel est confronté DCNS ainsi que de comprendre l'intérêt de cette thèse, il est important de définir le contexte technologique et industriel de notre étude. Ce chapitre a pour but d'identifier ce cadre et d'y situer notre étude.

Ce chapitre décrira d'abord le fonctionnement des chaufferies nucléaires embarquées, en exposant les contraintes de conception présentes sur ce type de chaufferie et en décrivant les différentes chaufferies existantes. Ensuite nous décrirons plus en détail l'action générale des pressuriseurs embarqués, organes des chaufferies nucléaires destinés à maintenir les chaufferies à des niveaux de pression constants. Cet équipement sera décrit dans ses différents modes de fonctionnement. Par la suite le fonctionnement du système de régulation passive en pression installé dans les pressuriseurs embarqués sera expliqué. Ce système breveté [1] par DCNS est le siège de phénomènes physiques complexes qui font l'objet de notre étude. Le chapitre se terminera par une synthèse du contexte industriel et des enjeux de cette thèse.

o.A - Fonctionnement des réacteurs à eau pressurisée (REP) selon la géométrie considérée

o.A.1 - Principe général de fonctionnement d'un réacteur à eau pressurisée ordinaire

Il existe différents types de chaufferies nucléaires. Leurs différences se caractérisent principalement par le choix des matériaux utilisés sur plusieurs niveaux : choix de la matière fissile, de la matière fertile, du fluide caloporteur utilisé [2]. Cependant, le principe de base est similaire quelle que soit la structure de la chaufferie et les matériaux utilisés : le réacteur produit de l'énergie thermique à partir de réactions nucléaires exothermiques (fission). Cette énergie thermique peut ensuite être réutilisée sous forme de chaleur ou convertie en électricité.

Dans tout ce chapitre, nous détaillerons uniquement le réacteur à eau pressurisée qui s'est imposé comme une référence parmi tous les cycles de réacteurs nucléaires existants. Cette popularité s'explique par leur exploitation plus simple du combustible, leur robustesse, leur performance et leur compacité. Ces qualités leur garantissent un entretien plus simple et des coûts d'exploitation moindres devant les autres types de réacteurs nucléaires. Les conditions de fonctionnement sont également plus souples : la température de la source froide est de 14°C en moyenne et celle de la source chaude ne dépasse pas 325°C. La Figure 0-1 illustre le principe de fonctionnement d'un réacteur à eau pressurisée :

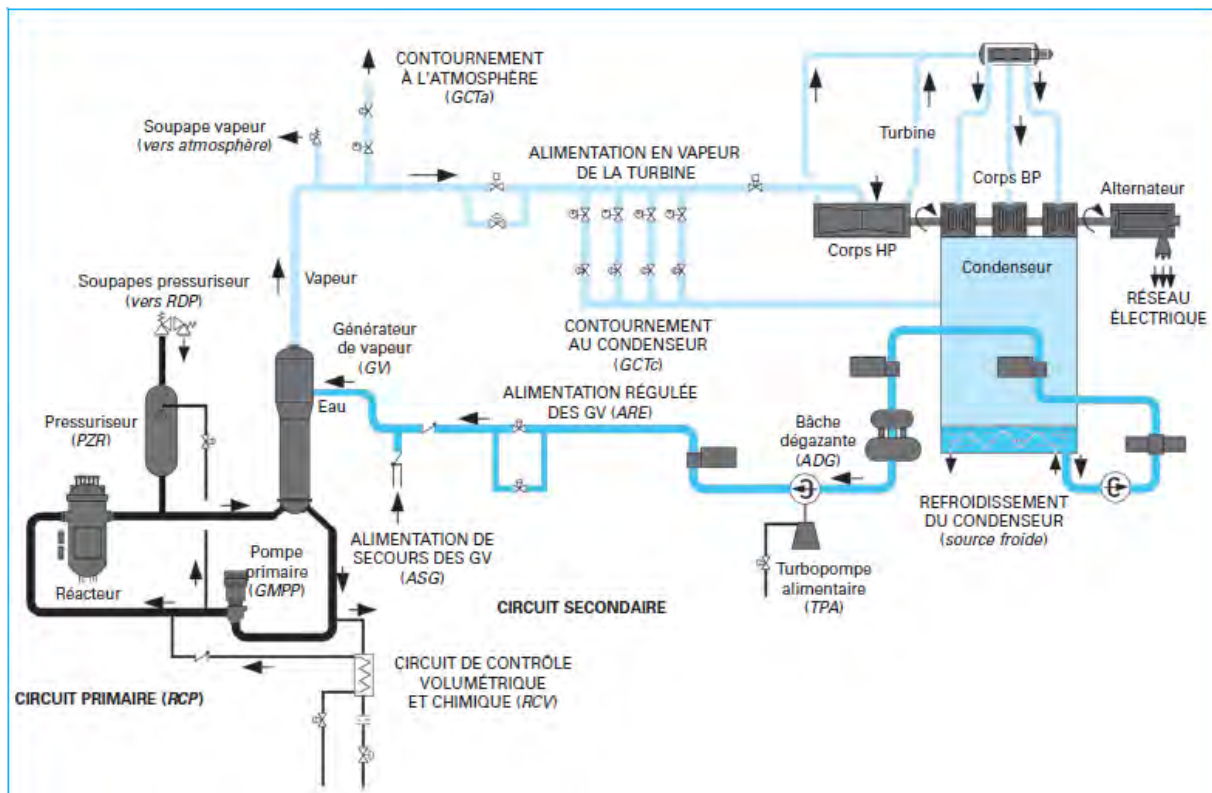


Figure 0-1: Principe de fonctionnement d'un réacteur à eau pressurisée [3].

Un REP abrite deux circuits dits primaire et secondaire. Le circuit primaire correspond au cycle permettant de fournir de la chaleur au sein du générateur de vapeur, tandis que le circuit secondaire correspond au circuit permettant de générer de l'électricité. Le circuit primaire comporte trois composants principaux :

- une cuve dans laquelle se trouve le cœur nucléaire,
- un générateur de vapeur relié au circuit secondaire (comportant turboalternateur et turbine),
- un pressuriseur destiné au maintien en pression du système.

Dans le circuit primaire se trouve un fluide caloporteur. Dans le cas des REP, il s'agit d'eau liquide sous haute pression qui circule par l'action de pompes ou par circulation naturelle, selon l'intensité du débit. Cette eau primaire voit sa température augmenter au sein du cœur nucléaire, siège de réactions nucléaires exothermiques, et baisser au sein du générateur de vapeur.

Dans le circuit secondaire circule de l'eau qui extrait l'énergie thermique de l'eau primaire dans le générateur de vapeur. Cette eau se vaporise dans cet organe. La vapeur subit alors deux détente (une détente à haute pression puis une détente à basse pression) qui servent à actionner les alternateurs qui assurent l'approvisionnement en électricité. Cette électricité est ensuite transférée dans le réseau électrique national. L'eau secondaire est ensuite condensée et sous-refroidie avant d'être réinjectée dans le générateur de vapeur pour un nouveau cycle.

Bien que le principe de fonctionnement soit le même pour un REP à terre et un REP embarqué dans un bâtiment naval, il existe des contraintes de conception supplémentaires dans le deuxième cas.

o.A.2 - Contraintes de conception liées aux chaufferies nucléaires embarquées

Les chaufferies à terre et les chaufferies embarquées fonctionnent sur des principes similaires. Cependant les contraintes technologiques sont plus importantes dans les chaufferies nucléaires embarquées pour de multiples raisons [4].

L'encombrement des systèmes et le bruit qu'ils engendrent doivent être minimaux, pour des raisons d'intégration dans un espace limité d'une part et pour des raisons de discrétion d'autre part. Ceci est particulièrement vrai dans le cas d'un REP embarqué dans un sous-marin.

Les transitoires de puissance sont bien plus nombreux que dans une centrale nucléaire à terre, car les besoins en puissance peuvent varier considérablement en un temps très réduit. A titre d'exemple, un navire de guerre peut demander de 10 à 100% de la puissance disponible en 30 secondes [4]. On peut également citer l'exemple du porte-avions Charles-de-Gaulle qui a recours aux catapultages très énergivores pour le décollage des appareils.

Par ailleurs, les conditions d'exploitation sont plus difficiles en mer : les équipements sont à la charge d'une équipe réduite qui ne peut être remplacée facilement. La maintenance est la condition imposant la durée des cycles d'utilisation des navires. La durée de vie du cœur nucléaire doit donc être aussi longue que possible afin d'immobiliser le moins possible les navires.

Les paragraphes suivants distinguent les différentes architectures existantes de réacteurs embarqués et se penchent ensuite plus en détail sur le fonctionnement du pressuriseur qui permet le maintien en pression de la chaufferie nucléaire malgré les transitoires de puissance. Puis, nous décrirons le système conçu et réalisé par DCNS afin de réguler la pression au sein du pressuriseur par le moyen d'un système complètement passif. Cela nous permettra enfin de cerner la problématique de cette étude.

o.A.3 - Typologie des différentes chaufferies nucléaires embarquées [4]

La propulsion navale nucléaire utilise principalement des réacteurs à eau pressurisée (REP) pour les raisons que nous avons évoquées en 0.A.1 -. Ces raisons leur ont permis de s'imposer comme choix

logique devant l'architecture des réacteurs terrestres refroidis au sodium, ces derniers étant moins faciles à entretenir. Deux principaux types de REP embarqués sont décrits dans ce paragraphe.

La technologie de REP embarqué est le réacteur à boucles, dans lequel les différents composants sous pression sont indépendants d'un point de vue mécanique, chaque organe étant fixé sur la structure support de manière rigide (cf. Figure 0-2). Les différents équipements sous pression contenus dans l'enceinte de confinement sont reliés par une tuyauterie souple capable d'encaisser les dilatations thermiques, afin de former une boucle primaire. Cette géométrie permettant d'avoir une relative indépendance entre les composants du circuit primaire, cette architecture est celle qui est la plus utilisée. Elle est la première à avoir été adoptée pour les navires français, aussi parle-t-on d'architecture de première génération.

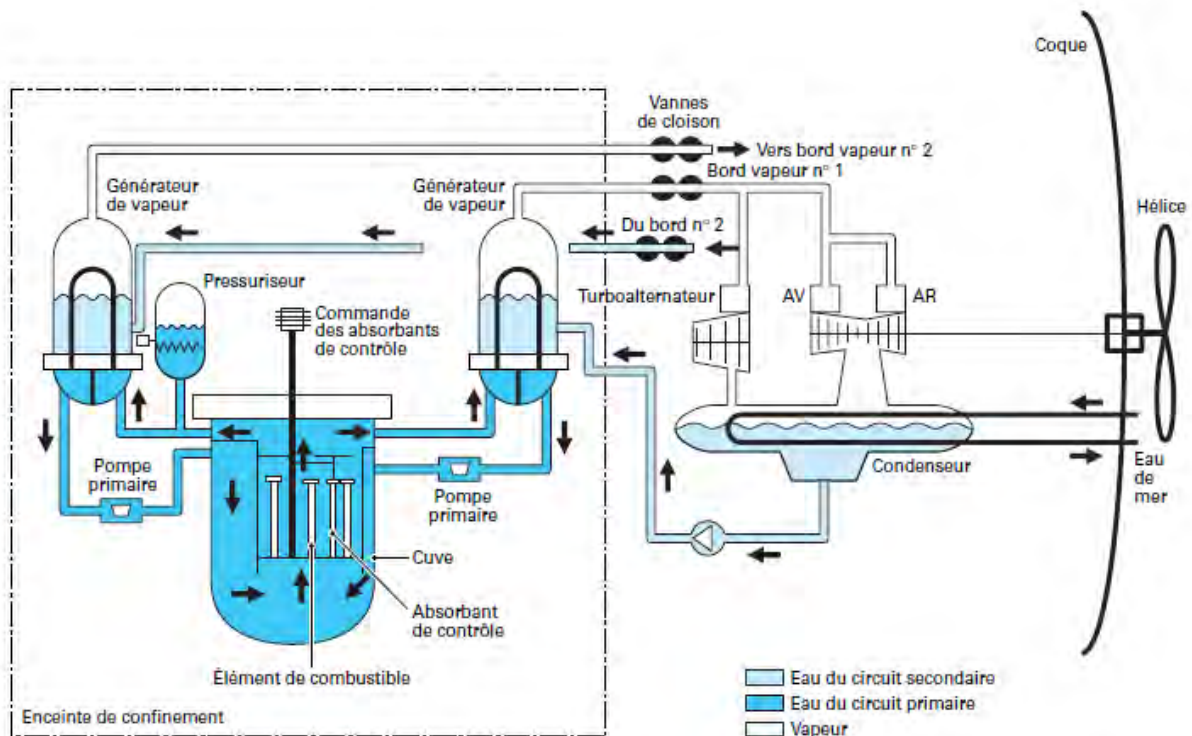


Figure 0-2: Architecture de première génération, le réacteur à boucles – principe de base

Une différence notable du REP embarqué vient du fait que l'énergie thermique extraite du cœur nucléaire n'est pas seulement exploitée sous forme de chaleur et pour la production d'électricité. En effet, l'énergie est aussi exploitée directement sous forme d'énergie mécanique, puisqu'elle entraîne la rotation de l'hélice du bâtiment.

L'architecture de seconde génération est appelé réacteur compact. Le générateur de vapeur est directement connecté à la cuve nucléaire, via une plaque de séparation entre les deux organes (cf. Figure 0-3). Les organes ne sont plus indépendants d'un point de vue mécanique. Cela permet d'augmenter la compacité du réacteur dans le navire.

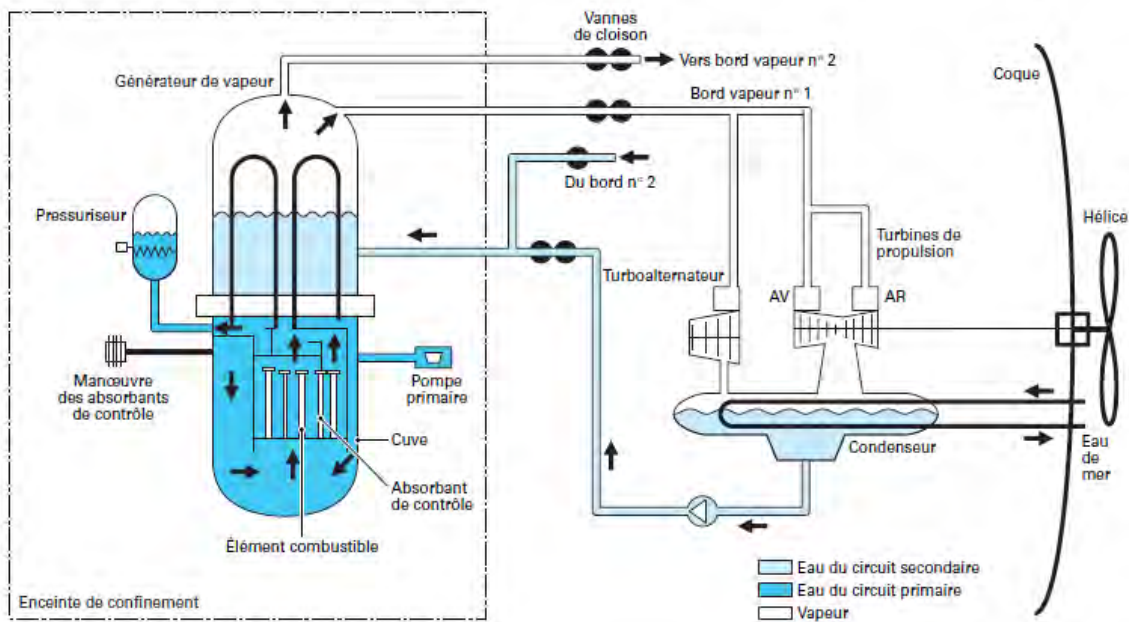


Figure 0-3: Architecture de seconde génération, le réacteur compact - principe de base

D'autres concepts d'architecture ont été étudiés mais aucun n'a vu le jour. Malgré les différentes géométries de REP embarquées existantes, les composants de la chaufferie restent cependant les mêmes. Afin de maintenir le cœur nucléaire constamment noyé malgré les hautes températures de fonctionnement, il est nécessaire de maintenir une pression constante dans le circuit primaire pour que le combustible soit en contact avec de l'eau sous-refroidie. C'est le rôle du pressuriseur, dont nous allons décrire le fonctionnement.

o.B - Fonctionnement des pressuriseurs embarqués

Comme expliqué précédemment, le pressuriseur permet le maintien en pression constante du circuit primaire. En plus de cette fonction, le pressuriseur doit également supporter les variations de volume de l'eau primaire suite aux variations de puissance du système. Ce composant du circuit primaire assure la pressurisation par un jeu de condensation-évaporation en son sein.

Comme indiqué sur la Figure 0-4, il est constitué principalement des éléments suivants :

- un système de cannes chauffantes pour évaporer l'eau en cas de baisse de la pression,
- un système de douche pour condenser la vapeur d'eau en cas d'augmentation de la pression,
- de lignes de retour, également appelées jambes de retour (une seule jambe de retour est représentée sur la Figure 0-4 afin de faciliter la lecture du schéma),
- une circulation permanente d'eau.

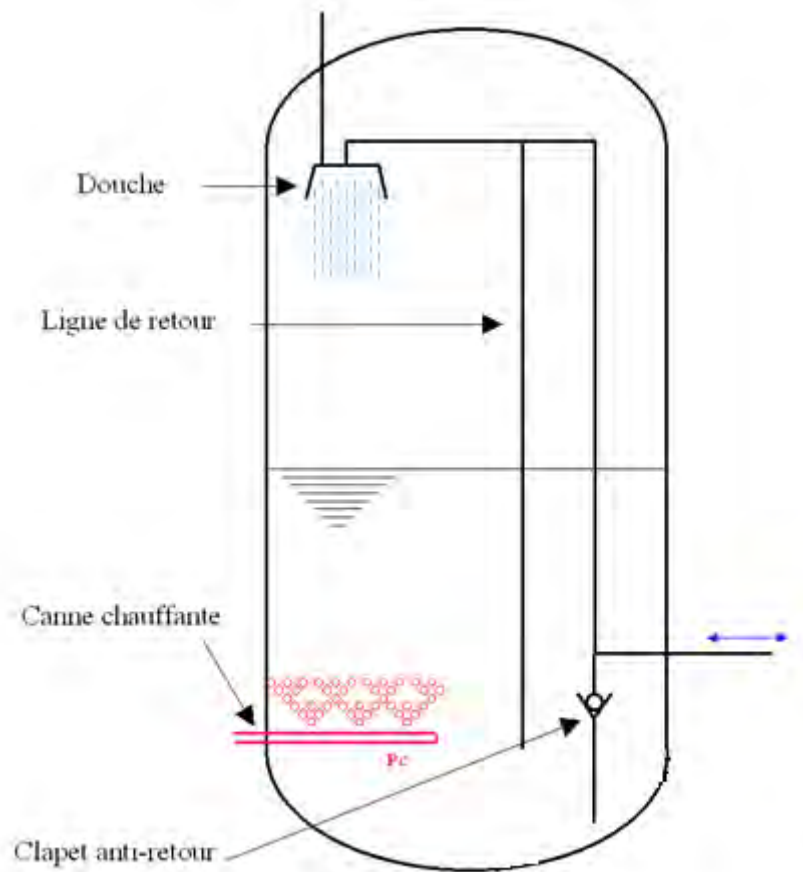


Figure 0-4: Schéma de principe du pressuriseur en régime permanent.

L'eau est présente sous forme de liquide et de vapeur dans le pressuriseur. On peut distinguer trois régimes de fonctionnement différents pour le pressuriseur : le régime permanent et deux régimes transitoires.

Lors du fonctionnement en régime permanent, les cannes chauffantes délivrent une puissance thermique faible pour générer de l'ébullition en fond de pressuriseur. Cette ébullition compense les pertes thermiques et permet de maintenir une pression constante dans le pressuriseur. La douche est parfois sollicitée par un débit d'eau sous-refroidie pour réaliser la condensation en cas de pression trop importante.

Le fonctionnement est très différent durant les régimes transitoires. Ces régimes transitoires diffèrent selon les variations de la puissance demandée par l'opérateur. Deux cas sont distingués : le cas de l'intrusion et de l'extrusion. Le cas de l'intrusion correspond au régime de fonctionnement lorsqu'une baisse de puissance est requise par l'opérateur, tandis que l'extrusion correspond *a contrario* à une augmentation de la puissance demandée. Ces régimes de fonctionnement sont décrits dans les paragraphes suivants.

o.B.1 - Fonctionnement du pressuriseur lors de l'intrusion

Suite à une baisse de puissance demandée par l'opérateur se met en place un régime transitoire thermohydraulique que le pressuriseur doit gérer [5]. Lorsque la puissance demandée diminue, l'admission de la vapeur dans les turbines du circuit secondaire est réduite. Il s'en suit une

augmentation globale de la pression dans ce circuit secondaire, et donc au sein du générateur de vapeur. Le pincement en température entre l'eau du circuit primaire et l'eau du circuit secondaire au sein du générateur est alors temporairement réduit. Cela provoque une augmentation de la température de l'eau dans le réacteur et dans le circuit primaire. L'expansion résultante provoque un transfert d'une partie de la masse d'eau contenue dans le réacteur vers le pressuriseur. Un débit d'intrusion à une température sous refroidie pénètre dans le pressuriseur.

Dans le cas où ce débit d'intrusion est directement introduit dans la phase liquide, il se produira une augmentation trop importante de la pression. Pour compenser cette augmentation, de la vapeur présente dans le pressuriseur doit être condensée à l'aide du débit d'intrusion sous refroidie. Cependant, si le débit d'intrusion est intégralement transféré à la douche, il se produira une baisse de pression trop importante. C'est pour cela que le débit est partagé en deux : une partie du débit est dirigé vers la douche tandis que le reste est évacué dans le fond du pressuriseur via les jambes de retour. Le partage du débit d'intrusion est fonction du débit et du niveau d'eau dans le pressuriseur. La façon dont ce partage est effectué sera explicitée dans le paragraphe I.C.

La solution technique est illustrée à la Figure 0-5. Les phénomènes présents dans le pressuriseur ainsi que les étapes de régulation lors de son fonctionnement en intrusion sont décrits ci-dessous :

1. L'eau sous refroidie est injectée dans le pressuriseur suite à une expansion volumique à un débit dit d'intrusion,
2. Le débit d'intrusion est réparti dans entre les jambes de retour et le système de douche :
 - a. Le débit de douche est pulvérisé sous la forme d'un jet de gouttes d'eau dans la phase vapeur. La différence de température entre la vapeur et l'eau sous refroidie provoque une condensation de la phase vapeur.
 - b. Le débit de retour est entraîné par gravité dans le fond du pressuriseur via les jambes de retour.

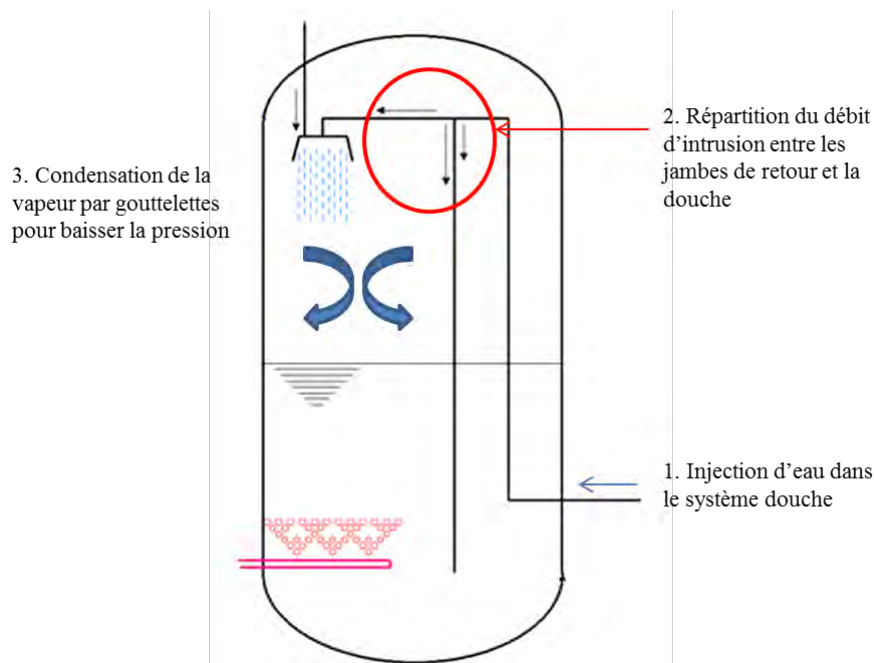


Figure 0-5: Cas de l'intrusion

Le cas décrit ici a permis d'expliquer succinctement le principe du rééquilibrage en pression lors d'une diminution de puissance demandée par l'opérateur. Le paragraphe suivant est dédié au rééquilibrage dans le cas inverse, c'est-à-dire lorsque l'opérateur demande une augmentation de la puissance.

o.B.2 - Fonctionnement du pressuriseur lors de l'extrusion

Lors d'une augmentation de puissance demandée par l'opérateur, la variation de température de l'eau primaire est inversée par rapport au cas précédent. Durant cette période, le volume massique de l'eau diminue donc. L'eau est alors extraite du pressuriseur par la boîte à clapet, à un débit dit d'extrusion (voir Figure 0-6). Ceci conduit à une baisse de niveau et à une diminution de pression. Afin de limiter cette baisse, la puissance des cannes chauffantes dans le pressuriseur est augmentée, provoquant une ébullition de l'eau en fond de cuve. Dans une moindre mesure, le phénomène d'auto-ébullition (liée à la diminution de pression) contribue occasionnellement au rééquilibrage des pressions.

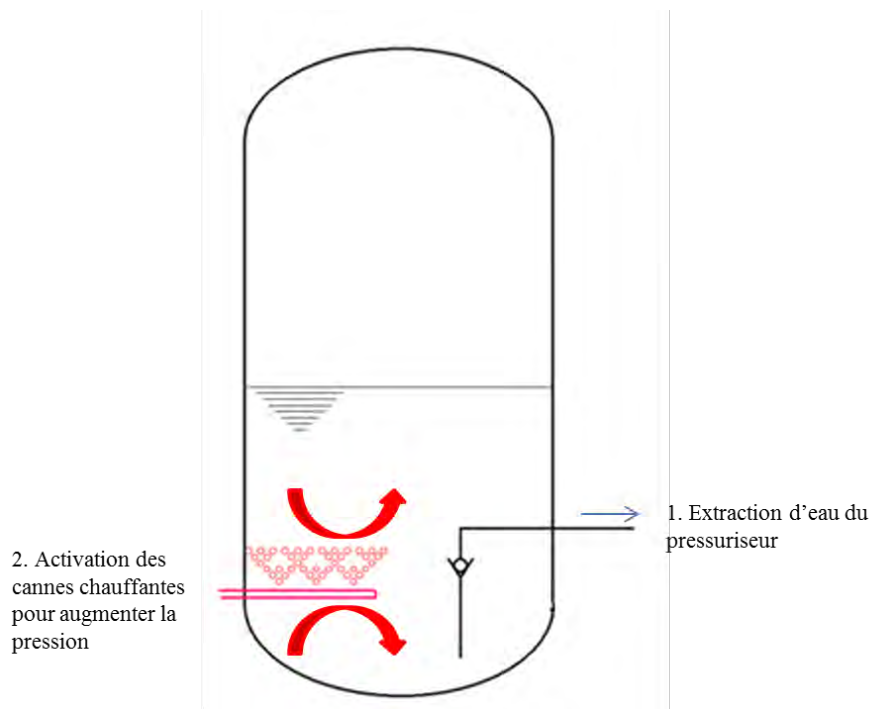


Figure 0-6: Cas de l'extrusion

Nous avons décrit l'action d'un pressuriseur lors de ses trois modes de fonctionnement : régime permanent, intrusion et extrusion. L'objet de cette thèse porte sur les phénomènes physiques présents dans le système de douche exploité durant le régime d'intrusion. Nous allons d'abord décrire le fonctionnement du système de douche breveté [1] dans le prochain paragraphe avant de traiter la problématique exacte de l'étude.

o.C - Fonctionnement du système de douche et de répartition des débits

Cette partie se consacre au système conçu par DCNS [1] et à son fonctionnement. Ce système a pour fonction de répartir le débit d'intrusion entre un débit redirigé vers le fond du pressuriseur et un débit destiné à asperger le ciel vapeur. Comme indiqué précédemment, cette répartition permet de réguler la pression de manière passive dans le pressuriseur lors de la phase d'intrusion. La régulation effectuée par ce système est dite passive, car il n'y a aucune intervention de l'opérateur pour réguler la pression lors de la phase d'intrusion.

Le système est constitué de deux volumes concentriques, le volume alimentaire et le volume douche (cf. Figure 0-7). Ces deux volumes sont séparés par une grille cylindrique dite de séparation des volumes.

- Le volume alimentaire comprend :
 - L'entrée en eau par le tube d'alimentation et des grilles brise-jet,
 - Les sorties vers le volume douche et les jambes de retour en fond de cuve,
- Le volume douche, qui accueille l'eau destinée à la condensation dans le pressuriseur. Une grille fine assure la transformation d'un jet uniforme d'eau en un jet de gouttes d'eau.

Le schéma de principe est donné en Figure 0-7. Comme nous l'avons mentionné précédemment, ce système est exploité uniquement lors de la phase d'intrusion. Durant cette phase, le débit liquide monte par le tube d'alimentation. Le débit passe ensuite par des grilles brise-jet destinées à uniformiser l'entrée d'eau dans tout l'espace concentrique afin de diminuer la vitesse d'injection dans le volume alimentaire.

En fonctionnement, une surface libre s'installe dans le volume alimentaire. Le débit d'eau sortant de ce volume se répartit alors entre les jambes de retour et le volume douche. Les dimensions des tubes (hauteur et diamètre) et les dimensions géométriques de la grille (diamètre, nombre et position des trous) permettent de calibrer la répartition du débit entre le retour dans le fond de la cuve et la douche.

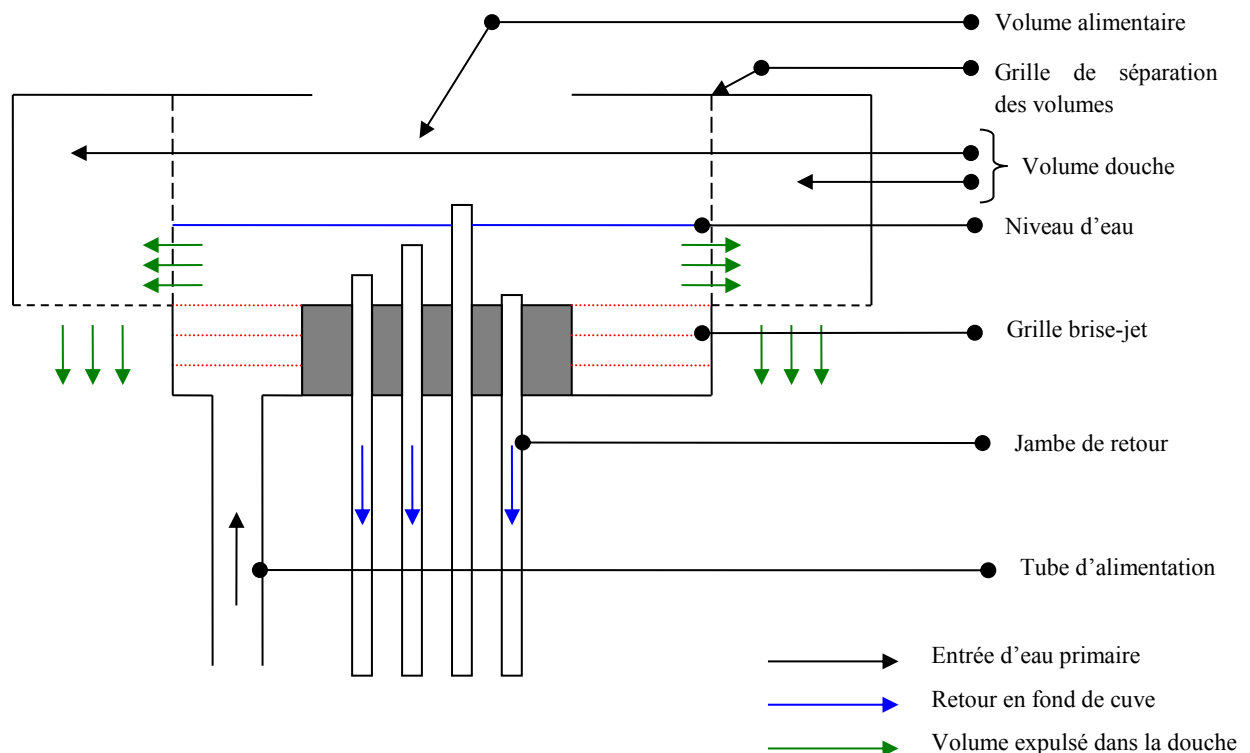


Figure 0-7: Schéma de principe du fonctionnement du système de douche DCNS [1] – vue en coupe.

L'eau sous refroidie dirigée vers la douche assure la condensation de la vapeur réalisant ainsi une baisse de pression. L'eau qui retourne en fond de cuve provoque une augmentation du niveau d'eau et donc une compression du ciel vapeur réalisant ainsi une montée en pression. Il est alors nécessaire de quantifier la répartition des débits d'eau entre la douche et les jambes de retour en fonction du débit en

arrivée. Cette quantification se fait au travers d'un coefficient de partage, qui varie selon le débit introduit dans le système.

Cependant, pour des faibles niveaux d'eau au-dessus des jambes de retour, une aspiration de vapeur se produit dans ces dernières. Cette phase vapeur à saturation au contact de l'eau sous-refroidie provoque ainsi une condensation additionnelle à celle produite par la douche, ce qui nous amène à la problématique de notre étude.

o.D - Problématique de l'étude

o.D.1 - Traitement difficile du coefficient de partage dans le système de douche

La problématique traitée dans cette thèse concerne les phénomènes d'entraînements vapeur se produisant dans le cas de faibles niveaux d'eau au-dessus des niveaux des jambes de retour. En effet, lorsque le fluide se déverse dans une jambe de retour (dit écoulement en déversoir), une partie de la vapeur présente dans le système de douche est entraînée avec lui. Cet entrainement de la vapeur par le liquide dans la jambe de retour devient nul lorsque le niveau d'eau au-dessus de celle-ci atteint une certaine valeur ; l'écoulement est alors dit « en charge ». La Figure 0-8 compare les différences de régime d'écoulement avec l'écoulement en charge et l'écoulement avec entrainement de vapeur :

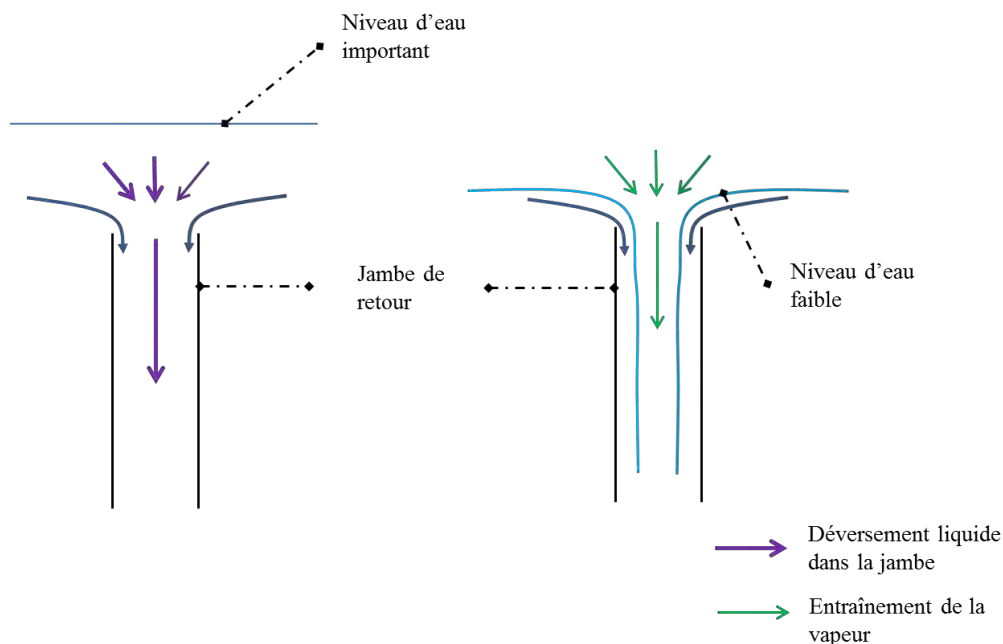


Figure 0-8 : Comparaison entre l'écoulement « en charge » (à gauche) et l'écoulement avec entrainement de vapeur (à droite).

Le problème de l'aspiration d'une certaine quantité de vapeur dans le canal est double : d'une part, il y a changement de la loi de débit de déversement dans le tube (écoulement déversoir vers écoulement en charge), et d'autre part, du fait de la différence de température entre l'eau et la vapeur, il y a condensation de la phase vapeur dans la jambe de retour. Ces deux phénomènes sont en réalité couplés : en effet, la condensation de la vapeur dans le tube peut induire une baisse de pression au sein du pressuriseur, donc un changement de régime dans le tube (et par extension, un changement de la loi de débit de déversement).

Ces phénomènes ont deux impacts. En premier lieu il y a perturbation de l'écoulement dans le système de douche, ce qui rend le calcul du coefficient de partage plus complexe. En second lieu, il y a une condensation additionnelle de la vapeur qui n'est pas précisément quantifiée.

o.D.2 - Description des phénomènes physiques présents dans l'écoulement diphasique et identification des paramètres les régissant

Des essais hydrauliques en adiabatique en eau/air sur une maquette transparente ont été menés à DCNS (voir Figure 0-9). Le débit d'eau injecté Q_{eau} est imposé à diverses valeurs et la hauteur d'eau en surplomb d'une unique jambe de retour h_D est mesurée. Le diamètre interne de la jambe est D_{int} . L'opération est répétée pour trois hauteurs d'eau dans le fond du pressuriseur h_p .

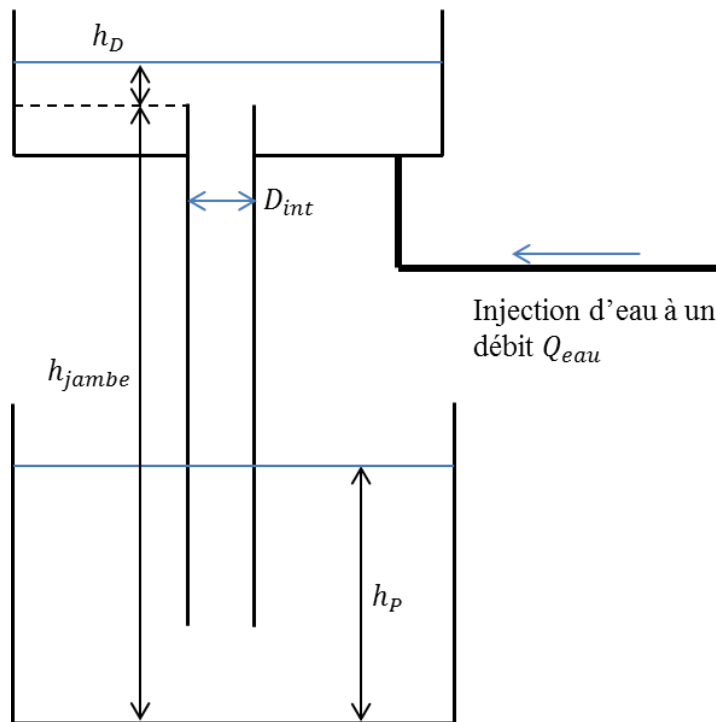


Figure 0-9 : Banc expérimental de DCNS.

Ces essais ont permis d'identifier trois régimes d'écoulements au niveau de l'entrée du tube de la jambe de retour, dont deux sont susceptibles d'aspirer de l'air au sein du tube. Lorsque la différence de hauteur entre le niveau d'eau et l'entrée du tube est faible, l'eau se déverse simplement dans le tube (écoulement en déversoir dans le tube). Lorsque cette différence augmente, un vortex se forme au niveau de l'entrée du tube. Enfin, au-delà d'une certaine hauteur d'eau on atteint la limite d'engorgement et l'écoulement est en charge (écoulement monophasique).

De ces écoulements en entrée de jambe de retour résultent divers écoulements diphasiques en son sein. Pour de faibles débits, l'eau va s'écouler simplement sur les parois du tube en un mince film d'eau avec la phase vapeur au centre de la jambe (écoulement annulaire). Pour des débits supérieurs, l'eau va emprisonner à intervalles irréguliers des poches de vapeurs (écoulements à poches-bouchons ou « slug flow ») qui seront entraînées avec la phase liquide. Par la suite, l'aspiration en vortex en entrée de tube va entraîner une aspiration de vapeur régulière qui va aussi entraîner la vapeur dans le tube d'essais sous forme de poches. Pour des débits encore plus élevés, l'aspiration vapeur sera plus réduite

(aspiration de vapeur en petites bulles). Enfin pour des débits suffisamment importants, la jambe de retour sera complètement noyée (écoulement en charge).

La Figure 0-10 présente une analyse quantitative décrivant le débit d'injection en fonction du niveau d'eau dans le bassin supérieur et ce pour 3 niveaux d'eau dans le pressuriseur. Le débit Q^* représente le débit adimensionné d'eau injecté, h_D^* est la hauteur adimensionnée d'eau en surplomb de la jambe de retour, et h_p^* est la hauteur adimensionnée d'eau au fond du pressuriseur. Les dimensions de la maquette et les valeurs de référence ne sont pas données par souci de confidentialité.

$$Q^* = \frac{Q_{eau}}{Q_{ref}} \quad (0.1)$$

$$h_D^* = \frac{h_D}{\pi D_{int}} \quad (0.2)$$

$$h_p^* = \frac{h_p}{h_{jambe}} \quad (0.3)$$

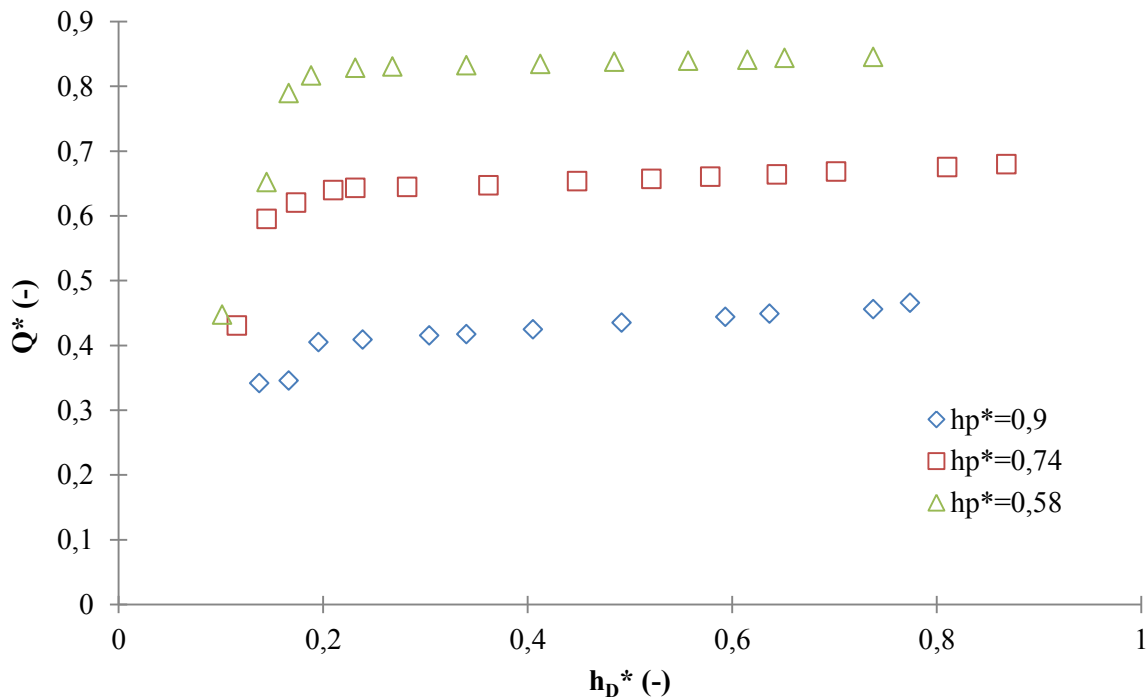


Figure 0-10 : Etude de l'influence de la hauteur au sein du pressuriseur sur la relation débit liquide/hauteur en surplomb d'une jambe de retour.

Il apparait que la hauteur de liquide en surplomb des jambes de retour suit une évolution similaire quelle que soit la hauteur d'eau dans le pressuriseur. Le débit liquide évolue rapidement avec la hauteur d'eau jusqu'à une valeur de hauteur seuil identique quel que soit le niveau d'eau dans le pressuriseur (environ égal à 0.2). Cette première partie représente l'écoulement en déversoir ou partiellement noyé décrit précédemment. La hauteur seuil détermine alors le passage vers un écoulement en charge. En effet, il apparait clairement sur cette figure que par la suite le débit évolue faiblement en fonction de la hauteur (proportionnel à la racine carrée de cette hauteur). D'autre part, il est possible d'observer que la hauteur d'eau dans le pressuriseur a un impact sur les valeurs de débit. En effet, plus la hauteur d'eau dans le pressuriseur sera élevée, plus l'écoulement atteindra le régime de charge pour de faibles valeurs de débit.

Dans le cadre de cette étude avec changement de phase, il est nécessaire de considérer en plus le sous-refroidissement de la phase liquide. En effet, ce dernier peut potentiellement avoir un impact sur le régime d'aspiration de vapeur : le collapse des bulles dû à la condensation des poches peut entraîner des baisses de pression locales. Ces baisses de pression peuvent potentiellement changer le régime d'écoulement aussi bien au niveau de la jambe de retour qu'en son sein. De plus, contrairement au cas adiabatique où la phase gazeuse est incondensable, la condensation provoque une diminution progressive du titre thermodynamique entre l'entrée et la sortie de la jambe de retour. Les régimes d'écoulement attendus et les transitions entre ces régimes d'écoulement sont donc nécessairement modifiés.

o.E - Synthèse sur le contexte technologique et industriel

Ce chapitre a placé le cadre de cette thèse, qui a pour contexte l'amélioration du dimensionnement des pressuriseurs dans les chaufferies nucléaires embarquées. Ces dernières, bien qu'elles fonctionnent sur le même principe qu'une chaufferie nucléaire classique, sont soumises à davantage de contraintes dues à leur exploitation en milieu marin et à leurs conditions d'utilisation (transitoires rapides et de forte amplitude notamment).

Les réacteurs en service les plus communément répandus dans les navires sont les réacteurs à eau sous pression (dits REP). Plusieurs architectures de REP ont été créées par le passé, mais les composants de la chaufferie sont restés les mêmes. Parmi ces derniers, nous nous intéressons au pressuriseur qui maintient la chaufferie à pression constante malgré les variations de puissance requises selon les besoins des navires.

Le pressuriseur fonctionne sur le principe d'un équilibre liquide/vapeur géré par un jeu de condensation/évaporation en son sein. La baisse de pression est obtenue par condensation de la phase vapeur par aspersion de gouttes via une douche. L'augmentation de pression est quant à elle générée par production de vapeur grâce à des cannes chauffantes.

Afin de gérer les variations de volume d'eau injecté dans le pressuriseur et de mieux répartir le volume d'eau destiné à la condensation et au stockage en fond de cuve, un système entièrement passif a été conçu et breveté par DCNS. Les études sur maquette transparente dans une configuration adiabatique ont permis d'anticiper les phénomènes physiques attendus dans l'écoulement diphasique ayant lieu dans le système de douche, ainsi que les paramètres en jeu dans l'écoulement. Les paramètres d'intérêt de cet écoulement sont donc le débit d'injection liquide, le niveau liquide dans lequel les jambes de retour plongent dans le fond du pressuriseur. Cependant, il convient dans notre étude de considérer également la différence de température entre la phase liquide et la phase vapeur, cette dernière ayant potentiellement une influence sur la condensation et les écoulements diphasiques dans le système.

o.F - Références bibliographiques

- [1] **Melot, V., and Errien, B. (2013)** - Passive device for controlling pressure in an enclosure, enclosure and associated equipment - issue WO 2013/037747 A1.
- [2] **Bacher, P. (2005)** - Réacteurs nucléaires, Généralités - *Editions T.I. Techniques de l'ingénieur - Conception, construction et exploitation des réacteurs nucléaires*, issue ref. article : bn3020, volume base documentaire : TIB204DUO.

- [3] **Boiron, P. (2008)** - Réacteurs à eau ordinaire pressurisée - *Editions T.I. Techniques de l'ingénieur - Typologie des réacteurs nucléaires*, issue ref. article : bn3100, volume base documentaire : TIB456DUO.
- [4] **Fribourg, C. (2001)** - Réacteurs nucléaires de propulsion navale - *Editions T.I. Techniques de l'ingénieur - Typologie des réacteurs nucléaires*, issue ref. article : bn3140, volume base documentaire : TIB456DUO.
- [5] **Coppolani, P., Hassenboehler, N., Joseph, J., Petetrot, J.-F., Py, J.-P., and Zampa, J.-S. (2004)** - La chaudière des réacteurs à eau sous pression - volume EDP Sciences.

Chapitre I - Etat de l'art

Le chapitre précédent a exposé les enjeux de ce travail. Il a également identifié l'écoulement diphasique singulier que cette thèse doit étudier. Avant de réaliser cette étude, il convient de réaliser un état de l'art avant de proposer une stratégie de travail. Ce chapitre est entièrement dédié à cette recherche bibliographique.

La philosophie de ce chapitre est d'abord d'analyser les phénomènes physiques attendus en deux endroits clés : l'entrée du tube, puis au sein même du tube. Cette analyse se fera sur la base des travaux déjà existants, aussi bien théoriques qu'expérimentaux. A partir de cette analyse, cet état de l'art doit faire le point sur les outils de simulation numérique capables de simuler les phénomènes physiques qui auront ainsi été identifiés. Afin de suivre ces objectifs, ce chapitre est divisé en cinq parties distinctes.

Les trois premières parties seront dédiées à l'analyse bibliographique. Nous étudierons d'abord les travaux qui ont été réalisés pour analyser les écoulements attendus à l'entrée du tube vertical. Par la suite, nous ferons état des travaux qui ont étudié les caractéristiques des écoulements diphasiques verticaux dans un tube, aussi bien dans le cadre d'un écoulement diphasique adiabatique qu'un écoulement diphasique avec condensation de vapeur. Puis, nous discuterons des modèles de simulation numérique disponibles pour simuler les phénomènes physiques attendus. Les modèles décrits s'intéresseront à la simulation d'un écoulement diphasique ainsi qu'à la gestion du transfert de masse dû au changement de phase.

Une fois l'analyse bibliographique terminée, une synthèse des travaux sera rédigée, et discutera de leur pertinence dans le cadre de cette thèse.

Enfin, la stratégie mise en place pour notre propre étude sera dévoilée. Cette stratégie sera la conclusion de notre analyse et de ce chapitre.

I.A - Etudes des écoulements à l'entrée du tube vertical

Les études expérimentales de DCNS ont permis d'identifier deux écoulements diphasiques attendus en entrée de tube d'essais.

Dans le premier cas, la phase liquide se déverse simplement dans le tube d'essais, aussi bien en se déversant sur les parois internes du tube vertical qu'en obstruant par intermittence l'entrée du tube d'essais. Nous ne faisons pas la distinction entre le déversement sur les parois et le déversement avec obstruction intermittente du tube.

Dans le second cas, le liquide est entraîné dans le tube vertical avec un mouvement rotationnel en entraînant de la vapeur : il s'agit du régime de vortex. Ce régime est présent en entrée de tube à certaines hauteurs de liquide en surplomb du tube d'essais. Cependant, il s'avère que ce régime d'écoulement n'est pas un régime qui sera étudiée de manière étendue dans cette thèse : cet écoulement peut être évité par l'installation d'ailettes longitudinales le long du tube d'essais (cf. Figure I-2). Le travail de modélisation de l'écoulement diphasique en vortex ne sera pas réalisé dans cette thèse. Aussi l'état de l'art présentera quelques modèles d'écoulement vortex sans entrer dans le détail.

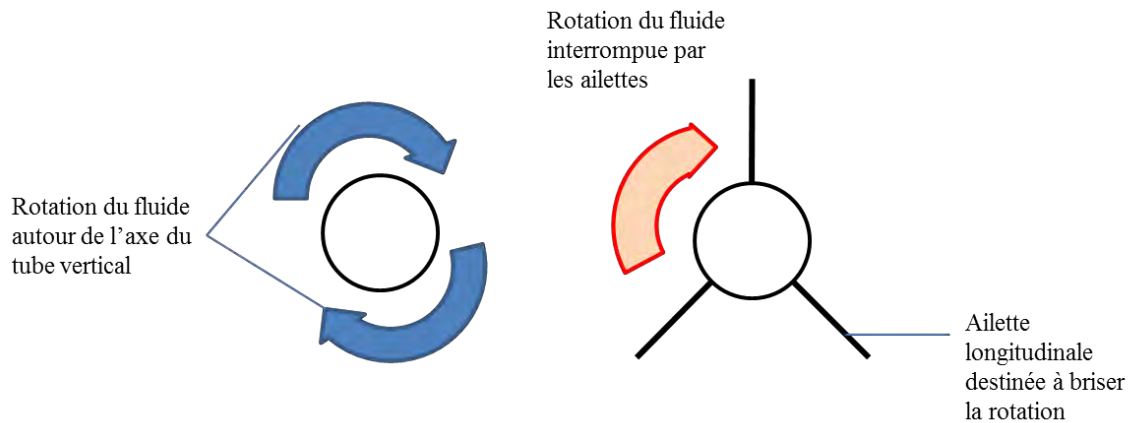


Figure I-1 : Rotation de l'écoulement autour de l'axe vertical du tube. – sans ailette (à gauche) et avec ailettes longitudinales (à droite).

Cette partie décrit en premier lieu les études portant sur les écoulements en déversoir, puis présentera quelques études sur les écoulements en vortex en entrée de tube.

I.A.1 - Etudes des écoulements en déversoir sans mouvement rotationnel

Les paragraphes qui vont suivre ont deux objectifs. En premier lieu, il est nécessaire de déterminer précisément quels sont les régimes d'écoulement en entrée de tube, ainsi que l'évolution de l'écoulement en fonction du débit d'injection.

Le deuxième objectif est de déterminer s'il est possible de calculer analytiquement la hauteur en surplomb en fonction du débit d'injection. Pour un diamètre de tube d'essais donné, déterminer la hauteur de surplomb permet d'estimer le débit d'injection pour lequel le tube est totalement noyé. Lorsque ce régime d'écoulement est atteint, l'aspiration de vapeur dans le tube d'essais est nulle.

I.A.1.i - Description de l'écoulement par Binnie [1]

L'étude d'un écoulement en déversoir dans le cas d'un tube circulaire vertical immergé est réalisée par Binnie en 1938 [1] sur un banc expérimental en eau/air. L'objectif de l'expérience de Binnie [1] est de déterminer la capacité des évacuations cylindriques verticales à évacuer les excès de débits dans les bassins.

A cette fin, Binnie crée un dispositif expérimental permettant de mesurer la hauteur de liquide en surplomb d'un tube d'essais partiellement immergé dans un large bassin cylindrique en fonction du débit de liquide injecté. Cette étude n'a pas pour objectif de déterminer une corrélation reliant hauteur d'eau en surplomb en fonction du débit d'injection, mais d'étudier le comportement de l'écoulement diphasique en entrée de tube. Son expérience mesure aussi le débit d'air entraîné dans le tube d'essais. Le bassin d'essais est un bassin cylindrique de 1,3 mètre de diamètre et d'une hauteur de 0,76 mètre (A). Le tube d'essais (D) possède un diamètre externe de 127 millimètres, le diamètre interne étant caractéristique de l'essai choisi. L'injection de l'eau est faite par le fond. Le contrôle de l'injection liquide est fait par deux distributeurs (B) placés en fond extérieur de bassin. L'eau pénètre dans le bassin et sa distribution est faite radialement : l'injection dans le fond intérieur du bassin est faite sur un disque (E) destiné à diminuer la vitesse d'injection et assurer une surface libre plane (cf. Figure I-2):

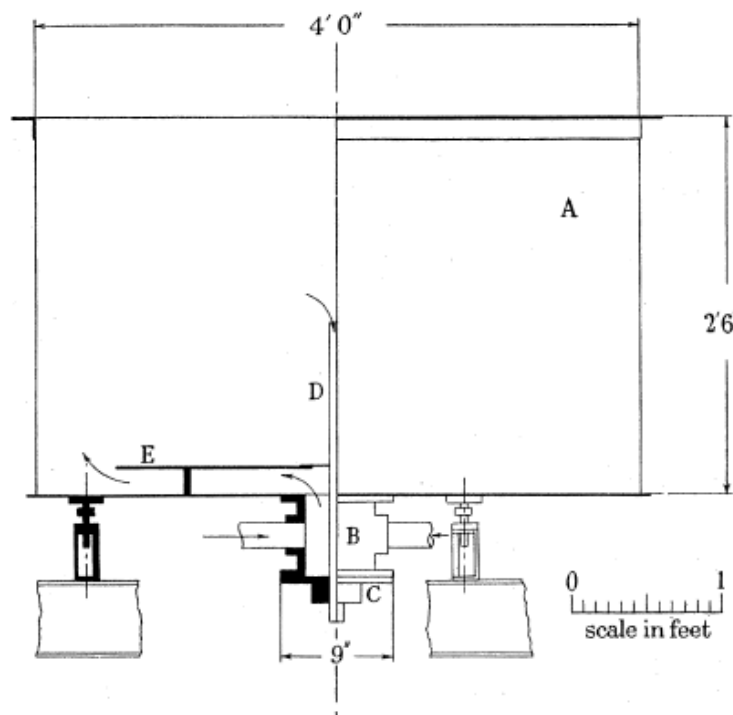


Figure I-2: Schéma de principe du dispositif expérimental de Binnie [1].

Pour un tube à bords plats en inox de 25,4 millimètres de diamètre interne et 0,61 mètre de long, la hauteur en surplomb du bassin est mesurée en fonction du débit de liquide injecté (cf. Figure I-3):

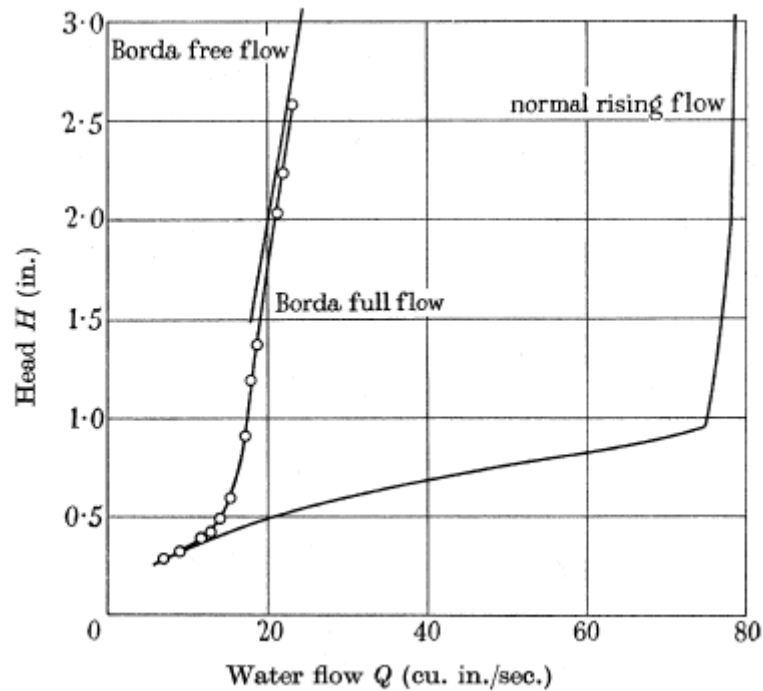


Figure I-3: Hauteur d'eau H en surplomb du tube d'essais en fonction du débit (unités impériales) [1].

Les mesures de Binnie sont celles marquées par la légende « normal rising flow ». Les autres points de mesures sont tirées d'une étude antérieure à celle-ci effectuée par de Borda en 1766. L'étude de Borda n'est cependant plus accessible en raison de son ancienneté. Nous pouvons observer sur cette expérience que le niveau de liquide augmente de manière linéaire entre 8 et 75 pouces cubiques par secondes (soit 0,47 et 4,4 m³/h respectivement), puis augmente brusquement passé ce débit critique. Le changement de pente s'explique par le fait que le tube ne peut plus évacuer l'intégralité du débit liquide injecté lorsque celui-ci atteint une certaine valeur. Le tube d'essais est alors totalement immergé. En effet, la vitesse du liquide ne peut augmenter que jusqu'à un certain point dans le tube vertical (la force motrice dans le tube étant uniquement due à la gravité). Le liquide ne pouvant plus être évacué par le tube monte alors dans le bassin. Binnie [1] observe qu'il n'y a pas de phénomène d'hystérésis : ce comportement se retrouve en diminuant progressivement le débit.

En sus de cette étude, Binnie décrit qualitativement l'évolution de l'écoulement en entrée du tube d'essais en fonction du débit d'eau injecté dans le bassin. La Figure I-4 illustre les différents régimes d'écoulement observés:

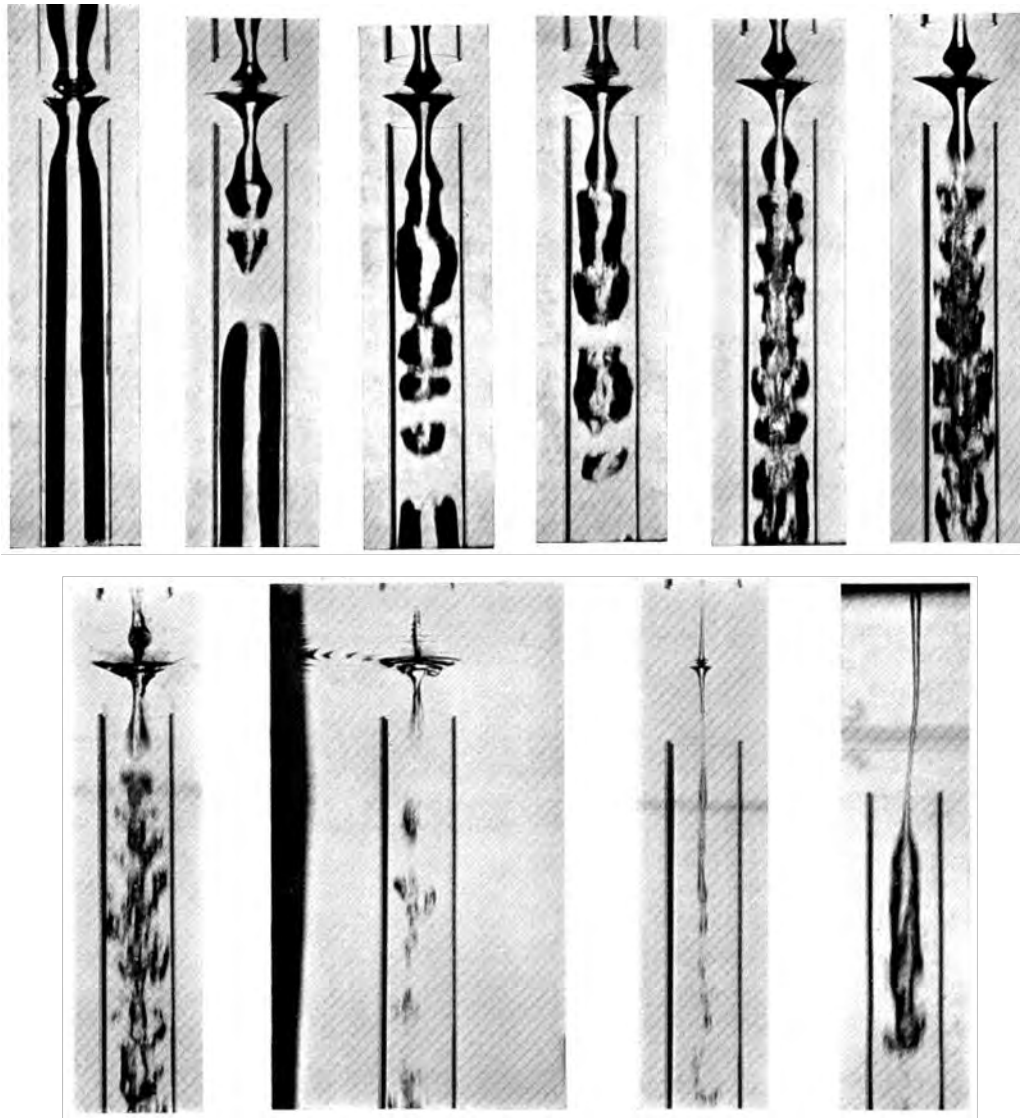


Figure I-4: Régimes d'écoulement observés par Binnie à l'entrée du tube d'essais [1].

A faible débit, l'eau s'écoule sur les parois internes du tube d'essais en laissant une zone d'air au centre du tube d'essais. L'augmentation du débit réduit progressivement la taille de la zone gazeuse jusqu'à l'obtention d'un écoulement instable périodique. L'augmentation progressive du débit augmente la fréquence d'obturation jusqu'à immersion complète du tube. Il est à noter que même noyé, de l'air est entraîné par intermittence dans le tube d'essais par vortex. L'étude de Binnie [1] a également quantifié l'impact des bords d'attaque du tube sur l'écoulement. En effet, deux autres types de tubes ont été testés afin de vérifier l'influence de la géométrie de tube : un tube dont les bords d'entrée sont élargis en entonnoir, ainsi qu'un autre tube dont les bords d'attaque sont biseautés. Un schéma représentant les entrées de ces tubes est reporté sur la Figure I-5. Le bord d'attaque du premier tube (à gauche) consiste en l'ajout d'un entonnoir de diamètre initial 127 mm sur le tube vertical. Les bords d'attaque du second tube (à droite sur la figure) sont biseautés avec un angle de 30° . Le diamètre interne des deux tubes verticaux est de 25,4 mm.

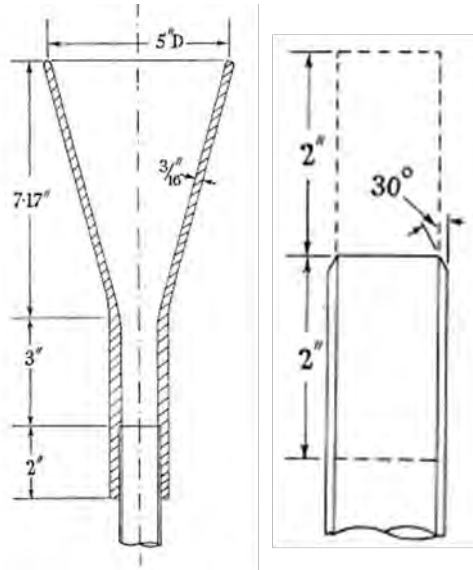


Figure I-5: Tubes à bords d'attaque usinés - en entonnoir, à bords biseautés[1] .

Il ressort de l'étude de Binnie [1] que la hauteur critique, définie comme la hauteur en surplomb du tube d'essais à partir de laquelle ce dernier ne peut plus évacuer l'intégralité du débit, dépend de la longueur du tube (cf. Table I-1). Lorsque la longueur du tube augmente, la valeur du débit critique augmente : entre les géométries 2 et 3, le débit critique augmente de 37% pour un allongement du tube de 149%.

Toutefois, l'augmentation du débit critique est plus importante lorsque le bord du tube est évasé. Dans le cas d'un tube vertical avec un entonnoir, le débit critique est 70% plus élevé que dans le cas où les bords du tube sont biseautés, bien que le tube ait la même longueur et le même diamètre interne.

Géométrie étudiée	Hauteur critique (mm)	Débit critique m^3/h
1 : Bords plats, diamètre interne 25,4 mm, longueur 0,61 m	24,1	4,42
2 : Bords biseautés, diamètre interne 25,4 mm, longueur 0,61 m	23,4	4,01
3 : Bords biseautés, diamètre interne 25,4 mm, longueur 1,52 m	25,9	5,49
4 : Bords élargis en entonnoir, diamètre interne 127 mm à 25,4 mm, longueur 1,52 m	15,2	6,84

Table I-1 : Géométries de tube étudiées par Binnie [1].

La longueur du tube joue donc un rôle important dans la valeur du débit critique. Cependant, l'étude ne montre pas le rôle que joue le diamètre du tube. Ceci pourrait être potentiellement intéressant, car il joue un rôle aussi important que la longueur dans la géométrie du tube, en particulier au niveau de la surface de frottement en paroi.

I.A.1.ii - Corrélations des écoulements en déversoir plan

Bien que l'expérience de Binnie ait mis en lumière l'évolution de l'écoulement dans le tube d'essais en fonction du débit, une expression analytique du débit en fonction de la hauteur n'a pas été établie. Aussi, cette partie s'attache à décrire certaines corrélations d'hydraulique fluviale qui permettent de remplir cette fonction. Ces corrélations pourront servir de base à l'établissement d'une expression analytique du débit en fonction de la hauteur dans le cas d'un déversoir cylindrique.

Les écoulements en déversoir sans mouvement rotationnel sont étudiés dans le cas de déversoirs plans classiques. L'expression générique des corrélations reliant la hauteur d'eau en surplomb d'un barrage fluvial plan en fonction du débit volumique $Q_{\text{déversoir}}$ est donnée dans divers ouvrages d'hydraulique fluviale [2]. Cette hauteur en surplomb est déterminée analytiquement. Elle dépend de la géométrie du barrage, de l'accélération due à la gravité g ainsi que d'un coefficient de contraction sans dimension χ déterminé expérimentalement (cf. équation (I.1))

$$Q_{\text{déversoir}} = \chi L H \sqrt{2gH} \quad (\text{I.1})$$

où L et H sont respectivement la largeur du barrage et la hauteur d'eau en surplomb (Figure I-6).

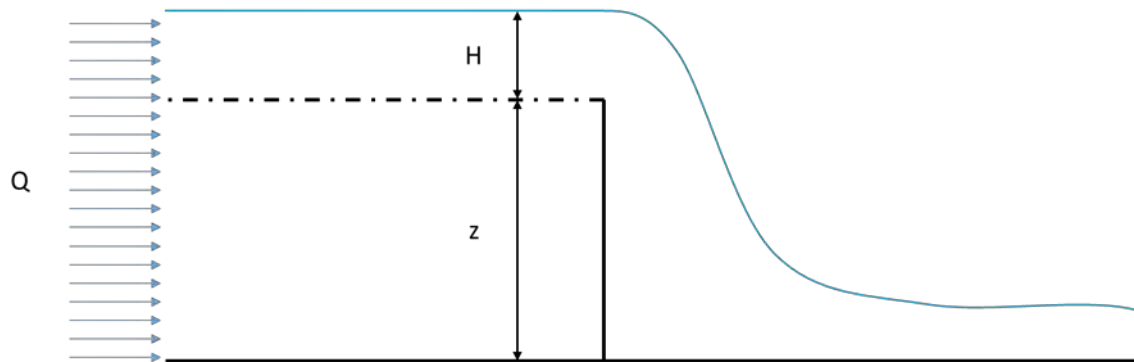


Figure I-6: Représentation en coupe d'un barrage fluvial -Paramètres clés pour le calcul du débit de liquide.

Trois corrélations permettant de déterminer la valeur de χ ont été sélectionnées dans cette thèse et sont résumées dans la Table I-2 ci-dessous. Ces dernières ont été déterminées par Rehbock, Bazin, et la Société suisse des Ingénieurs et Architectes [2]. Elles sont encore largement utilisées dans le génie civil.

Auteur	Corrélation
Rehbock	$Q = \chi L H_e \sqrt{2gH_e}$ $H_e = H + 0,011$ $\chi_{Rehbock} = 0,403 + 0,0542 \cdot \frac{H_e}{z}$
Bazin	$Q = \chi L H \sqrt{2gH}$ $\chi_{Bazin} = \left(0,405 + \frac{0,003}{H}\right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{H}{H+z}\right)^2\right]$
S.I.A	$Q = \chi L H \sqrt{2gH}$ $\chi_{SIA} = 0,410 \left(1 + \frac{1}{1000H + 1,6}\right) \left[1 + 0,5 \left(\frac{H}{H+z}\right)^2\right]$

Table I-2: Corrélations d'hydraulique fluviale pour un écoulement dans un canal au passage d'un barrage plan [2].

Les corrélations ont été établies expérimentalement sur un barrage plan sous des conditions de pression atmosphérique, avec de l'eau. Comme nous pouvons le constater dans la Table I-2, les corrélations présentées ont la particularité de ne pas dépendre des propriétés physiques du fluide. Elles sont donc a priori valables uniquement dans le cas de l'eau. Il serait bon de retrouver les publications originales afin de prendre en compte les conditions exactes d'écoulement dans lesquelles elles ont été établies, mais cela n'a pas été possible à cause de leur ancienneté.

La Figure I-7 compare les valeurs de hauteur d'eau en surplomb du bassin calculées avec chacune de ces trois corrélations pour différentes valeurs de débit volumique.

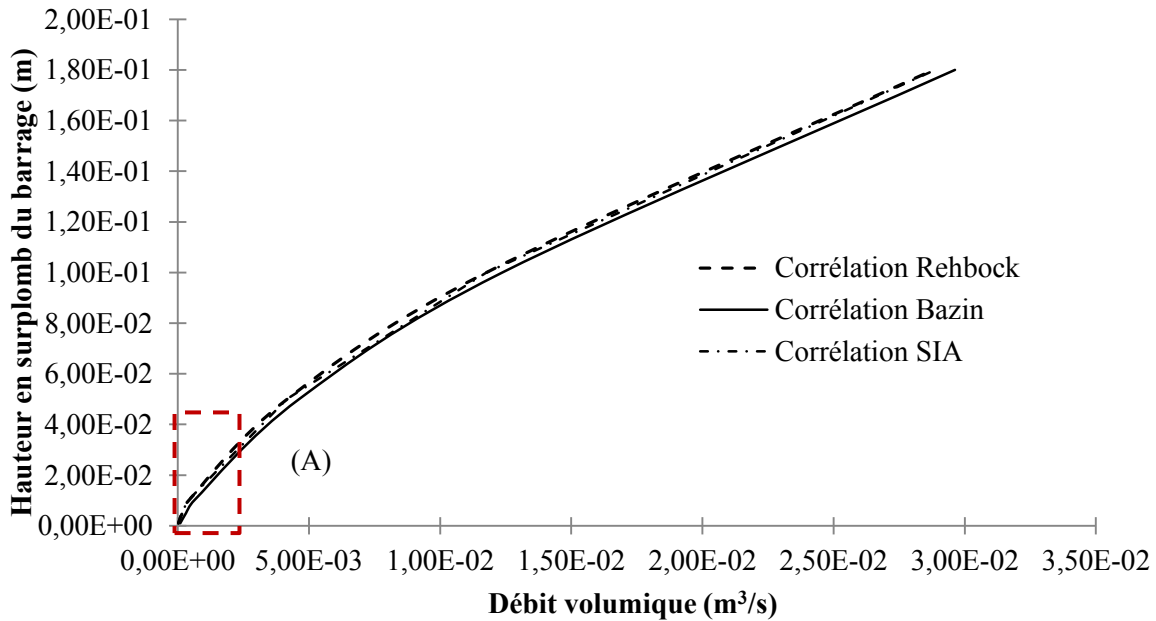


Figure I-7: Comparaison des corrélations de Rehbock, de Bazin et de la Société Suisse des Ingénieurs et Architectes.

Les corrélations présentent des résultats quasiment similaires pour des hauteurs en surplomb H supérieures à 0,05 mètre. Il faut cependant relativiser ces résultats. Ces corrélations ont souvent été établies pour des hauteurs en surplomb supérieures à 0,05 mètre. Dans notre étude, les hauteurs en surplomb seront inférieures à cette valeur seuil. Il convient donc de s'intéresser davantage à ces valeurs. Ces valeurs d'intérêt sont délimitées par la zone (A) sur la Figure I-8, et sont mises en valeur dans la Figure I-8.

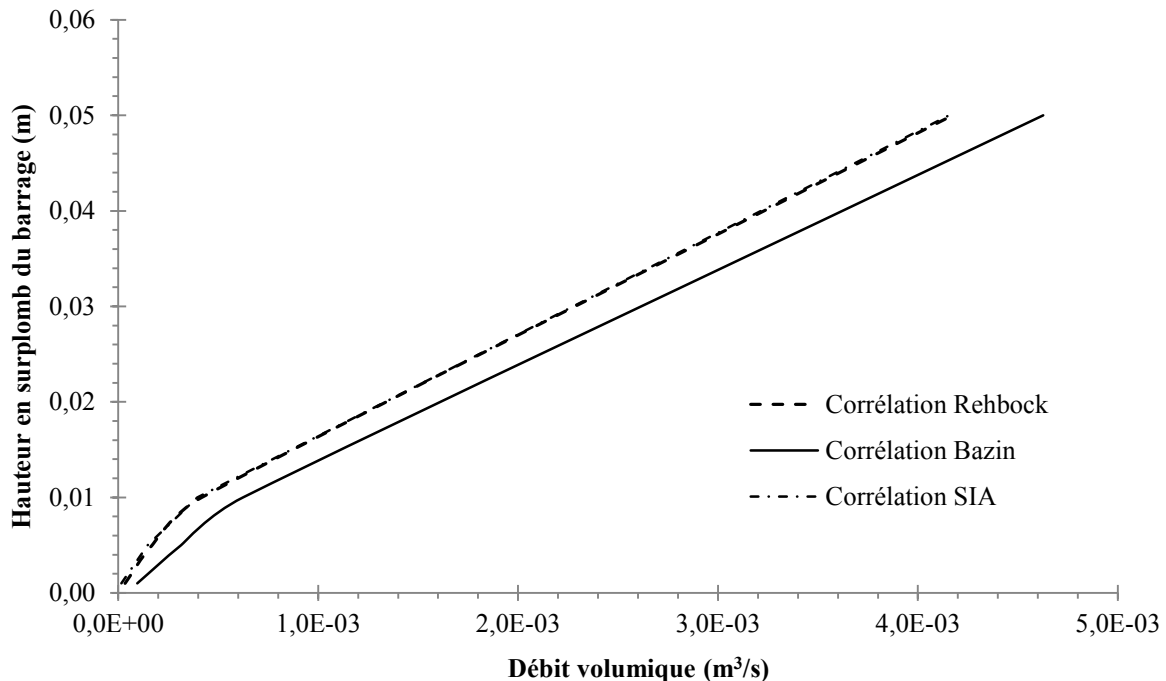


Figure I-8: Comparaison des corrélations de Rehbock, de Bazin et de la Société Suisse des Ingénieurs et Architectes – Valeurs d'intérêt.

Il apparaît que les corrélations de Rehbock et de la S.I.A. présentent des valeurs de débit quasiment identiques à hauteur de surplomb donnée. Cependant, on remarque une différence notable entre lesdites corrélations et la corrélation de Bazin. En effet, à hauteur donnée, le débit donné par Bazin est en moyenne deux fois supérieur au débit calculé par Rehbock et la S.I.A. Un des travaux de cette thèse sera de déterminer quelle corrélation sera la plus adaptée pour notre configuration.

Contrairement à l'écoulement de déversoir au passage d'un barrage plan, l'étude de ce même type d'écoulement est beaucoup moins fréquente dans le cas d'un tube circulaire vertical immergé. Il reste cependant possible d'étudier une configuration différente d'écoulement en barrage qui serait plus adaptée. En effet, la différence majeure entre un écoulement d'un barrage plan et un écoulement au passage d'un barrage cylindrique se situe au niveau de la contraction latérale. Dans un écoulement au passage d'un barrage plan, les lignes de courant au niveau de la surface libre sont toutes parallèles. Dans le cas d'un écoulement au passage d'un barrage cylindrique, les lignes de courant au niveau de la surface libre convergent vers le centre du tube de vidange.

Il est donc intéressant de considérer la corrélation de Hégly qui établit une corrélation de barrage similaire à Bazin, mais prend en compte une contraction latérale au niveau du barrage. La Figure I-9 illustre la configuration d'écoulement plan pour un barrage classique ainsi que pour un barrage avec contraction latérale. Le schéma représente une vue du dessus d'un canal plan dans lequel passe de l'eau avec un débit volumique Q .

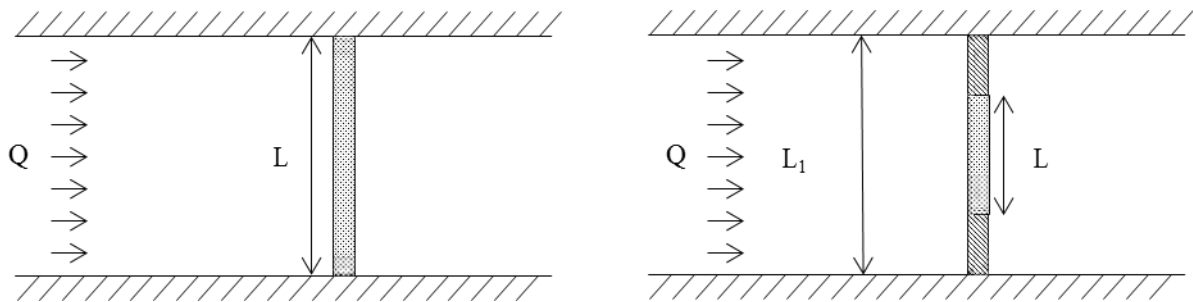


Figure I-9 : Configuration des écoulements en barrage - Barrage plan classique (Rehbock, Bazin, S.I.A.) et barrage avec contraction latérale (Hégly).

L'eau franchit un barrage de largeur L . Dans le cas de droite, l'eau subit un rétrécissement latéral de la section de passage en passant d'une largeur L_1 à une largeur L .

Pour la corrélation établie par Hégly, l'expression du débit volumique en fonction de la hauteur reste la même que celle donnée par l'équation (I.1), seule l'expression du coefficient de contraction χ diffère :

$$\chi_{Hégly} = \left[0,405 + \frac{0,0027}{H} - 0,03 \frac{L_1 - L}{L_1} \right] \left[1 + 0,55 \left(\frac{LH}{L_1(H + z)} \right)^2 \right] \quad (I.2)$$

On peut voir que cette expression du coefficient de contraction est similaire à l'expression donnée par Bazin à un coefficient de correction près. En effet, lorsque $L_1 = L$, on retrouve l'expression du coefficient de contraction de Bazin. La Figure I-10 illustre l'influence du rapport L_1/L sur le débit calculé par la corrélation de Hégly. Le calcul de la hauteur de surplomb en fonction du débit injecté a été réalisé pour des hauteurs en surplomb comprises entre 1 mm et 50 mm :

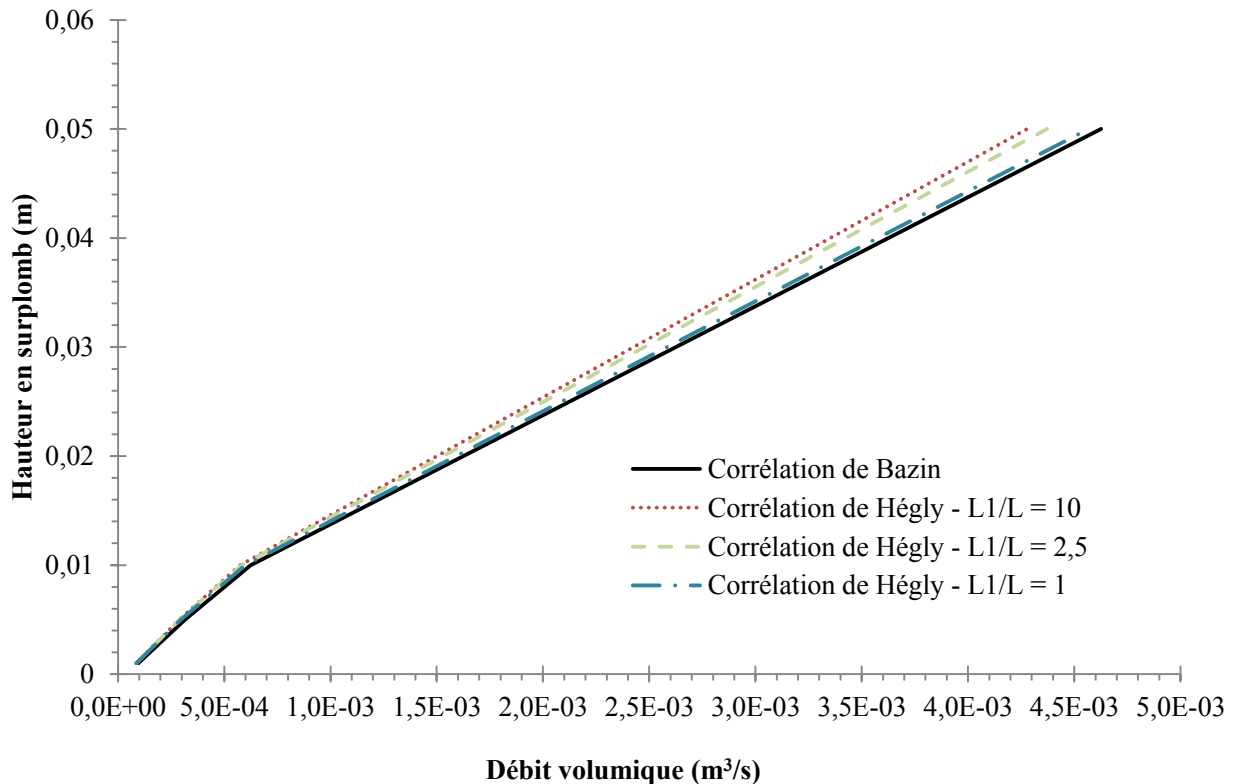


Figure I-10 : Influence du rapport L_1/L sur la corrélation de Hégly dans les valeurs d'intérêt.

