



HAL
open science

Contributions expérimentales sur les écoulements diphases dans un évaporateur de climatisation : essais en eau-air et en réfrigérant R134a

Bamdad Salemi

► **To cite this version:**

Bamdad Salemi. Contributions expérimentales sur les écoulements diphases dans un évaporateur de climatisation : essais en eau-air et en réfrigérant R134a. Autre. Université de Lorraine, 2014. Français. NNT : 2014LORR0282 . tel-01751416

HAL Id: tel-01751416

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01751416v1>

Submitted on 29 Mar 2018

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.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



UNIVERSITE DE LORRAINE
Ecole Doctorale : **Énergie Mécanique Matériaux**

THESE

Soutenue le *jeudi 18 décembre 2014*

Bamdad SALEMI

*Contributions expérimentales sur les écoulements
diphasiques dans un évaporateur de climatisation : essais en
eau-air et en réfrigérant R134a*

Devant le jury composé de :

M. Fethi ALOUI	Université de Valenciennes	Rapporteur
M. Abdelkader MOJTABI	Université Paul Sabatier Toulouse III	Rapporteur
M. Michel HAVET	ONIRIS - Nantes	Examineur
M. Abdelhak AMBARI	ENSAM Angers	Examineur
M. Salaheddine SKAL-LAMI	LEMTA - Université de Lorraine	Examineur
Mme Virginie VINCENT	R&D VALEO - La Suze sur Sarthe	Co-encadrant de thèse
M. Hervé CONOR	R&D VALEO - La Suze sur Sarthe	Membre invité
M. Mohammed SOUHAR	LEMTA - Université de Lorraine	Directeur de thèse
Mme Ophélie CABALLINA	LEMTA - Université de Lorraine	CoDirecteur de thèse

A ma mère

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier vivement Mohammed SOUHAR, mon directeur de thèse, pour la confiance qu'il m'a témoignée en acceptant la direction scientifique de mes travaux de recherche. Je lui suis reconnaissant de m'avoir fait bénéficier tout au long de ce travail de sa grande compétence, de sa rigueur intellectuelle, et de son efficacité certaine que je n'oublierai jamais. Enfin, j'ai été extrêmement sensible à ses qualités humaines d'écoute et de compréhension tout au long de ce travail doctoral.

Je remercie très chaleureusement Ophélie CABALLINA, ma co-directrice de thèse, pour ses multiples conseils et pour toutes les heures qu'elle a consacrées à diriger cette recherche. J'aimerais également lui dire à quel point j'ai apprécié sa grande disponibilité et son respect sans faille des délais serrés de relecture des documents que je lui ai adressés.

Mes remerciements vont également à Virginie VINCENT et Hervé CONOR pour avoir veillé à l'avancement de mon travail. Durant ces quatre années de thèse, leur disponibilité à toute épreuve, leur soutien ainsi que leurs connaissances m'ont permis d'avancer dans un climat de grande confiance. Je les remercie enfin pour l'aide qu'ils m'ont accordée durant la rédaction de ce mémoire.

Je tiens à remercier les membres de mon jury qui m'ont fait l'honneur d'accepter d'y participer :

Monsieur Fethi ALOUI, professeur à l'université Valenciennes, pour l'honneur qu'il m'a fait pour sa participation à mon jury de thèse en qualité de rapporteur de mon travail, pour le temps consacré à la lecture de cette thèse, et pour les suggestions et les remarques judicieuses qu'il m'a indiquées.

Monsieur Abdelkader MOJTABI, professeur à l'université Paul Sabatier Toulouse III, pour sa participation à mon jury de thèse en qualité de rapporteur de mon travail et pour toutes les remarques intéressantes qu'il m'a faites.

Monsieur Michel HAVET, professeur à l'ONIRIS - Nantes, pour m'avoir fait l'honneur de présider mon jury de thèse.

Monsieur Abdelhak AMBARI, professeur à l'ENSAM - Angers pour le temps consacré à la lecture de ce travail ainsi que pour les commentaires m'ayant permis de l'améliorer.

Monsieur Salaheddine SKAL-LAMI, maître de conférences à l'université de Lorraine, pour toutes les remarques intéressantes qu'il m'a faites durant ma thèse.

Je remercie sincèrement l'ensemble du personnel rattaché au LEMTA, les secrétaires, informaticiens et techniciens du laboratoire. Particulièrement : Franck DEMEURIE, Jean-Yves MOREL, Alain DELCONTE, Eric BLAISE, mais aussi Eric TUDEAU, Joachime BROSSIER, Philippe COUTABLE du laboratoire d'essais de VALEO.

J'exprime ma gratitude à tous les amis - chercheurs pour leur gentillesse et pour les moments agréables que nous avons pu partager ensemble. Notamment, Nicolas, Ali, Pierre, Arnaud, Fermin, Wassim, Farhad, Caroline, Vincent, Clément, Christophe, Guillaume et Lionel.

Je pense enfin à tous mes amis proches, en particulier Bertrand, Youness, Mehras, Ata, Kamyar, Lorraine, Sandra, Julia.

Finalement, je remercie mes parents et ma sœur pour leur soutien inconditionnel.

Sommaire

Chapitre I : Introduction	1
I- Un contexte énergétique et environnemental	1
II- La boucle de climatisation	2
II-1- Fonctionnement de l'installation	2
II-2- Cycle thermodynamique du R-134a	3
III- Etat de l'art : les échangeurs de chaleur à mini-canaux	5
III-1- Les performances thermiques d'un échangeur	5
III-2- Moyens d'investigation utilisés dans la littérature	7
III-2-1- Expérience en eau-air	7
III-2-2- Expérience avec réfrigérant	8
III-3- Collecteur horizontal	10
III-3-1- Structure de l'écoulement dans le tube d'entrée du collecteur	10
III-3-2- Structure de l'écoulement dans le collecteur	11
III-3-3- Influence de la profondeur d'intrusion des tubes dans le collecteur	12
III-3-4- Influence des propriétés du fluide	13
IV- Positionnement de la présente recherche	14
V- Définition des plages de fonctionnement en entrée du collecteur	16
V-1- Cartes d'écoulement dans un tube horizontal	17
V-2- Vérification expérimentale des points de fonctionnement en mélange eau-air	20
V-2-1- Les régimes d'écoulement	21
V-2-2- Traitement d'images pour estimation de l'épaisseur du film liquide	23
V-2-3- Quelques exemples d'estimation de l'épaisseur du film liquide	24
Conclusions	27
Références bibliographiques	29
Chapitre II : Montage expérimental I et qualification	33
Introduction	33
I- Circuit liquide et débitmètrie	34
I-1- Le circuit de liquide	34
I-2- Débitmètrie liquide	35
II- Le circuit gaz et débitmètrie	36
II-1- Le circuit de gaz	36

II-2- Débitmètrie gaz.....	37
III- La veine d'essais et métrologie.....	40
III-1- Veine d'essais.....	40
III-2- L'injecteur.....	41
III-3- Prises de pression.....	41
III-4- Emplacement du tube de Pitot et récupérateur de gouttelettes	42
III-5- Métrologie.....	42
III-5-1- Tube de Pitot	42
III-5-2- Mesures de pression	44
III-5-3- Méthode conductimètrique.....	45
IV- Qualification de la veine d'essai	50
Conclusions	55
Références bibliographiques	56

Chapitre III : Ecoulement diphasique annulaire eau-air en conduite de faible diamètre

57

Introduction	57
I- Etude bibliographique	57
I-1- Perte de pression.....	57
I-2- Epaisseur du film liquide.....	60
I-3- Frottement à l'interface gaz-liquide	62
II- Métrologie complémentaire – débits de gouttelettes	64
II-1- Détail du récupérateur de gouttelettes.....	64
II-2- Etalonnage du récupérateur.....	65
II-3- Mesure de débits de gouttelettes	65
III- Résultats expérimentaux	67
III-1- Résultats de mesures de perte de pression par frottement – Valeurs moyennes.....	68
III-2- Résultats des fluctuations de pression : RMS, histogramme	71
III-3- Mesures de l'épaisseur du film	73
III-3-1- Résultats de l'épaisseur moyenne du film	73
III-3-2- Fluctuation de l'épaisseur du film : RMS, histogramme	75
III-4- Mesures de tube par Pitot.....	78
III-4-1- Mesure de ΔP du Pitot, vitesse caractéristique.....	78
III-4-2- Fluctuation : RMS, histogramme	80

IV- Détermination du coefficient de frottement C_f interfacial	82
IV-1- Modèle C_f, τ_w	82
IV-2- Modèle K (Pitot).....	85
Conclusions	86
Références bibliographiques	86

Chapitre IV : Ecoulement diphasique annulaire du réfrigérant R-134a en conduite de faible diamètre	88
Introduction	88
I- Etude bibliographique	88
II- Montage expérimental II.....	96
II-1- Veine d'essai	96
II-2- Détail du récupérateur de gouttelettes et étalonnage.....	97
II-3- Banc d'essais R-134a	98
II-4- Protocoles expérimentaux	99
II-3-1- Détermination des points de fonctionnement	100
III- Résultats expérimentaux	101
III-1- Résultats préliminaires.....	101
III-2- Comparaison des résultats avec les modèles théoriques et empiriques	103
III-3- Résultats du débit de gouttelettes.....	106
IV- Modélisation de la mesure par tube de Pitot.....	107
Conclusions	116
Annexes	117
Références bibliographiques	122

Chapitre V : Ecoulement diphasique eau-air dans un échangeur compact	124
Introduction	124
I- Etude bibliographique	124
I-1- Embranchement en T (jonction isolée).....	125
I-2- Perte de pression régulières en mini-canaux	125
I-2-1-Cas d'un écoulement monophasique.....	125
I-2-2- Cas d'un écoulement diphasique.....	129
I-3- Echangeurs à mini-canaux.....	130
I-4- Régime d'écoulement et visualisation dans les micro-canaux	132

II- Montage expérimental III.....	134
III- Jonction isolée sans intercalaire	136
III-1- Pertes de pression régulières dans le tube rectangulaire vertical	136
III-2- Estimation du coefficient de perte de charge singulière pour la jonction T	140
IV- Jonction isolée avec intercalaire	144
IV-1- Pertes de pression régulières dans les mini-canaux.....	144
IV-2- Estimation du coefficient de perte de charge singulière pour la jonction T avec intercalaires	146
V- Caractérisation de l'échangeur complet avec intercalaires	149
V-1- Etude en écoulement monophasique.....	151
V-1-1- Pertes de pression au sein de l'échangeur.....	151
V-1-2- Distribution du débit dans les branches parallèles.....	155
V-2- Etude en écoulement diphasique.....	158
V-2-1- Répartition des phases	158
V-2-2- Mesures de pression.....	166
VI- Visualisation de l'écoulement dans les micro-canaux des tubes d'entrée et de sortie de l'échangeur	170
Conclusions	174
Annexes	176
Références bibliographiques	180
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	183
Annexes Générales	187

Nomenclature

Lettres romaines

a	largeur d'un mini-canal	m
A	aire	m^2
b	hauteur d'un mini-canal	m
C_f	coefficient de frottement à l'interface	
C_p	chaleur spécifique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
D	diamètre	m
D_c	diamètre du col	
D_h	diamètre hydraulique	m
e	épaisseur du film liquide	m
\bar{e}	épaisseur moyenne du film liquide	m
f	coefficient de frottement	-
g	gravité	$m.s^{-2}$
G	vitesse massique	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
h	hauteur	m
i	indication	mm
j	vitesse superficielle	$m.s^{-1}$
K	coefficient de captation	-
l	longueur	m
L	longueur	m
\dot{m}	débit massique	$kg.s^{-1}$
P	pression	Pa
ΔP	perte de pression	Pa
q_m	débit massique	$kg.s^{-1}$
Q	débit volumique	$m^3.s^{-1}$
R	rayon	m
s	section de tube de Pitot	m^2
S	section	m^2
t	temps	s
T	température	$^{\circ}C$ ou K
u_i	vitesse de l'interface	$m.s^{-1}$
U	vitesse débitante	$m.s^{-1}$
U_{max}	vitesse du gaz sur l'axe de tube	$m.s^{-1}$
U_0	vitesse caractéristique	$m.s^{-1}$
V	volume	m^3
v	tension électrique	$volt$
x	titre massique	-

Lettres grecques

α	rapport de débits	-
γ	rapport d'aspect	-
ε	rugosité relative	-
λ	coefficient de frottement	-
μ	viscosité dynamique	$Pa.s$
ν	viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
ρ	masse volumique	$kg.m^{-3}$
ρ	conductivité électrique	$\Omega.m$
σ	tension superficielle	$N.m^{-1}$
σ	résistivité électrique	$mS.m^{-1}$
τ_i	contrainte de cisaillement à l'interface	Pa
τ_w	contrainte de cisaillement à la paroi	Pa