Plus le rétrécissement de la largeur est important, plus la hauteur en surplomb du barrage est importante à débit donné. Il sera intéressant de déterminer si la corrélation de Hégly pourra être pertinente dans le cas d'un écoulement en déversoir au passage d'un déversoir cylindrique, dans lequel une contraction latérale est bien présente.

I.A.2 - Présentation des études d'écoulements vortex

Comme nous l'avons mentionné en introduction de la partie I.A -, la modélisation de l'écoulement vortex ne fait pas partie des travaux de cette thèse bien que cet écoulement soit attendu. Les paragraphes qui suivent présentent quelques études en vortex. Cette présentation détaillera un modèle particulier qui a pour objectif de prédire l'aspiration de vapeur par vortex sans modéliser effectivement l'écoulement.

Un vortex peut prendre de multiples formes qui peuvent être classées en six catégories différentes selon Padmanabhan et Hecker [3]. La Figure I-11 schématise les différents vortex existants au voisinage d'une surface libre :

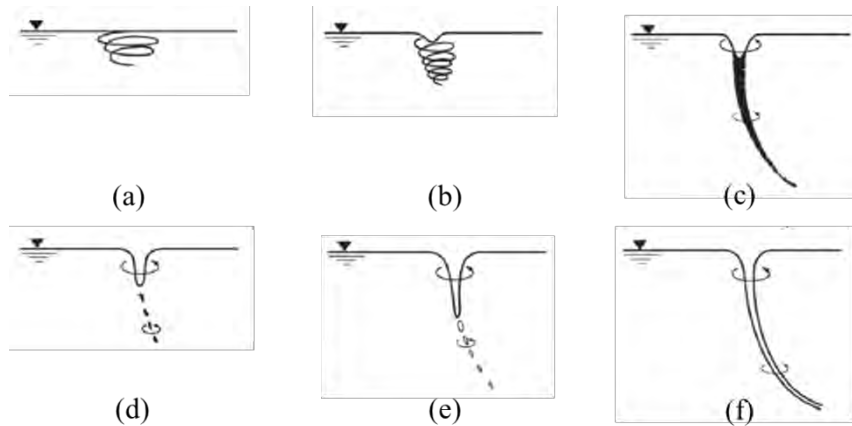


Figure I-11: Classification des vortex selon Padmanabhan et Hecker[3].

Les régimes schématisés en Figure I-11 décrivent les différents stades de développement du passage de l'air, par intensité croissante. L'écoulement rotationnel ne génère pas de vortex en surface libre à faible intensité (Figure I-11-a). Lorsque l'instabilité gagne en intensité, la surface libre se déforme sous l'effet du tourbillon (Figure I-11-b), jusqu'à l'apparition d'un tourbillon avec un noyau de phase gazeuse au centre (Figure I-11-c). Lorsque la rotation et les instabilités augmentent, s'il y a présence de particules dans la phase liquide, ces dernières sont aspirées par le tourbillon (Figure I-11-d). Lorsque la rotation est suffisante, de petites bulles se détachent du tourbillon (Figure I-11-e), jusqu'à enfin arriver au dernier stade où le tourbillon d'aspiration entraîne du gaz jusqu'au tube de vidange (Figure I-11-f).

Les deux derniers régimes de vortex sont susceptibles d'aspirer de la phase gaz dans le tube d'essais. L'entraînement d'air est souvent étudié dans le cadre du dimensionnement de pompes et du rendement des centrales hydrauliques. Cependant, seul un nombre limité d'entre elles porte effectivement sur la quantité d'air entraînée dans le vortex d'aspiration.

Kocabas et Yildirim proposent un modèle en 2002 [4; 5] afin de prédire l'immersion critique qui caractérise la hauteur d'eau à partir de laquelle la phase gazeuse commence à être aspirée dans une évacuation verticale ou horizontale. L'immersion est dite critique lorsque la pointe du tourbillon atteint l'entrée du tube. La Figure I-12 illustre le concept d'immersion critique pour une évacuation verticale ou horizontale :

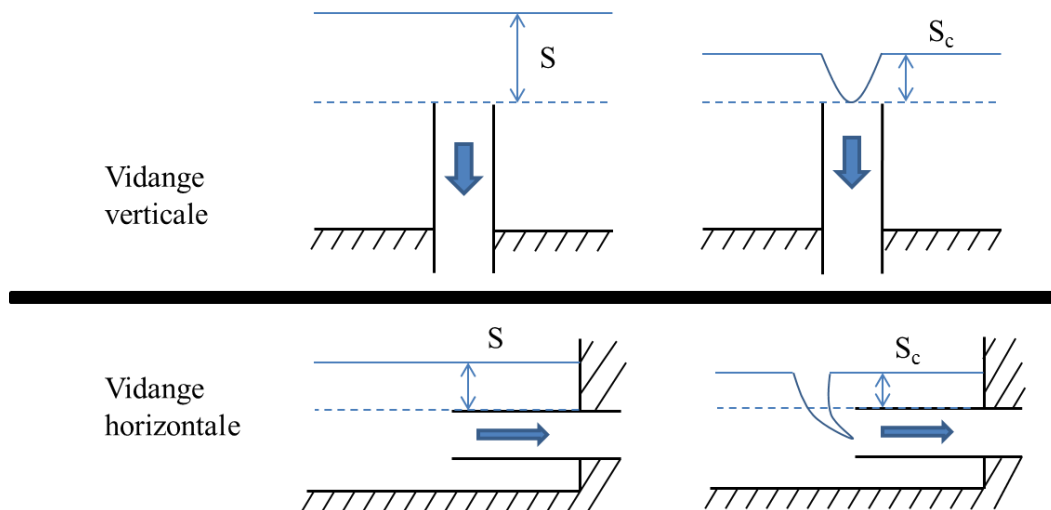


Figure I-12: Immersion d'une évacuation (à gauche) et immersion critique (à droite).

L'immersion S correspond à la distance entre la surface libre et l'entrée du tube. Lorsque le niveau baisse, il est possible d'observer ponctuellement des vortex au niveau de la surface libre (typiquement ceux que l'on peut voir sur la Figure I-11-a ou la Figure I-11-b). L'immersion critique S_c est atteinte lorsque le sommet du vortex atteint l'entrée de l'évacuation, qu'elle soit verticale ou horizontale.

L'immersion critique dépend de nombreuses caractéristiques. Certaines études concernant l'entraînement de l'air par vortex ont été menées en tube horizontal [6; 7].

Dans le cas d'un écoulement eau/air dans un tube vertical, deux formulations similaires sont proposées, fondées sur l'existence d'une surface sphérique de puits (« spherical sink surface » – SSS) permettant de calculer l'immersion critique [5]. Le concept est exposé en Figure I-13:

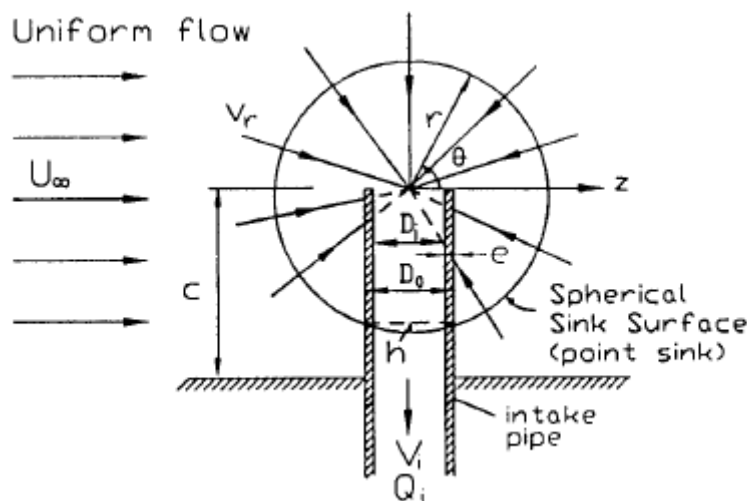


Figure I-13: Concept de la surface sphérique de puits [5].

Cette surface délimite un volume sphérique qui se contracte radialement et tourne autour de l'axe du tube. L'origine de la sphère se trouve au centre de la section d'entrée de tube, son rayon étant égal à l'immersion. Lorsque l'immersion atteint l'immersion critique, la surface sphérique atteint sa valeur limite (« Critical Spherical Sink Surface »). Lorsque le rayon diminue encore, la sphère s'effondre, et l'aspiration d'air commence (cf. Figure I-14):

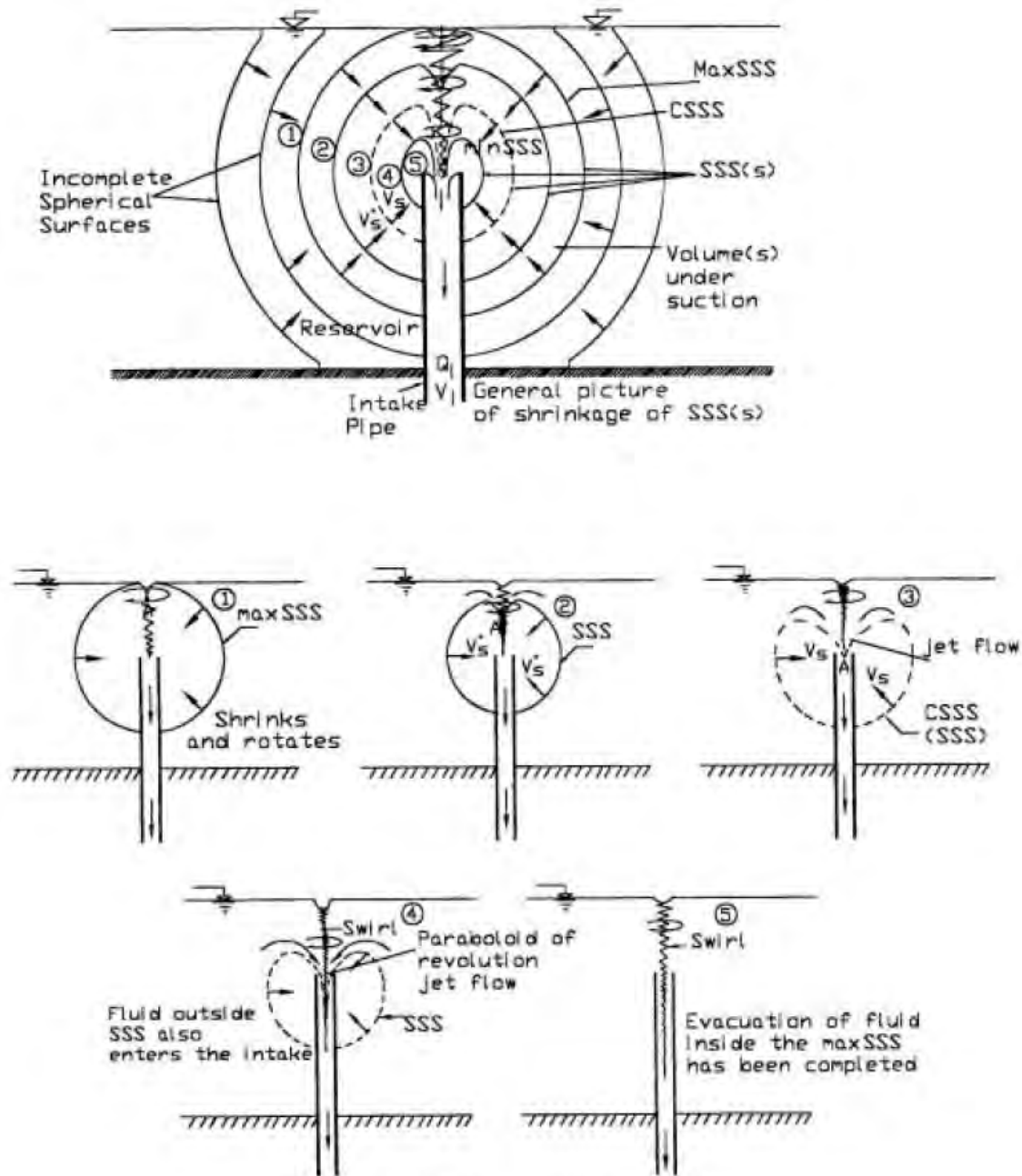


Fig. 3. Stages of Shrinkage of SSS (Potential Flow).

Figure I-14: Diminution du volume sphérique et évolution de la surface sphérique de puits [5].

La théorie exposée formule l'hypothèse d'une aspiration d'air faite à partir d'un vortex sur une surface libre plane, sans perturbations, et dépend de nombreux facteurs physiques [4; 8; 9] qui rendent le calcul analytique de l'immersion critique difficile malgré de nombreuses hypothèses simplificatrices. D'autres méthodes ont été exposées et comparées par la suite pour prédire l'immersion critique [10]: la méthode générale linéaire (GLM) fondée sur l'analyse statistique utilisée en recherche appliquée, ainsi qu'un réseau neuronal à base radiale (RBNN). Ces méthodes ne seront pas détaillées dans le cadre de cette étude.

Une fois les vortex formés, plusieurs modèles analytiques existent pour les décrire. Le modèle de Burgers [11], qui est une solution exacte des équations de Navier Stokes pour un écoulement

axisymétrique, est le plus adapté pour décrire l'écoulement tourbillonnaire en trois dimensions en entrée de tube d'essais.

I.B - Etudes expérimentales des écoulements diphasiques au sein d'un tube vertical

La partie précédente a traité de l'étude des écoulements diphasiques à l'entrée du tube de vidange vertical. Il convient maintenant d'étudier les écoulements qui sont attendus à l'intérieur même du tube.

Cette partie décrira d'abord les études expérimentales qui ont analysé les écoulements diphasiques descendants co-courant. Les objectifs de ce paragraphe sont similaires à ceux décrits en I.A.1 -. Il s'agit de décrire en premier lieu les structures diphasiques qui sont attendus dans un écoulement diphasique co-courant descendant, puis de déterminer les expressions analytiques permettant de décrire l'écoulement via le taux de vide.

Par la suite, nous décrirons les modèles existants pour la condensation de vapeur de poches et de bulles pour les écoulements verticaux. L'objectif de cette description sera de déterminer un modèle de condensation adapté pour pouvoir être utilisé dans le cadre d'une simulation numérique.

I.B.1 - Etude des écoulements diphasiques adiabatiques descendants

Les premières publications notables portant sur l'étude des écoulements diphasiques descendants datent des années 70. Parmi les études les plus citées datant de cette époque, on peut retenir les travaux de Golan et Stenning qui ont identifié la transition entre les écoulements à poches et les écoulements annulaires en 1974 [12] ainsi que les travaux d'Oshinowo et Charles [13] qui ont observé la même année des écoulements diphasiques descendants et ascendants grâce à une caméra rapide fonctionnant à 4000 Hz.

Dans ce paragraphe, nous allons nous concentrer sur les travaux d'Usui et Sato [14; 15], ces derniers travaillant sur des géométries de tube et des débits d'injection proches de ceux qui seront utilisés dans la thèse.

Les auteurs proposent en 1988 une expérience permettant d'étudier la distribution du taux de vide au sein d'un écoulement descendant co-courant diphasique air/eau dans un tube vertical. L'objectif de la première partie de l'étude est de déterminer les corrélations de taux de vide moyen relatives à chacun des régimes d'écoulement. La seconde partie de l'étude se fixe comme but de déterminer de façon théorique les critères de transition entre ces régimes. Le principe du banc expérimental est donné en Figure I-15 :

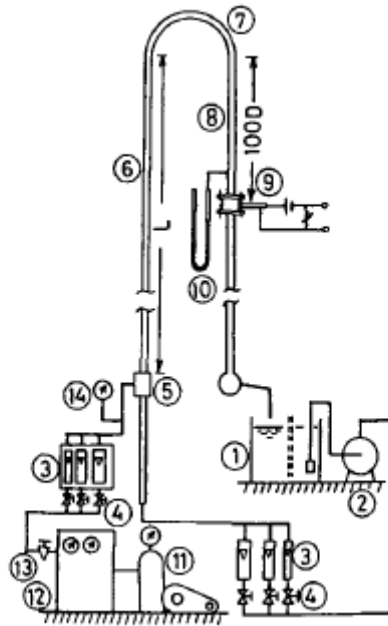


Figure I-15: Schéma de principe du banc expérimental d'Usui et Sato [14]

L'eau est pompée du bassin (1) dans les rotamètres (3) pour ensuite être dirigée vers la chambre de mélange (5). L'air est prélevé par le compresseur (11) et asséché en (12) afin d'être mélangé dans la chambre (5). Le mélange eau-air est ensuite injecté dans le tube en U (6-7-8). L'air est ensuite extrait de la section par le séparateur (9), tandis que l'eau retourne dans le bassin (1).

La section d'essais (6-7-8) est en résine acrylique transparente. La partie descendante du tube étudiée est longue de 1 m. Les études ont été réalisées avec plusieurs diamètres internes, principalement de 16 et 24 mm. Le taux de vide est mesuré via une sonde à conductance qui mesure en permanence le contact électrique entre la sonde et la phase gaz. Cette mesure permet de déterminer dans le temps la présence d'air dans le tube d'essais. La pointe de la sonde est en inox avec un diamètre de 0.01 mm et placée à 100D en aval du tube en U. La sonde peut être déplacée autour de l'axe du tube d'essais, permettant de tracer un profil de taux de vide sur tout le plan de la section de passage.

Les types d'écoulements observés sont donnés en Figure I-16, pour un diamètre interne de 16 mm :

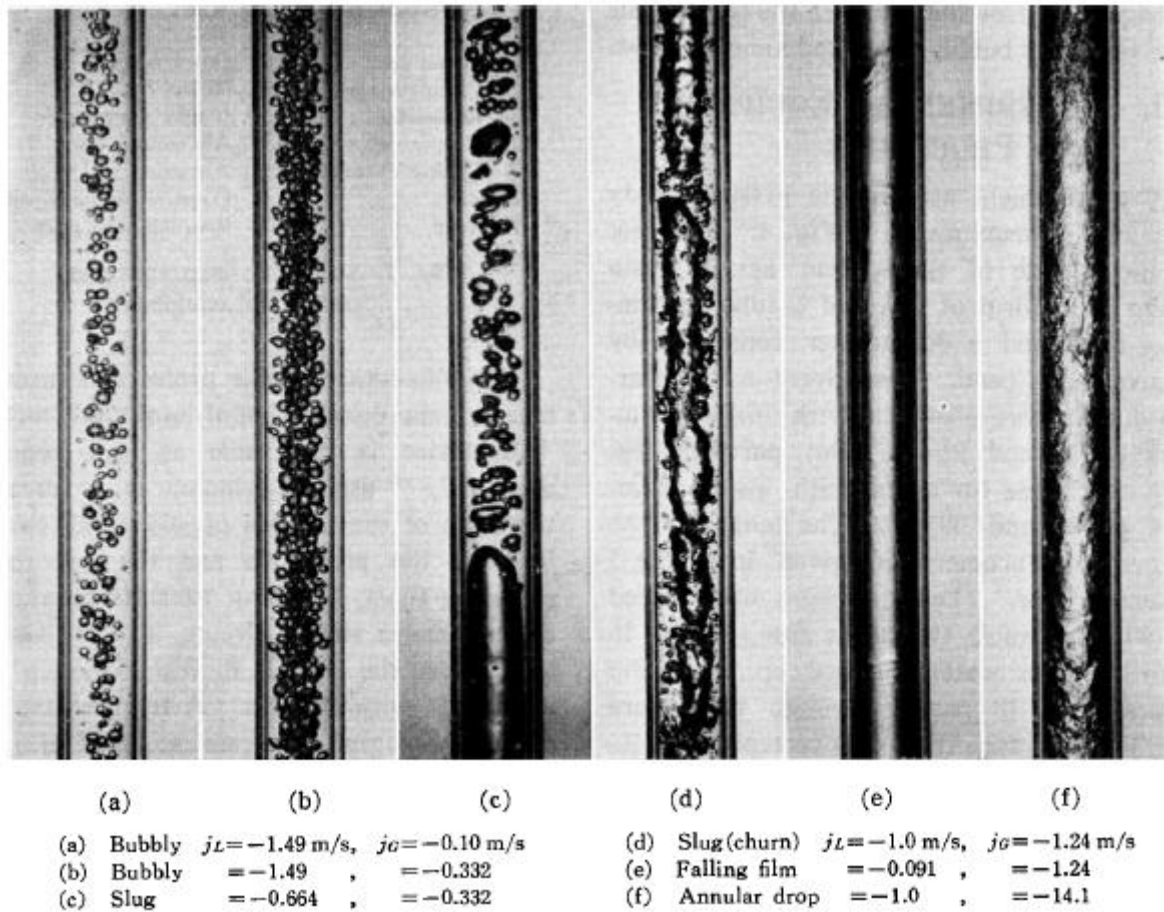


Figure I-16: Régimes d'écoulement en fonction des vitesses superficielles de liquide et de vapeur selon Usui et Sato [14] – Ecoulement descendant co-courant.

Cinq régimes d'écoulement sont à distinguer ici. Le premier écoulement est un écoulement à petites bulles (bubbly flow) dans lequel la phase gazeuse est sous forme dispersée. Le second écoulement est un écoulement à poches (slug flow) dans laquelle le gaz peut s'agglomérer en poches par coalescence des petites bulles. Le troisième écoulement est un régime d'écoulement chaotique (churn flow) dans lequel la vapeur n'a pas de forme géométrique bien définie. Le quatrième écoulement correspond au régime annulaire dans lequel deux « sous-configurations » d'écoulement sont possibles. Dans un cas, la phase liquide tombe sur les parois internes de tube par gravité tandis que la phase vapeur se déplace au centre du tube à faible vitesse. Dans l'autre cas, la vitesse de la vapeur est beaucoup plus grande que la phase liquide qui est « plaquée » sur les parois du tube.

La description des écoulements diphasiques se fait par le biais d'un coefficient sans dimension appelé taux de vide.

Le taux de vide dépend de la fonction indicatrice de phase X_v . Pour tout point M d'un volume de contrôle donné et à tout instant t , on définit la fonction indicatrice de la phase vapeur telle que :

$$X_{v,g}(x, t) = \begin{cases} 1 & \text{si la phase au point M est de la vapeur ou du gaz} \\ 0 & \text{si la phase au point M est du liquide} \end{cases} \quad (\text{I.3})$$

Dans le cadre d'écoulement diphasique avec du gaz, on définit ainsi le taux de vide local par la moyenne temporelle de la fonction indicatrice de phase X_g :

$$\alpha_g^{loc} = \overline{X_g(x, t)} \quad (\text{I.4})$$

Dans la suite de cette thèse, nous prendrons pour convention $\alpha = \alpha_g^{loc}$.

Il est possible de définir à partir du taux de vide la notion de « fraction volumique globale » de vapeur $\langle \alpha \rangle_V$. Cette notion sera exploitée dans le chapitre III. En temps normal, la fraction volumique correspond à la moyenne spatiale instantanée de la fonction indicatrice de phase. Dans un volume de contrôle V donné :

$$\alpha_g^{inst} = \langle X_g(x, t) \rangle_V \quad (\text{I.5})$$

A partir des définitions données, on définit la fraction volumique globale $\langle \alpha \rangle_V$. Cette dernière correspond une moyenne temporelle et volumique de la fonction indicatrice de phase. Ceci revient à dire plus simplement que dans un volume de contrôle donné V , $\langle \alpha \rangle_V$ est la moyenne temporelle du rapport entre le volume occupé par la phase vapeur et le volume total :

$$\langle \alpha \rangle_V = \langle \overline{X_g} \rangle_V = \frac{\overline{V_v}}{V} \quad (\text{I.6})$$

Trois corrélations de taux de vide sont déduites des mesures. Deux d'entre elles sont inspirées du modèle de dérive de Zuber et Findlay [16]. Ce modèle relie la vitesse de gaz avec les vitesses superficielles de chaque phase grâce à la définition d'une vitesse dite « de dérive » $V_{dr,v}$ (« drift velocity »).

On définit les flux volumiques de gaz et de liquide grâce au taux de vide :

$$j_g = \alpha \|\vec{v}_g\| \quad (\text{I.7})$$

$$j_l = (1 - \alpha) \|\vec{v}_l\| \quad (\text{I.8})$$

$\vec{v}_g$ et $\vec{v}_l$ sont respectivement le vecteur vitesse de la phase gaz et le vecteur vitesse de la phase liquide. Un flux volumique de mélange peut alors être défini :

$$j = j_l + j_g \quad (\text{I.9})$$

Il devient alors possible de déterminer le taux de vide en fonction des flux volumiques :

$$\frac{j_g}{\alpha} = C_0 j + V_{dr,v} \quad (\text{I.10})$$

C_0 est appelé « paramètre de distribution » qui exprime le fait que les bulles de vapeur ne se déplacent pas à la vitesse de mélange. Il y a une distribution de la vitesse et du taux de vide dans le tube.

La vitesse de dérive du gaz $\vec{v}_{dr,v}$ est définie comme la différence entre la vitesse de la phase gazeuse et la vitesse de mélange et peut être reliée à la vitesse relative $\vec{v}_{lv}$, représentant la différence de vitesse entre la phase vapeur et la phase liquide :

$$\vec{v}_{dr,v} \triangleq \vec{v}_v - \vec{v}_m \quad (\text{I.11})$$

$$\vec{v}_{lv} \triangleq \vec{v}_v - \vec{v}_l \quad (\text{I.12})$$

$$\vec{v}_{dr,v} = \vec{v}_{lv} \left(1 - \frac{\alpha \rho_v}{\rho_m} \right) \quad (\text{I.13})$$

Pour chaque type d'écoulement, la valeur de C_0 et de la vitesse de dérive sont déterminées expérimentalement par mesure des flux volumiques.

Écoulement à petites bulles :

Pour un écoulement à petites bulles, les études d'Usui et Sato ont montré que les valeurs déterminées par Zuber et Findlay [16] pour un écoulement turbulent chaotique/bulles conviennent :

$$C_0 = 1,2$$

$$V_{dr,v} = 1,53 \left(\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right)^{0,25} \quad (I.14)$$

Écoulement à poches :

Pour un écoulement à poches, il n'est pas possible de faire une analyse analogue avec le profil de vitesse pour un écoulement à poches ascendant tel qu'étudié dans les expériences de Davies et Taylor [17]. En effet, les « poches de Taylor » ont la particularité de présenter une structure symétrique à l'axe de l'écoulement dans le cas de l'écoulement ascendant, ce qui n'est pas le cas des poches de gaz dans un écoulement descendant. La Figure I-17 illustre la différence de géométrie entre les poches de gaz observées dans l'étude d'Usui et Sato [14] et la géométrie des poches observées dans les études de Davies et Taylor [17] :

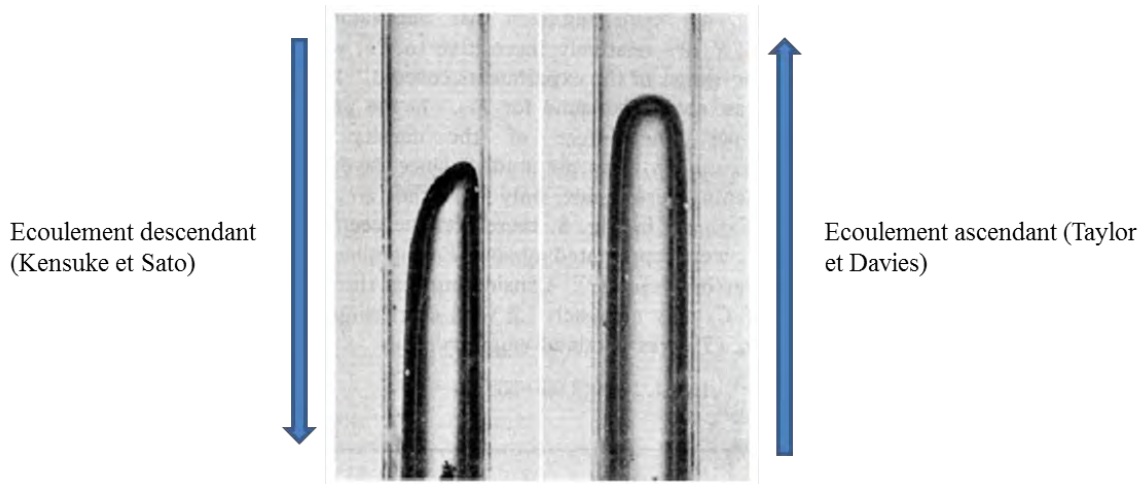


Figure I-17: Comparaison des poches de gaz entre un écoulement descendant tel qu'observé dans l'étude de Kensuke et Sato (à gauche) et un écoulement ascendant tel qu'étudié par Davies et Taylor (à droite) [14]

La dissymétrie de la poche de gaz est manifeste dans l'écoulement d'Usui et Sato [14]. Par ailleurs, on observe une structure en fuseau de la poche, contrairement à la bulle de Taylor [17] qui présente une extrémité plus arrondie.

La vitesse de dérive dans un écoulement à poches descendant s'exprime généralement sous la forme :

$$V_{dr,v} = C_1 \sqrt{\frac{gD(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l}} \quad (I.15)$$

Les coefficients C_0 et C_1 sont déterminés de manière empirique et sont fonction du nombre de Bond, qui caractérise la forme des bulles de vapeur. Le nombre de Bond correspond au rapport des forces gravitationnelles et de tension de surface :

$$Bo \triangleq \frac{(\rho_l - \rho_g)gD^2}{\sigma} \quad (I.16)$$

$$C_0 = 1,2 - \frac{1}{2,95 + 350Bo^{-1,3}} \quad (I.17)$$

$$C_1 = 0,345 \cdot \left(1 - e^{\frac{3,347-Bo}{10}}\right) \quad (I.18)$$

Écoulement annulaire en film tombant

Dans le cas de l'écoulement annulaire, le taux de vide apparaît à la fois dans le bilan de quantité de mouvement du liquide et dans celui de la vapeur. Dans le cas particulier où l'écoulement est annulaire en film tombant, l'expression du taux de vide est simple à déterminer car le frottement à l'interface liquide/vapeur est négligeable du fait de la faible valeur de la vitesse de glissement entre phases. Dans un tel cas de figure, le taux de vide se calcule à partir du nombre de Froude dans la phase liquide et du coefficient de frottement sur les parois du tube d'essais C_{paroi} :

$$Fr_l = \frac{v_l}{\sqrt{gD \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l}}} \quad (I.19)$$

$$\alpha = 1 - (2C_{paroi}Fr_l^2)^{7/23} \quad (I.20)$$

Écoulement annulaire avec une vitesse vapeur supérieure à la vitesse liquide

Dans le cas où la vitesse de la vapeur est bien supérieure à celle du liquide, le frottement à l'interface liquide/vapeur ne peut plus être négligé. Le taux de vide est alors solution de l'équation (I.21) :

$$(1 - \alpha)^{23/7} = 2C_\omega Fr_l^2 \cdot \left[1 \pm \frac{C_i}{C_{paroi}} \cdot \frac{(1 - \alpha)^{16/7}}{\alpha^{5/2}} \frac{\rho_v}{\rho_l} \left(\frac{v_v}{v_l}\right)^2\right] \quad (I.21)$$

où C_i est le coefficient de frottement interfacial, lequel peut être calculé par exemple par la corrélation donnée par Wallis [18] :

$$C_i = 0,005 [1 + 75(1 - \alpha)] \quad (I.22)$$

Il est à noter que la corrélation de Wallis pour le calcul de C_i a été établie pour des écoulements annulaires ascendants. En effet, aucune expression du coefficient C_i n'était disponible pour un écoulement annulaire descendant à l'époque. En connaissant la vitesse d'injection liquide et le taux de vide, il est théoriquement possible de déterminer la vitesse de la vapeur via les équations précédemment décrites. La connaissance des vitesses permet ensuite de tracer une carte d'écoulement, qui permet de déterminer le type d'écoulement dans le tube vertical en fonction des vitesses liquide et gaz.

Il faut cependant garder à l'esprit que les écoulements diphasiques descendants dépendent grandement des conditions aux limites du domaine fluide étudié : selon les conditions d'injection de la phase liquide et vapeur et de la géométrie de tube, la longueur d'établissement de l'écoulement est variable et la carte de l'écoulement diphasique descendant change, comme le démontrent les récentes études

expérimentales de Milan [19]. Ses travaux font la comparaison de deux méthodes d'injection de la phase liquide et de la phase vapeur dans un tube vertical de diamètre 8,8 mm et de longueur 2000 mm. Le premier injecteur provoque un fort mélange de la phase vapeur avec la phase liquide (« ball mixer » sur la Figure I-18), tandis que le deuxième injecteur injecte la phase vapeur dans le même axe que la phase liquide (« coaxial injector » sur la Figure I-18). Les vitesses d'injection des deux phases sont indépendantes. Le tracé du débit d'injection du gaz en fonction du débit d'injection du liquide permet d'obtenir la carte d'écoulement en Figure I-18 :

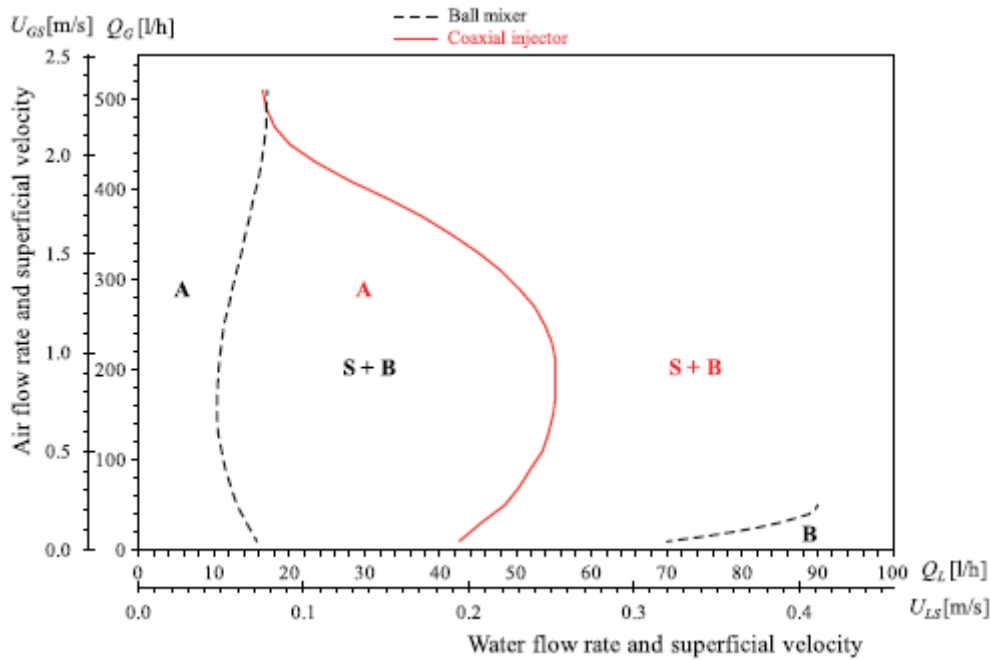


Figure I-18: Carte d'écoulement en fonction de la méthode d'injection de gaz dans un écoulement diphasique descendant [19]

Les indices A, S+B et B correspondent aux régimes d'écoulement : annulaire (« Annular »), poches et bulles (« Slug + Bubbly flow »), régime à bulles (« Bubbly flow »). Comme nous le voyons sur la carte d'écoulement, l'établissement du régime à poches et bulles pour un débit de liquide donné est beaucoup plus difficile lorsque l'injecteur coaxial est utilisé pour l'injection. Par ailleurs, le régime à bulles n'est jamais atteint avec cet injecteur, ce qui conforte l'idée que les conditions aux limites du domaine fluide étudié jouent un rôle majeur dans la structuration des écoulements diphasiques descendants.

I.B.2 - Condensation des bulles et poches de vapeur dans les écoulements verticaux

Les régimes d'écoulement diphasiques co-courant descendants ont été décrits dans les paragraphes précédents. Un des objectifs de cette thèse étant de simuler la condensation dans l'écoulement diphasique attendu, la recherche d'un modèle de condensation à implanter est nécessaire.

Nous faisons l'hypothèse que la condensation au niveau de la surface libre est négligeable devant la condensation au sein du tube, aussi ce paragraphe fait uniquement état des modèles de condensation de bulles et de poches de vapeur dans un tube vertical.

De nombreuses études sont disponibles pour la condensation d'une bulle unique dans un bassin et il est possible de trouver quelques études portant sur la condensation en poches de vapeur dans les tubes

horizontaux. Cependant, il n'existe à l'heure actuelle que peu d'études expérimentales analysant la condensation de bouchons de vapeur descendant dans un tube vertical.

Isenberg et Sideman [20] ont étudié la condensation d'une bulle unique et le collapse qui en résulte. Les auteurs conduisent une expérience qui consiste en l'injection d'une bulle unique de vapeur dans un milieu continu, liquide, immiscible et immobile. Le dispositif est schématisé sur la Figure I-19:

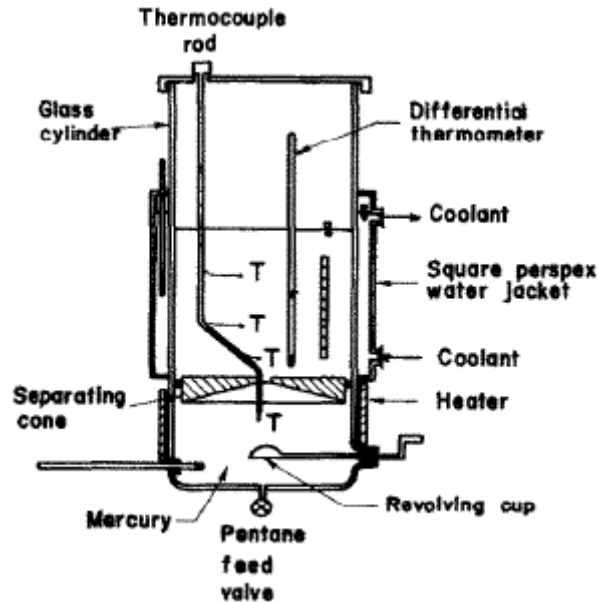


Figure I-19: Dispositif expérimental d'Isenberg et Sideman [20] pour l'étude de la condensation d'une bulle unique.

La phase vapeur (pentane ou de l'isopentane) est injectée par le fond d'un bassin cylindrique en verre de diamètre 100 mm. Les bulles sont injectées dans un bain thermostaté de mercure destiné à les maintenir à l'état vapeur. L'injection de bulle est réalisée via un piège rotatif (« revolving cup »). La bulle de vapeur s'extraie alors du mercure sous l'action de la gravité via le cône de séparation. Elle pénètre alors dans une zone de liquide sous-refroidi pouvant être de l'eau distillée ou du glycérol aqueux. L'évolution de la taille de la bulle lors de sa condensation est enregistrée par une caméra rapide.

Le coefficient de transfert par condensation à l'interface est déterminé analytiquement. L'analyse théorique réalisée se base sur deux hypothèses. La première suppose que la bulle est parfaitement sphérique. La seconde hypothèse suppose que l'écoulement du liquide autour de la bulle est irrotationnel, c'est-à-dire que les particules fluides dans la phase liquide ne subissent pas de rotation pure. La condensation de la bulle de vapeur au contact du liquide sous-refroidi fait varier sa surface d'échange thermique. Il est alors pertinent de donner une expression adimensionnée du diamètre instantané de bulle β . Ce diamètre dépend des propriétés physiques du liquide ainsi que de la vitesse de la bulle au moment où elle est injectée. L'équation (I.23) définit le diamètre instantané de bulle comme le rapport du diamètre de bulle D_b à l'instant t et le diamètre de bulle à l'instant initial :

$$\beta \triangleq \frac{D_b(t)}{D_b(t = 0 \text{ s})} \quad (\text{I.23})$$

La corrélation d'Isenberg et Sideman donne une expression du diamètre instantané β en fonction du nombre de Jakob, du nombre de Reynolds à l'instant initial, du nombre de Prandtl liquide et du

nombre de Fourier. Le nombre de Fourier est calculé avec le diamètre initial de bulle comme longueur caractéristique (cf. équation (I.26)) :

$$Ja \triangleq \frac{\rho_l c_{p,l} (T_l - T_{sat})}{\rho_g L_v} \quad (I.24)$$

$$Pr_l \triangleq \frac{\mu_l c_{p,l}}{\lambda_l} \quad (I.25)$$

$$Fo \triangleq \frac{\lambda_v t}{\rho_v c_{p,v} (D_b(t=0s))^2} \quad (I.26)$$

$$\beta = \left(1 - \frac{3}{\pi^{1/2}} Ja Re_{b,t=0s}^{1/2} Pr_l^{1/3} Fo_{t=0s} \right)^{2/3} \quad (I.27)$$

L'expression du nombre de Nusselt déduit du calcul théorique d'Isenberg et Sideman est fonction de la vitesse de la bulle et des propriétés de fluide :

$$Nu_{cond (Isenberg)} = \frac{1}{\pi^{1/2}} Re_b^{1/2} Pr_l^{1/3} \quad (I.28)$$

Afin de comparer les résultats expérimentaux et les résultats issus de leur corrélation, Isenberg et Sideman définissent un temps adimensionné $\hat{t}$:

$$\hat{t} = Ja Re_{b,t=0s}^{1/2} Pr_l^{1/3} Fo_{t=0s} \quad (I.29)$$

La corrélation issue de l'équation (I.28) est par la suite comparée aux résultats expérimentaux. Les graphiques de la Figure I-20 décrivent l'évolution du diamètre adimensionnel de bulle β en fonction du temps adimensionnel $\hat{t}$. Les graphiques de gauche correspondent à des essais en isopentane/eau distillée pour différentes conditions de température. Les graphiques de droite correspondent à des essais en pentane/glycérol aqueux pour différentes conditions de température :

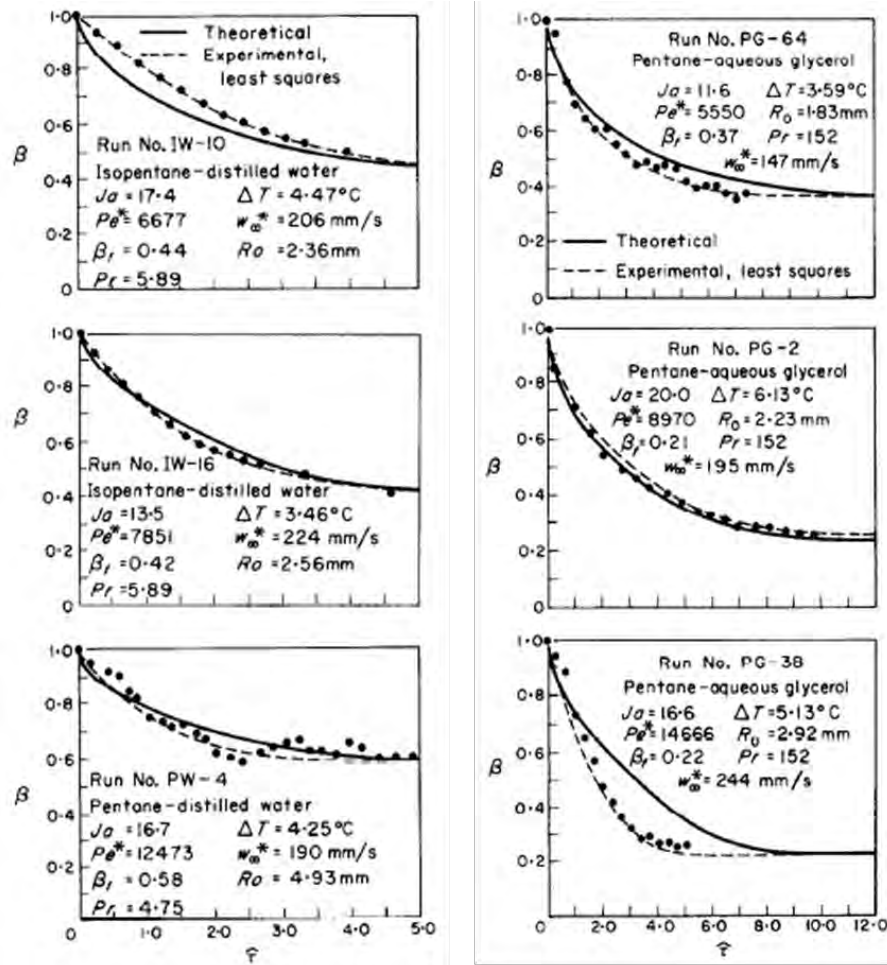


Figure I-20: Comparaison de la corrélation et les résultats expérimentaux d'Isenberg et Sideman [20]

La valeur du diamètre instantané β calculé par la corrélation d'Isenberg et Sidema est tracée en trait continu, la courbe en trait discontinu représente les valeurs expérimentales de β . Ces valeurs ont été ajustées par la méthode des moindres carrés.

Les mesures ont été réalisées sur une population de bulles représentant environ 10% de leur nombre total pendant chaque essai. Comme nous pouvons le voir sur la Figure I-20, la corrélation d'Isenberg et Sideman donnent de bons résultats par rapport aux résultats expérimentaux pour les essais en isopentane/eau distillée. Pour des essais en pentane/glycérol aqueux, la corrélation sous-estime assez nettement la dynamique de collapse de bulle par rapport aux essais expérimentaux pour un diamètre initial de bulle de 2,92 mm. Isenberg explique cet écart en indiquant que la viscosité du glycérol aqueux, étant supérieure à la viscosité de l'eau, une circulation dans le liquide pourrait avoir été induite. Cette circulation aurait intensifié les échanges thermiques et accéléré le collapse de la bulle par rapport à la corrélation d'Isenberg qui, comme indiqué précédemment, fait l'hypothèse que l'écoulement du liquide est irrotationnel.

Les travaux d'Isenberg et Sideman ont par la suite servi de référence par rapport aux autres corrélations d'échanges thermiques par condensation pour une bulle unique. Chen et Mayinger [21] ont développé leur propre corrélation pour des plages de validité plus importantes ($2 < Pr_l < 15$ et $1 < Ja < 120$). Zeitoun et al. [22] proposent une autre corrélation qui prend en compte le taux de vide α dans le bassin d'essais.

Il faut cependant garder à l'esprit que ces corrélations ont été déterminées lorsque le déplacement de la vapeur a lieu dans une phase liquide immobile. Warriier et al. [23] proposent en 2002 une expérience afin de déterminer le diamètre adimensionnel de bulle et le coefficient de transfert d'énergie par condensation dans un écoulement diphasique ascendant co-courant.

De l'eau sous-refroidie est injectée dans un canal d'essais vertical de 1,83 m de long. Le canal d'essais a une section de passage quasiment carrée de 16,33 cm². Ce canal comporte cinq parties dont trois parties d'intérêt (voir Figure I-21) :

- Deux sections de transition en amont et en aval du canal d'essais de 0,30 m de long.
- Une section d'observation en verre de 0.61 m de long.
- Une section chauffante en cuivre de 0,3 m de long.
- Une zone neutre de 0,3 m de long en aval de la section chauffante.

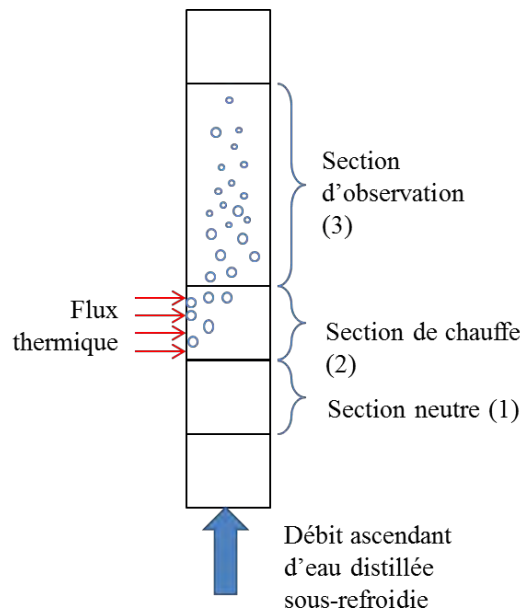


Figure I-21: Schéma de principe de la section d'essais de Warriier et al. [23]

L'eau est injectée par le bas de la section d'essais avec un débit variant entre 0,38 et 1,12 kg/s selon l'essai. L'eau injectée passe par la section neutre (1), puis à travers la section chauffante (2). La section chauffante correspond à un bloc de cuivre chauffant pouvant délivrer une puissance totale de 27 kW. Au passage du fluide dans la section chauffante, des bulles se forment en surface du bloc chauffant et se détachent de la surface. Les bulles sont ensuite transportées dans la section d'observation (3) avec la phase liquide pour être analysées avec une caméra rapide à transfert de charge (« Coupled Charge Device Camera »).

La mesure des températures par thermocouple ainsi que l'analyse des vitesses de bulles par caméra rapide permettent de déterminer une corrélation pour l'évolution de la taille adimensionnelle de bulle ainsi que le coefficient de transfert par condensation à la surface de la bulle :

$$\beta = \left(1 - 1,8 Ja Re_{b,t=0s}^{1/2} Pr_l^{1/3} Fo_{t=0s} \left(1 - 0,72 Ja^{9/10} Fo_{t=0s}^{2/3} \right) \right)^{2/3} \quad (I.30)$$

$$Nu_{cond} (Warriier et al.) = 0,6 Re_b^{1/2} Pr_l^{1/3} \left(1 - 0,72 Ja^{9/10} Fo_{t=0s}^{2/3} \right) \quad (I.31)$$

Il est intéressant de noter que la corrélation de Warriier et al. est dérivée de la corrélation d'Isenberg [20] précédemment décrite pour la condensation de la vapeur. L'expression du nombre de Nusselt Nu et du diamètre adimensionnel β possède un facteur commun $(1 - 0,72 Ja^{9/10} Fo_{t=0s}^{2/3})$.

Ce facteur correctif traduit la diminution des échanges thermiques par condensation due au développement d'une couche limite thermique autour de la bulle lors de la condensation de la vapeur saturée.

Les résultats obtenus avec la corrélation de Warriier sont par la suite comparés avec les résultats obtenus sur la boucle expérimentale.

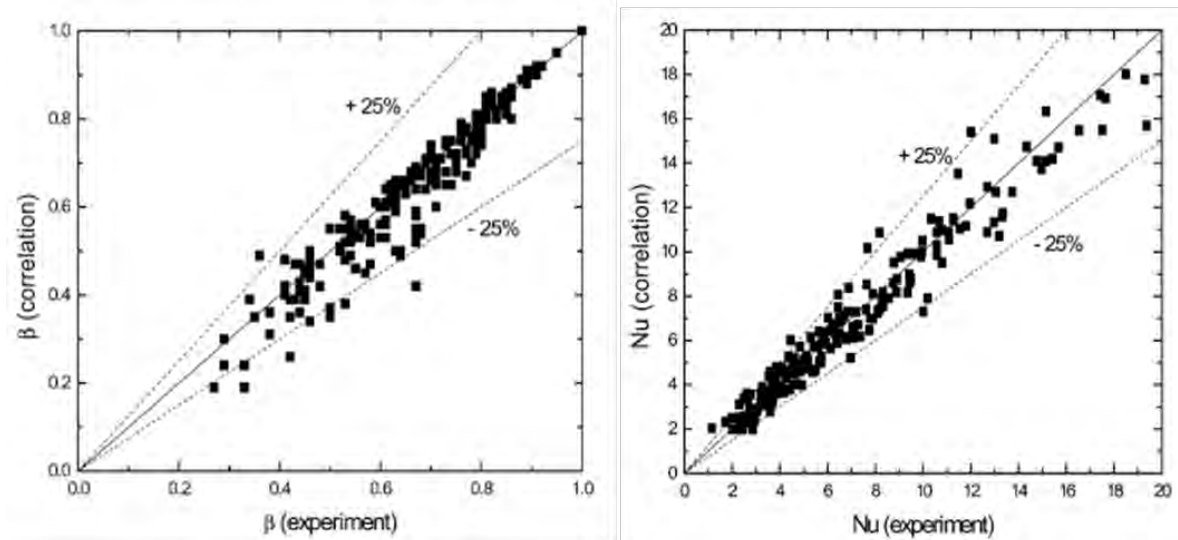


Figure I-22 : Comparaison des résultats issus de la corrélation de Warriier (I.30) et des résultats expérimentaux [23]

Comme nous pouvons le voir sur la Figure I-22, les résultats issus de la corrélation de Warriier et al. [23] sont en accord avec les résultats expérimentaux à plus ou moins 25%. Cependant, l'application de cette corrélation est strictement limitée à des valeurs spécifiques pour les nombres adimensionnels : $20 < Re_b < 700$, $1,8 < Pr_l < 2,9$ et $12 < Ja < 100$.

Toutes les corrélations que nous avons présentées dans cette partie prennent en compte « l'historique » d'une bulle. En effet, il est nécessaire de connaître le diamètre initial de bulle $D_b(t = 0 \text{ s})$ afin de calculer le nombre de Nusselt et le coefficient d'échange thermique par condensation convective. La connaissance du diamètre initial de bulle est difficile et nécessite souvent une analyse expérimentale initiale afin de déterminer ce diamètre.

I.C - Simulations numériques des écoulements diphasiques

Les phénomènes physiques attendus ainsi que les modèles qui leur sont associés ont été décrits dans les parties I.A - et I.B -. Il convient à présent de faire état des outils de simulation numérique disponibles pour simuler ces phénomènes. Ces derniers sont nombreux et sont en constante évolution.

En effet, le secteur industriel se tourne de plus en plus souvent vers les outils de simulation numérique appliquée à la mécanique des fluides (Computational Fluid Dynamics - CFD). Le calcul CFD consiste à résoudre dans un domaine donné les équations fondamentales de la mécanique des fluides. Ces équations peuvent être couplées à l'équation de l'énergie ainsi qu'aux équations de réaction chimique au sein du fluide. L'intérêt principal des simulations CFD réside dans l'obtention d'une description

détaillée en trois dimensions de phénomènes physiques sans recourir à l'utilisation d'un banc expérimental, ce qui permet un gain de temps considérable.

Il convient de distinguer les deux méthodes principales de caractérisation des écoulements (monophasiques comme diphasiques). Ces deux méthodes se différencient par leur référentiel de base.

La première méthode est appelée « méthode lagrangienne », son domaine de validité est restreint aux particules présentes dans une phase continue. Elle consiste à décrire pour chaque particule du fluide son mouvement dans le temps et l'espace. Il s'agit d'une description intuitive des écoulements. En considérant un domaine fluide que l'on découperait dans un maillage défini, chaque maille contiendrait les mêmes particules fluides dans le temps. La maille est donc mobile dans le temps (on parle de maillage lagrangien). La seconde méthode dite « eulérienne » sera celle qui sera utilisée dans cette thèse. Cette description des écoulements se caractérise par la détermination du champ des vecteurs vitesse en chaque point du domaine fluide. Dans ce cas de figure, pour un maillage donné, les mailles restent donc fixes (maillage eulérien), et l'écoulement « passe » au travers de ce maillage.

Dans cette partie, nous nous concentrerons sur l'approche eulérienne, la méthode lagrangienne étant utilisée pour les écoulements granulaires. Trois modèles diphasiques suivant l'approche eulérienne sont disponibles sur ANSYS Fluent : le modèle de mélange, le modèle à phases séparées, et le modèle VOF.

I.C.1 - Description des modèles diphasiques eulériens

I.C.1.i - Modèle de mélange

Le modèle de mélange (« mixture model ») est recommandé pour les écoulements à phase dispersée (de type gouttes de liquide dans de la vapeur ou petites bulles de vapeur dans du liquide).

Fondamentalement, le modèle n'est pas très différent du modèle homogène, dans le sens où la résolution des équations de Navier-Stokes n'est pas faite pour chacune des phases mais pour un unique fluide fictif dont les propriétés sont celles des fluides monophasiques pondérées par un coefficient fonction du taux de vide.

On définit par exemple une masse volumique de mélange :

$$\rho_m = \alpha_v \rho_v + \alpha_l \rho_l = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l \quad (\text{I.32})$$

Par ailleurs, il est aussi possible de définir une vitesse et une énergie de mélange :

$$\vec{v}_m = \frac{\alpha \rho_v \vec{v}_v + (1 - \alpha) \rho_l \vec{v}_l}{\alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l} \quad (\text{I.33})$$

$$E_m = \frac{\alpha \rho_v E_v + (1 - \alpha) \rho_l E_l}{\alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l} \quad (\text{I.34})$$

Dans le cadre du modèle de mélange, les équations de Navier-Stokes (continuité, quantité de mouvement, énergie) s'écrivent pour le fluide fictif sous cette forme :

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho_m + \nabla \cdot \rho_m \vec{v}_m = S_m \quad (\text{I.35})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu_m (\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)) + \rho_m \vec{g} \quad (\text{I.36})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m E_m) + \nabla \cdot (\vec{v}_m(\rho_m E_m + P)) = \nabla \cdot (\lambda_m \nabla T) + S_E \quad (I.37)$$

Le terme source S_m correspond à un apport extérieur de masse au fluide fictif. Le terme source S_E correspond aux sources volumiques d'énergie, et λ_m est la conductivité effective.

Comme énoncé précédemment, cette pondération des propriétés physiques par des fonctions du taux de vide est à rapprocher du modèle homogène. Cependant, le transport de la phase vapeur ainsi que la détermination de la fraction volumique instantanée de vapeur se fait par l'application de l'équation de continuité sur la phase vapeur et de la vitesse de dérive :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha \rho_v \vec{v}_m) = -\nabla \cdot (\alpha \rho_v \vec{v}_{dr,v}) \quad (I.38)$$

Il est possible de calculer la vitesse relative (et par extension la vitesse de dérive) via la relation donnée par Manninen et al. [24] :

$$\vec{v}_{lv} = \frac{\tau_p}{f_{drag}} \frac{\rho_v - \rho_m}{\rho_m} \vec{a} \quad (I.39)$$

Où τ_p est le temps de relaxation d'une zone fluide de diamètre d_p (bulle de vapeur dans le cas présent), $\vec{a}$ est l'accélération fluide et f_{drag} est le coefficient de traînée calculé par une fonction déterminée par Schiller et Naumann [25]:

$$\tau_p = \frac{\rho_v d_p^2}{18 \mu_l} \quad (I.40)$$

$$f_{drag} = \begin{cases} 1 + 0,15 Re^{0,687} & (si Re \leq 1000) \\ 0,0183 Re & (si Re > 1000) \end{cases} \quad (I.41)$$

Si la vitesse relative est nulle, c'est à dire si les vitesses liquide et vapeur sont les mêmes, le modèle de mélange est équivalent au modèle diphasique homogène.

I.C.1.ii - Modèle à phases séparées

Le deuxième modèle suivant l'approche eulérienne est dit à « phases séparées ». Il s'agit de la modélisation eulérienne la plus complexe sur les codes commerciaux. Les équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues pour chacune des phases. Les phases peuvent néanmoins interagir entre elles par échange d'énergie ou de masse.

Les interactions entre les phases doivent être modélisées via des équations de fermeture, qui sont déterminées en fonction du type d'écoulement attendu (turbulence, présence d'une phase granulaire, coefficients de transferts thermique et massique à l'interface liquide/vapeur...). La précision obtenue via cette modélisation est la meilleure des modèles eulériens, mais sachant que trois équations sont résolues par phase, le temps de calcul est accru comparativement aux modèles à fluide fictif que nous avons abordés précédemment.

Malgré le temps de calcul augmenté et la complexité du modèle, cette méthode est souvent utilisée dans l'industrie nucléaire sur le logiciel NEPTUNE CFD. Le modèle est couplé au changement de phase, comme nous le verrons dans le paragraphe I.C.2.i -

I.C.1.iii - Simulation des écoulements à large interface via le modèle Volume Of Fluid (VOF)

La méthode lagrangienne n'est adaptée qu'aux écoulements de particules. Pour des écoulements diphasiques à larges interfaces susceptibles de subir des déformations importantes, la description eulérienne est préférée. L'inconvénient majeur de cette méthode réside cependant dans le fait que les calculs effectués avec un maillage fixe nécessitent de moyenniser les propriétés physiques de fluide pour chaque maille à chaque instant. Il en résulte une continuité des propriétés physiques de fluide qui est problématique lorsqu'on cherche à décrire des discontinuités comme c'est le cas en situation diphasique, au niveau des interfaces liquide/vapeur.

Dans le cadre de l'approche eulérienne, Hirt et Nichols [26] décrivent en 1981 le modèle « Volume Of Fluid » (référéncé comme modèle VOF dans la suite de cette étude), qui se prête bien à la simulation des interfaces liquide/vapeur lorsque ces dernières sont bien définies, ce qui est notamment le cas lorsque les deux phases séparées sont continues. Le modèle est repris dans les codes CFD commerciaux (ANSYS Fluent, ANSYS CFX, STAR CCM+), et la résolution de l'écoulement via ce modèle est plus rapide que le modèle à phases séparées. Il est bien adapté à la simulation des écoulements à surface libre et à poches, mais n'est pas préconisé pour la simulation des écoulements à phases très dispersées (écoulements à fines bulles dans du liquide par exemple), qui nécessitent l'utilisation de mailles de taille très réduite, ce qui augmente considérablement les temps de calcul.

Le modèle VOF est une méthode de repérage de l'interface liquide/vapeur. La résolution de l'équation de continuité conduit à la détermination du taux de vide dans chaque maille du domaine et par conséquent à la localisation de l'interface liquide/vapeur dans le domaine fluide. Pour cette raison, l'équation de continuité de la fraction volumique est résolue pour chacune des phases. Les équations pour la phase liquide et la phase vapeur s'écrivent ainsi :

$$\left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_l \rho_l) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \vec{v}_l) = S_{\alpha_l} \right] \quad (I.42)$$

$$\left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{v}_v) = S_{\alpha_v} \right] \quad (I.43)$$

Où $S_{\alpha_{liq}}$ est un terme source de masse dans la phase liquide, et S_{α_v} est un terme source de masse dans la phase vapeur. Ces derniers peuvent être dus à des sources extérieures à la phase concernée.

La détermination de la fraction volumique dans chaque maille permet de déterminer l'emplacement de l'interface liquide/vapeur dans le domaine d'étude. Dans le cas de la phase liquide, l'identification de l'interface dans une maille est faite ainsi :

- Si $\alpha_l = 0$, la maille ne contient pas de liquide.
- Si $\alpha_l = 1$, la maille ne contient que du liquide.
- Si α_l est strictement compris entre 0 et 1, la maille contient l'interface entre la phase liquide et la phase vapeur.

Cela permet de tracer l'interface liquide/vapeur, comme le montre l'exemple en Figure I-23 :

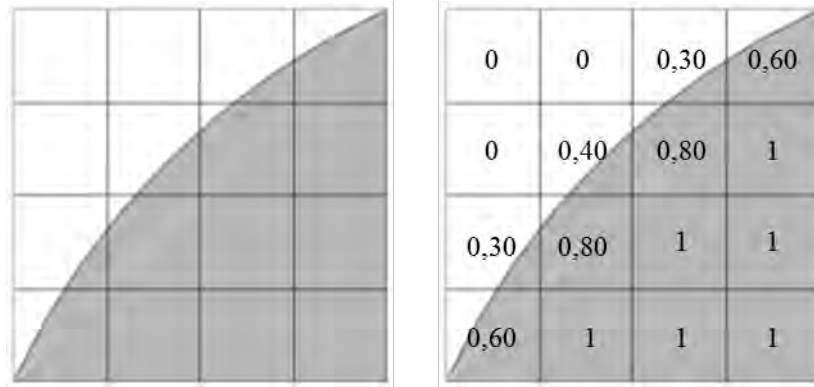


Figure I-23: Exemple de tracé de l'interface liquide/vapeur dans un maillage 2D 4x4 en fonction de la fraction volumique liquide

La reconstruction de l'interface dans les mailles diffère selon le schéma choisi. Le schéma le plus précis et le plus adapté aux maillages non structurés est le schéma « Geo-Reconstruct » qui reprend les travaux de Youngs [27]. Ce schéma reconstruit l'interface en supposant que cette dernière a une pente linéaire dans chacune des mailles, et utilise cette interface fictive pour calculer l'advection des fluides à travers la maille « interface ».

I.C.2 - Gestion du transfert de masse liquide/vapeur dû au changement de phase par condensation dans les simulations numériques

Comme nous l'avons mentionné en I.C.1, l'intérêt principal des simulations CFD réside dans l'obtention d'une description détaillée en trois dimensions de phénomènes physiques sans recourir à l'utilisation d'un banc expérimental, ce qui permet potentiellement un gain considérable en termes de temps et de quantité d'informations. Malheureusement, le changement de phase en évaporation est souvent davantage étudié que le changement de phase en condensation en CFD.

De manière générale, la gestion du transfert de masse et de chaleur par changement de phase est difficile car le modèle à résoudre diffère selon le phénomène que l'on souhaite simuler. Si les équations de bilan de quantité de mouvement dont nous avons fait mention en I.C.1 ne peuvent pas être employés indifféremment pour des écoulements à large interface ou des écoulements à phase dispersée, cela est d'autant plus vrai en changement de phase pour deux raisons majeures. La première raison est le fait que l'intensification de la turbulence dans les écoulements diphasiques augmente les transferts thermiques et le changement de phase. La seconde raison est le fait que les transferts à l'interface dans la phase liquide dépendent du nombre de Reynolds turbulent, qui varie selon la configuration étudiée.

I.C.2.i - Etude sur NEPTUNE_CFD pour les larges interfaces

Dans le cadre du modèle à phases séparées, en introduisant des coefficients de transferts thermiques entre une phase et l'interface et en effectuant un bilan énergétique à l'interface liquide/vapeur, on obtient pour la phase liquide et la phase vapeur les taux volumiques de changement de phase par condensation et par évaporation Γ_l et Γ_v à partir des équations suivantes:

$$\pi_l = \Gamma_l H_l + h_{l,i}(T_{sat} - T_l) \quad (I.44)$$

$$\pi_v = -\Gamma_v H_v + h_{v,i}(T_{sat} - T_v) \quad (I.45)$$

Un modèle à phases séparées pour les larges interfaces a été développé par Coste [28] sur NEPTUNE_CFD [29]. Ce dernier présente la particularité de traiter les interfaces sur trois mailles (« three cell-thick interface ») afin de calculer la quantité de mouvement.

D'un point de vue thermique, le modèle consiste à appliquer de part et d'autre de l'interface liquide/vapeur deux modèles différents: le modèle de paroi de Jayatilleke est appliqué dans la phase vapeur [30], tandis qu'un autre modèle est appliqué dans la phase liquide, qui reprend les travaux de Magnaudet et Calmet [31]. Le modèle de Magnaudet et Calmet permet de déterminer un comportement de la température différent en fonction de la zone étudiée. Ces zones proches de l'interface sont découpées en trois parties : la sous-couche visqueuse, la zone logarithmique et la zone indépendante de l'influence de l'interface.

Le coefficient d'échange dans la phase liquide dépend de deux modèles différents : le modèle thermique de Coste datant de 2004 [32] et le modèle de Lakehal [33]. Ces coefficients d'échange reposent sur la définition d'une vitesse turbulente u' et d'un nombre de Reynolds turbulent:

$$u' = \sqrt{\frac{2k_l}{3}} \quad (I.46)$$

$$Re_t = \frac{\rho_l u' L_t}{\mu_l} \quad (I.47)$$

Où k_l correspond à l'énergie cinétique turbulente dans la phase liquide, et L_t est la longueur de turbulence. Le coefficient d'échange de la phase liquide à l'interface s'écrit selon le modèle de Coste ou le modèle de Lakehal :

$$h_{l,i} (Coste) = u' \rho_l C p_l (Pr^{-0,5} Re_t^{-0,125}) \quad (I.48)$$

$$h_{l,i} (Lakehal) = u' \rho_l C p_l [0,35 Pr^{-0,5} Re_t^{-0,125} (0,3 (2,83 Re_t^{-0,75} - 2,14 Re_t^{-0,66})^{0,25}] \quad (I.49)$$

Le choix du modèle de transfert thermique dépend de l'état de l'interface liquide-vapeur. Cette condition se traduit par une condition définie par Brocchini et Peregrine [34] qui établit la limite entre une interface plane et une interface perturbée. Cette condition dépend de la tension de surface du fluide et de la taille de la perturbation à l'interface θ :

$$q^2 = 2k_l = 7,7 \times 10^{-4} gL + 0,22 \frac{\sigma}{\theta} \quad (I.50)$$

Lorsque la turbulence dans la maille q^2 est supérieure à la valeur donnée par l'équation (I.50), le coefficient d'échange choisi dans la phase liquide est le coefficient défini par Coste. Dans le cas contraire, le coefficient d'échange choisi est celui de Lakehal.

Ces modèles permettent de déterminer un coefficient d'échange entre le liquide et l'interface ainsi qu'un coefficient d'échange entre la vapeur et l'interface. Ces coefficients permettent de calculer le terme source en masse et en énergie :

$$\Gamma_l = \frac{h_{v,i}(T_v - T_{sat}) + h_{l,i}(T_{sat} - T_l)}{H_v - H_l} \quad (I.51)$$

$$S_E = \Gamma_l (H_v - H_l) \quad (I.52)$$

Le modèle a été implanté sur NEPTUNE_CFD et est comparé aux résultats expérimentaux de Lim [35]. L'implantation d'un changement de modèle thermique en fonction de la turbulence permet d'obtenir des résultats davantage en accord avec les résultats de Lim, les modèles thermiques de Coste et de Lakehal seuls ayant tendance à surestimer ou sous-estimer les échanges par condensation en fonction de l'état de l'interface liquide-vapeur.

Le modèle a été par la suite repris par Strubelj [36] sur le même logiciel pour l'étude des coups de bélier induits par condensation à contact direct dans les canaux horizontaux. Le modèle a été comparé au modèle de traînée de Boucker et al. [37] et est davantage conforme que ce dernier aux résultats expérimentaux.

I.C.2.ii - Mise au point de modèles de condensation sur une bulle unique

La simulation de la condensation en CFD dans les codes commerciaux ou « open source » est plus rare que dans les codes conçus à des fins spécifiques, tels que CATHARE ou NEPTUNE_CFD. Il n'existe que peu de références de simulation en condensation. La plupart de ces publications ne traitent que de la condensation d'une bulle unique.

Zeng et al. [38] simulent en 2015 une bulle unique en condensation dans un fluide sous refroidi avec le logiciel OpenFOAM. Le principe du modèle repose sur le couplage du modèle VOF avec le modèle Level Set (« Coupled Level Set Volume Of Fluid – CLSVOF ») qui permet une meilleure identification de l'interface liquide/vapeur via une fonction appelée level-set qui définit une distance algébrique avec l'interface liquide/vapeur. Cette fonction permet également un meilleur traitement de la tension de surface du fluide et de la transition des propriétés physiques du fluide à travers l'interface. Ce modèle diphasique est ensuite couplé au modèle de changement de phase proposé par Hardt et Wondra [39] en 2008. Le bilan d'énergie surfacique à l'interface liquide/vapeur permet de calculer le flux massique échangé par unité de surface par condensation à l'interface :

$$\gamma_l = \frac{h_{int}(T_{int} - T_{sat})}{L_v} \quad (I.53)$$

Où L_v est la chaleur latente de vaporisation, T_{int} est la température de l'interface, h_{int} est le coefficient d'échange thermique entre la phase liquide et l'interface. Ce dernier est calculé grâce aux travaux de Schrage [40] :

$$h_{int} = \left(\frac{2 - \psi}{\psi} \frac{\sqrt{2\pi R_{GP}}}{L_v} \frac{T_{sat}^{3/2}}{\rho_v} \right)^{-1} \quad (I.54)$$

ψ est le coefficient de condensation (ou coefficient d'accommodation) et R_{GP} est la constante des gaz parfaits.

Les résultats du modèle sont par la suite comparés aux travaux de Kamei et Hirata [41] dans lesquels a été mesurée l'évolution du diamètre de bulle de vapeur dans le temps dans un bassin d'eau sous-refroidie à différentes températures et sous différentes pressions (cf. Table 1).

Cas	Pression du système MPa	Sous refroidissement K	Flux massique kg/m ² .s	Diamètre initial de bulle mm
1	0,106	8,7	100	1,024
2	0,101	12,8	118	0,95
3	0,13	25	400	1,008

Table I-3: Conditions opératoires des expériences de Kamei et Hirata [41]

Les résultats obtenus par simulation ont une bonne concordance avec les mesures expérimentales, comme le montre la Figure I-24 :

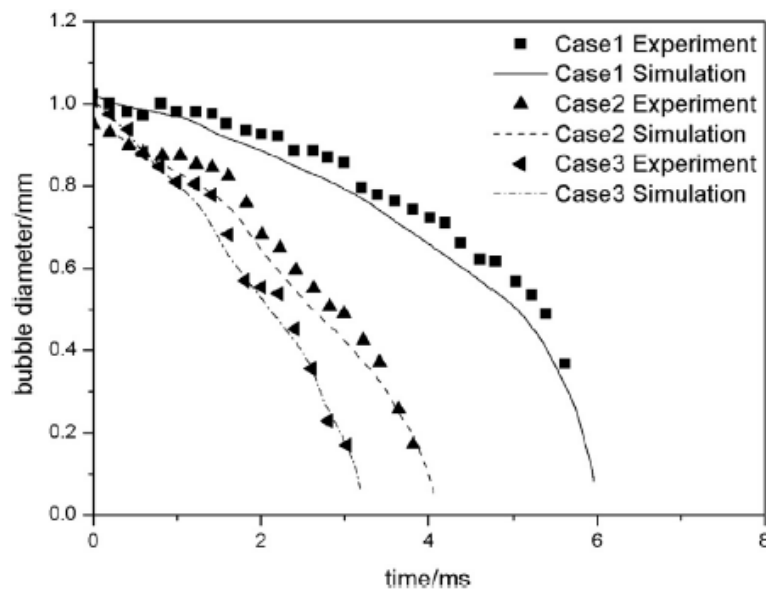


Figure I-24: Evolution du diamètre de bulle de vapeur par condensation – Comparaison entre le modèle de Zeng [38] et les travaux expérimentaux de Kamei et Hirata [41]

La simulation CFD a par ailleurs permis de déterminer les coefficients de transfert de chaleur par condensation, lesquels ont été comparés avec les corrélations de Isenberg et Sideman [20], Chen et Mayinger [21] ainsi que Warrier et al. [23]. La conformité entre les résultats de la simulation et les corrélations varient selon la corrélation choisie. Il faut garder à l'esprit que malgré les bons résultats obtenus, l'application de cette méthode ne peut être envisagée dans le cadre de cette thèse à cause de la configuration étudiée, trop différente de la nôtre : les formes de bulles étudiées sont ici parfaitement sphériques, ce qui ne sera probablement pas le cas dans notre étude et la condensation a lieu dans un milieu sous-refroidi immobile. Malgré tout, la simulation des grandes poches de vapeur peut être réalisée via le modèle CLSVOF, qui semble bien adapté aux simulations diphasiques avec interface liquide vapeur clairement définie. L'apport de la méthode Level Set peut être bénéfique pour le traitement des forces de tension de surface.

Le principe utilisé par Zeng et al. est repris par Owoeye et Schubring [42] pour la condensation d'une bulle unique dans un écoulement turbulent ascendant: le modèle appliqué est le modèle VOF, sur lequel a été appliqué trois corrélations différentes pour le calcul de la résistance thermique. Le modèle

de turbulence appliqué est le modèle « Large Eddy Simulation » (LES). Ce modèle permet de simuler les larges tourbillons caractéristiques des écoulements turbulents, tandis que les petits tourbillons sont modélisés. Ce modèle est donc à mi-chemin entre une simulation numérique directe (DNS) et une modélisation statistique de la turbulence (Reynolds-Averaged Navier Stokes - RANS). Le modèle n'est cependant validé que par comparaison des résultats numériques avec deux corrélations de vitesses de bulles établies par Mendelson en 1967 [43] et Fan en 1990 [44]. Ces dernières ne prennent pas en compte la différence de température entre la phase liquide et la phase vapeur qui cause le collapse de bulle par condensation. Bien que le traitement de la turbulence par LES donne des résultats similaires aux corrélations de Mendelson et Fan [43], un tel traitement demande un maillage bien plus fin qu'un maillage pour une résolution RANS.

I.C.2.iii - Simulation dans les autres codes pour un écoulement diphasique confiné

Les simulations des écoulements turbulents en condensation dans un écoulement confiné sont plus rares que les études des bulles uniques ou des écoulements à surface libre. Da Riva et al. [45] ainsi que Bortolin et al. [46] ont appliqué le modèle VOF à un écoulement diphasique en condensation dans des mini-canaux horizontaux circulaire et carré respectivement.

L'écoulement étudié par Bortolin et al. présente les caractéristiques suivantes : de la vapeur de fluide frigorigène R134a est injecté dans un minicanal à section carrée dont les parois sont isothermes à une température de 30°C. La température de saturation du fluide à la pression de travail étant de 40°C, la condensation de la vapeur sera observée dans le canal d'essais. L'influence de différents paramètres sont étudiés : la vitesse massique du fluide dans le canal (400 kg/m².s ou 800 kg/m².s), le titre thermodynamique en vapeur à l'entrée x , l'impact de la gravité et l'importance de la prise en compte de la tension de surface. L'écoulement dans la vapeur est considéré turbulent tandis que deux modèles sont étudiés pour simuler le comportement de la phase liquide dans le canal. La phase vapeur est modélisée selon le modèle de turbulence $k-\omega$ SST avec traitement de la turbulence à Nombre de Reynolds faible (« Low-Re $k-\omega$ SST »). La phase liquide peut donc être considérée comme un film de liquide laminaire sur les parois du canal, ou bien être modélisé via le modèle low-Re $k-\omega$ SST. Le changement de phase est quant à lui géré en utilisant le modèle de Lee [47] implanté dans ANSYS Fluent. Ce dernier consiste en un terme source dans l'équation de l'énergie et l'équation de continuité. La valeur de ce terme source est pondérée par le taux de vide et un coefficient r arbitraire :

$$S = -r\alpha\rho_g \frac{(T - T_{sat})}{T_{sat}} \quad T < T_{sat} \quad (I.55)$$

La valeur du coefficient r peut être déterminée analytiquement par l'équation d'Hertz-Knudsen [48; 49] et l'écriture de la relation de Clapeyron-Clausius. En faisant l'hypothèse d'une phase vapeur dispersée avec un diamètre de bulle constant, on a l'expression du coefficient r :

$$r = \frac{6}{d_b} \varpi \sqrt{\frac{M}{2\pi R_{GP} T_{sat}}} L_v \frac{(1 - \alpha)\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \quad (I.56)$$

La valeur du coefficient ϖ est proche de 1 dans les conditions proche de l'équilibre, mais dépend en réalité du cas étudié et a un impact sur la finesse de l'interface et par voie de conséquence sur la stabilité du calcul, cette valeur étant homogène à l'inverse d'un temps de relaxation. Par conséquent, dans les faits, la valeur de r est ajustée pour chaque cas étudié. Dans le cas présent, r varie entre 10^6 et $3 \cdot 10^6$.

Après validation du modèle avec les données expérimentales de Del Col et al. [50], il ressort de l'étude que l'utilisation du modèle low-Re $k-\omega$ SST donne de meilleurs résultats que le modèle laminaire. La tension de surface a un rôle prépondérant devant la gravité : la forme de l'interface est dictée par les effets de la capillarité dans le minicanal et impacte grandement le transfert thermique à l'interface liquide-vapeur. Cependant, ce constat n'est plus tout à fait vrai à vitesse massique élevée ($800 \text{ kg/m}^2.\text{s}$) où la tension de surface joue un rôle moindre car la contrainte de cisaillement à l'interface devient prépondérante. Par ailleurs, le modèle repose sur deux hypothèses fortes : une surface d'échange constante et une interface plane dans chaque maille. L'étude n'a été réalisée qu'à l'état permanent en régime annulaire et par conséquent n'a pas modélisé les écoulements en bouchons ou en poches de vapeur. En effet ces phénomènes sont par nature transitoires et ne peuvent être simulés en état permanent.

I.D - Synthèse et discussion sur l'état de l'art

Cet état de l'art nous a permis de définir les grandeurs d'intérêt dans le cadre des écoulements diphasique avec condensation. L'état de l'art que nous venons de faire au cours de ce chapitre s'est divisé en trois parties distinctes, correspondant aux phénomènes physiques intervenant dans les régions successives traversées par le fluide (bassin, entrée du tube, intérieur du tube) dans la configuration géométrique de la présente étude, puis aux outils de simulation numérique disponibles pour simuler ces phénomènes.

Description des phénomènes physiques en entrée de tube

L'analyse bibliographique a montré que les écoulements diphasiques de type déversement sont largement étudiés dans le cadre d'écoulements plans, qui sont récurrents en hydraulique fluviale. Les études d'écoulement en déversement pour un tube vertical sont plus rares, bien que le problème ait été traité par Binnie dès 1938. Ce dernier a mis en lumière l'existence d'un débit de liquide critique. Cette valeur correspond au débit pour lequel le tube vertical cesse d'entraîner de la phase gazeuse et devient alors complètement immergé. Il ressort de l'étude que le débit critique est dépendant de la capacité du tube à évacuer le liquide injecté dans le bassin. Si l'impact du type de déversement a été analysé dans ses travaux, l'impact des conditions aux limites du tube vertical n'a pas été étudié.

Un deuxième type d'écoulement est attendu en entrée de tube : l'écoulement en vortex. Ce dernier est très souvent étudié dans l'industrie nucléaire. En effet, l'aspiration de la vapeur par vortex peut entraîner l'apport d'une phase gazeuse dans le combustible nucléaire et à terme, le dénoyage de ce combustible. Ce phénomène peut entraîner des accidents nucléaires graves. Pour cette raison, Yildirim [5] a défini une immersion critique, c'est-à-dire une valeur pour le niveau de liquide en surplomb d'une évacuation à partir de laquelle du gaz est entraîné. Il est à noter que les écoulements par vortex font également l'objet d'un modèle analytique complexe (modèle de Burgers [11]) que nous n'avons pas détaillé ici.

Description des phénomènes physiques au sein du tube : écoulement diphasique et condensation

Par la suite, nous avons décrit une sélection de travaux portant sur les écoulements diphasiques dans les tubes verticaux. De prime abord, il apparaît que quatre régimes d'écoulement peuvent être observés dans un écoulement diphasique descendant co-courant : l'écoulement à petites bulles (bubbly flow), l'écoulement à poches (slug flow), l'écoulement chaotique (churn flow), et les écoulements annulaires (eux-mêmes répartis entre écoulement en film tombant et écoulement annulaire pur). De nombreuses corrélations de taux de vide et de nombreuses cartes d'écoulement sont disponibles pour ces écoulements dans le cas adiabatique. Cependant, il faut rester vigilant par rapport à ces résultats car les

écoulements diphasiques dépendent fortement des conditions aux limites, comme le démontre une récente étude de Milan [19]. Notre étude dépendant fortement des conditions aux limites du tube d'essais, il est attendu d'avoir une carte d'écoulement sensiblement différente par rapport aux travaux d'Usui et Sato [14; 15].

Cet état de l'art a ensuite traité des modélisations existantes sur la condensation de la vapeur au contact de liquide sous-refroidi dans deux sections distinctes. La première section a traité de la condensation de bulles et de poches de vapeur. A l'heure actuelle, il existe de nombreuses corrélations capables de déterminer le taux de collapse de bulle β ainsi que le coefficient de transfert thermique par condensation h_{cond} pour un bulle unique dans un bassin de liquide sous-refroidi au repos. Cependant, ceci est beaucoup moins vrai pour la condensation de bulles dans un écoulement forcé. Malgré cela, il existe une corrélation déterminée par Warrier et al. [23] qui donne de bons résultats en condensation. Il sera donc potentiellement intéressant de comparer les résultats issus de la corrélation avec les nôtres, qu'ils soient expérimentaux ou numériques. Cependant, il faut garder à l'esprit que la section d'essais de Warrier et al. est très différente par ses dimensions. Par ailleurs, ces auteurs ont travaillé sur des diamètres de bulle sensiblement inférieurs au diamètre hydraulique de la section d'essais. Il faut également se rendre compte que ces corrélations de condensation prennent en compte un « historique » de bulle : en effet, il faut connaître l'état de la bulle (son diamètre initial en particulier) afin de déterminer les coefficients d'échange thermiques par condensation convective.

Outils de simulation numérique disponibles pour la simulation de l'écoulement diphasique avec changement de phase.

Les structures d'écoulements attendues sont de nature très différente les unes des autres. La taille de la structure a un impact conséquent sur le modèle diphasique que nous devons mettre en place dans la simulation. Il est possible de simuler l'ensemble des écoulements en utilisant un modèle à phases séparées, mais le temps de calcul devient rédhibitoire. Cela entre en conflit avec un des objectifs de cette étude qui est de produire une simulation et un modèle capables de servir d'outil d'aide au dimensionnement (cf. Introduction). Il sera nécessaire de choisir quels phénomènes nous souhaitons étudier en priorité afin de déterminer le modèle numérique correspondant.

La condensation de la vapeur au niveau des larges interfaces a été souvent étudiée en simulation numérique. Coste [28] réalise sur NEPTUNE_CFD un modèle spécifiquement dédié au calcul des larges interfaces. Bien que le calcul des termes de transport repose sur un modèle à phases séparées, le modèle thermique repose sur deux corrélations différentes. Le choix entre ces corrélations est réalisé par détermination de la turbulence dans les mailles contenant du liquide. Ce modèle a par la suite été repris dans d'autres publications pour des simulations en VOF avec succès pour des écoulements stratifiés. Il existe tout de même d'autres simulations pour des écoulements à bulles dans les codes commerciaux qui donnent de bons résultats, mais qui restent trop éloignés de notre configuration.

I.E - Stratégie de l'étude

L'étude préliminaire effectuée dans le présent chapitre ainsi que le contexte industriel dans lequel s'inscrit cette thèse sont d'une importance cruciale dans notre étude : ce sont eux qui orientent notre stratégie. Cette partie va détailler la stratégie adoptée dans cette thèse.

I.E.1 - Définition du système étudié : différences entre le système original et le système étudié dans la thèse

Il est d'abord nécessaire de définir le système que nous souhaitons étudier. En effet, nous ne souhaitons pas étudier l'intégralité du système de douche de DCNS, seul l'entraînement de la vapeur dans les jambes de retour étant le phénomène qui nous intéresse. Cet intérêt pour cet écoulement n'est pas anodin : c'est ce phénomène qui est susceptible d'avoir une influence sur la répartition des débits entre les jambes de retour et le débit de douche dans le système original. En conséquence, les crépines latérales du système de douche de DCNS ainsi que la pulvérisation du liquide en gouttes dans le pressuriseur ne seront pas étudiées.

Par ailleurs, la compréhension du phénomène est complexe au niveau d'une unique de jambe de retour. Ceci est dû au nombre important de contraintes dans l'écoulement diphasique: débit d'injection de liquide imposé, pression imposée de part et d'autre de la jambe de retour, température d'intrusion de liquide injecté contrôlée. Ces contraintes ont une influence sur l'écoulement en entrée de jambe de retour ainsi qu'en son sein. Il est déjà difficile de prédire quel sera l'effet de ces contraintes sur l'écoulement diphasique global. Pour éviter d'ajouter une contrainte supplémentaire sur l'écoulement, l'étude ne portera que sur une unique jambe de retour. L'objectif sera de réaliser un système simplifié mais représentatif du système réel. En effet, toute déformation présente sur la jambe de retour originale (rétrécissement, coude, élargissement, etc.) génère une perte de charge singulière qui peut être artificiellement ajoutée au modèle. Ainsi la jambe de retour que nous étudierons consistera en un tube vertical droit de diamètre constant. La Figure I-25 schématise la configuration de l'écoulement que nous allons étudier dans cette thèse et résume les différences entre le système original et le nôtre.

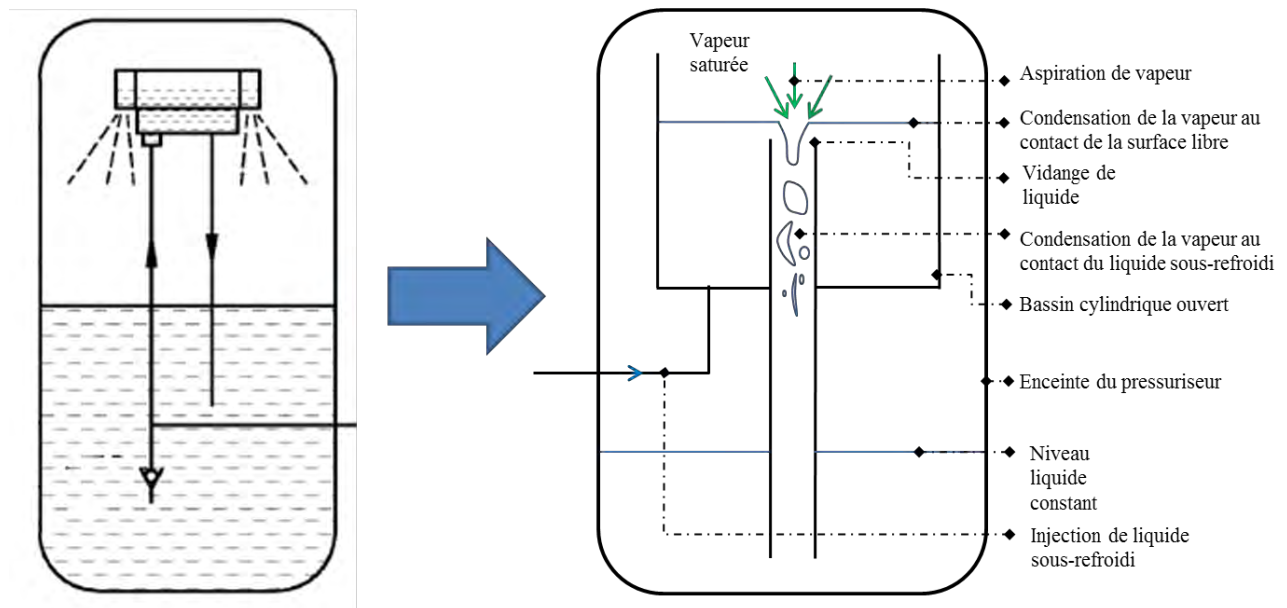


Figure I-25: Différence entre le système original et le système étudié dans la thèse [51].

Le travail de cette thèse se décompose en deux axes: la simulation numérique de l'écoulement dans les jambes de retour du système de douche de DCNS et la validation expérimentale de cette simulation.

I.E.1 - Premier axe de travail : simulation numérique de l'écoulement

Un des objectifs de cette thèse est de créer un outil d'aide au dimensionnement du système de douche. A cette fin, nous allons mettre au point une simulation numérique sur le logiciel de CFD commercial ANSYS Fluent que nous détaillerons dans le chapitre IV. Le choix de ce logiciel se justifie par son

utilisation plus simple que les codes open source, ce qui permettra une reprise du modèle plus rapide par DCNS.

L'objectif de cette simulation est de recréer les écoulements en entrée de tube dans le système que nous avons précédemment décrit dans le paragraphe I.E.1 -. La simulation doit recréer certains régimes d'écoulement aussi bien en entrée de tube qu'en son sein. Elle doit aussi prendre en compte la condensation de la vapeur au contact du liquide sous-refroidi. Il est à noter que nous ne simulerons pas l'écoulement en vortex qui est attendu en entrée de tube. Ce choix se justifie par le fait que les simulations nécessaires pour ce type d'écoulement nécessitent une discrétisation spatiale très fine du système, ce qui augmente considérablement le temps de calcul. Par ailleurs, le régime de vortex peut être évité en plaçant des ailettes sur le tube d'essais vertical. Ces ailettes empêchent la rotation du fluide en entrée du tube d'évacuation. En résumé, la simulation numérique des vortex entraîne une augmentation de la puissance de calcul nécessaire, et n'apporte que peu de valeur ajoutée à nos simulations d'un point de vue industriel.

Par ailleurs, nous ne souhaitons pas simuler les écoulements à phase dispersée (écoulements à bulles) qui nécessitent un traitement complexe au niveau de la condensation tout en ne représentant que des fractions massiques très faibles (ayant donc peu d'influence au niveau applicatif).

Ces choix de simulations ont une grande influence sur le modèle de suivi d'interface que nous allons utiliser. Le suivi de l'interface liquide/vapeur sera réalisé par le modèle VOF que nous avons détaillé précédemment. L'utilisation de ce modèle se justifie par le fait que l'interface liquide vapeur est bien définie en entrée de tube, et simule bien les poches de vapeur attendues dans le tube d'essais. L'avantage de ce modèle diphasique est aussi de limiter le nombre d'équations à résoudre lors de la simulation numérique. Cela a pour effet de diminuer le temps de calcul.

Le choix du modèle de turbulence et du suivi de l'interface liquide/vapeur est fixé pour l'ensemble des simulations que nous réaliserons. Le modèle de turbulence choisi est le modèle $k-\omega$ SST, qui est plus adapté à la séparation des écoulements par rapport au modèle de turbulence $k-\epsilon$.

Avant de commencer la simulation effective du système, il est d'abord nécessaire de s'assurer de la capacité du code à simuler les écoulements en déversoir sans mouvement rotationnel sans contraction latérale. En effet, l'écoulement en déversoir jouera un rôle clé dans cette étude. La validation des capacités du code sera faite en simulant un barrage rectiligne dans un écoulement plan. Le barrage reprendra les conditions de barrage selon Rehbock détaillés par Carlier [2] en partie I.A.1 -. Les résultats des simulations seront comparés à la corrélation de Rehbock.

Une fois que cette première validation sera effectuée, une simulation 3D de l'écoulement adiabatique (sans prise en compte du changement d'état) dans le système étudié sera effectuée. Cette simulation est destinée à déterminer les conditions aux limites appropriées dans le système sans prendre en compte le changement de phase. Les résultats de cette simulation seront comparés aux expériences menées sur la boucle d'essais que nous allons réaliser. Cette validation qualitative permettra de tester la capacité du code à simuler l'écoulement en déversoir en entrée de tube tout en prenant en compte la contraction du fluide à l'entrée du tube. La simulation de l'écoulement sur le domaine complet peut être exigeante en termes de puissance de calcul nécessaire, aussi le nombre de simulations effectuées dans cette configuration sera limité.

Enfin lorsque cette validation sera effectuée, une simulation sera mise au point sur un domaine réduit du domaine d'étude. Cette simulation sera réalisée en fluide pur (HFE7000 liquide et HFE7000 vapeur, fluide qui sera utilisé dans le dispositif expérimental). Elle prendra en compte le changement

de phase dû au sous-refroidissement du liquide par rapport à la température de la vapeur via l'ajout d'un terme source dans les équations de continuité du modèle VOF. Le transfert de chaleur induit par la condensation sera introduit par un terme source dans l'équation de l'énergie. Le terme source en masse dans les équations de continuité sera calculé en s'inspirant du modèle de Coste [28].

Cependant, la simulation de l'écoulement diphasique en condensation nécessite une validation moins simple que pour l'écoulement de Rehbock. Comme nous l'avons vu dans ce chapitre, il est difficile de s'appuyer sur la littérature scientifique afin de valider notre simulation numérique de l'écoulement. Cela est dû à l'influence de l'injection en entrée de tube d'essais sur l'écoulement dans le tube mais aussi au niveau de liquide dans lequel plonge le tube d'essais. Par ailleurs, il n'existe pas de données expérimentales qui puissent corroborer notre simulation qui doit prendre en compte le changement de phase dans le système.

Cela nous amène au deuxième axe de travail de cette thèse qui est décrit dans le paragraphe suivant.

I.E.2 - Deuxième axe de travail : validation expérimentale de la simulation numérique

Comme nous l'avons mentionné précédemment, la validation ne peut être réalisée à partir de données issues de la littérature scientifique. C'est pour cela que la validation reposera sur un banc expérimental dont nous assurerons la conception, le dimensionnement, la réalisation et l'exploitation.

La section d'essais sera réalisée dans des dimensions représentatives du système original. La validation reposera en grande partie sur une validation qualitative des structures d'écoulement obtenues par caméra rapide.

La caméra permettra d'observer les structures d'écoulement aussi bien en entrée qu'au sein même du tube et faire le lien entre ces deux zones. Une analyse de vitesse par caméra rapide sera également proposée afin de montrer les perspectives d'étude sur la boucle d'essais.

En parallèle de l'étude qualitative, trois paramètres seront mesurés sur la boucle d'essais :

- la hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais,
- le débit de vapeur injecté dans la section d'essais,
- l'écart de température entre la phase vapeur et la phase liquide,
- l'évolution de la pression dans le tube d'essais.

Trois paramètres seront contrôlés afin de déterminer leur influence sur l'évolution de l'écoulement : le débit de liquide injecté, la pression en sortie de tube ainsi que le sous-refroidissement de la phase liquide.

A partir de ces données, nous déterminerons une expression analytique du débit de liquide pour lequel l'entraînement de vapeur est minimal dans le tube. Par la suite, un modèle à phases séparées sera appliqué afin d'évaluer le taux de vide dans le tube d'essais par tronçon. L'évaluation du taux de vide par tronçon pourra ensuite être comparé avec l'évolution du taux de vide dans la simulation.

Un des objectifs de la boucle sera également de déterminer l'évolution du débit de vapeur entraînée en fonction du débit de liquide injecté qui pourront servir d'abaques pour le dimensionnement.

Enfin, un essai sera réalisé en surpression afin d'étudier un écoulement avec une aspiration de phase vapeur entièrement composée de phase gazeuse, avec une condensation complète de la phase gazeuse.

Cet essai servira de référence pour tester la simulation avec l'application du modèle de condensation qui aura été présenté dans le premier axe de travail.

I.F - Références bibliographiques

- [1] **Binnie, A. M. (1938)** - The use of a vertical pipe as an overflow for a large tank - *Proceedings of the Royal Society of London*, issue 933, volume 168 - p. 219-237.
- [2] **Carlier, M. (1972)** - Hydraulique générale et appliquée, volume Eyrolles.
- [3] **Padmanabhan, M., and Hecker, G. E. (1984)** - Scale effects in pump sump models - *Journal of Hydraulic Engineering*, issue 11, volume 110 - p. 1540-1556.
- [4] **Kocabas, F., and Yildirim, N. (2002)** - Effect of circulation on critical submergence of an intake pipe - *Journal of Hydraulic Research*, issue 6, volume 40 - p. 741-752.
- [5] **Yildirim, N., and Kocabas, F. (2002)** - Prediction of critical submergence for an intake pipe - In: *Prédiction de l'immersion critique pour l'aspiration d'un tuyau* *Journal of Hydraulic Research*, issue 4, volume 40 - p. 507-518.
- [6] **Möller, G., Detert, M., and Boes, R. M. (2012)** - Air entrainment due to vortices - State-of-the-art, Laboratory of Hydraulics, Hydrology and Glaciology, ETH Zurich, 8092 Zurich, Switzerland.
- [7] **Anwar, H. O., Weller, J. A., and Amphlett, M. B. (1978)** - Similarity of free-vortex at horizontal intake - *Journal of Hydraulic Research*, issue 2, volume 16 - p. 95-105.
- [8] **Kerem, T., and Yildirim, N. (2010)** - Effects of dimensionless parameters on air-entraining vortices - *Journal of Hydraulic Research*, issue 1 extra issue, volume 48 - p. 57-64.
- [9] **Abozeid, G. (1999)** - Factors affecting the formation of air-entrainment vortices at pump intakes in open-channel flow.
- [10] **Kocabas, F., and Unal, S. (2010)** - Compared techniques for the critical submergence of an intake in water flow - *Advances in Engineering Software*, issue 5, volume 41 - p. 802-809.
- [11] **Burgers, J. M. (1948)** - A Mathematical Model Illustrating the Theory of Turbulence, issue C, volume 1 - p. 171-199.
- [12] **Golan, L. P., and Stenning, A. H. (1969)** - Two-Phase Vertical Flow Maps - *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, issue 3, volume 184 - p. 108-114.
- [13] **Oshinowo, T., and Charles, M. E. (1974)** - Vertical two-phase flow part I. Flow pattern correlations - *Wiley Subscription Services, Inc., A Wiley Company The Canadian Journal of Chemical Engineering*, issue 1, volume 52 - p. 25-35.
- [14] **Usui, K., and Sato, K. (1989)** - Vertically downward two-phase flow. (I). Void distribution and average void fraction - *Journal of Nuclear Science and Technology*, issue 7, volume 26 - p. 670-680.
- [15] **Usui, K. (1989)** - Vertically downward two-phase flow, (II). Flow regime transition criteria - *Journal of Nuclear Science and Technology*, issue 11, volume 26 - p. 1013-1022.

-
- [16] **Zuber, N., and Findlay, J. A. (1965)** - Average Volumetric Concentration in Two-Phase Flow Systems - *ASME Journal of Heat Transfer*, issue 4, volume 87 - p. 453-468.
 - [17] **Davies, R. M., and Taylor, G. (1950)** - The Mechanics of Large Bubbles Rising through Extended Liquids and through Liquids in Tubes - *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, issue 1062, volume 200 - p. 375-390.
 - [18] **Wallis, G. B. (1970)** - Annular Two-Phase Flow – Part 1: A Simple Theory - *ASME Journal of Basic Engineering*, issue 1, volume 92 - p. 59-72.
 - [19] **Milan, M., Borhani, N., and Thome, J. R. (2013)** - Adiabatic vertical downward air-water flow pattern map: Influence of inlet device, flow development length and hysteresis effects - In: *International Journal of Multiphase Flow*, volume 56 - p. 126-137.
 - [20] **Isenberg, J., and Sideman, S. (1970)** - Direct contact heat transfer with change of phase: Bubble condensation in immiscible liquids - *International Journal of Heat and Mass Transfer*, issue 6, volume 13 - p. 997-1011.
 - [21] **Chen, Y. M., and Mayinger, F. (1992)** - Measurement of heat transfer at the phase interface of condensing bubbles - *International Journal of Multiphase Flow*, issue 6, volume 18 - p. 877-890.
 - [22] **Zeitoun, O., Shoukri, M., and Chatoorgoon, V. (1995)** - Interfacial heat transfer between steam bubbles and subcooled water in vertical upward flow - *Journal of Heat Transfer*, issue 2, volume 117 - p. 402-407.
 - [23] **Warrier, G. R., Basu, N., and Dhir, V. K. (2002)** - Interfacial heat transfer during subcooled flow boiling - *International Journal of Heat and Mass Transfer*, issue 19, volume 45 - p. 3947-3959.
 - [24] **Manninen, M., Taivassalo, V., and Kallio, S. (1996)** - On the mixture model for multiphase flow, issue 288 - p. 3-67.
 - [25] **Schiller, L., and Naumann, Z. (1935)** - *Z.Ver.Deutsch.Ing.* - p. 77-318.
 - [26] **Hirt, C. W., and Nichols, B. D. (1981)** - Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries - In: *Journal of Computational Physics*, issue 1, volume 39 - p. 201-225.
 - [27] **Youngs, D. L. (1982)** - Time-dependent multi-material flow with large fluid distortion - *Academic Press New York Numerical methods for fluid dynamics*, volume 24 - p. 273-285.
 - [28] **Coste, P. (2013)** - A large interface model for two-phase CFD - *Nuclear Engineering and Design*, volume 255 - p. 38-50.
 - [29] **Lucas, D., Coste, P., Höhne, T., Lakehal, D., Bartosiewicz, Y., Bestion, D., Scheuerer, M., and Galassi, M. C. (2011)** - CFD modeling of free surface flow with and without condensation - In: *Multiphase Science and Technology Multiph Sci Technol*, issue 2-4, volume 23 - p. 253-342.
 - [30] **Jayatilake, C. L. V. (1969)** - The influence of Prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sublayer to momentum and heat transfer - *Prog.Heat and Mass Transfer*, volume 1 - p. 193-202.
 - [31] **Magnaudet, J., and Calmet, I. (2006)** - Turbulent mass transfer through a flat shear-free surface - In: *Journal of Fluid Mechanics*, volume 553 - p. 155-185.
-

- [32] **Coste, P. (2004)** - Computational simulation of Multi-D liquid-vapor thermal shock with condensation - In: *5th International Conference on Multiphase flow*, Yokohama, Japan.
- [33] **Lakehal, D., Fulgosi, M., and Yadigaroglu, G. (2008)** - Direct numerical simulation of condensing stratified flow - *Journal of Heat Transfer*, issue 2, volume 130.
- [34] **Brocchini, M., and Peregrine, D. H. (2001)** - The dynamics of strong turbulence at free surfaces. Part 1. Description - *Journal of Fluid Mechanics*, volume 449 - p. 225-254.
- [35] **Lim, I. S., Tankin, R. S., and Yuen, M. C. (1984)** - Condensation measurement of horizontal cocurrent steam/water flow - In: *Journal of Heat Transfer*, issue 2, volume 106 - p. 425-432.
- [36] **Štrubelj, L., György, E., and Tiselj, I. (2010)** - Direct contact condensation induced transition from stratified to slug flow - In: *Twelfth International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-12) Nuclear Engineering and Design*, issue 2, volume 240 - p. 266-274.
- [37] **Boucker, M., Laviéville, J., Martin, A., Béchaud, C., Bestion, D., and Coste, P. (2004)** - Preliminary applications of the new neptune two-phase CFD solver to pressurized thermal shock investigations - In: *Proceedings of the International Conference on Nuclear Engineering (ICONE12)*, volume 2 - p. 745-751.
- [38] **Zeng, Q., Cai, J., Yin, H., Yang, X., and Watanabe, T. (2015)** - Numerical simulation of single bubble condensation in subcooled flow using OpenFOAM - *Progress in Nuclear Energy*, issue 0, volume 83 - p. 336-346.
- [39] **Hardt, S., and Wondra, F. (2008)** - Evaporation model for interfacial flows based on a continuum-field representation of the source terms - In: *Journal of Computational Physics*, issue 11, volume 227 - p. 5871-5895.
- [40] **Schrage, R. W. (1953)**. A theoretical study of interphase mass transfer., Columbia University Press.
- [41] **Kamei, S., and Hirata, M. (1990)** - Condensing phenomena of a single vapor bubble into subcooled water - *Experimental Thermal and Fluid Science*, issue 2, volume 3 - p. 173-182.
- [42] **Owoeye, E. J., and Schubring, D. (2015)** - Numerical simulation of vapor bubble condensation in turbulent subcooled flow boiling - *Nuclear Engineering and Design*, issue 0, volume 289 - p. 126-143.
- [43] **Mendelson, H. D. (1967)** - The prediction of bubble terminal velocities from wave theory - *American Institute of Chemical Engineers AIChE Journal*, issue 2, volume 13 - p. 250-253.
- [44] **Fan, L. S., and Tsuchiya, K. (1990)** - Bubble wake dynamics in liquid and liquid-solid suspensions - *Butterworth-Heinemann*, Boston, Massachussets.
- [45] **Da Riva, E., Del Col, D., and Cavallini, A. (2010)** - Modelling of condensation in a circular minichannel by means of the VOF method - In: *2010 14th International Heat Transfer Conference, IHTC 14*, volume 2 - p. 205-213.
- [46] **Bortolin, S., Da Riva, E., and Del Col, D. (2014)** - Condensation in a square minichannel: Application of the VOF method - In: *Heat Transfer Engineering*, issue 2, volume 35 - p. 193-203.
- [47] **Lee, W. H. (1980)** - A pressure iteration scheme for two-phase flow modelling - In: *Multiphase transport: fundamentals, reactor safety, applications, multiphase transport: fundamentals*,

- reactor safety, applications*, volume 1 , Washington, U.S.A., Hemisphere Publishing Corp., 1980, p.407-431.
- [48] **Hertz, H. (1882)** - On the Evaporation of Liquids, especially mercury, in Vacuo - *Annalen Der Physik (Leipzig)*, issue 177, volume 17.
- [49] **Knudsen, M. (1915)** - Maximum rate of vaporization of mercury - *Annalen Der Physik (Leipzig)*, issue 697, volume 47.
- [50] **Del Col, D., Bortolin, S., Cavallini, A., and Matkovic, M. (2011)** - Effect of cross sectional shape during condensation in a single square minichannel - In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, issue 17-18, volume 54 - p. 3909-3920.
- [51] **Melot, V., and Errien, B. (2013)** - Passive device for controlling pressure in an enclosure, enclosure and associated equipment, issue WO 2013/037747 A1.

Chapitre II - Installation VISCONTI : VISualisation des phénomènes de CONdensation dans un Tube partiellement Immergé

La simulation numérique que nous souhaitons mettre en place sur ANSYS FLUENT nécessite une validation expérimentale. Cette validation permet de confirmer les capacités de la simulation à rendre correctement compte les phénomènes physiques en jeu. Elle permet également d'étendre l'utilisation du code à d'autres conditions opératoires sous réserve que la physique de ces conditions soit la même que celle présente aux conditions de validation, l'objectif final étant d'exploiter le modèle numérique pour les conditions de pression et de température utilisées dans les pressuriseurs des REP embarqués. Nous avons vu dans le chapitre I que la configuration particulière de l'écoulement étudié ne permet pas de s'appuyer sur des données expérimentales décrivant les phénomènes physiques que nous souhaitons observer. La validation de la simulation numérique de l'écoulement doit par conséquent s'appuyer sur une boucle d'essais dont la conception, la réalisation et l'exploitation ont été menées à bien durant les trois années de la thèse. La conception de cette boucle a nécessité une réflexion importante quant aux besoins auxquels elle devait répondre. Ce chapitre est dédié à la description de l'installation VISCONTI (VISualisation de la CONdensation dans un Tube Immergé) qui a été créée pour répondre à ces besoins.

Afin de resituer le cadre de notre étude, nous commencerons par rappeler les phénomènes présents dans l'écoulement que nous souhaitons observer ainsi que les paramètres qui les régissent.

Par la suite, les réflexions liées à la conception de la boucle d'essais VISCONTI seront détaillées. A partir des phénomènes physiques et des paramètres d'influence listés, nous identifierons les besoins de la boucle d'essais ainsi que les fonctions qu'elle doit remplir. Une fois ces besoins identifiés, les réflexions portant sur la conception de la section d'essais et de la boucle d'essais seront précisées.

Nous décrirons ensuite la boucle VISCONTI ainsi que les solutions techniques retenues suite à notre réflexion. Nous expliquerons en premier lieu le fonctionnement de la boucle, étape par étape. Nous détaillerons ensuite les caractéristiques de la section d'essais.

Afin que la section d'essais transparente permette de visualiser l'écoulement ainsi que la condensation de la vapeur au contact de liquide sous-refroidi, un fluide de travail particulier a été utilisé, le HFE7000. Ce fluide possède des propriétés particulières qu'il est important de décrire pour comprendre les difficultés liées à son utilisation. Ce sera donc l'objet de la quatrième partie de ce chapitre.

Les paragraphes qui suivront décriront brièvement la procédure suivie pour l'étalonnage de chacun des capteurs de mesure.

La boucle VISCONTI est une installation expérimentale en boucle fermée destinée à l'étude de l'écoulement du liquide sous-refroidi au sein d'un tube vertical partiellement immergé. La différence de température entre les phases conduit également à l'observation des phénomènes de condensation dans le système. La boucle d'essais doit reproduire les phénomènes physiques observés au sein des jambes de retour dans le système de douche de DCNS, notamment l'entraînement de vapeur par le liquide dans le tube et la condensation de la vapeur au contact du liquide sous-refroidi.

II.A - Rappel des phénomènes présents dans l'écoulement à étudier et des paramètres physiques d'influence

Ce paragraphe rappelle brièvement les paramètres dont l'influence est potentiellement importante sur l'écoulement diphasique que nous souhaitons étudier. L'écoulement diphasique consiste en un entraînement d'une phase gazeuse dans un tube vertical vidangeant du liquide en continu (cf. Figure II-1) :

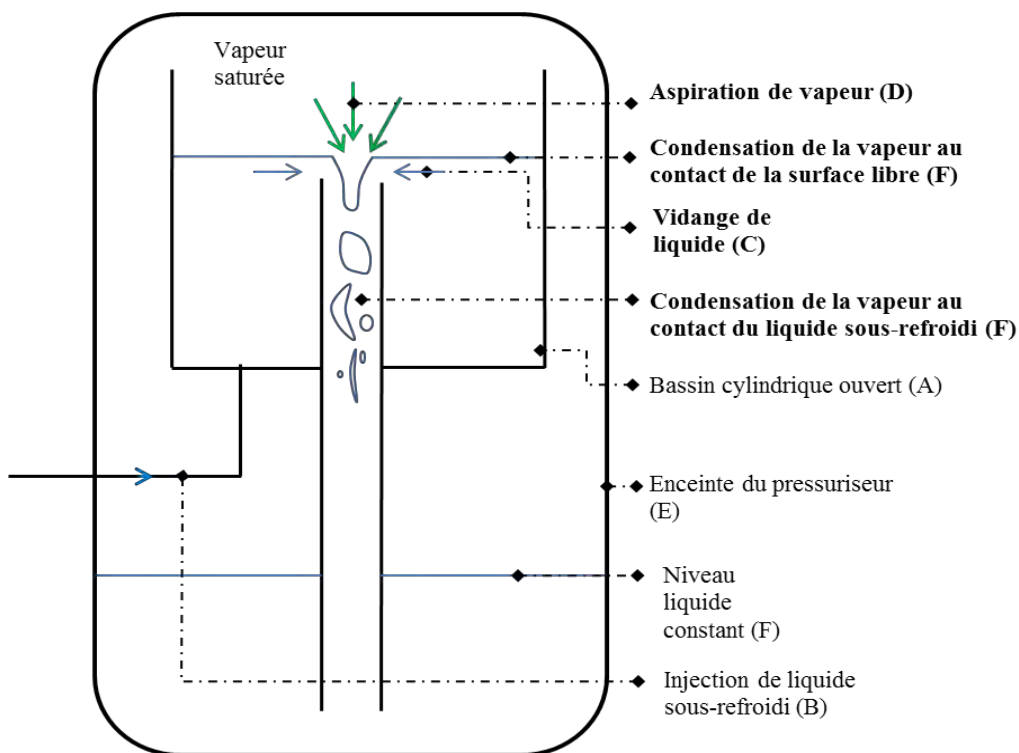


Figure II-1: Phénomènes physiques (en gras) présents dans l'écoulement à étudier.

Le bassin cylindrique (A) est alimenté en continu en liquide sous-refroidi par son fond (B). La vidange du liquide injecté est faite via le tube vertical. La vidange du liquide (C) entraîne une aspiration de la vapeur saturée (D) présente en permanence dans l'enceinte du pressuriseur (E), selon différents modes qui dépendent des régimes d'écoulement. Le liquide qui est sous-refroidi va condenser la vapeur (F), aussi bien au niveau de la surface libre dans le bassin cylindrique que dans le tube vertical. Ce mélange diphasique va par la suite être entraîné au fond de la cuve du pressuriseur pour plonger dans un niveau de liquide maintenu constant (G).

En l'absence de cannes chauffantes en fond de cuve pour produire de la vapeur, cette configuration doit conduire à une baisse de pression dans le pressuriseur par condensation de la vapeur. Il est possible d'observer de l'évaporation du liquide par diminution de la température de saturation. Ces phénomènes ne font cependant pas l'objet de cette étude.

La simulation doit être capable de représenter l'écoulement dans le tube vertical et dans le bassin cylindrique (cf. partie I.E.1). Les paramètres physiques majeurs pilotant cet écoulement diphasique avec échange thermique sont au nombre de trois. Le premier paramètre d'importance est le débit de liquide injecté au fond du bassin cylindrique : selon le débit d'injection, le niveau de liquide dans le bassin cylindrique sera plus ou moins important et impactera directement les régimes d'écoulement dans le tube d'essais. Le second paramètre à étudier est le sous-refroidissement de la phase liquide par rapport à la température de saturation : selon la température du liquide, la condensation dans le système globale sera plus ou moins forte, ce qui aura une influence sur le taux de vide dans le tube vertical. Le dernier paramètre est le niveau de liquide dans le fond de la cuve du pressuriseur : la variation du niveau liquide dans l'ensemble de la cuve va influencer sur la capacité du tube vertical à évacuer le mélange diphasique par le tube d'essais.

II.B - Réflexions sur la conception de la boucle VISCONTI

Comme nous l'avons décrit au chapitre I, nous n'allons pas recréer le pressuriseur afin de réaliser notre boucle d'essais. Cette partie décrit les décisions relatives à la conception de la boucle d'essais qui découlent de ce choix.

Dans le but de faciliter la compréhension, le principe de fonctionnement de la boucle VISCONTI est représenté sur la Figure II-2 ci-après. Les dispositifs de régulation ne sont pas représentés afin d'alléger le schéma de principe. Le fonctionnement de la boucle sera expliqué plus en détails dans la partie II.C.1 - :

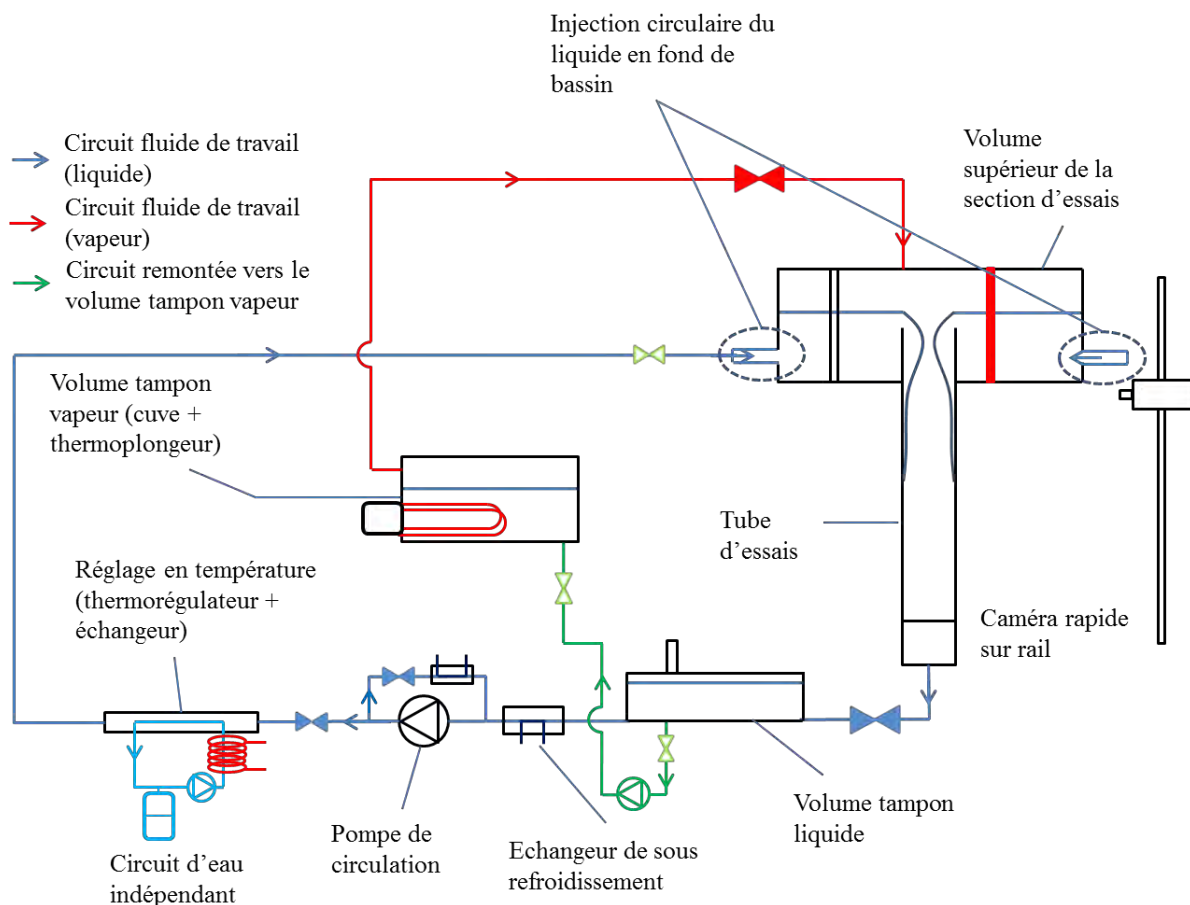


Figure II-2: Schéma de principe de la boucle VISCONTI.

II.B.1 - Identification des besoins de la boucle VISCONTI

La boucle d'essais doit être capable de répondre à plusieurs besoins. Dans ce paragraphe, deux types de besoins sont distingués : les besoins de la section d'essais et les besoins liés à la boucle d'essais. Ces besoins découlent de notre rappel des paramètres physiques d'influence au paragraphe II.A -.

La section d'essais doit être capable de remplir différentes fonctions afin d'étudier l'écoulement diphasique attendu.

- Les dimensions de la section d'essais doivent être représentatives du système original.
- Le niveau de liquide dans le bassin supérieur doit être mesuré afin de déterminer l'impact du débit liquide sur celui-ci.
- Il doit être possible d'observer et d'identifier précisément les régimes d'écoulement diphasiques au sein de la section d'essais (bassin supérieur et tube).
- La vitesse d'injection doit être minimale en entrée de la section d'essais afin de stabiliser la surface libre et de ne pas influencer l'écoulement diphasique en entrée de tube.
- La section doit permettre de déterminer l'évolution en température :
 - o le long du tube d'essais à différentes altitudes,
 - o sur la hauteur du bassin supérieur.
- La section doit également déterminer l'évolution de la pression à ces mêmes emplacements.
- L'écoulement doit être étudié pour différents diamètres internes dans le tube d'essais.

Les besoins de la boucle d'essais dépendent principalement de la nécessité de contrôler les paramètres d'influence :

- Le débit de liquide doit être contrôlé librement et mesuré afin de déterminer l'influence de ce paramètre sur l'écoulement diphasique attendu.
- La température de liquide injecté doit être régulée et mesurée afin de déterminer l'influence de ce paramètre sur l'écoulement diphasique attendu.
- Afin de reproduire les phénomènes physiques existant dans le pressuriseur tels que décrits en introduction, l'apport de vapeur doit pas être contrôlé par un débit imposé par l'utilisateur mais s'adapter en fonction des conditions imposées en débit et en pression.
- Le débit de vapeur doit être mesuré.
- Les conditions de pression résultantes du niveau de liquide dans lequel plonge les jambes de retour dans le pressuriseur doivent être reproduites.

Les paragraphes qui suivent entrent plus en détail sur ces besoins et exposent les choix de conception qui ont été faits pour y répondre.

II.B.2 - Conception de la section d'essais

Cette partie détaille point par point les besoins relatifs à la section d'essais de la boucle VISCONTI ainsi que les choix de conception qui ont été faits pour y répondre.

Dimensions du tube d'essais

Les dimensions du tube d'essais font partie des facteurs déterminants pour observer la condensation dans le tube d'essais. Cependant, comme indiqué par Milan et al. [1], il est difficile de prévoir la longueur nécessaire à l'établissement du régime dans le tube d'essais lors d'un écoulement en adiabatique. Cela est d'autant plus difficile que l'écoulement étudié comportera du changement de phase. La longueur de tube permettant d'observer la condensation complète de la vapeur n'est pas

prévisible, aussi le choix a été de prendre des dimensions représentatives du système original tout en simplifiant sa géométrie.

Le tube d'essais utilisé est donc un tube vertical rectiligne d'une longueur de tube de 2,5 mètres, pour un diamètre interne de 22 millimètres. Il est à noter que le tube vertical peut être remplacé par un autre de diamètre externe identique mais de diamètre interne réduit. Ce remplacement permettra de réaliser de futures études sur l'influence sur la section de passage.

Observation des écoulements diphasiques : choix du matériau de la section d'essais et du fluide de travail

L'observation des phénomènes nécessite l'utilisation de matériaux transparents pour la visualisation de l'écoulement. Il aurait été possible de réaliser une section d'essais en verre ou en quartz, mais ce choix n'a pas été retenu pour de multiples raisons. En premier lieu, ces deux matériaux sont plus difficiles à manipuler et à façonner, or un injecteur complexe doit être réalisé car nous souhaitons obtenir une surface libre plane avec peu de perturbations. Un tel injecteur est difficile à usiner avec de tels matériaux. Par ailleurs, ces deux matériaux sont fragiles et un montage étanche de l'ensemble bassin/tube d'essais nécessite de souder les deux composants. Cette contrainte technologique présente un inconvénient majeur en cas de rupture d'un des composants : si le tube d'essais ou le bassin se brise, il est nécessaire de changer l'ensemble de la section d'essais, ce qui peut mettre la boucle d'essais à l'arrêt pour un temps considérable. Enfin, la réalisation de la section d'essais avec un verre technologique dans les dimensions de la boucle est d'un coût important par rapport au budget disponible.

Pour toutes ces raisons, nous faisons le choix de concevoir la section d'essais en polymère transparent, qui est plus simple à usiner et à manipuler. La section d'essais sera ainsi réalisée en PMMA (plexiglass).

Il faut cependant garder à l'esprit que l'utilisation de polymère transparent pour la section d'essais nécessite de fonctionner à une pression proche de la pression atmosphérique afin d'assurer la tenue mécanique de la section d'essais. La température de travail doit également être inférieure à la température de fusion du PMMA (160°C) afin de garantir la pérennité de la boucle et d'éviter la dégradation du fluide par introduction de particules plastiques. Ceci implique d'utiliser un fluide transparent capable de s'évaporer et de se condenser dans ces conditions. La transparence du fluide permettra d'observer les structures de l'écoulement liquide/vapeur dans la section d'essais.

Le fluide que nous avons choisi est le HFE7000 que nous présenterons plus en détail dans le paragraphe II.D -.

Identification des phénomènes : choix de la méthode de visualisation

Une accélération brusque de la phase liquide aura lieu à l'entrée du tube d'essais. L'œil humain ne sera pas capable de suivre ce changement de vitesse soudain, il est donc nécessaire de procéder à une visualisation de l'écoulement par une caméra capable d'enregistrer les images à plus haute fréquence que les caméras classiques, ces dernières ne pouvant enregistrer qu'entre 24 et 60 images par seconde.

Une caméra rapide capable d'enregistrer au moins 1000 images par seconde sera utilisée afin de répondre à ce besoin.

Les prises de vues doivent être réalisées aussi bien en entrée de tube qu'en son sein. Aussi la caméra rapide doit être capable d'être déplacée sur toute la hauteur de la section d'essais.

Un rail vertical muni d'une plateforme d'accueil pour la caméra rapide a été installé. Cela permet de déplacer la caméra rapide sur toute la hauteur de la section d'essais.

La prise de vue par caméra rapide nécessite une quantité importante de lumière. Il est donc nécessaire d'utiliser un jeu de spots éclairants en plus de la lumière ambiante. Cependant, une précaution doit être prise sur ces sources de lumière à cause du fluide utilisé. En effet, le fluide s'évapore à basse température. Il est donc nécessaire d'utiliser une lumière « froide », c'est-à-dire une lumière qui émet peu de chaleur.

Stabilisation de la surface libre : choix de la méthode d'injection

L'écoulement que nous souhaitons étudier est complexe sur plusieurs niveaux et présente de multiples contraintes. L'aspiration de la vapeur jouera un rôle important dans le profil de pression dans le tube d'essais. A cause de la condensation de la vapeur au contact de la phase liquide sous-refroidie, des changements brusques de pression au sein du tube sont possibles. Ces changements se répercuteront au niveau de l'entrée de tube. Afin de ne pas ajouter une inconnue supplémentaire, il sera nécessaire que l'injection liquide assure une surface libre totalement plane pour s'assurer que la présence éventuelle de vagues ne soit due qu'aux effets de l'écoulement. Afin de s'assurer l'absence de perturbations, la méthode d'injection doit être capable de diviser par 10 la vitesse de liquide qui circule dans la tuyauterie. Par ailleurs, l'injection doit être symétrique afin de ne pas créer d'instabilité dans le tube dès l'injection.

Afin de diminuer la vitesse d'injection, une couronne d'injection dotée de multiples perçages a été installée au fond du bassin supérieur.

Mesure des températures et de la pression

La connaissance du profil vertical de température dans le bassin supérieur servira de point de comparaison avec la simulation numérique. Par ailleurs, la mesure de la température dans la phase liquide permet de déterminer le débit de condensation de la vapeur au contact du liquide sous refroidi (sous certaines conditions). La mesure de la température de la phase vapeur dans le bassin permet de situer la position de l'interface ainsi que de vérifier la présence d'une éventuelle stratification thermique. La mesure de cette température permet de calculer le débit de condensation en surface libre, il faut mesurer la température dans le liquide au sein du bassin.

La mesure de la température le long du tube permet également de quantifier le débit de condensation dans le tube d'essais avec son évolution.

Afin de déterminer le profil vertical de température dans le bassin, dix thermocouples sont placés à différentes hauteurs dans le bassin supérieur de la section d'essais.

La mesure de la température dans la phase liquide le long du tube d'essais est faite par cinq thermocouples affleurant à la paroi interne du tube d'essais. Ils seront placés à des distances égales les uns des autres.

La mesure de la pression le long du tube couplé avec la mesure de température le long du tube permet de déterminer le degré de sous-refroidissement de la phase liquide par rapport à la température de saturation. Par ailleurs, la connaissance de l'évolution de la pression le long du tube permet de calculer le taux de vide dans le tube d'essais. La pression dans le bassin supérieur est également mesurée afin de pouvoir piloter la régulation en apport vapeur.

La mesure de la pression dans le bassin est faite par un capteur de pression absolue fixé au couvercle de la section d'essais. La mesure de pression dans le tube d'essais est faite par 4 capteurs de pression différentielle mesurant la pression tous les 400 mm le long du tube. La pression de référence des capteurs de pression différentielle est mesurée dans le ciel vapeur du bassin supérieur.

II.B.3 - Conception des systèmes de la boucle d'essais

Cette partie détaille les besoins relatifs aux systèmes de la boucle VISCONTI ainsi que les choix de conception qui ont été faits pour y répondre.

Géométrie fermée de la boucle

Comme l'explique la partie II.B.2 -, le fluide de travail est le HFE7000, dont la température d'évaporation est basse à pression atmosphérique.

L'utilisation d'un tel fluide génère des coûts importants, ce qui impose une conception d'une boucle fermée afin de minimiser les pertes de fluide.

Choix de la non-similitude

Il n'est pas possible de replacer la boucle expérimentale dans les conditions opératoires du pressuriseur, ces dernières étant bien plus contraignantes que les conditions atmosphériques (pression supérieure à 100 bars, température de l'eau comprise entre 200°C et 400°C).

L'objectif de cette thèse est d'utiliser le modèle CFD, validé via le banc d'essais VISCONTI pour des conditions d'utilisations différentes mais une physique d'écoulement identique.

Par conséquent, le travail en similitude ne sera pas réalisé pour procéder au dimensionnement de la boucle.

Pilotage de l'apport vapeur : choix de la régulation

Une particularité importante de l'écoulement vient du fait que l'injection de la vapeur dans le tube d'essais n'est pas contrôlée par un débit de consigne. Dans le système de douche DCNS [2], la vapeur est entraînée par les effets de l'écoulement et est prélevée dans une enceinte à pression constante.

Par conséquent, la vapeur est pilotée par une pression dans le ciel vapeur et par un écart de pression entre la sortie du tube d'essais et l'injection de la vapeur. Cette contrainte nécessite de paramétrer une régulation en approvisionnement vapeur en entrée de tube tout en maintenant une pression constante en entrée du tube d'essais. Cette régulation en approvisionnement de vapeur doit être rapide pour répondre rapidement aux variations de pression dans la section d'essais. Cependant, une régulation sur la production de vapeur n'est pas la solution la plus judicieuse. En effet, cette production de vapeur ne peut être réalisée que par cannes chauffantes plongées dans le fluide de travail à l'état liquide. L'inconvénient de cette solution réside dans l'inertie thermique : cette dernière diminue la capacité du système à réagir face à de brusques transitoires de pression. En d'autres termes, lorsque la pression dans la section d'essais diminue ou augmente, la production de la vapeur n'est pas capable de suivre sur des temps de transitoires courts. Nous avons choisi de réaliser un autre type de régulation plus rapide sur l'injection même de la vapeur dans la section d'essais, tandis que la production de vapeur sera découplée de cette injection.

La solution retenue est de réaliser une double régulation : une régulation « lente » de la puissance du générateur de vapeur sur la valeur de la pression dans le générateur de vapeur afin de disposer d'une

réserve de vapeur fixe, et une régulation « rapide » d'ouverture de vanne placée sur la ligne d'approvisionnement vapeur. L'ouverture de la vanne est régulée de façon à maintenir une pression constante dans la section d'essais. Le débit de vapeur est mesuré via un débitmètre à flotteur.

La pression maximale de consigne dans le ciel vapeur de la section d'essais a été choisie en accord avec les spécificités fournies par le constructeur. Elle doit limiter les risques de rupture de la section d'essais. Par ailleurs, cette pression doit limiter la production de vapeur et par conséquent la puissance du générateur de vapeur.

La pression de consigne maximale dans le ciel vapeur de la section d'essais est de 1,1 bar.

Simulation du niveau de liquide en fond de pressuriseur

Comme nous l'avons mentionné dans le paragraphe II.A - le niveau liquide en fond de cuve joue un rôle dans l'écoulement que nous souhaitons étudier. La section pourrait être conçue de façon à ce qu'on puisse fixer un niveau de liquide en sortie de tube, mais cela impliquerait de concevoir une cuve totalement transparente autour du bassin cylindrique et du tube d'essais. Cette solution a été rejetée à cause de l'analyse vidéo de l'écoulement. En effet, la visualisation de l'écoulement serait faite au travers de quatre changements de milieu, soit autant d'indices de réfraction qui peuvent dégrader la visualisation. Ce niveau liquide doit donc être reproduit par une autre manière qui permet de conserver un circuit fermé sans perturber la visualisation par caméra.

Le niveau d'eau dans lequel plonge les jambes de retour constitue une pression hydrostatique imposée en sortie de jambe. Le niveau d'eau variable peut donc être reproduit en imposant la pression en sortie de tube d'essais.

Nous avons choisi d'installer en aval du tube d'essais une cuve tampon dans laquelle la hauteur de liquide sera fixée par une régulation. La cuve en question est ouverte à pression atmosphérique. L'ouverture à l'atmosphère de la cuve est reliée à un tube de Liebig qui permet de condenser les vapeurs résiduelles de fluide et éviter les pertes. Une vanne de régulation sera installée entre la sortie du tube et la cuve. En modifiant l'ouverture de la vanne, il est possible de modifier la pression imposée en sortie de tube. Par exemple, en diminuant l'ouverture de la vanne, la perte de charge au niveau de celle-ci augmente et par conséquent la pression imposée en sortie de tube augmente également.

Régulation de la température liquide

La régulation de la température du liquide pourrait être effectuée par l'utilisation d'épingles chauffantes sur le circuit d'approvisionnement liquide. Cependant, l'échange est inefficace à débit important si la surface d'échange est faible. Cela est souvent le cas des épingles chauffantes. Il est toujours possible de compenser ce défaut en augmentant la puissance de ces dernières mais il existe un risque d'augmenter localement la température de manière très importante. Cette forte température peut conduire à la décomposition chimique du fluide en d'autres composés chimiques potentiellement dangereux. La solution que nous avons retenue est donc d'augmenter la surface d'échange en plaçant un échangeur relié à une source de chaleur secondaire. La puissance de la source de chaleur secondaire est régulée en fonction de la température d'injection du liquide dans la section d'essais.

La régulation de la température liquide est réalisée avec un échangeur à plaques brasées sur le circuit de HFE7000 liquide. Cet échangeur est connecté à un thermorégulateur alimenté en eau industrielle. La puissance du thermorégulateur est régulée sur la température du liquide au niveau de l'injection dans la section d'essais.

La température minimale d'injection est imposée par la température de l'eau industrielle. Les échanges thermiques avec l'extérieur lors de la circulation du liquide dans la boucle d'essais entraînent un réchauffement de 2°C. La température maximale choisie correspond à la température de saturation du fluide de travail à une pression de 1 bar.

La gamme de température d'injection liquide est donc entre 15°C et 35°C selon l'essai réalisé.

Régulation du débit liquide

Le débit d'injection liquide doit être contrôlé pour observer les différents régimes d'écoulement. Deux types de pompes ont été envisagés afin de contrôler ce débit. Le type de pompe envisagé en premier lieu a été une pompe centrifuge. Le contrôle du débit est fait par variation de la fréquence de rotation de la pompe : plus la pompe tourne rapidement, plus le débit liquide est important. L'inconvénient vient du fait que ce contrôle a une influence sur les pertes de pression aux bornes de la pompe. Cela a pour effet de surcontraindre la boucle. Une variation de la fréquence de la pompe change le profil de pression dans le circuit liquide et perturbe l'écoulement sans garantir l'atteinte d'un écoulement établi. L'autre type de pompe dite « péristaltique » s'affranchit de cette contrainte en découplant le débit d'injection et la pression aux bornes de la pompe. Cependant, l'utilisation d'une telle pompe dans les débits dans lesquels nous souhaitons travailler fut impossible avec le budget dont nous disposions. Par ailleurs, le débit injecté avec ce type de pompe n'est pas régulier mais intermittent et nécessite un volume de tranquillisation important. Afin de surmonter le problème, une solution alternative aux deux solutions décrites précédemment a été trouvée.

Un bypass a été installé aux bornes d'une pompe centrifuge à rotation constante. En aval de la pompe et sur le bypass a été installée une vanne de régulation afin de contrôler la répartition du débit dans le bypass et le reste du circuit.

Le débit maximal a été calculé à partir de la corrélation de Rehbock adaptée pour un déversoir cylindrique, qui est détaillée plus tard en partie III.C.3. Le débit de référence est celui pour lequel la hauteur de liquide en surplomb est égale au diamètre interne de tube d'essais. Le débit maximal est 10% plus élevé que le débit de référence calculé afin de s'assurer de l'immersion complète du tube d'essais.

Le débit d'injection doit être compris entre 0,2 et 2,5 m³/h. Le débit vapeur est mesuré grâce à un débitmètre de type vortex.

Gestion de la température en entrée de pompe

La gestion de la température a une incidence sur la circulation du fluide, en particulier au niveau de la maintenance des équipements pour la pompe de circulation : en effet, la température de saturation du fluide que nous souhaitons utiliser est sensible aux variations de pression sur quelques millibars. L'écart de pression généré par le passage du fluide dans la pompe de circulation peut provoquer localement l'évaporation du fluide dans la pompe et faire caviter la pompe. En plus d'induire des fluctuations au niveau de l'injection liquide, la cavitation peut endommager la pompe jusqu'à panne complète. Il faut donc diminuer la température avant l'entrée du fluide dans la pompe afin de l'éloigner de la température de saturation quelle que soit la pression.

La diminution de la température en entrée de pompe se fait par l'installation d'un échangeur sur le circuit de HFE7000 liquide, en amont du bypass placé aux bornes de la pompe centrifuge. Cet échangeur est alimenté en eau industrielle.

II.C - Description de la boucle VISCONTI

II.C.1 - *Explication du fonctionnement de la boucle VISCONTI*

Les réflexions relatives à la conception de la boucle ont été expliquées dans la partie précédente. Les paragraphes qui suivent décrivent le fonctionnement de la boucle VISCONTI ainsi que les solutions techniques qui ont été adoptées.

Ce paragraphe décrit le principe de fonctionnement général de la boucle d'essais VISCONTI. Cette dernière repose sur trois bacs de rétention accueillant deux châssis indépendants reliés par tuyauteries flexibles, le but étant de désolidariser la section d'essais du circuit de régulation fluides (utilitaires) afin de limiter les vibrations au niveau de la section d'essais. Le troisième bac de rétention réceptionne un thermorégulateur relié à la boucle.

Le schéma de principe de la boucle VISCONTI est donné en Figure II-3 avec la nomenclature des composants afin que faciliter la compréhension du fonctionnement. La boucle VISCONTI suit une série d'étapes de fonctionnement qui sont décrites plus loin.

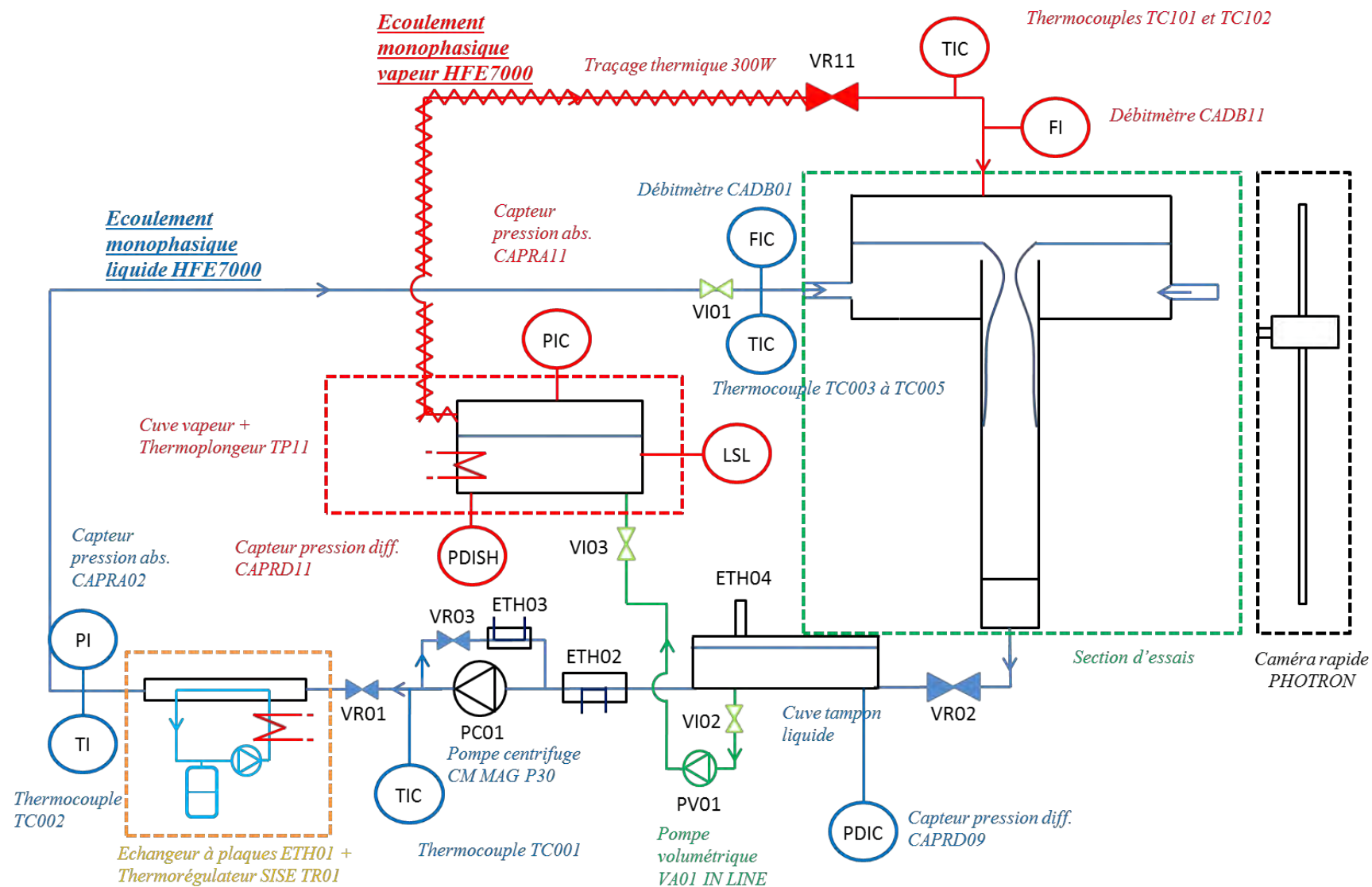


Figure II-3: Schéma de principe de la boucle VISCONTI - Nomenclature

La description commence avec l'injection de liquide par la pompe centrifuge PC01 (cf. Figure II-3).

Etape 1 : Régulation du débit

La pompe centrifuge PC01 d'une puissance de 1,5 kW fait circuler du HFE7000 dans la boucle liquide (circuit en bleu sur la Figure II-3). Cette pompe tourne à vitesse constante à une fréquence de 50 Hz. Le débit liquide disponible est réparti en deux débits. Une partie est transférée dans le bypass installé aux bornes de la pompe PC01. Le reste du débit est effectivement injecté dans la section d'essais. Le bypass fait circuler la plus grande partie du débit disponible : le débit liquide pouvant circuler dans le bypass peut atteindre jusqu'à 80% du débit circulant dans la pompe.

Le débit d'injection, compris entre 0,2 et 2,5 m³/h, est contrôlé par une régulation PID sur l'ouverture de la vanne VR01 située en aval du bypass.

Etape 2 : Contrôle de la température liquide

Le liquide injecté dans la section d'essais est chauffé afin d'atteindre la température de consigne. Le liquide passe dans l'échangeur à plaques brasées ETH01 d'une surface totale de 1,10 m². Cet échangeur est relié au thermorégulateur à contacteur TR01 d'une puissance maximale de 18 kW. Au sein de ce thermorégulateur circule de l'eau industrielle refroidie à une température constante de 13°C. La puissance délivrée par le thermorégulateur est régulée sur la valeur de la température d'injection du liquide primaire afin d'atteindre la valeur de consigne imposée par l'utilisateur. Cette température est mesurée par le thermocouple TC003 (type K, diamètre 1 mm). La gamme de température d'injection liquide est donc entre 15°C et 35°C selon l'essai réalisé.

Etape 3 : Injection à vitesse réduite dans la section d'essais

Le liquide entre donc à température et à débit de consigne dans le volume supérieur de la section d'essais. Cette section d'essais transparente est réalisée en polyméthacrylate de méthyle (PMMA) et est fixée sur un châssis indépendant. Le liquide passe d'abord par une couronne d'injection destinée à répartir l'injection liquide de manière uniforme tout en diminuant la vitesse d'injection. Cela permet de garantir la montée du niveau liquide dans le bassin tout en gardant une surface libre plane. La géométrie de la section est détaillée davantage dans la partie II.C.2 -.

Etape A : Production de vapeur dans le générateur de vapeur

En parallèle du circuit liquide, la vapeur est produite dans un générateur de vapeur. Ce dernier consiste en une cuve fermée en inox d'un volume total de 80 litres. A l'intérieur de la cuve se trouve un thermoplongeur d'une puissance maximale de 2,4 kW recouvert de HFE7000 liquide. Le thermoplongeur permet de produire de la vapeur à la température de saturation dans le générateur de vapeur. Sa puissance est régulée de façon à maintenir une pression de 1,4 bar dans cette cuve. Cela permet de garantir une quantité constante de vapeur dans le générateur de vapeur. Il est aussi possible d'ouvrir le générateur de vapeur à l'atmosphère lorsque l'on souhaite procéder à des essais en HFE7000 liquide / air. Ces essais sont décrits plus loin.

Etape B : Contrôle en température et en débit de la vapeur pour injection dans la section d'essais

Par la suite, l'apport de la vapeur dans la section d'essais est fait via un circuit en inox tracé thermiquement (circuit en rouge sur la Figure II-3). Ce traçage thermique d'une puissance de 200 W permet de surchauffer la vapeur de quelques degrés au-dessus de sa température de saturation et d'éviter qu'elle ne se recondense dans la tuyauterie inox. Sur la ligne de vapeur se trouve la vanne de

régulation VR11 dont l'ouverture est pilotée par la pression dans la section d'essais via une régulation PID. Cette mesure de pression est réalisée par un capteur de pression absolue CAPRA01 installé sur le couvercle de la section d'essais. Cela permet de garder une pression constante dans la section d'essais. L'apport de la vapeur dans la section d'essais est bien découplé de la production de la vapeur, comme nous l'avons décrit en II.B.3 -. Grâce à la régulation en pression dans le générateur de vapeur et la régulation de la pression du ciel vapeur dans la section d'essais, le débit vapeur aspiré dans le tube d'essais est contrôlé par la pression dans le bassin supérieur et non contrôlé par une consigne utilisateur.

Etape 4 : Injection et écoulement diphasique dans la section d'essais

Cette étape est le résultat de l'action combinée de l'étape 3 et de l'étape B. L'injection séparée de la phase liquide et de la phase vapeur dans la section d'essais conduit à un écoulement diphasique liquide/vapeur ou monophasique liquide dans le tube d'essais. L'écoulement diphasique est filmé en différents points dans le tube d'essais par la caméra rapide PHOTRON. Cette caméra rapide se déplace verticalement sur un rail fixé à la section d'essais.

Etape 5 : Contrôle de la pression en sortie de tube d'essais et réalimentation du générateur de vapeur

Au lieu de simuler un niveau de liquide dans le fond du pressuriseur, nous avons fait le choix de contrôler la pression en sortie du tube d'essais, comme l'explique la partie II.B.3 -. Le contrôle de cette pression est réalisé par le système suivant. En aval du tube d'essais ont été mis en place une vanne de régulation VR02 ainsi qu'une cuve inox d'un volume total de 80 litres. Un niveau de liquide est maintenu constant dans cette cuve. Elle est également ouverte à l'atmosphère via un tube de Liebig ETH04. Le tube de Liebig ETH04 consiste en un condenseur ouvert à l'atmosphère qui doit condenser les vapeurs de HFE7000 qui pourraient remonter dans la cuve liquide. Le tube de Liebig est connecté au réseau d'eau industrielle dont la température est maintenue à 14°C.

De plus, cette cuve est reliée au générateur de vapeur par une pompe volumétrique PV01 d'une puissance de 0,12 kW et un clapet anti-retour (circuit en vert sur la Figure II-3). Le niveau de liquide est maintenu constant par une régulation PID qui agit sur la fréquence de rotation de la pompe volumétrique : lorsque le niveau de liquide dans cette cuve est trop important, le liquide est transféré dans le générateur de vapeur. Ainsi une référence en pression est imposée en aval du tube d'essais. Afin de faire varier cette référence en pression, l'ouverture de la vanne de régulation VR02 située entre le tube d'essais et la cuve liquide est modifiée.

Etape 6 : Refroidissement du liquide et réinjection dans le bipasse

Le fluide de travail passe par la suite dans l'échangeur refroidisseur ETH02 d'une surface de 0,78 m². Cet échangeur est connecté à l'eau industrielle à température constante. L'échangeur diminue la température du fluide à 14°C afin d'éviter les risques de cavitation dans la pompe centrifuge. Le fluide ainsi refroidi est ensuite transféré dans le bipasse afin de recommencer le cycle.

La Figure II-4 résume le fonctionnement que nous avons décrit ci-dessus et permet de mieux comprendre l'ordre des étapes suivies par la boucle.

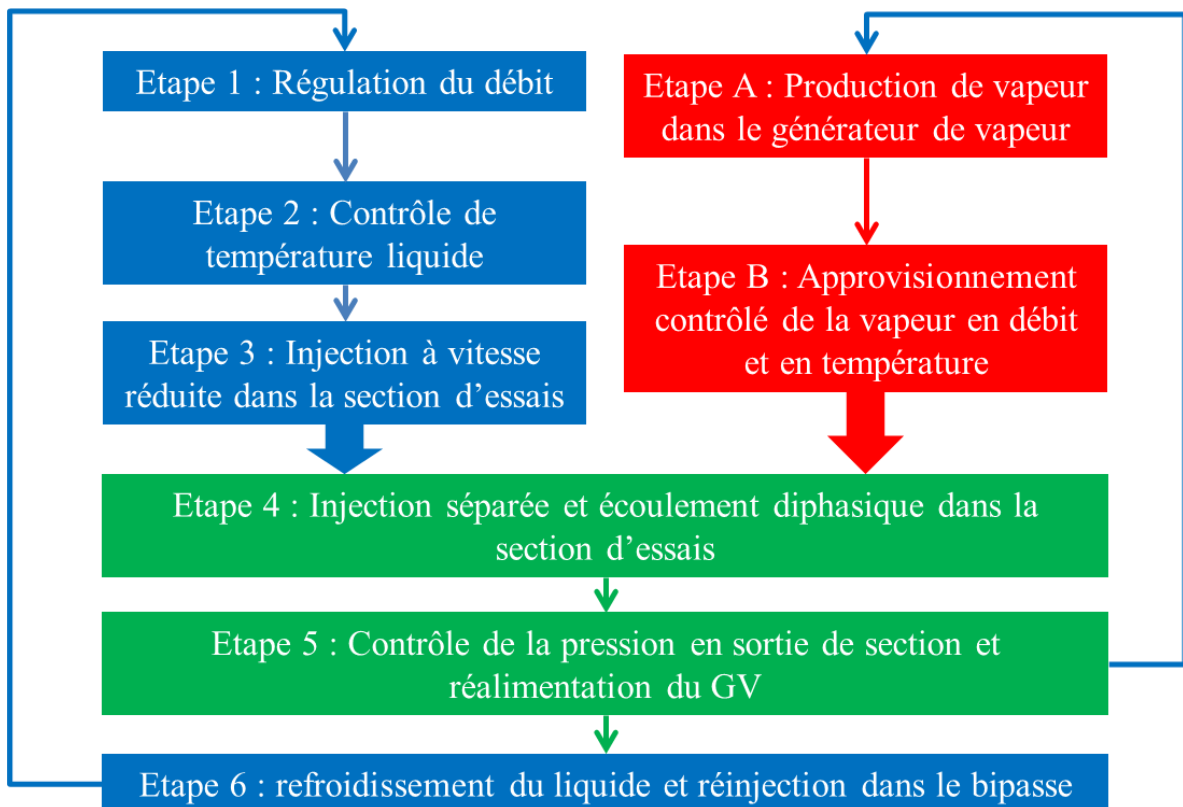


Figure II-4 : Etapes de fonctionnement de la boucle VISCONTI

La Figure II-5 présente une vue d'ensemble de la boucle d'essais VISCONTI :

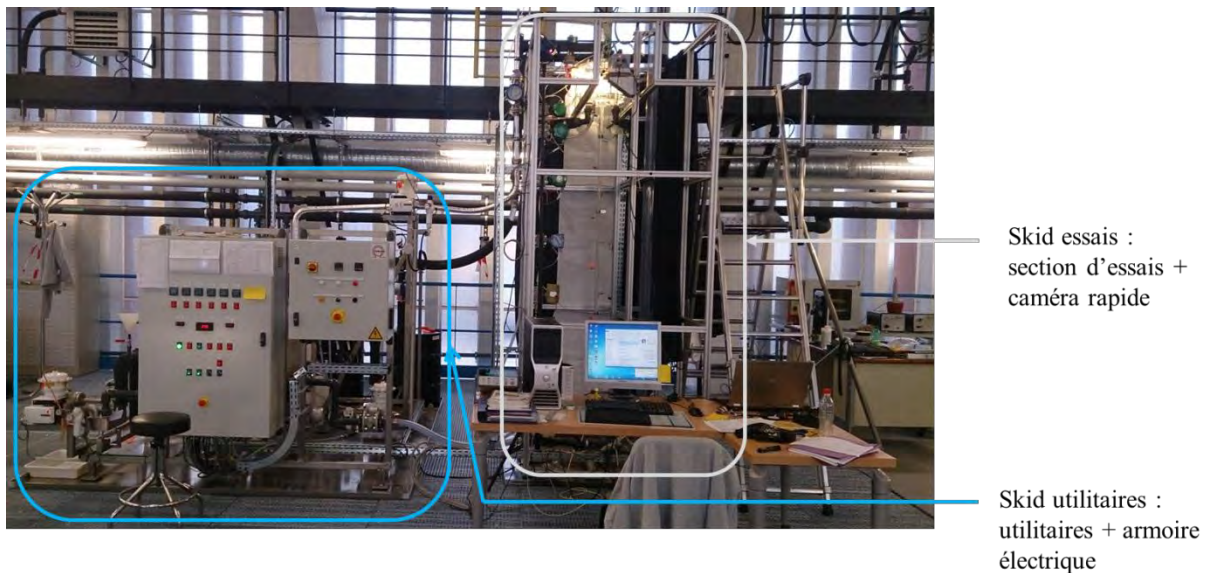


Figure II-5: Vue d'ensemble des skids de la boucle VISCONTI (vue de face).

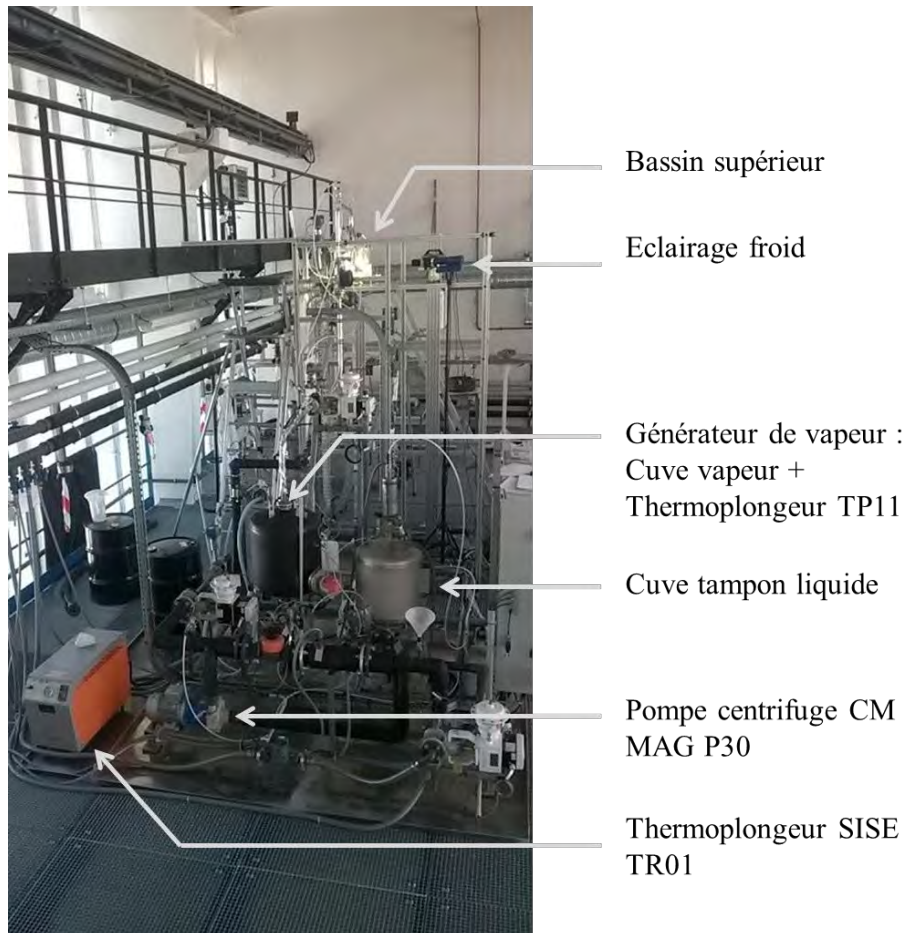


Figure II-6 : Vue d'ensemble des systèmes de la boucle VISCONTI.

II.C.2 - Caractéristiques et dimensions de la section d'essais

Ce paragraphe décrit les dimensions et les caractéristiques de la section d'essais, ainsi que les instruments de mesure.

Nous rappelons que différentes variables doivent être mesurées afin de répondre aux besoins énoncés en II.B.1 - :

- la hauteur de liquide dans le bassin supérieur,
- les températures de la phase liquide le long du tube d'essais,
- la pression le long du tube d'essais,
- la pression dans le bassin supérieur de la section,
- la température sur toute la hauteur du bassin supérieur.

Afin de répondre à ces besoins, nous avons conçu une section d'essais en PMMA qui consiste en un assemblage étanche d'un bassin d'injection cylindrique fermé et d'un tube d'essais vertical. L'ensemble de la section d'essais repose sur un châssis en aluminium de dimension 1200 x 1600 x 3000 mm.

Le diamètre interne du bassin cylindrique est de 263 mm, pour une hauteur interne de 247 mm. Les parois latérales sont épaisses de 10 mm. L'épaisseur du fond du bassin a été augmentée de 20 mm (soit 30 mm d'épaisseur) par rapport aux parois latérales afin de renforcer sa résistance aux efforts mécaniques. Le bassin est fermé par le haut via un couvercle de 20 mm d'épaisseur, comportant trois

passages étanches et un perçage pour l'installation d'un capteur de pression absolue. Un manchon de 1 pouce a été installé sur le couvercle pour pouvoir connecter facilement la ligne d'approvisionnement vapeur au couvercle.

Chaque passage étanche peut accueillir dix thermocouples de type K de diamètre 1 mm. Ces thermocouples plongent dans le bassin supérieur à différentes hauteurs afin de mesurer le profil de température selon l'altitude. La Figure II-7 représente un des peignes de thermocouples installé dans le bassin supérieur. Les mesures de température sont réalisées à l'extrémité des thermocouples. Il faut noter que tous les points de mesure ne sont pas représentés dans la Figure II-7, tous les thermocouples n'étant pas visibles sur la photo :

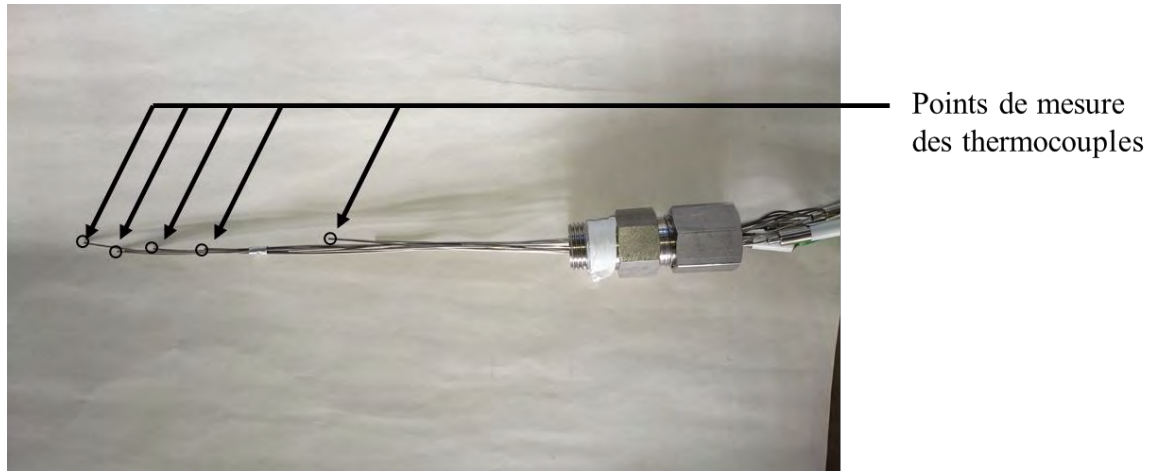


Figure II-7 : Exemple de peigne de thermocouples K utilisé dans le bassin supérieur.

L'injection de la phase liquide dans le bassin est faite par le fond du bassin. Comme nous l'avons expliqué en II.C.1 - nous souhaitons observer l'écoulement en entrée de tube avec une surface libre plane calme. Cependant, une injection directe dans le bassin entraînerait une forte perturbation de la surface libre à cause des débits que nous souhaitons étudier d'une part, et à cause du faible volume du bassin supérieur d'autre part. Par ailleurs, l'injection en un seul point du bassin peut entraîner des dissymétries de l'écoulement dans le bassin supérieur. Afin de pallier ces difficultés, une couronne percée de multiples trous a été placée à l'injection. La section de la couronne est un rectangle d'une hauteur de 20 mm et d'une largeur de 40 mm. Cette couronne comporte 1350 perçages de 3 mm répartis de manière uniforme en face inférieure et sur les parois latérales de la couronne (cf. Figure II-8). Cette couronne permet ainsi d'injecter le liquide dans le bassin supérieur à une vitesse de 0,2 m/s pour un débit massique de 2 kg/s. La valeur de ce débit massique correspond à 2,5 fois le débit maximal que l'on souhaite atteindre sur la boucle VISCONTI, ce qui permet d'avoir une marge d'erreur sur la vitesse d'injection. La Figure II-8 donne une vue du bassin supérieur de la boucle VISCONTI avec sa couronne d'injection et ses thermocouples:

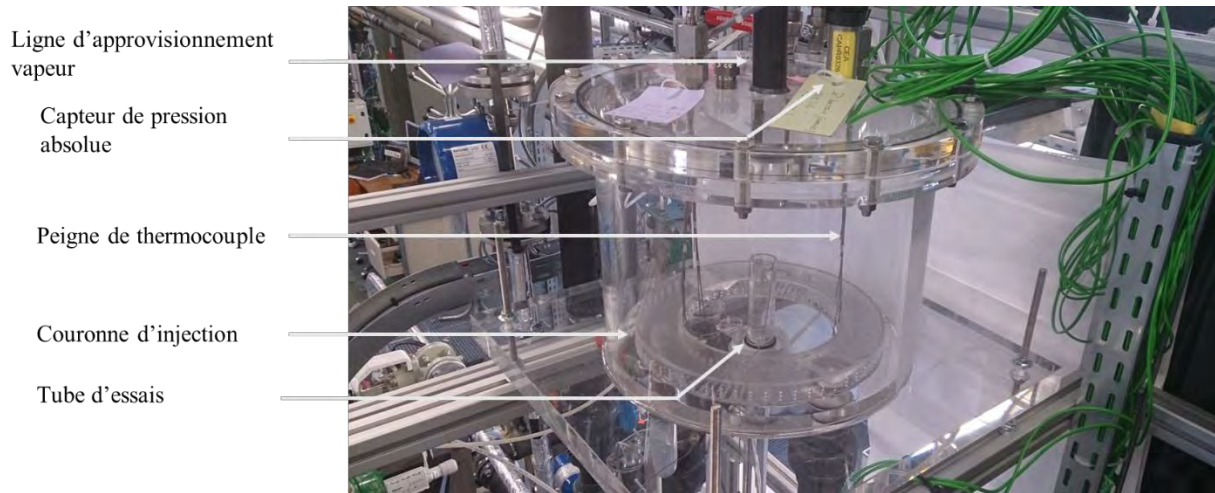


Figure II-8: Bassin supérieur de la section d'essais VISCONTI.