Indices

a	air
atm	atmosphérique
$frott$	frottement
g	gaz
l	liquide
h	homogène
$long$	longitudinal
max	maximum
min	minimum
$mini$	mini-canaux
w	water/eau

Nombres adimensionnelles

$Fr = \frac{G^2}{gD\rho^2}$	nombre de Froude
$Re = \frac{\rho VD}{\mu}$	nombre de Reynolds
$Re_g = \frac{\rho_g VD_h}{\mu_g} x$	nombre de Reynolds – fraction gaz
$Re_l = \frac{\rho_l VD_h}{\mu_l} (1-x)$	nombre de Reynolds – fraction liquide

$$We_L = \frac{G^2 D}{\sigma \rho}$$

nombre de Weber

$$\psi = \left(\frac{\sigma_w}{\sigma} \right) \left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_w} \right) \left(\frac{\rho_w}{\rho_L} \right)^2 \right]^{1/3}$$

Paramètre de Baker

$$\chi^2 = \frac{(dp/dz)_{fl}}{(dp/dz)_{fg}}$$

paramètre de Lockhart et Martinelli

$$\Phi_l^2 = \frac{(dP/dz)_{diph}}{(dP/dz)_l}$$

multiplicateur diphasique liquide

$$\Phi_g^2 = \frac{(dP/dz)_{diph}}{(dP/dz)_g}$$

multiplicateur diphasique gaz

Chapitre I : Introduction

I- Un contexte énergétique et environnemental

Dans la majorité des installations industrielles, l'utilisation rationnelle de l'énergie est un facteur déterminant de rentabilité et de protection de l'environnement. La majeure partie des échanges thermiques industriels se fait moyennant des échangeurs de chaleur. La maîtrise des calculs, du dimensionnement et du design de ces appareils d'échange de chaleur est une nécessité dans un contexte de sobriété et d'efficacité énergétiques assurant une amélioration des performances du transfert thermique. De plus, les échangeurs de chaleur utilisent majoritairement des fluides frigorigènes à fort impact environnemental.

A titre d'exemple, la climatisation automobile utilise à ce jour des hydrocarbures halogénés ou hydrofluorocarbures (HFC) comme fluide réfrigérant majoritairement du 1,1,1,2-tétrafluoroéthane de formule brute $C_2H_2F_4$, connu sous le nom de R-134a ou HFC-134a. Il contribue grandement à l'effet de serre (PRG100=1430, Potentiel de Réchauffement Global sur une échelle de temps observée de 100 ans¹,[1]). L'utilisation de la climatisation entraîne également une surconsommation de carburant et donc une surémission de polluants réglementés (Monoxyde de carbone, Oxydes d'azote, des particules,...). Selon les derniers chiffres de l'ADEME [2, 3] dans un rapport sur la climatisation automobile, environ 90% des véhicules neufs sont équipés d'une climatisation. Quand elle fonctionne, la climatisation augmente notablement la consommation de carburant d'un véhicule. À titre d'exemple, à 25°C par temps clair, pour un réglage de la climatisation à 20°C :

- en ville, c'est en moyenne 20 % de carburant consommés en plus ;
- sur route-autoroute, la surconsommation moyenne est d'environ 6 %.

Sur une année entière, en France et suivant les climats, les véhicules climatisés consomment entre 2 et 5% de carburant de plus que ceux qui ne le sont pas. De plus, qu'elle fonctionne ou pas, elle rejette une partie du fluide frigorigène présent dans le circuit de climatisation (fuites, maintenance, entretien, accident, non-récupération du fluide en fin de vie du véhicule...). Pour un véhicule de gamme moyenne, la climatisation, à elle seule (usage, fuites, fin de vie ...), est responsable d'une augmentation de 6 à 10 %, voire plus, de ses émissions annuelles de gaz à effet de serre.

¹ Le PRG est un indice de comparaison associé à un gaz à effet de serre (GES) qui quantifie sa contribution marginale au réchauffement global comparativement à celle du dioxyde de carbone, cela sur une certaine période choisie. En d'autres termes, le PRG d'un gaz est le rapport entre les effets causés par la libération en début de période d'une masse donnée de ce gaz et ceux causés par la même masse de dioxyde de carbone (CO2).

Devant de tels enjeux énergétiques et environnementaux, plusieurs pistes de recherche sont à l'étude parmi lesquels : améliorer l'efficacité énergétique des systèmes d'air conditionné et mettre au point et développer des systèmes fonctionnant avec de nouveaux fluides frigorigènes (CO₂, mélanges HFC/CO₂,...). Dans ce contexte, il est plus judicieux de développer des études numériques de dimensionnement des échangeurs. Or, devant la complexité du fonctionnement des échangeurs où il y a présence d'écoulements diphasiques avec changement de phase, les contributions expérimentales sont primordiales pour constituer des bases de validation des modèles numériques encore en phase de développement. C'est dans ce contexte que cette thèse a été conduite avec comme objectif principal l'étude de l'écoulement en entrée d'évaporateur et l'étude de la répartition des phases liquide et gazeuse au sein de l'échangeur.

II- La boucle de climatisation

II-1- Fonctionnement de l'installation

La Figure I-1 présente le fonctionnement global d'un système de climatisation d'un véhicule léger.

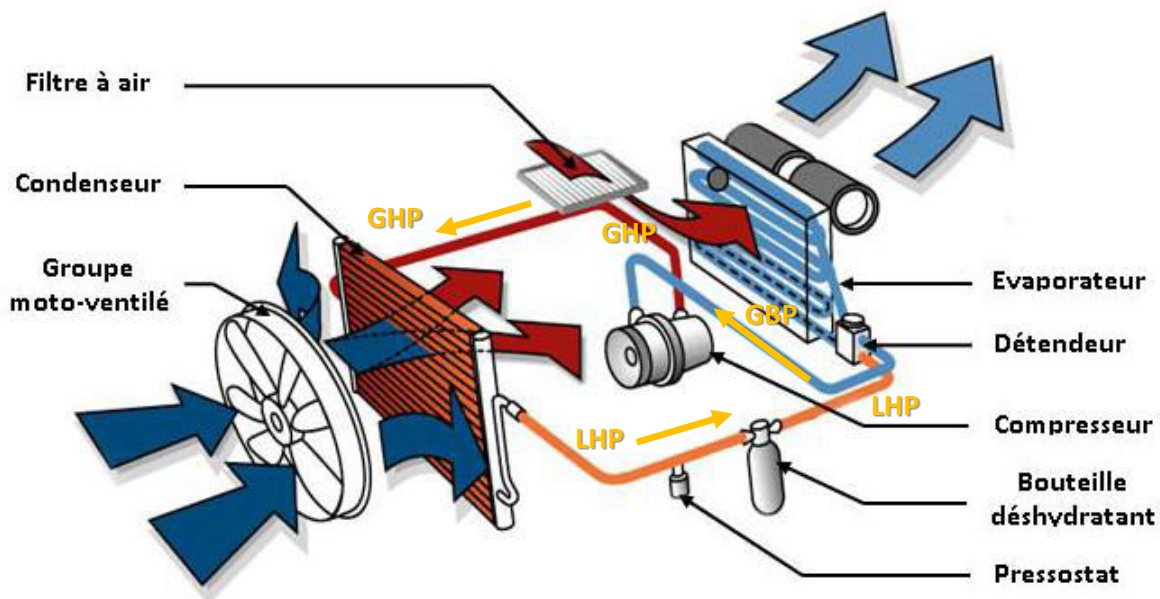


Figure I-1 - Boucle de climatisation automobile. GBP : Gaz Basse pression, GHP : Gaz Haute Pression, LHP : Liquide Haute pression.

Nous allons détailler le rôle de chacun des éléments de ce circuit de refroidissement :

- **Le compresseur** : directement entraîné par le moteur du véhicule, il a pour fonction de refouler le fluide frigorigène sous forme de gaz basse pression, à l'état de gaz haute pression, vers le condenseur.

- **Le condenseur** : placé le plus souvent devant le radiateur, il permet de transformer le fluide gazeux haute pression et température élevée en fluide liquide haute pression et haute température. Ce changement d'état (gazeux-liquide) est favorisé par une ventilation forcée spécialement asservie. Il a pour but "d'absorber" la chaleur du réfrigérant.
- **Le détendeur** : le détendeur contrôle le débit de réfrigérant qui pénètre dans l'évaporateur. Au passage du détendeur, le liquide haute pression se transforme en un fluide basse pression, le liquide se met immédiatement à bouillir et se vaporise dans l'évaporateur.
- **L'évaporateur** : son rôle est capital, car il a la charge d'absorber la chaleur et l'humidité de l'habitable. Ceci est obtenu par un phénomène d'évaporation rapide du fluide frigorigène, grâce à un détendeur. Les cycles de rotation des compresseurs à cylindrée fixe sont réglés par un thermostat. Le fluide se trouve alors à nouveau à l'état de gaz basse pression; il est ensuite aspiré par le compresseur pour un nouveau cycle.
- **Le réservoir déshydratant** : situé à la sortie du condenseur, il assure une réserve de fluide frigorigène liquéfié et le filtre pour absorber les éventuelles traces d'humidité et impuretés qui pourraient subsister dans le circuit.
- **Le pressostat** : il contrôle la pression du système et coupe l'alimentation du compresseur pour éviter toutes détériorations en cas de sur-pression ou de sous-pression. C'est également lui qui déclenche le ventilateur du radiateur pour condenser le gaz de climatisation.

Le liquide réfrigérant admis dans l'évaporateur est généralement complètement évaporé avant d'arriver à sa sortie. La vapeur continue donc d'absorber la chaleur et devient surchauffée sans augmentation de pression. La différence entre la température d'ébullition et la température de sortie de la vapeur est appelée **la surchauffe**.

II-2- Cycle thermodynamique du R-134a

La Figure I-2 représente le cycle théorique du R-134a dans un diagramme de Mollier, où les différentes transformations sont décrites ci-dessous :

- En (1), dans l'évaporateur, le fluide frigorigène est entièrement à l'état de vapeur saturante : $P_1 \approx 3,5$ bars, $T_1 \approx 5^\circ\text{C}$. Il subit alors un échauffement isobare en sortie de l'évaporateur jusqu'à l'entrée du compresseur caractérisé par l'état : $P_2 \approx 3,5$ bars, T_2 .
- Le gaz basse pression (GBP) est alors comprimé par le compresseur de 3,5 bars à 15 bars (état (3)). Sa température est alors T_3 . La compression est supposée isentropique.
- Entre (3) et (4), le gaz haute pression (GHP) est refoulé dans le condenseur où il cède à l'air extérieur une quantité de chaleur sous pression constante. Le fluide frigorigène se condense alors entièrement (état (4)).

- En sortie du condenseur, le fluide liquéfié se sous-refroidit et traverse un réservoir déshydrateur, toujours à pression constante. L'état (5) caractérise ce sous refroidissement.

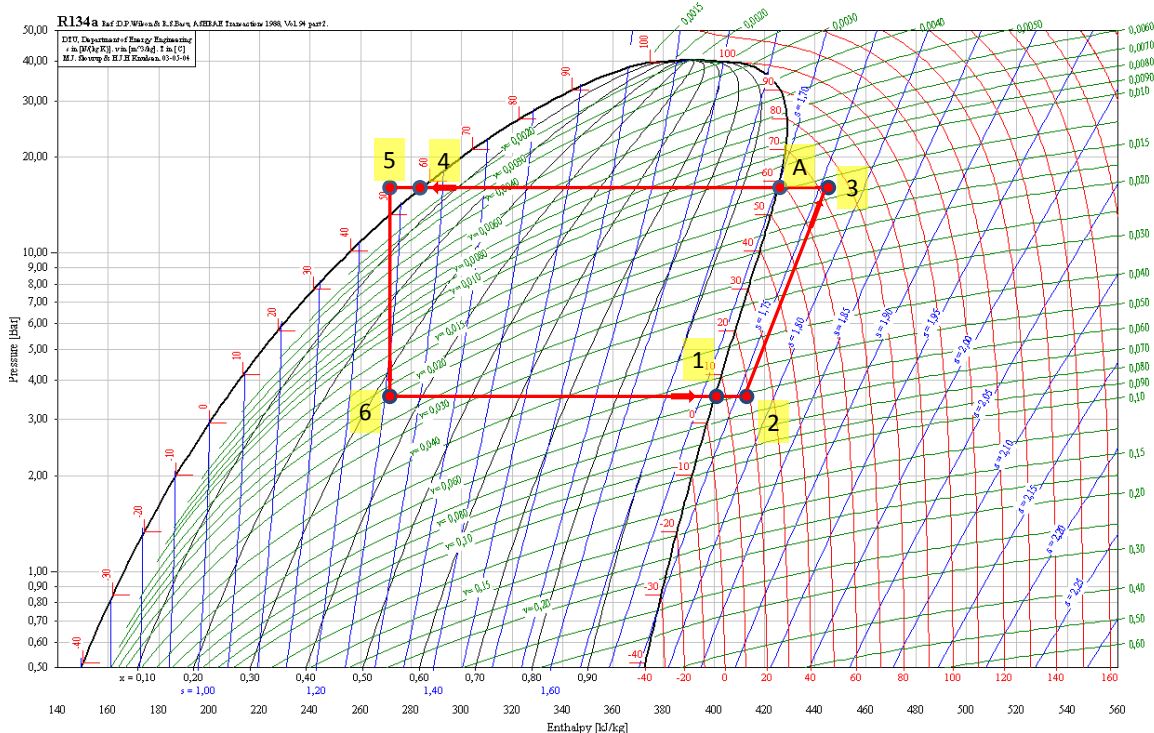


Figure 1-2 - Cycle théorique du réfrigérant R-134a.