Le tube d'essais est fixé au bassin supérieur par le fond, et dépasse du fond d'une hauteur variable. La hauteur dépassant du fond est fixée pour chaque campagne d'essais. La fixation du tube est assurée par un presse-étoupe qui permet d'assembler le bassin et le tube d'essais tout en maintenant l'étanchéité de l'ensemble. L'étanchéité est maintenue tout en laissant un degré de liberté sur le dépassement de l'entrée du tube du fond du bassin. La longueur du tube d'essais est de 2,5 mètres et le diamètre interne du tube est de 22 mm. L'épaisseur de la paroi du tube d'essais est 3 mm. 5 piquages horizontaux ont été placés sur les parois du tube d'essais tous les 400 mm afin d'installer des thermocouples affleurants à la paroi interne. Cela permet d'assurer le suivi de la température le long du tube d'essais. 5 piquages inclinés à 45° vers le sol ont été installés tous les 400 mm afin de placer des capteurs de pression différentielle le long du tube d'essais. Ceci permet de déterminer le profil de pression le long du tube d'essais. Des colliers de maintien en caoutchouc ont été installés sur le châssis de la section d'essais afin de pouvoir assurer la verticalité du tube d'essais. Deux thermocouples affleurants à l'entrée du tube d'essais sont placés de part et d'autre du diamètre du tube d'essais pour mesurer la température du liquide qui entre dans le tube d'essais.

Sur le châssis a été installé un rail vertical, le long duquel une plateforme de maintien peut se déplacer verticalement (déplacement manuel). Cette plateforme accueille une caméra rapide PHOTRON FASTCAM3 destinée à la visualisation des écoulements dans la section d'essais. Le rail vertical et la caméra rapide sont placés à 510 mm de l'axe vertical du tube d'essais. Un contrepoids avec un système de poulie a été fixé à la plateforme par mesure de sécurité. Il évite la chute brutale de la caméra rapide lorsque les vis de fixation de la plateforme ne sont pas mises en place. Une vue d'ensemble de la section d'essais est donnée en Figure II-9 :

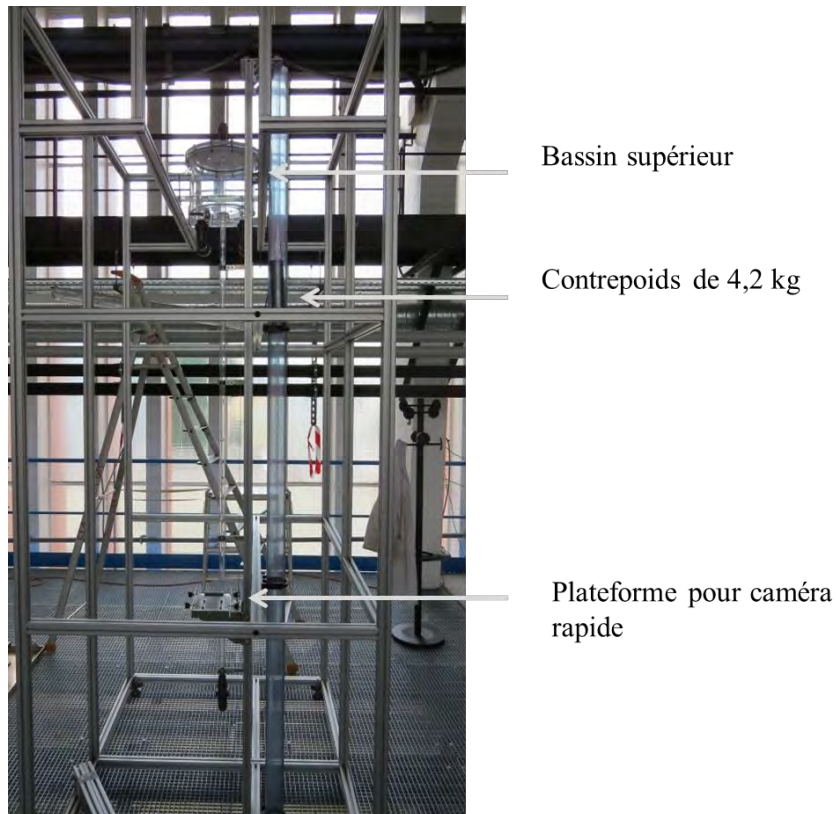


Figure II-9: Vue d'ensemble de la section d'essais avec le châssis de support.

II.D - Caractéristiques du fluide de travail (circuit primaire)

La description de la boucle étant faite, le fluide de travail utilisé est maintenant décrit. En effet, celui-ci possède des propriétés physiques qui répondent aux besoins de la boucle VISCONTI, mais son utilisation implique des difficultés qu'il convient de préciser.

II.D.1 - Généralités : utilisation et réponse au besoin de la boucle

Le fluide de travail utilisé dans la boucle VISCONTI est un fluide créé par la société 3M. Le produit en question est du méthyl-heptafluoropropyl-ether (de formule chimique $\text{CF}_3\text{CF}_2\text{CF}_2\text{OCH}_3$), plus connu sous le nom de HFE7000. Il s'agit d'un fluide réfrigérant dont l'application principale est le refroidissement de composants électroniques ou de semi-conducteurs.

Ce fluide est également utilisé dans plusieurs études sur les écoulements diphasiques avec changement de phase, et ce dans de multiples applications (ébullition en microgravité [3; 4], condensation dans les micro-canaux [5]).

Comme nous l'avons abordé dans la partie II.B.2 -, le choix de ce fluide se justifie par sa transparence, et sa température d'ébullition basse à pression atmosphérique (34,87 °C). La fiche technique du fluide indique que ce composé comporte 35 % d'air dissous en volume, est non-inflammable et non toxique.

Cependant, un risque à considérer est la décomposition du fluide à haute température (supérieure à 400°C) en composés toxiques. Ce risque n'est normalement pas présent sur ce banc d'essais car nous travaillons à une température comprise entre 15°C et 50°C, mais des précautions supplémentaires ont été prises lors de la conception de la boucle d'essais afin d'éviter ce problème en cas de fonctionnement accidentel (cf. II.B.3 -). Un limiteur de puissance dans le générateur de vapeur a été

ajouté afin d'éviter que la température du thermoplongeur ne dépasse 100°C et ne décompose chimiquement le fluide.

II.D.2 - Propriétés thermophysiques

Les propriétés thermophysiques du HFE7000 fournie par le fournisseur ne sont pas complètes. En particulier, les propriétés de transport de la phase vapeur n'ont pas été déterminées avec précision.

Les propriétés physiques du HFE7000 qui ont été utilisées ont plusieurs sources. La majorité des propriétés physiques utilisées dans la thèse sont celles utilisées dans les travaux d'El Achkar [6]. Les propriétés mesurées par ce dernier sont plus récentes que celles proposées par le fournisseur. Les propriétés de fluides manquantes sont celles de la conductivité thermique et de la viscosité de la phase vapeur. Le fournisseur a proposé une extrapolation de ces propriétés à partir des propriétés du réfrigérant CFC-113 afin de répondre au problème.

La Table II-1 donne les propriétés de fluide liquide et vapeur à saturation dans des conditions de pression atmosphérique. Ces propriétés ont été utilisées pour l'exploitation des mesures sur la boucle VISCONTI et sur la simulation numérique par CFD :

	T °C	C_p kJ/kg.K	h kJ/kg	λ W/m.K	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	Pr -
Liquide	34,87	1,09	86,17	0,07233	1386	0,0003752	5,655
Vapeur	34,87	0,8884	218,7	0,01268	8,234	0,00001012	0,709

Table II-1: Propriétés physiques du HFE7000 à saturation à la pression atmosphérique [6].

Il est important de noter que la température de saturation de ce fluide est sensible à la pression. La détermination de la température de saturation joue un rôle important dans le calcul de la condensation, aussi il est important de déterminer la variation de température de saturation attendue dans la section d'essais. La Figure II-10 montre l'évolution de la température de saturation du HFE7000 en fonction de la pression entre 0,5 et 1,5 bar.

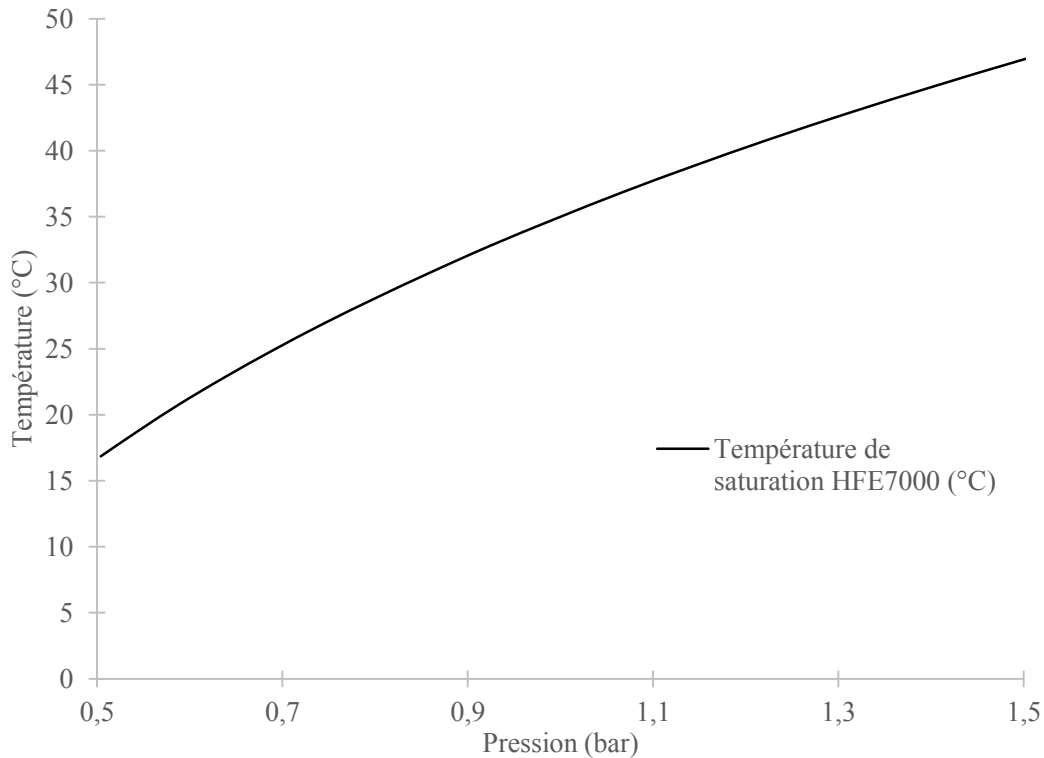


Figure II-10 : Température de saturation du HFE7000 en fonction de la pression.

Dans cette gamme de pression, on observe une variation de 30 °C de la température de saturation entre 0,5 et 1,5 bar. Entre 0,995 bar et 1,067 bar, la température de saturation passe de 34,85 à 36,85°C. Il est possible d'estimer les variations de pression maximales dans la section d'essais en considérant un tube d'essais entièrement noyé au repos. Pour un tube d'essais vertical de 2,5 m de long, la différence de pression attendue est de $\rho_{liq}gh_{tube}$, soit 0,34 bar. Dans cette gamme de pression, la température de saturation peut ainsi varier de 8°C.

L'emploi de ce fluide nécessite donc de suivre avec attention la pression dans la boucle d'essais afin de connaître la température de saturation. Le suivi de la température de saturation en fonction de la pression permet de déterminer s'il y a évaporation locale de liquide dans le circuit liquide.

II.E - Description des procédures d'étalonnages des capteurs de mesure

Cette partie décrit les procédures d'étalonnages effectuées sur les capteurs de mesure.

Chaque capteur doit être soumis à un étalonnage avant d'être exploité. L'étalonnage consiste en la détermination d'une relation entre le signal reçu par un capteur et la valeur qu'il doit mesurer. Cette détermination se fait par comparaison avec un capteur étalon. Selon le capteur considéré, l'étalonnage a été réalisé par un organisme agréé ou au laboratoire.

A partir des étalonnages de capteurs et/ou des spécifications techniques données par les fabricants, nous déduisons une incertitude de mesure sur le capteur. Le calcul des incertitudes liées aux capteurs de mesure est tributaire de lois de probabilité. Ces lois doivent être représentatives de la physique étudiée. Selon la loi de probabilité choisie, l'incertitude calculée ne sera pas la même. De manière générale, le calcul de l'incertitude de mesure des capteurs peut être séparé en deux calculs

indépendants. En effet, l'incertitude de mesure d'un paramètre X dépend de deux contributions qui peuvent être calculées séparément :

- l'incertitude de mesure inhérente à l'instrumentation d'acquisition de la boucle d'essais, $s(\delta X_{boucle})$,
- l'incertitude de mesure liée à l'étalonnage du capteur, $s(\delta X_{etalonnage})$.

La première contribution est inhérente à la précision des instruments d'acquisition de la boucle d'essais. La seconde contribution dépend de l'étalonnage du capteur considéré.

Le calcul des incertitudes de mesure liées aux thermocouples est décrit en annexe, ces derniers présentant une erreur initiale non négligeable. Seule la description de la méthode d'étalonnage des différents capteurs est présentée dans les paragraphes suivants.

II.E.1.i - Thermocouples

Il serait éventuellement possible d'utiliser les polynômes définis par la norme NF EN 60584-1. Ces derniers sont déjà paramétrés dans la centrale d'acquisition AGILENT. Cependant, ces polynômes ont été réalisés sur une gamme étendue de température (entre -100 et 600°C pour les thermocouples de type K). Cette gamme ne représente pas la plage de température à laquelle nous allons travailler. Utiliser ces polynômes dans cette gamme est une source d'erreur potentiellement non négligeable. D'après les spécifications de la centrale AGILENT, la mesure de température admet alors une incertitude de 1,5°C (pour un thermocouple de type K). Il est alors possible d'améliorer la précision des thermocouples en effectuant un étalonnage dans la gamme de température à laquelle nous travaillons.

Pour ce faire, les quarante thermocouples K de la boucle ont été étalonnés pour améliorer la précision des mesures de température. L'étalonnage a été réalisé en plongeant les thermocouples dans un bain thermostaté dont la température est contrôlée et connue. Un thermomètre à résistance de platine (sonde Pt 100) est aussi plongé dans le bain thermostaté au milieu des thermocouples. L'ensemble est glissé dans un bloc en cuivre.

Le bain thermostaté effectue trois cycles en température sur neuf paliers de température. Chaque cycle correspond à une montée et une descente en température entre 15 et 60°C. Chaque palier de température correspond à une température de consigne multiple de 5. Vingt points de mesure sont acquis lorsque la température du bain est stabilisée (c'est-à-dire lorsque la variation en température est inférieure à 0,02°C). Lors de chaque mesure, chaque thermocouple mesure une tension électrique en volts qui est ensuite convertie en température via les polynômes déjà paramétrés dans la centrale d'acquisition. Une valeur de résistance est mesurée aux bornes de la sonde Pt 100 et est ensuite convertie en température. Un polynôme est alors établi pour corriger les écarts entre la sonde étalon et les thermocouples.

II.E.1.ii - Capteurs de pression

L'étalonnage des capteurs de pression a été réalisé au laboratoire. Pour ce type de capteur, l'étalonnage a été réalisé en connectant le capteur de pression à un capteur de pression modulaire de référence. Ce capteur de référence est étalonné par un organisme agréé. Ce capteur est associé à un générateur de pression qui assure le maintien d'une pression de consigne. La pression (absolue ou différentielle) mesurée par le capteur de pression est imposée par le contrôleur via une injection d'air comprimé. Deux cycles de dix niveaux de pression différents ont été réalisés. Ces niveaux de pression diffèrent selon la gamme de mesure du capteur de pression considéré.

II.E.1.iii - Débitmètres

L'étalonnage des débitmètres a été effectué dans un laboratoire externe accrédité COFRAC. Un procès-verbal d'étalonnage a été transmis par le prestataire. Nous obtenons une relation linéaire du débit mesuré en fonction de l'intensité du courant électrique émise par le débitmètre.

II.F - Synthèse du chapitre

Ce chapitre est dédié à la description de la boucle VISCONTI. Après un rappel des phénomènes physiques présents, nous avons décrit la réflexion liée à la conception de la boucle d'essais. Cette réflexion s'est déroulée en trois étapes : identification des besoins de la boucle, réponses aux besoins au niveau de la section d'essais, puis réponses aux besoins au niveau des systèmes de la boucle d'essais. Le fonctionnement général de la boucle a ensuite été décrit. Ce fonctionnement suit huit étapes qui sont décrites pas-à-pas. Le fluide de travail HFE7000 utilisé dans la boucle VISCONTI a ensuite été présenté afin de comprendre les précautions nécessaires à son utilisation. Enfin, nous avons décrit la procédure d'étalonnage des capteurs de mesure.

La gamme de fonctionnement de la boucle est donnée en Table II-2 :

	Valeur minimale	Valeur maximale
Température liquide	15°C	35°C
Température vapeur	35°C	45°C
Débit d'injection liquide	0,2 m ³ /h	2,5 m ³ /h
Pression de consigne dans le ciel vapeur	0,9 bar	1,1 bar

Table II-2 : Gamme de fonctionnement de la boucle VISCONTI.

II.G - Références bibliographiques

- [1] **Milan, M., Borhani, N., and Thome, J. R. (2013)** - Adiabatic vertical downward air-water flow pattern map: Influence of inlet device, flow development length and hysteresis effects - In: *International Journal of Multiphase Flow*, volume 56 - p. 126-137.
- [2] **Melot, V., and Errien, B. (2013)** - Passive device for controlling pressure in an enclosure, enclosure and associated equipment, issue WO 2013/037747 A1.
- [3] **Kannengieser, O., Colin, C., and Bergez, W. (2011)** - Influence of gravity on pool boiling on a flat plate: Results of parabolic flights and ground experiments - In: *7th ECI-International Conference on Boiling Heat Transfer ICBHT-2009 Experimental Thermal and Fluid Science*, issue 5, volume 35 - p. 788-796.
- [4] **Kim, J., and Benton, J. F. (2002)** - Highly subcooled pool boiling heat transfer at various gravity levels - *International Journal of Heat and Fluid Flow*, issue 4, volume 23 - p. 497-508.
- [5] **Wang, Y., and Peles, Y. (2015)** - Subcooled flow boiling in a microchannel with a pin fin and a liquid jet in crossflow - *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 86 - p. 165-173.

- [6] **El Achkar, G. (2013).** Etude expérimentale de la condensation convective à faible débit en micro-canaux, Université Toulouse 3. Thèse de doctorat. Energétique et transferts - 2013TOU30195.

Chapitre III - Etude expérimentale des phénomènes de condensation dans un tube vertical partiellement immergé.

Ce chapitre est dédié à la présentation des résultats qui ont été obtenus sur la boucle expérimentale VISCONTI décrite dans le chapitre précédent. Les objectifs de la boucle sont multiples. Le premier objectif est d'observer les régimes d'écoulement diphasiques présents à l'entrée du tube et au sein du tube. Le second objectif est d'établir une base de données qui doit être capable de servir d'appui pour la validation de la simulation numérique par CFD. Le troisième objectif est de déterminer quelle est la quantité de vapeur aspirée dans le tube d'essais en fonction du régime d'écoulement observé. Le quatrième objectif est de déterminer les conditions dans lesquelles le tube d'essais n'aspire quasiment plus de phase gazeuse.

Avant de présenter les résultats, nous décrirons les campagnes d'essais qui ont été réalisées sur la boucle VISCONTI. Cette description permettra de comprendre quelles sont les mesures qui seront plus particulièrement analysées et dans quels buts.

Par la suite, les régimes d'écoulement observés seront décrits et classifiés. Cet examen sera réalisé en entrée du tube d'essais et en son sein. L'analyse sera réalisée principalement à l'aide des images obtenues avec la caméra rapide, mais une description générique de l'évolution de l'écoulement sera également réalisée à partir de la mesure de la hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais. Cette description permettra de définir une première valeur de débit – dit « débit critique » – pour laquelle l'aspiration de vapeur est négligeable voire nulle. Afin d'illustrer également les possibilités d'analyse offertes par la visualisation directe des écoulements, nous montrerons une technique d'analyse de vitesse de structures à partir des images de la caméra rapide. Cette analyse de vitesse n'étant pas l'objectif premier de la boucle d'essais, cette description sera succincte ; elle proposera toutefois une analyse critique de ce type de mesure.

Nous décrirons ensuite la méthodologie qui a été adoptée afin de proposer une meilleure détermination expérimentale du débit critique. Il résulte de cette étude une expression analytique du débit critique qui est déterminée à partir d'une corrélation de déversoir et du théorème de Bernoulli.

Comme nous le verrons, l'obtention d'une étanchéité parfaite sur une telle installation expérimentale (avec notamment des contraintes spécifiques à la visualisation directe) s'est avérée impossible à obtenir. Une étude de l'écoulement diphasique à deux constituants (c'est à dire avec présence d'incondensables dans la phase gazeuse) sera donc tout d'abord décrite. Nous réaliserons ensuite une comparaison du profil de pression mesurée dans la boucle avec le profil de pression théorique calculé avec le modèle de Friedel [1]. Cette comparaison servira de première étape vers une analyse théorique de fraction volumique globale dans le tube d'essais.

Enfin, nous réaliserons l'ensemble des analyses qui auront été décrites dans les parties précédentes sur un essai de référence effectué en imposant une surpression (par rapport à l'atmosphère) au sein de la section d'essais. Ce type de fonctionnement permet d'éviter l'introduction de gaz incondensable dans la boucle. Ainsi une condensation complète de la phase vapeur dans le tube peut être obtenue et observée. Ceci permettra d'évaluer la pertinence des outils d'analyse ainsi proposés pour un cas sans présence de gaz incondensables.

Pour clôturer le chapitre, une synthèse sera réalisée à partir des différents résultats obtenus sur la boucle VISCONTI. Cette synthèse fera le point sur la réalisation des objectifs fixés. Elle permettra ainsi une analyse critique de la boucle d'essais afin d'en identifier ses forces et ses faiblesses. Ceci permettra de proposer des pistes d'améliorations de la boucle d'essais VISCONTI.

III.A - Description des campagnes d'essais et des protocoles expérimentaux

Les caractéristiques de la boucle ayant été décrites au chapitre II, nous pouvons désormais détailler les campagnes d'essais qui ont été réalisées et les protocoles expérimentaux qui ont été suivis.

III.A.1 - Campagnes d'essais

Ce paragraphe décrit les campagnes d'essais qui ont été réalisés sur la boucle VISCONTI. Trois campagnes différentes ont été réalisées afin d'étudier les paramètres d'influence décrits dans le chapitre III.

III.A.1.i - Campagne d'essais n°1 : Ecoulement HFE7000 liquide/air

La première campagne consiste à réaliser une étude de l'écoulement diphasique en condition quasi-isotherme avec injection d'incondensables. Les essais seront donc réalisés en HFE7000 liquide/air. Les objectifs principaux de cette campagne sont en premier lieu d'identifier les régimes d'écoulement diphasique ainsi que d'étudier l'influence du débit de liquide et de la pression en sortie de tube d'essais sur l'évolution de la hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais. Les résultats seront comparés à ceux de Binnie [2].

Afin de réaliser cette campagne d'essais, la production de vapeur dans le générateur dédié n'est pas activée. La phase gazeuse entrant dans la section d'essais est de l'air à la température ambiante de 20°C.

Cet apport d'air est assuré par une ouverture du générateur de vapeur à l'atmosphère. La vanne de régulation VR11 installée sur la ligne inox (cf. Figure II-3) est complètement ouverte pour assurer le passage de l'air. Cette campagne d'essais s'est déroulée à une température du liquide constante de 20°C. Chaque essai de cette campagne se déroule comme suit : à ouverture fixée de vanne VR02, (placée en sortie de tube – cf. Figure II-3), plusieurs valeurs de débit de liquide sont imposées. La hauteur de liquide en surplomb de l'entrée de tube est alors mesurée ainsi que les pressions (absolues et différentielles) dans la section d'essais.

III.A.1.ii - Campagne d'essais n°2 : Ecoulement diphasique avec un mélange d'air et de HFE7000 en phase vapeur

La seconde campagne a été réalisée afin d'étudier les mêmes paramètres que la campagne d'essais n°1 en injectant du HFE7000 vapeur surchauffé. L'écoulement diphasique considéré est un écoulement en HFE7000 liquide/air+HFE7000 vapeur. L'aspiration de la phase gazeuse a entraîné une légère dépression de la section d'essais (Pression de 0,9 bar). L'étanchéité de la boucle n'ayant pas pu être réalisée parfaitement à cause des matériaux utilisés et de la géométrie considérée, il y a malheureusement aspiration d'air dans la section d'essais.

Le générateur de vapeur est connecté à la section d'essais et la production de vapeur activée. L'apport de la phase vapeur est assuré par la régulation en pression dans le bassin supérieur.

Cette campagne d'essais s'est déroulée à une température du liquide constante de 15°C. Tout comme dans la campagne précédente, plusieurs valeurs de débit de liquide sont imposées à ouverture de vanne VR02 constante. Une autre série d'essais a été réalisée avec un débit de liquide constant et une ouverture de vanne variable. Les paramètres mesurés sont les mêmes que dans le paragraphe III.A.1.i - (hauteur de surplomb et pressions) et le débit de vapeur lorsque ce dernier peut être mesuré.

III.A.1.iii - Essai de référence : écoulement diphasique HFE7000 liquide/HFE7000 vapeur

L'essai de référence consiste à réaliser un écoulement diphasique avec condensation du HFE7000 pur, c'est à dire un écoulement dans lequel la présence de gaz incondensable est exclue. L'objectif de cet essai est d'étudier l'influence du sous-refroidissement de la phase liquide sur la condensation de la vapeur. Cela permettra également d'étudier l'influence de la condensation sur les structurations de l'écoulement diphasique.

Tout comme dans la campagne d'essais n°2, la production de vapeur est activée dans cette campagne d'essais. Cette production et l'apport de la vapeur dans la section d'essais sont régulés en fonction de la pression de consigne imposée dans le bassin d'essais et de la pression de consigne dans le générateur de vapeur.

Lors de l'essai, la température du liquide est fixée via le thermorégulateur. Exceptée la température du liquide qui a été modifiée par rapport aux essais de la campagne n°2, les paramètres contrôlés lors de l'essai sont les mêmes que ceux de la campagne d'essais n° 2 (cf. §III.A.1.i -). A ouverture fixée, le débit liquide varie sur de multiples points de mesure. La hauteur de liquide en surplomb de l'entrée de tube est alors mesurée. Les pressions (absolues et différentielles) dans la section d'essais sont enregistrées par la centrale d'acquisition. A la différence de la campagne précédente, les profils de température dans le tube d'essais et dans le bassin supérieur sont également étudiés.

III.A.2 - *Protocoles expérimentaux*

Deux protocoles expérimentaux différents sont à considérer pour deux types de campagnes d'essais : HFE7000 liquide/air et HFE7000 liquide/HFE7000 vapeur.

III.A.2.i - Essais en HFE7000 liquide/air

Lors des essais en HFE7000 liquide/air, seules les influences du débit liquide et de la pression en sortie de tube sont investiguées. La production de vapeur de HFE7000 est inactive. L'apport de la phase gazeuse se fait via la mise à l'atmosphère du générateur de vapeur. L'air remonte dans la ligne inox par différence de pression entre le générateur de vapeur et la section d'essais. Cet air est ensuite aspiré dans le tube d'essais avec la phase liquide, puis évacué par le tube de Liebig ouvert placé sur le volume liquide tampon.

Ces essais se déroulent à une température de liquide constante de 20°C. Lors de ces essais, la pompe centrifuge tourne à vitesse constante et la vanne sur le bipasse est totalement fermée. L'ouverture de la vanne de réglage est régulée par la consigne en débit imposée par l'utilisateur. Le régime établi est atteint lorsque les températures dans le bassin ainsi que les températures et pressions différentielles dans le tube oscillent autour de leur valeur moyenne à 5% près.

L'acquisition des données est réalisée toutes les 5 secondes pendant 5 minutes. Pendant l'acquisition des données, la prise de vue par caméra rapide est réalisée à cinq altitudes différentes : $z=0$ mm, $z=220$ mm, $z=540$ mm, $z=1120$ mm, $z=1525$ mm. Une fois que la gamme de débit a été entièrement balayée, l'essai est répété une fois.

Lorsque l'essai de répétabilité est terminé, toute la procédure décrite précédemment est reprise avec une ouverture plus faible de la vanne en sortie de tube.

III.A.2.ii - Essais en HFE7000 liquide/HFE7000 vapeur

Lors des essais en HFE7000 liquide/HFE7000 vapeur, il est nécessaire de produire la vapeur de HFE7000 via le générateur de vapeur. Devant l'importance de la condensation dans le phénomène étudié, il est nécessaire de procéder à un dégazage correct de la boucle afin de s'assurer de l'absence de gaz incondensables. En effet, le HFE7000 contient environ 35% d'air dissous en volume dans son flacon.

Pour effectuer ce dégazage, le thermorégulateur est réglé afin d'obtenir une température du liquide de 15°C. La pompe centrifuge tourne à vitesse constante, l'ouverture de la vanne sur le bipasse est constante. Le liquide circule dans la boucle sans apport de vapeur dans la section d'essais. Durant cette phase de refroidissement, le ciel vapeur de la cuve liquide et le ciel vapeur dans le bassin supérieur sont reliés : la boucle est totalement fermée et n'est pas ouverte à l'atmosphère. Cette configuration est conservée durant toute la phase de refroidissement jusqu'à la fin du dégazage.

Cette circulation à 15°C dure 15 minutes afin de condenser la vapeur qui aurait pu être créée pendant la nuit par évaporation du liquide. En effet, la boucle étant exposée à la température ambiante la nuit de 20°C en moyenne, le fluide s'évapore dans la boucle afin d'atteindre la pression de saturation à la température ambiante. Une fois la période de recondensation écoulée, le générateur de vapeur est isolé du bassin d'essais par la fermeture de la vanne de régulation VR11 sur la ligne inox. La production de vapeur est enclenchée afin de mettre le générateur de vapeur en légère surpression (1,05 bar). L'ébullition permet de séparer l'air du HFE7000 liquide. L'ouverture ponctuelle de vannes de purge placées au point haut du générateur de vapeur permet l'évacuation de l'air présent dans ce dernier. En effet, l'air est 7 fois plus léger que le HFE7000 à l'état vapeur, ce qui permet d'obtenir une stratification et ainsi d'évacuer l'air avant d'évacuer le HFE7000. La production est ensuite imposée à une pression de consigne de 1,4 bar pour pouvoir disposer de vapeur surchauffée destinée à être injectée dans la section lorsque le dégazage sera achevé. La production est régulée par la pression de consigne imposée dans le générateur de vapeur.

Le dégazage de la boucle est réalisé par ébullition du HFE7000 circulant dans la ligne liquide (en bleu sur la Figure III-3) au niveau de l'échangeur à plaques ETH01. Le liquide est porté à une température de 39°C via l'augmentation de la consigne sur le thermorégulateur relié à l'échangeur mentionné. L'ébullition permet de séparer l'air du HFE7000 liquide. L'ouverture ponctuelle de vannes de purge placées aux points hauts de la boucle permet d'évacuer l'air. Le dégazage est terminé lorsque la température dans le ciel vapeur dans le bassin supérieur est égale à la température de saturation à la pression dans le bassin.

Une fois que le dégazage est achevé, le réservoir liquide est ouvert à l'atmosphère. La température liquide est alors régulée à une température de consigne imposée par l'utilisateur. La régulation en pression dans le bassin via l'ouverture de la vanne VR11 sur la ligne inox est ensuite activée.

L'acquisition des données est ensuite effectuée sur une durée de 10 minutes. Cette acquisition des données est effectuée une fois que le régime permanent est atteint. Le régime établi est atteint lorsque les températures dans le bassin ainsi que les températures et pressions différentielles dans le tube oscillent autour de leurs valeurs moyennes à 5% près.

Suite à une réparation du tube d'essais entre la première campagne d'essais et la seconde, les prises de vues par caméra rapide ne sont pas réalisées à la même altitude que celles indiquées au paragraphe III.A.2.i - Les prises de vues sont réalisées à trois altitudes : $z = 0$ mm, $z = 898$ mm, $z = 1525$ mm.

III.B - Etude qualitative de l'écoulement diphasique par caméra rapide

Cette partie est consacrée à la description qualitative de l'écoulement diphasique à partir des vidéos obtenues avec la caméra rapide. L'identification des régimes d'écoulement est réalisée sur deux zones distinctes : l'entrée du tube d'essais ($z = 0$ mm) et l'intérieur du tube d'essais ($z = 898$ mm, $z = 1525$ mm).

Les évolutions qui sont décrites ici ont été observées sous deux jeux différents de conditions expérimentales :

- Ecoulement diphasique avec injection de HFE7000 liquide et injection d'air (selon le protocole de la première campagne d'essais décrite précédemment)
- Ecoulement diphasique avec injection de HFE7000 liquide et injection régulée de HFE7000 vapeur (selon le protocole de la seconde campagne d'essais)

Il faut noter que le second écoulement étudié n'est pas un écoulement diphasique avec un constituant unique. En effet, ces essais ont tous été réalisés à une pression absolue de 0,9 bar dans le bassin supérieur. La boucle n'ayant pu être parfaitement étanchéifiée, il y a présence d'air dans la section d'essais. Il s'agit donc d'un écoulement diphasique à deux constituants avec du HFE7000 comme phase liquide et un mélange HFE7000/air dans la phase vapeur.

III.B.1 - Ecoulement en entrée de tube d'essais

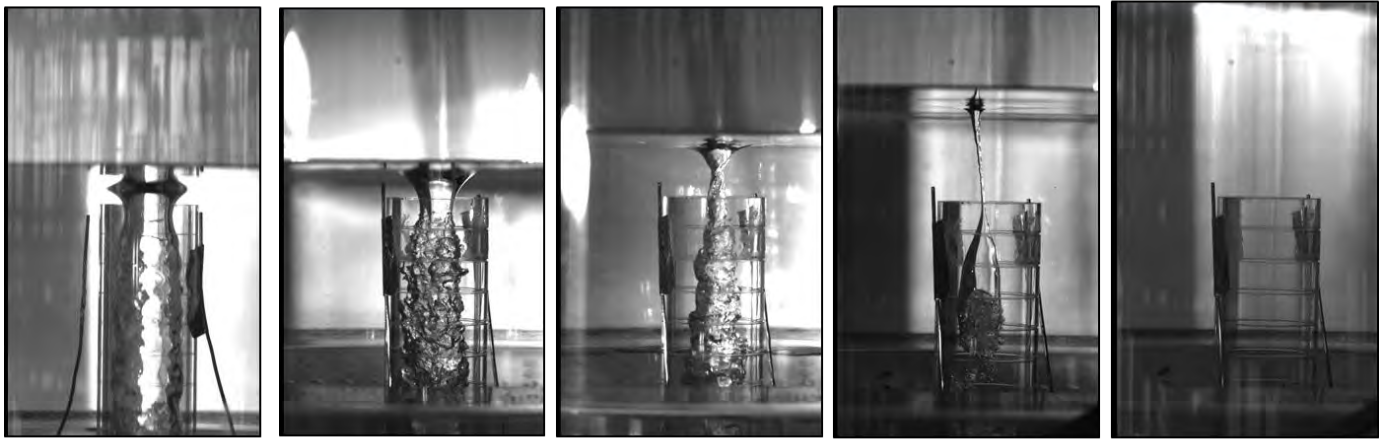
La prise de vue par caméra rapide a permis d'identifier les régimes d'écoulement à l'entrée du tube ainsi qu'en son sein. Les prises de vue ont été faites à une fréquence de 3000 images par seconde sur une durée de 0,972 seconde avec une résolution de 512x1024 pixels.

III.B.1.i - Identification des régimes d'écoulement diphasique en entrée de tube dans la configuration d'un écoulement quasi-isotherme

Ce paragraphe décrit l'évolution de l'écoulement en entrée de tube lorsque l'ouverture de la vanne VR02 (cf. Figure III-3) en sortie de tube est fixée. Le signal électrique d'ouverture de la vanne VR02 est noté $\%a$. Dans la description qui va suivre, l'ouverture de la vanne est donc figée tandis que le débit liquide injecté est progressivement augmenté.

Les régimes d'écoulement observés à l'entrée de tube peuvent être classés en quatre catégories différentes illustrées sur la Figure III-1. A faible débit, la phase liquide entre en se déversant sous la forme d'un film de liquide sur les parois internes du tube d'essais (A). L'augmentation du débit de liquide provoque une augmentation de l'épaisseur du film sur la paroi, jusqu'à un régime où les épaisseurs de film sont suffisamment importantes pour boucher de façon intermittente l'entrée du tube (de la phase vapeur continue d'être aspirée dans le tube). Dans cette étude, ce régime est appelé « déversoir noyant » (B). Pour un débit de liquide suffisamment élevé, les perturbations présentes dans le bassin supérieur de la section d'essais provoquent un écoulement rotationnel en surface libre résultant en un vortex en entrée de tube d'essais (C). Ce vortex entraîne de la vapeur dans le tube d'essais. Enfin, pour des débits plus importants encore, le niveau de liquide dans le bassin augmente de manière drastique pour des variations de débits faibles. Cela finit par noyer complètement le tube d'essais, qui entraîne occasionnellement de la vapeur par vortex en faible quantité (D). On parle d'écoulement en charge (D').

Augmentation du débit liquide



(A)

(B)

(C)

(D)

(D')

Figure III-1: Structures d'écoulement en entrée de tube d'essais pour une pression opératoire P_{bassin} de 0,9 bar:

déversement en film tombant (A) : $Q_l = 0,30 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 50\%$.

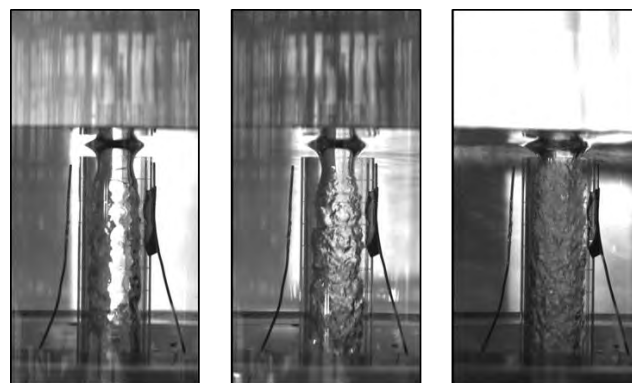
"déversoir noyant" (B) : $Q_l = 0,80 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 50\%$.

écoulement en vortex (C) : $Q_l = 1,30 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 50\%$

écoulement en tube noyé avec aspiration intermittente de vapeur par vortex (D) et (D') :
 $Q_l = 1,60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 50\%$.

Cette évolution de l'écoulement a été observée pour les deux conditions expérimentales décrites en introduction de la partie III.B -.

Les irrégularités de la surface libre dans le cadre du régime de déversoir en film tombant varient en fonction du débit de liquide injecté, comme le montre la Figure III-2. Sur les trois prises de vues, le débit de liquide augmente de 0,30 à 0,60 m^3/h :



(A1)

(A2)

(A3)

Figure III-2 : Irrégularités de la surface libre pour un écoulement en déversoir en film tombant :

(A1) : $Q_l = 0,30 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 40\%$.

(A2) : $Q_l = 0,50 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 40\%$.

(A3) : $Q_l = 0,60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 40\%$.

La hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais ne varie quasiment pas, mais les irrégularités de la surface libre sont davantage présentes à débit de liquide plus important.

La classification présente (A1), (A2), (A3) n'a pas été intégrée à la classification globale des régimes, ces régimes d'écoulement ne présentant pas de différence majeure entre eux quant au mode d'entraînement de la vapeur dans le tube.

III.B.1.ii - Evolution générale de la hauteur de liquide en surplomb en fonction du débit de liquide injecté

Les structures d'écoulement à l'entrée du tube apparaissent donc directement corrélées à la hauteur du liquide dans le bassin en surplomb de l'entrée du tube. L'évolution générale de cette hauteur de surplomb en fonction du débit de liquide est donnée en Figure III-3. Cette courbe a été réalisée pour des essais pour lesquels la consigne de température du liquide est de 20°C et la consigne de pression dans le bassin supérieur est de 1 bar. Le signal d'ouverture de la vanne en sortie de tube d'essais est constant et fixé à 70%.

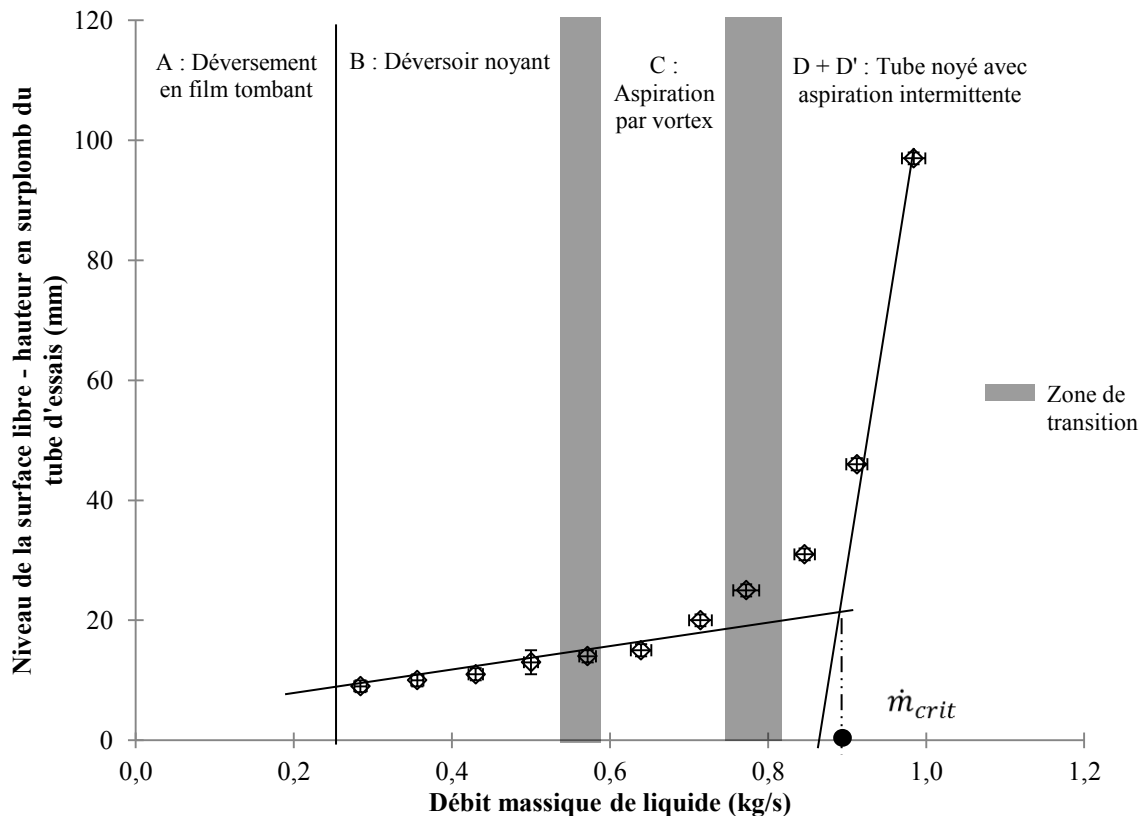


Figure III-3: Evolution de la hauteur en surface libre et régimes d'écoulement. Ecoulement HFE7000 liquide/air . $T_{liq} = 20^{\circ}C$, $\%a = 70\%$.

Comme on peut le constater sur la Figure III-3, la hauteur dans le bassin supérieur augmente relativement faiblement pendant les écoulements en déversoir (A) et (B), pour des débits de liquide compris entre 0 et 0,6 kg/s. Par la suite, l'aspiration de l'air dans le tube d'essais n'est plus faite par déversement de la phase liquide mais par aspiration au sein d'un vortex. L'évolution de la hauteur est alors changée, ce qui est illustré par le changement de pente de la courbe entre 0,6 et 0,75 kg/s. Enfin, pour un débit de 0,84 kg/s, la pente de la courbe augmente sensiblement, traduisant l'immersion complète du tube. Il est à noter qu'il n'a pas été possible de mesurer le débit liquide durant cette campagne d'essais lorsqu'il était inférieur à 0,284 kg/s car la valeur du débit était alors en dehors de la

plage de mesure du débitmètre disponible. Le régime de déversoir en film tombant était malgré tout visible. Il n'a pas été déterminé avec précision le débit pour lequel l'écoulement en déversoir (B) passe en écoulement vortex (C). Cette remarque est aussi vraie pour la transition de l'écoulement (C) vers l'écoulement (D). Les zones de transitions sur la Figure III-8 sont données à titre indicatif. Un nombre plus important d'essais doit être réalisé afin de déterminer la largeur de ces zones.

L'évolution de la hauteur qui est observée ici fait apparaître deux comportements asymptotiques, aux plus faibles et aux plus fortes valeurs du débit de liquide, correspondant respectivement aux écoulements en déversoir et aux écoulements en charge. Le point d'intersection de ces deux asymptotes permet de définir un débit de liquide critique $\dot{m}_{crit}$ au-delà duquel on considérera que le tube est totalement noyé. Dans le cas qui est présenté dans la Figure III-3, le débit critique est atteint à 0,9 kg/s.

III.B.2 - *Écoulement au sein du tube d'essais*

Après avoir étudié l'écoulement en entrée du tube d'essais, il convient d'étudier les écoulements diphasiques au sein du tube d'essais. Les prises de vue ont été faites à une fréquence de 1000 images par seconde sur une durée de 2,72 secondes avec une résolution de 512x1024 pixels.

La fréquence d'échantillonnage a été diminuée d'un facteur trois par rapport à la prise d'images en entrée de tube (cf. III.B.1 -). Ce choix de fréquence a été fait afin d'augmenter le temps physique d'enregistrement. En effet, le temps d'enregistrement de la caméra rapide est limité par trois paramètres majeurs : la mémoire disponible sur la caméra rapide, la résolution de la prise de vue et la fréquence de prise de vue.

La caméra rapide dispose en effet de sa propre mémoire pour enregistrer les prises de vues. La caméra enregistre d'abord la vidéo sur sa propre mémoire avant que l'utilisateur ne fasse le transfert de l'enregistrement sur un PC externe. La mémoire disponible sur la caméra rapide limite donc le temps d'enregistrement des phénomènes. Dans ce cas-ci, la compensation du problème a été faite en limitant la résolution et la fréquence d'enregistrement.

L'objectif de ces prises de vues avec un temps d'enregistrement allongé est de d'identifier les écoulements présents dans le tube d'essais, mais aussi de déterminer une fréquence d'apparition de poches dans le cas où ces structures sont observées.

III.B.2.i - Identification des régimes d'écoulement diphasique en adiabatique au sein du tube d'essais

Les régimes d'écoulement diphasiques observés peuvent être classés en cinq types différents. Ces derniers sont illustrés sur la Figure III-4. Les prises de vues sélectionnées n'ont pas été prises sur une unique série d'essais car elles mettent davantage en valeur les écoulements observés. Il faut noter que la description de l'évolution des régimes est plus difficile par rapport à la description des régimes d'écoulement en entrée de tube (cf. § III.B.1 -) car la zone d'étude est plus étendue, avec des régimes d'écoulement qui peuvent évoluer avec l'altitude. Les régimes d'écoulement sont plus sensibles à l'écart de pression entre les deux extrémités du tube d'essais. Il est également difficile de donner une description de l'évolution des régimes d'écoulement selon un unique paramètre de contrôle.

La description de l'évolution des écoulements qui va être donnée ici est donc donnée sur un exemple. Comme dans le cas précédent, l'ouverture de vanne en sortie de tube est constante, le débit de liquide augmente progressivement. La pression dans le bassin supérieur est de 0,9 bar.

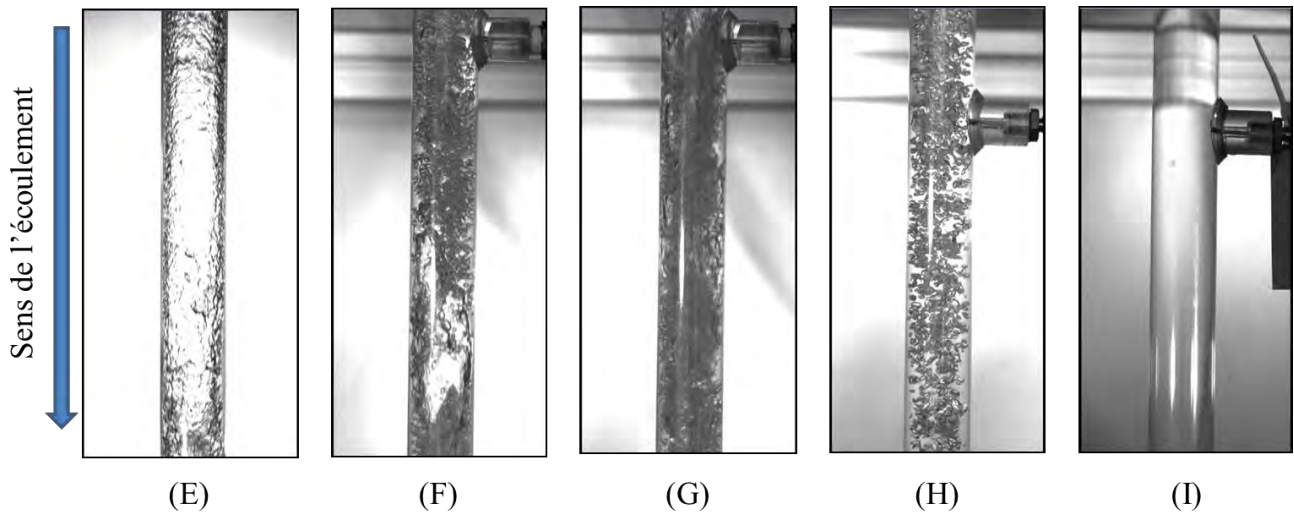


Figure III-4: Régimes d'écoulement diphasiques observés à $z = 898 \text{ mm}$ dans le tube d'essais pour une pression opératoire P_{bassin} de 0,9 bar:

- régime annulaire en film tombant « annular flow » (E) : $Q_l = 0,30 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 100\%$
- régime à poches de vapeur et à bulles « slug/churn flow » (F) : $Q_l = 0,80 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 50\%$
- régime agité « churn flow » (G) : $Q_l = 1,00 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 100\%$
- régime à petites bulles « bubbly flow » (H) : $Q_l = 0,60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 30\%$
- régime monophasique liquide « liquid flow » (I) : $Q_l = 1,00 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 30\%$

A débit faible, le liquide se déverse simplement sur les parois du tube en laissant un cœur de gaz au centre du tube. Le régime est dit annulaire à vagues ou « annular wavy flow » (E). Les structures de vagues que l'on peut observer sur le film tombant dans le tube d'essais semblent descendre toutes à la même vitesse. Nous aborderons ce phénomène plus en détail dans la partie III.B.4 -.

Lorsque le débit de liquide augmente, la phase gaz est entraînée dans le tube d'essais dans un mode d'écoulement où l'on observe deux structures distinctes. La phase gaz est entraînée alternativement sous forme de très petites bulles, et de poches de gaz de formes irrégulières dont la géométrie se déforme en descendant dans le tube d'essais. Cette structure alternant poches difformes et phase gaz très dispersée est appelée « slug/churn flow » (F). La vitesse verticale des poches de gaz n'est pas constante dans le tube.

Pour des débits de liquide plus élevés, les poches de gaz disparaissent et seule une phase dispersée de gaz aux mouvements chaotiques subsiste. On parle de régime agité ou « churn flow » (G). De la même façon que dans le régime précédent, la vitesse verticale des structures n'est pas constante.

Lorsque le débit de liquide devient suffisamment élevé, l'aspiration de gaz dans le tube est moins importante. Le gaz forme des structures à petites bulles – appelé « bubbly flow » (H). Dans cette configuration, la phase liquide est facilement distinguable de la phase gaz. Toutes les bulles semblent descendre à la même vitesse dans le tube d'essais. Par ailleurs, la vitesse verticale de ces structures est plus faible que la vitesse des poches observée en (F).

Enfin, une fois que le débit liquide est suffisant, le tube d'essais est complètement noyé et l'écoulement dans le tube d'essais est monophasique liquide (I). Ce régime est appelé « liquid flow ».

III.B.2.ii - Différences structurelles entre les écoulements diphasiques observés dans la littérature et ceux observés sur VISCONTI

Les géométries d'écoulement observées sur la boucle VISCONTI sont sensiblement différentes des structures observées par Usui et Sato [3]. La comparaison a été faite avec ces auteurs car leurs conditions en débit et en géométrie sont proches de celles utilisées sur la boucle. Une comparaison de ces conditions est donnée en Table III-1 :

	Usui et Sato [3]	VISCONTI
Diamètre interne (mm)	16 et 24	22
Longueur de tube (m)	1,6 et 2,4	2,5
Débit liquide volumique horaire (m ³ /h)	0,15 à 2,42	0,3 à 1,5
Phase liquide	Eau	HFE7000
Phase vapeur	Air	Air, HFE7000/air, HFE7000

Table III-1 : Conditions en débit d'injection liquide et géométries d'installation pour les essais de Usui et Sato [3] et la boucle VISCONTI.

La Figure III-5 compare les écoulements diphasiques observés selon l'installation expérimentale considérée. La première série d'images montre l'évolution de l'écoulement pour différents rapports de débits eau/air pour l'expérience d'Usui et Sato [3] ; la deuxième série montre les différents écoulements diphasiques pour les essais réalisés sur VISCONTI. Les prises de vue en Figure III-5 sont les mêmes que celles de la Figure III-4. Les flèches indiquent le sens de l'écoulement.

Usui et Sato



Installation
VISCONTI

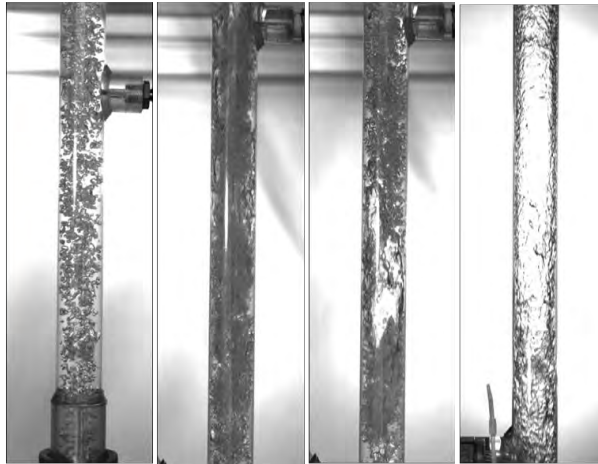


Figure III-5 : Comparaison des écoulements diphasiques entre les expériences d'Usui et Sato [3] et les essais sur VISCONTI – Conditions opératoires sur VISCONTI (de gauche à droite) :

régime à petites bulles « bubbly flow » (H) : $Q_l = 0,60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 30\%$, $z = 898 \text{ mm}$

régime agité « churn flow » (G) : $Q_l = 1,00 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 100\%$, $z = 898 \text{ mm}$

régime à poches de vapeur et à bulles « slug/churn flow » (F) : $Q_l = 0,80 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 50\%$, $z = 898 \text{ mm}$

régime annulaire en film tombant « annular flow » (E) : $Q_l = 0,30 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 100\%$, $z = 898 \text{ mm}$

Comme nous pouvons le voir sur la Figure III-5, seuls l'écoulement à petites bulles, l'écoulement agité/à poches et l'écoulement annulaire dans VISCONTI sont similaires aux écoulements observés par Usui et Sato [3].

Il convient cependant de distinguer une différence notable entre les écoulements à bulles observés par Usui et Sato [3] et celui observé par VISCONTI. En effet, comme le montre la Figure III-6, on peut observer une différence structurale entre les deux expériences.

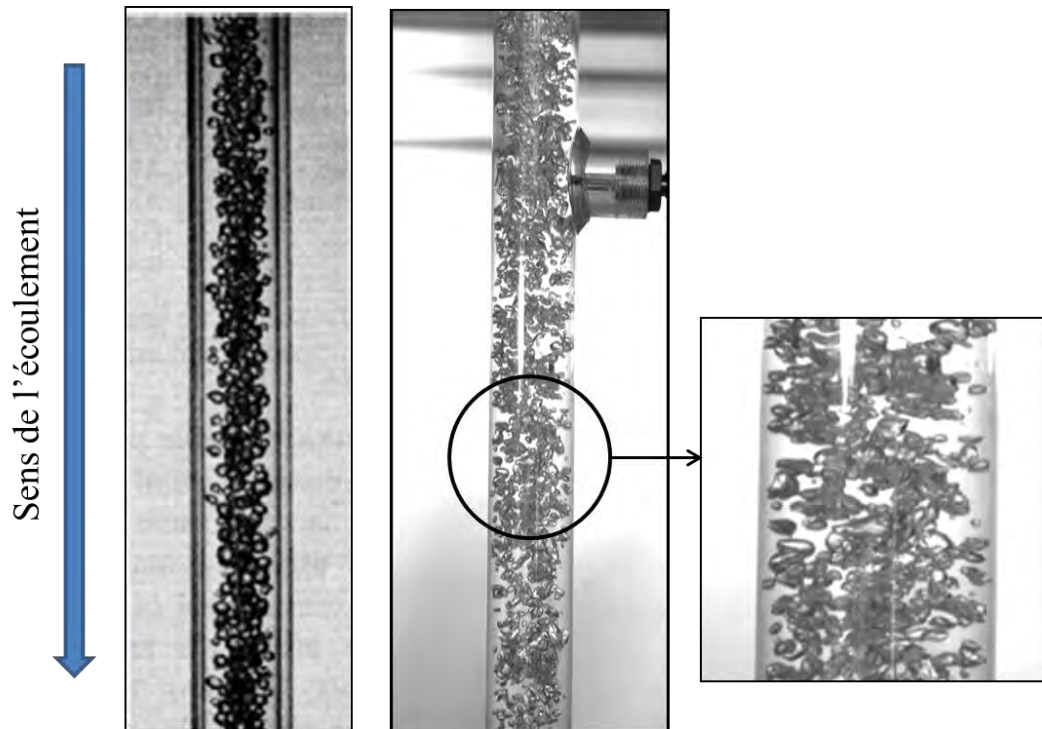


Figure III-6 : Ecoulement à petites bulles - Différence structurelle entre Usui et Sato [3] et VISCONTI. Visualisation à 898 mm de l'entrée du tube.

Les petites bulles convergent vers l'axe central du tube dans le cas d'Usui et Sato [3], ce qui n'est pas observé sur la boucle VISCONTI. Le nombre de Reynolds liquide dans le cas de Sato est égal à 29800, tandis qu'il est égal à 31880 sur la boucle VISCONTI. Les régimes de turbulence étant les mêmes, on peut attribuer cette différence au fait que la boucle d'Usui et Sato [3] comporte une longueur de tranquillisation conséquente avant de filmer l'écoulement. La longueur de tranquillisation est égale à 100 fois le diamètre interne [3]. En comparaison, les prises de vues sur VISCONTI ont été réalisées à une altitude de $z = 898$ mm, soit 40 fois le diamètre interne.

III.B.3 - Lien entre les écoulements diphasiques à différentes altitudes dans le cas d'un écoulement sans changement de phase

Le lien des écoulements entre l'entrée et la sortie du tube n'est pas nécessairement évident. Cette partie de l'analyse qualitative montre quelles sont les possibilités d'écoulement diphasiques au sein du tube en fonction de l'écoulement observé à son entrée.

Écoulement en déversoir film tombant (A)

L'écoulement en film tombant se caractérise par le déversement de la phase liquide à faible débit le long des parois internes du tube d'essais. Dans ces conditions, seuls deux régimes d'écoulement diphasiques sont observés dans le tube d'essais.

Dans le premier cas, le film tombe tout le long de la paroi du tube d'essais : il s'agit d'un régime d'écoulement intégralement annulaire (E). Ce cas est observé sous trois conditions : le débit de liquide est faible (inférieur à $0,5 \text{ m}^3/\text{h}$), à ouverture de vanne VR02 complète et à volume liquide faible dans le volume liquide tampon.

Dans le second cas, lorsque le débit de liquide est faible mais que l'ouverture de la vanne VR02 est faible, deux zones sont distinguées au sein du tube d'essais : en partie supérieure du tube d'essais est

observé un écoulement annulaire (E) dans lequel le film de liquide s'écoule sur les parois du tube d'essais. A une altitude donnée, l'écoulement diphasique passe dans une zone de transition agitée dans laquelle on observe de la recirculation de la phase gazeuse. Cette transition est illustrée en Figure III-7. Plus bas dans le tube, le régime d'écoulement devient un régime à petites bulles.

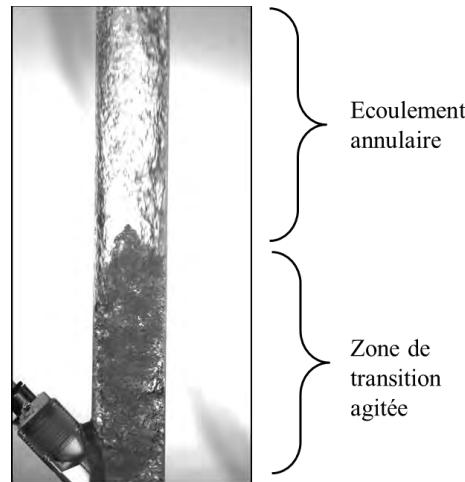


Figure III-7 : Démarcation entre les deux zones d'écoulement dans le tube d'essais. $Q_l = 0,30 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 100\%$, $T_l = 15^\circ\text{C}$, $z = 930 \text{ mm}$.

En régime permanent, l'altitude de cette démarcation est constante et dépend des paramètres de contrôle de la boucle d'essais.

Écoulement en déversoir noyant (B)

Il est possible d'observer trois régimes d'écoulement diphasiques dans le tube d'essais lorsque l'écoulement en déversoir noyant (B) est observé à l'entrée du tube. Ces régimes d'écoulement dépendent principalement du débit de liquide injecté dans la section d'essais, mais également de la fermeture de la vanne VR02 en sortie du tube d'essais. Ces paramètres conditionnent la fréquence d'aspiration de gaz dans le tube d'essais. En effet, la phase gaz n'est pas aspirée de manière continue dans le tube d'essais mais de manière périodique. Ce mode d'aspiration est dû à la section de passage pour la phase gaz en entrée de tube. L'aire de cette section diminue puis augmente de manière régulière.

La première configuration d'écoulement correspond à l'écoulement à poches de gaz/agité (F). Ce cas de figure est courant lorsque le débit de liquide injecté est faible. La fréquence d'aspiration est faible, mais la quantité de gaz entraîné est importante.

Dans le second cas, le gaz est entraîné dans le tube d'essais à plus haute fréquence mais à débit plus faible. Dans ce cas de figure, l'écoulement diphasique observé est un écoulement agité avec une phase gaz très dispersée (G).

Le troisième régime d'écoulement observé est un écoulement dans lequel l'injection de liquide est plus importante. L'aspiration de la phase gazeuse dans cette configuration est bien plus faible. La phase gazeuse est aspirée en fines bulles mais à faible fréquence, ce qui entraîne un régime à petites bulles (H) qui se déplacent verticalement à faible vitesse. Ce cas de figure est cependant rare, les instabilités de l'écoulement provoquent plus souvent un écoulement vortex (C) en entrée de tube lorsque le débit de liquide est important.

Écoulement vortex en entrée de tube (C)

Lorsqu'un vortex stationnaire apparaît en entrée de tube, le régime d'écoulement diphasique le plus fréquemment observé au sein du tube d'essais est l'écoulement à petites bulles (H). De petites bulles se détachent du vortex. La vitesse verticale des bulles est faible.

Écoulement vortex intermittent (D) /en charge (D')

Dans ces deux configurations, l'écoulement observé au sein du tube est un écoulement monophasique liquide. Il arrive de manière occasionnelle que la phase gazeuse soit aspirée dans le tube par le vortex intermittent, mais cette aspiration de gaz est extrêmement faible. Le débit volumique de gaz entrant dans le tube est négligeable devant le débit de liquide.

III.B.4 - Analyse de vitesses par caméra rapide

L'objectif de cette partie est de développer une méthode de détermination de vitesses longitudinales caractéristiques de l'écoulement à partir des acquisitions des vidéos par caméra rapide. En effet, il est possible de déterminer la vitesse verticale de différentes structures (bulles, poches, vagues, etc.) dans l'écoulement à partir de l'extraction d'images. Ces caractéristiques quantitatives de l'écoulement pourront être utilisées comme données de comparaison et de validation des résultats numériques qui seront obtenus, y compris au-delà de ce travail de thèse.

L'analyse de vitesses qui est présentée ici est réalisée à partir d'essais dans lesquels la phase liquide est du HFE7000, la phase vapeur est un mélange de HFE7000 et d'air.

Cas de l'écoulement à bulles

Le suivi de structures par caméra rapide permet de remonter à certaines informations qui dépendent de la configuration de l'écoulement. Dans le cas présent, nous allons nous intéresser à la vitesse verticale des bulles dans le cadre des écoulements à petites bulles (écoulement (H) sur la Figure III-4). Un exemple d'analyse de vitesses est présenté en Figure III-8. Quatre amas de bulles sont sélectionnés sur une prise de vue à un temps t_0 . Ces amas sont sélectionnés par rapport à leurs formes et leurs positions qui les rendent plus faciles à suivre que les autres bulles.

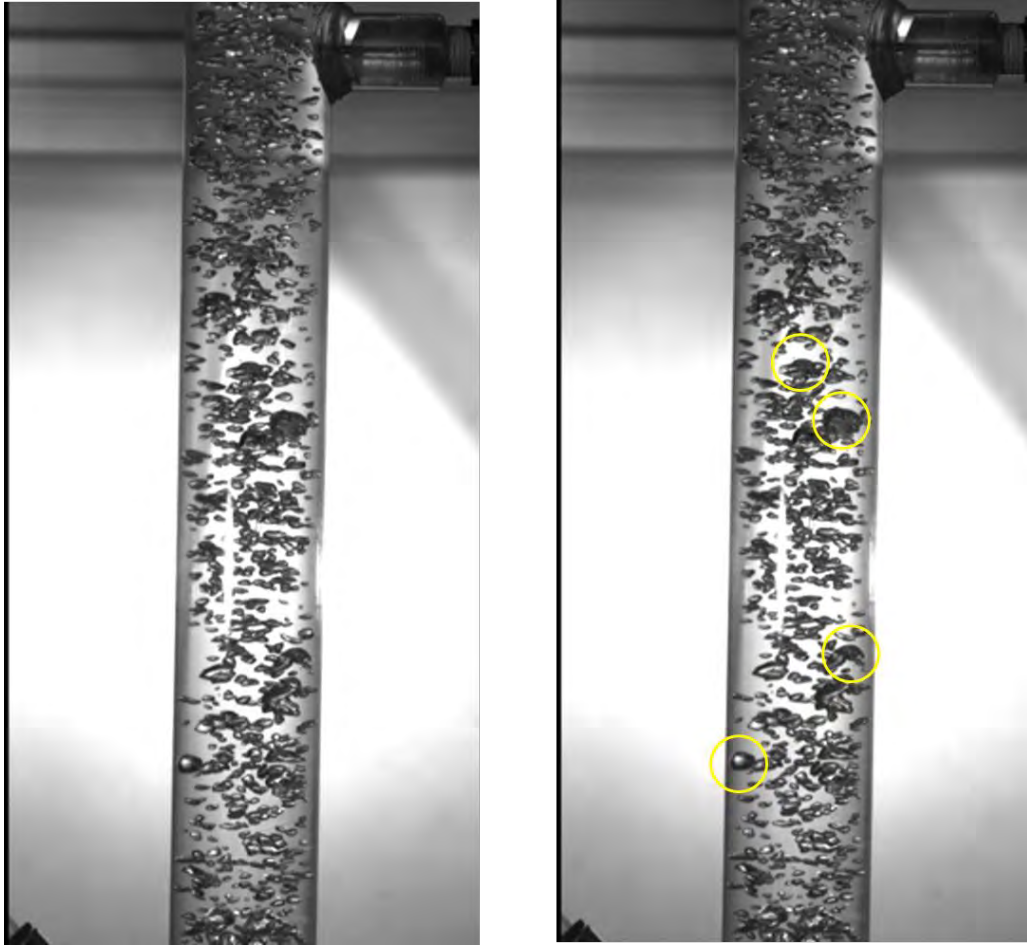


Figure III-8 : Sélection à un instant t_0 d'amas de bulles pour suivi de position - Photo originale (à gauche) et photo avec amas repéré (à droite). $Q_l = 0,60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 30\%$, $T_l = 15^\circ\text{C}$, $z = 898 \text{ mm}$.

Les images sont ensuite extraites des fichiers vidéo à une période fixe Δt . Dans le cadre de nos essais et des prises de vues au sein du tube d'essais, cette période est égale à 10 ms. En suivant les bulles sur des images successives à intervalles réguliers, il est possible de déterminer la variation de la position d'une bulle en fonction du temps. Le suivi de la position apparente des bulles est illustré sur la Figure III-9. Les images sont prises à un intervalle de temps égal à deux fois la période d'échantillonnage afin de limiter le nombre de clichés et d'observer la descente des structures dans le tube d'essais.

La résolution de l'image est déterminée en comptant le nombre de pixels entre les deux bords externes du tube (le diamètre externe de tube est égal à 28 mm).

La connaissance de la fréquence d'enregistrement ainsi que la détermination de la résolution des images permet de remonter directement à la composante verticale de la vitesse des bulles.

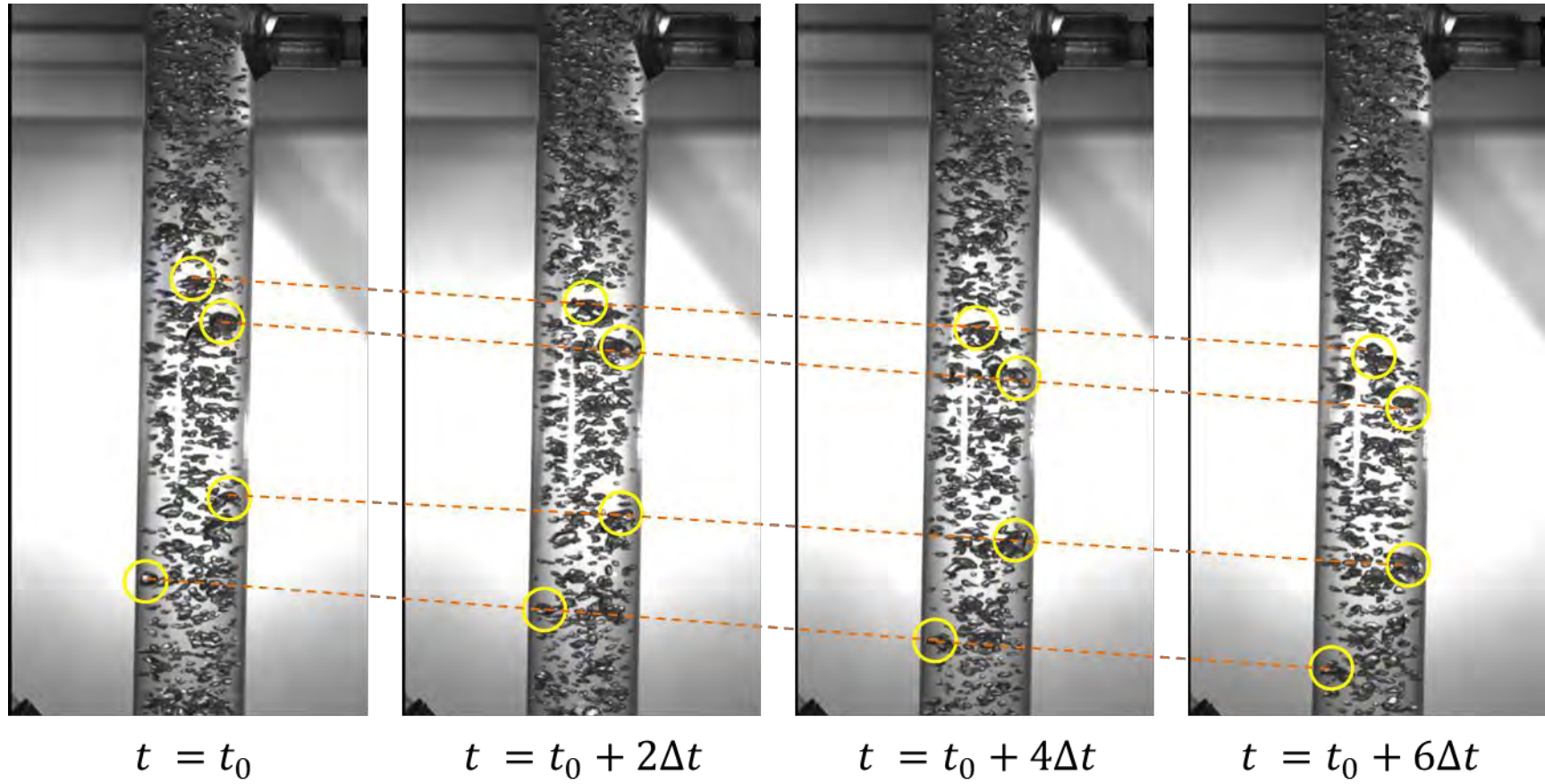


Figure III-9 : Suivi de la position apparente de bulle pour un écoulement à fines bulles – $Q_l = 0,60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 30\%$, $T_l = 15^\circ\text{C}$, $z = 898 \text{ mm}$, $\Delta t = 10 \text{ ms}$.

Dans le cas présenté en Figure III-9, les vitesses des quatre bulles sont presque identiques, les droites reliant leurs positions étant quasiment parallèles. L'analyse d'images a permis de calculer les vitesses axiales de bulles pour une période de $6\Delta t$, soit 60 ms. La Table III-2 donne les vitesses verticales mesurées sur les 4 amas de bulles marqués en Figure III-8 :

Bulle	Distance réelle parcourue mm	Vitesse verticale moyenne déduite m/s
(a)	18,8	0,31
(b)	21,2	0,35
(c)	18,2	0,30
(d)	23,0	0,38

Table III-2 : Vitesses verticales mesurées - $Q_l = 0,60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 30\%$, $T_l = 15^\circ\text{C}$.

La vitesse moyenne calculée est de 0,33 m/s avec un écart-type de 0,03 m/s. Cette variation de 10% peut paraître importante, mais il faut cependant garder à l'esprit que l'analyse est réalisée sur un nombre très limité de bulles. L'analyse du profil de vitesse requiert une analyse statistique des vitesses de bulles sur un nombre bien plus important de structures afin de calculer avec précision la vitesse verticale moyenne. En estimant une fraction volumique de vapeur comprise entre 10% et 20% via la méthode de Friedel (cf. III.D.2.i -), il est possible de calculer l'écart de vitesse maximal entre les deux phases. La vitesse liquide est comprise entre 0,49 m/s et 0,56 m/s en appliquant la méthode. La vitesse de la vapeur est quasiment 2 fois moindre que la vitesse liquide, ce qui corrobore les observations faites au paragraphe III.B.2.i -.

Il faut également noter qu'il n'est pas possible de déterminer le profil de vitesse pour une section de passage donnée. En effet, la prise de vue qui est réalisée est une projection en deux dimensions d'un phénomène physique à trois dimensions : il y a dégradation de l'information lorsque la prise de vue est effectuée. La Figure III-10 illustre le problème. L'image de gauche représente une prise de vue de face du tube d'essais. La représentation de droite schématise l'écoulement vu de dessus, par la section de passage. Si on peut être certain que les bulles au bord de tube se trouvent effectivement à proximité de la paroi du tube, il est en revanche impossible de déterminer la position radiale d'une bulle visualisée au centre du tube. En effet, il n'est pas possible de déterminer la position de la bulle sur la profondeur:

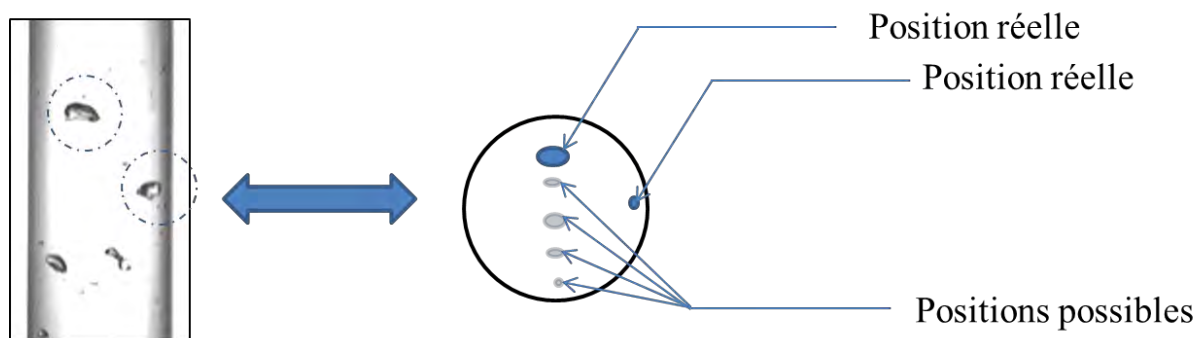


Figure III-10 : Positions réelles et hypothétique de bulles.

Cas de l'écoulement annulaire

Il est possible de mener une étude analogue à celle exposée précédemment dans le cas du régime annulaire à vagues. Il est possible de repérer la position de structures dans le film liquide sur les parois internes du tube, comme le montre la Figure III-11 :

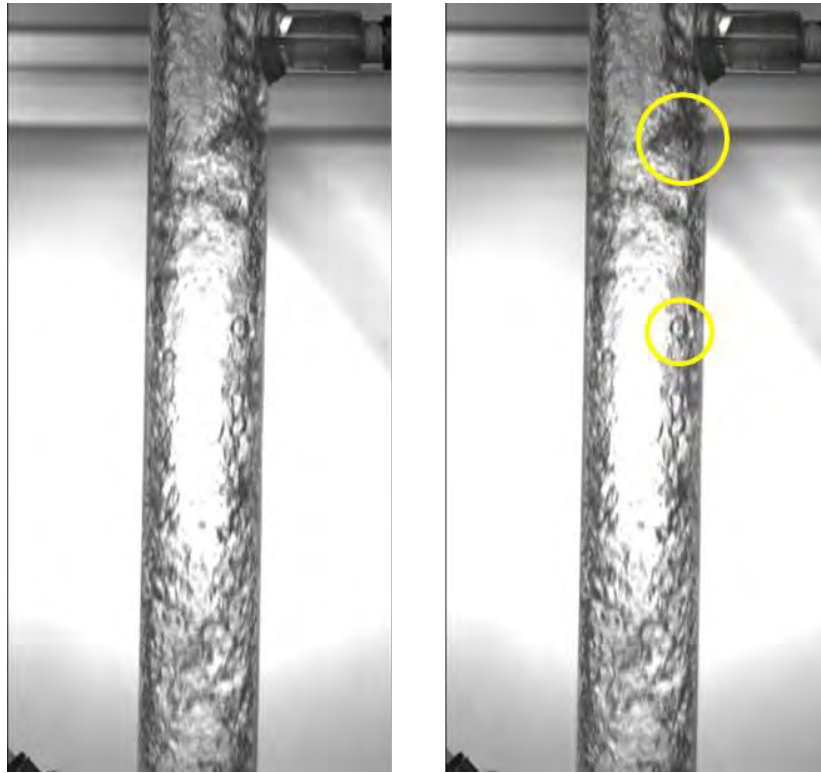


Figure III-11 : Sélection à un instant t_0 de structures de vague pour suivi de position - Photo originale (à gauche) et photo avec structures repérées (à droite). $Q_l = 0,30 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 40\%$, $T_l = 15^\circ\text{C}$, $z = 898 \text{ mm}$.

Comme dans le cas précédent, on détermine la vitesse verticale des vagues dans le film de liquide en paroi (cf. Figure III-12). La période d'échantillonnage Δt des prises de vues est de 10 ms, la résolution des images est déterminée en utilisant le diamètre externe du tube d'essais comme étalon. Les vitesses déterminées à partir des prises de vues sont données en Table III-3 :

Structure	Distance réelle parcourue mm	Vitesse verticale moyenne déduite m/s
(a)	49	0,82
(b)	51	0,85

Table III-3 : Vitesses verticales mesurées - $Q_l = 0,30 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 40\%$, $T_l = 15^\circ\text{C}$, $z = 898 \text{ mm}$.

Les remarques qui ont été faites dans le cas de l'écoulement à bulles sont également valables dans le cas de l'écoulement annulaire. Le calcul de la vitesse moyenne de vague doit se faire par analyse statistique sur un nombre bien plus élevé de structures. Le calcul de l'écart type sera plus précis et permettra de vérifier la pertinence du calcul de vitesse moyenne. Il faut également noter que l'analyse par caméra rapide ne permet pas de déterminer la forme des vagues à cause de la convexité du tube.

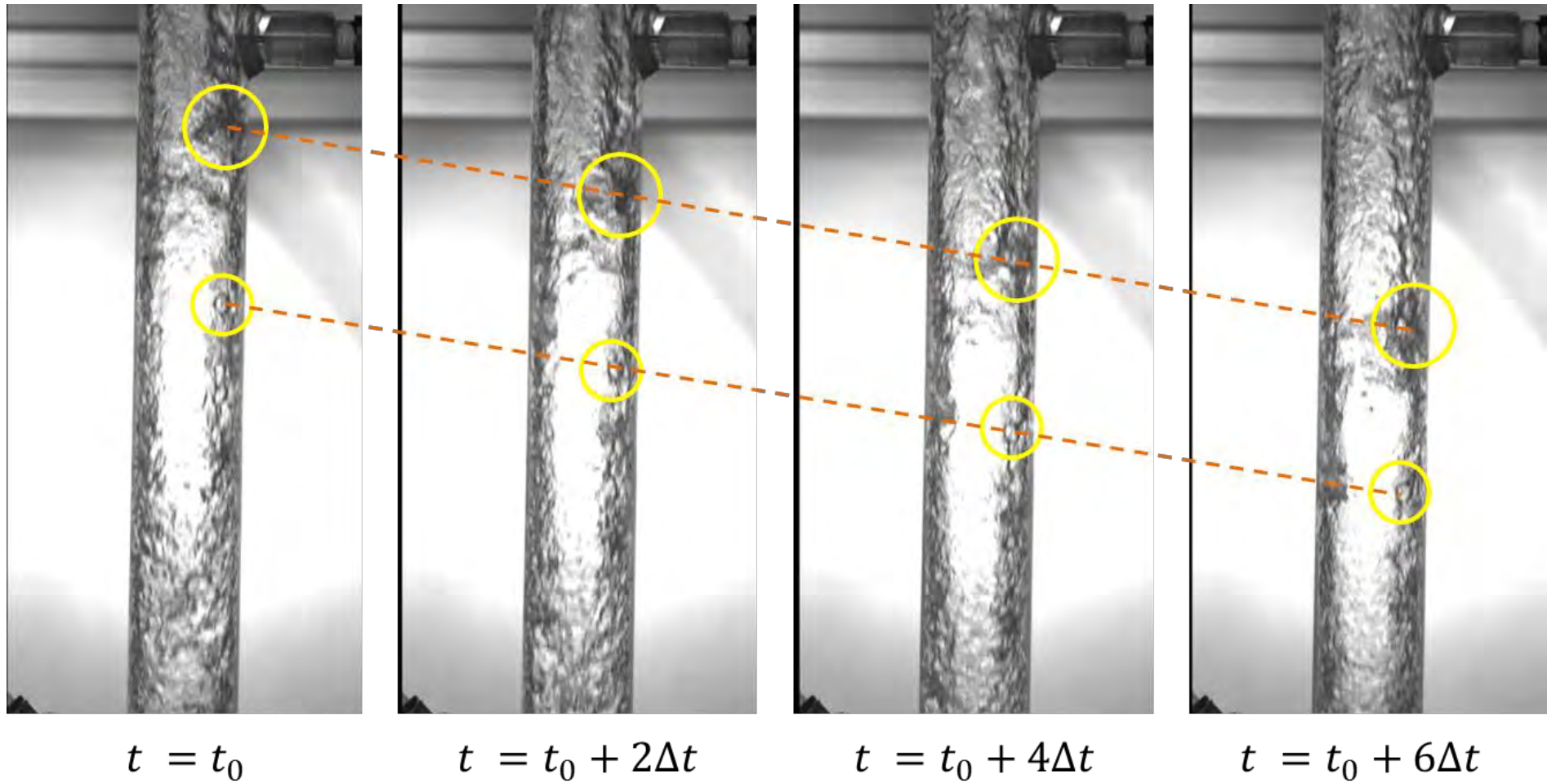


Figure III-12: Suivi de la position apparente de vague pour un écoulement annulaire – $Q_l = 0,30 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 40\%$, $T_l = 15^\circ\text{C}$, $z = 898 \text{ mm}$, $\Delta t = 10 \text{ ms}$

Cas de l'écoulement chaotique/à poches (« churn/slug flow »)

Dans le cas d'un écoulement diphasique « churn/slug flow », le suivi de la position verticale d'une poche se fait au niveau de ses extrémités inférieure et supérieure, comme le montre la Figure III-13 :

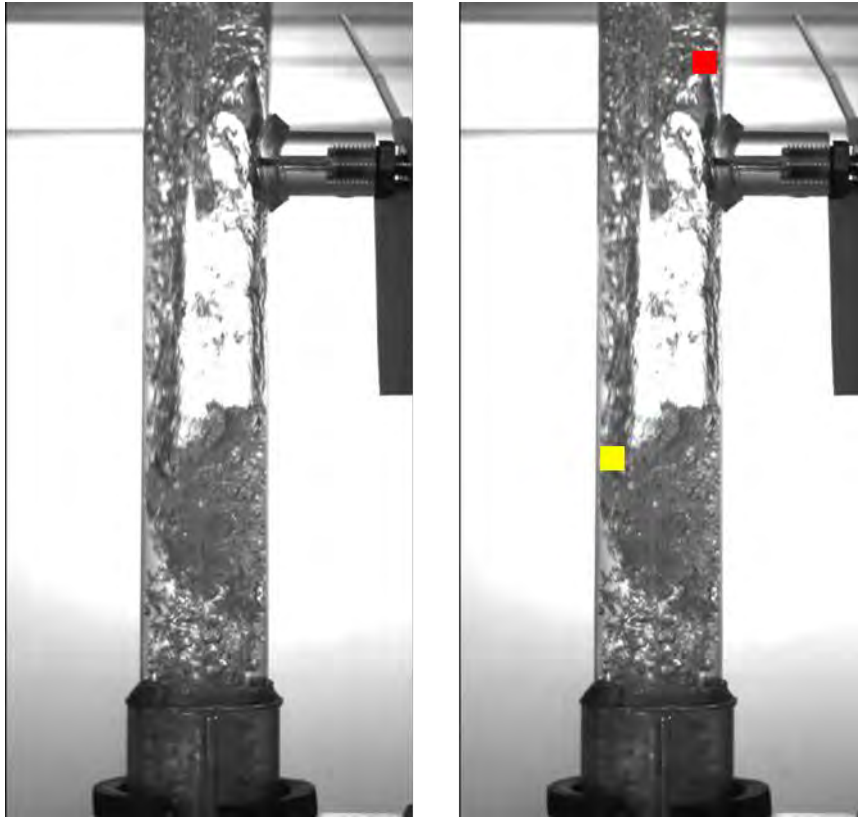


Figure III-13 : Sélection à un instant t_0 des extrémités d'une poche de gaz pour suivi de sa position - Photo originale (à gauche) et photo avec structures repérées (à droite). $Q_l = 0,80 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 50\%$, $T_l = 20^\circ\text{C}$, $z = 898 \text{ mm}$.