Entre (5) et (6), le fluide est acheminé dans un détendeur où il subit une détente isenthalpique ; sa pression passe alors de 15 bars à 3,5 bars. Le fluide se vaporise alors partiellement. L'état (6) est caractérisé par les données suivantes : titre massique en vapeur 34 % ; température $T_6 \approx 5,0^\circ\text{C}$; pression $P_6 \approx 3.5$ bars.

- Enfin, il pénètre dans l'évaporateur et absorbe en s'évaporant une certaine quantité de chaleur provenant de l'air pulsé en direction de l'habitable. L'air arrive rafraîchi dans l'habitable.

Nous pouvons voir que les organes sensibles sont ceux qui contiennent le fluide à l'état liquide ou diphasique, autrement dit le condenseur et l'évaporateur. La conception et la maîtrise du design de ces organes sont donc de première importance pour accroître les performances énergétiques.

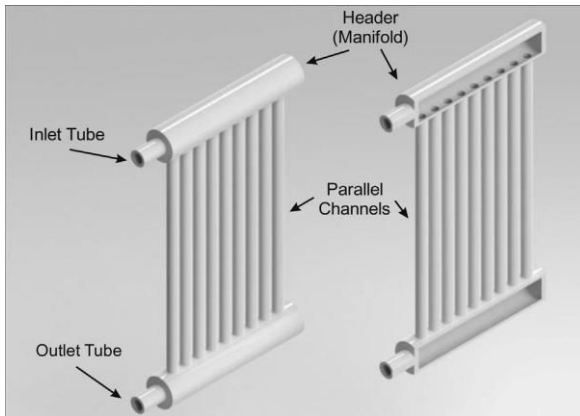


Figure I-3 - Echangeurs à mini-canaux [4].

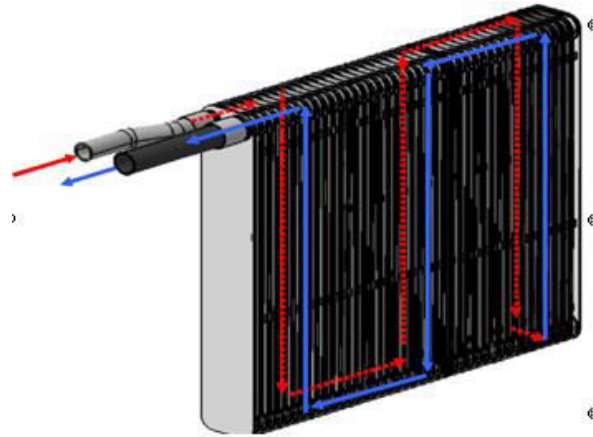


Figure I-4 - Fonctionnement d'un échangeur multi-passes.

III- Etat de l'art : les échangeurs de chaleur à mini-canaux

III-1- Les performances thermiques d'un échangeur

Dans la climatisation automobile, en plus des performances thermiques, il y a nécessité d'avoir des échangeurs compacts et légers pour une intégration aisée dans le véhicule. Les échangeurs à mini-canaux répondent à ces exigences et sont largement répandus chez les équipementiers automobiles. Ils présentent de plus l'avantage de limiter la charge de fluide frigorigène embarquée dans l'installation. Dans ce type d'échangeur à mini-canaux parallèles, l'alimentation en fluide est assurée par un distributeur ou collecteur, généralement de géométrie cylindrique. La Figure I-3 présente un agencement classique entre le distributeur et les tubes à mini-canaux ou faisceaux. On distingue ainsi les différents éléments principaux, à savoir un tube d'entrée ou tube d'alimentation, un distributeur, une série de tubes parallèles, un collecteur et un tube de sortie. Généralement, il y a un élargissement de section entre l'entrée et le distributeur et un rétrécissement entre le collecteur et le tube de sortie. Cet agencement est répété plusieurs fois pour réaliser un échangeur multi-passes pour évaporer la totalité du fluide frigorigène dans l'échangeur (Figure I-4) en augmentant les surfaces d'échanges et en gagnant en compacité par exemple.

L'efficacité de tels échangeurs est dépendante de l'homogénéité de la distribution des débits massiques dans le réseau de tubes à mini-canaux. Cependant, une répartition inégale des débits arrive fréquemment et peut conduire à une réduction significative de performance thermique de l'échangeur. Cette inégalité de la répartition est d'autant plus préjudiciable pour les écoulements diphasiques où elle peut conduire à la séparation des phases et entraîner une baisse de performance jusqu'à 30% selon certaines études [5]. Pour le cas particulier des évaporateurs, Marchitto et al. [6] ont constaté que cette mauvaise répartition pouvait avoir lieu

entre chacun des tubes parallèles mais également dans le distributeur à cause de la séparation

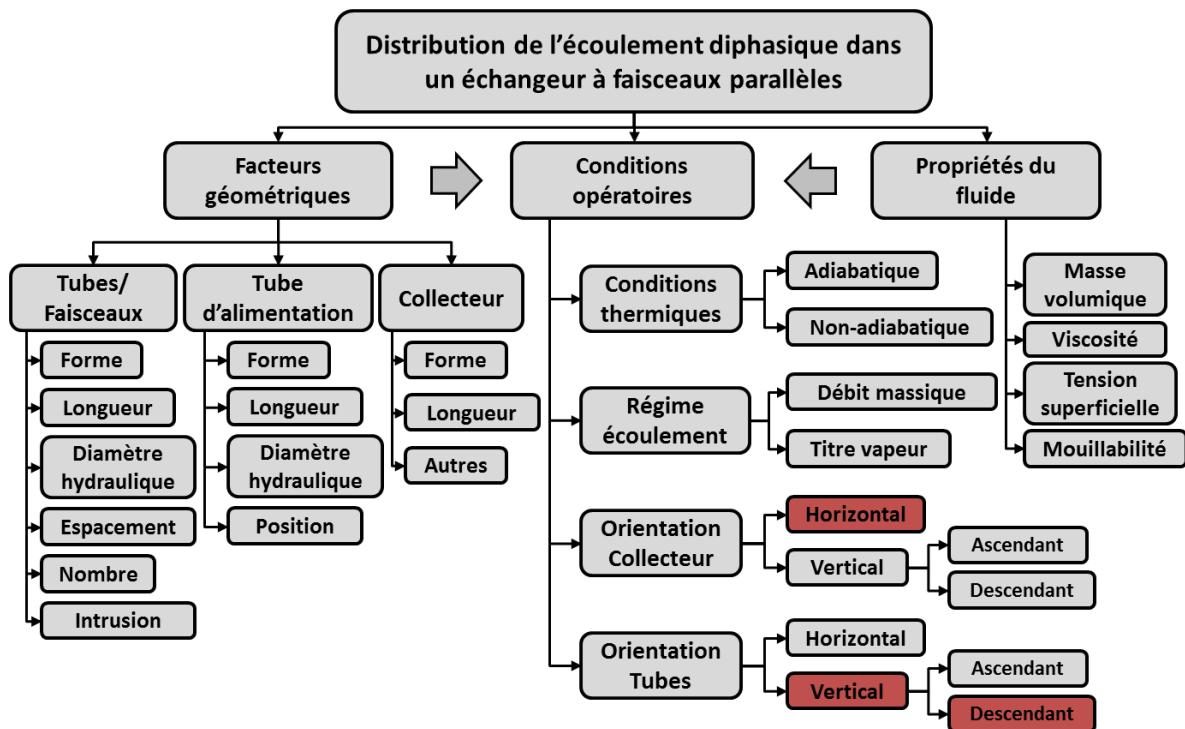


Figure I-5 - Facteurs influençant la répartition des débits dans un échangeur à mini-canaux d'après [4].

des phases dans les jonctions collecteur-tube, ainsi liquide et gaz sont répartis inégalement entre les tubes. Ceci peut conduire à une déficience du transfert de chaleur et à des températures élevées dans les tubes ne recevant que de la vapeur. Etant donné la complexité de la structure des écoulements diphasiques et la diversité des situations envisageables, il n'y a, à ce jour, pas de méthode quantitative de prédiction de cette mal-distribution dans les échangeurs à mini-canaux. Leur dimensionnement et leur optimisation étant néanmoins cruciaux, la compréhension et la mise en place d'outils prédictifs sont primordiales pour éviter de telles défaillances des échangeurs diphasiques. Une revue récente de Dario et al. [4] présente un état de l'art sur les différentes études qui ont permis un recensement des facteurs affectant cette mauvaise distribution. Ils mentionnent notamment la difficulté de transposer directement les études menées sur les jonctions isolées en T [7, 8] au cas réel d'un échangeur sauf dans le cas particulier où les diamètres sont conservés entre le collecteur et les tubes [9, 10]. En résumé, la Figure I-5 extraite de cet état de l'art permet de grouper ces facteurs selon trois catégories, classification initialement proposée par Guglielmini [11] :

- Facteurs géométriques : forme et taille du collecteur, forme des jonctions en T, orientation du collecteur et des faisceaux à mini-canaux, taille et longueur du tube d'entrée, profondeur d'intrusion des canaux dans le collecteur,
- Les conditions de fonctionnement : les débits et titres massiques en entrée d'évaporateur, la charge de chaleur pour les situations non-adiabatiques,
- Les propriétés physiques du fluide.

On voit donc que les situations sont très variées. Nous nous limiterons par la suite à une revue de la littérature centrée sur la configuration d'un collecteur horizontal alimentant les faisceaux en situation verticale descendante.

III-2- Moyens d'investigation utilisés dans la littérature

La plupart des études expérimentales qui se sont intéressés à l'influence des différents paramètres cités ci-dessus ont été menées en situations isothermes (adiabatiques) majoritairement avec l'utilisation d'un mélange eau-air [6, 9, 12-14] ou plus rarement d'un fluide réfrigérant tel que le HFE 7100 [15] et le R134a [16-18]. Seules les études de Vist and Pettersen [10], de Asoh et al. [19] et Hwang et al. [20] ont été réalisées en situation de charge thermique.

Pour tous les travaux antérieurs cités dans l'état de l'art, les mesures réalisées permettent d'accéder à certains des paramètres suivants :

- débit des deux phases entrant dans le distributeur,
- topologie de l'écoulement évoluant dans le distributeur par visualisation,
- débit des deux phases circulant dans chacun des faisceaux à mini-canaux alimentés par le distributeur,
- chutes de pression dans le collecteur ou le long des mini-canaux.

III-2-1- Expérience en eau-air

Dans les études d'écoulements diphasiques utilisant un mélange eau-air, le dispositif expérimental comprend généralement : un circuit d'air (généralement pris sur un réseau d'air comprimé) comprenant un régulateur de pression, une vanne de régulation, un débitmètre (dont la technologie est déterminée par la gamme de débit étudiée) et éventuellement d'un thermocouple,

- un circuit d'eau comportant un réservoir d'eau pour travailler en circuit fermé, le débit peut être assuré par une mise en charge du réservoir ou par une pompe adaptée avec une vanne de régulation. Le circuit est instrumenté également d'un débitmètre et éventuellement d'une prise de pression et d'un thermocouple pour le contrôle des paramètres d'entrée,
- un mélangeur pour réaliser l'écoulement diphasique. Généralement, il s'agit de deux tubes concentriques. L'air circule dans le tube intérieur et l'eau dans celui extérieur. Après une certaine distance, les tubes débouchent dans un tube unique et la topologie de l'écoulement s'établit suivant les conditions imposées en entrée avant de rentrer dans le collecteur.
- une instrumentation en sortie des tubes visant à mesurer le débit de chacune des deux phases (liquide et gazeuse). Il s'agit d'un séparateur de phase équipé d'un débitmètre pour chacune des phases.