La détermination de la vitesse par suivi de la position de la poche est présentée sur la Figure III-14. Le suivi est réalisé durant toute la descente de la poche dans le cadre, car la vitesse de la poche n'est pas constante et sa forme irrégulière. Pour pouvoir faire le suivi de la poche durant toute la descente, le temps total d'échantillonnage vidéo présenté ici sera plus long que dans les deux cas présentés précédemment. La période d'échantillonnage Δt est aussi deux fois plus longue (20 ms). La résolution de l'image est toujours déterminée à partir du diamètre extérieur.

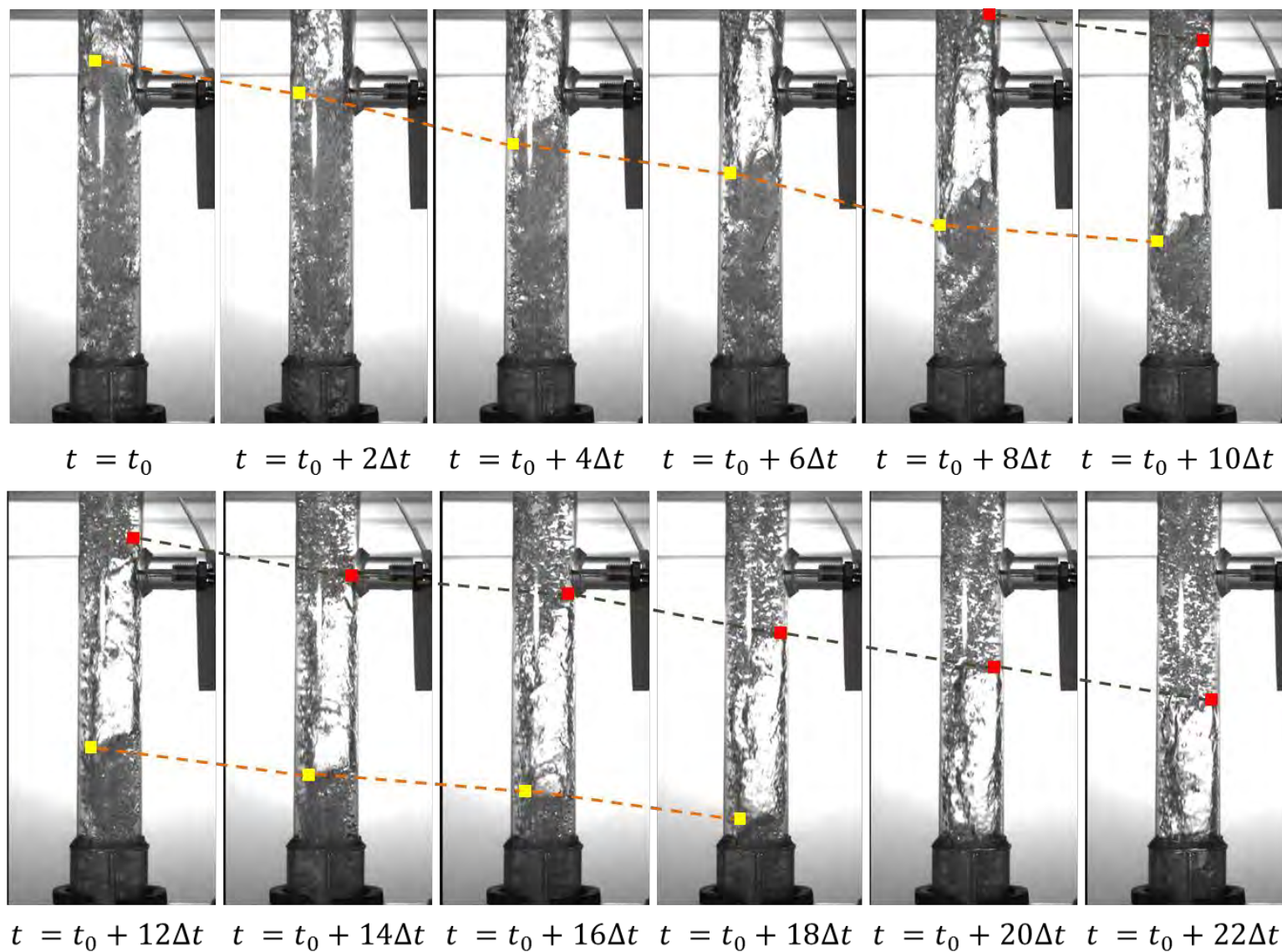


Figure III-14 : Suivi de la position apparente de poche pour un écoulement « slug/churn » – $Q_l = 0,80 \text{ m}^3/\text{h}$, $\%a = 50\%$, $T_l = 20^\circ\text{C}$, $z = 898 \text{ mm}$, $\Delta t = 20 \text{ ms}$.

L'analyse de vitesse verticale dans le cas de l'écoulement « slug/churn » est plus difficile que dans le cas précédent. En effet, l'écoulement turbulent perturbe fortement la forme de la poche. Par ailleurs, la vitesse calculée par repérage de la position des extrémités n'est pas constante.

L'analyse statistique nécessaire à la détermination du champ de vitesses dans le tube n'a pas été réalisée sur les essais, la détermination de ce dernier n'étant pas le but premier de la thèse. La description qui a été faite ici a pour but de déterminer des ordres de grandeurs des vitesses caractéristiques au sein de l'écoulement diphasiques, lesquels pourront être utilisés comme éléments de validation des calculs numériques. Un second objectif de la mise en place de ce protocole d'analyse d'images est de montrer le potentiel de la boucle d'essais et de sa capacité à déterminer un champ de vitesse vertical par caméra rapide pour des études ultérieures.

L'analyse géométrique des structures dans le tube d'essais n'a pas été possible, la caméra rapide seule n'étant pas suffisante à cette analyse. En effet, le rayon de courbure du tube dégrade l'information : la convexité du tube et le changement d'indice optique dévient les rayons lumineux. Cela a pour effet de déformer les structures et de renvoyer une information biaisée pour exploitation : la taille des bulles, l'épaisseur de film de liquide, l'amplitude des vagues ne peuvent être déterminées correctement. L'analyse de taux de vide nécessite un développement important des systèmes d'analyse de la boucle qui n'a pas pu être réalisé sur la boucle.

III.C - Détermination du débit critique dans un écoulement diphasique adiabatique

L'étude qualitative décrite en III.B.1.ii - a abordé une notion importante dans notre étude qui est le débit critique $\dot{m}_{crit}$ représentant le débit pour lequel l'aspiration de vapeur tend vers 0. Dans cette partie, une analyse quantitative de l'évolution de ce paramètre est proposée, notamment en fonction de la pression en sortie de tube.

III.C.1 - Influence de l'ouverture de vanne en sortie de tube d'essais

Le système de douche breveté par DCNS [4] installé dans le pressuriseur plonge dans un niveau de liquide variable. Dans le cadre de l'étude de l'écoulement dans le pressuriseur de DCNS, il est donc important d'étudier l'influence de la pression en sortie du tube d'essais. Ce paragraphe fait donc état de notre étude sur l'influence de la pression en sortie de tube d'essais.

Afin d'étudier plus en détail l'influence de la pression sur l'écoulement diphasique, nous avons procédé à une gamme d'essais dans laquelle la perte de charge en sortie de tube est progressivement augmentée (cf. Figure III-15). Cinq montées en débit ont été réalisées avec des signaux d'ouverture de vanne VR02 différents. Sachant que la pression en aval de la vanne est imposée par la mise à l'atmosphère de la cuve liquide et par la valeur de la hauteur de liquide dans cette même cuve, la fermeture de la vanne augmente la pression en sortie de tube. Le HFE7000 liquide est injecté à une température de 20°C et la pression dans le bassin supérieur est de 1 bar.

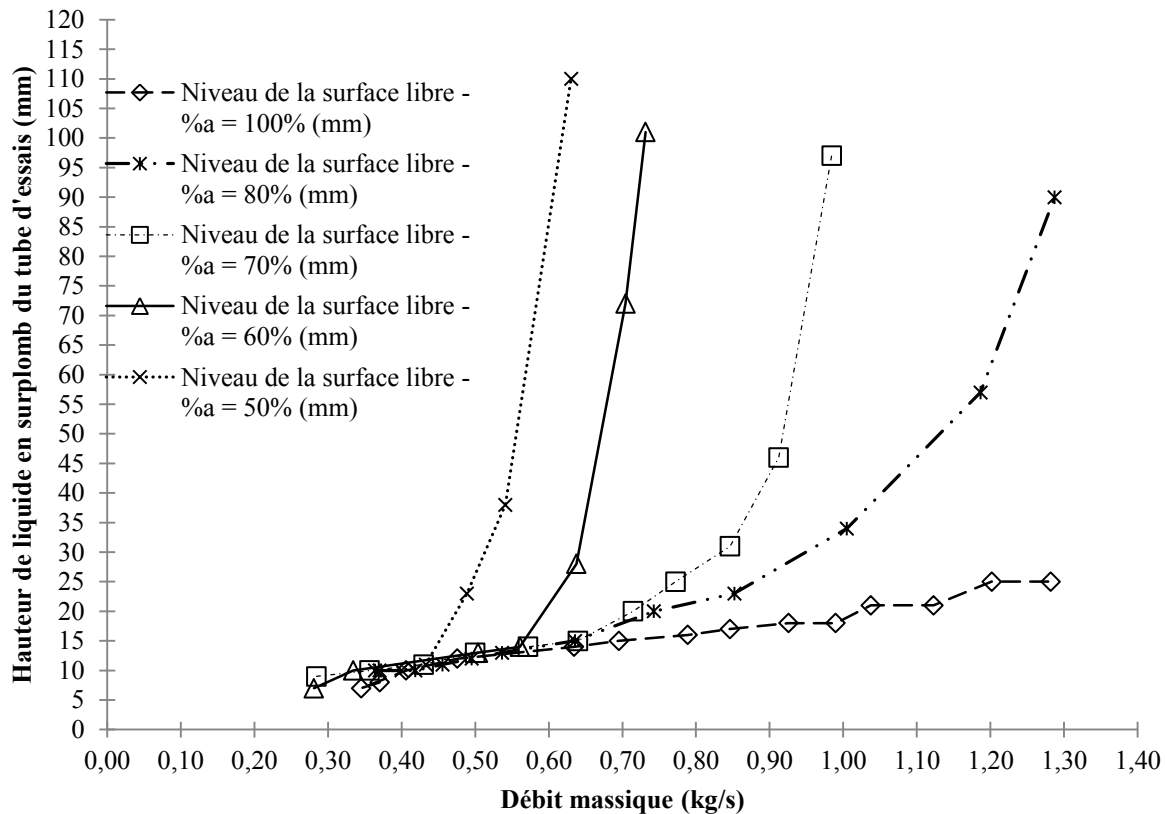


Figure III-15 : Impact de l'ouverture de vanne VR02 en sortie de tube sur le débit critique.

Comme nous pouvons le voir sur la Figure III-15, lorsque le signal d'ouverture de la vanne VR02 diminue, le changement de pente a lieu à des débits plus faibles. Pour une ouverture maximale de la vanne, le débit critique n'est pas atteint et le tube n'est jamais noyé dans la gamme de débit balayée. L'augmentation de pression en sortie de tube d'essais a un impact sur le débit critique tel que défini en III.B.1.ii - :

%a	$\dot{m}_{crit}$
%	kg/s
100	-
80	1,10
70	0,85
60	0,60
50	0,50

Table III-4 : Valeur du débit critique pour différentes signaux d'ouverture de vanne

Il est également intéressant de voir que pour un débit liquide compris entre 0,28 et 0,43 kg/s, le comportement de la hauteur en fonction du débit massique est la même pour les cinq gammes d'essais. En d'autres termes, l'augmentation de pression en sortie de tube n'a pas une influence sur le comportement global de l'écoulement diphasique, mais sur le déclenchement de l'immersion totale du tube. Par ailleurs, il apparaît que la transition entre l'écoulement en déversoir noyant et l'écoulement en charge intervient pour des débits d'autant plus faibles que la pression en sortie de tube est élevée.

Il est possible de comparer en premier lieu les mesures obtenues sur la boucle VISCONTI avec les mesures obtenues sur le dispositif expérimental de Binnie. Les géométries considérées ne sont pas identiques, et sont rappelées dans la Table III-5 ci-dessous. L'intérêt de cette comparaison réside dans le fait que les longueurs des tubes verticaux sont très différentes. Le tube vertical de VISCONTI est 4 fois plus long que celui utilisé par Binnie :

	Dispositif expérimental de Binnie	VISCONTI
Diamètre externe (m)	0,0286	0,0280
Epaisseur (m)	0,0016	0,0030
Diamètre interne D_{int} (m)	0,0253	0,0220
Longueur L (m)	0,61	2,50
Volume interne V (m ³)	0,0003	0,0010
Section de passage S_{int} (m ²)	0,0005	0,0004
Dépassement du fond D_{fond} (m)	0,2985	0,0900
Rapport L/D_{int}	24,1	113,6

Table III-5: Différences géométriques entre le dispositif de Binnie [2] et la boucle VISCONTI.

Pour procéder à la comparaison entre les mesures de Binnie et les nôtres, nous prendrons l'essai décrit dans la Figure III-3 pour la boucle VISCONTI. Nous prendrons pour référence l'essai de Binnie pour un tube vertical à bords plats, d'une longueur de 0,61 m et de diamètre interne 25,4 mm. Le liquide injecté est de l'eau, la phase gaz est de l'air à 1 bar.

L'essai de comparaison pour VISCONTI est un essai en HFE7000 liquide et de l'air. La pression dans le bassin supérieur de VISCONTI est de 1 bar, le signal d'ouverture de la vanne en sortie est de 70%. La Figure III-16 illustre l'évolution de la hauteur de liquide en surplomb en fonction du débit volumique horaire injecté pour les deux essais mentionnés :

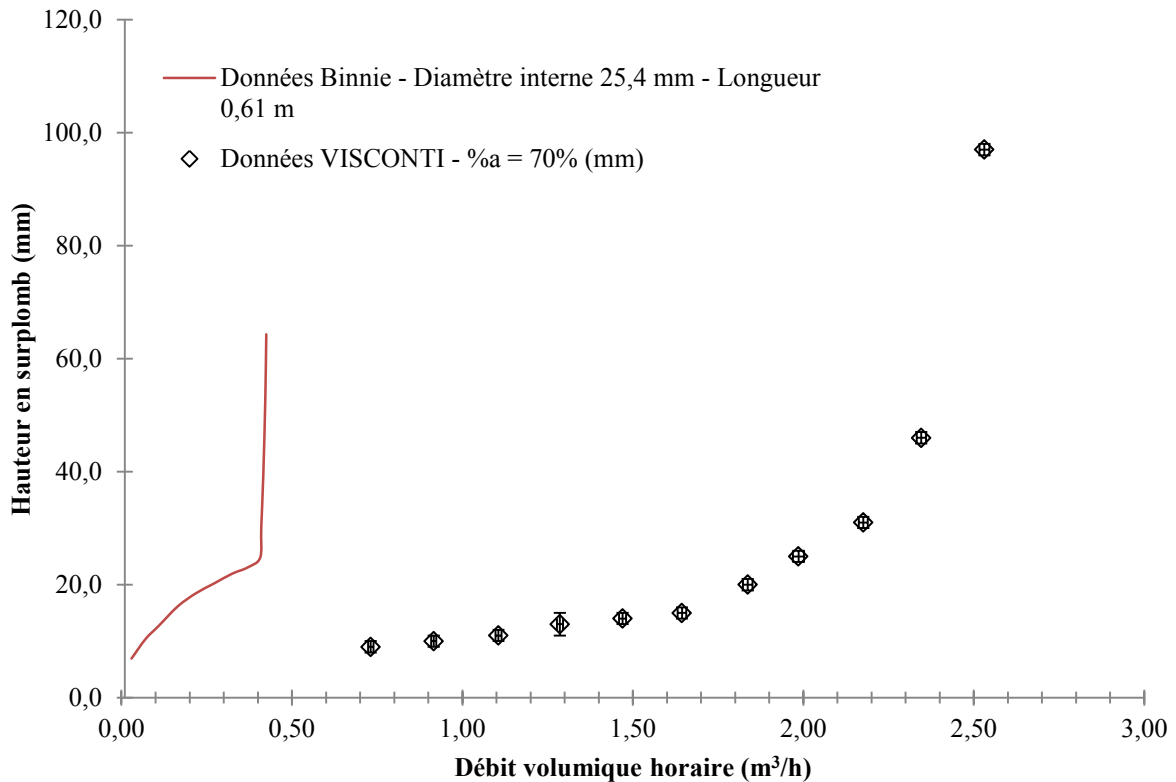


Figure III-16 : Comparaison des mesures de Binnie [2] et des mesures obtenues sur la boucle VISCONTI.

Malgré la différence de configuration géométrique entre les deux boucles expérimentales, les comportements de la hauteur en fonction du débit injecté pour les deux essais sont similaires. Cependant, on note la présence d'une rupture de pente plus importante sur l'essai de Binnie [2]. On peut attribuer cette rupture à l'absence de l'écoulement par vortex dans les études de Binnie. Ceci s'explique par l'atténuation des effets de bords dans son écoulement. En effet, le diamètre de son bassin est de 1,3 mètre, ce qui représente quasiment 5 fois le diamètre du bassin supérieur de VISCONTI. Cela permet d'éloigner les effets des parois internes du bassin. Le dépassement du tube d'essais par rapport au fond du bassin joue également un rôle important. Le dépassement dans la boucle de Binnie est 3 fois supérieur au dépassement du tube d'essais sur la boucle VISCONTI. Cela permet d'atténuer les effets de l'injection liquide. Les perturbations provoquant le déclenchement du régime vortex sont ainsi presque inexistantes sur le dispositif expérimental de Binnie [2].

La valeur du débit critique dans l'essai sur VISCONTI est cependant bien supérieure à celle observée sur la boucle expérimentale de Binnie [2]. Cette différence est due au fait que la pression en sortie de tube d'essais est plus importante dans le cas VISCONTI que dans l'essai de Binnie. En effet, la longueur du tube d'essais de VISCONTI est quatre fois supérieure à la longueur du tube de Binnie dans cet essai. Par ailleurs, la masse volumique du HFE7000 est aussi 1,4 plus grande que celle de l'eau, ce qui augmente la contribution gravitaire dans l'écart de pression aux extrémités du tube d'essais.

Notre étude sur la pression en sortie de tube joue donc un rôle prépondérant dans la valeur du débit critique. A terme, il conviendra de prendre en compte l'écart de pression entre l'entrée et la sortie du tube d'essais dans la nouvelle définition du débit critique.

III.C.2 - Etude du profil de pression dans le tube d'essais et comparaison avec le modèle monophasique

L'évolution de la pression dans le tube a été mesurée via cinq mesures de pression différentielles placées tous les 400 mm à des altitudes de 230 mm, 630 mm, 1030 mm, 1430 mm et 1830 mm. L'objectif de la mesure est de comparer le profil de pression pour un écoulement diphasique avec le profil de pression théorique avec un écoulement monophasique en HFE7000 liquide. L'intérêt de cette comparaison est de déterminer à partir de quel débit de liquide le profil de pression diphasique dans le tube d'essais suit un comportement similaire à un écoulement monophasique liquide. Ceci permet de comparer ce débit au débit critique défini en III.B.1.ii -.

Le calcul de l'évolution de la pression dans le tube d'essais pour un écoulement monophasique est réalisé à partir du théorème de Bernoulli. La Figure III-17 schématise la configuration d'un tel écoulement dans la section d'essais VISCONTI ainsi que les paramètres d'intérêt nécessaires au calcul du modèle de frottement en monophasique.

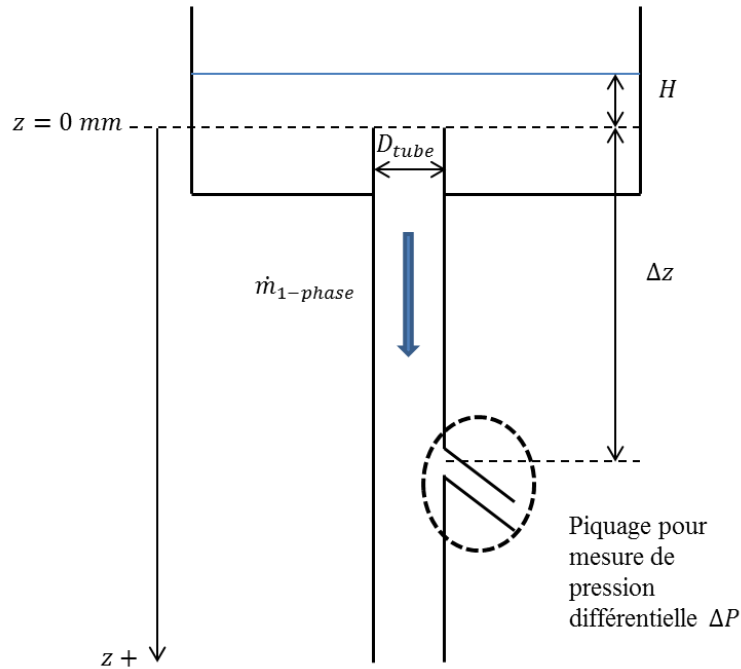


Figure III-17 : Paramètres d'intérêt pour le calcul du modèle de frottement en monophasique.

Dans l'hypothèse où le tube est totalement noyé, la différence de pression monophasique $\Delta P_{\Delta z}$ entre un piquage de pression situé à une altitude Δz et le bassin supérieur dépend du débit $\dot{m}_{1-phase}$, de la section de passage de tube S_{tube} , de la masse volumique de liquide ρ_{liq} et des pertes de pression $\Delta P_{1-phase,c}$:

$$\dot{m}_{1-phase} = \rho_l v_{1-phase} S_{tube} \quad (III.1)$$

$$S_{tube} = \frac{\pi D_{tube}^2}{4} \quad (III.2)$$

$$\Delta P_{\Delta z} = \rho_l g(\Delta z + H) - \frac{\rho_l v_{1-phase}^2}{2} - \Delta P_{1-phase,c} \quad (III.3)$$

Le premier terme à droite de l'équation correspond à la pression hydrostatique, le second terme correspond à la pression dynamique. Le dernier terme $\Delta P_{1-phase,c}$ représente la chute de pression due aux pertes de charge

dans le tube d'essais. La hauteur H correspond à la hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais, mais elle est négligeable devant Δz . La chute de pression due aux pertes de charge $\Delta P_{1-phase,c}$ est la somme des pertes de charge linéaires et singulières le long du tube d'essais. Ces coefficients sont calculés à partir d'abaques compilées par Idel'cik [5]. Une seule perte de charge singulière est considérée ici, l'aspiration du liquide en entrée de tube (rétrécissement brusque).

Les pertes de pression dues aux pertes de charge linéaires sont calculées à partir de l'équation de Darcy-Weisbach :

$$\Delta P_{lin} = \xi_{lin} \frac{\Delta z}{D_{tube}} \frac{\rho_l v_{1-phase}^2}{2} \quad (III.4)$$

En faisant l'hypothèse d'un écoulement turbulent monophasique avec un nombre de Reynolds supérieur à 4000, le coefficient de pertes de charge ξ_{lin} se calcule à partir de l'équation de Blasius:

$$\xi_{lin} = 0,3164 Re_l^{-0,25} \quad (III.5)$$

Les pertes de pression dues aux pertes de charge singulières à l'aspiration du tube sont données par les abaques disponibles sur la référence [5] :

$$\Delta P_{aspiration} = \xi_{aspiration} \rho_l \frac{v_{1-phase}^2}{2} \quad (III.6)$$

$$\xi_{aspiration} = 0,5 \quad (III.7)$$

Le modèle qui vient d'être décrit est ensuite confronté à un essai sur la boucle VISCONTI. Une évolution de la pression à une altitude de 1830 mm en dessous de l'entrée du tube en fonction du débit de liquide est donnée en Figure III-18. Dans cette configuration, la pression dans le bassin supérieur est de 1 bar, la température moyenne d'injection de liquide est de 26,4°C, la température de l'air est de 21,6°C. Le signal d'ouverture de la vanne est fixé à 50%. Le débit de liquide varie entre 0,370 et 0,630 kg/s. La courbe tracée en trait discontinu rouge représente la pression mesurée sur la boucle. La courbe en trait continu bleu représente la pression théorique pour un écoulement monophasique liquide à la même altitude.

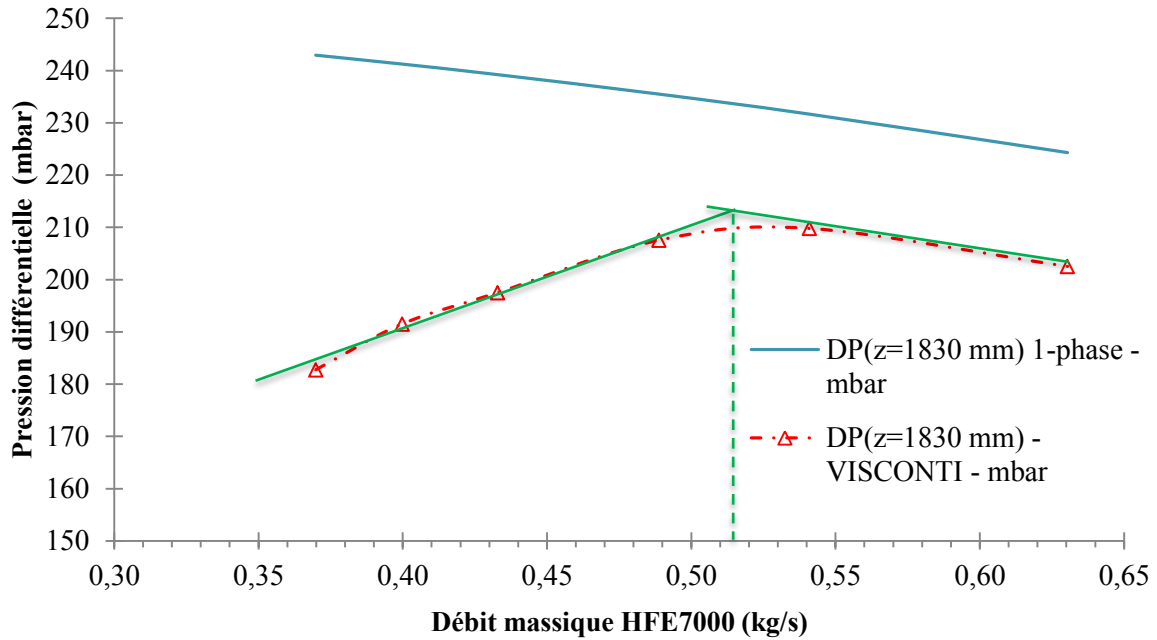


Figure III-18 : Evolution de la pression au sein du tube d'essais à une altitude de 1830 mm – signal d'ouverture de vanne VR02 de 50%.

Il apparaît sur le graphique que la pression augmente jusqu'à une valeur seuil de débit de 0,52 kg/s. Par la suite, la pression à cette altitude décroît pour des valeurs de débit supérieures, pour suivre une pente parallèle au modèle monophasique. Ceci est cohérent avec les observations faites en III.C.1 - car le tube est totalement noyé lorsque cette valeur de débit est atteinte. On observe cependant un écart entre le modèle monophasique et la pression différentielle pour un débit liquide supérieur à 0,52 kg/s. L'écoulement étant alors monophasique liquide, cet écart indique la présence d'un offset sur le capteur de mesure. L'offset sur le capteur est calculé à un débit liquide de 0,63 kg/s et est égal à 22 mbar.

D'après la Table III-4, la valeur du débit critique $\dot{m}_{crit}$ pour cet essai est de 0,50 kg/s. Cela représente une différence de 4% avec le débit seuil mesuré sur la Figure III-18. La mesure du débit critique par la mesure de hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais est donc cohérente avec le comportement de la pression au sein du tube.

Si le changement de pente est bien visible à un débit de 0,52 kg/s, la pression mesurée est de 210 mbar, soit 232 mbar avec la prise en compte de l'offset présent sur le capteur de pression. Cette valeur sera exploitée dans le paragraphe suivant.

III.C.3 - Comparaison des corrélations de déversoir adaptées à un tube cylindrique avec les résultats expérimentaux.

L'analyse que nous avons menée en III.C.2 - a montré que la détermination du débit critique peut être réalisée par la simple mesure de la hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais. Cependant, l'intérêt de cette définition est limité car elle nécessite la mesure systématique des paramètres pendant les essais.

L'objectif de cette partie est de proposer une expression analytique du débit critique en fonction de l'écart de pression aux extrémités du tube d'essais. L'intérêt de ce travail est de créer un outil de dimensionnement simple pour déterminer un entraînement minimal de vapeur dans le tube à niveau de liquide donné dans un pressuriseur: l'écart de pression à ses extrémités est imposé dans le pressuriseur, contrairement à la boucle VISCONTI.

L'étude qualitative de l'écoulement a montré que le régime de déversoir sans mouvement rotationnel est le régime majoritairement rencontré pour un écoulement avec du HFE7000 liquide. Il apparaît donc a priori possible de déterminer le débit critique en utilisant les corrélations de déversoir plan adaptées à un déversoir cylindrique.

Il convient d'abord de comparer ces corrélations de déversoir plan aux résultats expérimentaux obtenus sur VISCONTI. Nous rappelons ici les corrélations reliant le débit à la hauteur de liquide en surplomb des déversoirs plans. Le détail de ces corrélations décrites par Carlier [6] est disponible dans le chapitre I et sont rassemblées dans la Table III-6 :

Auteurs	Corrélation
Rehbock	$Q = \chi L H_e \sqrt{2gH_e}$ $H_e = H + 0,011$ $\chi = 0,403 + 0,0542 \cdot \frac{H_e}{z}$
Bazin	$Q = \chi L H \sqrt{2gH}$ $\chi = \left(0,405 + \frac{0,003}{H}\right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{H}{H+z}\right)^2\right]$
S.I.A	$Q = \chi L H \sqrt{2gH}$ $\chi = 0,410 \left(1 + \frac{1}{1000H + 1,6}\right) \left[1 + 0,5 \left(\frac{H}{H+z}\right)^2\right]$

Table III-6: Rappel des corrélations d'hydraulique fluviale pour un écoulement dans un canal au passage d'un barrage plan [6]

Ces corrélations dépendent d'une largeur de déversoir L . Dans le cadre d'un déversoir cylindrique, nous faisons l'approximation suivante : la largeur L est égale au périmètre moyen du tube d'essais. Le périmètre moyen du tube se définit en fonction de son diamètre interne D_{int} et de son épaisseur e :

$$L = \pi(D_{int} + e) \quad (III.8)$$

La corrélation de Hégly a été aussi prise en considération pour effectuer la comparaison. Cette corrélation est intéressante car elle a été déterminée dans le cadre d'un écoulement plan avec contraction latérale, ce qui est à rapprocher de la contraction observée lors d'un écoulement de liquide au passage d'un déversoir cylindrique. La Figure III-19 représente une vue de dessus des configurations d'écoulement. La représentation de gauche schématise la configuration d'un écoulement dans un canal au passage d'un déversoir plan sans contraction latérale. La représentation de droite représente un déversoir dans lequel la section de passage a été rétrécie :

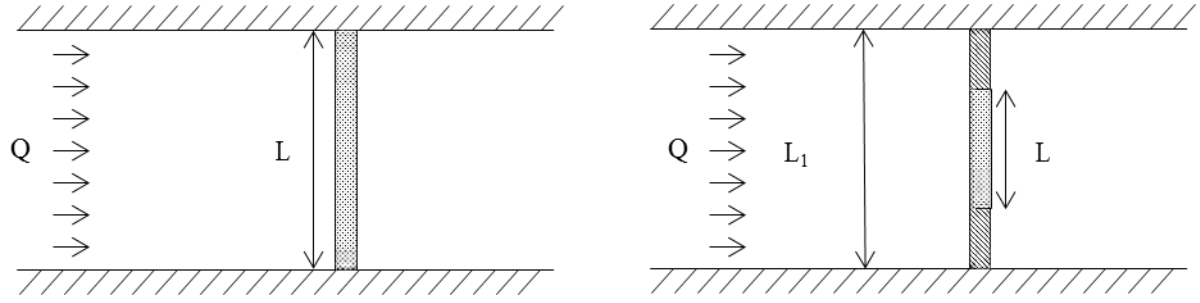


Figure III-19 : Vue du dessus d'un écoulement plan au passage d'un barrage de largeur L , avec et sans contraction latérale.

L'expression générale reliant le débit volumique d'eau Q_{vol} avec la hauteur de liquide H en surplomb du barrage est donnée en équation (I.1) dans le chapitre I. Dans le cas d'un écoulement dans un canal passant un déversoir avec contraction latérale, la corrélation de Hégly donne une expression du coefficient de contraction χ :

$$\chi_{Hégly} = \left[0,405 + \frac{0,0027}{H} - 0,03 \frac{L_1 - L}{L_1} \right] \left[1 + 0,55 \left(\frac{LH}{L_1(H + z)} \right)^2 \right] \quad (\text{III.9})$$

Dans le cadre d'un déversoir de forme circulaire vertical, la formule de Hégly est réécrite ainsi :

$$\chi_{Hégly,cyl} = \left[0,405 + \frac{0,0027}{H} - 0,03 \frac{D_{ext} - D_{int}}{D_{ext}} \right] \left[1 + 0,55 \left(\frac{D_{int}H}{D_{ext}(H + z)} \right)^2 \right] \quad (\text{III.10})$$

A partir des corrélations modifiées qui ont été présentées ici, une comparaison est réalisée avec les résultats expérimentaux en Figure III-20. Cette figure présente trois séries d'essais correspondants à trois ouvertures de vanne et différents débits de liquide injecté. Les essais avec un signal d'ouverture de vanne VR02 compris entre 70 et 100%. Les valeurs choisies de % a et de débit correspondent à des écoulements observés en entrée de tube en déversoir avec obstruction intermittente.

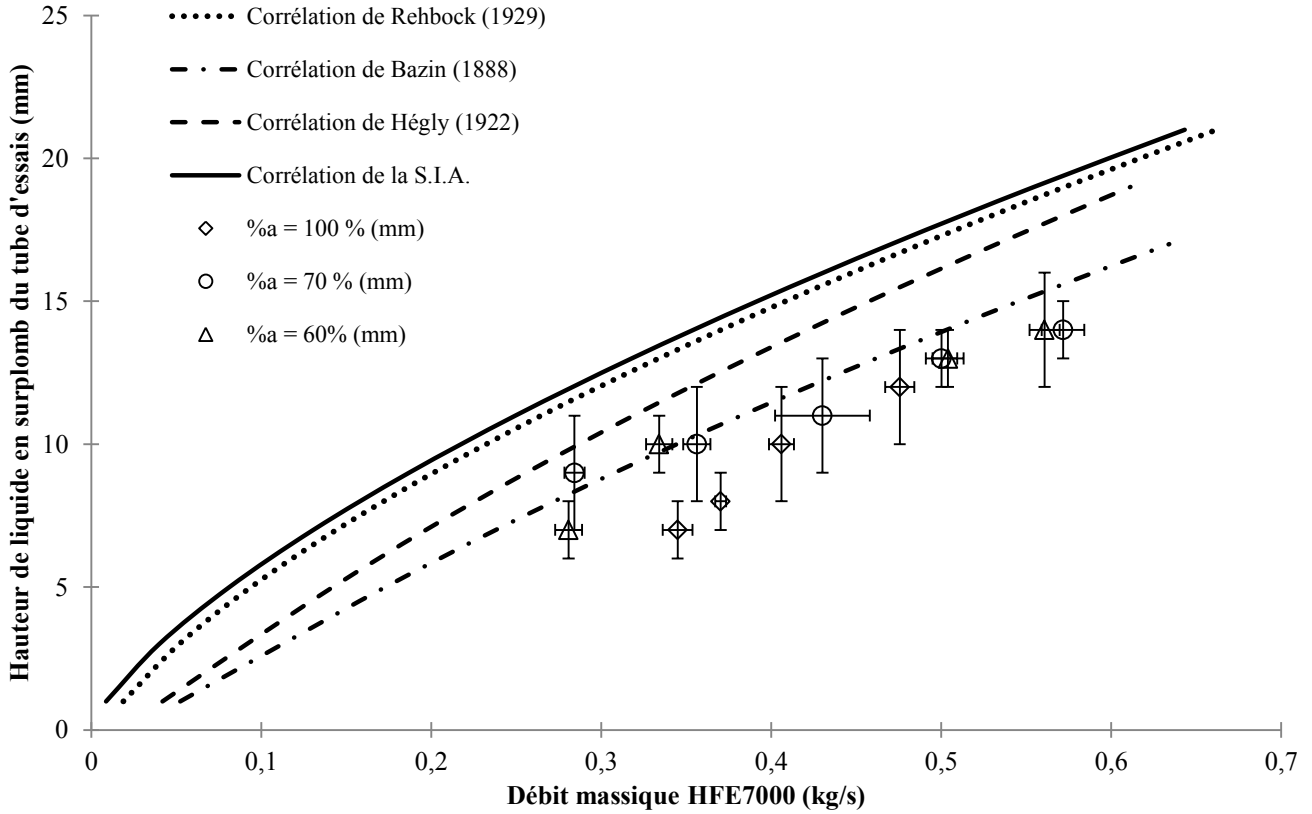


Figure III-20 : Comparaison entre les corrélations de déversoir et les résultats expérimentaux.

Comme on peut le voir sur la Figure III-20, les corrélations suivent toutes une évolution similaire, mais elles ont tendance à surestimer la hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais. Cette tendance a déjà été mentionnée dans le chapitre I. La hauteur de liquide en surplomb mesurée semble cependant suivre une évolution similaire à celle donnée par toutes les corrélations. La corrélation de Bazin semble être le meilleur point de départ afin d'établir une corrélation capable de déterminer le débit critique.

Il est alors possible, à partir de la corrélation de Bazin et du théorème de Bernoulli en monophasique, de déterminer une nouvelle définition et une expression analytique du débit critique. Le débit critique est alors la valeur de débit pour laquelle les expressions du débit selon la corrélation de Bazin et selon le théorème de Bernoulli sont égales :

$$\dot{m}_{crit} = \chi_{Bazin} \rho_l \pi (D_{int} + e) H_{crit} \sqrt{2gH_{crit}} \quad (III.11)$$

La résolution du théorème de Bernoulli telle que présentée dans l'équation ne mettant pas en valeur l'expression du débit critique, une meilleure expression du débit critique est proposée. L'équation (III.1) et (III.3) permettent d'écrire l'équation (III.12) :

$$\Delta P_{\Delta z} = \rho_l g (\Delta z + H_{crit}) - \frac{\dot{m}_{crit}^2}{2\rho_l S_{tube}^2} - \Delta P_{1-phase,c} \quad (III.12)$$

$\Delta P_{1-phase,c}$ s'écrit à partir des équations (III.4) et (III.6) :

$$\Delta P_{1-phase,c} = \frac{\dot{m}_{crit}^2}{2\rho_l S_{tube}^2} \left(\xi_{lin} \frac{\Delta z}{D_{tube}} + \xi_{aspiration} \right) \quad (III.13)$$

Les équations (III.12) et (III.13) fournissent l'expression finale du débit critique à partir du théorème de Bernoulli :

$$\dot{m}_{crit} = S_{tube} (\rho_l g (H_{crit} + \Delta z) - \Delta P_{\Delta z})^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2\rho_l}{1 + \xi_{aspiration} + \xi_{lin} \frac{\Delta z}{D_{tube}}} \right)^{1/2} \quad (III.14)$$

En connaissant l'écart de pression $\Delta P_{\Delta z}$, la résolution des équations (III.11) et (III.14) permettent de calculer le débit critique $\dot{m}_{crit}$ et la hauteur critique H_{crit} . Cette hauteur correspond à la hauteur de liquide pour laquelle le tube est totalement immergé.

La résolution des équations a été réalisée sur l'essai présenté en Figure III-18 (%a = 50%), les résultats sont présentés en Table III-7 :

	Mesuré sur les essais	Modèle	Ecart relatif
Débit critique (kg/s)	0,5	0,56	11%
Hauteur critique (mm)	14	15,3	9%

Table III-7 : Comparaison entre les valeurs critiques mesurées et les valeurs critiques du modèle.
 $T_l = 20^\circ\text{C}$, $\Delta z = 1830 \text{ mm}$, $\Delta P_{\Delta z} = 222 \text{ mbar}$, %a = 50%.

Les écarts relatifs sur les valeurs critiques sont de l'ordre de 10% sur cet essai. Ceci valide l'utilisation du modèle cité pour la détermination du débit critique.

III.D - Etude quantitative dans le tube d'essais pour un écoulement diphasique avec deux constituants.

Comme nous l'avons mentionné en introduction de ce chapitre, nous allons présenter les travaux qui ont été possibles à partir des mesures de pression dans le tube d'essais.

Cette étude a été réalisée avec une injection de HFE7000 liquide et de HFE7000 vapeur dans la section d'essais. Malheureusement, comme nous l'avons mentionné précédemment, la boucle n'a pas pu être complètement étanchéifiée. Ces essais ayant été réalisés avec une pression dans le bassin supérieur inférieure à la pression atmosphérique, une aspiration d'air est attendue. L'écoulement étudié est donc un écoulement diphasique avec du HFE7000 en phase liquide, et un mélange de HFE7000 en phase vapeur et d'air.

III.D.1 - Détermination de l'offset

Un offset est présent sur les mesures de pression le long du tube d'essais. Il convient de déterminer cet offset ainsi que l'explication de son origine avant de réaliser une étude de pression le long du tube d'essais.

La détermination de l'offset a été faite par la réalisation d'un essai dans lequel du liquide est injecté de façon à noyer le tube dans son intégralité. Le théorème de Bernoulli généralisé en monophasique tel que présenté dans les équations (III.1) à (III.7) permet de remonter à un écart de pression théorique en fonction du débit injecté. Il a alors été possible à partir de cet écart théorique de déterminer l'offset pour chacun des essais dans lesquels l'immersion complète du tube a été atteinte.

III.D.2 - Estimation de la fraction volumique globale dans le tube d'essais à partir des mesures de pression

L'objectif des paragraphes qui vont suivre est de présenter un modèle capable d'estimer la fraction volumique globale dans le tube ainsi que son évolution à partir des mesures de pressions différentielles.

III.D.2.i - Présentation du modèle à phases séparées appliqué dans le cadre de la boucle VISCONTI

Le calcul de la fraction volumique globale se fait par l'application d'un modèle à phases séparées dans le tube d'essais entre deux mesures de pression. Dans le cadre d'un écoulement diphasique vertical dans un tube, la variation de pression totale est égale à la variation de pression due à la gravité moins les pertes de pression par frottement et la variation de pression due à l'accélération (ΔP_f et ΔP_a sont positifs):

$$P(z - \Delta z) - p(z) = \Delta P = \rho_m g \Delta z - \Delta P_f - \Delta P_a \quad (\text{III.15})$$

Nous faisons l'hypothèse que la variation de pression due à l'accélération est négligeable devant la variation de pression due à la gravité: $\Delta P_a = 0$.

Le modèle à phases séparées requiert la connaissance du titre massique en vapeur x . Ce dernier est défini à partir des débits massiques de liquide et de vapeur :

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l} \quad (\text{III.16})$$

Les pertes de pression par frottement diphasique peuvent être calculées selon différents modèles : Lockart-Martinelli [7], Chisholm [8] ou Friedel [1]. Whalley [9] donne un critère de sélection de modèle de frottement. Celui-ci dépend du rapport entre la viscosité de la phase liquide et la viscosité de la phase vapeur. Pour du HFE7000 à 1 bar, ce rapport est égal à 37. Pour un rapport inférieur à 1000, Whalley [9] recommande d'appliquer la corrélation de Friedel [1] afin de calculer les pertes de pression par frottement.

Dans le cadre de la corrélation de Friedel les pertes de pression par frottement diphasique s'écrivent comme les pertes de pression par frottement monophasique liquide ΔP_{lin} pondéré par un multiplicateur diphasique ϕ_{l0} :

$$\Delta P_f = \phi_{l0} \Delta P_{lin} \quad (\text{III.17})$$

L'expression de ΔP_{lin} est la même que celle donnée en équation (III.4) et est calculé avec une masse volumique de liquide prise à l'état saturé à la pression mesurée dans le bassin supérieur. Le coefficient multiplicateur ϕ_{l0} est calculé à partir de la corrélation de Friedel :

$$\phi_{l0} = E + \frac{3,24 FK}{Fr^{0,045} We^{0,035}} \quad (\text{III.18})$$

où Fr et We sont respectivement le nombre de Froude et le nombre de Weber, fonction de la masse volumique moyenne ρ_m et de la tension de surface σ du fluide :

$$Fr = \frac{(\dot{m}_v + \dot{m}_l)^2}{g D_{int} \rho_m} \quad (\text{III.19})$$

$$We = \frac{(\dot{m}_v + \dot{m}_l)^2 D_{int}}{\rho_m \sigma} \quad (\text{III.20})$$

Les coefficients E, F et K sont donnés par les expressions suivantes :

$$E = (1 - x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{v,1-phase}}{\rho_v f_{l,1-phase}} \quad (\text{III.21})$$

$$F = x^{0,78} (1 - x)^{0,24} \quad (\text{III.22})$$

$$K = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,7} \quad (\text{III.23})$$

Les coefficients $f_{v,1-phase}$ et $f_{l,1-phase}$ sont les coefficients de frottement pariétal théorique du fluide dans le cas où la phase vapeur (respectivement liquide) circulerait seule dans le tube d'essais. Ces derniers sont calculés à partir de la corrélation de Blasius (équation (III.5)), en sachant que $\xi_{lin} = 4f_{lin}$.

En faisant l'hypothèse que le titre reste constant quelle que soit l'altitude considérée dans le tube vertical, la résolution des équations (III.15) à (III.23) est alors possible car les débits vapeur et liquide (et donc le titre) sont connus en entrée de tube. Le solveur calcule alors la valeur de ρ_m adéquate pour respecter l'écart de pression moyen ΔP mesuré. Dans ce cadre, la fraction volumique globale de vapeur est alors solution de l'équation :

$$\rho_m = \langle \alpha \rangle_V \rho_v + (1 - \langle \alpha \rangle_V) \rho_l \quad (\text{III.24})$$

III.D.2.ii - Application du modèle dans le cadre d'un essai à ouverture de vanne VR02 variable

Le modèle présenté précédemment a été appliqué dans un essai à débit constant et avec une ouverture de vanne VR02 variable. Durant cet essai, le débit de liquide injecté est de 0,5 m³/h, la pression dans le bassin supérieur est de 0,9 bar. La température du liquide injecté est de 17,2°C, la température d'injection vapeur est de 43,3°C. L'ouverture de vanne VR02 en sortie de tube varie entre 30 et 50%.

La fraction volumique globale de vapeur est alors calculée entre chaque mesure de pression différentielle le long du tube et est représentée dans le graphique en barres en Figure III-21. Chaque couleur correspond à une ouverture de vanne fixe %a :

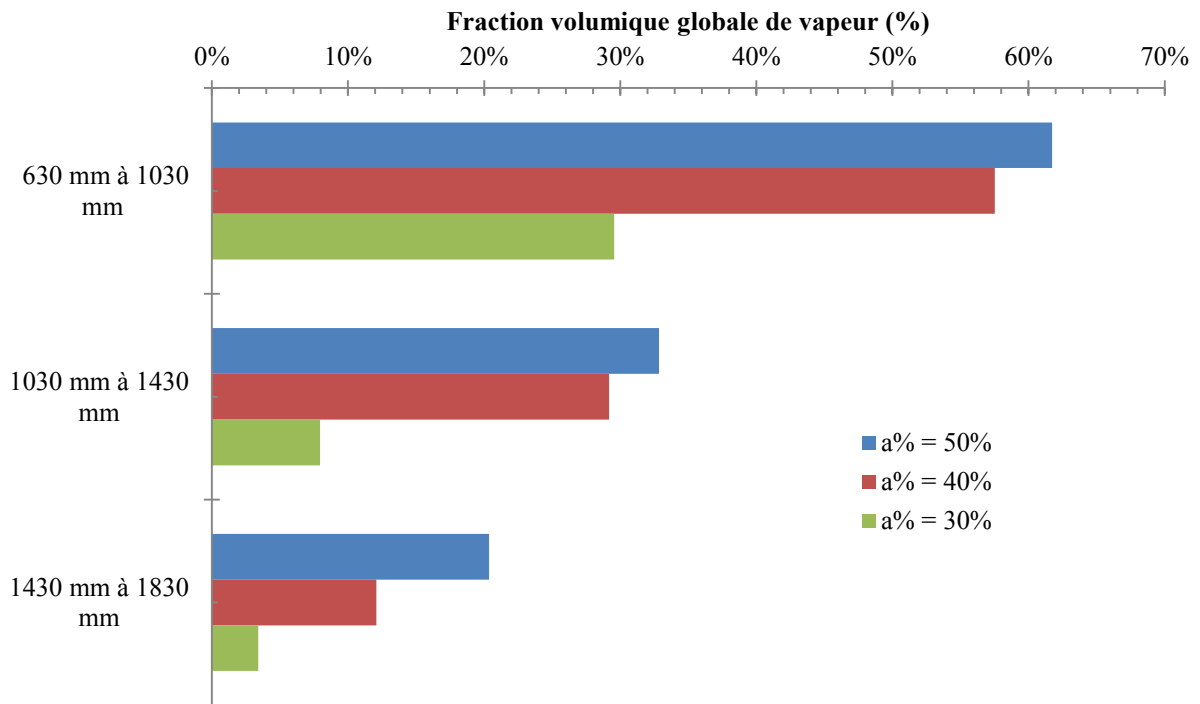


Figure III-21 : Fraction volumique globale de vapeur par tronçon. $Q_l = 0,50 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_l = 15^\circ\text{C}$

Comme nous pouvons l'observer sur cette figure, la fermeture de la vanne influence la valeur de la fraction volumique globale dans les tronçons. Plus le signal d'ouverture de vanne est faible, plus la valeur la fraction volumique diminue. Une diminution progressive de la fraction volumique est également observée le long du tube pour chacun des essais. Ceci peut impliquer une condensation de la phase vapeur au contact du liquide sous refroidi ou une variation du rapport de vitesse entre les deux phases le long du tube.

La cohérence des résultats théoriques peut être vérifiée par analyse d'images par caméra rapide comme le montre la Figure III-22. Cette figure montre les prises de vue enregistrées par caméra rapide à des altitudes de 898 et 1525 mm en dessous de l'entrée du tube.

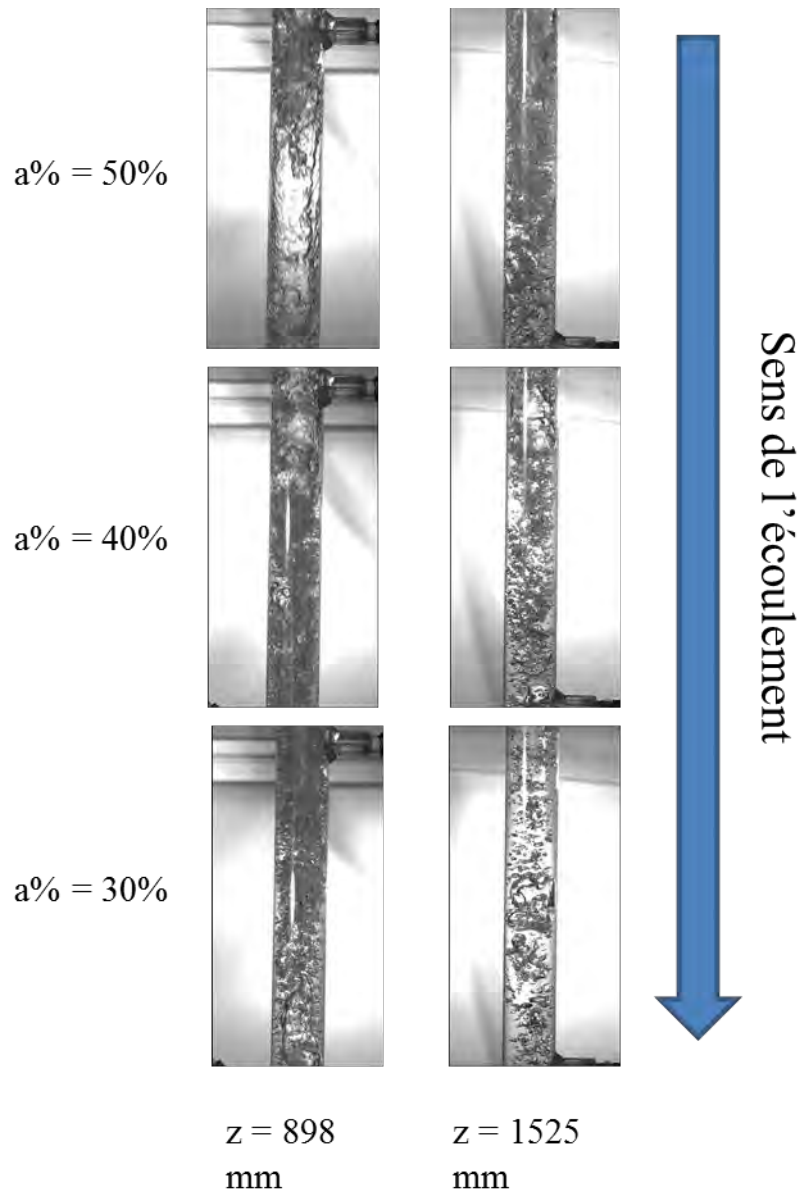


Figure III-22 : Analyse d'images pour estimation de la fraction volumique globale de vapeur. Prises de vues à $z = 898$ mm et $z = 1525$ mm.

Comme nous pouvons le voir sur la Figure III-22, la présence de la phase liquide augmente avec la diminution de l'ouverture de vanne, ce qui est cohérent avec les évolutions présentées en Figure III-21. Il n'est cependant pas possible de déterminer la fraction volumique globale vapeur dans le tube d'essais avec la simple prise de vue par caméra rapide, pour les raisons que nous avons évoquées en III.B.4 -.

III.D.3 - Influence de l'ouverture de vanne en sortie de tube d'essais

Ouverture de vanne VR02 constant et débit variable

Il a été vu que l'influence de l'ouverture de la vanne en sortie de tube a une influence sur l'évolution de l'écoulement. Cette étude vérifie si le comportement de la hauteur de surplomb en fonction du débit de liquide injecté est similaire à celui observé lorsque l'écoulement est en HFE7000 liquide/air. Cette étude reprend le même principe que celle présentée en III.C.1 - pour un écoulement sans condensation. L'évolution de l'écoulement diphasique a été étudiée dans le paragraphe précédent à travers l'étude de la fraction volumique globale au sein du tube d'essais.

La Figure III-23 illustre l'influence de l'ouverture de vanne VR02 en sortie de tube. Sur cette figure, le débit d'injection du liquide est de 0,7 m³/h à 2,1 m³/h dans la section d'essais à ouverture de vanne VR02 fixe. La hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais est mesurée. Le régime d'écoulement dans le tube à une altitude de 898 mm en dessous de l'entrée du tube est également noté.

Dans cette campagne d'essais, la pression dans le bassin supérieur est de 0,9 bar. La température du liquide injecté est de 17,2°C, la température d'injection vapeur est de 43,3°C. Six gammes d'essais ont été réalisées, dans lesquelles l'ouverture de vanne VR02 en sortie de tube varie entre 40 et 100%.

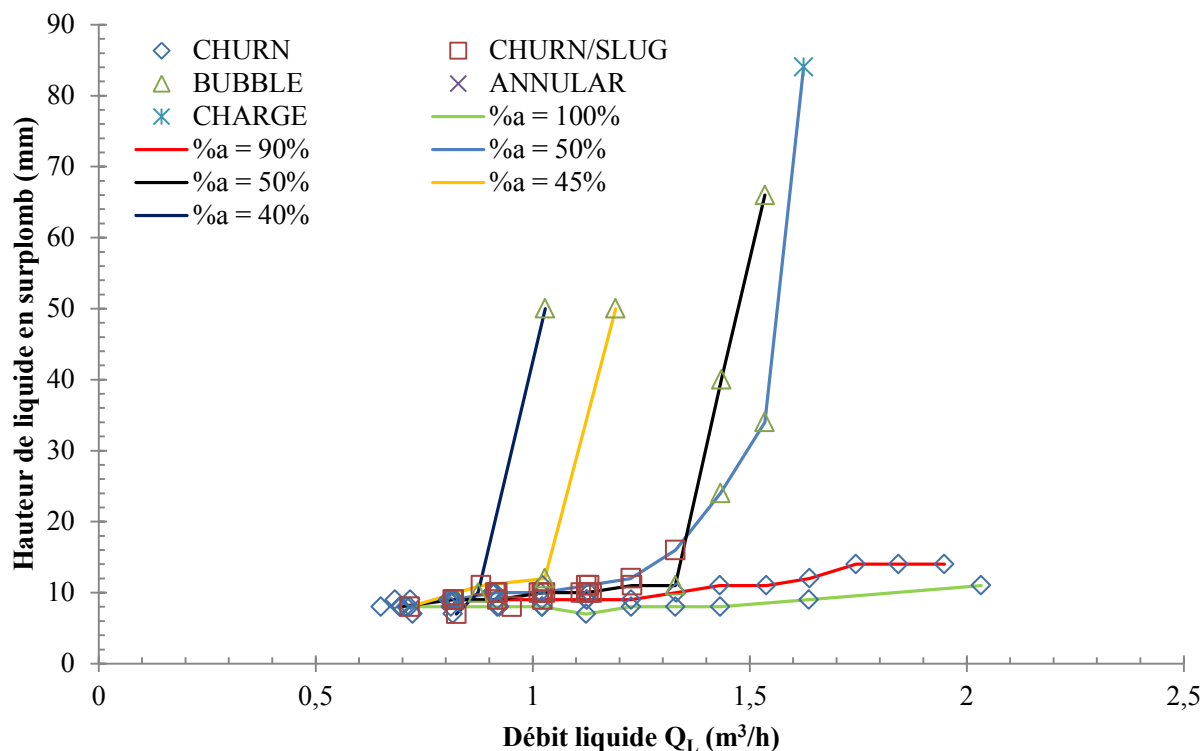


Figure III-23 : Influence de l'ouverture de vanne VR02 sur les régimes d'écoulement à une altitude de 898 mm en dessous de l'entrée du tube en fonction du débit de liquide injecté. Etude pour un écoulement diphasique avec du HFE7000 en phase liquide et un mélange HFE7000/air en phase gaz.

Les observations qui ont été faites en III.C.1 - sont également valables pour les essais décrits ici. On constate une augmentation progressive de la hauteur du liquide en surplomb avec l'augmentation du débit, puis une augmentation brusque de cette hauteur pour les gammes d'essais dont les ouvertures de vanne sont faibles.

Pour des hauteurs de liquide en surplomb faibles, les régimes d'écoulement sont de type agité/à poches et à poches. Lorsque la hauteur de liquide en surplomb augmente brusquement, les écoulements à bulles sont majoritaires, jusqu'à obtenir un écoulement monophasique liquide. Le régime monophasique est peu représenté sur la Figure III-23 à cause de la grande sensibilité de la hauteur en surplomb au débit de liquide lorsque le tube est noyé : de très faibles variations de débit de liquide provoquent le noyage complet de la section d'essais et rendent la lecture de hauteur impossible. Le régime d'écoulement annulaire n'a pas été observé dans la gamme de débit balayée.

Il est également nécessaire de noter que l'essai avec un signal d'ouverture % a de 50% a été réalisé deux fois. Une dispersion non négligeable est obtenue, avec par exemple un écart sur la valeur du débit critique entre ces deux essais d'environ 8%. Cet écart reste cependant acceptable compte-tenu de la complexité de la boucle expérimentale et du nombre important de paramètres influençant les résultats (température ambiante, température d'injection de la phase liquide et de la phase vapeur, débit d'injection, pression dans le bassin supérieur, etc.).

Débit liquide constant et ouverture de vanne VR02 variable

Une étude plus directe de l'influence de l'ouverture de vanne en sortie de section d'essais a été réalisée. Dans le cas présenté en Figure III-24, quatre séries d'essais ont été réalisées avec un débit d'injection constant et une ouverture de vanne variable. De la même manière que précédemment, la hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais est mesurée et le régime d'écoulement dans le tube à une altitude de 898 mm en dessous de l'entrée du tube est noté. La gamme d'ouverture de vanne a été adaptée pour chacune des séries en fonction de l'écoulement observé et de la hauteur de liquide en surplomb. La pression dans le bassin supérieur est de 0,9 bar. La température du liquide injecté est de 17,2°C, la température d'injection vapeur est de 43,3°C.

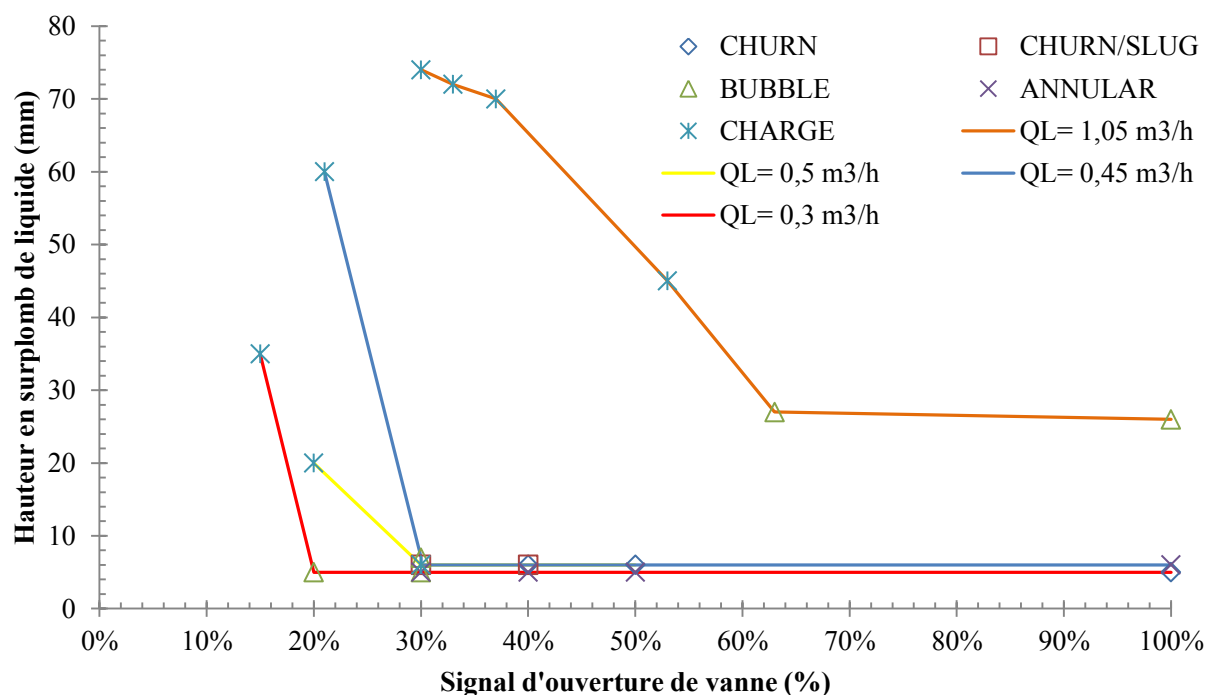


Figure III-24 : Influence de l'ouverture de vanne VR02 sur les régimes d'écoulement à une altitude de 898 mm en dessous de l'entrée du tube pour différents débits de liquide. Etude pour un écoulement diphasique avec du HFE7000 en phase liquide et un mélange HFE7000/air en phase gaz.

L'ouverture de vanne joue un rôle important pour des débits faibles (compris entre 0,3 et 0,5 m³/h). Lorsque celle-ci augmente, la pression en sortie de tube diminue. Comme on le constate sur la Figure III-24, lorsque l'ouverture est suffisamment importante, la hauteur de liquide en surplomb du tube reste constante à 5 mm.

Le régime d'écoulement observé au sein du tube d'essais est cependant différent selon l'ouverture de vanne. Pour un débit de liquide de 0,45 m³/h, l'écoulement est en charge à 20% d'ouverture, puis devient un écoulement agité/à poches entre 30 et 50% d'ouverture de vanne. Lorsque l'ouverture augmente à 100%, l'écoulement devient annulaire. L'observation des régimes d'écoulement étant réalisée à une altitude fixe de 898 mm, le paramètre ayant varié est l'altitude de démarcation entre le régime d'écoulement annulaire et le régime agité/à poches. Lorsque l'ouverture de vanne augmente, la démarcation se trouve à une altitude plus proche de la sortie de tube.

Pour la gamme d'essais avec un débit d'injection liquide de 1,05 m³/h, la diminution de hauteur suit une tendance similaire, mais la hauteur de surplomb finale est plus élevée. Le débit liquide est trop important pour que le liquide s'écoule simplement sur les parois du tube et obtenir un écoulement annulaire jusqu'à 898 mm.

III.D.4 - Aspiration de la vapeur dans le tube d'essais en fonction du débit injecté

Un paramètre important dans le pressuriseur développé par DCNS est le débit de vapeur aspiré dans les jambes de retour. Dans ce cadre, il est intéressant de déterminer la quantité de vapeur aspirée dans le tube d'essais en fonction des conditions opératoires. Cette étude permettrait la création d'abaques pouvant déterminer la quantité de vapeur aspirée en fonction des conditions opératoires.

Six séries d'essais ont été réalisées dans cette optique. Durant ces d'essais, l'ouverture de la vanne VR02 est constante, et le débit d'injection du liquide varie entre 0,7 et 1,32 m³/h. La pression dans le bassin est de 0,9 bar, la température liquide est de 17,2°C, et la température de la vapeur est de 44°C.

La Figure III-25 illustre l'évolution du débit de vapeur injecté dans la section d'essais en fonction du débit de liquide injecté. Il faut noter que les débits de vapeur supérieur à 6 m³/h ne sont pas représentatifs du débit réel de vapeur injectée, la mesure se situant en dehors de la gamme du débitmètre vapeur. La zone hors gamme est représentée en bleu sur la Figure III-25. .

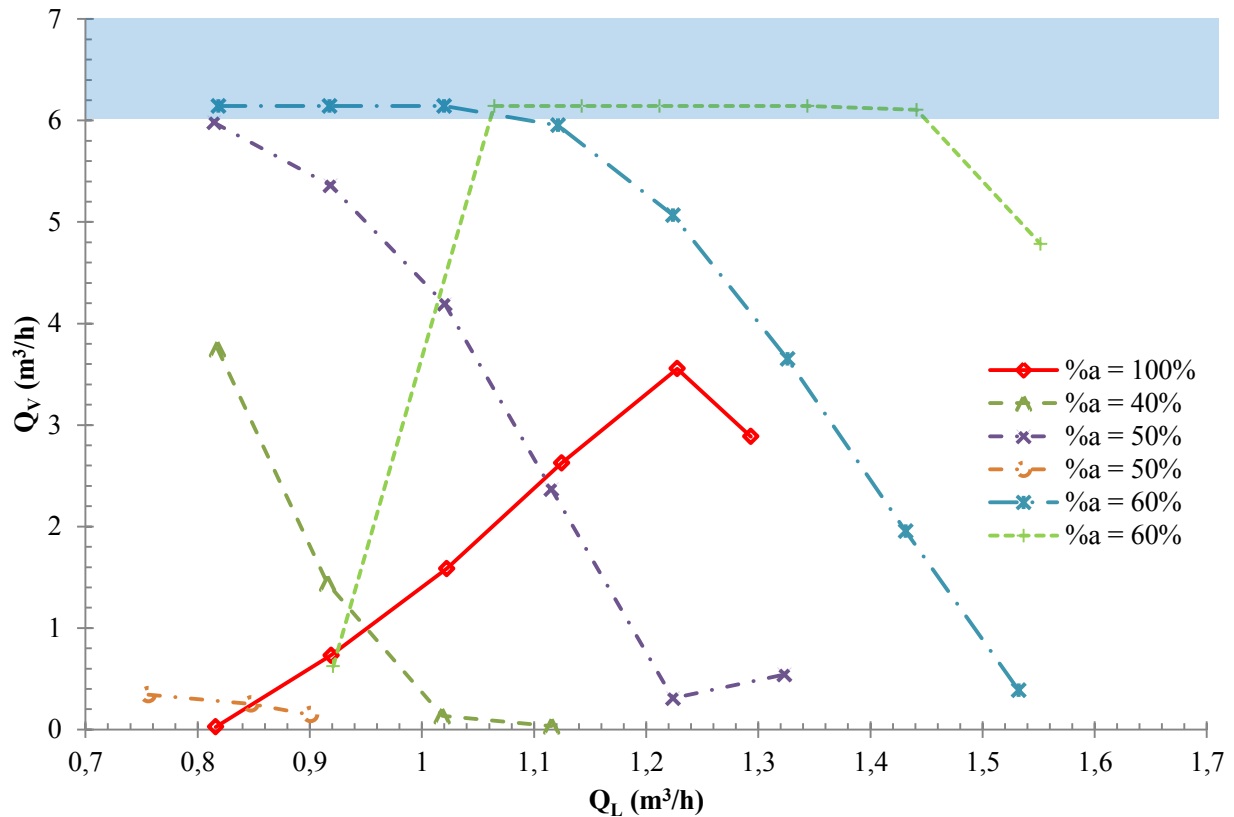


Figure III-25 : Débit de vapeur aspirée en fonction du débit de liquide injectée à ouverture de vanne constante.

Comme on peut le constater sur la Figure III-25, il n'y a pas de tendance réelle qui se dégage des essais. Ceci est dû à la sensibilité de l'injection vapeur à de nombreux paramètres telle que la température d'injection liquide ou la pression opératoire dans la section d'essais. La reproductibilité des essais pour la valeur de hauteur de liquide en surplomb du tube est correcte mais le débit de vapeur est sensible aux faibles variations sur les conditions opératoires.

Par ailleurs, on peut noter que certains points se trouvent en dehors de la gamme du débitmètre vapeur. La gamme du débitmètre a été déterminée sur l'hypothèse d'une vitesse de vapeur inférieure ou égale à la vitesse liquide en entrée de tube. Cette hypothèse est manifestement fautive et indique que la vapeur entre à une vitesse supérieure.

III.E - Sous-refroidissement liquide : étude d'un essai de référence avec condensation complète de la phase vapeur dans le tube d'essais

L'intérêt principal de cet essai réside dans l'obtention de mesures permettant de servir de comparaison avec une simulation avec condensation de la vapeur. Cet essai a été réalisé en surpression au niveau de la section d'essais car l'obtention d'une étanchéité parfaite sur la boucle d'essais n'a pas été possible. A cause des pertes de fluide engendrées par un tel essai, seul cet essai a été réalisé.

Par ailleurs, les outils d'analyse ayant été mis en place dans les parties précédentes seront testés afin de vérifier leur applicabilité avec un essai dans lequel la condensation de la phase vapeur est complète.

En outre, la condensation de la vapeur étant complète, il sera également possible de comparer le débit de vapeur mesuré avec le débit de vapeur condensé calculé par bilan enthalpique.

III.E.1 - Conditions de l'essai

Lors de cet essai, la température d'injection du liquide est de $35,4^{\circ}\text{C}$, la température d'injection de la vapeur est de $36,2^{\circ}\text{C}$. Le choix de ces températures a été fait afin d'obtenir une pression dans le bassin supérieur de 1,09 bar. Cette pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique permet d'éviter l'aspiration d'air dans la boucle d'essais. Dans ces conditions, l'écoulement diphasique observé est bien un écoulement avec un seul constituant : la phase vapeur et la phase liquide sont constitués du même fluide. Le signal d'ouverture de la vanne en sortie est de 27,5%. Le débit d'injection du liquide est de $0,52 \text{ m}^3/\text{h}$.

III.E.2 - Analyse qualitative de l'écoulement dans la section d'essais

Les régimes d'écoulement pour cet essai sont présentés en Figure III-26 :

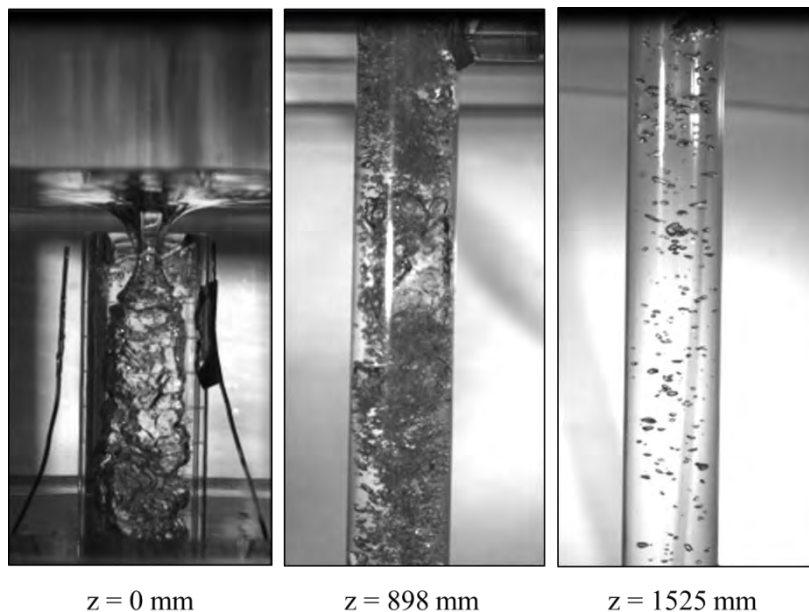


Figure III-26 : Régimes d'écoulement observés le long du tube d'essais pour l'essai de référence.

L'écoulement observé en entrée de tube est un écoulement de type déversoir intermittent. La hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais est de $9 \pm 1 \text{ mm}$.

L'écoulement observé à 898 mm de l'entrée du tube est un écoulement de type chaotique/à poches (churn/slug flow), dans laquelle les géométries de poches sont très déformées et de petite taille.

L'écoulement observé à 1525 mm de l'entrée de tube est un écoulement à petites bulles dont la distribution spatiale n'est pas fixe, comme nous l'avons mentionné en III.B.2.ii -.

Il faut également noter qu'en sortie de tube, c'est-à-dire à 2500 mm de l'entrée du tube, l'écoulement est monophasique liquide. La condensation de la vapeur est donc complète.

III.E.3 - Etude de l'évolution de la fraction volumique globale vapeur par la corrélation de Friedel

Le calcul de la fraction volumique globale vapeur est possible via la corrélation de Friedel que nous avons présentée en III.D.2.i - (équations (III.15) à (III.23)). L'évolution de la fraction volumique globale avec l'altitude dans le tube d'essais est donnée en Figure III-27.

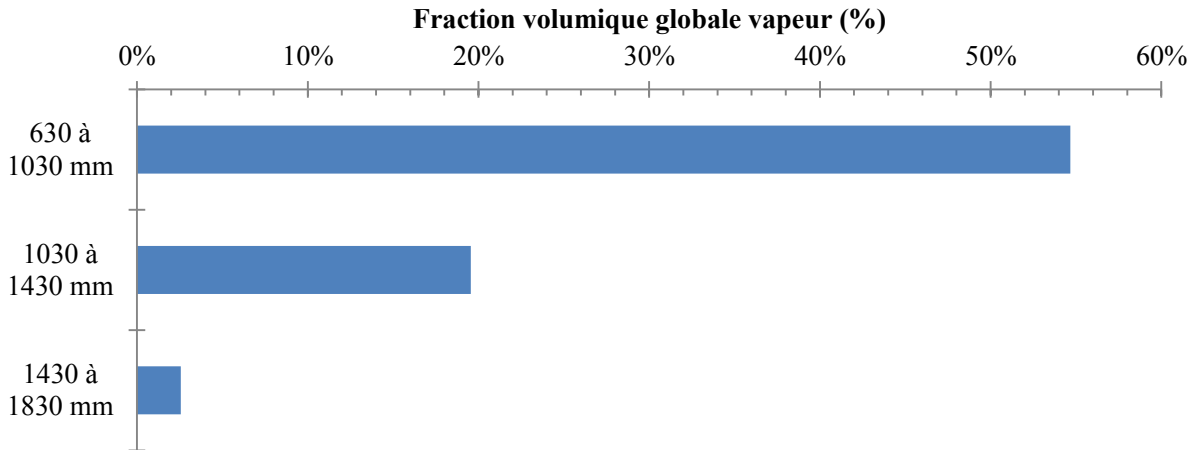


Figure III-27 : Evolution de la fraction volumique globale vapeur dans le tube d'essais pour l'essai de référence.

L'évolution de la fraction volumique globale calculée par la corrélation de Friedel semble suivre la tendance observée sur les prises de vues données en Figure III-26. Cette évolution sera par la suite comparée aux résultats numériques obtenus par simulation. Il reste cependant difficile de conclure quant à la propension du modèle à sous-estimer ou à surestimer la fraction volumique globale de vapeur, cette dernière n'étant pas disponible par caméra rapide. Comme mentionné précédemment, la mesure du taux de vide sur la boucle VISCONTI nécessite l'ajout d'outils d'analyse supplémentaires qui nécessitent d'importantes modifications de la boucle d'essais.

III.E.4 - Comparaison entre le débit de vapeur mesuré et le débit de vapeur condensé calculé par bilan enthalpique

L'objectif de ce paragraphe est de comparer le débit de vapeur mesuré durant cet essai avec le débit de vapeur condensé calculé par bilan enthalpique. L'intérêt de ce calcul est de déterminer s'il est possible de calculer analytiquement le débit de vapeur à partir des conditions imposées.

Le débit de vapeur injecté $\dot{m}_{vap}$ peut être divisé en deux contributions, le débit de vapeur aspiré dans le tube d'essais $\dot{m}_{asp}$ et le débit de vapeur condensé en surface libre $\dot{m}_{SL}$:

$$\dot{m}_{vap} = \dot{m}_{asp} + \dot{m}_{cond,SL} \quad (III.25)$$

Dans le cas présent $\dot{m}_{asp}$ correspond aussi bien à un débit de condensation dans le tube d'essais que le débit de vapeur aspirée dans le tube d'essais.

$$\dot{m}_{asp} = \dot{m}_{cond,tube} \quad (III.26)$$

En considérant le tube d'essais comme volume de contrôle et en faisant l'hypothèse de pertes thermiques négligeables, le bilan enthalpique sur le volume de contrôle s'écrit ainsi, en régime stationnaire :

$$\varphi_{tot,entrée} = \varphi_{tot,sortie} \quad (III.27)$$

$\varphi_{tot,entrée}$ est le flux total en entrée de tube, $\varphi_{tot,sortie}$ est le flux total en sortie de tube. Le flux total d'enthalpie en entrée de tube est écrit ainsi :

$$\varphi_{tot,entrée} = \dot{m}_l h_{l,entrée} + \dot{m}_{asp} h_{v,entrée} \quad (III.28)$$

L'enthalpie du liquide en entrée de tube $h_{l,entrée}$ dépend de la pression et de sa température $T_{l,entrée}$. En faisant l'hypothèse que la pression ne varie pas localement, l'enthalpie $h_{l,entrée}$ se calcule avec la chaleur spécifique du liquide Cp_l et de la température $T_{l,entrée}$. L'enthalpie de la vapeur en entrée de tube $h_{v,entrée}$ dépend également de ces valeurs, mais aussi de la chaleur latente de vaporisation L_v et de la chaleur nécessaire au refroidissement de la vapeur à la température de saturation :

$$h_{l,entrée} = Cp_l T_{l,entrée} \quad (III.29)$$

$$h_{v,entrée} = Cp_l T_{sat} + L_v + Cp_v (T_v - T_{sat}) \quad (III.30)$$

Sachant que la vapeur est totalement condensée en sortie de tube, le flux total en sortie de tube s'écrit ainsi :

$$\varphi_{tot,sortie} = (\dot{m}_l + \dot{m}_{asp}) h_{l,sortie} \quad (III.31)$$

L'enthalpie en sortie s'écrit ainsi :

$$h_{l,sortie} = Cp_l T_{l,sortie} \quad (III.32)$$

L'égalité des flux (III.27) conduit ainsi au bilan enthalpique suivant :

$$\begin{aligned} \dot{m}_l Cp_l (T_{l,sortie} - T_{l,entrée}) \\ = \dot{m}_{asp} (Cp_l (T_{sat} - T_{l,sortie}) + L_v + Cp_v (T_v - T_{sat})) \end{aligned} \quad (III.33)$$

La résolution des équations (III.26) et (III.33) permet de calculer le débit de vapeur condensé dans le tube d'essais. Les températures mesurées et les propriétés physiques nécessaires au calcul du débit de vapeur aspiré sont données en Table III-8.