A titre d'exemple, la Figure I-6 présente le dispositif expérimental déployé par Kim et al. [12] pour l'étude de la distribution de phase dans les mini-canaux et dans le distributeur dans le cas où l'écoulement dans le tube d'entrée est de type annulaire. Sur la Figure I-7, on peut observer

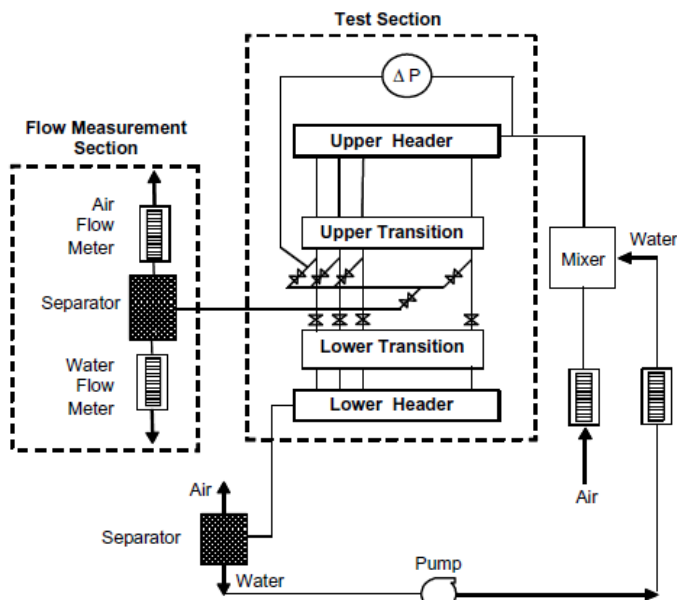


Figure I-6 - Dispositif expérimental de Kim and Han [12].

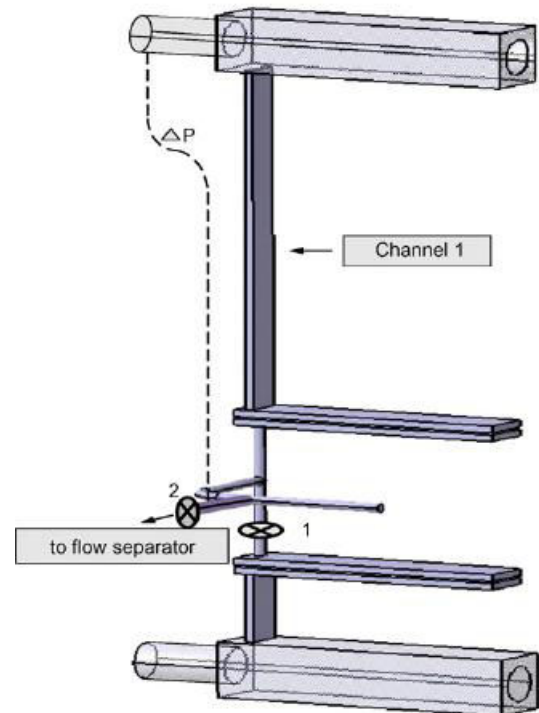


Figure I-7 - Système de mesure du débit de chacun des mini-canaux selon Kim and Han [12].

la présence d'une vanne secondaire 2 pour rediriger l'écoulement diphasique traversant un tube vers un séparateur de phase. En situation normale, seule la vanne 1 est ouverte pour laisser l'écoulement rejoindre le collecteur de sortie. Une mesure de pertes de pression est également réalisée entre l'entrée du distributeur et la sortie de chaque tube. Cette mesure englobe donc à la fois les pertes de charge singulières aux jonctions entre le distributeur et le tube et entre le tube et le collecteur de sortie ainsi que les pertes de charge régulières à l'intérieur du tube. Les mesures se sont donc concentrées sur la répartition globale des phases dans chaque tube, une mesure de pertes de charge globale ainsi qu'une visualisation de l'écoulement dans le collecteur d'entrée. Le tube à mini-canaux utilisé était un tube opaque en aluminium contenant des mini-canaux de section rectangulaire. La majorité des études se distinguent par des variations de géométrie du collecteur, des tubes à mini-canaux (circulaires, carrés, rectangulaires), du nombre total de tubes mis en parallèle, la profondeur d'insertion du tube dans le collecteur ("intrusion depth") et la distance séparant les tubes.

III-2-2- Expérience avec réfrigérant

Dans ce type d'expériences, il faut maîtriser le cycle thermodynamique subi par le réfrigérant pour obtenir un mélange diphasique avec la connaissance du titre massique et du débit

massique total. Le dispositif expérimental (ex. de Ahmad et al. [15] avec du réfrigérant HFE 7100, Figure I-8) comprend alors quatre circuits :

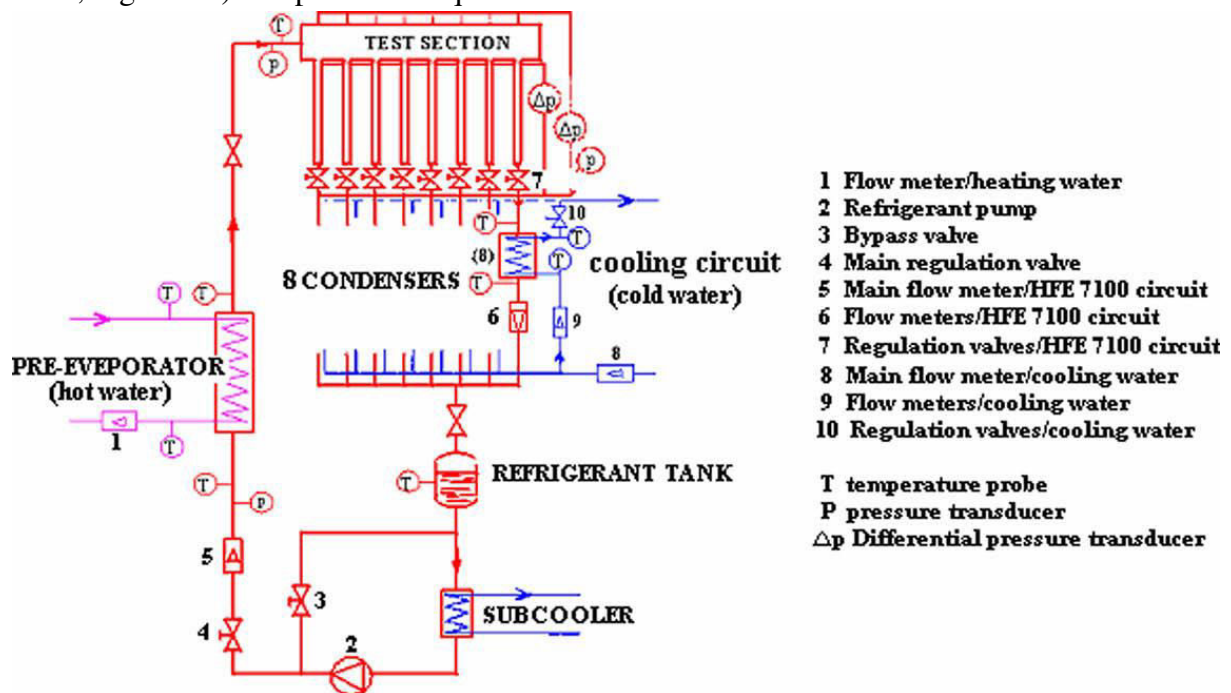


Figure I-8 - Dispositif expérimental de Ahmad et al [15].

- un pré-évaporateur : échangeur avec eau chaude. Grâce à la mesure des débits d'entrée par débitmètres (eau chaude et réfrigérant liquide) et températures entrée-sortie des deux fluides, on peut maîtriser et mesurer le titre massique en plus du débit massique total.
- un circuit de refroidissement comprenant un condenseur (échangeur avec un circuit d'eau froide). Les mesures sont les mêmes que pour le circuit précédent. On accède ainsi au débit total dans la branche considérée et le titre massique de sortie.
- un circuit de sous-refroidissement (échangeur eau froide) pour assurer le sous-refroidissement du réfrigérant et éviter la cavitation dans la pompe du circuit principal.
- le circuit principal du réfrigérant avec pompe, vanne et débitmètre.

A ces appareillages, des prises de pression peuvent également être installées à divers endroits pour contrôler la stabilité des paramètres de fonctionnement et estimer des pertes de charges au besoin.

Plusieurs auteurs ont également introduit une zone de visualisation pour vérifier la topologie de l'écoulement en entrée du collecteur. Cette visualisation est réalisée grâce à une caméra vidéo appropriée et à une section en résine acrylique ou en PVC de forme extérieure carrée pour éviter les déformations optiques. Les informations extraites de ce genre d'installations expérimentales sont donc du même type que celles pour le mélange eau-air : pertes de charge, débitmétries des phases et topologie de l'écoulement entrant dans le collecteur. Nous pouvons voir qu'il y a deux manques majeurs à ces caractérisations pour aider à la validation des simulations numériques CFD :

- la topologie des écoulements diphasiques dans les mini-canaux : difficile à prédire car les écoulements ne sont généralement pas établis,
- pertes de charge différenciées pour les singularités dans le collecteur et aux bifurcations collecteur/tubes et les pertes de charge régulières dans les mini-canaux.

C'est sur ces deux aspects que ce travail de thèse se concentre par une approche expérimentale. **Notre travail s'est porté sur l'étude d'un échangeur à mini-canaux avec un collecteur horizontal et des tubes à mini-canaux orientés verticalement avec un écoulement descendant. Le tube d'entrée dans le collecteur est pris parallèle au collecteur.**

III-3- Collecteur horizontal

Dans le cas d'un collecteur horizontal, deux configurations sont majoritairement rencontrées pour l'écoulement dans les tubes à mini-canaux : "vertical ascendant" ou "vertical descendant". Beaucoup d'études ont ainsi été menées sur ces deux configurations [10, 12, 15]. Une analyse des résultats montre que deux facteurs sont importants : la gravité et la différence de vitesses entre les deux phases. Ainsi dans la configuration "vertical ascendant", les différences entre les deux phases sur les forces inertielles et celles de gravité favorisent la distribution du gaz. Ainsi, les tubes en entrée du collecteur sont alimentés préférentiellement en gaz alors que le liquide est distribué dans les tubes plus en aval de l'entrée du collecteur [10]. Dans cette configuration, un élément clé est l'entraînement du liquide par la phase gazeuse. Cet entraînement est d'autant plus important à grande vitesse de gaz et est en faveur d'une répartition homogène. Dans la configuration "vertical descendant", la situation est différente, les forces gravitationnelles favorisent la distribution du liquide dans les tubes à proximité de l'entrée du collecteur, alors que la différence de quantité de mouvement entre les deux phases tend à uniformiser la répartition des deux phases sur l'ensemble des tubes. Cette configuration est donc plus encline à une répartition homogène des deux phases. Le débit massique total n'a qu'une faible influence sur la répartition des débits liquide et gaz excepté à très grande vitesse superficielle massique d'entrée. Par contre, l'augmentation du titre vapeur en entrée du collecteur conduit à une meilleure répartition dans les deux configurations ascendante et descendante [15]. A l'inverse une faible teneur en gaz permet une répartition régulière du liquide.

Ces tendances générales dépendent fortement de la structure de l'écoulement dans le tube d'alimentation du collecteur qui va conditionner l'écoulement dans le collecteur lui-même.