Grandeur physique	Unité	
P	bar	1,09
$\dot{m}_l$	kg/s	0,20
L_v	kJ/kg	142
Cp_l	kJ/kg.K	1,331
Cp_v	kJ/kg.K	0,888
$T_{l,sortie}$	°C	36,1
$T_{l,entrée}$	°C	35,2
T_v	°C	36,1
T_{sat}	°C	37,4

ρ_l	kg/m ³	1371
ρ_v	kg/m ³	8,23

Table III-8 : Mesures de températures lors de l'essai et propriétés physiques du HFE7000 à la pression de consigne [10].

Le débit de vapeur aspiré calculé par le bilan enthalpique (III.33) est de 1,76 g/s, soit 0,77 m³/h. Cette valeur peut être comparée à la valeur de débit vapeur mesurée sur la boucle VISCONTI. Cette dernière est égale à 0,59 m³/h. Il y a donc un écart de 30% entre la valeur calculée et la valeur mesurée.

Cet écart s'explique par les incertitudes de mesure et des faibles écarts de température considérés. La principale source d'incertitude de mesure dans le cas présent se trouve au niveau des thermocouples. L'incertitude de mesure de température $U(T_{TC})$ est de 0,2°C sur les thermocouples. Or, la différence de température entre $T_{l,entrée}$ et $T_{l,sortie}$ dans cet essai de référence est de 0,9°C. Cela conduit à une incertitude de 0,4°C, soit 44%. Pour cet essai, il y a une grande sensibilité du débit de vapeur calculé à cause de la précision de mesure sur les thermocouples.

A l'heure actuelle, les mesures de température ne permettent pas de déterminer un débit de vapeur par bilan enthalpique avec précision. Elles permettent cependant une estimation de ce débit. Il serait intéressant de réaliser un essai avec un sous-refroidissement liquide plus important. Cet essai n'a malheureusement pas pu être réalisé en raison des fuites présentes sur la boucle d'essais et de l'incapacité du générateur de vapeur à fournir une quantité de vapeur suffisante en surpression.

III.F - Synthèse et analyse critique de la boucle d'essais VISCONTI

Plusieurs essais ont été effectués sur la boucle VISCONTI, selon plusieurs campagnes qui ont été décrites en première partie. La synthèse des résultats de la boucle est proposée ici afin de réaliser une analyse critique du dispositif et de donner des pistes d'améliorations de la boucle VISCONTI.

III.F.1 - Synthèse des résultats

Une étude qualitative de l'écoulement par caméra rapide a été réalisée dans un premier temps afin de décrire les écoulements diphasiques dans la section d'essais VISCONTI. Cette description a été effectuée en entrée et au sein du tube. Cinq régimes d'écoulement diphasiques ont été identifiés en entrée de tube : déversement en film tombant, "déversoir noyant", écoulement en vortex, et écoulement en tube noyé avec aspiration intermittente de vapeur par vortex. L'évolution de l'écoulement en fonction du débit de liquide injecté dans une géométrie figée est ensuite donnée. Il apparaît que les transitions de régimes d'écoulement vers les régimes de vortex ne sont pas clairement définies, mais permettent malgré tout de proposer une première définition du « débit critique », qui définit la valeur de débit liquide pour laquelle le tube est totalement noyé. Par la suite, l'étude qualitative a permis l'identification de cinq régimes d'écoulement au sein du tube d'essais : régime annulaire en film tombant, régime à poches de vapeur et à bulles, régime agité, régime à petites bulles, régime monophasique liquide. L'étude a montré qu'il existe des différences structurelles entre les écoulements observés sur la boucle VISCONTI et les écoulements décrits dans la littérature scientifique. L'étude qualitative s'est poursuivie par la mise en lumière du lien entre les écoulements en entrée de tube et les écoulements au sein du tube d'essais. Elle s'est conclue sur la description d'une méthode d'analyse de vitesses verticale de vitesses dans le tube d'essais. Cette méthode d'analyse par caméra rapide n'est cependant pas infaillible et il a été nécessaire de proposer une critique de cette mesure.

La deuxième partie de l'étude s'est attachée à la définition du débit critique proposée durant l'analyse qualitative. La définition donnée pendant cette dernière présentait deux désavantages conséquents : elle était subjective et ne dépendait pas de l'écart de pression entre l'entrée et la sortie de tube. L'écart de pression est en effet un paramètre d'influence dans l'écoulement diphasique, ce qui a été mis en valeur pendant cette partie. Afin de proposer une meilleure définition du débit critique, une nouvelle expression analytique a été construite à partir d'une des corrélations de déversoir plan adaptée pour un déversoir cylindrique. Cette corrélation a été couplée avec l'expression du débit liquide dans le tube d'essai via le théorème de Bernoulli. Le choix de la corrélation de déversoir a été réalisé par comparaison des résultats expérimentaux avec la théorie pour quatre corrélations de déversoirs différentes. Le modèle analytique a ensuite été appliqué sur un essai expérimental et a obtenu de bons résultats (écart à 10%).

Une étude quantitative de l'écoulement dans le tube d'essais a ensuite été faite pour un écoulement HFE7000 liquide avec un mélange gazeux constitué de HFE7000 et d'air. La présence de HFE7000 vapeur induit une condensation de ce dernier au contact de ce liquide, mais la certitude d'une condensation complète n'est pas possible en présence d'air dans la phase vapeur. Cet air est aspiré dans la boucle à cause de la présence de fuites sur la boucle d'essais, ces dernières n'ayant pu être toutes identifiées. Le calcul d'un offset présent sur les mesures de pression a d'abord été réalisé afin de corriger les mesures. Les mesures de pressions ont ensuite permis d'être exploitées afin de déterminer une fraction volumique globale dans le tube d'essais sur différents tronçons. Cette détermination a été réalisée via le modèle de Friedel. Si les prises de vues ne permettent pas de valider les valeurs de fraction volumique globale obtenues par la méthode, les résultats obtenus semblent suivre la tendance observée par caméra rapide. Par la suite, l'influence de la pression en sortie de tube d'essais est étudiée afin de vérifier le comportement de l'écoulement en entrée de tube. Il apparaît que l'évolution générale de l'écoulement en entrée de tube d'essais est la même que pour un écoulement sans changement de phase. Une étude sur l'aspiration de la vapeur en entrée de tube en fonction du débit liquide et de la pression en sortie de tube est ensuite réalisée, mais il n'y a pas de tendance qui se dégage des résultats obtenue.

Les outils d'analyse qui ont été mis en place dans les trois premières parties sont ensuite exploités dans un essai de référence effectué en surpression, dans lequel la présence d'air est exclue et la condensation de la phase vapeur complète. Les outils mis en place permettent de déterminer les régimes d'écoulement dans la section d'essais et d'évaluer la fraction volumique globale dans le tube d'essais par tronçon. En plus des outils d'analyse proposés, une comparaison entre débit de vapeur mesuré et débit de vapeur calculé est effectuée. Ce calcul est réalisé par bilan enthalpique pour un écoulement diphasique. Il apparaît que le faible sous-refroidissement liquide, couplé aux incertitudes de mesure de température par thermocouple ne permettent de calculer analytiquement le débit de vapeur injecté dans le tube d'essais. Une estimation reste toutefois possible.

III.F.2 - Analyse critique et pistes d'améliorations de la boucle d'essais VISCONTI

La synthèse des résultats a mis en lumière la capacité de la boucle VISCONTI à réaliser une étude qualitative de l'écoulement diphasique dans un tube d'essais partiellement immergé. Cependant, l'analyse quantitative peut être améliorée de multiples manières.

Elimination des incondensables

La présence d'incondensables représente un problème majeur dans la boucle VISCONTI. Ces incondensables ont pu être chassés par la mise en surpression de la boucle, mais au prix d'un sous-

refroidissement liquide faible. Le sous-refroidissement faible ne permet pas de calculer le débit de vapeur entrant dans le tube d'essais par bilan enthalpique.

Afin de pouvoir réaliser une étude à sous-refroidissement liquide important, la détermination et la réparation des fuites est indispensable pour réaliser une étude en changement de phase à un constituant. Cette détermination est cependant difficile à cause de la grande volatilité du HFE7000.

Redimensionnement du générateur de vapeur

L'obtention de la surpression dans le tube d'essais a été réalisée en sous-refroidissant le liquide au minimum (sous-refroidissement de 2,2°C). Pour des sous-refroidissements plus importants, la pression dans le ciel vapeur de la section d'essais VISCONTI était inférieure à la pression atmosphérique, provoquant l'aspiration de l'air dans la section d'essais. Le générateur de vapeur n'était pas capable d'approvisionner suffisamment la section d'essais en vapeur afin d'obtenir une surpression.

Une augmentation de la puissance du générateur de vapeur est nécessaire afin de pouvoir effectuer des essais en surpression et à sous-refroidissement important.

Redimensionnement du débitmètre vapeur

Sur les nombreux essais effectués, peu ont pu mesurer effectivement le débit de vapeur injecté. Il apparaît que le débit de vapeur injecté a souvent été en dehors de la plage de mesure du débitmètre vapeur. Le débit vapeur était souvent trop important pour pouvoir être mesuré. La technologie de débitmètre employé permettait de mesurer les débits de vapeur faible, mais pas les débits élevés

Une augmentation de la plage de mesure du débitmètre vapeur est nécessaire. L'augmentation doit être réalisée par l'emploi d'un deuxième débitmètre en série sur la ligne d'apport vapeur ou le remplacement par un débitmètre de type Coriolis.

Analyse de vitesses dans la section d'essais

L'analyse de vitesses peut être réalisée par caméra rapide, comme l'a montré ce chapitre. Cependant, cette dernière est réalisée avec une dégradation de l'information : l'analyse par caméra rapide est une projection en deux dimensions d'un écoulement en trois dimensions. Une méthode d'analyse de vitesse adaptée serait une analyse de vitesse réalisant un suivi de particule par vélocimétrie laser. Cette analyse reste cependant locale et ne peut être réalisée sur l'intégralité de la section d'essais. L'analyse doit être réalisée sur un écoulement bien défini avec peu de structures de gaz.

Une analyse de la vitesse par vélocimétrie laser en entrée de tube est proposée. Elle permettrait de vérifier le comportement du fluide pour un écoulement bien défini.

Analyse de la fraction volumique globale dans le tube d'essais

L'analyse quantitative de la fraction volumique par caméra rapide est impossible. La meilleure solution est de déterminer la fraction surfacique locale. Cette mesure peut être faite en utilisant une méthode non intrusive. Cette détermination peut être réalisée à diverses altitudes afin de suivre l'évolution de la fraction surfacique locale

Afin de pouvoir réaliser une mesure de la fraction volumique dans le tube d'essais de manière non intrusive, une mesure par tomographie à différentes altitudes dans le tube d'essais est proposée.

III.G - Références bibliographiques

- [1] **Friedel, L. (1979)** - Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow - *European two-phase flow group meeting*, issue E2.
- [2] **Binnie, A. M. (1938)** - The use of a vertical pipe as an overflow for a large tank - *Proceedings of the Royal Society of London*, issue 933, volume 168 - p. 219-237.
- [3] **Usui, K., and Sato, K. (1989)** - Vertically downward two-phase flow. (I). Void distribution and average void fraction - *Journal of Nuclear Science and Technology*, issue 7, volume 26 - p. 670-680.
- [4] **Melot, V., and Errien, B. (2013)** - Passive device for controlling pressure in an enclosure, enclosure and associated equipment -, issue WO 2013/037747 A1.
- [5] **Idel'cik, I. E. (1969)** - Memento des pertes de charge - Coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement - *Eyrolles*, volume 1.
- [6] **Carlier, M. (1972)** - Hydraulique générale et appliquée -, volume Eyrolles.
- [7] **Lockart, R. W., and Martinelli, R. C. (1949)** - Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes - *Chemical Engineering Progress*, issue 45 - p. 39-48.
- [8] **Chisholm, D. (1973)** - Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels - *International Journal of Heat and Mass Transfer*, issue 2, volume 16 - p. 347-358.
- [9] **Whalley, P. B. (1987)** - Boiling, condensation, and gas-liquid flow - *Oxford Science Publications*.
- [10] **El Achkar, G. (2013)**. Etude expérimentale de la condensation convective à faible débit en micro-canaux., Université Paul Sabatier.

Chapitre IV - Etude numérique de l'écoulement diphasique en déversoir

Ce chapitre présente les travaux qui ont été réalisés afin de simuler les phénomènes physiques qui ont été identifiés sur la boucle VISCONTI.

L'ensemble des simulations numériques qui ont été réalisées dans ce chapitre repose sur le modèle VOF qui a été décrit dans l'état de l'art. Le modèle sera décrit brièvement en début de chapitre afin de rappeler les équations qui le régissent.

Les résultats expérimentaux ont montré que l'écoulement en déversoir est un régime d'écoulement prépondérant en entrée de tube. Ce dernier étant le régime prioritaire à simuler, il est d'abord nécessaire de s'assurer de la capacité du code à simuler cet écoulement sur une géométrie plane. Une série de simulations en eau/air sera réalisée sur un canal plan avec un déversoir plan. Les résultats obtenus seront comparés avec les corrélations de barrage d'hydraulique fluviale afin de valider le code pour cette configuration. Une fois la validation effectuée, la simulation sera effectuée avec d'autres propriétés de fluide afin d'observer leur impact sur l'écoulement. Cette partie sera également l'occasion de présenter les modèles numériques de base qui ont été employés dans l'ensemble des simulations de la thèse.

La validation effectuée, une simulation a ensuite été réalisée sur un domaine représentatif de la boucle VISCONTI. Cette simulation a été réalisée en HFE7000 liquide/HFE7000 vapeur sans prise en compte du changement de phase. Ce calcul a été réalisé afin de servir de première validation pour un écoulement diphasique sans changement de phase. Ce travail a également pour objectif de réaliser d'un calcul préparatoire pour future implantation d'un modèle de condensation.

La validation du code pour un calcul sans changement de phase permet ensuite de réaliser trois simulations complémentaires. Ces dernières ont pour but d'étudier l'impact du débit de liquide sur l'écoulement au sein du tube et de comprendre davantage les phénomènes physiques en cas d'obstruction progressive du tube d'essais. Elles montrent aussi les limites de la simulation effectuée pour certains types d'écoulement.

Ensuite, un modèle de condensation est proposé. Le principe du modèle est d'abord décrit, puis expose la problématique liée à son incompatibilité apparente avec le modèle VOF. Une solution est ensuite proposée afin de pouvoir implanter le modèle dans le code numérique par l'utilisation de fonctions utilisateur.

Une version simplifiée du modèle est alors appliqué en partie sur une simulation reprenant les conditions expérimentales de l'essai décrit au chapitre III (partie III.E) dans lequel la phase vapeur est intégralement condensée en sortie de tube d'essais. Le modèle est appliqué en utilisant des coefficients constants. Les résultats de la simulation avec la prise en compte du changement de phase sont ensuite comparés avec les résultats expérimentaux.

Les résultats issus des simulations présentés dans ce chapitre sont enfin résumés et discutés dans une synthèse récapitulative. Des propositions d'améliorations du modèle seront également proposées.

IV.A - Rappel des principes du modèle diphasique VOF

Les simulations qui seront réalisées dans ce chapitre utilisent un modèle capable de modéliser l'écoulement diphasique en entrée de tube, en particulier au niveau de l'interface liquide/vapeur. Le choix a été de se concentrer sur la modélisation des interfaces larges au niveau du déversement du liquide.

Dans cette optique, le modèle choisi dans cette thèse afin de simuler l'écoulement diphasique est un modèle eulérien, appelé Volume Of Fluid (VOF). Ce dernier a déjà été décrit dans l'état de l'art, aussi seuls les principes de bases du modèle seront rappelés ici.

Le modèle VOF une méthode de repérage de l'interface liquide/vapeur. Il est bien adapté à la simulation des interfaces liquide/vapeur quand les deux phases séparées sont continues, par exemple pour des écoulements stratifiés et les écoulements à poches.

L'utilisation du modèle VOF reprend en partie le modèle de mélange. L'équation de l'énergie et l'équation de la quantité de mouvement sont résolues pour un fluide de mélange dont les propriétés physiques sont pondérées par le taux de vide. Par exemple, on définit une masse volumique de mélange selon l'équation :

$$\rho_m = \alpha_v \rho_v + \alpha_l \rho_l = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l \quad (IV.1)$$

L'équation de l'énergie et l'équation de la quantité de mouvement s'écrivent alors :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu_m (\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)) + \rho_m \vec{g} \quad (IV.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m E_m) + \nabla \cdot (\vec{v}_m (\rho_m E_m + P)) = \nabla \cdot (\lambda_m \nabla T) + S_E \quad (IV.3)$$

Le terme source S_E correspond aux sources volumiques d'énergie et λ_m est la conductivité effective.

A la différence des équations (IV.2) et (IV.3), la résolution de l'équation de continuité est réalisée pour chacune des phases. Dans le cadre d'un écoulement liquide/vapeur :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_l \rho_l) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \vec{v}_l) = S_{\alpha_l} \quad (IV.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{v}_v) = S_{\alpha_v} \quad (IV.5)$$

où S_{α_l} est un terme source de masse dans la phase liquide et S_{α_v} est un terme source de masse dans la phase vapeur. Ces derniers peuvent être dus à des sources extérieures à la phase concernée.

La détermination de la fraction volumique dans chaque maille permet de déterminer l'emplacement de l'interface liquide/vapeur dans le domaine d'étude. Dans le cas de la phase liquide, l'identification de l'interface dans une maille est faite ainsi :

- Si $\alpha_l = 0$, la maille ne contient pas de liquide.
- Si $\alpha_l = 1$, la maille ne contient que du liquide.
- Si α_l est strictement compris entre 0 et 1, la maille contient l'interface entre la phase liquide et la phase vapeur.

Pour rappel, la convention prise dans cette étude est $\alpha_v = \alpha$.

Le tracé de l'interface liquide/vapeur est réalisé dans les mailles du domaine d'étude en fonction de la valeur de taux de vide α (cf. Figure IV-1).

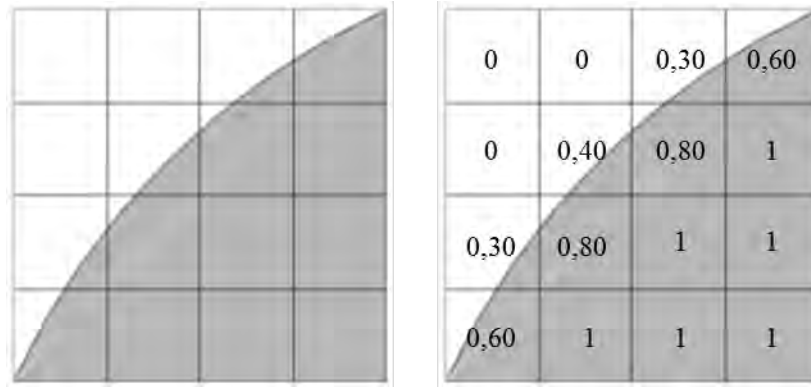


Figure IV-1 : Exemple de tracé de l'interface liquide/vapeur dans un maillage 2D 4x4 en fonction de la fraction volumique liquide

IV.B - Validation de l'outil CFD pour un écoulement en déversoir plan sans échange thermique

L'écoulement en déversoir étant un type d'écoulement observé en entrée de tube d'essais, la capacité de l'outil CFD à simuler les écoulements isothermes dans les déversoirs plans a d'abord été vérifiée. La simulation de l'écoulement au passage d'un barrage plan a été faite pour procéder à cette validation. La hauteur de liquide en surplomb sera calculée et comparée avec les résultats obtenus avec la corrélation de Bazin, cette dernière ayant donné les résultats les plus satisfaisants avec les résultats expérimentaux (cf. III.C.3). Toutefois, les travaux de Bazin étant indisponibles, la simulation de l'écoulement au passage d'un barrage plan sera réalisée pour une géométrie de barrage utilisée par Rehbock [1]. L'impact de ces conditions sera négligeable, le chapitre II ayant montré l'équivalence des deux corrélations pour un même domaine de validation (cf. II.A.1.ii). Afin d'appuyer notre validation, nous comparerons également les calculs avec deux autres corrélations établies par Rehbock et la Société suisse des Ingénieurs et Architectes (S.I.A).

Avant de détailler le modèle utilisé pour la simulation numérique, il est nécessaire de présenter les outils CFD qui seront utilisés pour l'ensemble des simulations de cette thèse.

IV.B.1 - Présentation de l'outil CFD utilisé

IV.B.1.i - Simulation numérique de l'écoulement

L'outil de résolution numérique utilisé dans cette thèse est le logiciel ANSYS Fluent en version 15.0 et 16.2. Ce logiciel permet d'effectuer des simulations numériques en mécanique des fluides à l'aide d'un nombre important de modèles directement implantés. Ces modèles permettent de résoudre différents problèmes de mécanique des fluides : écoulement monophasique ou multiphasique, écoulement laminaire ou turbulent, combustion, transport de particules, écoulement en milieu poreux, changement de phase... L'outil permet d'effectuer des résolutions de calcul en parallèle, c'est-à-dire de résoudre les équations simultanément sur plusieurs processeurs afin de diminuer le temps de calcul.

IV.B.1.ii - Conception de la géométrie et maillage

Le logiciel Fluent est utilisé comme solveur. Le maillage nécessaire à la discrétisation spatiale d'un domaine n'est pas généré par Fluent. Le maillage est effectué en deux temps :

- Le domaine est d'abord construit sur un logiciel de conception assisté par ordinateur (CAO). Dans le cas présent, le logiciel utilisé est ANSYS DesignModeler.
- La génération du maillage est réalisée sur un logiciel de maillage (ou mailleur) séparé. Le maillage est généré à partir du domaine précédemment construit. Le mailleur utilisé est ANSYS Meshing.

IV.B.2 - Expression des corrélations pour les écoulements dans les déversoirs plans

L'expression générique des corrélations reliant la hauteur d'eau en surplomb d'un barrage fluvial plan en fonction du débit volumique est donnée dans différents ouvrages d'hydraulique fluviale [1]. Cette expression est donnée par l'équation (I.1), et est rappelée ici en équation (IV.6) Cette hauteur en surplomb dépend de la géométrie du barrage, de l'accélération due à la gravité ainsi que d'un coefficient de contraction χ déterminé expérimentalement :

$$Q_{\text{déversoir}} = \chi L H \sqrt{2gH} \quad (\text{IV.6})$$

L'étude des corrélations a été réalisée dans le chapitre II, aussi elle ne sera pas détaillée dans ce chapitre. Les corrélations qui serviront de base de comparaison pour la simulation sont résumées dans la Table IV-1 ci-dessous :

Auteur	Corrélation
Rehbock	$Q = \chi L H_e \sqrt{2gH_e}$ $H_e = H + 0,011$ $\chi = 0,403 + 0,0542 \frac{H_e}{z}$
Bazin	$Q = \chi L H \sqrt{2gH}$ $\chi = \left(0,405 + \frac{0,003}{H}\right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{H}{H+z}\right)^2\right]$
S.I.A	$Q = \chi L H \sqrt{2g.H}$ $\chi = 0,410 \left(1 + \frac{1}{1000H + 1,6}\right) \left[1 + 0,5 \left(\frac{H}{H+z}\right)^2\right]$

Table IV-1 : Corrélations d'hydraulique fluviale pour un écoulement dans un canal au passage d'un barrage plan.

IV.B.3 - Description de la mise en données sur ANSYS Fluent

IV.B.3.i - Domaine d'étude et maillage

La géométrie 3D que nous choisissons d'étudier afin de mettre à l'épreuve l'outil CFD consiste en un canal plan d'une largeur de 0.2 m, dans lequel est disposé un barrage plan biseauté, tel que décrit par Rehbock dans ses travaux [1]. Les dimensions caractéristiques du barrage sont données en Figure IV-2 :

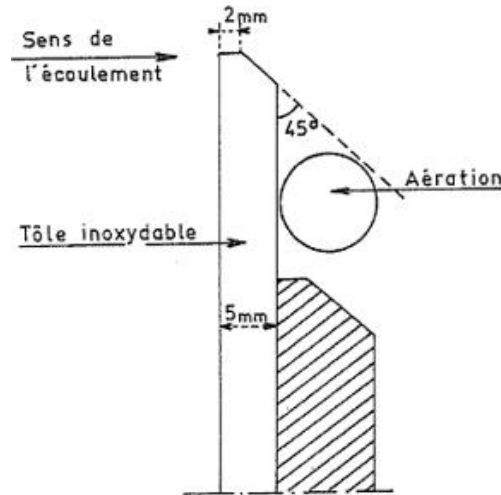


Figure IV-2 : Dimensions caractéristiques du déversoir de Rehbock [1]

L'aération présente sur la figure est un dispositif expérimental injectant de l'air en continu. Ceci permet de mesurer l'épaisseur de la nappe au passage du barrage. Ce dispositif n'a pas été simulé.

Les dimensions du domaine d'étude sont données en Figure IV-3. La hauteur du barrage est 50 cm, son épaisseur est de 5 mm comme indiqué sur la Figure IV-2. La hauteur du barrage n'étant pas indiquée dans les travaux de Rehbock [1], nous avons choisi une hauteur de barrage de 50 cm, ce qui correspond aux conditions d'application de la corrélation. Le domaine simulé fait 1 mètre de hauteur et 3 mètres de long. Le canal est large de 20 cm. Les parois sont lisses.

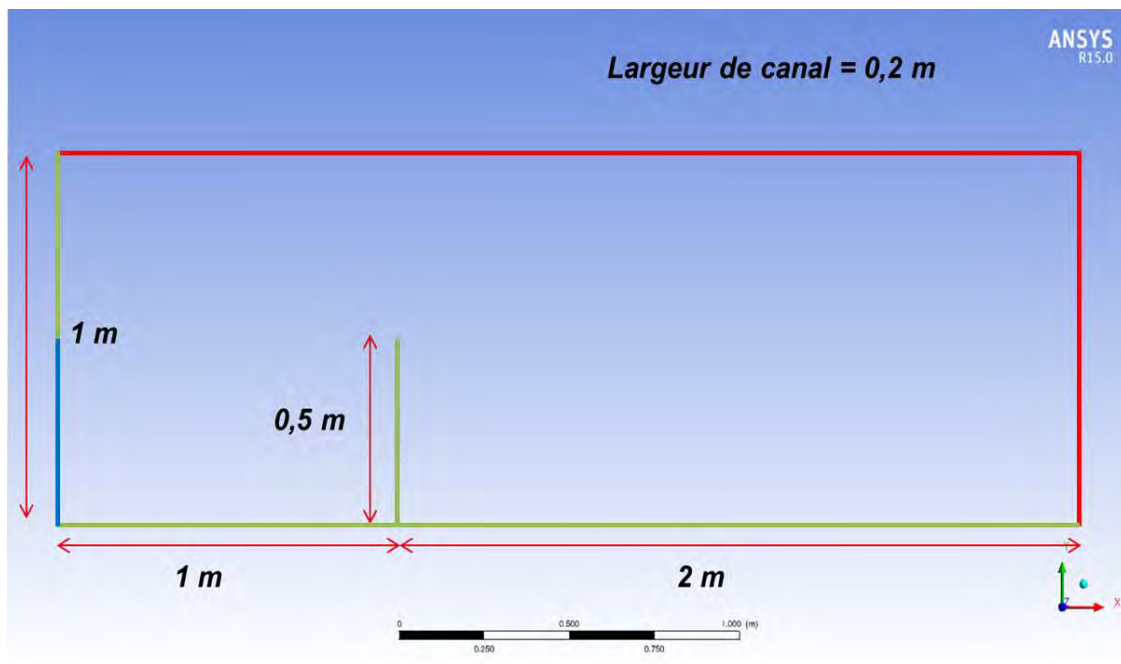


Figure IV-3: Dimensions du domaine d'étude pour un écoulement dans un canal plan avec déversoir.

En rouge : condition de pression (« pressure-outlet ») à 0 Pa. $\alpha = 1$

En bleu : condition en débit massique (« mass-flow-inlet »). $\alpha = 0$

En vert : condition de paroi lisse sans glissement.

La pression opératoire dans le domaine est imposée à 1 bar absolu. La condition d'entrée en bleu est une condition d'entrée en débit massique imposé (« mass_flow_inlet »), la condition en sortie en rouge est une

condition en pression différentielle imposée à 0 Pa (« pressure-outlet »). La pression différentielle, la pression opératoire et la pression absolue sont reliées par la formule (IV.7) :

$$P_{abs} = P_{op} + P_{diff} \quad (IV.7)$$

Le maillage utilisé comporte 118840 mailles et 133661 nœuds. Le maillage est majoritairement hexaédrique structuré sauf au niveau du biseau du déversoir, comme le montre les Figure IV-4 et la Figure IV-5. Les mailles y sont prismatiques afin de respecter la conformité du maillage.

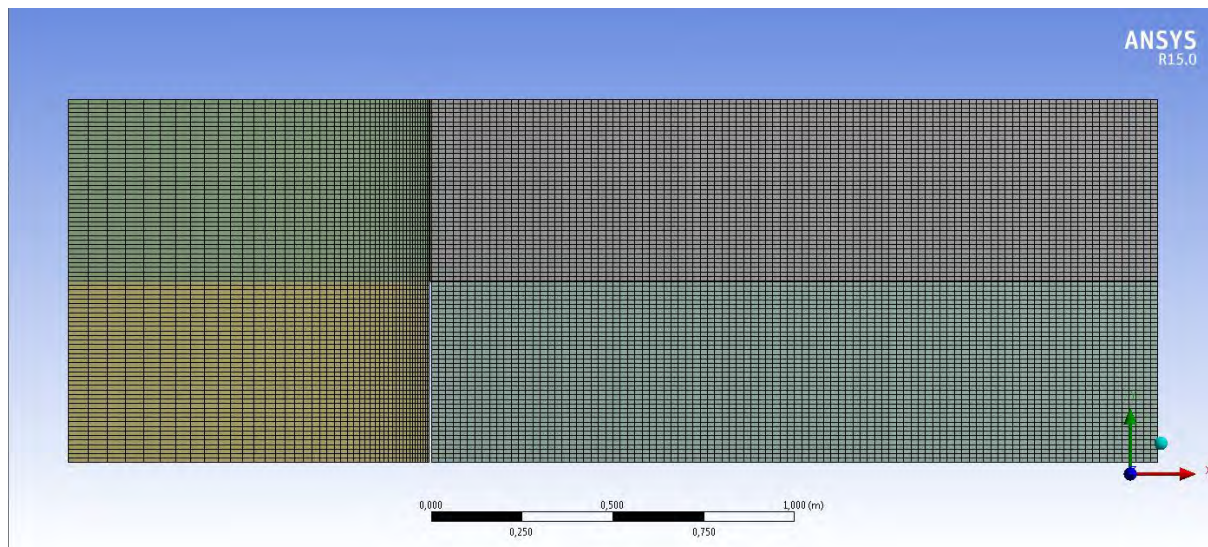


Figure IV-4: Maillage du domaine "canal plan"

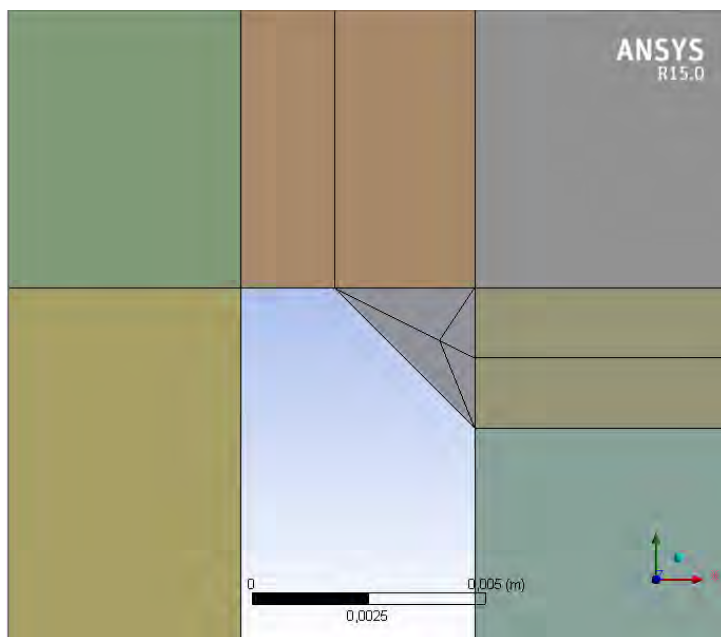


Figure IV-5: Mailles prismatiques au niveau du déversoir

IV.B.3.ii - Choix du modèle de turbulence

Deux modèles standards peuvent être envisagés pour la modélisation de l'écoulement turbulent : le modèle k-ε standard [2] et le modèle k-ω [3]. Il a été observé [4] que le modèle k-ε modélise correctement la turbulence pour l'écoulement dans les zones éloignées des parois (en dehors de la couche limite), tandis que le modèle k-ω est plus adapté pour la modélisation de l'écoulement à proximité de la paroi (au sein de la couche limite).

Afin de modéliser la turbulence au sein de l'écoulement, le modèle de turbulence choisi est le modèle $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport), présenté par Menter [4] en 1994. Ce modèle a les deux caractéristiques suivantes :

- Il bénéficie des avantages des formulations $k-\epsilon$ et $k-\omega$: en fonction de la proximité des mailles par rapport à la paroi, une formulation est choisie devant l'autre.
- Il utilise une expression de la viscosité turbulente μ_t , différente de celle utilisée dans le modèle $k-\epsilon$. Cette expression permet de mieux estimer cette valeur, ce qui permet de mieux prédire les phénomènes de séparation ou de ségrégation de l'écoulement.

IV.B.3.iii - Schémas de résolution

Le calcul a été réalisé en transitoire avec un pas de temps fixe. Les équations de continuité, de quantité de mouvement, de l'énergie et de turbulence sont résolues de manière séquentielle (« segregated solver »). Le schéma de couplage pression-vitesse PISO est utilisé, ce dernier étant recommandé pour les calculs en transitoire [5]. L'interpolation de la pression entre les faces des mailles est réalisée par le schéma « PRESTO! » qui est recommandé lorsque le modèle VOF est utilisé [6].

La discrétisation spatiale est réalisée sur toutes les équations par un schéma du second ordre (« Second Order Upwind Scheme»), sauf sur l'équation de taux de vide où le schéma compressif (« Compressive Scheme ») est utilisé. Le schéma compressif est le schéma qui limite le plus la diffusion de l'interface lorsque le modèle VOF implicite est utilisé.

IV.B.4 - Comparatif entre les résultats numériques et les valeurs données par les corrélations en barrage

Trois premières séries de calculs ont été réalisés dans le domaine précédemment décrit. Pour chacune de ces séries, la hauteur de liquide en surplomb du barrage en fonction du débit volumique dans le barrage est calculée. Connaissant le champ de pression dans le domaine et la hauteur du barrage, le calcul de la hauteur en surplomb du barrage se déduit à partir de la loi de l'hydrostatique.

L'étude de la convergence et de l'atteinte du régime permanent a été réalisée, mais sera expliqué plus en détail lors de l'étude de cas sur la boucle VISCONTI (cf. IV.C -).

IV.B.4.i - Calcul selon les conditions de Rehbock : validation du code

La première série de calcul est réalisée sous les conditions décrites par Rehbock, c'est-à-dire pour un canal plan à pression atmosphérique avec de l'eau à 20°C. L'objectif de ce calcul est de vérifier la capacité de l'outil CFD à simuler les écoulements en déversoir pour des conditions bien connues et déjà étudiées dans la littérature. Toutefois, la publication originale n'étant plus disponible, il n'est pas possible de connaître le pourcentage d'erreur admissible entre les résultats obtenus via la corrélation et les mesures expérimentales qui ont été réalisées par Rehbock.

La Table IV-2 donne les propriétés des fluides utilisées pour la simulation.

Fluide de travail	ρ (kg/m ³)	μ (kg/m.s)	σ (N/m)
Eau à 1 bar et à 20°C	998,2	0,001002	0,07273
Air à 1 bar et à 20°C	1,189	0,000018	-

Table IV-2: Propriétés de l'eau et de l'air à 20°C et à 1 bar pour l'étude de l'écoulement en barrage sur Fluent.

Une fois que le régime permanent est atteint, le régime hydraulique de déversoir est atteint, comme le montre la Figure IV-6 :

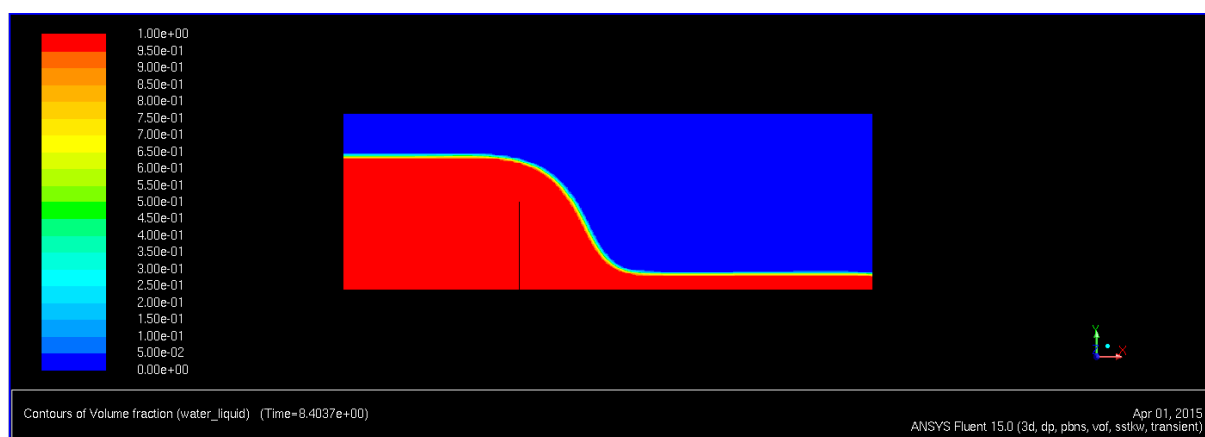


Figure IV-6: Ecoulement en déversoir plan dans un canal. En rouge : phase liquide. En bleu : Air à 1 bar.

Ce régime atteint, il est possible de calculer la hauteur d'eau en surplomb du déversoir par la loi de l'hydrostatique. Afin de comparer les résultats des corrélations des déversoirs plan et les résultats issus du calcul sur Fluent, la hauteur en surplomb du déversoir a été calculée pour cinq débits d'injection liquide. La Figure IV-7 illustre l'influence du débit volumique injecté sur la hauteur de liquide en surplomb du déversoir plan.

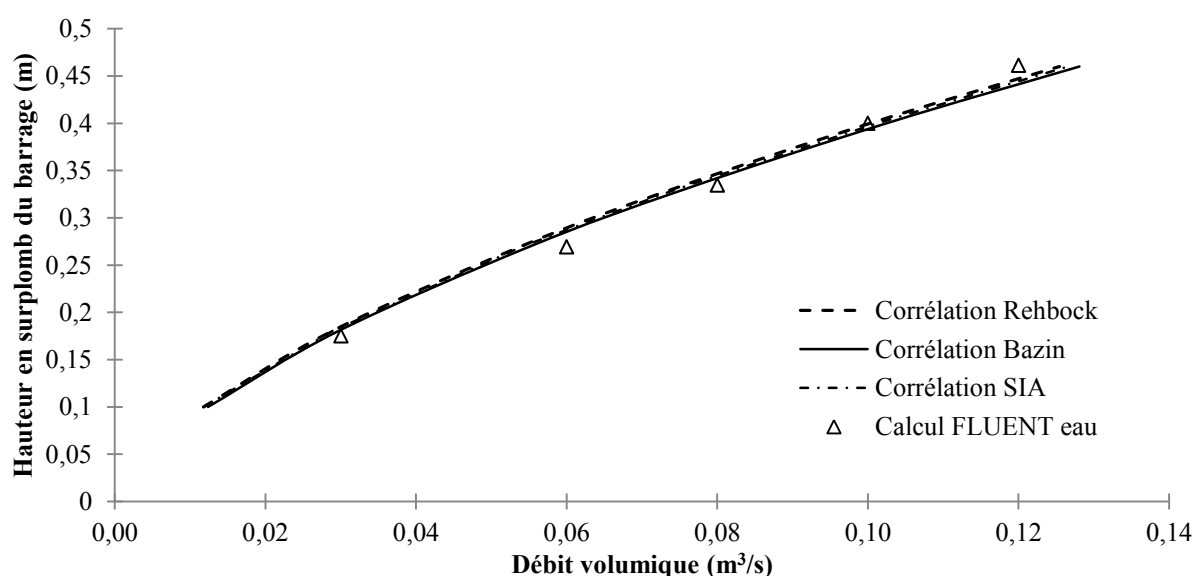


Figure IV-7 : Dépendance du débit volumique sur la hauteur de liquide en surplomb du déversoir plan – Conditions de Rehbock

Les trois corrélations principales portant sur les écoulements dans un déversoir plan présentent des évolutions quasiment identiques, ce qui a déjà été observé dans le chapitre II. Les calculs effectués sur Fluent montrent un comportement proche des corrélations proposées par Rehbock, Bazin et la S.I.A. L'écart relatif avec la corrélation de Rehbock est faible (écart maximal de 7%), comme le montre la Table IV-3 :

Débit volumique visé	Débit massique eau 1 bar	Pression hydrostatique FLUENT eau 1 bar	Hauteur de liquide correspondante	Ecart relatif avec la corrélation de Rehbock
m ³ /s	kg/s	Pa	m	%
0,03	29,94	6610,00	0,18	-5%
0,06	59,88	7532,95	0,27	-7%
0,08	79,84	8171,91	0,33	-4%
0,10	99,80	8812,12	0,40	0%
0,12	119,76	9410,10	0,46	3%

Table IV-3: Ecart entre la corrélation de Rehbock et les calculs sur Fluent.

Un calcul supplémentaire avec un débit volumique de 0,1 m³/s a été réalisé avec un maillage contenant deux fois moins de mailles. Ce maillage comporte 60438 mailles et 70848 nœuds. Comme le montre la Table IV-4, l'écart relatif des résultats obtenus entre les deux maillages est négligeable, ce qui confirme l'indépendance du résultat vis-à-vis du maillage :

Débit volumique visé	Débit massique	Pression hydrostatique		Ecart relatif
m ³ /s	kg/s	Pa		%
		118840 mailles	60438 mailles	
0,1	99,8	8812,12	8815,12	0,03%

Table IV-4: Indépendance du maillage sur les résultats obtenus

Ces calculs effectués sur Fluent valident l'utilisation du modèle VOF pour modéliser l'écoulement en déversoir sur un canal plan.

IV.B.4.ii - Calculs pour différentes propriétés physiques de fluide

Deux séries de calculs complémentaires ont été réalisées avec deux jeux de propriétés physiques de fluide différents. Ces deux séries de calculs seront comparées à la série de calcul présentée en Figure IV-7. L'objectif de ces deux séries de calcul est d'étudier l'influence des propriétés physiques sur l'écoulement en déversoir au passage d'un barrage plan. L'intérêt de ce calcul est de déterminer s'il est possible d'appliquer les corrélations de déversoir dans le cadre de dimensionnement des pressuriseurs quel que soit le fluide utilisé.

La seconde série de calcul a été réalisée avec les propriétés physiques (masse volumique, viscosité et tension surfacique) du HFE7000. La troisième série de calcul a été faite avec les propriétés de l'eau à saturation à 100 bars, ce qui correspond à des conditions expérimentales représentatives des pressuriseurs nucléaires embarqués. La phase gazeuse est de l'air à 1 bar et à 20°C pour chaque série de calcul.

Fluide de travail	ρ (kg/m ³)	μ (kg/m.s)	σ (N/m)
Eau à 1 bar et 20°C	998,2	0,001002	0,07273
HFE7000 à 20°C et 1 bar	1414,2	0,0004497	0,0124
Eau à température de saturation à 100 bars	688,6	0,00008183	0,01185

Table IV-5: Propriétés physiques des fluides pour les calculs Fluent.

Les conditions opératoires et les conditions aux limites restent les mêmes pour les deux séries de calcul. Le calcul est mené sur les mêmes valeurs de débits que dans la Table IV-3. Les résultats de ces trois séries de calcul sont comparés sur la Figure IV-8.

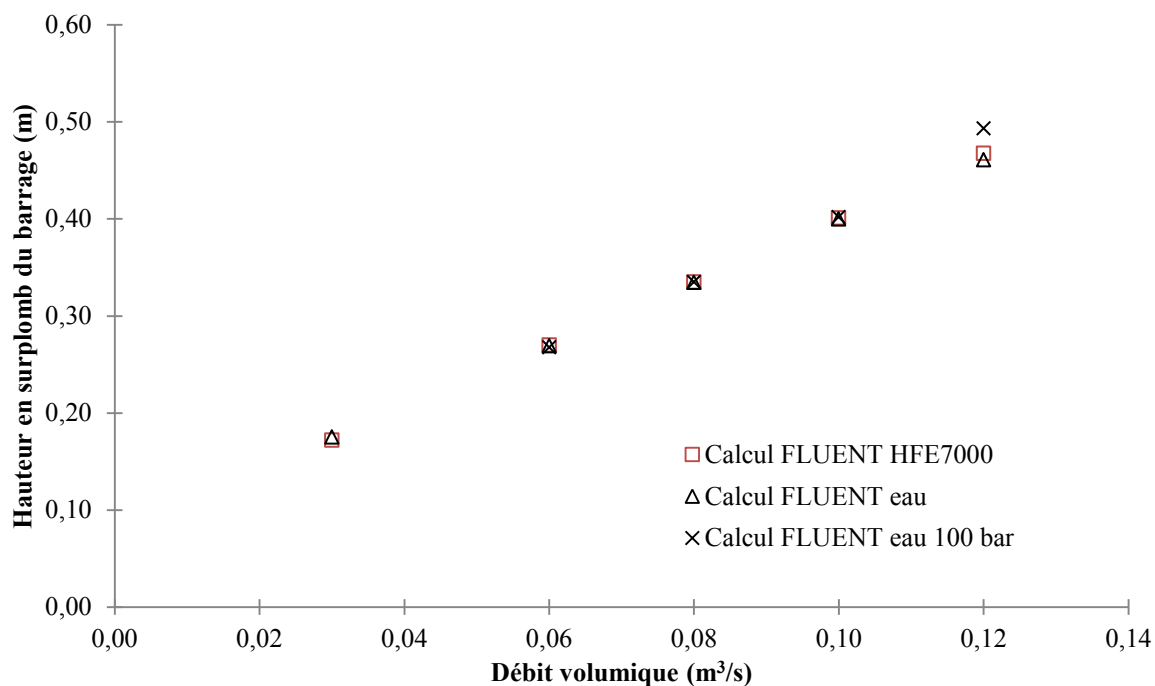


Figure IV-8 : Comparaison des résultats obtenus pour les trois fluides de travail.

A débit volumique fixé, la hauteur de liquide reste identique à débits faibles quel que soit le fluide considéré malgré la différence de propriétés physiques. On peut donc en déduire que les propriétés de fluide n'ont pas d'influence sur la hauteur de liquide en surplomb du déversoir plan. La conséquence directe de ce résultat est importante : l'application des corrélations en déversoir sur un canal plan est possible quelle que soit les propriétés physiques de fluide.

L'utilisation de la corrélation de Bazin dans le cadre d'un dimensionnement est pertinente, les conditions opérationnelles n'impactant pas la hauteur de liquide.

IV.C - Etude numérique de l'écoulement diphasique dans la boucle d'essais VISCONTI sans changement de phase

La capacité du code Fluent à simuler les écoulements en déversoir au passage d'un barrage plan ayant été démontrée, la simulation de l'écoulement dans la section d'essais VISCONTI peut être abordée.

Le modèle numérique utilisé reprend les mêmes modèles de turbulence et de construction de la surface libre que ceux qui ont été décrits en IV.B.3 -. Pour rappel, ces derniers sont respectivement le modèle $k-\omega$ SST et le modèle VOF.

Nous allons ici détailler le domaine, le maillage utilisé pour le calcul ainsi que les conditions aux limites imposées.

IV.C.1 - *Domaine d'étude*

Le choix du domaine d'étude est d'abord fonction des phénomènes physiques qui doivent être représentés. Trois phénomènes physiques doivent être observés dans la simulation numérique :

- Le déversement de la phase liquide en entrée du tube,
- L'entraînement de vapeur qui découle du déversement,
- La descente des poches de vapeur dans le tube d'essais.

Il est possible de ne simuler l'écoulement que sur une portion limitée de la section d'essais si l'écoulement est axisymétrique selon l'axe du tube d'essais. Si l'hypothèse d'un écoulement axisymétrique est viable pour l'écoulement en entrée de tube, cette dernière devient fausse dans le tube d'essais. La répartition de la phase vapeur est difficilement prédictible et chaotique, comme l'ont montré les vidéos en caméra rapide (cf. chapitre IV). Afin de simuler correctement les phénomènes physiques dans toute la section d'essais, le choix a donc été de réaliser une simulation couvrant 360° d'angle azimutal.

Les deux autres critères d'intérêt pour le choix du domaine d'étude sont la complexité et la densité du maillage. Ces derniers sont importants dans le sens où ils vont influencer sur la rapidité du calcul. Plus maillage est dense, plus le calcul sera long à converger. Il est donc important de simplifier la structure du domaine afin d'obtenir un calcul rapide.

L'intégralité de la section d'essais n'a pas été reproduite par CAO. La reproduction de la couronne d'injection telle que décrite dans le chapitre III impliquerait la construction d'un maillage complexe au niveau d'un écoulement qui ne présente que peu d'intérêt pour cette étude. Aussi le domaine d'étude a été simplifié pour la simulation de l'écoulement.

Une coupe transverse du domaine d'étude est donnée en Figure IV-9. Les flèches unidirectionnelles bleues représentent l'injection de la phase liquide et les flèches unidirectionnelles rouges représentent l'injection de la phase vapeur.

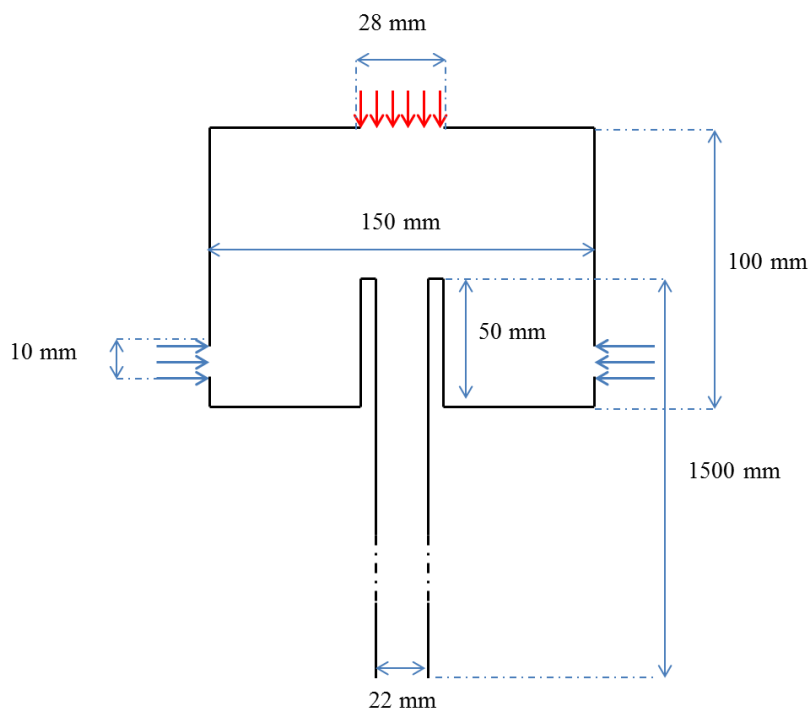


Figure IV-9 : Coupe transverse et dimensions du domaine d'étude.

Afin de diminuer le nombre de mailles, les dimensions du bassin supérieur ont été réduites. Le bassin supérieur consiste donc en un cylindre de 150 mm de diamètre interne et de 100 mm de hauteur (au lieu de 263 mm de diamètre et 247 mm de hauteur sur la boucle d'essais VISCONTI). L'injection du liquide est uniforme sur tout le périmètre du bassin supérieur, sur une hauteur de 10 mm et à 10 mm du fond du tube d'essais. Le diamètre interne et l'épaisseur du tube d'essais ont été conservés, avec des valeurs respectivement de 22 mm et de 3 mm. Afin de diminuer le nombre de mailles, le tube d'essais est moins long que celui présent sur la boucle VISCONTI. La longueur simulée est de 1,5 mètre, soit un mètre de moins que le tube d'essais original. Le dépassement du tube d'essais par rapport au fond du bassin est également réduit : il est de 50 mm, contre 100 mm sur la géométrie de la boucle VISCONTI.

Les réductions du volume et de la valeur de dépassement n'ont pas d'impact sur les simulations. En effet, ces dernières sont réalisées à vitesse faible d'injection de liquide (vitesse comprise entre 0,011 et 0,075 m/s), aussi la réduction du volume supérieur n'aura pas d'incidence sur la physique à étudier. Le domaine d'étude reste représentatif du domaine expérimental.

L'injection de la vapeur est faite au niveau du couvercle de la section d'essais par une ouverture de 28 mm. Le déflecteur présent sur la section d'essais n'a pas été modélisé afin de faciliter la construction du maillage.

La représentation en perspective du domaine est donnée en Figure IV-10. Il faut noter que l'intégralité du tube d'essais n'est pas représentée sur la figure, ce dernier étant sensiblement plus grand que le bassin supérieur. La verticale du domaine est selon l'axe y.

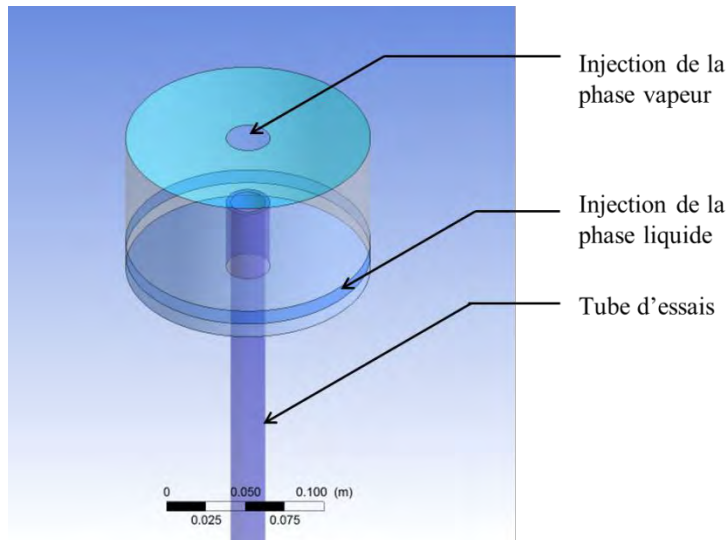


Figure IV-10: Représentation en perspective du domaine d'étude – Bassin supérieur et entrée du tube d'essais.

IV.C.2 - Maillage

Le maillage choisi pour la discrétisation spatiale du domaine est entièrement composé de cellules hexaédriques. Les cellules hexaédriques sont les types de cellules les plus adaptées pour la discrétisation d'un domaine : la structure de maillage est régulière et permet des calculs rapides tout en économisant les ressources informatiques. La géométrie simplifiée du domaine d'étude permet d'utiliser un tel maillage. Une vue d'ensemble du maillage est montrée en Figure IV-11. L'intégralité du domaine n'est pas représentée ici, pour la même raison qu'invoquée en Figure IV-10. Le maillage comporte au total 370350 cellules hexaédriques et 384216 nœuds. Le détail de la discrétisation est explicité dans les paragraphes suivants.

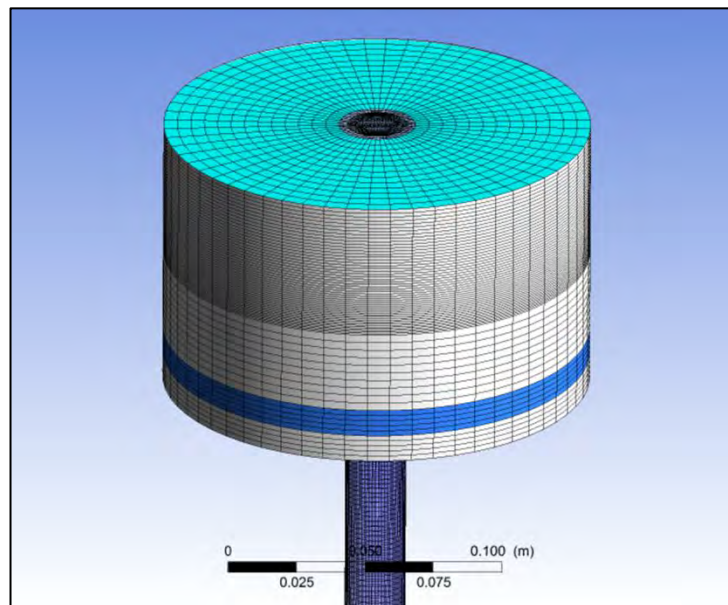


Figure IV-11 : Vue d'ensemble du maillage utilisé pour la simulation numérique.

Discrétisation au niveau de la section de passage du tube d'essais

La discrétisation transverse dans le tube d'essais suit un « maillage en O » (ou « O-grid »). Ce maillage permet de mailler le volume interne du tube d'essais de façon à éviter la présence de mailles à angles aigus au centre du cylindre. Ceci permet de simuler correctement l'écoulement. Le maillage en O consiste en l'implantation

d'un parallélépipède fictif à l'intérieur du domaine cylindrique. La Figure IV-12 donne une représentation du maillage au niveau d'une section de passage dans le tube d'essais :

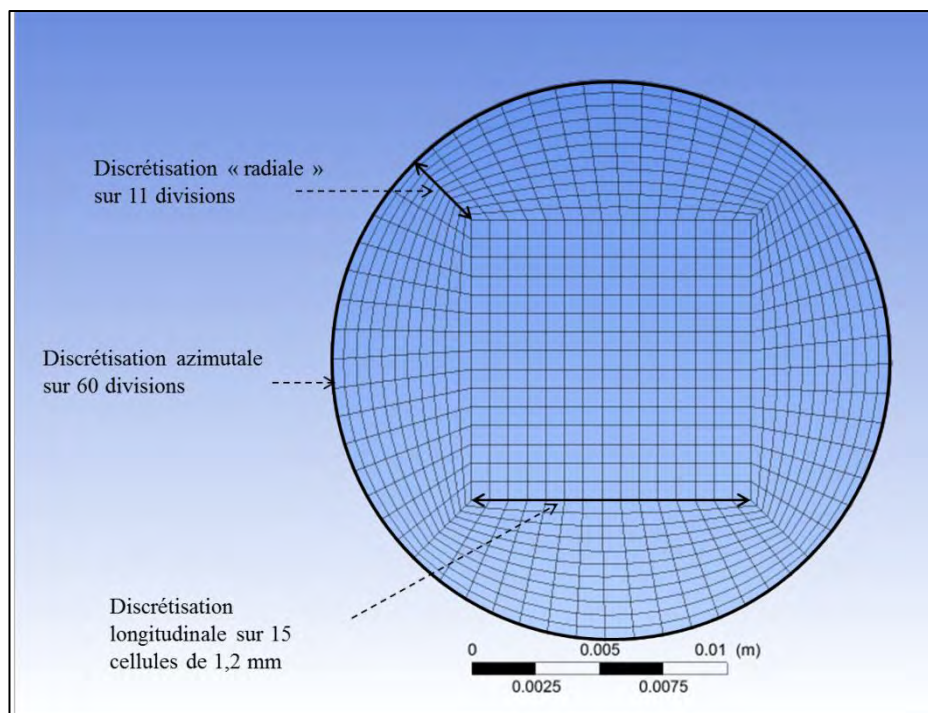


Figure IV-12 : Coupe transverse du maillage dans le tube d'essais – Section de passage.

Il y a au total 885 cellules par coupe transversale dans le tube d'essais. La discrétisation est réalisée sur toute la hauteur du domaine.

Discretisation transverse au niveau du bassin supérieur – Diamètre interne.

La discrétisation du maillage au niveau du bassin supérieur dépend directement de la discrétisation dans le tube d'essais. La discrétisation azimutale est également réalisée sur 60 divisions. La discrétisation radiale a été effectuée sur 13 divisions uniformes au niveau du bassin supérieur et sur 2 divisions uniformes sur l'épaisseur du tube d'essais. La Figure IV-13 donne une représentation du maillage vu du haut du domaine d'étude.

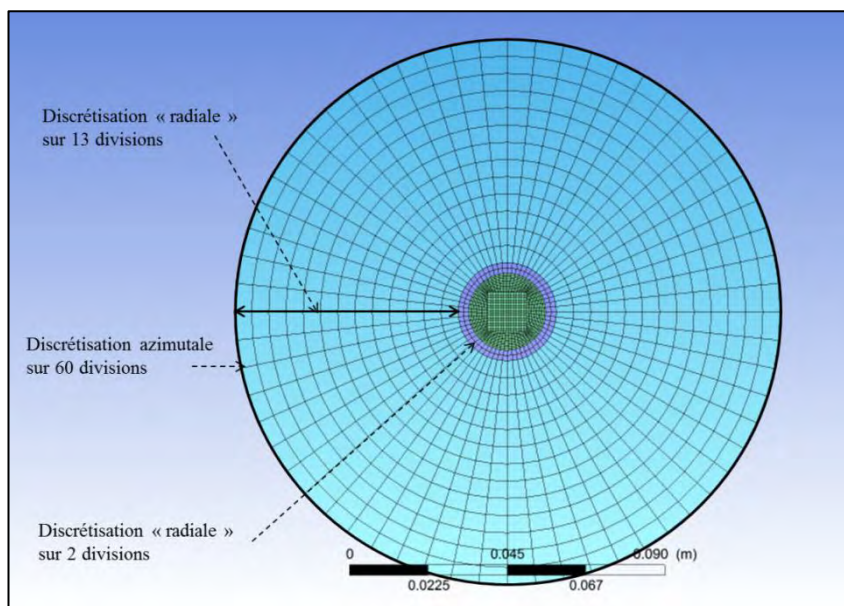


Figure IV-13 : Maillage au niveau du bassin supérieur et du tube d'essais - Vue du couvercle.

Discretisation sur toute la hauteur du domaine

La longueur du domaine est le paramètre le plus important sur le nombre total de mailles. Une précision importante est désirée au niveau de l'entrée de tube, ce qui a pour effet d'augmenter la densité de mailles dans cette région.

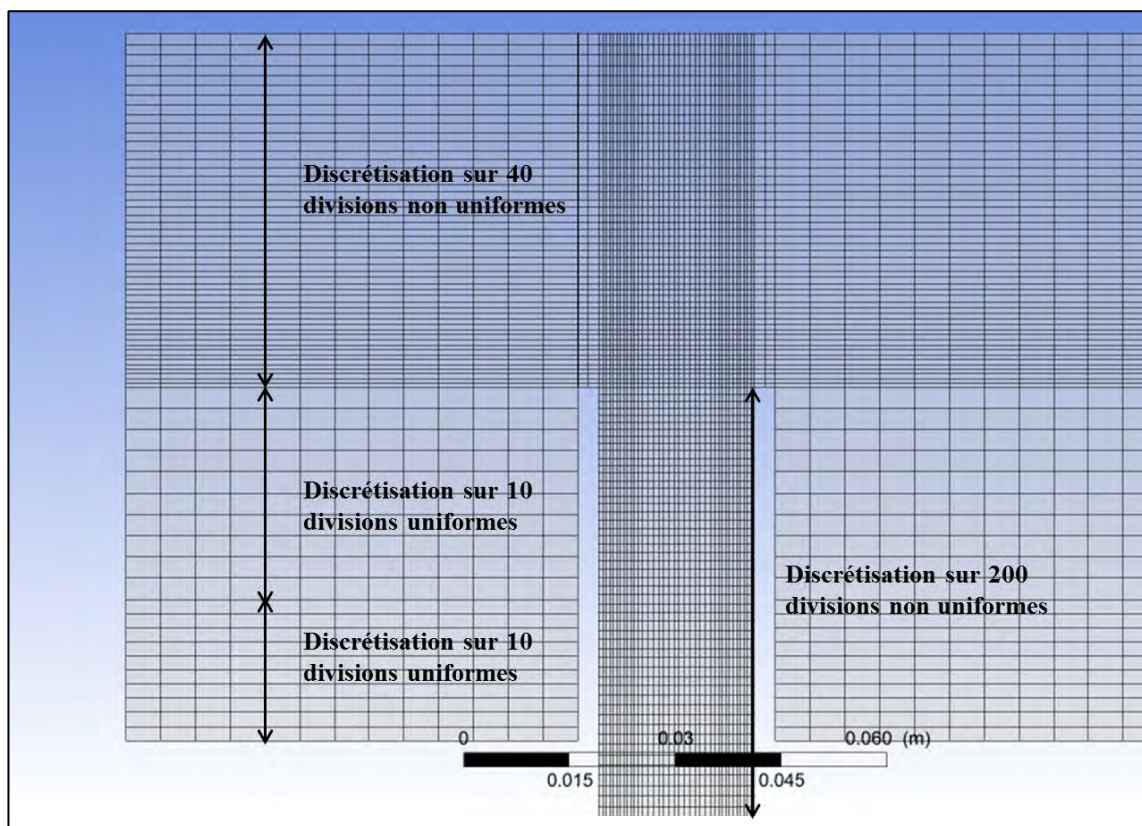


Figure IV-14 : Vue en coupe du maillage dans la section d'essais - Bassin supérieur et entrée du tube d'essais.

Le maillage a été raffiné au niveau des hauteurs en surplomb de l'entrée du tube d'essais. 40 divisions non uniformes ont été réalisées sur ces hauteurs.

200 divisions non uniformes ont été imposées sur toute la longueur de tube. La discrétisation a été réalisée de façon à ce que la hauteur des cellules directement voisines à l'entrée du tube soit égale à 1,5 mm. La hauteur des cellules est augmentée de 2% pour chaque division sur la hauteur.

IV.C.3 - Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont imposées à quatre emplacements : l'injection de liquide, l'injection de la vapeur, la sortie du tube et en paroi. Les conditions sont uniformes, c'est-à-dire qu'elles sont identiques sur chaque maille composant la condition limite. La nature de la condition imposée diffère selon la frontière considérée. L'emplacement des conditions aux limites sont données en Figure IV-15. Les traits semi-transparents sur la figure correspondent à une condition de paroi :

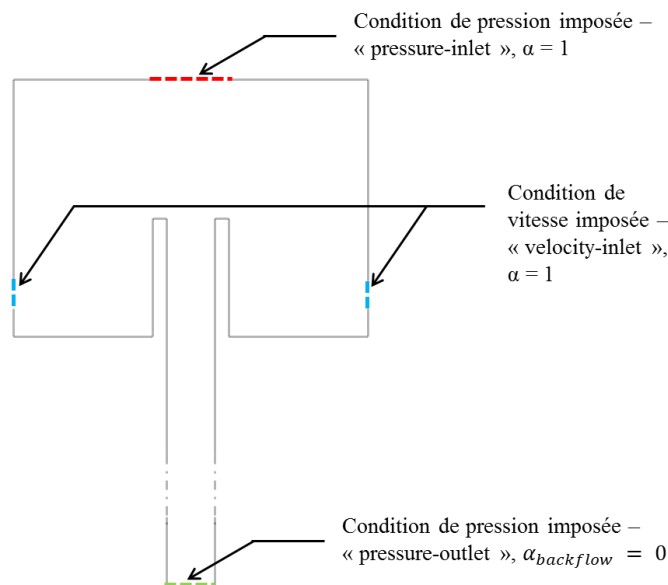


Figure IV-15: Schémas de principe repérant les conditions aux limites.

Injection liquide

La condition imposée à l'injection du liquide est une condition de vitesse (« velocity-inlet ») normale à la surface. Le fluide étant à l'état liquide, le taux de vide est imposé à une valeur nulle : $\alpha = 0$. La température imposée est constante.

Injection vapeur

La condition imposée pour l'injection de la vapeur est une condition en pression (« pressure-inlet »). Il s'agit d'une pression différentielle constante qui vient s'ajouter à la pression opératoire imposée lors de la simulation. Le taux de vide est imposé à 1 et la température imposée est constante. Cette pression imposée correspond à la pression constante de la phase vapeur dans le pressuriseur.

Sortie du tube d'essais

La condition imposée en sortie de domaine d'essais est une condition de pression imposée de type « pressure-outlet ». Cette pression imposée est supérieure à 0 Pa et dépend des conditions d'essais. La résolution des équations peut conduire à une réintroduction de fluide par la sortie du tube d'essais. Afin d'interdire

l'injection de la phase vapeur au niveau de la sortie du tube, le paramètre « backflow volume fraction » est imposé à une valeur nulle: $\alpha_{backflow} = 0$.

Afin d'améliorer la stabilité du calcul et d'atteindre plus rapidement le régime permanent, la pression suit un profil temporel par une fonction affine par morceaux. Si le temps physique du calcul est inférieur à t_{rampe} , la pression suit une loi affine :

$$P_{outlet} = \frac{P_{final} - \rho_l g L_{tube}}{t_{rampe} - t_0} (t - t_0) + \rho_l g L_{tube} \quad t_0 < t < t_{rampe} \quad (IV.8)$$

Si le temps physique du calcul est supérieur ou égal à t_{rampe} , la pression de sortie devient constante :

$$P_{outlet} = P_{final} \quad t < t_{rampe} \quad (IV.9)$$

Cette loi temporelle est implantée dans Fluent via une fonction utilisateur spécifique (« User-defined functions » ou UDF). Cette fonction utilisateur correspond à une macro codée par l'utilisateur en langage C. Cette dernière est chargée dans le modèle numérique. Cette condition aux limites doit être couplée avec une initialisation particulière du domaine qui est explicitée dans le paragraphe suivant.

Parois du domaine

Les conditions sur les parois sont des conditions de paroi lisses sans glissement à température constante et à épaisseur de paroi imposées à 3 mm.

IV.C.4 - Initialisation du cas

Un travail particulier a été réalisé sur l'initialisation pour assurer la stabilité du calcul sur les premiers pas de temps.

Nécessité d'une première initialisation satisfaisante

Le domaine que nous étudions a la particularité d'être très contraint. L'injection liquide et l'écart de pression aux extrémités du tube sont imposés. Le débit de vapeur injecté doit s'adapter de façon à ce que cet écart soit maintenu constant quel que soit le débit de liquide imposé. Il est important d'initialiser le calcul de façon à ce que la solution calculée à chaque pas de temps soit la plus proche possible de la solution exacte.

Une solution initiale trop éloignée de la solution correspondant aux conditions imposées peut conduire à une divergence du calcul. Il faut noter que le problème d'initialisation n'est présent que lorsque le calcul est effectué pour la première fois. Une fois que le régime permanent est atteint, il est en effet possible de poursuivre le calcul à partir de l'état déterminé au calcul précédent.

Initialisation du domaine choisie

Nous avons choisi une initialisation qui permet une atteinte rapide du régime permanent. Cette initialisation est couplée à la condition de pression en sortie qui suit une loi temporelle. Le calcul est initialisé de façon à ce que le tube d'essais soit complètement rempli, et le niveau de liquide dans le bassin supérieur soit affleurant à l'entrée du tube.

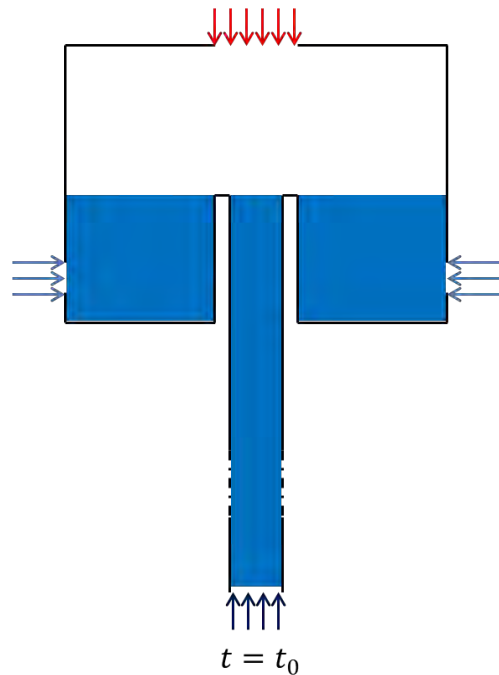


Figure IV-16 : Etat du calcul à $t = t_0$.

La pression imposée à la condition aux limites de sortie correspond à la pression hydrostatique liée à la présence du liquide dans le tube. Ensuite la pression de la condition limite de sortie tend progressivement vers la valeur souhaitée en suivant une fonction affine du temps (équation (IV.2)) pendant un temps égal à t_{rampe} . Ceci a pour effet de faire baisser progressivement le niveau dans le tube d'essais jusqu'à atteindre une pression de sortie finale P_{final} . Une fois que le temps physique a dépassé la valeur de t_{rampe} , la pression en sortie est fixée à P_{final} . Cette méthode permet de limiter le temps de remplissage du tube d'essais, tout en s'assurant de garder une solution proche de la solution exacte à chaque pas de temps. L'atteinte du régime permanent est ainsi plus rapide. Une durée de rampe de 1 seconde est suffisante pour diminuer la hauteur de liquide dans le tube sans perturber le calcul.

A l'état initial, le champ de vitesse dans le tube d'essais est nul et la température dans la phase liquide est égale à la température d'injection de la phase gazeuse.

IV.C.5 - Schémas de résolution

Les poches de vapeur descendant dans le tube correspondent à un phénomène qui est instationnaire par nature. Le calcul sera donc effectué en transitoire, avec un pas de temps fixe.

Le calcul est contraint: la pression est imposée de part et d'autre du domaine de calcul, ainsi que le débit de liquide injecté. Le débit de vapeur doit s'adapter de façon à respecter ces conditions aux limites. Dans ces conditions, il est important d'augmenter la stabilité du calcul en utilisant des schémas de discrétions d'ordre supérieur. La formulation implicite permet de bénéficier de ces schémas de discrétisation d'ordre supérieur. La robustesse du calcul est également augmentée avec l'utilisation d'un schéma implicite pour le calcul des forces volumiques (« Implicit Body Force »). Dans le cas présent, cette force volumique est la gravité, qui joue un rôle prépondérant dans les phénomènes physiques que l'on souhaite observer.

Comme décrit dans le paragraphe IV.B.3.iii -, les équations de continuité, de quantité de mouvement, de l'énergie et de turbulence sont également résolues de manière séquentielle (segregated solver). Le schéma de couplage pression-vitesse PISO est utilisé, ce dernier étant recommandé pour les calculs en transitoire [5].

L'interpolation de la pression entre les faces des mailles est réalisé par le schéma « PRESTO! » qui est recommandé lorsque le modèle VOF est utilisé [6].

La discrétisation spatiale est réalisée sur toutes les équations par un schéma du second ordre (« Second Order Upwind Scheme»), sauf sur l'équation de taux de vide où le schéma compressif (« Compressive Scheme ») est utilisé. Le schéma compressif est le schéma qui limite le plus la diffusion de l'interface lorsque le modèle VOF implicite est utilisé. Les choix qui ont été faits ici sont ceux qui sont recommandés pour ce type de calcul.

IV.C.6 - Conditions de convergence

Le pas de temps est fixé à 0,5 ms. Le calcul sur un pas de temps est considéré comme convergé lorsque les résidus normalisés des équations résolues ont atteint la valeur de 10^{-4} sauf pour l'équation de l'énergie où le résidu doit atteindre 10^{-6} . Ces valeurs sont paramétrées par défaut lors du calcul et sont les valeurs recommandées.

IV.D - Validation de la simulation sans prise en compte du changement de phase

La mise en donnée a été présentée dans la partie précédente. Cette partie montre l'étude des paramètres qui mènent vers la validation de la mise en données utilisée pour un écoulement en film tombant sur les parois du tube d'essais. L'étude des paramètres a été réalisée sur une simulation numérique reprenant les conditions expérimentales d'un essai réalisé sur VISCONTI. Cette partie se concentre uniquement sur l'étude des paramètres servant à la validation. L'étude quantitative et qualitative de l'écoulement sera réalisée dans une partie ultérieure.

La simulation ne prend pas en compte de modèle de condensation. Les objectifs sont doubles :

- Le premier objectif est valider la simulation sur trois paramètres caractéristiques de l'écoulement,
- Le second objectif est de réaliser un calcul préparatoire afin de vérifier la stabilité de la simulation sans prendre en compte le changement de phase, afin d'ajouter le modèle ultérieurement.

La validation du code numérique et des modèles utilisés dans la simulation se fait par comparaison des résultats expérimentaux et les résultats de la simulation. Dans le cas présent, la comparaison entre les résultats de la simulation sans changement de phase et de l'essai de référence se fait sur trois paramètres qui seront étudiés séparément dans cette partie :

- La hauteur de liquide en surplomb,
- l'épaisseur de film,
- le débit de vapeur injecté.

Les conditions d'entrée sont celles mesurées lors d'un essai sur la boucle VISCONTI. Le liquide injecté dans la section d'essais est du HFE7000 liquide et la phase gazeuse est un mélange HFE7000 vapeur/air. Les proportions de gaz n'étant pas connues sur la boucle d'essais, la phase gazeuse injectée dans la simulation est uniquement du HFE7000 vapeur. Les paramètres d'entrée imposés sur Fluent sont indiqués dans la Table IV-8 :

	Paramètre d'entrée	Unité	
Entrée liquide	T_l	°C	21,25
	v_l	m/s	0,046
	$\dot{m}_l$	kg/s	0,319
	Q_l	m ³ /h	0,82
Sortie de tube	T_{outlet}	°C	23,6
	P_{outlet}	Pa	107548
	ΔP	Pa	7545
Injection vapeur	P_{op}	Pa	100003
	T_v	°C	42,15

Table IV-6 : Conditions aux limites paramétrées dans la simulation numérique.

Le calcul est réalisé pour 7,59 secondes physiques avec un pas de temps variable. Cette simulation a été réalisée sur ANSYS Fluent 16.2. Le calcul sur cette version récente de Fluent a permis de réaliser une simulation avec un pas de temps variable. Le pas de temps Δt est déterminé à partir de la condition de Courant-Friedrich-Lewy [6]. Cette dernière permet de calculer le pas de temps optimal en fonction de la vitesse calculée dans les mailles et de la taille de ces dernières. Lorsque la condition est respectée, le risque de propagation d'erreurs d'approximation dues au calcul numérique est négligeable.

Le calcul a été effectué en parallèle sur 8 processeurs. La durée du calcul présenté est de 7 jours.

La condition initiale de ce calcul est le résultat d'un calcul précédent réalisé avec les mêmes conditions aux limites à l'exception du débit liquide qui était de 0,2 kg/s. Ce calcul sera présenté plus tard en IV.F -

Le post-traitement des calculs a été réalisé sur ANSYS CFD-Post 16.2. Ce logiciel permet de post-traiter un ensemble de données par l'utilisateur ainsi que de réaliser des représentations en trois dimensions de l'écoulement.

IV.D.1 - Structure de l'écoulement en entrée de tube et calcul de l'épaisseur de film.

Un des paramètres d'étude pour la validation du code sans changement de phase est l'épaisseur de film. Avant de montrer la méthode permettant de calculer l'épaisseur de film, une brève description de l'écoulement est proposée en entrée de tube. Les représentations 3D qui suivront ont été extraites au dernier pas de temps, soit $t = 7,59 \text{ s}$.

La Figure IV-17 donne une vue isométrique de l'écoulement en entrée de tube. Les traits continus représentent les limites du domaine d'étude (surfaces internes de la section). La représentation a été obtenue par marquage des cellules dont le taux de vide est inférieur ou égal à 0,5. La surface maillée est obtenue par tracé de l'isosurface sur laquelle le taux de vide est égal à 0,5 : il s'agit de l'interface liquide/vapeur.

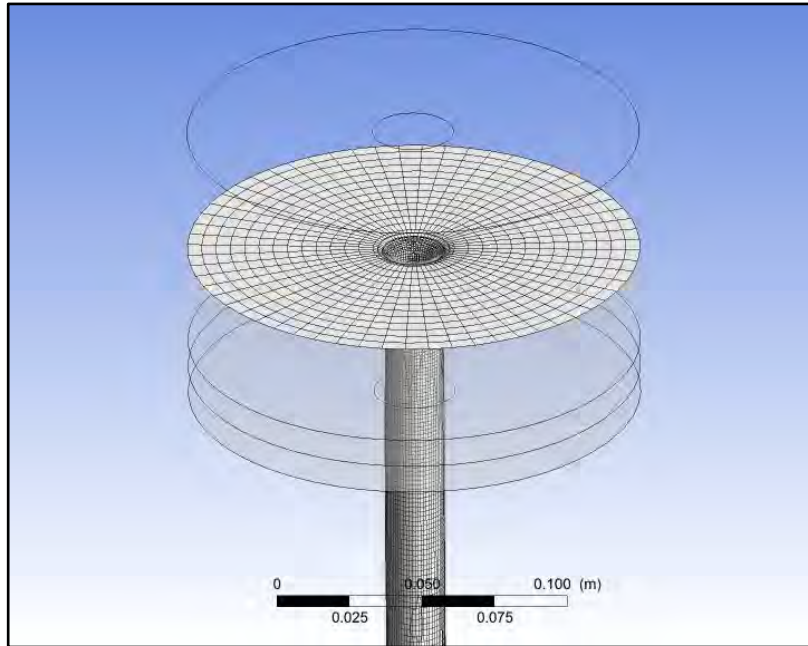


Figure IV-17 : Vue isométrique de l'écoulement diphasique en entrée de tube.

$$Q_l = 0,82 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta P = 7545 \text{ Pa}, P_{op} = 100003 \text{ Pa}.$$

L'écoulement obtenu est un écoulement en déversement de type film tombant. Comme il a été mentionné auparavant, l'hypothèse d'un écoulement symétrique est correcte en entrée de tube. Le déversement est davantage visible via une représentation de face de l'écoulement. Cette représentation de face est comparée à une prise de vue obtenue sur la boucle VISCONTI en Figure IV-18. La prise de vue a été réalisée pour un débit d'injection liquide Q_l de $0,82 \text{ m}^3/\text{h}$, et un écart de pression ΔP de 7545 Pa entre la pression à $1,43 \text{ m}$ de l'entrée du tube et la pression dans le bassin supérieur.

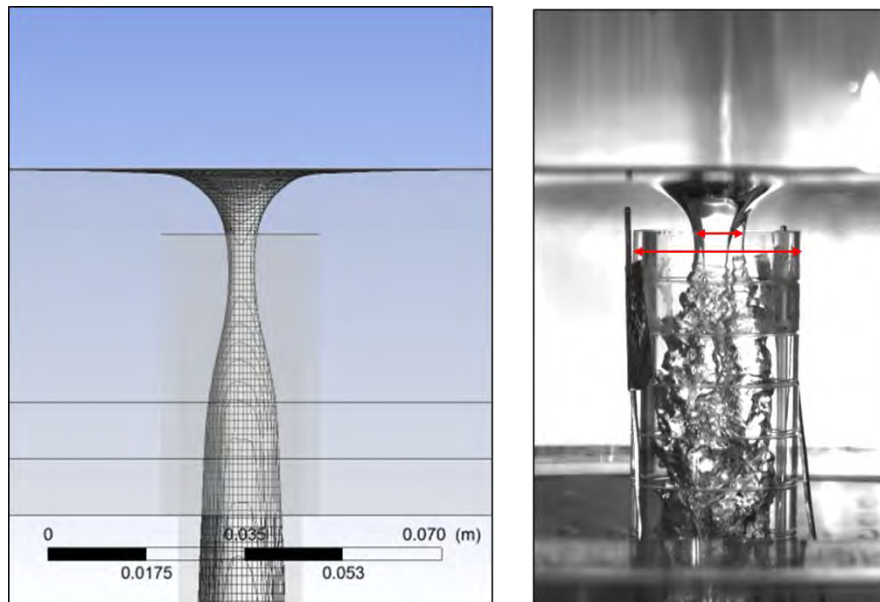


Figure IV-18 : Comparaison entre la simulation numérique et la prise de vue par caméra rapide. A gauche : représentation normale au plan XY de l'écoulement diphasique en entrée de tube. A droite : prise de vue par caméra rapide (résolution $512 \times 1024 \text{ p}$).

$$Q_l = 0,82 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta P = 7545 \text{ Pa}, P_{op} = 100003 \text{ Pa}.$$

L'interface décrite par l'isosurface dans la simulation numérique est proche de la structure observée par caméra rapide. La simulation n'a cependant pas permis de reproduire les irrégularités de la surface libre qui apparaissent au niveau des vingt premiers millimètres du tube. La simulation de ces irrégularités nécessiterait une augmentation de la densité de maillage qui augmenterait le temps de calcul.

Comme le montre la Figure IV-18, le film liquide s'écoule sur les parois internes du tube d'essais en formant un anneau de liquide d'épaisseur constante. La symétrie de l'écoulement selon l'axe du tube est observée en entrée du tube d'essais. On peut alors effectuer une analyse quantitative du taux de vide sur une seule dimension.

L'intérêt de cette étude est de déterminer avec précision l'épaisseur de film en entrée de tube d'essais. L'épaisseur de ce film de liquide se calcule à partir de la position pour laquelle le taux de vide local α est égal à 0,5, correspondant à la position de l'interface. L'erreur sur l'épaisseur est calculée à partir des valeurs pour lesquelles le taux de vide est égal à 0 et à 1. L'épaisseur calculée peut ensuite être comparée à l'épaisseur mesurée en entrée de tube via les prises de vues en caméra rapide. La superposition du profil de vitesse avec le profil de taux de vide permet en outre de comparer la vitesse de la phase vapeur avec la vitesse de la phase liquide. Ce travail sera présenté au paragraphe IV.E.7 -.

Une ligne fictive a été tracée le long du diamètre interne du tube d'essais à une altitude $z = 0$ m, selon l'axe radial x . Le module de vitesse et le taux de vide sont calculés sur 100 points le long de cette ligne fictive. Le tracé des profils est donné en Figure IV-19. Les lignes rouges discontinues marquent l'emplacement de l'interface liquide vapeur. La ligne droite verte correspond à l'iso-valeur $\alpha = 0,5$. La ligne bleue correspond à la valeur du taux de vide local. La position $x = 0$ mm correspond au centre du tube. Les positions $x = -11$ mm et $x = 11$ mm correspondent aux positions de la paroi interne du tube.

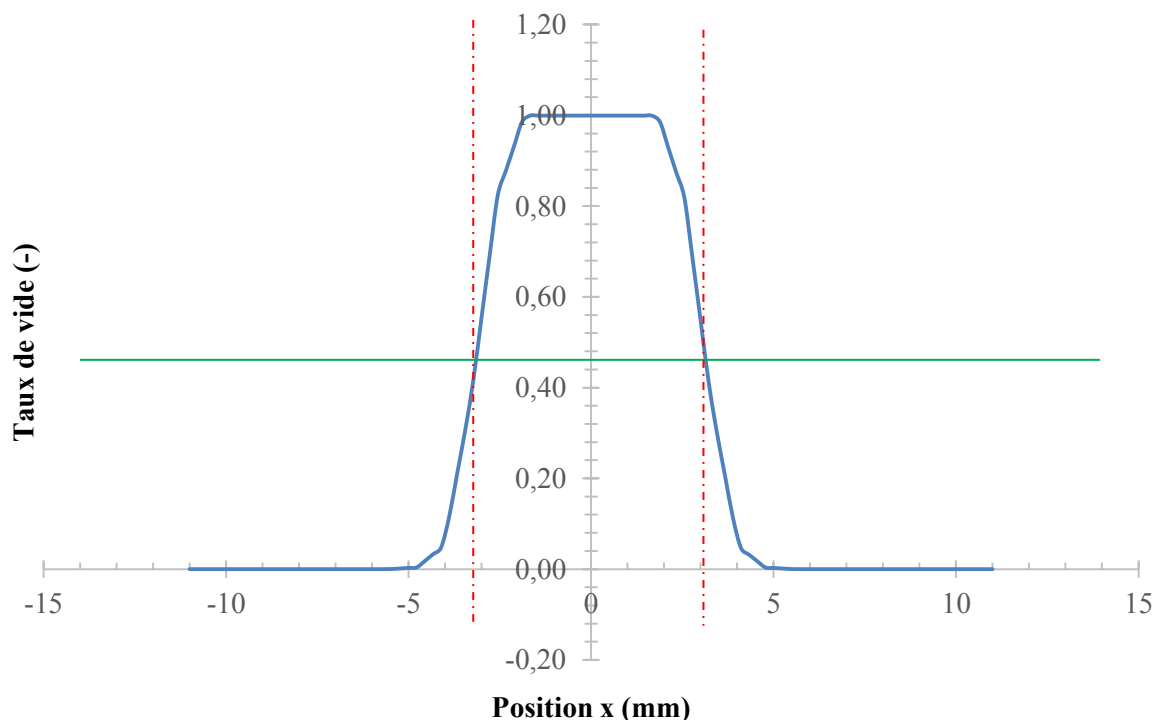


Figure IV-19 : Superposition du profil du taux de vide et du profil de vitesse en entrée de tube. Tracé sur le diamètre interne du tube d'essais.

$$Q_l = 0,82 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta P = 7545 \text{ Pa}, P_{op} = 100003 \text{ Pa}.$$

L'observation de la Figure IV-19 montre que l'épaisseur de film est de $7,9 \text{ mm} \pm 1,8 \text{ mm}$. L'erreur est élevée, ce qui suggère un maillage encore trop grossier. L'estimation de l'épaisseur est cependant acceptable pour comparaison avec les prises de vues par caméra rapide. L'échelle sur la prise de vue en Figure IV-18 est donnée par le diamètre externe du tube d'essais qui est de 28 mm. A partir de cette valeur, on en déduit une épaisseur de film mesurée de 6,9 mm.

L'épaisseur de film en entrée de tube est donc correctement reproduite par la simulation mais peut encore être améliorée par augmentation de la densité de maillage.

IV.D.2 - Comparaison de la hauteur mesurée et de la hauteur calculée

Connaissant le dépassement z du tube par rapport au fond du bassin et le champ de pression, la hauteur moyenne en surplomb du tube peut être déduite à partir de la loi de l'hydrostatique. En notant la masse volumique du liquide à l'injection ρ_l , et la pression au fond du bassin $\langle P_{bottom} \rangle$, la hauteur de surplomb H s'écrit :

$$H = \frac{\langle P_{bottom} \rangle}{\rho_l g} - z \quad (\text{IV.10})$$

La hauteur en surplomb dans ces conditions est de 11,8 mm. Ce calcul peut être également réalisé par la détermination de la valeur maximale de la coordonnée y sur l'isosurface $\alpha = 0,5$.

Dans les conditions expérimentales données par la Table IV-8, la hauteur liquide mesurée en surplomb est de 10 mm avec une incertitude de 1 mm sur la lecture. Avec une incertitude maximale (soit 11 mm de hauteur mesurée), un écart relatif de 7% est observé par rapport aux essais.

La valeur du débit volumique d'injection liquide étant connue, cette hauteur de surplomb est comparée avec la valeur calculée par la corrélation de Bazin modifiée (cf. Table IV-1 et équation (III.9)). Dans les conditions aux limites imposées, la corrélation de Bazin modifiée donne une hauteur de 9,3 mm. L'écart relatif entre la simulation et la corrélation est de 22%, ce qui reste un écart élevé. Un nombre plus important de calculs doit être effectué afin de conclure sur l'applicabilité de la corrélation de Bazin à un déversoir circulaire.

IV.D.3 - Calcul du débit volumique de gaz injecté et bilan récapitulatif

La comparaison du débit massique de gaz injecté dans le domaine d'étude et le débit mesuré lors des essais constitue le troisième critère de validation de la simulation. Le calcul du débit volumique de gaz injecté est réalisé sur la surface d'injection vapeur, et donne un débit moyen de $0,28 \text{ m}^3/\text{h}$. En comparaison, le débit moyen de vapeur mesuré sur la boucle VISCONTI est de $0,59 \text{ m}^3/\text{h}$. Le débit estimé semble fortement sous-estimé sur la simulation numérique. Cependant, il faut noter le changement de phase n'est pas pris en compte dans ce calcul or ce dernier peut augmenter le débit d'injection de vapeur injecté à écart de pression imposé. Les résultats obtenus et la comparaison avec les résultats expérimentaux sont récapitulés dans la Table IV-7.

	Simulation	Essai sur VISCONTI
Hauteur de surplomb (mm)	11,8	10 ± 1
Epaisseur de film (mm)	$7 \pm 1,77$	6,9
Débit vapeur (m^3/h)	0,28	0,59

Table IV-7 : Comparaison des paramètres nécessaires à la validation du code numérique. Simulation sans prise en compte du changement de phase.

La hauteur de surplomb ainsi que l'épaisseur de film sont bien reproduites par la simulation (même si un léger écart est observé au niveau de la hauteur de surplomb). La reproduction des phénomènes hydraulique au niveau de la phase liquide en entrée de tube est satisfaisante, mais la simulation sous-estime le débit d'entraînement de la vapeur de manière importante.

IV.E - Analyse de l'écoulement diphasique au sein de la section pour un écoulement en film tombant.

La partie précédente a montré que la simulation numérique est capable de reproduire les phénomènes hydrauliques au sein de la section d'essais pour un écoulement sans changement de phase. Il convient maintenant d'étudier l'écoulement d'un point de vue qualitatif et quantitatif.

Cette analyse doit remplir deux objectifs :

- Comprendre les paramètres régissant les écoulements diphasiques en film tombant,
- Etudier l'influence du débit liquide sur l'écoulement diphasique lorsque l'écart de pression aux extrémités du tube est fixé,

Cette étude a été faite en réalisant deux simulations numériques différentes. Les conditions appliquées aux deux calculs sont indiquées dans la Table IV-8.

Le modèle a été présenté dans la partie précédente. Cette partie montre l'exploitation des résultats qui a été réalisée sur une simulation numérique de référence.

Les paramètres d'entrée imposés sur Fluent sont indiqués dans la Table IV-8 :

	Paramètre d'entrée	Unité	Simulation 1
Entrée liquide	T_l	°C	21,55
	v_l	m/s	0,011
	$\dot{m}_l$	kg/s	0,078
	Q_l	m ³ /h	0,20
Sortie de tube	T_{outlet}	°C	23,3
	P_{outlet}	Pa	110980
	ΔP	Pa	14280
Injection vapeur	P_{op}	Pa	96700
	T_v	°C	47,15

Table IV-8 : Conditions d'entrée paramétrées dans la simulation numérique n°1.

Les calculs sont réalisés pour 9 secondes physiques avec un pas de temps fixe de 0,5 ms. Le calcul a été effectué sur 8 processeurs en parallèle. La durée des calculs présentés est de 5 jours.

IV.E.1 - Atteinte et étude du régime permanent

L'étude du régime transitoire est intéressante car elle permet de déterminer les temps caractéristiques de l'écoulement et l'existence d'un régime périodique. De plus, ce travail permet de déterminer les temps

physiques représentatifs du régime établi pour les analyses qualitative et quantitative. L'atteinte du régime permanent est étudiée à partir de l'analyse temporelle de trois paramètres :

- la pression moyenne au fond du bassin supérieur (représentative de la hauteur de liquide dans le bassin),
- le débit massique de vapeur calculé au niveau de l'injection de vapeur,
- le taux de vide surfacique moyen calculé en entrée de tube.

L'étude temporelle est présentée en Figure IV-20. Cette dernière présente l'évolution temporelle des valeurs précédemment citées sous les conditions opératoires données en Table IV-8. La courbe bleue représente l'évolution du taux de vide, la courbe noire représente l'évolution du débit de vapeur, et la courbe rouge représente la pression hydrostatique moyenne au fond du bassin. L'extraction des données est effectuée à chaque pas de temps, soit toutes les 0,5 ms. Les traits discontinus bleus montrent le démarquage entre les périodes (s'il y en a).

Pression moyenne au fond du bassin (P_{bottom})

On peut observer sur la figure que la pression moyenne au fond du bassin (P_{bottom}) diminue sur 0,5 seconde. Par la suite, la valeur de la pression tend vers une valeur constante de 756 Pa. Le post-traitement de la valeur finale permet de calculer la hauteur de liquide en surplomb du tube d'essais. Cette hauteur est calculée dans le paragraphe IV.E.3 -. L'amplitude de la variation atteint 95% de sa valeur finale à 2,765 s.

Taux de vide surfacique moyen $\langle \alpha \rangle$ en entrée de tube

Le taux de vide en entrée de tube atteint une valeur relativement stable à partir de $t = 2$ s. On observe un schéma temporel répétitif, dans lequel le taux de vide augmente faiblement en entrée de tube pour ensuite diminuer de nouveau. Ces faibles variations de taux de vide illustrent les contractions périodiques du cœur de vapeur en entrée de tube. Le cœur de vapeur se contracte avec les variations de l'épaisseur du film liquide en entrée de tube. La période moyenne de contraction du film de liquide en entrée de tube est de 2 secondes. L'épaisseur de film est un point qui sera davantage discuté en IV.E.4 - La valeur du taux de vide surfacique tend vers une valeur seuil de 0,48. Cette valeur est atteinte après 4 secondes.

Débit massique d'injection vapeur

L'évolution du débit d'injection de vapeur suit une fonction périodique amortie dont la période moyenne est égale à 2,14 secondes. Il faut noter que le débit de vapeur atteint des valeurs négatives pour certains temps physiques, ce qui illustre le fait que la vapeur ressort du domaine pour ces temps. Ce phénomène s'atténue avec l'établissement progressif du régime établi puis disparaît pour des temps supérieurs à 6,4 secondes. D'après l'évolution sur 9 secondes, le régime établi n'est pas atteint car l'amplitude des oscillations continue de décroître. Cependant, la valeur finale du débit en régime établi peut être déterminée. Le débit massique de vapeur injectée tend vers une valeur de 0,07 g/s. Le régime établi n'est pas encore atteint.

Ces comportements transitoires n'ont pas été observés sur la boucle d'essais car la période d'acquisition entre les points de mesure a été trop importante devant les temps caractéristiques observés ici.

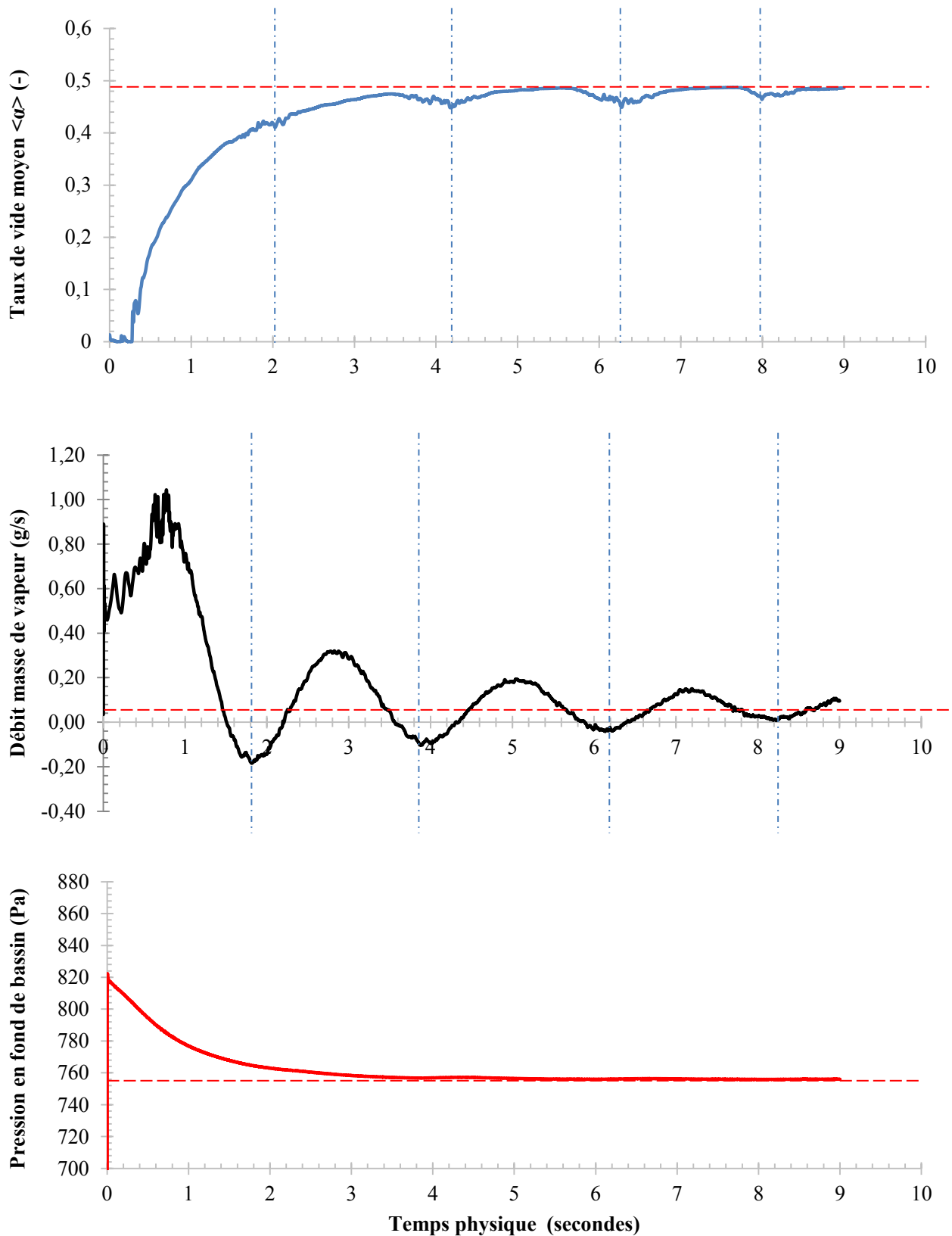


Figure IV-20: Paramètres d'étude pour détermination du régime permanent - En bleu : le taux de vide surfacique moyen en entrée de tube, en noir : le débit de vapeur injecté dans le domaine, en rouge : la pression différentielle calculée en fond de bassin. $Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$.

IV.E.2 - Analyse qualitative la structure de l'écoulement

L'analyse de la structure générale de l'écoulement est effectuée en deux parties. L'analyse structurale est d'abord menée en entrée de tube puis au sein du tube. Les représentations 3D qui suivront ont été extraites à $t = 9$ s, temps pour lequel le régime permanent est atteint. Les écoulements présentent des structures similaires dans les deux simulations, aussi l'analyse qualitative sera plus rapide qu'au paragraphe IV.D.1 -.

Écoulement en entrée de tube

La Figure IV-21 donne une vue isométrique de l'écoulement en entrée de tube. Cette représentation est réalisée de la même manière que la Figure IV-17.

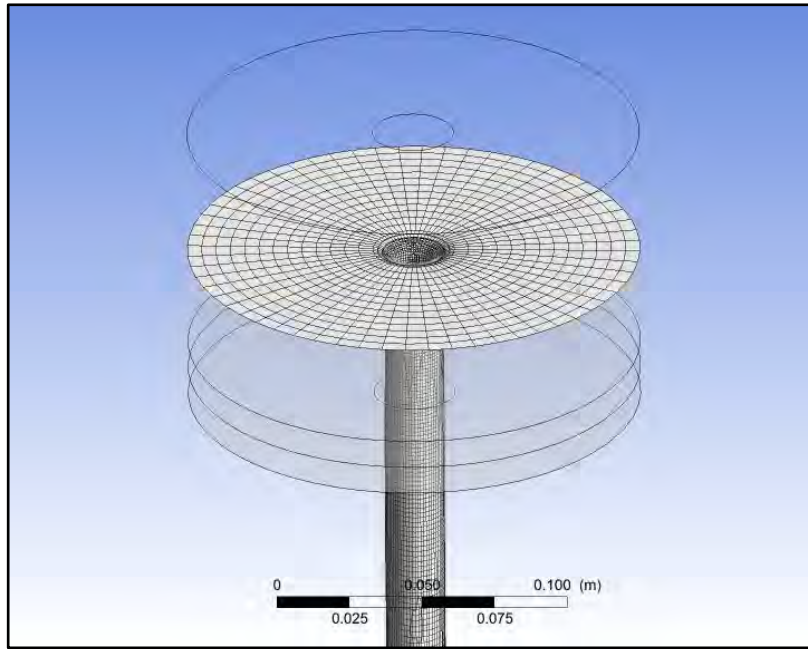


Figure IV-21 : Vue isométrique de l'écoulement diphasique en entrée de tube.

$$Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta P = 14280 \text{ Pa}, P_{op} = 96700 \text{ Pa}.$$

Comme l'écoulement simulé en IV.D.1 -, le liquide se déverse en film tombant sur les parois internes du tube vertical. Une représentation de face est comparée à une prise de vue obtenue sur la boucle VISCONTI en Figure IV-22. La prise de vue a été réalisée pour un débit d'injection liquide Q_l de $0,23 \text{ m}^3/\text{h}$, et un écart de pression ΔP de 11194 Pa entre la pression à $1,43 \text{ m}$ de l'entrée du tube et la pression dans le bassin supérieur.

Il a été vu que le comportement de la hauteur de liquide ne dépendait pas de l'écart de pression ΔP lorsque l'écoulement en entrée de tube est en film tombant (cf. Figure IV-15), donc la différence entre ΔP_{exp} et ΔP_{simu} ne doit pas avoir d'impact.

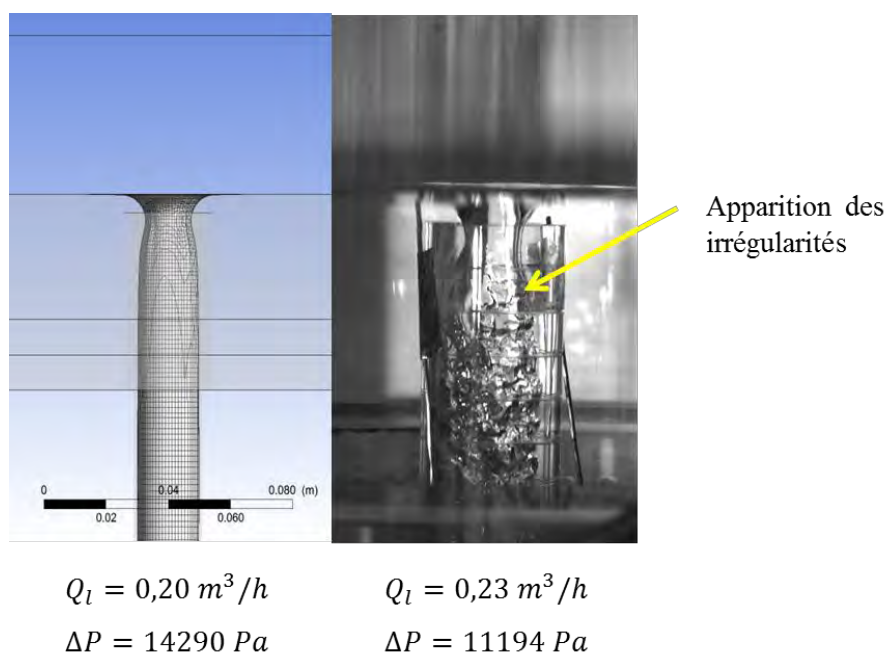


Figure IV-22 : Comparaison entre la simulation numérique et la prise de vue par caméra rapide. A gauche : représentation normale au plan XY de l'écoulement diphasique en entrée de tube. A droite : prise de vue par caméra rapide (résolution 512x1024 p).

La reproduction de l'interface liquide/vapeur par l'isosurface est satisfaisante. Elle nécessite tout de même une augmentation de la densité de maillage afin de reproduire les irrégularités observées sur la prise de vue.

Écoulement au sein du tube d'essais

L'écoulement diphasique observé est similaire à l'écoulement diphasique (A) décrit en IV.B.3, comme le montre la vue d'ensemble sur la Figure IV-23.

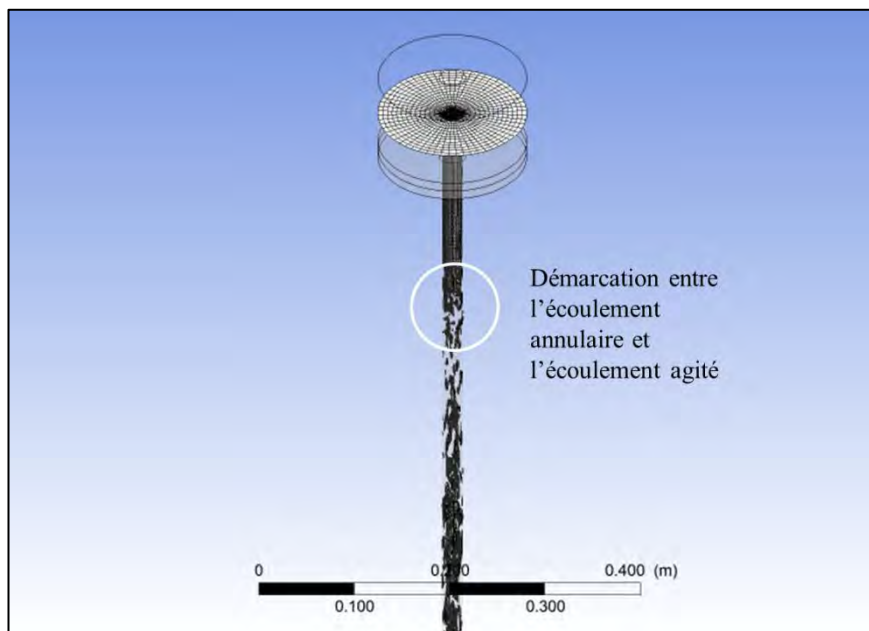


Figure IV-23: Représentation isométrique d'ensemble de l'écoulement dans le tube d'essais.
 $Q_l = 0,20 \text{ m}^3/h$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$.

Il y a distinction de deux écoulements dans le tube d'essais. En partie supérieure du tube est observé un écoulement annulaire dans lequel le film de liquide s'écoule sur les parois du tube d'essais sur une distance de 0,25 mètre. Passé cette limite, l'écoulement diphasique passe dans une zone de transition dans laquelle l'écoulement devient agité et la phase vapeur devient fortement dispersée. L'écoulement agité est observé jusqu'en sortie de tube.

La Figure IV-24 représente les structures d'écoulement dans le tube d'essais à différentes altitudes dans le tube d'essais. Les altitudes données sont prises au centre de chaque image. La visualisation de l'interface liquide/gaz est réalisée par l'isosurface $\alpha = 0,5$. La séparation des écoulements a lieu à une hauteur approximative de 0,25 mètre en dessous de l'entrée du tube d'essais. La phase vapeur est entraînée vers le bas du tube selon des structures irrégulières et de manière agitée dans le tube. La répartition hétérogène des structures de vapeur montre que l'écoulement n'est pas axisymétrique.

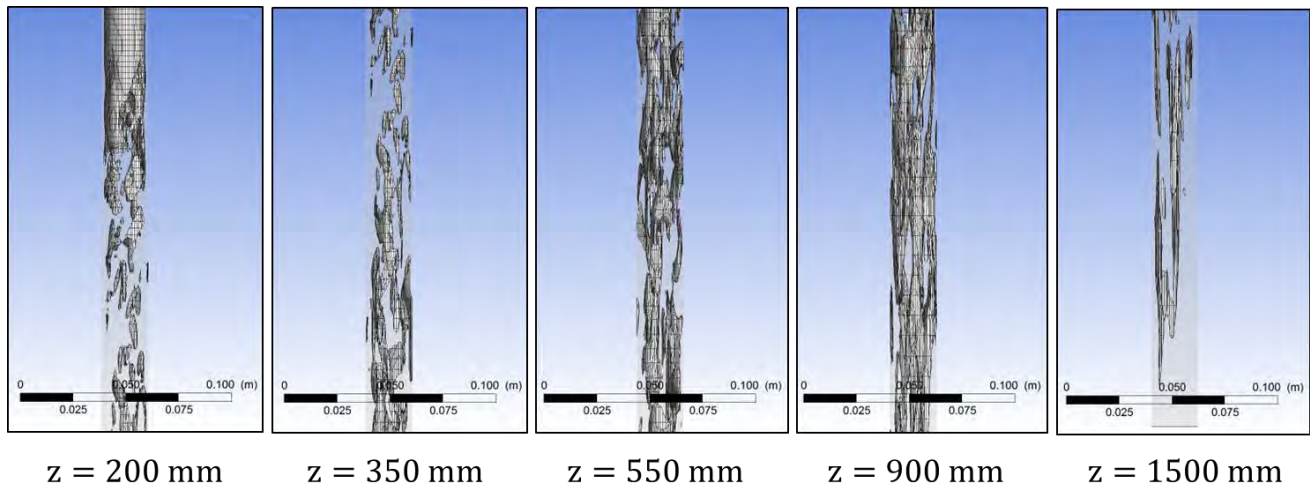


Figure IV-24 : Evolution des structures de vapeur dans le tube d'essais à $z = 200$ mm, 350 mm, 550 mm, 900 mm et 1500 mm. Représentation en trois dimensions. $t = 9$ s. $Q_l = 0,20$ m³/h, $\Delta P = 14280$ Pa, $P_{op} = 96700$ Pa.

A 200 mm de l'entrée du tube, on observe la transition de régime entre les deux régimes d'écoulement. La vapeur est entraînée dans le tube avec la phase liquide. Les structures n'ont pas de formes bien définies, surtout à partir de 550 mm d'altitude. En effet, les poches de vapeur apparaissent très longilignes comparativement aux structures observées à 200 et 350 mm. Cet aspect difforme des poches s'explique par l'allongement progressif des mailles qui a été réalisé afin de limiter les temps de calcul (cf. IV.C.2 -). Il faut noter que la présence des petites bulles n'est pas simulée, la taille de ces bulles étant inférieure à la taille de maille.

IV.E.3 - Comparaison de la hauteur mesurée et de la hauteur calculée

Le calcul de la hauteur en surplomb est fait par la même méthode que décrite en IV.D.2 -. Avec les conditions aux limites imposées, la hauteur de surplomb est de 5,1 mm. Dans le cas où le débit d'injection liquide Q_l de 0,23 m³/h, et un écart de pression ΔP de 11194 Pa à 1,43 m de l'entrée du tube, la hauteur liquide mesurée en surplomb est de 6 mm avec une incertitude de 1 mm sur la lecture.

Pour une incertitude de mesure maximale, l'écart relatif entre les mesures expérimentales et la simulation est de 2%, ce qui confirme la capacité du code à reproduire ce paramètre.

Cette valeur de hauteur est comparée à celle obtenue par la corrélation de Bazin (cf. IV.D.2 -). Dans les conditions aux limites imposées, la corrélation de Bazin modifiée donne une hauteur de 3,9 mm soit un écart relatif avec la simulation numérique de 30%.

IV.E.4 - Etude de la fraction de vapeur volumique au sein du tube d'essais.

L'étude de la fraction volumique de vapeur peut être réalisée de différentes façons avec les outils à disposition. L'intérêt de cette étude est de servir de référence pour la future comparaison avec la simulation numérique prenant en compte le changement de phase.

L'étude qualitative de l'écoulement en entrée de tube montre un écoulement en film tombant sur les parois internes du tube. Cependant, ce type d'analyse ne permet pas de déterminer le taux de présence de la phase vapeur dans le cœur gazeux. Les calculs effectués sur Fluent permettent d'obtenir une représentation de la fraction volumique locale de vapeur dans le domaine. A cette fin, une vue en coupe de la section d'essais en entrée de tube est présentée en Figure IV-25. Cette dernière représente la fraction volumique locale dans le domaine au niveau du plan XY passant par l'axe du tube d'essais. L'aire en rouge correspond à une fraction volumique locale égale à 1 (présence de vapeur uniquement), et l'aire en bleu correspond à une fraction volumique locale égale à 0.

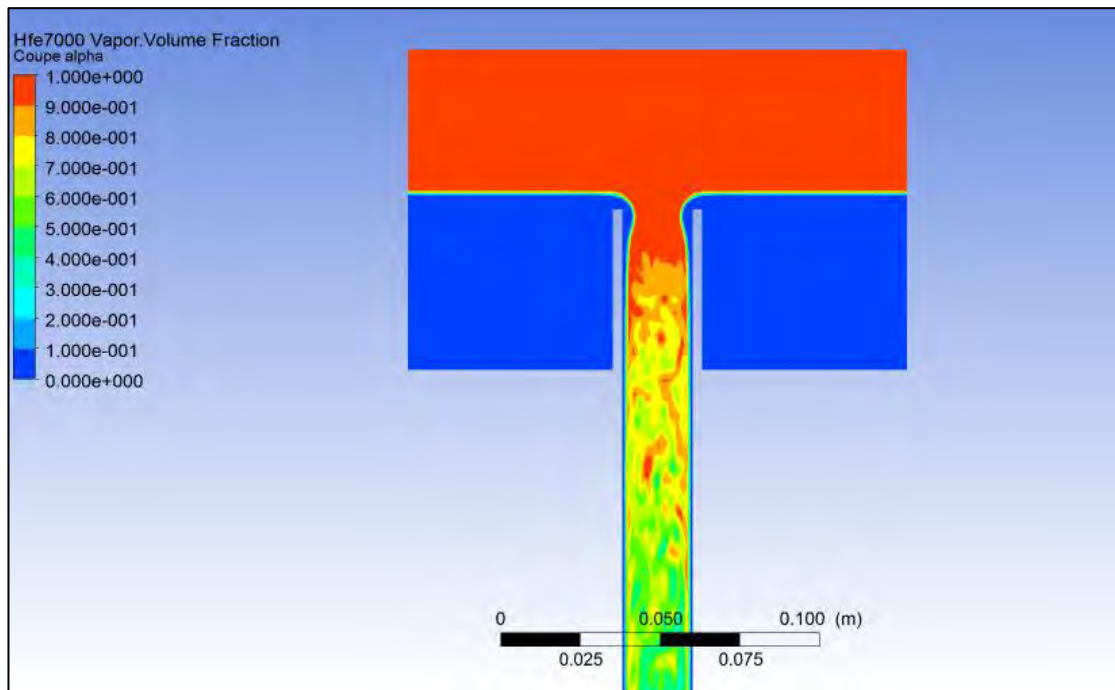


Figure IV-25 : Représentation de la fraction volumique vapeur locale en entrée de tube. $z = 0 \text{ mm}$, $t = 9 \text{ s}$. En rouge : $\alpha = 1$, en bleu : $\alpha = 0$. Représentation normale au plan XY du domaine d'étude. $Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$.

La Figure IV-25 montre que le cœur gazeux n'est pas composé de vapeur pure, la fraction volumique locale étant strictement comprise entre 0 et 1. La phase liquide est dispersée dans le cœur gazeux et est modélisée. La dimension des gouttes de liquide étant de taille inférieure à la taille des mailles, leurs interfaces ne peuvent être déterminées. Seules les larges interfaces sont simulées. Il s'agit donc d'un écoulement annulaire avec circulation d'un brouillard au centre du tube.

L'analyse effectuée peut être réalisée également dans le tube d'essais. La Figure IV-26 montre une vue en coupe du tube d'essais de la fraction volumique locale à différentes altitudes. Pour une fraction volumique locale égale à 0, la surface est colorée en bleu. Pour une fraction volumique locale comprise entre 0,4 et 0,5, la surface est colorée en vert. Pour une fraction volumique locale comprise entre 0,7 et 0,8, la surface est colorée en jaune.

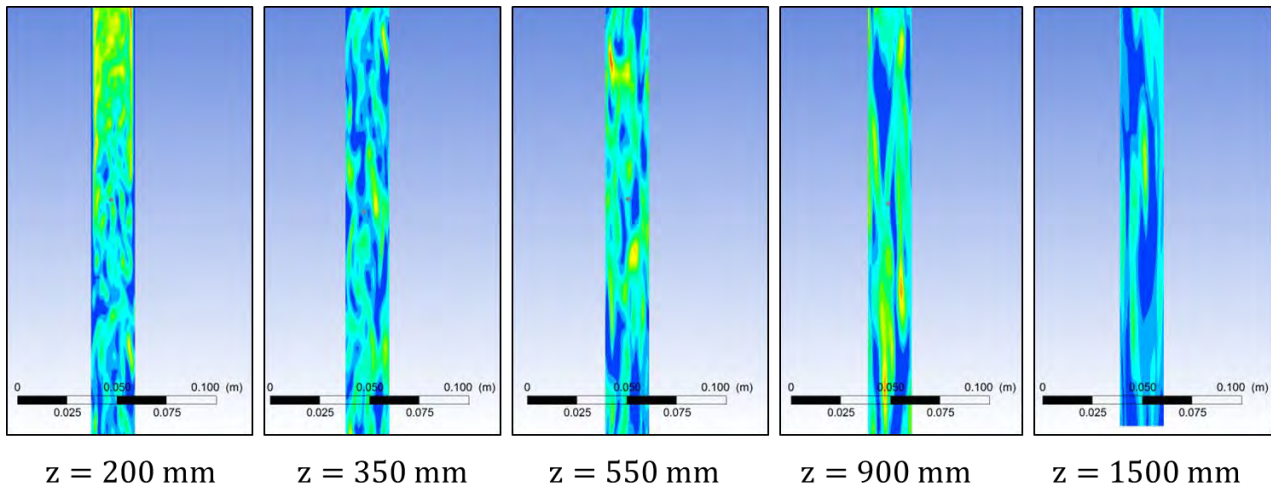


Figure IV-26: Evolution du taux de vide volumique local dans le tube d'essais à différentes altitudes. $t = 9 \text{ s}$. $z = 200 \text{ mm}$, 350 mm , 550 mm , 900 mm et 1500 mm . Représentation normale au plan XY du domaine d'étude. $Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$.

Comparativement au profil de fraction volumique en entrée de tube, la présence de la phase liquide est plus importante ici : la phase dispersée est la phase gazeuse. Les petites bulles ne sont pas représentées pour les mêmes raisons qu'évoquées précédemment.

L'étude quantitative de la fraction volumique est réalisée par calcul d'une fraction volumique surfacique moyenne à différentes altitudes dans le tube d'essais, comme le montre la Figure IV-27. La figure trace le profil de fraction volumique instantanée le long du tube d'essais au dernier pas de temps, soit à 9 secondes physiques. Le taux de vide est calculé tous les 10 cm dans le tube d'essais.

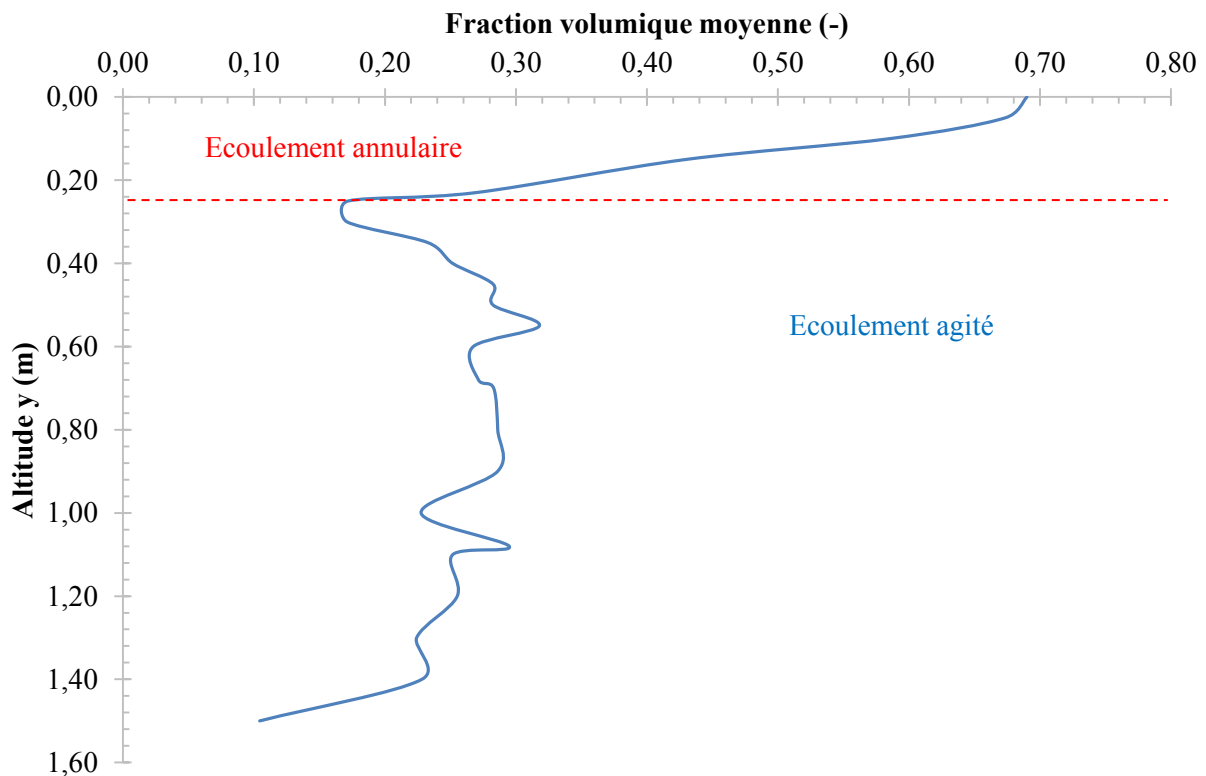


Figure IV-27 : Profil de fraction volumique le long du tube d'essais. $t = 9 \text{ s}$.

La fraction volumique vapeur en entrée de tube est égale à 0,69. Par la suite cette valeur diminue progressivement jusqu'à 0,16. Lors du passage à l'écoulement agité, la valeur augmente de nouveau pour se stabiliser à une valeur moyenne de 0,25. La fraction volumique vapeur rechute par la suite à l'approche de la sortie. On peut cependant attribuer cette chute à la condition de sortie imposée. Cette condition autorise uniquement une injection de phase liquide en cas de rentrée de fluide en sortie.

IV.E.5 - Etude du profil de pression dans le tube d'essais

Le second point de comparaison sera l'étude du profil de pression le long du tube d'essais au dernier pas de temps.

La Figure IV-28 représente la pression différentielle P_{diff} aux altitudes de 50 mm, 200 mm, 350 mm, 550 mm, 900 mm et 1500 mm, à un temps physique de 9 secondes. Il est rappelé que ces altitudes correspondent aux altitudes des capteurs de pression différentielle le long du tube d'essais.

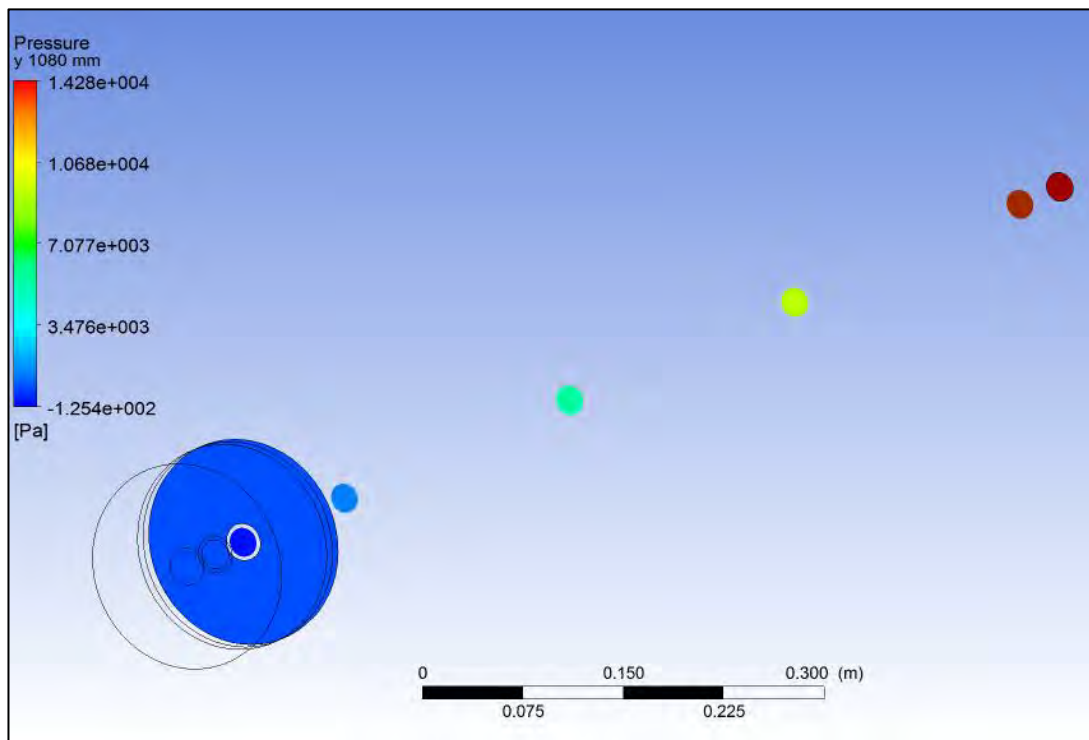


Figure IV-28 : Représentation de la pression différentielle à différentes altitudes dans le domaine d'étude. $t = 9$ s. $z = 50, 200$ mm, 350 mm, 550 mm, 900 mm et 1500 mm. Représentation en 3 dimensions.
 $Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$.

La pression augmente au fur et à mesure que l'altitude diminue dans le tube. Les champs de pression dans chacune des sections droites montrent que la pression est uniforme, quelle que soit l'altitude. Il devient pertinent de tracer la pression différentielle le long de l'axe du tube d'essais (cf. Figure IV-29). Le calcul de la pression le long de l'axe est réalisé sur 150 points le long de l'axe. Le trait discontinu rouge représente la transition entre la zone annulaire et la zone avec un écoulement diphasique agité.

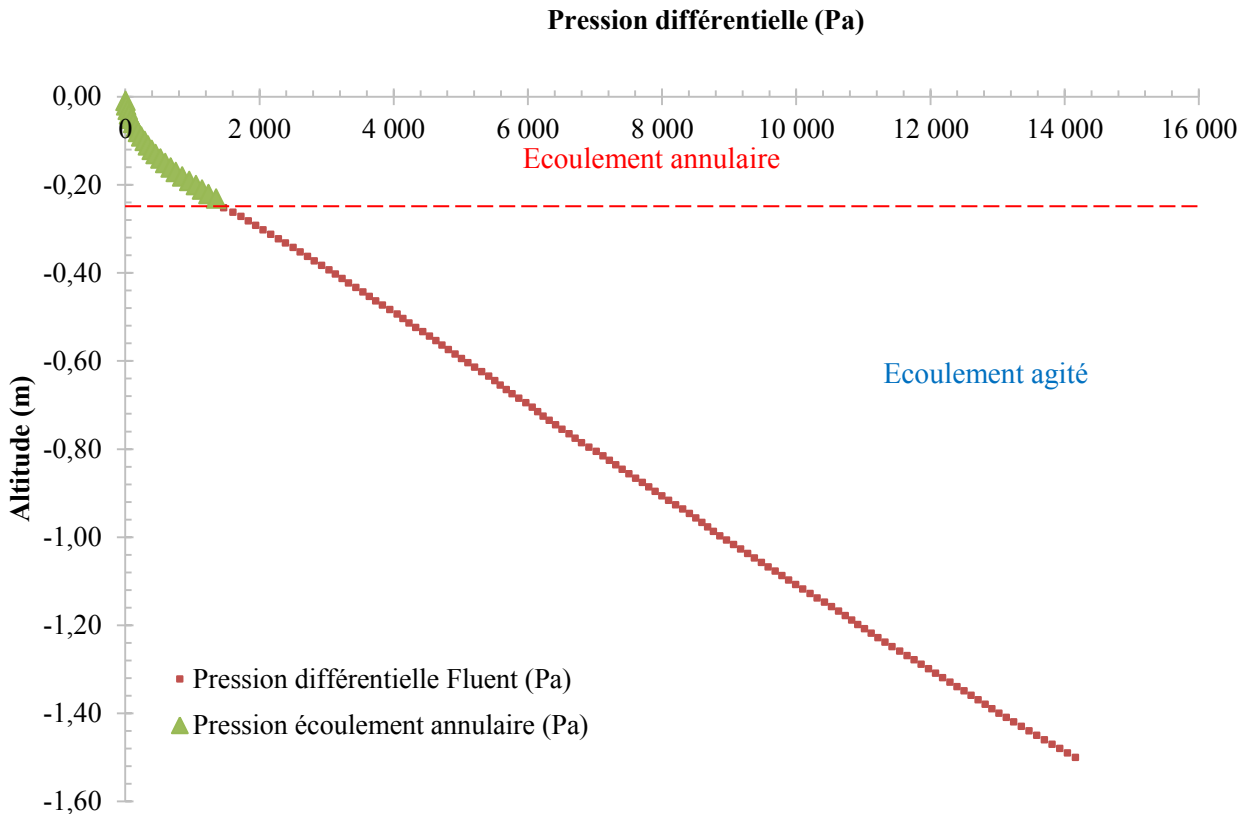


Figure IV-29 : Profil de pression différentielle le long du tube d'essais, $t = 9$ s. En rouge, calcul direct sur Fluent.

$$Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta P = 14280 \text{ Pa}, P_{op} = 96700 \text{ Pa}.$$

La Figure IV-29 montre que le profil de pression le long du tube d'essais se divise en deux parties. L'évolution de la pression le long du tube suit une évolution linéaire dans la zone agitée malgré la variation de taux de vide importante dans cette zone. D'après le modèle à phases séparées, l'écart de pression dépend de trois termes (cf. équation (III.15)) : un terme dû à la gravité, un terme dépendant du frottement diphasique et un terme dû à l'accélération. En faisant l'hypothèse que le terme d'accélération dû au changement de phase est négligeable devant les autres, le comportement linéaire des pertes de pression avec l'altitude montre que le terme de frottement diphasique est négligeable devant le terme gravitaire.

Ce résultat met en perspective la possibilité de proposer ultérieurement un modèle analytique simplifié qui permet de calculer le taux de vide dans le tube lorsque l'écart de pression est imposé et à propriétés physiques de fluide sont connues.

IV.E.6 - Etude du champ de vitesses dans le domaine d'étude

La visualisation du champ de vitesses dans la section d'essais permet de comprendre quel est l'impact de l'écoulement liquide sur l'entraînement de vapeur dans le tube d'essais.

Etude du champ de vitesses

La représentation vectorielle du champ de vitesses a été réalisée sur une coupe transversale passant par l'axe du tube d'essais, comme le montre la Figure IV-30. La taille et la couleur des vecteurs sont déterminées par la valeur de la vitesse locale dans la maille.

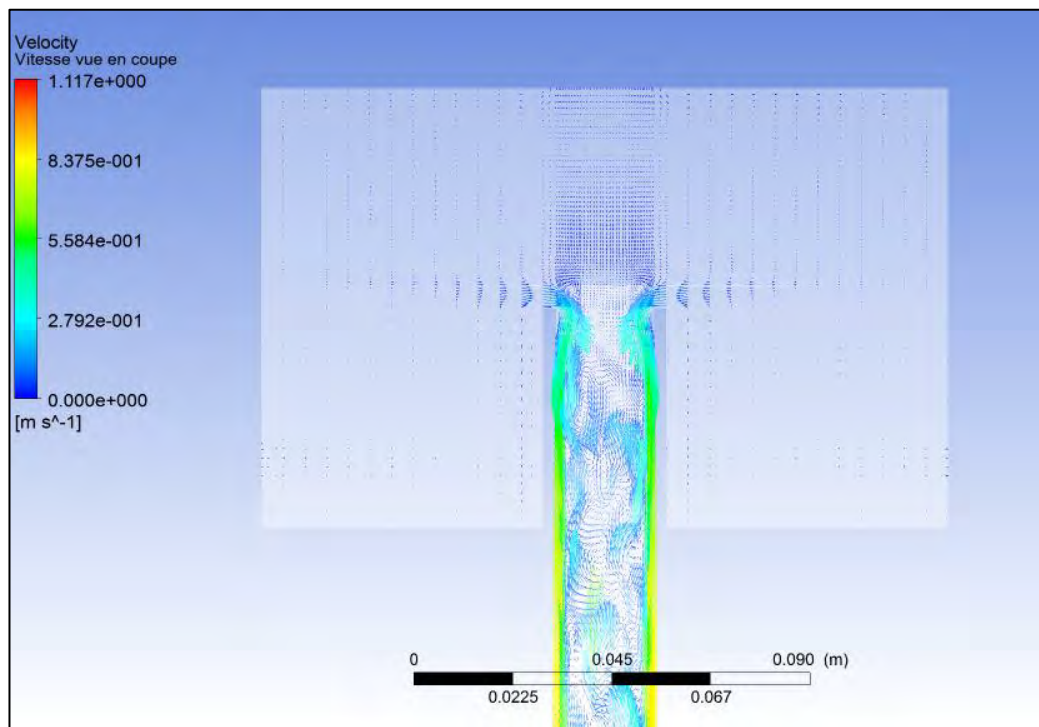


Figure IV-30 : Représentation vectorielle du champ de vitesse en entrée du tube d'essais. $t = 9 \text{ s}$.
 $Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$.

La vitesse est plus importante dans le film liquide s'écoulant sur les parois du tube d'essais que dans le cœur gazeux. Une recirculation de la vapeur est observée en entrée de tube, comme le montre la représentation vectorielle en Figure IV-31. Cette recirculation est due au frottement visqueux entre la phase vapeur et la phase liquide. Le déversement de la phase liquide est réalisé à une vitesse de l'ordre de $0,35 \text{ m/s}$ tandis que la phase vapeur entre dans le tube d'essais à une vitesse bien plus faible ($\sim 0,04 \text{ m/s}$). Le frottement entre les phases conduit à une recirculation de la phase vapeur.

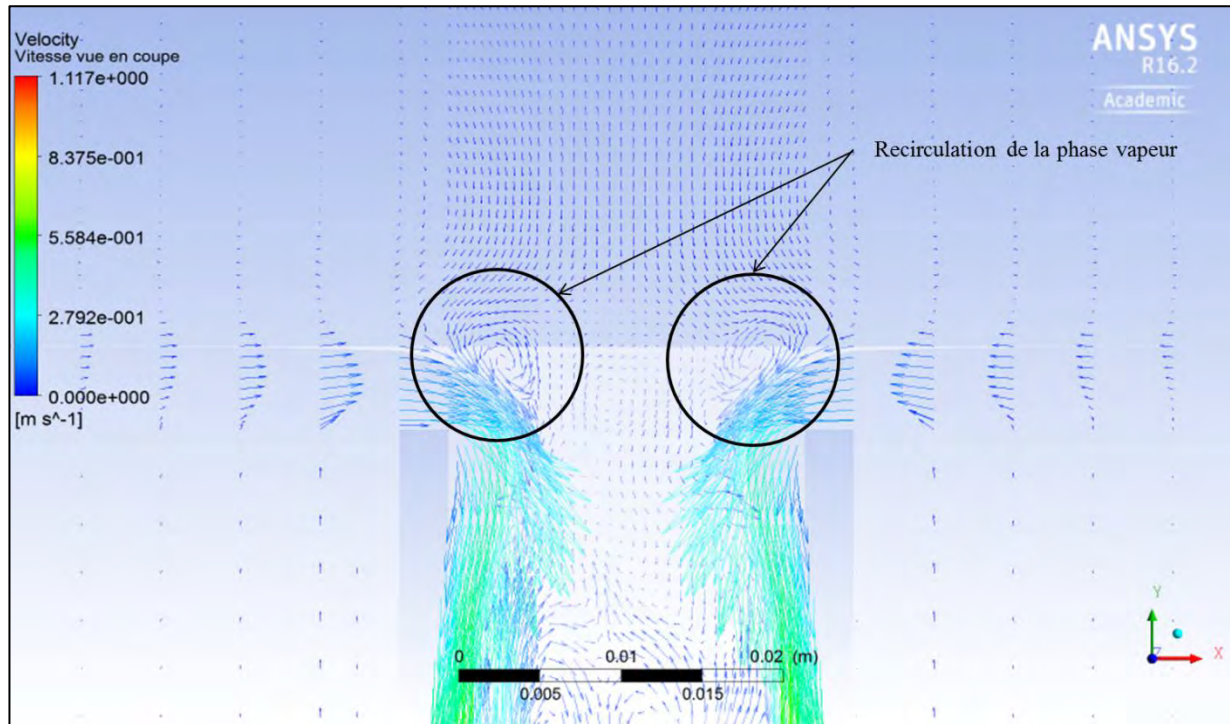


Figure IV-31 : Représentation vectorielle du champ de vitesse en entrée du tube d'essais. $t = 9$ s. Zoom en entrée de tube. $Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$.

De nombreuses recirculations sont également observées dans le cœur vapeur, comme le montre la Figure IV-32.

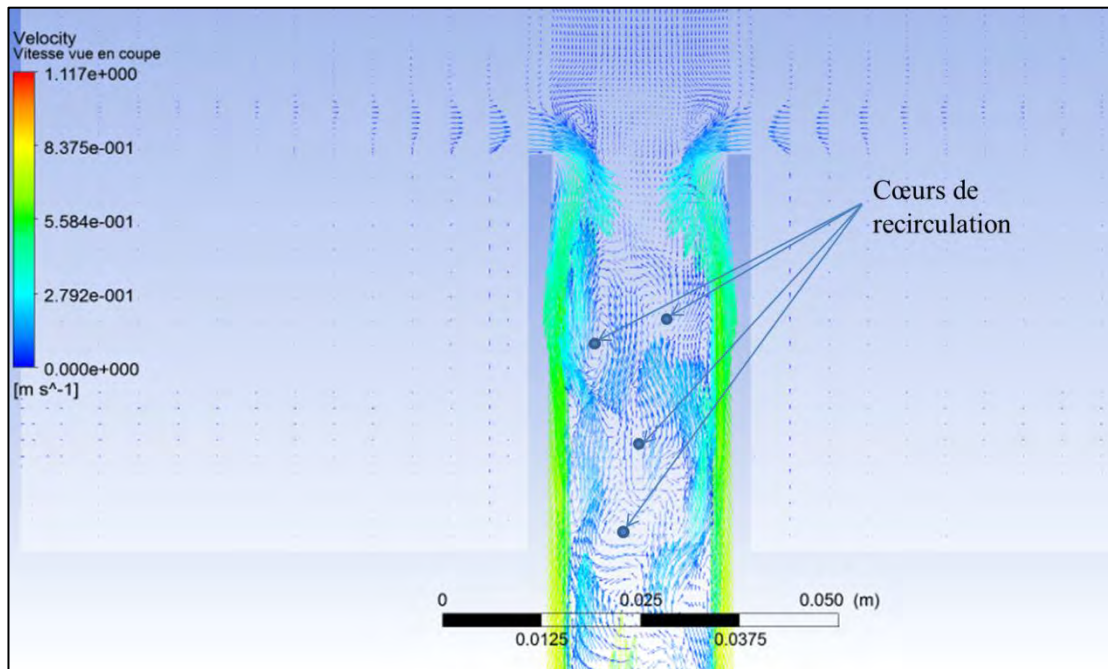


Figure IV-32 : Recirculations en entrée de tube d'essais dans le cœur gazeux. $Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$.

Ces recirculations sont de même nature que les recirculations observées en entrée de tube. Cependant, leur occurrence n'est pas régulière, même lorsque le régime pseudo-permanent est atteint.

Etude de la vitesse

La projection vectorielle permet de rendre compte des phénomènes d'accélération des phases et des phénomènes de recirculation, mais elle ne permet pas de déterminer si la vitesse est uniforme dans le film liquide. En effet, la vitesse n'est représentée que sur une coupe transverse de la section d'essais. Il devient intéressant de représenter les profils de vitesse dans la section de passage du tube d'essais le long de l'écoulement annulaire. La Figure IV-33 donne les modules de vitesses en deux dimensions dans la section de passage du tube d'essais, à cinq altitudes différentes (0, 50, 150, 200 et 250 mm). Il est précisé que le code de couleur utilisé à chacune des altitudes est un code spécifique, et qu'une même couleur ne correspond pas nécessairement à une même gamme de vitesse. La gamme de vitesse est donc donnée pour chacun des profils.

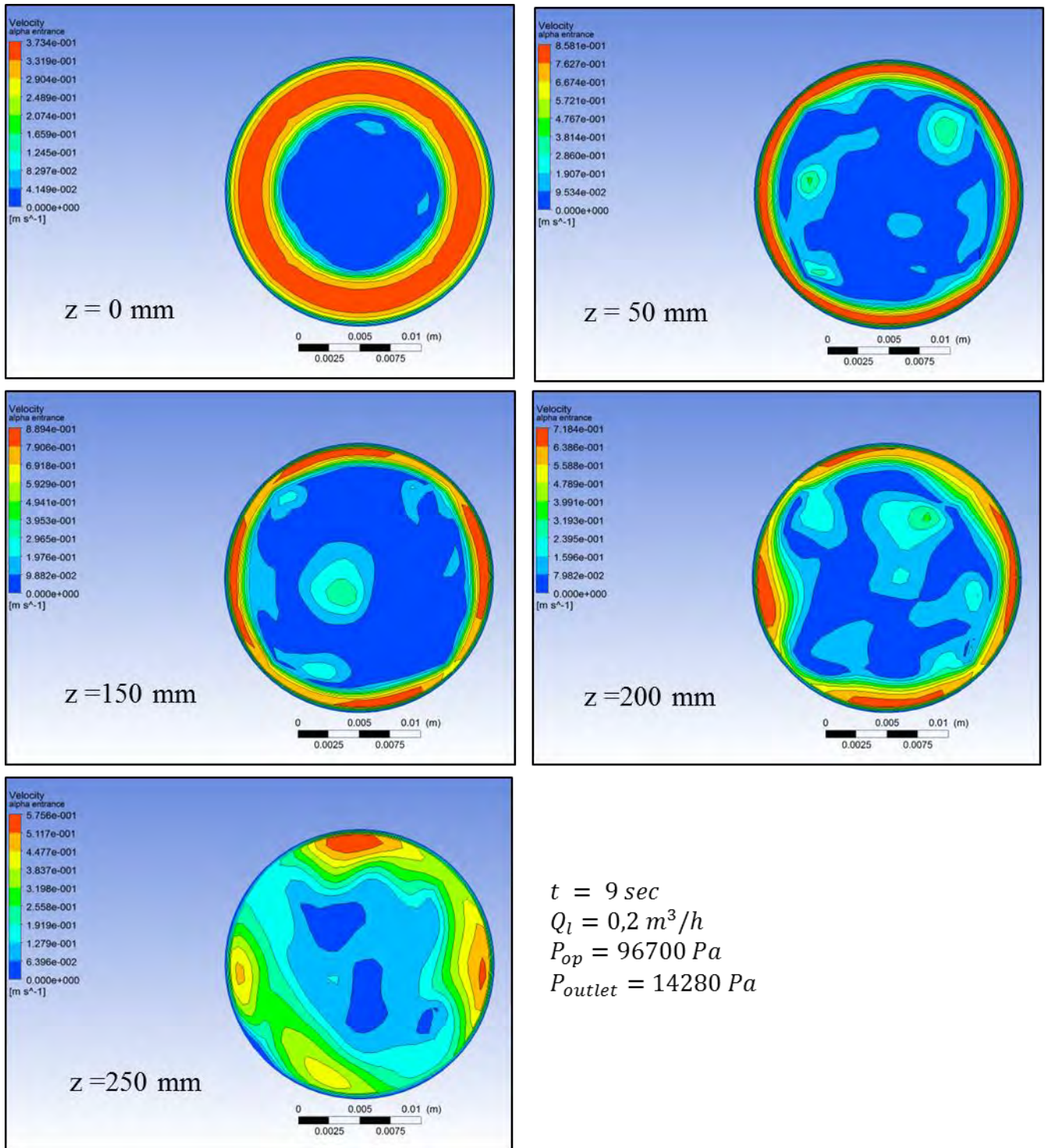


Figure IV-33 : Module de la vitesse dans la section de passage du tube d'essai à différentes altitudes. $Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$.

Le profil de vitesse dans l'espace annulaire montre que la vitesse dans le film liquide est uniforme dans une zone limitée de l'écoulement. Le profil de vitesse à 150 mm indique une dégradation de l'uniformité du champ de vitesse. La vitesse n'est plus constante malgré la continuité du film liquide à cette altitude.

IV.E.7 - Etude du taux de vide et du profil de vitesse en entrée de tube

Comme le montre la Figure IV-33, le film liquide s'écoule sur les parois internes du tube d'essais en formant un anneau de liquide d'épaisseur constante. Cet anneau a une vitesse liquide uniforme sur 360°. La symétrie géométrique de l'écoulement selon l'axe du tube est observée en entrée du tube d'essais. On peut alors effectuer une analyse quantitative de la vitesse et du taux de vide sur une seule dimension.

Le profil de taux de vide local et le profil de module des vitesses sont tracés selon la même méthode que décrite en IV.D.1 -.

L'observation de la Figure IV-34 montre que l'épaisseur de film est de $3,5 \text{ mm} \pm 1 \text{ mm}$. Le profil de taux de vide est stable dans la zone liquide : pour les différents temps physiques calculés, le profil est sensiblement le même dans cette zone. Cette observation est également vraie pour le profil de vitesse en entrée de tube.

On observe cependant de faibles fluctuations du taux de vide en entrée de tube dans la phase vapeur. Sur les quatre secondes calculées, le taux de vide varie entre 0,9 et 1. Ces fluctuations sont plus importantes au niveau du profil de vitesse : la vitesse varie entre 0,015 et 0,15 m/s pour quatre secondes. Ces fluctuations sont dues au fait que le régime établi n'est pas encore parfaitement atteint. D'après la Figure IV-20, l'amplitude des fluctuations du débit de vapeur injecté n'est pas encore constante.

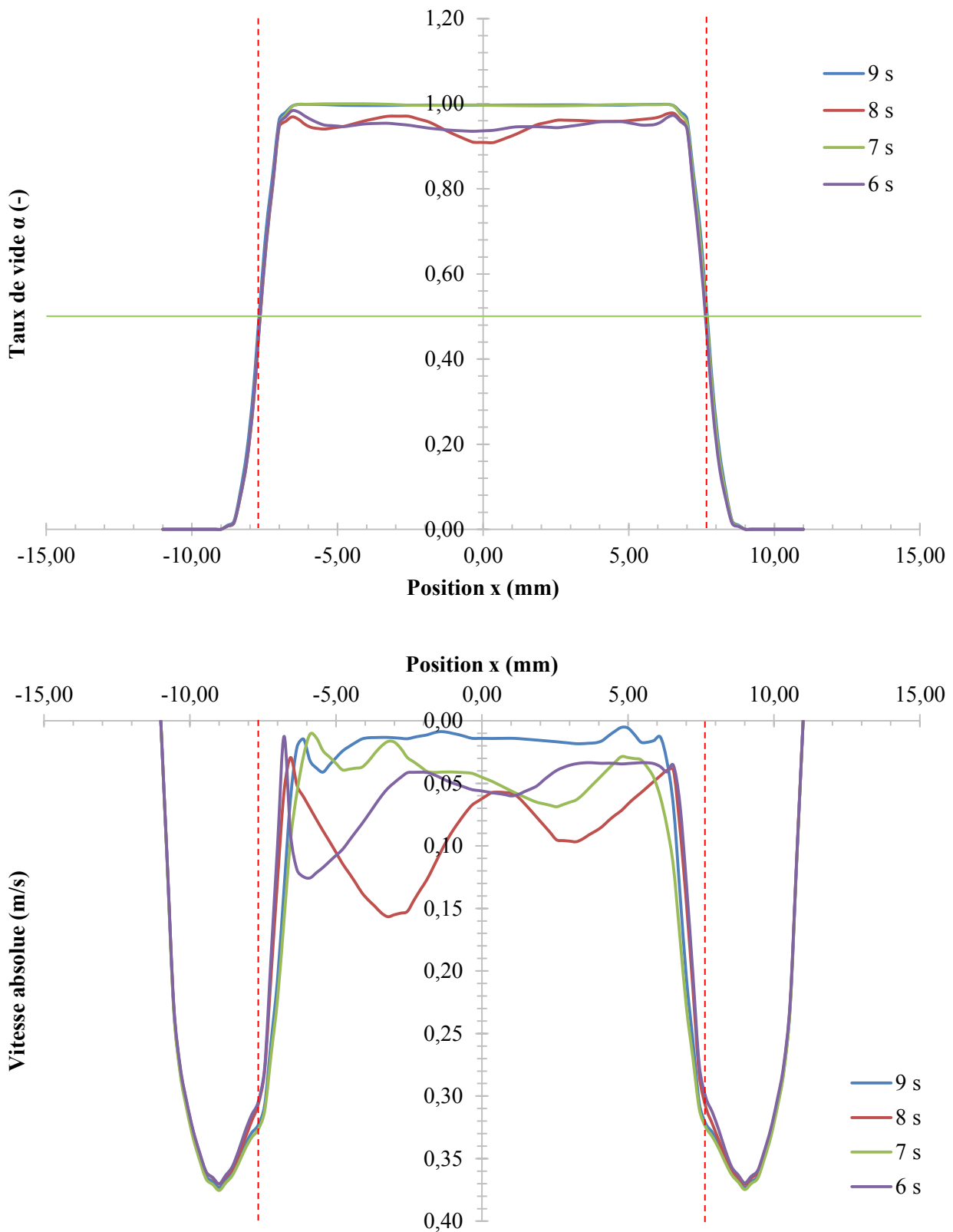


Figure IV-34 : Superposition du profil du taux de vide et du profil de vitesse en entrée de tube. Tracé sur le diamètre interne du tube d'essais. $Q_l = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$.

IV.F - Influence du débit pour un même régime d'écoulement sans changement de phase

La partie précédente a été dédiée à la détermination des profils de pression, de vitesse et de taux de vide dans le domaine pour un écoulement en film tombant. Afin d'étudier l'influence du débit sur le régime d'écoulement dans la section d'essais, deux calculs complémentaires ont été réalisés. Les conditions appliquées aux deux calculs sont les mêmes que celles indiquées dans la Table IV-8 à la différence de la valeur du débit liquide. Les valeurs de débit liquide utilisées dans les deux simulations sont listées dans la Table IV-9.

Simulation	Vitesse d'injection m/s	Débit massique résultant kg/s	Débit volumique m ³ /h
1	0,011	0,077	0,20
2	0,028	0,20	0,51

Table IV-9 : Etude du débit liquide.

Le calcul n°1 a déjà été décrit dans la partie IV.E - et ne sera donc pas détaillé ici. Les calculs sont réalisés pour 9 secondes physiques avec un pas de temps fixe de 0,5 ms. Les calculs ont été effectués en parallèle sur 8 processeurs. La durée des calculs présentés est de 5 jours.

L'objectif principal du calcul n°2 est d'étudier l'influence du débit sur le profil de taux de vide volumique dans le tube d'essais pour un écoulement de nature identique (écoulement annulaire). L'objectif du calcul n°3 est de montrer les limites de la simulation paramétrée sur Fluent.

Cette étude se consacre à l'influence du débit de liquide sur les profils pour un écoulement de même nature, afin de comprendre davantage l'impact du débit sur les profils de vitesse et de taux de vide.

La Figure IV-35 donne une vue isométrique de l'écoulement en entrée de tube pour la simulation 2. Les traits continus représentent les limites du domaine d'étude (surfaces internes de la section). La représentation a été obtenue par marquage des cellules dont le taux de vide est inférieur ou égal à 0,5 (mailles « liquide »). L'interface liquide/vapeur est représentée par la surface maillée.

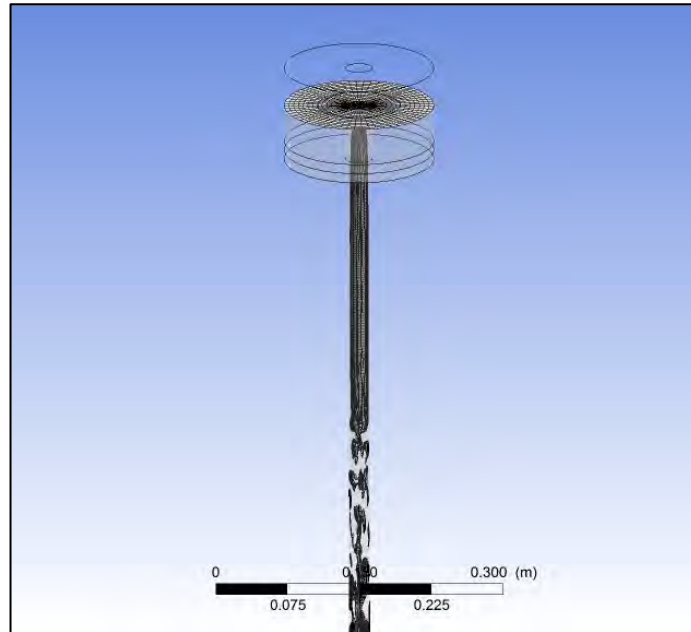


Figure IV-35 : Vue isométrique de l'écoulement diphasique dans le domaine d'étude pour la simulation n°2.

L'écoulement obtenu en entrée de tube est de même nature que celui calculé en simulation n°1. L'écoulement montre un film de liquide s'écoulant sur les parois du tube d'essais puis une zone de transition dans laquelle l'écoulement devient agité et la phase vapeur est fortement dispersée. La démarcation entre les deux régimes d'écoulement se trouve à une altitude approximative de 0,35 mètre. La structure de l'écoulement en entrée de tube est proche de celle observée sur la boucle d'essais à débit de liquide équivalent.

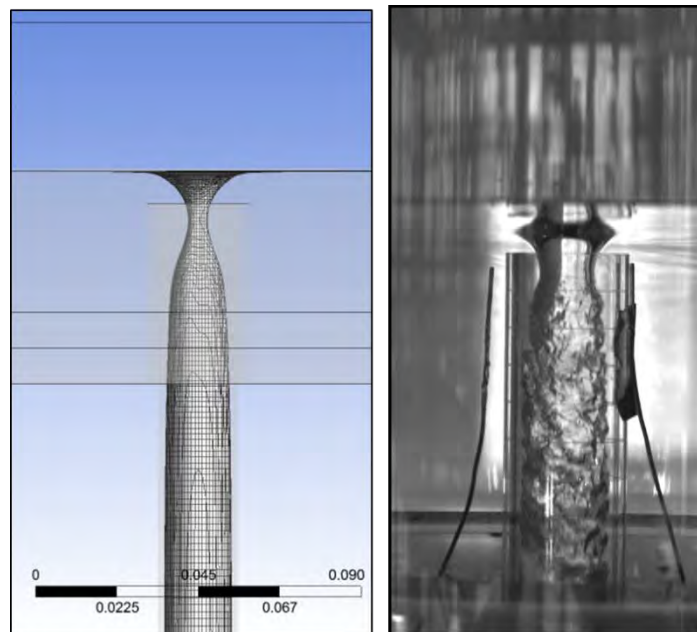


Figure IV-36 : Comparaison de la structure d'écoulement en entrée de tube.

A gauche : $Q_l = 0,51 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14280 \text{ Pa}$, $P_{op} = 96700 \text{ Pa}$

A droite : $Q_l = 0,53 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14878 \text{ Pa}$, $P_{op} = 109000 \text{ Pa}$

Au niveau de l'analyse qualitative, les observations qui ont été soulevées dans la partie 0 sont également valables pour la simulation n°2.

Comparaison du profil de taux de vide au sein du tube d'essais

De manière similaire à la simulation n°1, le taux de vide volumique moyen a été déterminé le long du tube d'essais. Le profil de taux de vide dans le tube d'essais pour la simulation n°1 est comparé avec le profil de la simulation n°2 (cf. Figure IV-37). Les profils ont été tracés au dernier pas de temps de chaque simulation.

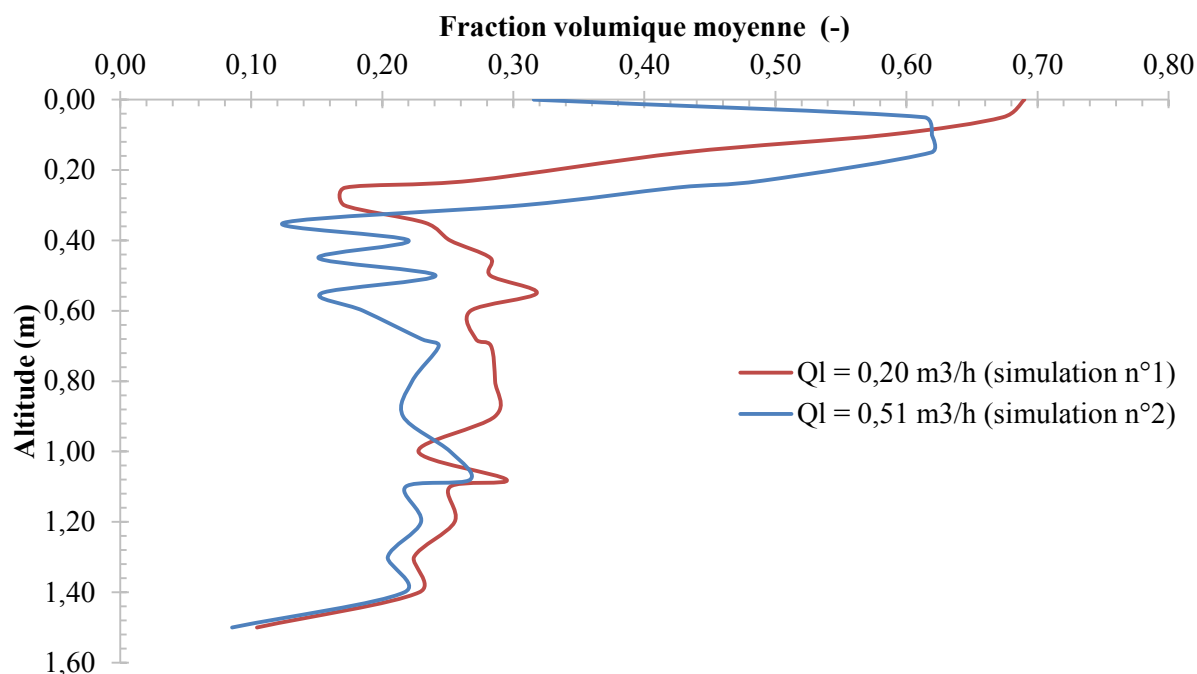


Figure IV-37 : Comparaison de profils de fraction volumique moyenne dans le tube d'essais pour les simulations 1 et 2.

Les profils de taux de vide dans le tube d'essais suivent une évolution similaire pour les deux simulations : le taux de vide augmente fortement entre 0 et 0,05 m, puis décroît rapidement jusqu'à osciller autour d'une valeur seuil. Le taux de vide diminue ensuite à l'approche de la sortie du tube d'essais. Le taux de vide dans le tube d'essais est plus faible lorsque le débit liquide augmente. Cette différence entre les deux valeurs n'est pas constante et varie selon la position dans le tube d'essais.

Comparaison du profil de taux de vide local en entrée de tube d'essais

Le profil radial de taux de vide local en entrée de tube pour la simulation 2 suit une évolution comparable à celle de simulation 1, comme le montre la Figure IV-38. L'épaisseur de film en entrée de tube est plus importante dans la simulation 2 à cause de l'augmentation du débit liquide. L'épaisseur de film en simulation 2 est de $7,5 \text{ mm} \pm 1 \text{ mm}$. Soit une augmentation de l'épaisseur de 125% par rapport à la simulation 1.

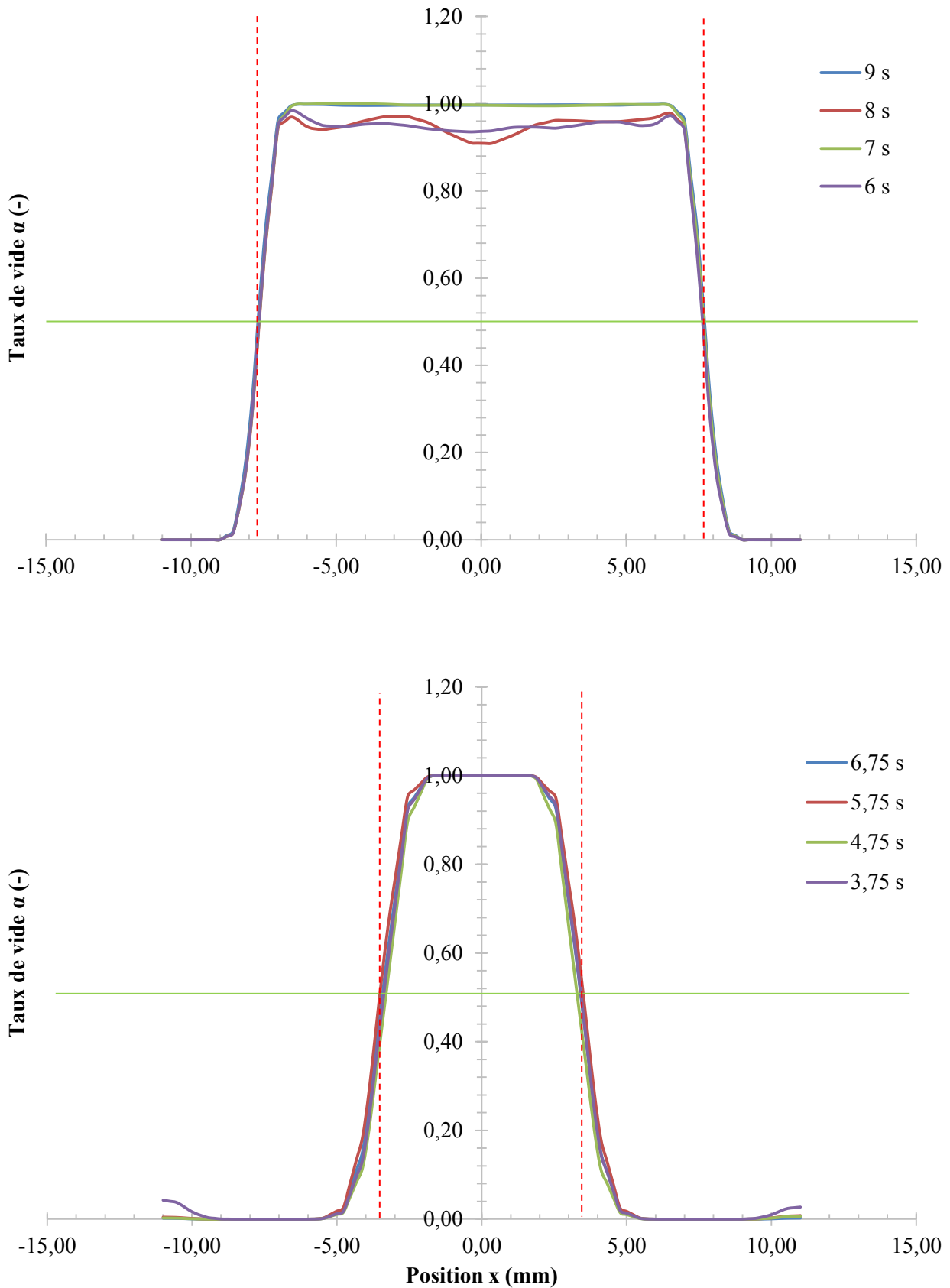


Figure IV-38 : Comparaison des profils de taux de vide en entrée de tube d'essais. En haut : profil de la simulation 1, en bas : Profil de la simulation n°2.

Comparaison des débits de vapeur injecté et de la hauteur en surplomb du tube d'essais.

Le calcul du débit de vapeur moyen et de la hauteur de surplomb moyenne a été réalisé sur les 4 dernières secondes de la simulation. Les résultats sont donnés dans la Table IV-10.

Simulation	Débit volumique horaire de liquide injecté m ³ /h	Hauteur de surplomb mm	Débit massique de vapeur injectée g/s	Débit volumique horaire de gaz injecté m ³ /h
1	0,2	5,1	0,071	0,033
2	0,5	8,6	0,221	0,102

Table IV-10 : Comparaison des débits de vapeur et de hauteur en surplomb pour les simulations 1 et 2.

Pour un débit volumique de liquide injecté augmenté de 150%, la hauteur de liquide en surplomb augmente de 68% et le débit volumique de gaz augmente de 209%. L'injection du débit de vapeur ne suit pas une évolution identique à l'injection du débit de liquide. L'hypothèse de dimensionnement d'un débit d'injection vapeur inférieur ou égal au débit d'injection liquide est donc fausse.