III-3-1- Structure de l'écoulement dans le tube d'entrée du collecteur

Cette topologie de l'écoulement qui pénètre dans le collecteur est directement corrélée au point de fonctionnement (débit et titre massiques) ainsi qu'aux dimensions du tube d'entrée (diamètre et longueur). Comme mentionné par Fei and Hrnjak [16], cet écoulement peut être scindé en trois régions bien distinctes (Figure I-9): région d'expansion très courte en sortie de la vanne de régulation, caractérisée par un mélange homogène des deux phases, une zone

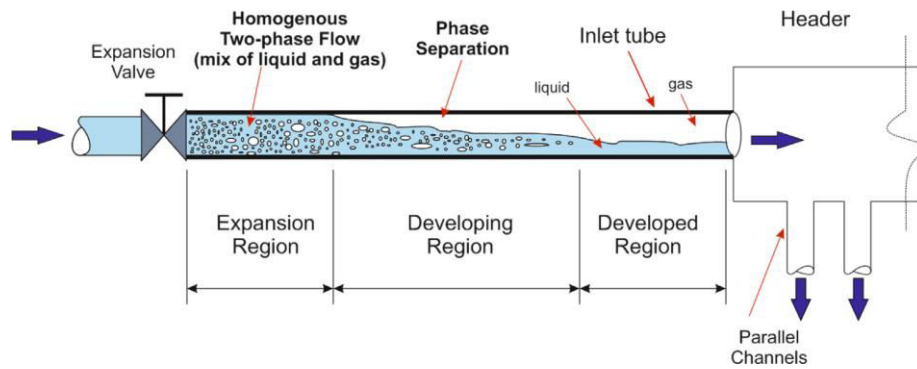


Figure I-9 - Etablissement de l'écoulement dans le tube d'entrée du collecteur (extrait de [4], d'après [16]).

d'établissement où les phases se séparent et où l'écoulement perd en homogénéité et enfin une région où l'écoulement est pleinement établi. Ainsi, une entrée dans le collecteur correspondant à une zone de développement, soit un tube d'entrée court améliore la répartition de l'écoulement diphasique comme observée par Zhang et al. [21] ainsi que par Vist and Pettersen [10].

III-3-2- Structure de l'écoulement dans le collecteur

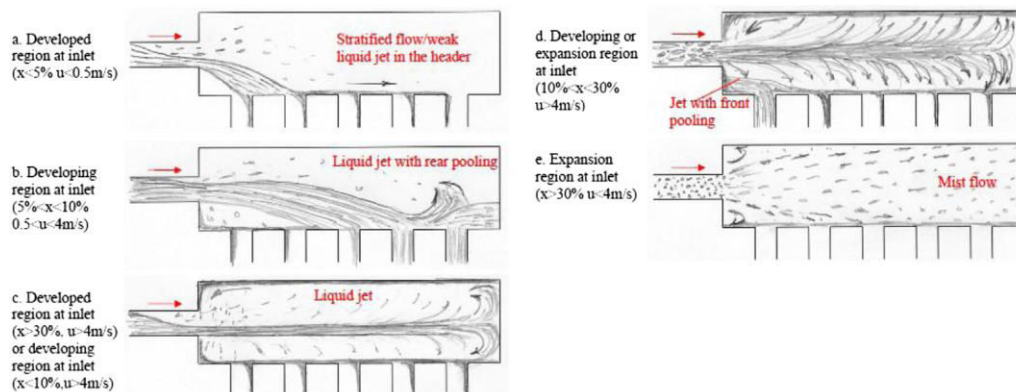


Figure I-10 - Influence de l'écoulement dans le tube d'entrée sur l'écoulement diphasique dans le collecteur en configuration "verticale ascendant" d'après [16].

L'écoulement issu du tube d'entrée va directement impacter le comportement de l'écoulement dans le collecteur et ainsi modifier la répartition des phases le long des tubes. Fei and Hrnjak [16], notamment grâce à leur étude en **R134a** sur un collecteur horizontal alimentant des tubes en configuration "verticale descendant", ont recensé un certain nombre de configurations d'écoulement dans le collecteur en fonction du titre de vapeur pour un même débit massique total. La Figure I-10 présente ces différentes configurations et précise le régime de l'écoulement dans le tube d'entrée selon les distinctions faites précédemment à la Figure I-9. Ces auteurs ont trouvé une forte dépendance entre le régime d'écoulement dans le collecteur et la répartition des débits. Les résultats mettent en valeur que la répartition du liquide est régi par les forces gravitationnelles et d'inertie. Dans le cas stratifié (Figure I-10a), correspondant

aux faibles titres massiques en vapeur, l'inertie est faible et la gravité favorise l'alimentation des premiers tubes. Avec l'augmentation du titre massique, le jet s'intensifie et il y a une recirculation sur la fin du collecteur (Figure I-10b). Les tubes de fin de collecteur sont alors alimentés préférentiellement en liquide. Si le titre vapeur augmente, l'inertie des deux phases augmente, le jet liquide se développe alors avec une recirculation en début de collecteur, accentuant fortement l'alimentation du premier tube (Figure I-10d). Finalement, si le titre vapeur augmente encore, le liquide est atomisé et la répartition des phases est alors fortement améliorée (Figure I-10e).

Il est à noter qu'Ahmad et al. [15] ont également mené des études similaires en configuration "vertical ascendant" ainsi que pour un collecteur horizontal alimentant des tubes également en configuration horizontale avec un fluide frigorigène, le **HFE 7100**. En résumé, l'ensemble de ces études montrent que la distribution dans les tubes est directement impactée par l'écoulement dans le collecteur qui lui-même est fortement influencé par les conditions d'entrée au niveau du tube d'alimentation du collecteur. Pour tenter de résumer ces tendances, Fei and Hrnjak [16] ont proposé une carte du régime d'écoulement dans le collecteur construite sur les nombres de Froude liquide gaz définis comme suit :

$$Fr_l = \frac{U_l^2}{gD} \quad \text{et} \quad Fr_g = \frac{U_g^2}{gD}$$

où U représente la vitesse superficielle basée sur le diamètre du tube d'entrée, indiquée l pour le liquide et g pour le gaz. Le paramètre D représente le diamètre du collecteur. Malheureusement, encore une fois cette carte souffre d'un manque d'universalité et dépend des géométries et fluides utilisés pour l'établir.

III-3-3- Influence de la profondeur d'intrusion des tubes dans le collecteur

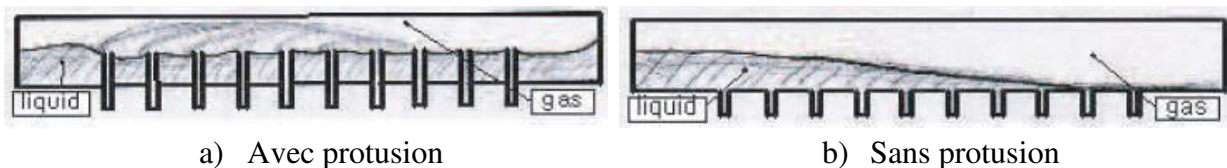


Figure I-11 - Influence de la profondeur d'intrusion dans la configuration "vertical descendant" d'après [22].

Dans la continuité de l'étude de l'écoulement dans le collecteur, Kim et al. [22] et Kim and Kim [23] ont complété les travaux cités précédemment en s'intéressant dans le cas du R-134a à l'influence d'un autre paramètre géométrique : la profondeur d'intrusion des tubes dans le collecteur. En effet dans la configuration "vertical descendant", la pénétration du tube dans le collecteur fait office de séparateur de phase à l'intérieur du distributeur et favorise l'accumulation du liquide à la base du collecteur jusqu'à ce que le niveau du liquide dépasse la hauteur de pénétration. La profondeur d'intrusion modifie ainsi le comportement de la phase liquide en empêchant une alimentation préférentiellement des premiers en liquide et tend à homogénéiser la répartition liquide comme le montre la Figure I-11.

III-3-4- Influence des propriétés du fluide

Les études analysant l'effet des propriétés du fluide sur le comportement de l'écoulement diphasique sont peu nombreuses. Zhang et al. [21] ont montré, en testant sur une même configuration, le R134a et un mélange eau-air, l'existence d'une disparité importante entre les deux fluides. Ces observations ont été complétées par les études menées par Kim and Sin [24], Kim and Han [12] et Kim et al. [14] sur des mélanges eau-air. Dans ce dernier cas, l'air circule à une vitesse plus importante que l'eau. Ainsi, à la différence de R134a dans les études citées, l'eau percutant une barrette est entraînée par l'air sous forme de gouttelettes vers le fond du distributeur. Ce phénomène provoque une alimentation importante des premières barrettes, par aspiration, et des dernières barrettes, par entraînement, comme représenté sur la Figure I-12. Ce cas correspond à une même géométrie sans intrusion des tubes, à mêmes débit et titre massiques.

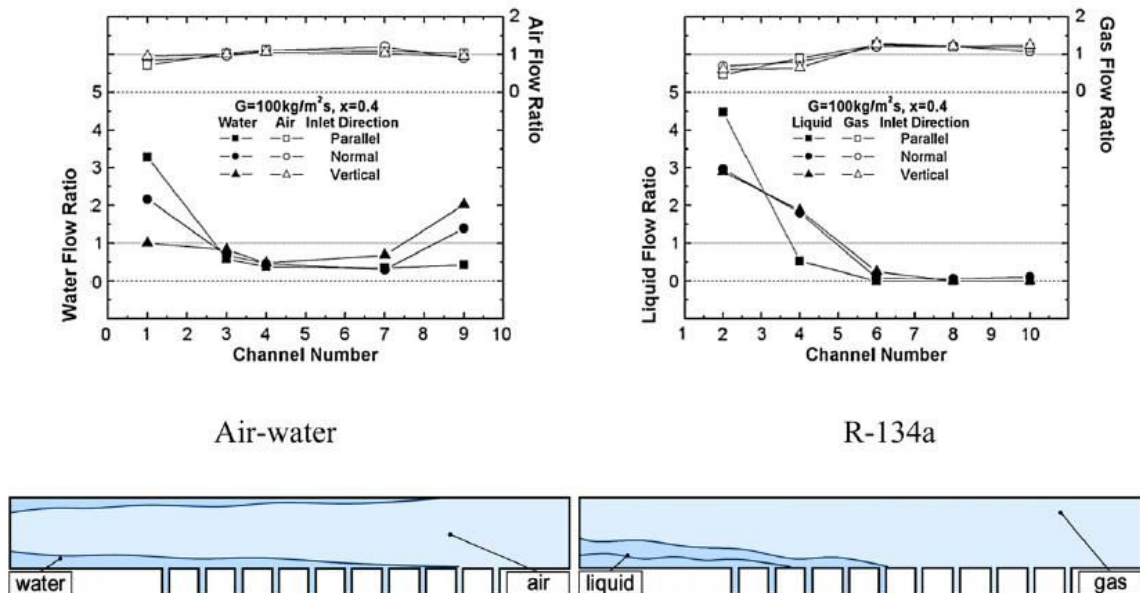


Figure I-12 - Effet des propriétés physiques du fluide d'après Kim et al. [25].

Une meilleure distribution est ainsi observée pour le cas eau-air. On peut voir que sans intrusion des tubes, les premiers tubes restent suralimentés aux dépens de tubes du milieu. La phase gazeuse quant à elle se répartit inversement à la répartition du liquide mais reste généralement relativement homogène et insensible aux paramètres de fonctionnement. Concernant l'impact d'une profondeur d'intrusion, son effet est identique à celui observé pour un fluide frigorigène mais est accru pour un mélange eau-air.

Kim et al. [25] expliquent leurs résultats en comparant les propriétés physiques de deux fluides résumées dans le Tableau I-1. En effet, le rapport de masse volumiques liquide/vapeur est 20 fois supérieur à celui du mélange eau-air. Par conséquent, la vitesse de l'air est beaucoup plus grande que celle de la vapeur du R134a. Cette différence pourrait être à l'origine des tendances observées à la Figure I-12. On observe notamment que l'écoulement est passé de stratifié pour le R-134a à un écoulement annulaire pour le mélange eau-air. D'autres paramètres importants pourraient également jouer un rôle, comme la tension de

surface et la viscosité. On peut signaler que la tension de surface pour l'eau-air est 7 fois supérieure à celle du fluide frigorigène avec sa vapeur. De même pour la viscosité dynamique, le rapport entre la viscosité de la phase liquide et celle de la phase gazeuse est presque trois fois supérieur pour le cas du mélange eau-air. Malheureusement, trop peu d'études existent sur ce sujet pour tirer des tendances générales sur l'influence des propriétés thermophysiques du mélange diphasique.

Tableau I-1 - Propriétés thermophysiques d'un mélange eau-air et du R-134a à saturation.

Fluide	T (°C)	ρ_l (kg.m ⁻³)	ρ_v (kg.m ⁻³)	σ (N.m ⁻¹)	μ_l (Pa.s)	μ_v (Pa.s)
Eau – air (1 bar)	20°C	998	1,20	$72,3 \cdot 10^{-3}$	$10,05 \cdot 10^{-4}$	$0,18 \cdot 10^{-4}$
R-134a (3,7 bar)	7°C	1272	18,23	$10,58 \cdot 10^{-3}$	$2,44 \cdot 10^{-4}$	$0,11 \cdot 10^{-4}$

IV- Positionnement de la présente recherche

L'état de l'art montre que les études qui ont été consacrées aux échangeurs diphasiques sont nombreuses. Nous avons cité dans les parties précédentes les plus en lien avec notre sujet de recherche. En résumé, la majorité de ces études revêt un caractère expérimental, ayant nécessité le développement d'un prototype à la géométrie spécifique. Des tendances générales ont pu être dégagées sur le rôle des paramètres de fonctionnement et de certains facteurs géométriques sur l'écoulement dans le collecteur et son impact sur la répartition des phases entre les différents tubes à mini-canaux. Les résultats quantitatifs sont donc fortement attachés à la géométrie analysée. De plus, un élément n'a jusqu'à présent jamais été étudié en détail, il s'agit de la topologie de l'écoulement diphasique dans les mini-canaux d'un tube. Or, les nouvelles réglementations sur les émissions de polluants et de gaz à effet de serre vont imposer de revisiter le design des échangeurs et de gagner si possible en efficacité énergétique. L'outil numérique se révélerait un outil adéquat pour dimensionner de façon optimale les échangeurs plutôt que de travailler de façon empirique.

Concernant l'approche numérique, des modèles ont été développés reposant sur des corrélations empiriques s'appuyant sur les travaux menés sur le comportement d'un écoulement diphasique dans une simple jonction T ([26-31]). Dans ces études, l'effet du débit massique entrant et du titre massique sur la séparation de phases a été étudié, ainsi que l'influence du rapport de section entre branche principale et branche secondaire. Des modèles de prédiction sur la séparation des phases ont ainsi été proposés mais principalement pour des écoulements annulaires et des conduites de grand diamètre [32-35] quasi-exclusivement pour des mélanges eau-air. A partir de ces différents travaux, des modèles ont été développés pour étendre ces corrélations à une succession de jonctions T [9, 36, 37], avec un manque d'universalité de ces corrélations. Peu d'auteurs ont proposé un modèle de simulation numérique à part entière avec la particularité d'un faible nombre de tubes. Les études

numériques (type CFD) nécessitent encore d'être calées sur des essais expérimentaux. C'est dans ce sens que la thèse a été orientée. Il s'agit donc d'apporter le maximum de données expérimentales pertinentes même en écoulement adiabatique pour bien comprendre la structure de l'écoulement notamment dans les tubes, et utiles pour la simulation numérique.

Figure I-13 - Vue générale du collecteur d'entrée.

Figure I-14 - Vue détaillée des tubes avec intercalaires.

Nous nous sommes intéressés à un évaporateur à mini-canaux dont la géométrie est présentée sur la Figure I-13 où l'on peut voir la géométrie du collecteur. La Figure I-14 détaille l'insertion des faisceaux de tubes ou plaques à l'intérieur du distributeur. Les canaux constituant un faisceau ont un diamètre hydraulique petit d'environ 2 à 3 mm. L'objectif de ce travail est d'apporter des informations expérimentales pouvant servir de base de données pour la simulation numérique. Les informations visées portent sur :

- la caractérisation de la topologie de l'écoulement en entrée de collecteur
- la topologie de l'écoulement dans le collecteur
- la répartition des phases le long des tubes
- les chutes pression inhérentes aux singularités (changement de section, jonction T) et pertes de charge régulières.

Pour des raisons de simplicité, nous travaillerons avec un mélange eau-air en essayant pour certaines parties de réaliser une confrontation avec des résultats obtenus pour le fluide frigorigène R-134a. Deux grands axes seront ainsi développés par la suite : d'une part, l'écoulement dans le tube d'entrée du collecteur et l'écoulement dans l'échangeur d'autre part. Nous nous limiterons de plus à une configuration de collecteur horizontal et des tubes avec un écoulement vertical descendant.

V- Définition des plages de fonctionnement en entrée du collecteur

Nous avons souhaité nous mettre dans des configurations réelles de fonctionnement de l'évaporateur dans le cadre d'une utilisation de climatisation automobile. Nous nous sommes donc d'abord intéressés aux régimes d'écoulement qui pouvaient être rencontrés dans le tube d'alimentation du collecteur en fonctionnement en R-134a. L'idée suivante sera de retrouver des régimes de fonctionnement équivalents pour nos essais avec un mélange eau-air.

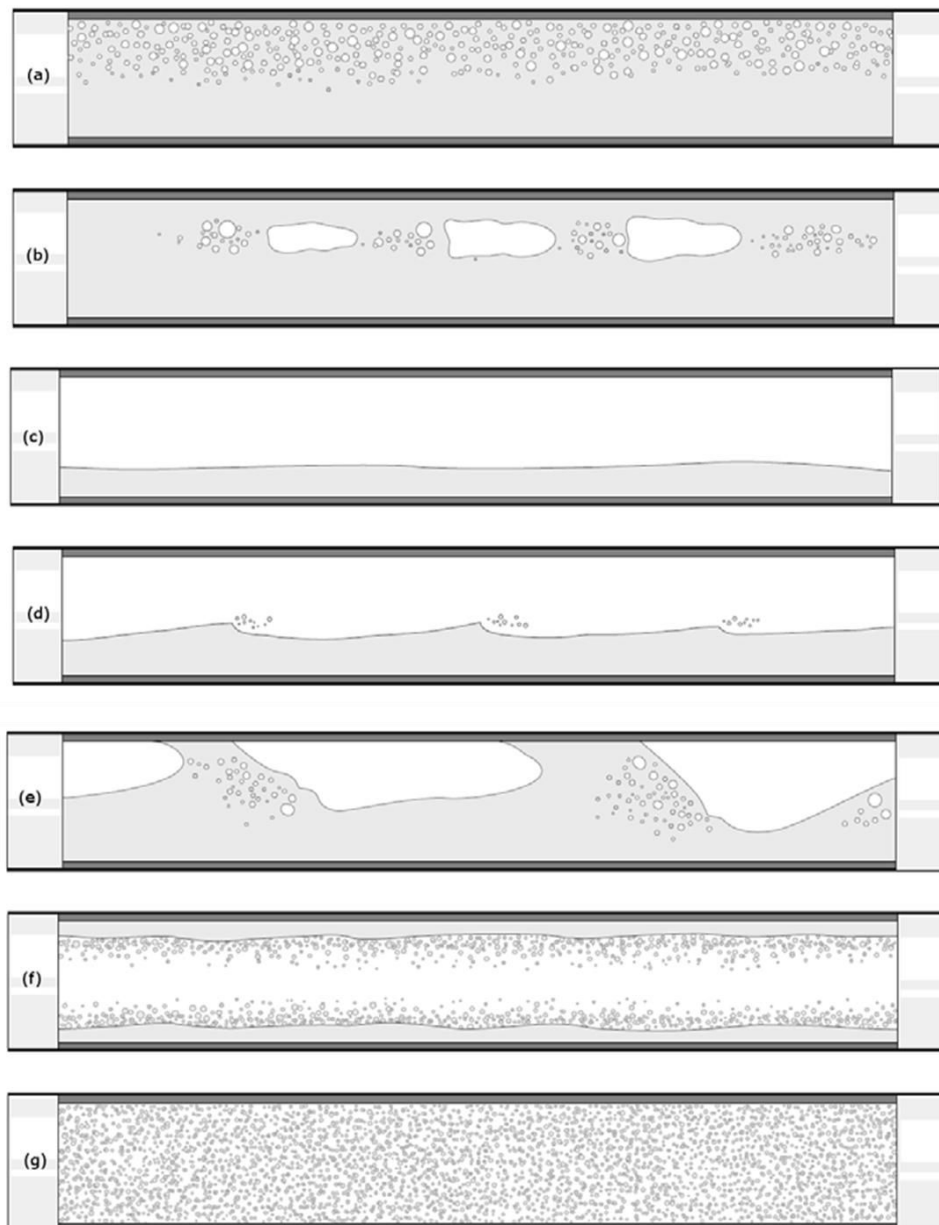


Figure I-15-: Régimes d'écoulement en conduite horizontale d'après [38].

Pour cela, nous nous sommes appuyés sur les cartes de régimes d'écoulement connues pour un écoulement dans un tube horizontal.

V-1- Cartes d'écoulement dans un tube horizontal

L'objectif de ces cartes est de pouvoir prédire le régime d'écoulement dans un canal. Elles définissent les zones de transition entre régimes en fonction des paramètres d'écoulement gaz et liquide. Les différents régimes qui peuvent être rencontrés dans une conduite horizontale sont reportés sur la Figure I-15. Ils sont au nombre de 7 :

- (a)- écoulement à bulles : présence gaz dans une phase liquide continue
- (b)- écoulement en bouchon (plug ou slug) : bouchons de gaz, formés par de nombreuses bulles coalescentes, avec une phase liquide continue
- (c)- écoulement stratifié : écoulement liquide sur le bas de la conduite
- (d)- écoulement stratifié à vagues : écoulement stratifié mais avec des vagues à l'interface. Il peut se produire un entraînement du liquide par du gaz
- (e)- écoulement "slug" : les vagues sont d'amplitude suffisante pour toucher la paroi supérieure et créer une alternance de poches de gaz séparées d'un film liquide
- (f)- écoulement annulaire : le liquide forme un film liquide fin autour de la paroi. Le cœur de gaz peut contenir des gouttelettes de liquide arrachées au film par le cisaillement exercé par le gaz à grande vitesse.
- (g)- Si on augmente encore le débit de gaz, alors on atteint un régime dispersé où la phase continue est du gaz transportant des gouttelettes de liquide.

L'inconvénient de ces cartes est leur empirisme et leur limitation car elles reposent sur un jeu réduit de données expérimentales compte tenu de la grande diversité des paramètres en jeu. Notamment elles ont souvent été établies pour un couple gaz-liquide donné dans une conduite de dimension donnée. Trois cartes sont habituellement citées en référence : la carte établie par Baker en 1954 [39] et corrigée par Bell en 1970, la carte établie par Mandhane et al en 1974 [40] et enfin la carte de Taitel et Dukler en 1976 [41].

L'une des premières cartes publiées pour les écoulements horizontaux est due à Baker [39], présentée en Figure I-16. Les paramètres principaux pour représenter les zones de transition s'appuient sur les flux massiques des deux phases, G_g et G_l . Ils sont définis comme le rapport des débits massiques de gaz ou liquide, q_{mG} et q_{mL} à la section S de la conduite, à savoir :

$$G_g = \frac{q_{mG}}{S}, \quad G_l = \frac{q_{mL}}{S} \quad \text{et} \quad G = G_g + G_l$$

où GS est le débit massique total. Dans le but de permettre la prise en compte des propriétés physiques des deux fluides, deux paramètres ont été introduits :

$$\psi = \left(\frac{\sigma_{wa}}{\sigma} \right) \left[\left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right) \left(\frac{\rho_w}{\rho_f} \right)^2 \right]^{1/3}$$

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_g}{\rho_a} \right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_w} \right) \right]^{1/2}$$

où ρ_a , μ_a , ρ_w , μ_w et σ_{wa} représentent les propriétés physiques de l'eau (w) et de l'air (a) dans les conditions standards. Les indices l et g font référence au liquide et au gaz respectivement pour un couple différent du mélange eau-air. Sur cette même figure, nous avons reporté les points classiques de fonctionnement de l'évaporateur étudié. On peut constater que la majorité des points de fonctionnement correspondent à la zone de transition entre un régime annulaire et un régime dispersé. Nous avons ensuite supposé ces points de fonctionnement comme ceux d'un mélange eau-air avec :

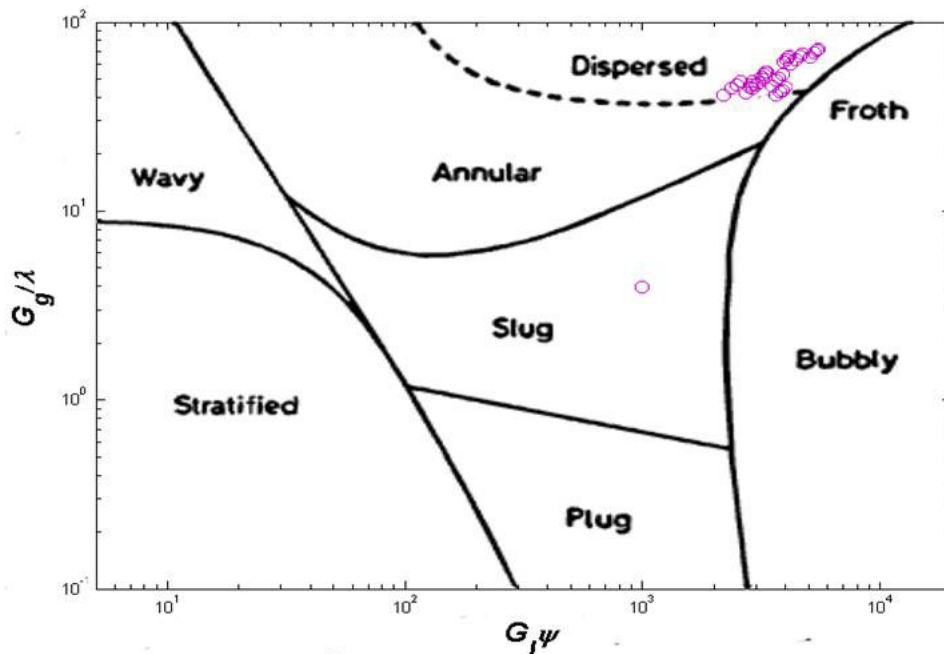


Figure I-16 - Carte pour les écoulements gaz-liquide horizontaux (adaptée de Baker [39]).
Cercles : points de fonctionnement de notre évaporateur en R-134a. Les flux massiques sont exprimés en $\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$

$$G_{ga} = G_{g(R-134a)} / \left[\left(\frac{\rho_{g(R-134a)}}{\rho_a} \right) \left(\frac{\rho_{f(R-134a)}}{\rho_w} \right) \right]^{1/2}$$

$$G_{lw} = G_{l(R-134a)} \left(\frac{\sigma_{wa}}{\sigma_{R-134a}} \right) \left[\left(\frac{\mu_{f(R-134a)}}{\mu_w} \right) \left(\frac{\rho_w}{\rho_{f(R-134a)}} \right)^2 \right]^{1/3}$$

Ceci nous garantit de travailler en eau-air que dans les mêmes zones de régime d'écoulement que le R-134a. Le diamètre du tube d'entrée dans le collecteur a été conservé constant et égal à $D=7,1$ mm.