Si les pertes de pression dues à l'accélération sont négligées, l'augmentation du débit liquide en entrée de tube à écart de pression imposé aux extrémités du tube implique une augmentation du terme gravitaire. Le terme de frottement doit donc compenser l'augmentation du terme gravitaire. La compensation peut potentiellement entraîner une augmentation plus importante du débit de vapeur. Cette hypothèse doit être vérifiée par dérivation de l'écart de pression en fonction du débit d'injection liquide.

Comparaison des profils de vitesse

La Figure IV-39 montre une comparaison des profils de vitesse pour les simulations 1 et 2. Le tracé des profils suit le même mode opératoire que celui décrit en IV.E.7 -Les résultats montrent que la vitesse de la phase gaz est plus importante pour la simulation 2.

Par ailleurs, les fluctuations de la vitesse vapeur dans la simulation n°2 montrent que la vapeur peut se déplacer plus vite que la phase liquide à épaisseur de film constante. Pour un temps physique de 3,75 secondes, la vapeur au centre du tube circule à une vitesse de 1,6 m/s. Le film de liquide se déplace à une vitesse de 0,5 m/s. Cette accélération de la vapeur au centre du tube est cohérente avec l'augmentation du débit vapeur injecté dans la section d'essais.

Une analyse sur des temps plus longs permettrait d'observer la variation de la vitesse vapeur au cours du temps lorsque le régime établi est atteint.

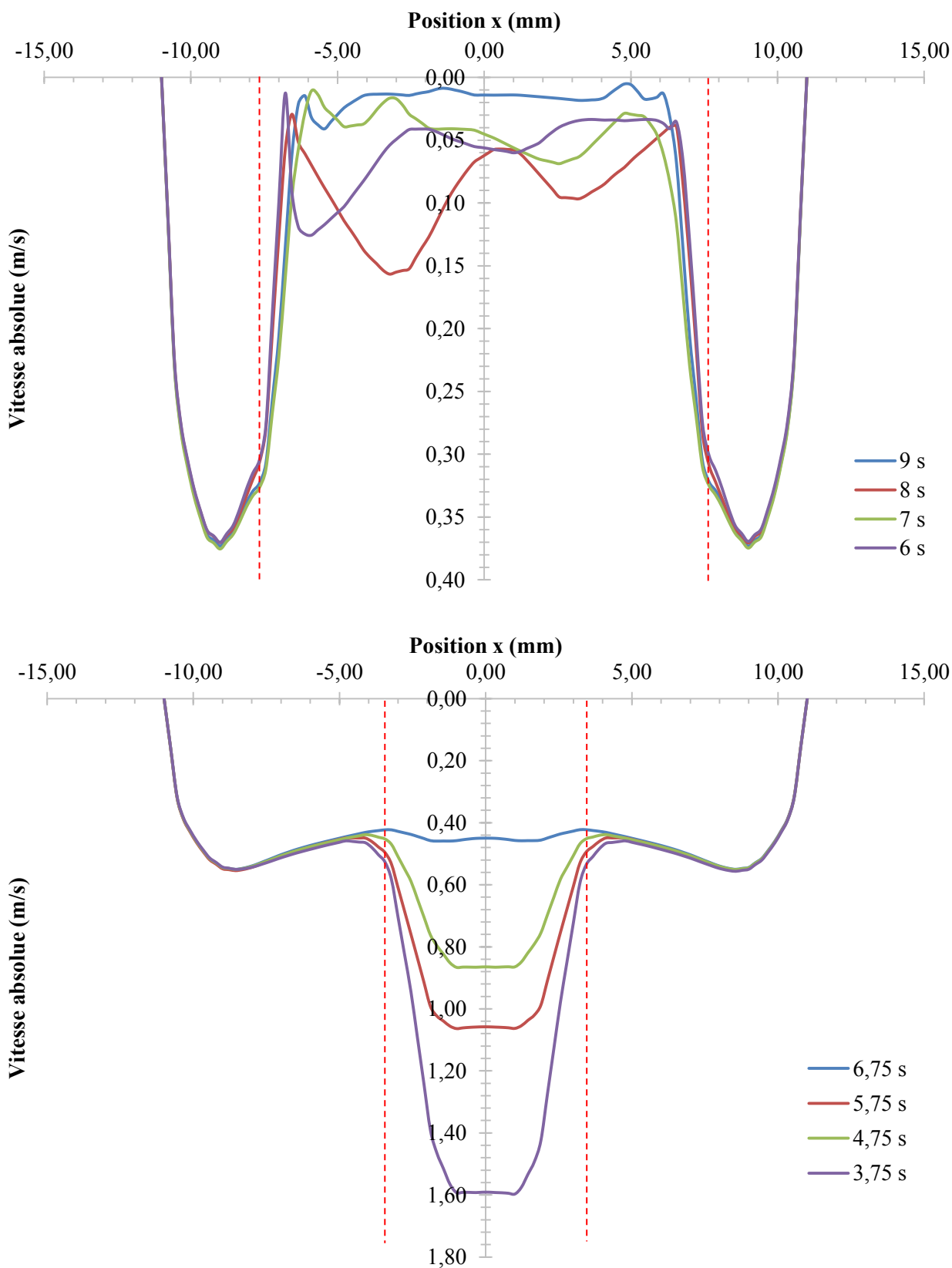


Figure IV-39 : Comparaison des profils de vitesse en entrée de tube d'essais. En haut : profil de la simulation 1, en bas : Profil de la simulation n°2

IV.G - Modèle numérique de condensation

Les calculs qui ont été présentés dans les paragraphes précédents ont été réalisés sans l'application d'un modèle de condensation. Autrement dit, seuls les échanges thermiques par conduction et convection ont été pris en compte.

L'objectif du présent paragraphe est de proposer un modèle de condensation qui puisse être ajouté dans la simulation sur ANSYS Fluent.

IV.G.1 - Méthode d'implantation du modèle dans ANSYS Fluent et description du modèle de condensation

L'utilisation du modèle de condensation déjà disponible sur Fluent repose sur le modèle de Lee [7]. Cependant, le modèle nécessite la connaissance de paramètres qui ne sont pas disponibles sur la boucle VISCONTI.

Un autre modèle de condensation est donc proposé. Son ajout se fait par le biais d'une fonction utilisateur spécifique (macro « DEFINE_MASS_TRANSFER »).

La fonction utilisée ajoute un terme source volumique sur les équations de continuité (II.37) et (II.38), c'est-à-dire de donner une valeur non nulle à S_{α_l} et S_{α_v} . Ces termes source sont calculés dans chacune des cellules traversées par une interface liquide/vapeur. Dans le cas contraire, ces termes sont nuls. Comme nous considérons un système à deux phases uniquement, ces termes sont complémentaires :

$$S_{\alpha_l} = -S_{\alpha_v} \quad (IV.11)$$

Considérons un volume de contrôle $V_{contrôle}$ traversé par une interface liquide vapeur d'aire S_i . Le terme source est calculé par bilan à l'interface à l'aide de l'aire interfaciale volumique a_i :

$$S_{\alpha_l} = a_i \frac{h_{l,i}(T_{sat} - T_l)}{H_v - H_l} \quad (IV.12)$$

Les inconnues de l'équation (IV.12) sont l'aire interfaciale volumique et le coefficient d'échange convectif. Les températures et enthalpies sont calculées par l'équation de l'énergie (IV.3).

Calcul de l'aire interfaciale volumique

L'aire interfaciale volumique dans une maille traversée par l'interface est par définition le rapport entre l'aire de l'interface dans la maille S_i et le volume de la maille V_{cell} :

$$a_i \triangleq \frac{S_i}{V_{cell}} \quad (IV.13)$$

Le calcul de l'aire de l'interface étant inaccessible par le calcul sur Fluent, la valeur de l'aire interfaciale volumique est approximée par la norme du gradient de taux de vide dans la maille :

$$a_i \approx \|\nabla \alpha_{cell}\| \quad (IV.14)$$

Calcul du coefficient d'échange convectif

Le coefficient d'échange convectif est calculé par le modèle de Coste [8] qui est bien adapté à la condensation de la vapeur au contact du liquide sous-refroidi pour les larges interfaces. Le modèle permet de calculer un coefficient d'échange convectif $h_{l,i}$. Le modèle a été décrit dans l'état de l'art (paragraphe II.C.2.i) et est brièvement rappelé ci-dessous.

Le calcul est réalisé à partir de la vitesse turbulente u' et d'un nombre de Reynolds turbulent dans la phase liquide :

$$u' = \sqrt{\frac{2k_l}{3}} \quad (\text{II.41})$$

$$Re_t = \frac{\rho_l u' L_{t,l}}{\mu_l} \quad (\text{II.42})$$

La longueur turbulente L_t est calculée par l'équation de turbulence via le modèle k- ω SST. La longueur turbulente est définie par l'équation (IV.15) [6]. Elle dépend de l'énergie cinétique turbulente k et du taux de dissipation spécifique ω :

$$L_t = \frac{\sqrt{k}}{\omega} \quad (\text{IV.15})$$

Le coefficient d'échange de la phase liquide à l'interface s'écrit selon le modèle de Coste donné en équation (II.42) :

$$h_{l,i}(\text{Coste}) = u' \rho_l C p_l (Pr_l^{-0,5} Re_t^{-0,125}) \quad (\text{II.42})$$

Ce modèle qui fait partie du modèle implanté dans NEPTUNE_CFD a été utilisé pour des modèles à phases séparées. Il est bien adapté pour la condensation de la vapeur au contact d'interfaces larges, mais il est associé avec d'autres modèles de condensation dans le cas où les interfaces sont plus petites. Le cas qui a été expliqué ici est viable dans le sens où il y a bien une phase liquide et une phase vapeur dans chacune des mailles. L'utilisation du modèle VOF avec ce modèle de condensation induit une difficulté supplémentaire qu'il convient d'expliquer.

IV.G.2 - Difficulté induite par le modèle VOF

Comme il a été expliqué dans le chapitre II (paragraphe II.C.1.iii), le modèle VOF est dérivé du modèle de mélange, à la différence d'une équation de continuité supplémentaire. La nature du modèle engendre une potentielle incompatibilité avec le modèle de condensation précédent.

En effet, l'objectif du modèle de condensation précédemment présenté est de calculer un terme source volumique de transfert de masse au niveau des mailles interfaces. Le calcul de ce terme source dépend des propriétés physiques du liquide. Le problème vient du fait que chaque maille ne stocke que des propriétés physiques de mélange qui sont pondérées par le taux de vide. La Figure IV-40 illustre le problème. Cette dernière est une représentation sommaire d'un maillage dans lequel passe un écoulement diphasique liquide/vapeur. Les mailles rouges ne contiennent que de la vapeur, les mailles bleues ne contiennent que du liquide. Les mailles jaunes sont traversées par l'interface liquide/vapeur.

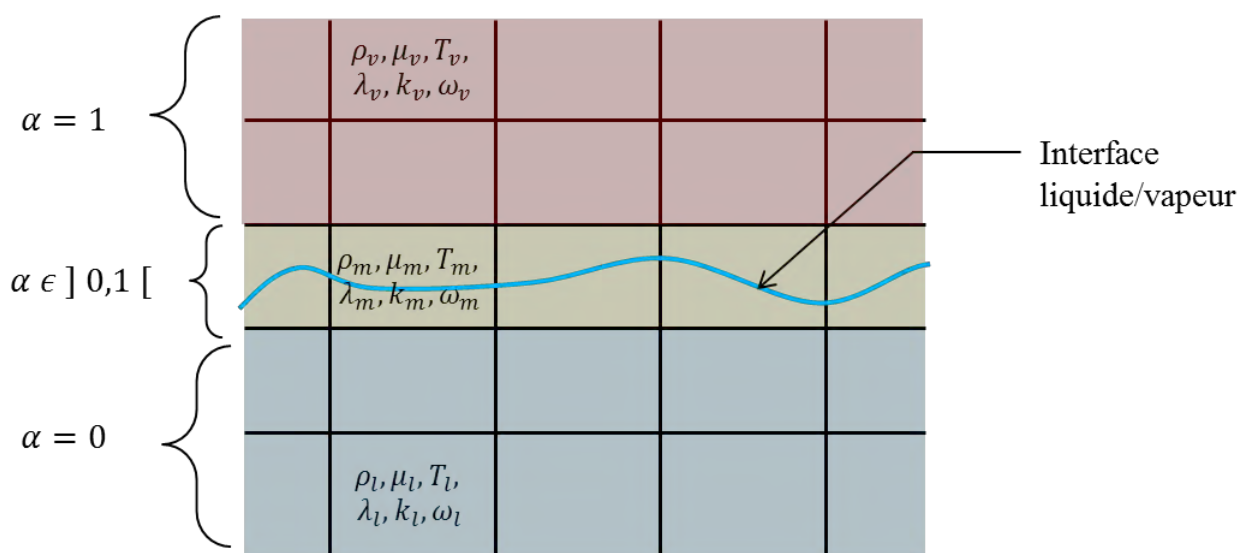


Figure IV-40 : Propriétés physiques dans un maillage avec résolution avec le modèle VOF.

Pour les mailles dont le taux de vide est nul ou égal à 1, les propriétés physiques sont celles du liquide (respectivement celles de la vapeur). Cependant, dans les mailles traversées par l'interface, les seules propriétés physiques disponibles sont celles d'un fluide fictif qui ne peuvent être utilisées dans le modèle de condensation.

IV.G.3 - Résolution du problème

Le paragraphe précédent a montré qu'il est nécessaire d'appliquer le modèle de condensation en ajoutant les propriétés des deux phases dans les cellules interfaces. Une solution est proposée à cette fin.

IV.G.3.i - Recopie des propriétés physiques par l'UDF n°1

Il est possible de réaliser une recopie des propriétés physiques des mailles voisines aux mailles interfaces. Afin de procéder à la recopie, il est nécessaire de coder une UDF supplémentaire reposant sur une macro Fluent appelée « DEFINE_ADJUST ». L'UDF procède à la recopie au début de chaque pas de temps.

Le principe de l'UDF codée est d'enregistrer des propriétés physiques dans des différents espaces mémoires supplémentaires. Ces espaces mémoires sont appelées UDM (« User-Defined Memory »). Les valeurs stockées dans les UDM sont données en Table IV-11 :

n°UDM	Propriété physique associée
1	α
2	T_l
3	T_v
4	H_l
5	H_v
6	Cp_l
7	μ_l
8	ρ_l
9	λ_l

10	k_l
11	ω_l
12	α_i
13	T_{sat}

Table IV-11: Liste des UDM utilisées dans le modèle numérique

La structure de l'UDF est divisée en différentes étapes principales décrites ci-après. Ces étapes reposent sur des boucles sur deux des entités présentes dans un maillage 3D : les cellules et les faces.

Etape 1 : stockage du taux de vide et de la température de saturation dans les mailles.

L'UDF réalise une première boucle sur l'ensemble des cellules du domaine. Dans chaque maille, elle calcule le taux de vide α ainsi que la température de saturation T_{sat} à la pression calculée. Ces valeurs sont stockées dans les UDM 1 et 13.

Etape 2 : stockage de l'aire interfaciale dans chaque maille

Une seconde boucle est ensuite réalisée sur l'ensemble des cellules. Elle calcule et stocke la norme du gradient de taux de vide dans chacune des mailles. La valeur est stockée dans l'UDM 12.

Etape 3 : Initialisation des UDM stockant les propriétés physiques

Une troisième boucle initialise les espaces mémoires dédiées aux propriétés physiques décrites dans la Table IV-11.

Etape 4 : Réactualisation des UDM stockant les propriétés physiques

Une quatrième boucle est effectuée sur chacune des faces du domaine. Pour chaque face, les cellules voisines sont repérées, telles que montré dans la Figure IV-41 :

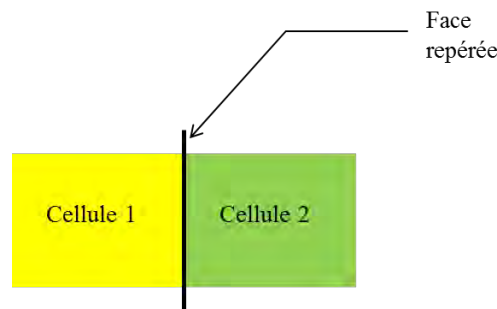


Figure IV-41 : Repérage des cellules voisines lors des boucles sur les faces du domaine.

- Si le taux de vide dans la cellule 1 est supérieur au taux de vide dans la cellule 2, les propriétés physiques stockées dans la cellule 2 sont stockées dans les UDM de la cellule 1.
- Dans le cas inverse, les propriétés physiques stockées dans la cellule 1 sont stockées dans les UDM de la cellule 2.

Les propriétés physiques de la phase liquide sont ainsi stockées via les UDM dans chacune des cellules, en particulier au niveau des cellules interface. Ces valeurs stockées dans les UDM sont ensuite réutilisées afin d'appliquer le modèle de condensation présenté dans le paragraphe IV.G.1 -.

IV.H - Exploitation d'un modèle de condensation simplifié sur un essai de référence avec condensation complète de la phase vapeur.

En première approche, un modèle simplifié a été appliqué dans le code numérique d'une simulation par l'utilisation des UDF. Ce modèle utilise des propriétés de fluide constantes afin de calculer le terme source de transfert de masse. La simulation reprend les conditions expérimentales indiquées dans le chapitre IV (paragraphe IV.E.1) et sont rappelées dans la Table IV-12 :

	Paramètre d'entrée	Unité	
Entrée liquide	T_l	°C	35,4
	v_l	m/s	0,0297
	$\dot{m}_l$	kg/s	0,20
	Q_l	m ³ /h	0,52
Sortie de tube	T_{outlet}	°C	35,4
	P_{outlet}	Pa	123086
	ΔP	Pa	14086
Injection vapeur	P_{op}	Pa	109000
	T_v	°C	36,2

Table IV-12 : Conditions d'entrée paramétrées dans la simulation numérique avec condensation de la vapeur.

Le calcul est réalisé pour 10,48 secondes physiques avec un pas de temps variable. Le calcul a été effectué en parallèle sur 8 processeurs. La durée du calcul présenté est de 8 jours.

Outre l'implantation du modèle de condensation et l'application de conditions d'entrée différentes, cette simulation comporte deux différences majeures avec les calculs précédents.

Par ailleurs, la longueur du tube d'essais a également été augmentée sur la simulation afin de pouvoir observer la condensation complète de la vapeur. Le tube d'essais est long de 1,83 mètre contre 1,5 mètre sur les simulations précédentes. Le dépassement du tube par rapport au fond du bassin reste le même.

IV.H.1 - Atteinte du régime établi

Avant de procéder à l'analyse qualitative et quantitative de l'écoulement, il convient de procéder à une analyse temporelle similaire à l'étude présentée IV.E.1 -. L'étude temporelle en Figure IV-42 montre que le régime établi est atteint après 8 secondes physiques de calcul. Un régime périodique avec des oscillations de faible amplitude est également observé sur le taux de vide en entrée et le débit masse de vapeur injecté.

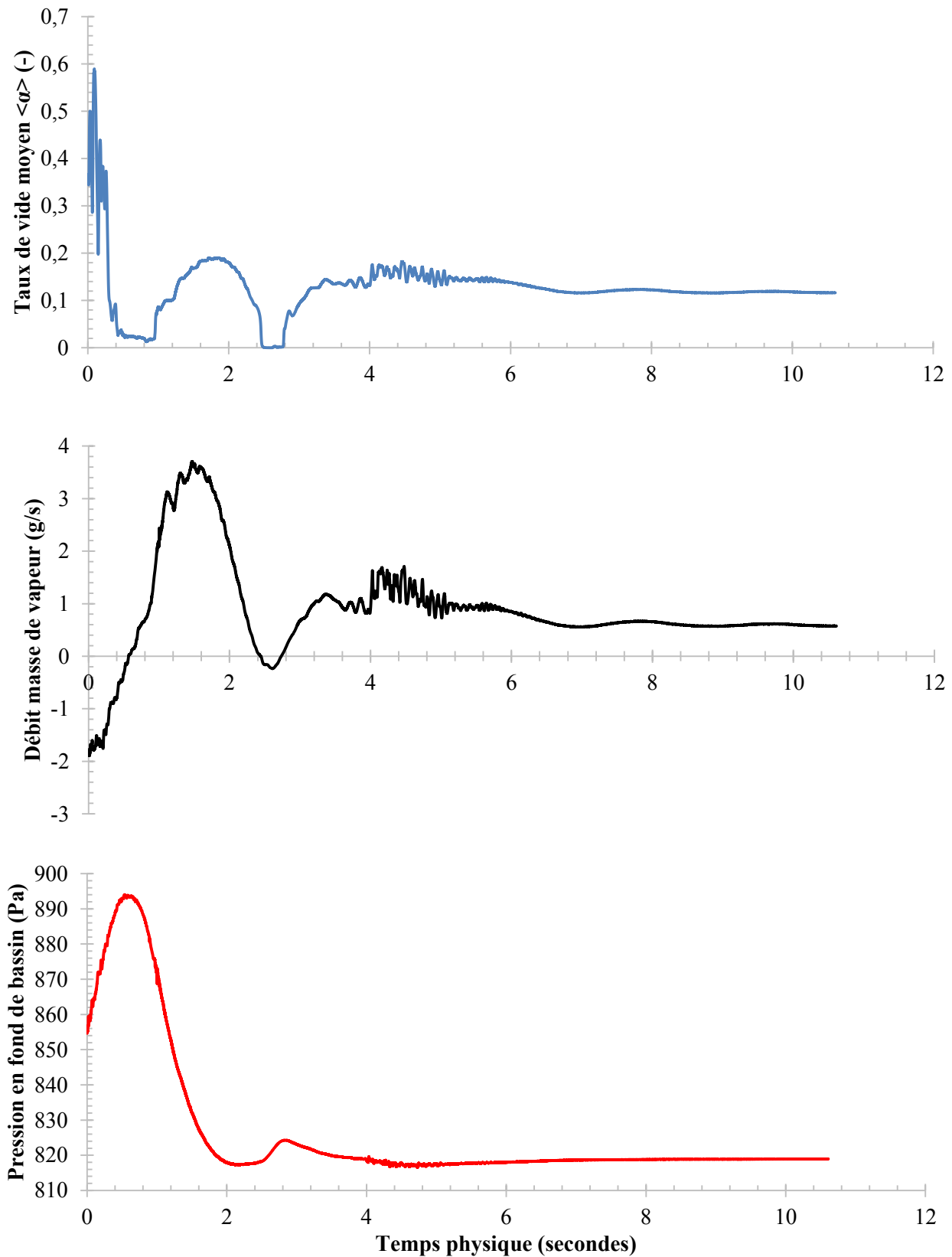


Figure IV-42: Paramètres d'étude pour détermination du régime permanent pour le calcul avec changement de phase - En bleu : le taux de vide surfacique moyen en entrée de tube, en noir : le débit de vapeur injecté dans le domaine, en rouge : la pression différentielle calculée en fond de bassin.

Dans ces conditions, le débit moyen de vapeur injecté est de 0,60 g/s soit 0,24 m³/h. Le taux de vide en entrée de tube est de 0,12. La pression en fond de bassin est de 819 Pa, soit une hauteur de surplomb de 9,41 mm. Les données expérimentales pour cette configuration donnent une mesure de hauteur de liquide en surplomb de 9 mm $\pm$ 1 mm ainsi qu'un débit d'injection de vapeur de 0,59 m³/h.

IV.H.2 - Analyse qualitative de l'écoulement et comparaison avec les données expérimentales

La Figure IV-43 donne une vue isométrique de l'écoulement en entrée de tube. Les traits continus représentent les limites du domaine d'étude (surfaces internes de la section). La représentation a été obtenue par marquage des cellules dont le taux de vide est inférieur ou égal à 0,5. L'interface liquide/vapeur est représentée par la surface maillée.

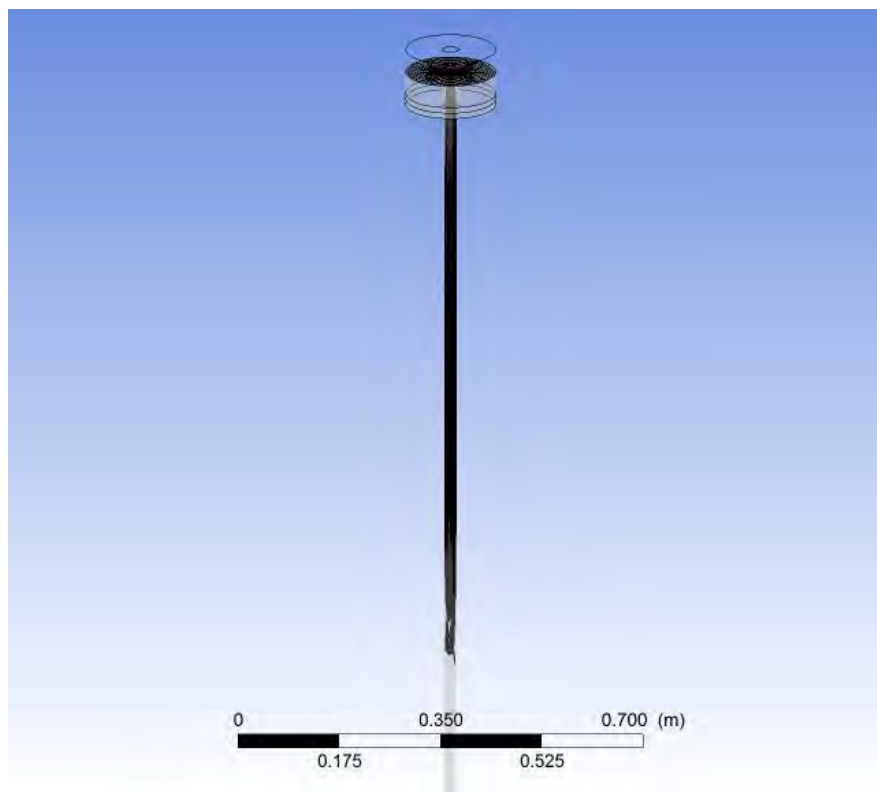


Figure IV-43: Représentation isométrique de l'ensemble de l'écoulement dans le tube d'essais pour la simulation avec changement de phase. $t = 10,48$ s.

Un écoulement annulaire est observé au sein du tube. Cet écoulement annulaire est observé sur 80 cm environ à partir de l'entrée du tube d'essais. L'écoulement devient ensuite complètement monophasique, et ne comporte plus de phase vapeur. La vapeur étant injectée en continu dans le domaine, la vapeur est condensée en totalité dans le tube d'essais.

La comparaison qualitative des écoulements en entrée de tube est donnée en Figure IV-44. L'écoulement observé en entrée de tube est un écoulement en déversement comparable à celui observé lors des essais expérimentaux. Un déversement sans mouvement rotationnel est observé en entrée de tube. Les irrégularités de la surface libre ne sont pas reproduites.

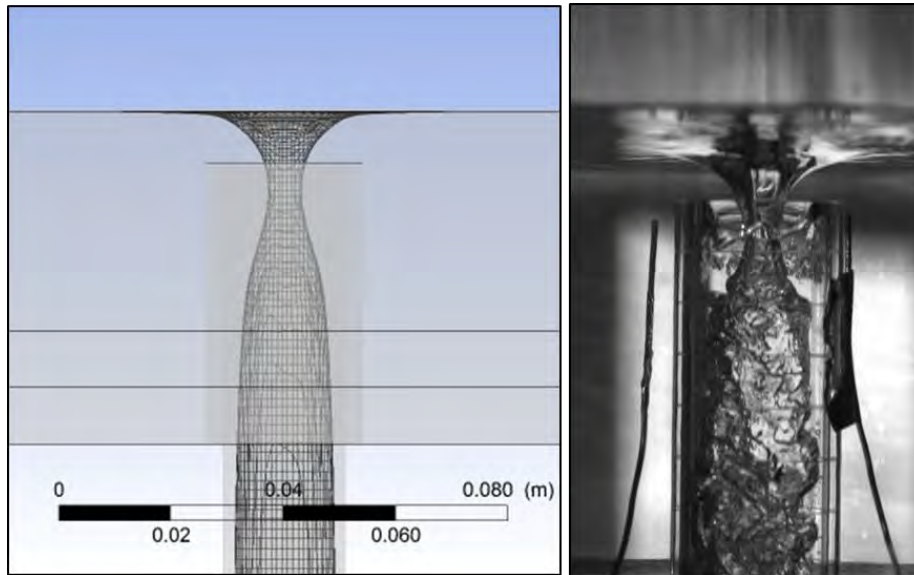


Figure IV-44 : Simulation avec changement de phase – Comparaison entre la simulation et la prise de vue par caméra rapide. A gauche : représentation normale au plan XY de l'écoulement diphasique en entrée de tube. A droite : prise de vue par caméra rapide (résolution 512x1024 p). $t_{simulation} = 10,48$ s. $z = 0$ mm.

Une autre comparaison peut être également être réalisée à une altitude de 1530 mm. La comparaison est présentée en Figure IV-45. La prise de vue en caméra rapide montre un écoulement diphasique avec descente de petites bulles de vapeur. Ces bulles ne sont pas présentes sur la simulation, la taille des bulles étant trop faible par rapport à la taille du maillage.

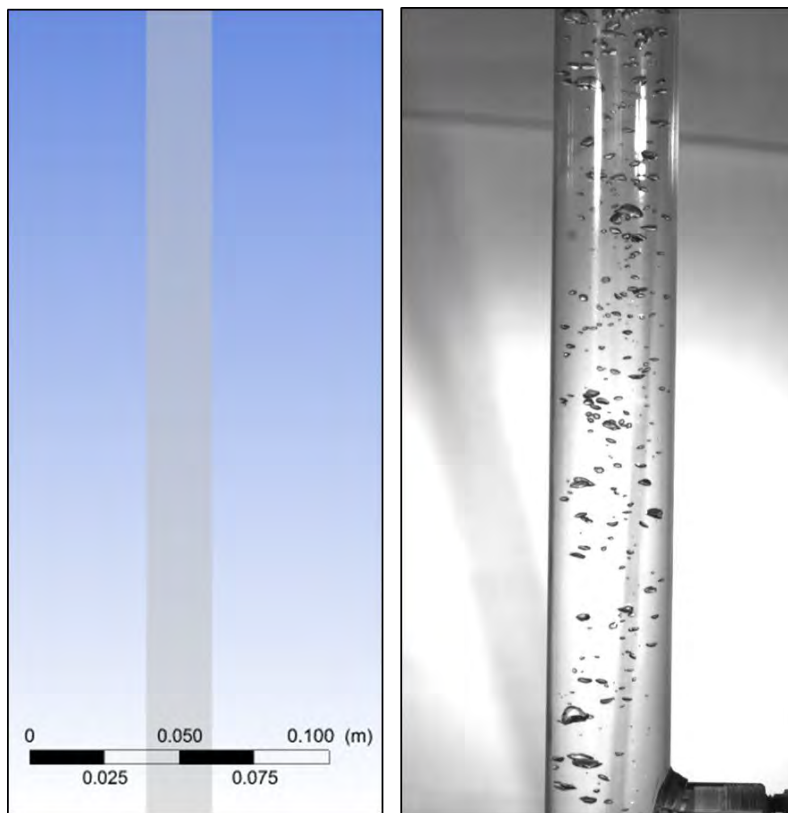


Figure IV-45: Simulation avec changement de phase – Comparaison entre la simulation et la prise de vue par caméra rapide. A gauche : représentation normale au plan XY de l'écoulement diphasique en entrée de tube. A droite : prise de vue par caméra rapide (résolution 512x1024 p). $t_{simulation} = 10,48$ s. $z = 1530$ mm.

Il faut également noter qu'il est possible de déterminer localement la valeur terme source S_{α_l} dans le domaine. Une vue en coupe du domaine en entrée de tube est présentée en Figure IV-46. Cette dernière représente la valeur du terme source dans le domaine au niveau du plan XY passant par l'axe du tube d'essais. L'aire en bleu correspond à terme source nul.

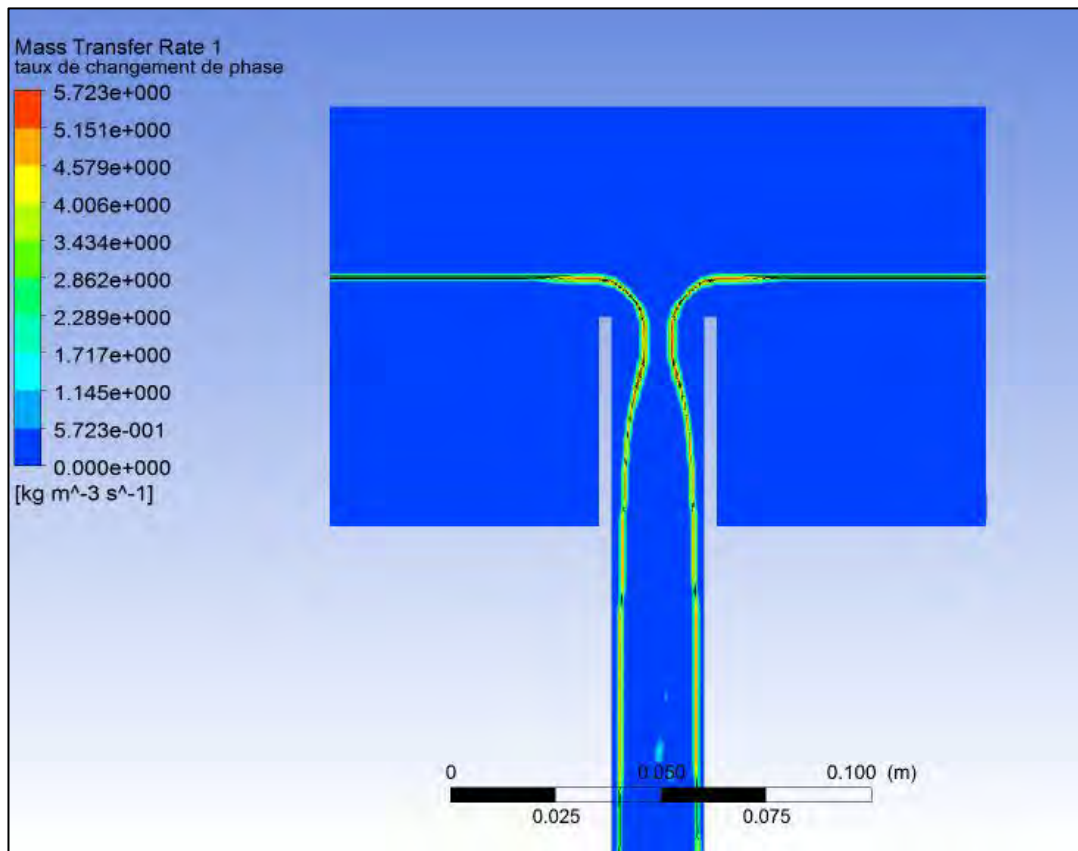


Figure IV-46 : Représentation du terme source volumique local en entrée de tube. $z = 0$ mm, $t = 10,48$ s. En bleu : $S_{\alpha_l} = 0$. Représentation normale au plan XY du domaine d'étude. Simulation en changement de phase avec coefficients constants.

$$Q_l = 0,52 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta P = 14086 \text{ Pa}, P_{op} = 109000 \text{ Pa}, T_l = 35,4^\circ\text{C}.$$

La Figure IV-46 montre que le terme source volumique S_{α_l} est nul partout sauf à l'interface : le modèle prend bien en compte le changement de phase au niveau de l'interface liquide/vapeur.

IV.H.3 - Etude des profils de pression et de taux de vide le long du tube.

L'analyse des profils de taux de vide et de la pression au sein du tube d'essais est réalisée selon la méthode décrite en IV.E.4 - et IV.E.5 -, et est présentée en Figure IV-47.

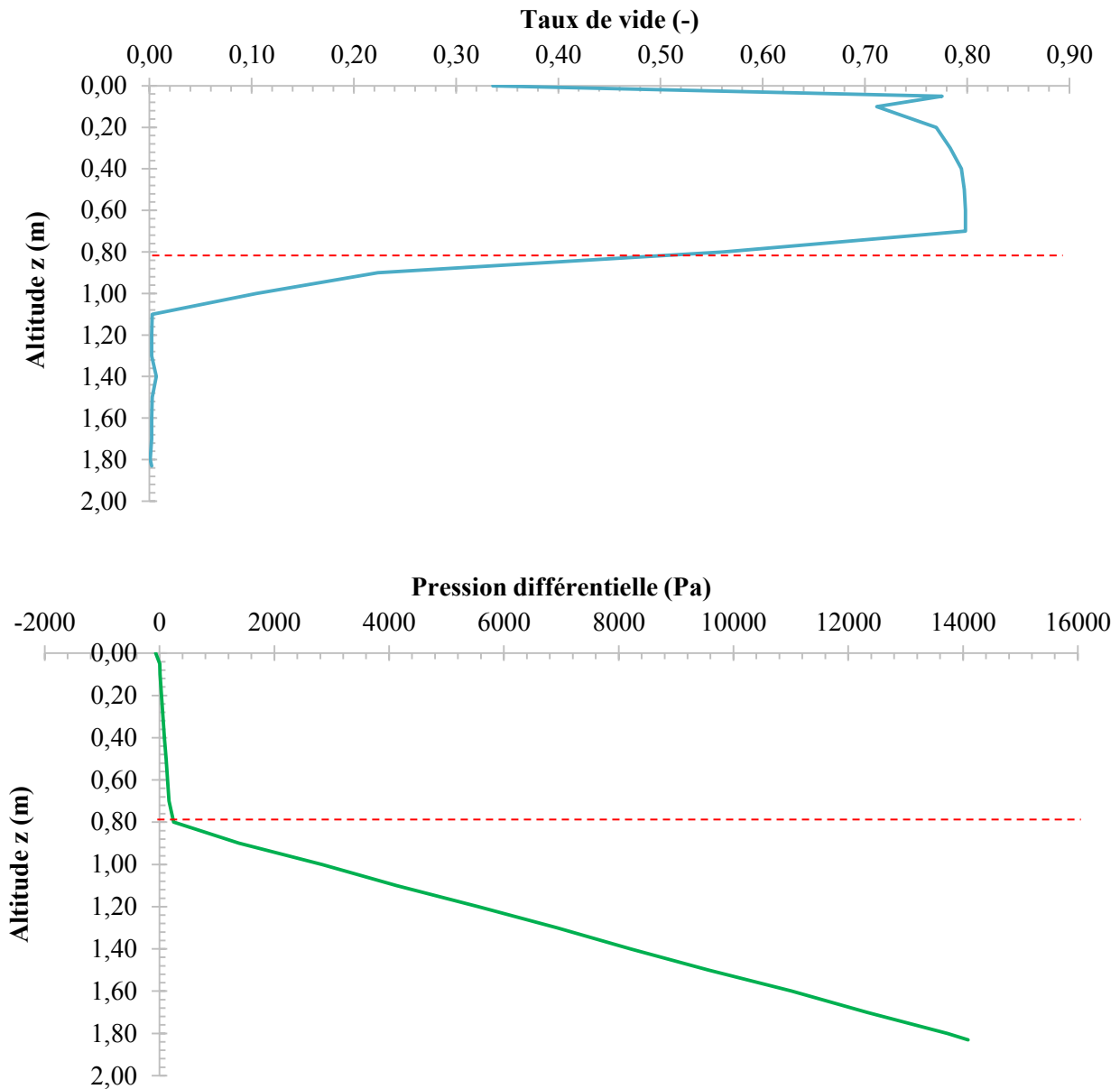


Figure IV-47 : Simulation avec prise en charge du changement de phase. Profils de taux de vide moyen (en bleu) et de pression (en vert) au sein du tube d'essais. $t_{simulation} = 10,48$ s.

La lecture des deux profils montre que la démarcation entre la zone annulaire et la zone monophasique est bien plus nette que dans les cas précédents où le changement de phase n'était pas pris en compte.

Entre 0,05 et 0,60 mètre, le taux de vide est compris entre 0,7 et 0,8. Entre 0,60 et 1,1 m, le taux de vide décroît de manière quasiment linéaire jusqu'à atteindre une valeur nulle. Entre 1,1 et 1,83 m, le taux de vide est nul, le tube est complètement rempli de vapeur. A la différence des calculs précédents, le cœur gazeux ne contient que de la vapeur pure, à cause de la condensation de la vapeur dispersée dans le tube d'essais.

Dans le cas présent, il devient possible de définir l'altitude limite entre les deux écoulements comme étant celle où le taux de vide est égal à 0,5. Pour cette simulation, l'altitude limite est égale à 0,82 m. Cette définition est pertinente car elle correspond à l'altitude pour laquelle un changement de pente est observé sur le profil de pression.

IV.H.4 - Etude des profils de vitesse et de taux de vide en entrée de tube

L'analyse des profils de taux de vide et de vitesse en entrée du tube d'essais est réalisée selon la méthode décrite au paragraphe IV.E.7 -, et est présentée en Figure IV-48. Les profils de taux de vide et de vitesse sont calculés à 8,36, 9,58 et 10,48 secondes physiques.

Une accélération de la vapeur est observée en entrée de tube. L'analyse du taux de vide en entrée de tube montre que l'épaisseur de film est constante dans le temps et que le profil de taux de vide ne fluctue pas.

L'épaisseur de film calculée dans cette simulation est de $7,1 \text{ mm} \pm 1,7 \text{ mm}$. En comparaison, l'analyse de l'épaisseur de film par caméra rapide donne une épaisseur de film de 8,5 mm.

La vitesse de la vapeur en entrée est supérieure à la vitesse liquide sur l'ensemble des simulations. Les fluctuations de la vitesse de la vapeur sont de plus faible amplitude comparativement à la simulation n°2.

La vitesse moyenne de la vapeur au centre du tube est de $1,78 \text{ m/s} \pm 0,06 \text{ m/s}$.

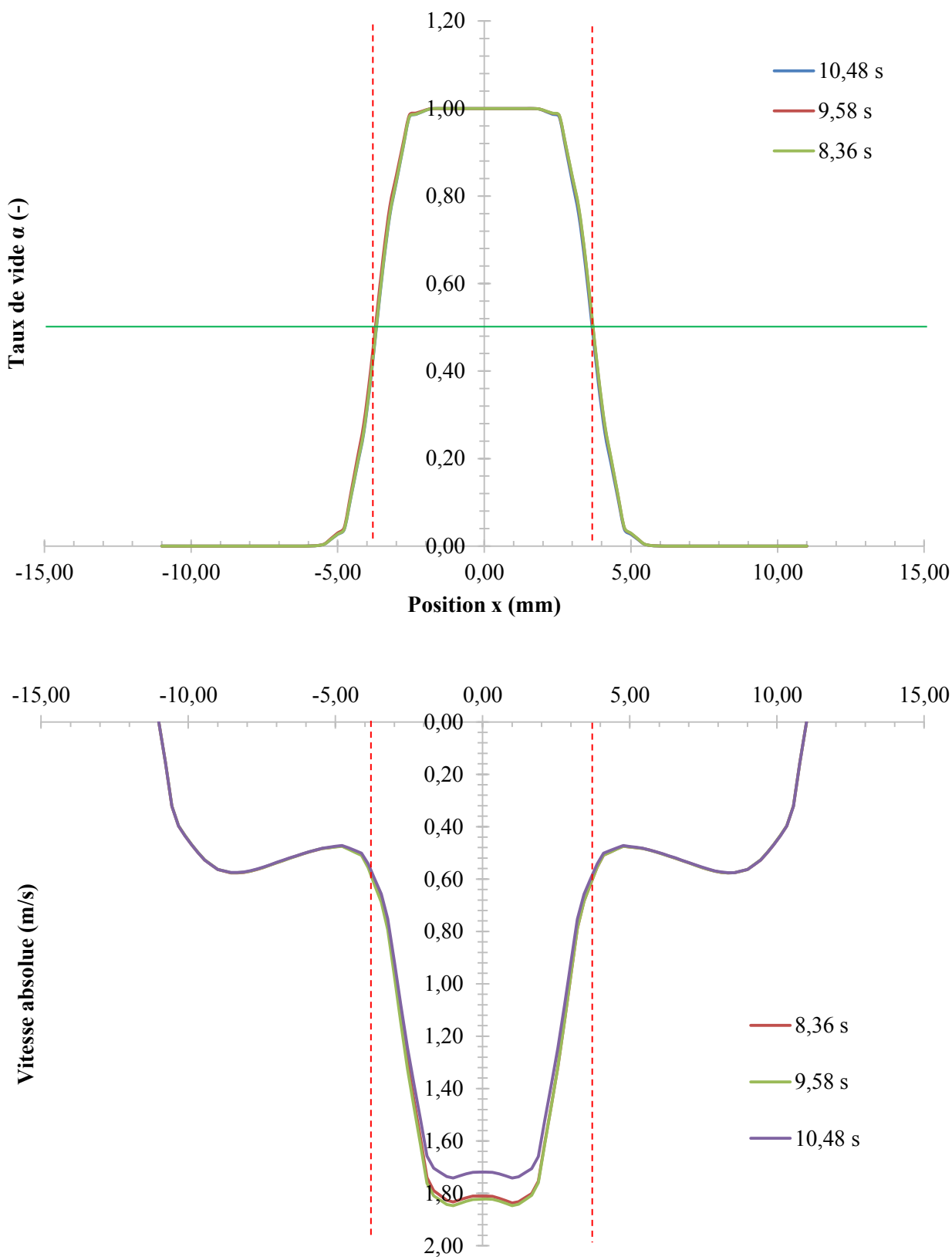


Figure IV-48 : Superposition du profil du taux de vide et du profil de vitesse en entrée de tube – Simulation avec changement de phase à coefficients constants. Tracé sur le diamètre interne du tube d'essais.

IV.H.5 - Bilan comparatif des résultats de simulation et des essais expérimentaux.

La validation du code numérique et des modèles utilisés dans la simulation se fait par comparaison des résultats expérimentaux et les résultats de la simulation.

Dans le cas présent, la comparaison entre les résultats de la simulation en changement de phase et de l'essai de référence se fait sur quatre paramètres :

- La hauteur de liquide en surplomb,
- l'épaisseur de film,
- le débit de vapeur injecté,
- la disparition de la phase liquide en sortie de tube.

Le calcul des paramètres ainsi que l'observation des phénomènes ont tous été présentés durant cette partie. Les résultats obtenus et la comparaison avec les résultats expérimentaux sont récapitulés dans la Table IV-13.

	Simulation	Essai sur VISCONTI
Hauteur de surplomb (mm)	9,42	9 ± 1
Epaisseur de film (mm)	$7,1 \pm 1,7$	8,5
Débit vapeur (m^3/h)	0,24	0,60
Evolution de la phase vapeur dans le tube d'essais	Disparition complète de la phase vapeur	Réduction des structures en petites bulles puis disparition

Table IV-13 : Comparaison des paramètres nécessaires à la validation du code numérique. Simulation avec prise en compte du changement de phase à coefficients constants.

La hauteur de surplomb ainsi que l'épaisseur de film sont bien reproduites par la simulation. Cependant, la simulation sous-estime le débit d'aspiration de la vapeur de manière importante, le débit calculé par la simulation étant 2,5 fois moindre que le débit mesuré sur la boucle VISCONTI. La diminution du taux de vide est très importante sur la simulation, le calcul montrant une disparition complète de la vapeur en sortie de tube. Les petites bulles ne sont pas reproduites sur la simulation, à cause de la taille de maille trop importante dans le tube d'essais ainsi que de l'incapacité du modèle VOF à reproduire ces petites structures.

L'application du modèle à coefficients constants montre que l'application d'un modèle de condensation est possible sur le modèle VOF même lorsque qu'il n'existe qu'une seule équation de l'énergie.

IV.I - Calcul sous les mêmes conditions d'entrée avec application du modèle de condensation complet

A partir des résultats obtenus sur la simulation précédente, une nouvelle simulation a été réalisée avec application du modèle de condensation avec récupération des propriétés physiques au voisinage de l'interface (décrit dans la partie IV.G -). Le calcul est stable et est réalisé sur 1,78 seconde. Seul le modèle de condensation est modifié, les conditions d'entrée et les méthodes de résolution demeurent inchangées.

Le régime d'écoulement observé au sein du domaine est le même que celui observé en partie IV.H.2 -, aussi l'analyse qualitative ne sera pas réalisée ici. L'application du modèle de condensation n'a pas d'impact sur le profil de pression et le profil de taux de vide dans le tube d'essais. La transition entre les deux régimes

d'écoulement a lieu à 800 mm en dessous de l'entrée du tube d'essais. Dans ces conditions, le débit de vapeur injecté dans le domaine est égal au débit de vapeur condensée.

Cependant, l'impact du modèle de condensation est visible sur l'aspiration de la phase vapeur au sein du tube. Les profils de taux de vide local et de module de vitesse en entrée de tube sont tracés en Figure IV-49. Les courbes rouges correspondent aux profils calculés lorsque le modèle de condensation avec récupération des propriétés proches de l'interface est ajouté. Les courbes bleues correspondent aux profils calculés à $t = 10,48$ s lorsque le modèle de condensation utilise des propriétés physiques constantes (cf. Figure IV-48).

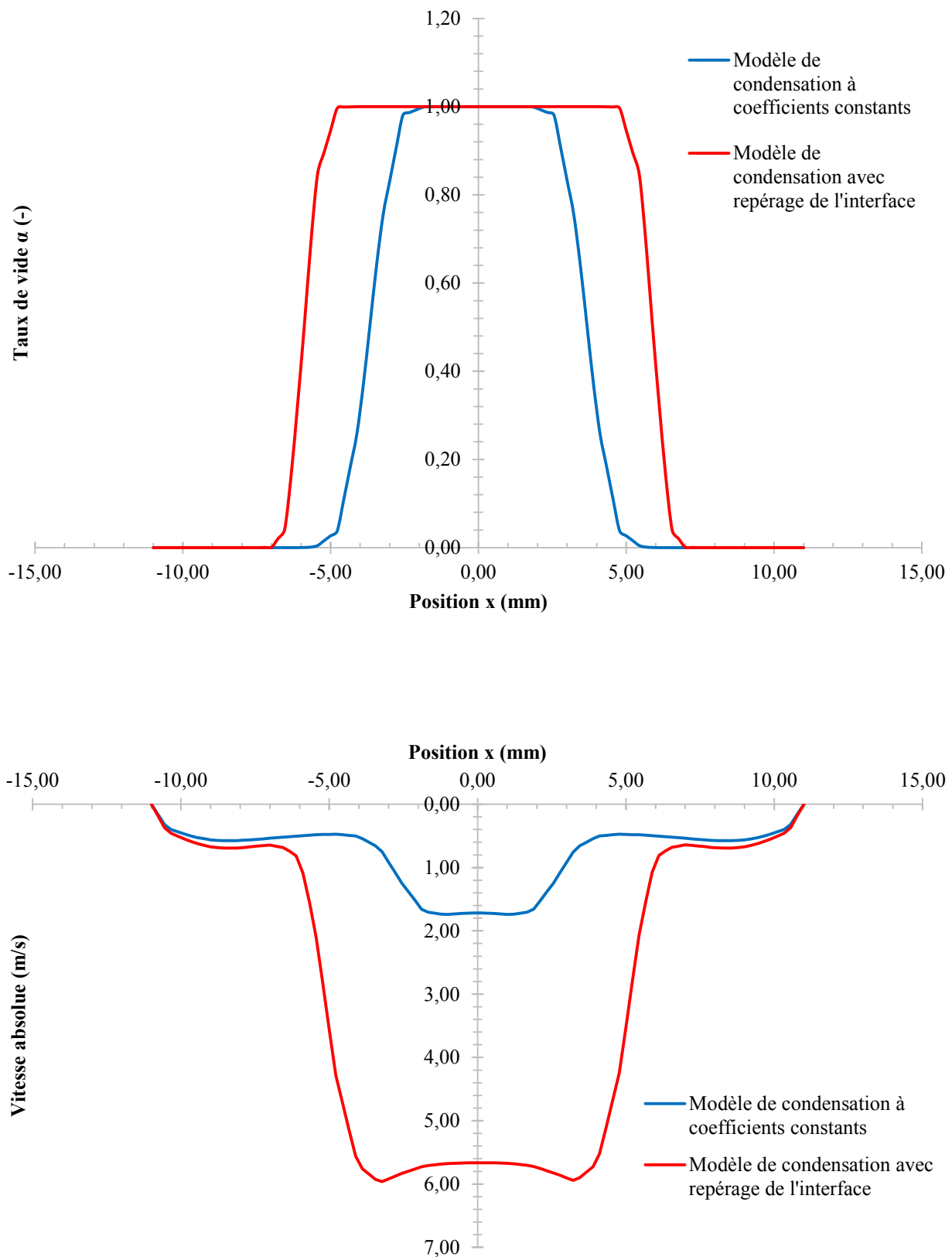


Figure IV-49 : Superposition du profil du taux de vide et du profil de vitesse en entrée de tube – Comparaison entre les modèles de condensation. Tracé sur le diamètre interne du tube d'essais.

$Q_l = 0,52 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 14086 \text{ Pa}$, $P_{op} = 109000 \text{ Pa}$. $T_l = 35,4^\circ\text{C}$.

Il apparaît que la vitesse de la vapeur augmente fortement lorsque le modèle de condensation avec récupération des propriétés au voisinage de l'interface est activé : la vapeur est 3,3 fois plus rapide au centre du tube par rapport au cas précédent. Il faut noter que l'épaisseur de film diminue de 16% à débit d'injection liquide égal, ce qui entraîne une augmentation de la vitesse liquide dans les mêmes proportions.

Le débit de vapeur injecté dans ces conditions est de $1,90 \text{ m}^3/\text{h}$, soit 2,2 fois le débit de vapeur mesuré sur la boucle d'essais. Il apparaît que le modèle de condensation actuellement implanté surestime les échanges thermiques à l'interface. Cette surestimation augmente le débit d'injection dans le tube d'essais pour que l'écart de pression aux extrémités du tube d'essais soit respecté.

Le récapitulatif des résultats de simulation avec l'essai correspondant sur la boucle VISCONTI est donné en Table IV-14 :

	Simulation avec modèle de condensation complet	Essai sur VISCONTI
Hauteur de surplomb (mm)	7,93	9 ± 1
Epaisseur de film (mm)	$6,0 \pm 1,0$	8,5
Débit vapeur (m^3/h)	1,90	0,60
Evolution de la phase vapeur dans le tube d'essais	Disparition complète de la phase vapeur	Réduction des structures en petites bulles puis disparition

Table IV-14 : Comparaison des paramètres nécessaires à la validation du code numérique. Simulation avec prise en compte du changement de phase selon le modèle de condensation décrit en IV.G -

Les écarts de résultats avec les essais sur la boucle VISCONTI peuvent être attribués par le débit de vapeur important, ce dernier étant lui-même causé par la surestimation des échanges thermiques.

Le modèle de condensation doit être amélioré. Cependant la stabilité du calcul montre que la méthode de report des propriétés physiques dans les mailles interface fonctionne bien avec le modèle VOF malgré la présence d'une unique équation de l'énergie.

Il est dès lors possible d'utiliser une autre corrélation pour le calcul du coefficient d'échange convectif $h_{l,i}$ telle que la corrélation de Lakehal [9]. Il est également possible d'envisager comme perspective la prise en compte de la convection dans la phase vapeur lors du calcul du débit de condensation (cf. équation (IV.12)).

IV.J - Synthèse et perspectives sur les simulations CFD

Plusieurs simulations de nature différentes ont été effectuées sur ANSYS Fluent. La synthèse des résultats de simulation est proposée ici et donne des pistes d'améliorations du modèle.

IV.J.1 - Synthèse des résultats

L'étude numérique s'est déroulée en suivant quatre étapes importantes.

La première étape a consisté en la validation de la capacité du code numérique à simuler un écoulement de liquide au passage d'un déversoir plan. Après une présentation de l'outil CFD et des modèles numériques utilisés, une série de simulation d'un écoulement adiabatique eau/air a été effectuée dans un canal plan comportant un déversoir plan. La configuration de l'écoulement a repris les conditions de Rehbock telles que décrites dans la littérature scientifique. La hauteur d'eau en surplomb du canal a été calculée à partir de la

pression hydrostatique puis comparée aux corrélations d'hydraulique fluviale, dont la corrélation de Rehbock. La série de calcul a montré que le code numérique est capable de simuler l'écoulement diphasique. La validation effectuée, une série de calculs supplémentaires a été effectuée sur le même domaine avec deux autres fluides de propriétés physiques différentes. Les fluides choisis ont été le HFE7000 liquide et l'eau à 100 bars. Nous montrons qu'à débit volumique identique, la hauteur de liquide en surplomb du déversoir est la même quel que soit le fluide utilisé.

La seconde étape a consisté en la validation du code numérique sur un écoulement déversoir en film tombant. Après présentation du domaine réduit qui a été utilisé, une simulation a été effectuée en HFE7000 liquide/HFE 7000 vapeur en reprenant les conditions expérimentales sur un essai réalisé sur la boucle VISCONTI. La simulation a été réalisée sans prendre en compte le changement de phase afin de s'assurer de la stabilité du calcul sans l'ajout du modèle de condensation. Il est apparu que les phénomènes hydrauliques sont bien simulés mais le débit de vapeur aspiré est sous-estimé par rapport aux essais sur VISCONTI. Les conditions de la simulation numérique n'étant pas parfaitement identiques et les mesures de débits de vapeur instables, un essai supplémentaire en HFE7000 liquide/air est suggéré pour vérifier la validité du code.

La troisième étape étudie l'influence du débit liquide en entrée sur l'écoulement observé sur la simulation. Trois simulations ont été réalisées avec deux débits d'injection liquide différents.

Il a été observé que les profils de pression et de taux de vide au sein du tube ne sont que peu impactés par le débit liquide. L'analyse des profils de taux de vide en entrée de tube montre que l'épaisseur de film augmente avec l'augmentation de débit. La comparaison des profils de vitesse en entrée de tube a montré une différence profonde entre les deux simulations. A faible débit d'injection liquide, la vapeur est simplement entraînée dans le tube, sa vitesse étant inférieure à la vitesse de la phase liquide. A débit d'injection plus important, la vapeur est aspirée dans le tube : la vitesse de vapeur devient supérieure à la vitesse du liquide. Par ailleurs, la simulation montre que le débit de vapeur ne suit pas une évolution identique à celle du débit liquide.

Le modèle de condensation a ensuite été présenté. Ce dernier reprend une partie du modèle de condensation de Coste [10] utilisé sur NEPTUNE_CFD. Le modèle repose sur la recopie des propriétés physiques de fluide dans chacune des « mailles interface » via l'utilisation de fonctions utilisateurs, afin de pouvoir être utilisé avec le modèle VOF. Le modèle proposé a été simplifié pour l'utiliser dans une première simulation sur Fluent avec changement de phase. La simulation a repris les conditions expérimentales d'un essai sur la boucle VISCONTI avec condensation complète de la vapeur. La simulation a reproduit dans une certaine mesure les phénomènes observés sur la boucle. L'épaisseur de film en entrée de tube ainsi que la hauteur de liquide en surplomb sont bien reproduits. Cependant, le débit de vapeur aspiré dans le tube d'essais est sous-estimé dans la simulation par rapport aux essais expérimentaux. La phase vapeur disparaît en sortie de tube mais ne simule pas les petites bulles à cause de l'incapacité du modèle VOF à simuler ces structures.

Le modèle complet a ensuite été implanté sur la simulation précédente. Il apparaît que le débit de vapeur injecté est surestimé suite à la surestimation des échanges thermiques entre la phase liquide et l'interface. Cependant la stabilité et la robustesse du calcul montrent que la recopie des propriétés physiques dans les mailles interface est bien compatible avec le modèle VOF malgré la présence d'une unique équation de l'énergie.

IV.J.2 - Perspectives sur les simulations

Les différentes séries de simulation ont démontré la capacité du code numérique à simuler un écoulement de type déversoir aussi bien au niveau d'un écoulement plan qu'à l'entrée d'un tube vertical cylindrique.

L'étude a montré que le modèle de condensation est stable et compatible avec le modèle VOF. Cependant le comportement du transfert d'énergie dû au changement de phase représenté par une unique équation de

l'énergie reste à déterminer. L'utilisation d'une équation de l'énergie pour chaque phase permettrait de mieux gérer l'échange énergétique entre les phases. La mise au point de ce modèle est cependant plus complexe que le travail présenté dans ce chapitre. La condensation de la vapeur à l'interface induit également une gestion particulière de cette dernière, comme le montre les travaux de Coste [10].

Une autre perspective d'étude serait de tester une combinaison Euler-Euler avec le modèle VOF telle que proposée par ANSYS Fluent (« Mutli-Fluid VOF Model »). On peut cependant s'attendre à un temps de calcul plus élevé. Le problème de gestion de la condensation à l'interface resterait également présent.

Le modèle de condensation actuellement utilisé semble surestimer les échanges thermiques ce qui entraîne une surestimation du débit de condensation et du débit d'injection. Dans ce cadre, il est possible d'utiliser une autre corrélation pour le calcul du coefficient d'échange convectif $h_{l,i}$, telle que la corrélation de Lakehal [9]. Le modèle peut également être complété par prise en compte du coefficient d'échange convectif entre la phase vapeur et l'interface (modèle de Jayatilleke [11]), mais on peut s'attendre à ce que son impact soit moindre comparativement à l'échange convectif dans la phase liquide.

IV.K - Références bibliographiques

- [1] **Carlier, M. (1972)** - Hydraulique générale et appliquée, volume Eyrolles.
- [2] **Lauder, B. E., and Spalding, D. B. (1972)** - Lectures in mathematical models of turbulence, volume Academic Press, London.
- [3] **Wilcox, D. C. (1998)** - Turbulence modeling for CFD - *D.C.W Industries*.
- [4] **Menter, F. R. (1994)** - Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications - In: *AIAA Journal American Institute of Aeronautics and Astronautics AIAA Journal*, issue 8, volume 32 - p. 1598-1605.
- [5] **Dinsenmeyer, R. (2015)**. Etude des écoulements avec changement de phase : application à l'évaporation directe dans les centrales solaires à concentration. Université Grenoble Alpes - Thèse de doctorat. Mécanique des fluides, procédés, énergétique - 2015GREAI001
- [6] **(2013)** - ANSYS Fluent Theory Guide.
- [7] **Lee, W. H. (1980)** - A pressure iteration scheme for two-phase flow modelling - In: *Multiphase transport: fundamentals, reactor safety, applications, multiphase transport: fundamentals, reactor safety, applications*, tvolume 1 , Washington, U.S.A., Hemisphere Publishing Corp., 1980, p.407-431.
- [8] **Coste, P. (2004)** - Computational simulation of Multi-D liquid-vapor thermal shock with condensation - In: *5th International Conference on Multiphase flow*, Yokohama, Japan.
- [9] **Lakehal, D., Fulgosi, M., and Yadigaroglu, G. (2008)** - Direct numerical simulation of condensing stratified flow - *Journal of Heat Transfer*, issue 2, volume 130.
- [10] **Coste, P. (2013)** - A large interface model for two-phase CFD - *Nuclear Engineering and Design*, volume 255 - p. 38-50.
- [11] **Jayatilleke, C. L. V. (1969)** - The influence of Prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sublayer to momentum and heat transfer - *Prog.Heat and Mass Transfer*, volume 1 - p. 193-202.

Conclusion

Cette thèse a présenté une étude portant sur un écoulement diphasique liquide/vapeur descendant dans un tube vertical partiellement immergé dans du liquide sous-refroidi. La problématique de l'étude s'inscrit dans le cadre du dimensionnement des pressuriseurs des chaufferies nucléaires embarqués, dans lesquels un tel écoulement est observé. L'écoulement comporte un nombre conséquent de phénomènes physiques qui sont rappelés en Figure C-1.

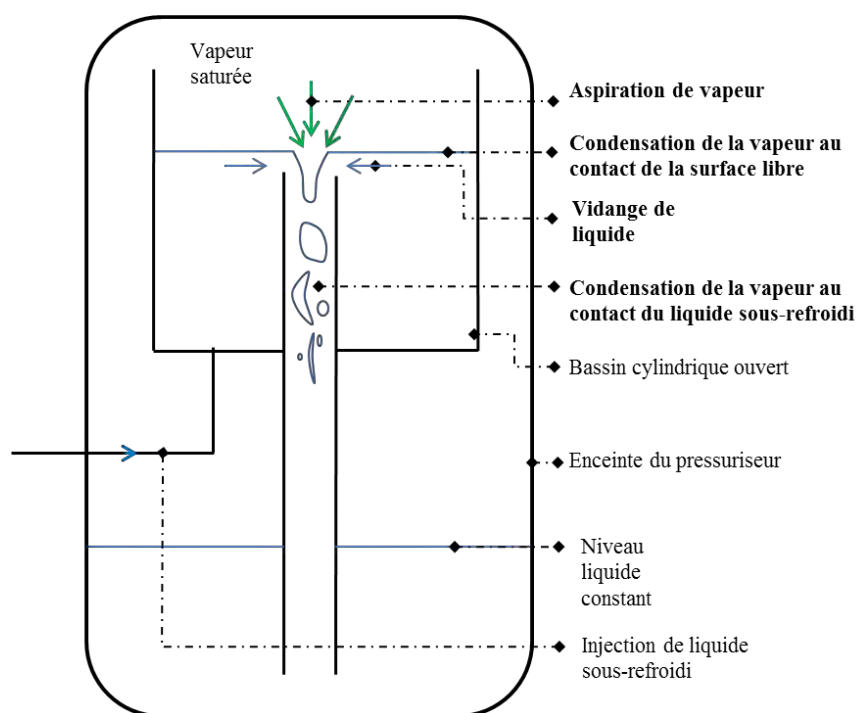


Figure C-1 : Récapitulatif des phénomènes physiques présents dans l'écoulement diphasique.

Les objectifs principaux de la thèse ont été doubles :

- la compréhension et l'identification des principaux phénomènes présents dans un tel écoulement,
- la simulation numérique d'une partie de ces phénomènes par CFD.

La gestion de la pression dans les systèmes de propulsion nucléaire embarqués repose sur un équilibre liquide/vapeur au sein du pressuriseur. Ce contrôle passif de la vapeur dépend de différents facteurs dont l'écoulement diphasique à étudier. La configuration atypique de l'écoulement le rend toutefois difficile à prédire sans la mise en place d'essais aux coûts potentiellement importants. La nécessité de proposer une simulation numérique apparaît naturellement avec le besoin de valider cette modélisation à des essais expérimentaux.

Le caractère singulier de l'écoulement à étudier a orienté l'analyse bibliographique en trois segments : l'étude de l'écoulement diphasique en entrée de tube, l'étude de l'écoulement au sein du tube et la simulation de ces écoulements. L'étude a montré l'existence de divers modèles analytiques capables de prédire l'évolution de ces écoulements avec changement de phase, mais ces derniers doivent prendre en compte un nombre important de paramètres (historique de bulle, vitesse de glissement, perturbations...). Ces paramètres ne peuvent être analysés dans le cadre d'une étude expérimentale à

l'échelle 1 dans des conditions opérationnelles réelles, avec mise en place d'une simulation numérique. Le choix de réaliser une simulation numérique avec une validation expérimentale principalement qualitative s'est donc imposé. La simulation numérique se concentre principalement sur les écoulements à grande interface en entrée de tube afin de comprendre les phénomènes d'entraînement de la phase vapeur en entrée du tube vertical.

Les essais expérimentaux ont été menés sur la boucle expérimentale VISCONTI dont la conception, la réalisation et l'exploitation ont été menées à bien pendant la thèse. La boucle a été décrite dans le chapitre II avec les contraintes de conception et les choix de réalisation. Son fonctionnement a été décrit avec les procédures d'étalonnage qui ont été réalisées. L'analyse des essais repose sur des mesures de pression, de température et de débits, ainsi que sur une visualisation par caméra rapide. La boucle utilise le fluide frigorigène transparent HFE7000 afin de pouvoir analyser l'écoulement liquide/vapeur à une température proche de la température ambiante.

Les expériences menées ont permis d'identifier les différents régimes d'écoulement présents aussi bien en entrée de tube qu'en son sein. L'étude de l'écoulement a permis de remettre en évidence l'existence d'un « débit critique » qui a été montré par Binnie [2]. Cette valeur de débit liquide correspond à une aspiration minimale voire nulle de la vapeur dans le tube vertical. Une expression analytique de ce débit critique a été proposée et semble compatible avec les valeurs obtenues lors des essais. Cette expression peut ainsi servir d'outil d'aide au dimensionnement des pressuriseurs. Un nombre plus important d'essais doit cependant être réalisé afin de valider l'application du modèle. Les mesures ont été confrontées avec un modèle diphasique simple (modèle de Friedel [3]) permettant de calculer la fraction volumique de vapeur en fonction des gradients de pression dans le tube. Les résultats obtenus semblent cohérents avec les prises de vues par caméra rapide. Les essais ont également suggéré que la vitesse de la vapeur en entrée de tube peut dépasser la vitesse de la phase liquide en entrée de tube selon certaines conditions expérimentales. Les expériences réalisées ont servi ensuite de comparaison pour les simulations numériques.

Les simulations numériques de l'écoulement diphasique ont été réalisées sur un logiciel CFD commercial (ANSYS Fluent). Les simulations reposent sur un modèle diphasique adapté aux écoulements à larges interfaces, le modèle « Volume Of Fluid » (VOF). La capacité du code à simuler les écoulements au passage de barrages plans a été validée et a montré que de tels écoulements ne dépendent pas des propriétés de fluide. Des simulations reprenant les conditions expérimentales sans changement de phase ont ensuite été réalisées et ont montré la capacité à reproduire l'écoulement de la phase liquide en entrée de tube. L'étude de l'influence du débit liquide a montré que la vapeur peut être introduite dans le tube vertical selon deux modes d'écoulement. Elle peut être simplement entraînée avec la phase liquide dans le tube d'essais ou aspirée dans le tube vertical avec une vitesse supérieure à la phase liquide, ce qui rejoint les observations des essais expérimentaux. Un modèle numérique de condensation a ensuite été présenté. Ce modèle repose sur l'adaptation du « modèle de large interface » (Large Interface Model) développé pour les écoulements à grandes interfaces dans le cadre d'une modélisation eulérienne à 2 phases (6 équations) dans le logiciel Neptune_CFD [1]. Le modèle a été adapté pour une application dans le cadre d'une modélisation VOF classique à 3 équations. Il a été testé dans une configuration expérimentale de référence. Les premiers résultats sont encourageants concernant le potentiel de ce type d'approche, même s'il surestime les échanges thermiques entre la phase liquide et la phase vapeur.

Perspectives d'améliorations sur la boucle d'essais VISCONTI

La mise en œuvre des essais avec du HFE7000 comme fluide de travail a soulevé plusieurs difficultés sur l'étude des phénomènes : gestion des incondensables, étude sans changement de phase impossible... La mise en place d'essais plus simples à gérer est donc proposée. Des essais supplémentaires en eau/air devraient être réalisés afin d'améliorer la compréhension des phénomènes physiques en jeu, en particulier au niveau de l'introduction de la phase gazeuse dans le tube d'essais (entraînement ou aspiration).

Le modèle de Friedel [3] a donné des résultats cohérents d'un point de vue qualitatif avec les observations par caméra rapide. Une analyse quantitative permettrait de valider la concordance des résultats du modèle avec les résultats expérimentaux. La connaissance du taux de vide permettrait de bénéficier d'un outil de dimensionnement supplémentaire : le volume de liquide présent dans le tube d'essais étant connu, on peut remonter à la répartition du débit liquide dans le système douche conçu par DCNS. Toutefois, l'étude menée sur la boucle VISCONTI ayant été essentiellement qualitative, des ajouts conséquents doivent être faits sur l'installation expérimentale afin de pouvoir étudier des paramètres supplémentaires tels que le taux de vide ou le champ de vitesses.

Malgré ses limitations, la boucle d'essais VISCONTI présente la possibilité d'une étude statistique de la composante verticale de la vitesse de structures le long du tube d'essais via l'usage de la caméra rapide. Cette vitesse verticale peut ensuite être confrontée aux résultats numériques pour étayer la validation.

Perspectives d'améliorations sur le modèle numérique de condensation

L'étude numérique doit être poursuivie afin de valider le modèle de condensation actuel. Ce dernier ne prend en compte dans le calcul que l'échange convectif entre la phase liquide et l'interface diphasique. Il est possible de compléter le modèle utilisé en ajoutant les autres caractéristiques du modèle à larges interfaces : prise en compte de l'échange convectif entre la vapeur et l'interface, ajout d'une loi de surface... Par ailleurs, le coefficient d'échange thermique calculé selon la corrélation de Coste [4] semble surestimer le débit de condensation par rapport aux mesures expérimentales. L'utilisation d'une autre corrélation telle que Lakehal [5] est une possibilité.

Par ailleurs, une approche plus avancée peut également être envisagée en implantant une équation de l'énergie pour chaque phase afin de mieux gérer l'échange thermique entre les phases (modèle à phases séparées en 6 équations). Ce travail nécessite cependant une gestion particulière de l'interface liquide/vapeur. Si la compréhension des échanges thermiques sera renforcée par ce modèle complexe, il faut garder à l'esprit que ce dernier augmente le temps de calcul, ce qui n'est pas compatible avec la mise en place d'un outil de dimensionnement rapide.

Références bibliographiques

- [1] **Coste, P. (2013)** - A large interface model for two-phase CFD - *Nuclear Engineering and Design*, volume 255 - p. 38-50.
- [2] **Binnie, A. M. (1938)** - The use of a vertical pipe as an overflow for a large tank - *Proceedings of the Royal Society of London*, issue 933, volume 168 - p. 219-237.
- [3] **Friedel, L. (1979)** - Improved friction and pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow - *European two-phase flow group meeting*, issue E2.
- [4] **Coste, P. (2004)** - Computational simulation of Multi-D liquid-vapor thermal shock with condensation - In: *5th International Conference on Multiphase flow*, Yokohama, Japan.
- [5] **Lakehal, D., Fulgosi, M., and Yadigaroglu, G. (2008)** - Direct numerical simulation of condensing stratified flow - *Journal of Heat Transfer*, issue 2, volume 130.

Annexe : Calcul des incertitudes de mesure des thermocouples

Chaque capteur doit être soumis à un étalonnage avant d'être exploité. L'étalonnage consiste en la détermination d'une relation entre le signal reçu par un capteur et la valeur qu'il doit mesurer. Cette détermination se fait par comparaison avec un capteur étalon. Selon le capteur considéré, l'étalonnage a été réalisé par un organisme agréé ou au laboratoire.

A partir des étalonnages de capteurs et/ou des spécifications techniques données par les fabricants, nous déduisons une incertitude de mesure sur le capteur. Le calcul des incertitudes liées aux capteurs de mesure est tributaire de lois de probabilité. Ces lois doivent être représentatives de la physique étudiée. Selon la loi de probabilité choisie, l'incertitude calculée ne sera pas la même. De manière générale, le calcul de l'incertitude de mesure des capteurs peut être séparé en deux calculs indépendants. En effet, l'incertitude de mesure d'un paramètre X dépend de deux contributions qui peuvent être calculées séparément :

- l'incertitude de mesure inhérente à l'instrumentation d'acquisition de la boucle d'essais, $s(\delta X_{boucle})$,
- l'incertitude de mesure liée à l'étalonnage du capteur, $s(\delta X_{etalonnage})$.

La première contribution est inhérente à la précision des instruments d'acquisition de la boucle d'essais. La seconde contribution dépend de l'étalonnage du capteur considéré.

Dans le cas des calculs d'incertitude des thermocouples, il serait éventuellement possible d'utiliser les polynômes définis par la norme NF EN 60584-1. Ces derniers sont déjà paramétrés dans la centrale d'acquisition AGILENT. Cependant, ces polynômes ont été réalisés sur une gamme étendue de température (entre -100 et 600°C pour les thermocouples de type K). Cette gamme ne représente pas la plage de température à laquelle nous allons travailler. Utiliser ces polynômes dans cette gamme est une source d'erreur potentiellement non négligeable. D'après les spécifications de la centrale d'acquisition, la mesure de température admet alors une incertitude de 1,5°C (pour un thermocouple de type K). Il est alors possible d'améliorer la précision des thermocouples en effectuant un étalonnage dans la gamme de température à laquelle nous travaillons.

Pour ce faire, les quarante thermocouples K de la boucle ont été étalonnés pour améliorer la précision des mesures de température. L'étalonnage a été réalisé en plongeant les thermocouples dans un bain thermostaté dont la température est contrôlée et connue. Un thermomètre à résistance de platine (sonde Pt 100) est aussi plongé dans le bain thermostaté au milieu des thermocouples. L'ensemble est glissé dans un bloc en cuivre.

Cette sonde est étalonnée en température et suit une loi linéaire donnée via la relation (A.1) :

$$T_{Pt\ 100} = 9,93 R_{Pt\ 100} - 254,18 \quad (A.1)$$

$T_{Pt\ 100}$ est la mesure de température donnée par la sonde Pt 100 (la mesure est réalisée en °C).
 $R_{Pt\ 100}$ est la résistance électrique mesurée aux bornes de la sonde Pt 100 (en ohms).

Le bain thermostaté effectue trois cycles en température. Chaque cycle correspond à une montée et une descente en température entre 15 et 60°C. Dix points de mesure sont acquis lorsque la température

du bain atteint une valeur multiple de 5. Lors de chaque mesure, chaque thermocouple reçoit une tension électrique en volts qui est ensuite convertie en température via les polynômes déjà paramétrés dans la centrale d'acquisition. Une valeur de résistance est mesurée aux bornes de la sonde Pt 100 et est convertie en température via la relation (A.1).

La moyenne effectuée sur les mesures à chaque palier de température permet ensuite de déterminer une loi linéaire de la température du thermocouple en fonction de la température mesurée par la sonde Pt 100. C'est cette équation qui doit corriger le polynôme déjà paramétré dans la centrale d'acquisition. La régression linéaire conduit donc à une loi $Ax + B$:

$$\overline{T_{\text{étalonnage}}} = A \times \overline{T_{\text{Pt 100}}} + B \quad (\text{A.2})$$

Les écarts des moyennes sont ensuite déterminés entre la température mesurée par la sonde et la température calculée par le polynôme (A.2) de chaque thermocouple, pour chaque palier de température i :

$$\delta T_{\text{étalonnage},i} = |\overline{T_{\text{Pt 100},i}} - \overline{T_{\text{étalonnage},i}}| \quad (\text{A.3})$$

En faisant l'hypothèse que la loi de propagation de l'écart $\delta T_{\text{calcul},i}$ suit une loi de probabilité rectangulaire, on estime l'incertitude-type maximale de chaque thermocouple $s(\delta T_{\text{étalonnage}})$:

$$s(\delta T_{\text{étalonnage}}) = \frac{\max(\delta T_{\text{étalonnage},i})}{\sqrt{3}} \quad (\text{A.4})$$

$s(\delta T_{\text{boucle}})$ est calculée en prenant compte trois paramètres :

- La précision de la centrale d'acquisition pour la conversion d'un signal électrique en température. La centrale d'acquisition garantit une conversion du signal électrique en température précise à 0,05°C près.
- La précision de la mesure de la sonde étalon. L'étalonnage de la sonde réalisé en usine garantit une mesure précise à 0,055°C près.
- L'écart maximal entre la mesure de température de la sonde étalon et le calcul de la température via le polynôme qui lui a été associé. L'écart maximal observé est de 0,05°C.

En faisant l'hypothèse que la loi de propagation d'erreur suit une loi rectangulaire pour chacun de ces paramètres, on peut calculer l'incertitude de mesure liée à l'instrumentation de la boucle :

$$s(\delta T_{\text{boucle}}) = \sqrt{s(T_{\text{centrale}})^2 + s(T_{\text{Pt100}})^2 + s(\delta T_{\text{Pt100}})^2} \quad (\text{A.5})$$

$$s(\delta T_{\text{boucle}}) = \sqrt{\left(\frac{0,05}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,055}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,05}{\sqrt{3}}\right)^2} = 2,7 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{A.6})$$

On déduit à partir de (A.4) et (A.6) une estimation de l'incertitude-type totale de mesure de température des thermocouples $s(T_{\text{TC}})$:

$$s(T_{\text{TC}}) = \sqrt{s(\delta T_{\text{boucle}})^2 + s(\delta T_{\text{étalonnage}})^2} \quad (\text{A.7})$$

Il est par la suite nécessaire de déterminer un intervalle de mesure de cette incertitude avec un niveau de confiance élevé. En effet, l'intégralité des températures mesurées ne présentera pas nécessairement

cette incertitude. Nous définissons donc pour chaque thermocouple une incertitude élargie $U(T_{TC})$ qui est égale à 2 fois l'incertitude-type calculée en (A.7) :

$$U(T_{TC}) = 2 s(T_{TC}) \quad (\text{A.8})$$

Dans ce cadre, la température T_{TC} mesurée par un thermocouple présente un intervalle de mesure de $[T_{TC} - U(T_{TC}), T_{TC} + U(T_{TC})]$ avec un niveau de confiance de 95%. Cela signifie que cet intervalle de mesure a 95% de chances de contenir la valeur de température « vraie ».

Résumé de la thèse

Cette thèse est dédiée à l'étude expérimentale et numérique des phénomènes de condensation dans un pressuriseur de chaufferie nucléaire embarquée conçu par l'entreprise DCNS. Au sein du système est observé un écoulement diphasique avec changement d'état, descendant dans un tube vertical partiellement immergé dans du liquide. Le liquide sous-refroidi s'écoule dans le tube sous l'effet de la gravité en entraînant de la vapeur saturée qui se condense à son contact.

Dans un premier temps, l'étude des phénomènes de condensation est réalisée sur un banc expérimental dont la conception, le dimensionnement, la réalisation et l'exploitation ont été effectués au cours de cette thèse. Le dispositif est une version simplifiée à l'échelle 1 du système réel. Cette étude expérimentale a permis d'identifier les régimes d'écoulements diphasiques présents dans le système et d'analyser l'impact de trois paramètres : le débit de liquide injecté, le sous-refroidissement de ce liquide à l'entrée du tube et la pression en sortie de tube. Par ailleurs, l'étude propose un modèle déterminant les conditions pour laquelle le tube d'essais est complètement noyé, ce qui minimise les phénomènes de condensation.

Dans un second temps, une simulation numérique de l'écoulement diphasique est réalisée par CFD sur ANSYS Fluent à l'aide du modèle « Volume Of Fluid ». La prise en compte de la condensation de la vapeur au contact du liquide sous-refroidi a nécessité le développement, grâce aux fonctions utilisateur du logiciel, d'un modèle spécifique s'appuyant sur un modèle de la littérature. Les résultats obtenus ont permis de reproduire qualitativement le déversement du liquide observé expérimentalement en entrée de tube ainsi que la condensation de la phase vapeur au contact de la phase liquide.

Mots-clés : condensation, entrainement vapeur, écoulement vertical descendant, écoulement diphasique, expérimental, CFD.

Thesis summary

This thesis focuses on condensation phenomena occurring in a patented system designed by DCNS Company. The system ensures pressure regulation of nuclear boiler rooms embarked in naval vessels. Within the system occurs a downward liquid/vapor flow with phase change in a partially submerged vertical pipe. Subcooled liquid flows into the pipe and induce a suction of saturated vapor which condense in contact with liquid phase. This study aim to understand the physical phenomena occurring in the system and to simulate these phenomena.

First, the condensation phenomena are studied with a test loop which conception, dimensioning, realization and exploitation were realized during this study. The experimental study identified the flow regimes occurring in the system and analyzed the impact of three parameters: the liquid flow rate, the liquid subcooling and the pressure at the system outlet. This study also proposed a simple model which determine the necessary conditions to completely drown the pipe, which minimize condensation phenomena.

Thereafter, the numerical simulation of the two-phase flow was realized by CFD on ANSYS Fluent with the "Volume of Fluid" model. The condensation simulation was achieved by applying a condensation model used in literature. This model was added to the numerical code with User-Defined Functions (UDF). The simulation reproduced the weir regime flow at the pipe entrance and the vapor condensation inside the pipe.

Keywords: condensation, vapor suction, vertical downward flow, two-phase flow, experimental study, CFD.