L'étude faisant référence pour les écoulements gaz-liquide horizontaux est celle de Taitel et Dukler [41], qui ont développé des cartes théoriques, reposant sur l'utilisation de corrélations basées sur l'étude des mécanismes mis en jeu lors du changement de régime (seuil d'apparition de vagues sur une surface libre, instabilités de Kelvin-Helmholtz,...). Nos points ont pu ainsi être reportés sur la carte de Taitel et Dukler, visibles sur la Figure I-17.

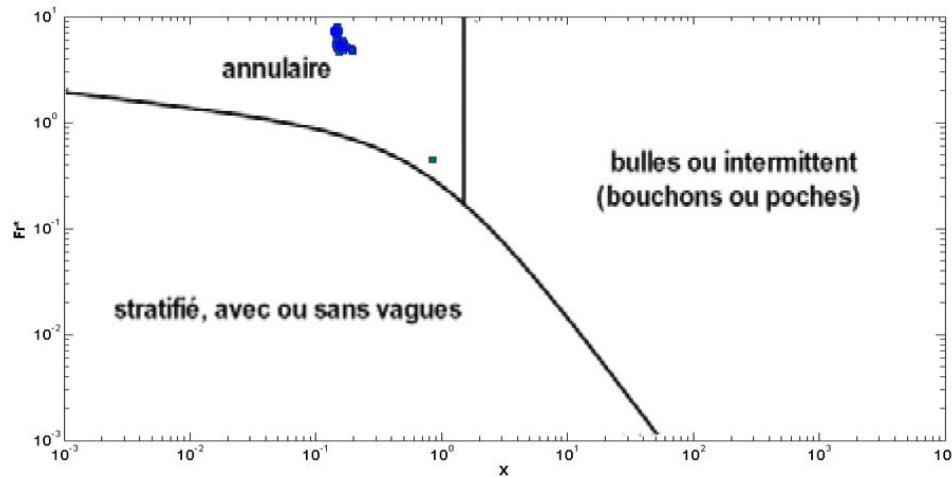


Figure I-17 - Superposition des points de fonctionnement équivalents en eau-air sur la carte de Taitel and Dukler.

Les critères de transition servant à établir cette carte s'expriment en fonction du paramètre de Lockhart-Martinelli X et du nombre sans dimension Fr^* , définis comme suit :

$$X = \sqrt{\frac{(dp/dz)_l}{(dp/dz)_g}}$$

les gradients de pression monophasiques (dûs au frottement) $(dp/dz)_g$ et $(dp/dz)_l$ sont définis pour les débits q_{mG} et q_{mL} , respectivement, c'est-à-dire pour les vitesses débitantes $J_G = q_{mG}/(\rho_g S)$ et $J_L = q_{mL}/(\rho_l S)$. Le second critère est défini comme un nombre de Froude équivalent :

$$Fr^* = \frac{J_G}{\sqrt{(gD)}} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l - \rho_g}}$$

intervenant pour la caractérisation de la déstabilisation d'un écoulement stratifié, fondée sur une extension d'une analyse linéaire de type Kelvin-Helmholtz. Cette instabilité peut conduire soit à un écoulement annulaire si la profondeur de liquide est inférieure au rayon de la conduite, soit à un écoulement intermittent avec poches ou bouchons. Nous constatons ainsi que d'après ces cartes, les régimes attendus seraient plutôt de type annulaire. Nous avons également

positionné nos points sur la carte de Mandhane et al.[40] (Figure I-18). Cette carte compile plus de 5900 observations. Son domaine de validité est le suivant :

- Diamètre $D \in [13; 165]$ mm;
- Masse volumique du liquide $\rho_l \in [700; 1000]$ kg.m⁻³;
- Masse volumique du gaz $\rho_g \in [0,8; 50]$ kg.m⁻³;
- Viscosité dynamique du liquide $\mu_l \in [3 \times 10^{-4}; 9 \times 10^{-2}]$ Pa.s;
- Viscosité dynamique du gaz $\mu_g \in [1 \times 10^{-5}; 2,2 \times 10^{-5}]$ Pa.s;
- Tension superficielle $\sigma \in [25; 100]$ mN.m⁻¹;

Ici encore, cette carte prévoit des régimes d'écoulement principalement annulaires.

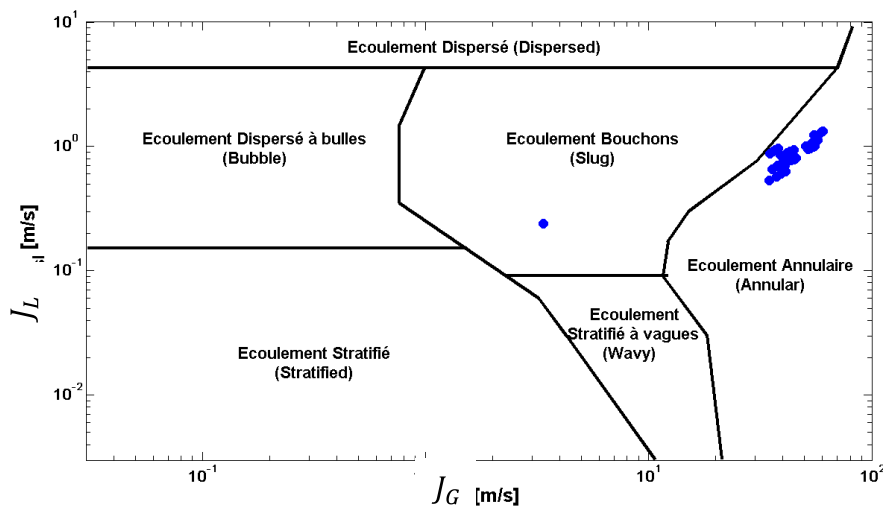


Figure I-18 - Points de fonctionnement équivalent en eau-air sur la carte de Mandhane et al [40].

V-2- Vérification expérimentale des points de fonctionnement en mélange eau-air

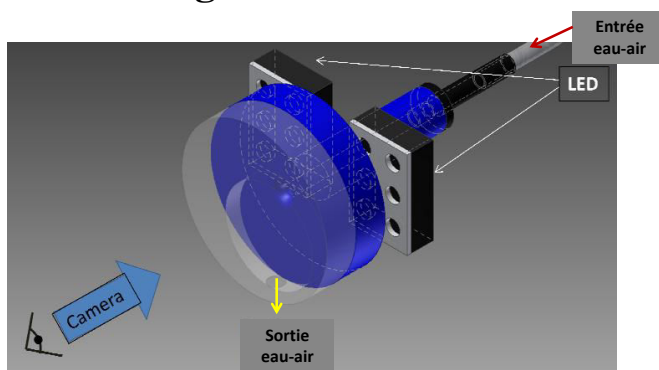


Figure I-19-: Principe d'observation par ombroscopie du régime d'écoulement dans le tube d'entrée du collecteur.

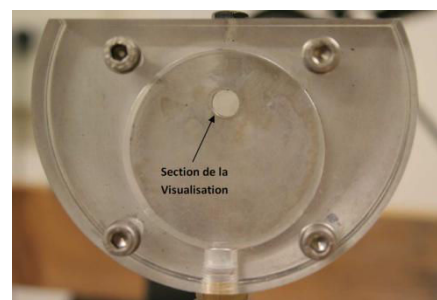


Figure I-20 - Vue détaillée de la section d'observation de l'écoulement.

D'après l'utilisation des cartes d'écoulement, l'écoulement attendu est un écoulement annulaire. Néanmoins, ces cartes souffrent d'une limitation liée au diamètre et au fluide pour

lesquels elles ont été établies, généralement de l'eau et de l'air sur des diamètres assez grands. Nous avons donc souhaité vérifier ces régimes d'écoulement par l'expérience. Pour cela, nous avons réalisé un module de visualisation de l'écoulement en mélange eau-air. Ce module a été fabriqué de manière à pouvoir observer par ombroscopie l'écoulement dans la section de sortie d'un tube de diamètre $D = 7,1 \text{ mm}$ (Figure I-19 et Figure I-20). Le tube est alimenté par un mélangeur eau-air composé de deux tubes concentriques dont l'entrefer permet la génération d'un film liquide. Le dispositif d'alimentation en eau et en air sera détaillé au chapitre suivant. Nous ne présentons ici que des résultats préliminaires ayant servi à contrôler nos plages de fonctionnement. Les visualisations ont été obtenues grâce à une caméra rapide PHOTRON FASTCAM RS300 (1024x1024 pixels à 3 000 images par seconde).

V-2-1- Les régimes d'écoulement

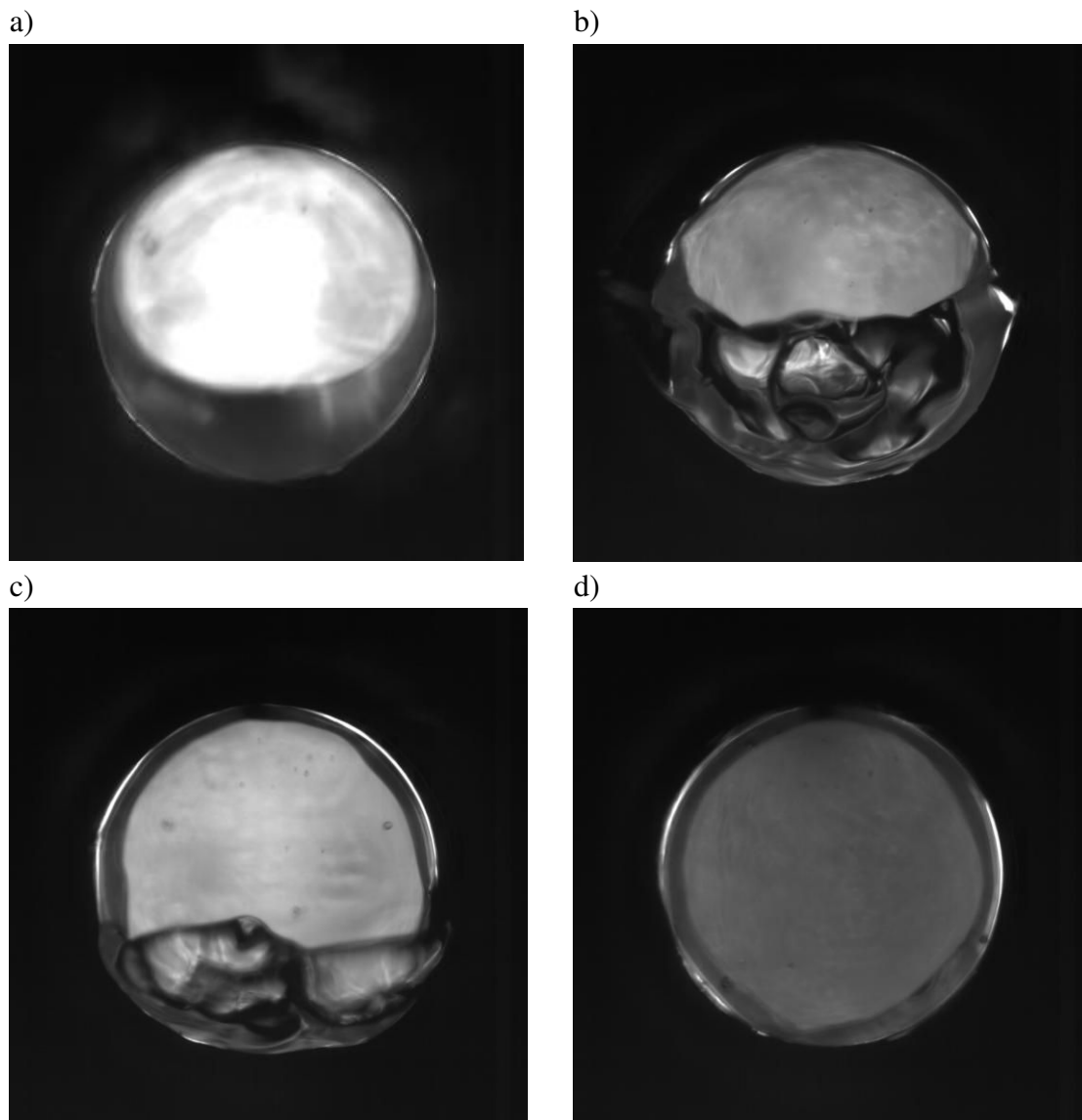


Figure I-21 - Exemple d'observation du régime d'écoulement dans en sortie du tube d'entrée du collecteur.

a) Régime stratifié : $q_{mG} = 20 \text{ SLPM}$, $q_{mL} = 20 \text{ cm}^3/\text{min}$. b) Régime stratifié à vagues : $q_{mG} = 30 \text{ SLPM}$, $q_{mL} = 40 \text{ cm}^3/\text{min}$, c) Transition entre régime stratifié à vagues et

régime annulaire : $q_{mG} = 30 \text{ SLPM}$, $q_{mL} = 220 \text{ cm}^3/\text{min}$. d) Régime annulaire : $q_{mG} = 30 \text{ SLPM}$, $q_{mL} = 360 \text{ cm}^3/\text{min}$. ($IPx = 0.012 \text{ mm}$ et $f_{acq} = 3\,000 \text{ images/sec}$).

Les résultats obtenus, présentés sur la Figure I-21, ont permis d'identifier de façon certaine les différents régimes d'écoulement que nous allons obtenir en entrée du collecteur. Nous voyons ainsi que trois régimes ont pu être observés : le régime stratifié (Figure I-21a), le régime stratifié à vagues (Figure I-21b) ainsi que le régime annulaire (Figure I-21d). L'ensemble des régimes observés est reporté sur la carte de Mandhane et al. (Figure I-22) où nous avons clairement pu positionner la ligne de transition entre le régime stratifié et le régime annulaire.

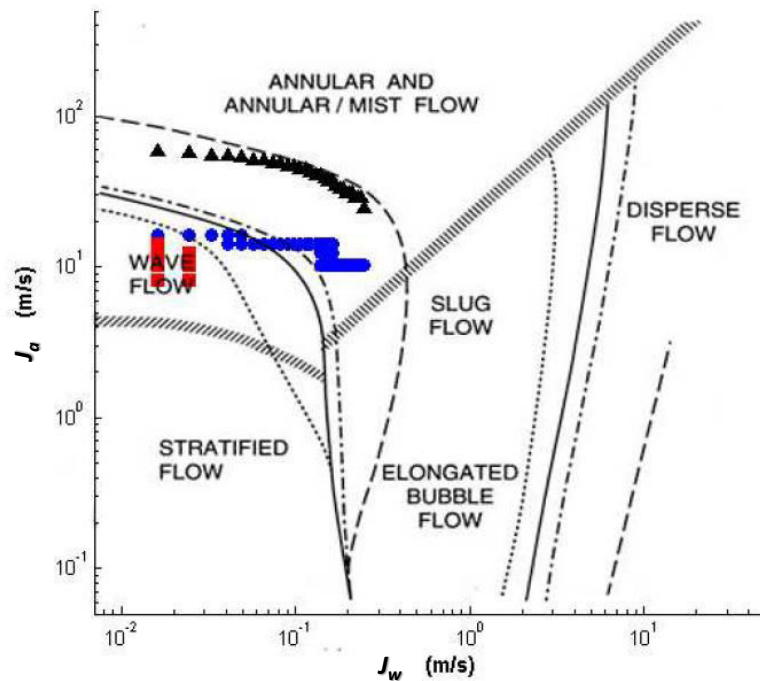


Figure I-22 - Superposition de nos points de fonctionnement en eau-air sur la carte de Mandhane et al.[40].

Présente étude : en rouge : régime stratifié. En bleu : zone de transition entre régime stratifié et régime annulaire. En noir, la limite de fonctionnement de notre installation.

Mandhane et al. : ligne hachurée $D= 1.25 \text{ cm}$, ligne continue $D= 2.5 \text{ cm}$, ligne tirets-pointillés $D= 5 \text{ cm}$, ligne pointillés $D= 30 \text{ cm}$.

Comme le montre la Figure I-22, la ligne hachurée correspond au diamètre 1.25 cm, nous voyons que les points rouges (régime Stratifié) ne se sont pas bien situés par rapport à la zone stratifié sur la carte de Mandhane. La seule explication peut être la différence entre le diamètre actuel du tube dans notre expérience et les diamètres utilisés pour réaliser la carte de Mandhane et al. qui sont plus grands que le nôtre.

V-2-2- Traitement d'images pour estimation de l'épaisseur du film liquide

Afin d'estimer les épaisseurs de film liquide, nous avons effectué un traitement d'images permettant d'identifier les zones liquides dans la section. L'algorithme de traitement est présenté sur la Figure I-23 et le logiciel utilisé est la toolbox "image processing" de MATLAB.

Dans un premier temps, nous prenons une image du fond (Image 1 de la Figure I-23), c'est-à-dire, une photo de la section circulaire désirée, sans faire circuler de fluide à l'intérieur. Celle-ci nous permet d'identifier la position de la paroi (Image 2 de la Figure I-23) et de créer un masque binaire pour la suite du traitement d'images qui permet d'identifier l'intérieur de la conduite (Image 3 de la Figure I-23). Il est à noter que le contraste des images est amélioré par la présence d'une plaque dans le module d'observation qui bloque le passage de la lumière en dehors du tube d'observation (Figure I-20).

La seconde étape est ensuite de réaliser une séquence d'acquisition d'images pour un point de fonctionnement donné (Etape 4 de la Figure I-23). Chacune des images est ensuite traitée suivant la procédure suivante : l'image brute (Image 5 de la Figure I-23, niveaux de couleur artificiels) est binarisée par une méthode de seuillage classique (Image 6 de la Figure I-23). Le niveau du seuil est déterminé par l'utilisateur pour chaque série enregistrée. Pour finir, le masque de l'intérieur de la conduite est soustrait pour obtenir une image binaire de la zone liquide (Image 7 de la Figure I-23).

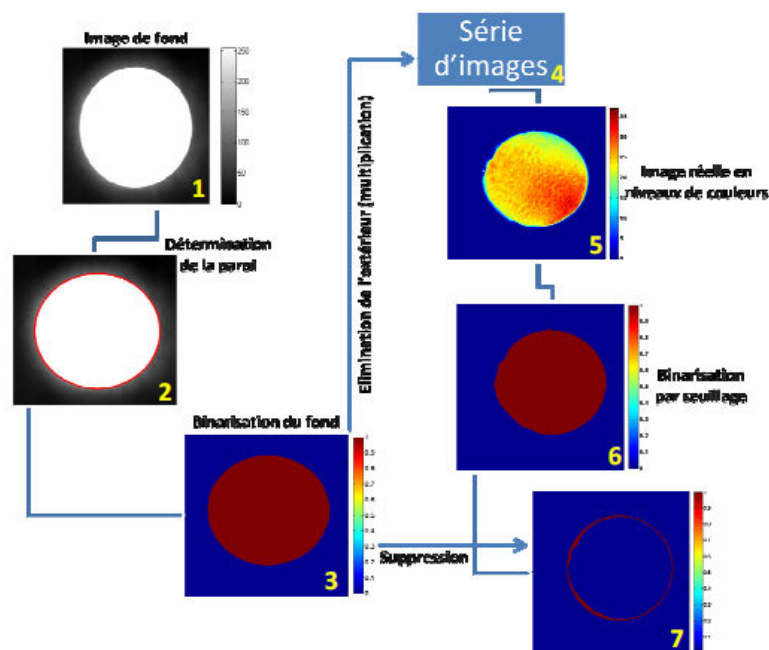


Figure I-23 - Algorithme de traitement d'images pour détection de la phase liquide.

V-2-3- Quelques exemples d'estimation de l'épaisseur du film liquide

Nous allons ici présenter quelques résultats indicatifs pour les deux régimes d'écoulement observés : régime stratifié à vagues et annulaire. Il s'agit essentiellement d'une observation et d'une estimation de l'épaisseur du film liquide dans la section observée. On s'intéressera ainsi à deux épaisseurs : une épaisseur moyenne et une épaisseur locale. Leurs évolutions sera suivie au cours du temps.

Écoulement stratifié à vagues

Le cas étudié est un écoulement stratifié à vague avec un débit d'eau et d'air égal à $180 \text{ cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ et 20 SLPM respectivement. Comme le montre la Figure I-24, l'écoulement reste en régime stratifié jusqu'au environ 0.023ème seconde, et puis nous pouvons observer l'apparition d'une vague d'amplitude faible vague est suivie par une vague d'amplitude importante au temps 0.03 seconde. Sur cette figure, la hauteur représentée est la hauteur qu'aurait une vague plane de même section efficace que celle obtenue par traitement d'image. Dans l'exemple donné, on peut constater que la hauteur de cette vague est en moyenne d'environ 2,40 mm. En comparaison, la Figure I-25 représente la hauteur d'eau mesurée à la base de la section. On y observe ainsi une épaisseur d'environ 1,8 mm en moyenne sur la durée de l'essai. Cette valeur est logiquement plus faible que l'épaisseur équivalente en surface, car la forme de la vague n'est pas plane et qu'il y a présence d'un ménisque dû à la tension superficielle qui fait remonter le liquide sur les parois (Figure I-26 et Figure I-27).

Épaisseur moyenne à surface occupée équivalente.

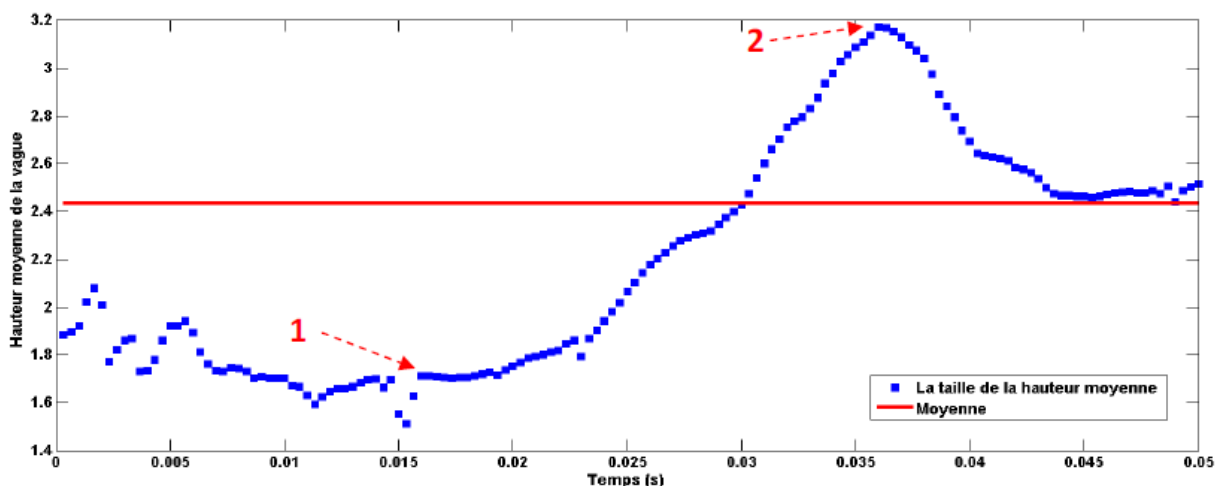


Figure I-24 - Evolution temporelle de l'épaisseur moyenne à surface liquide équivalente.

Épaisseur locale à la base de la circonférence

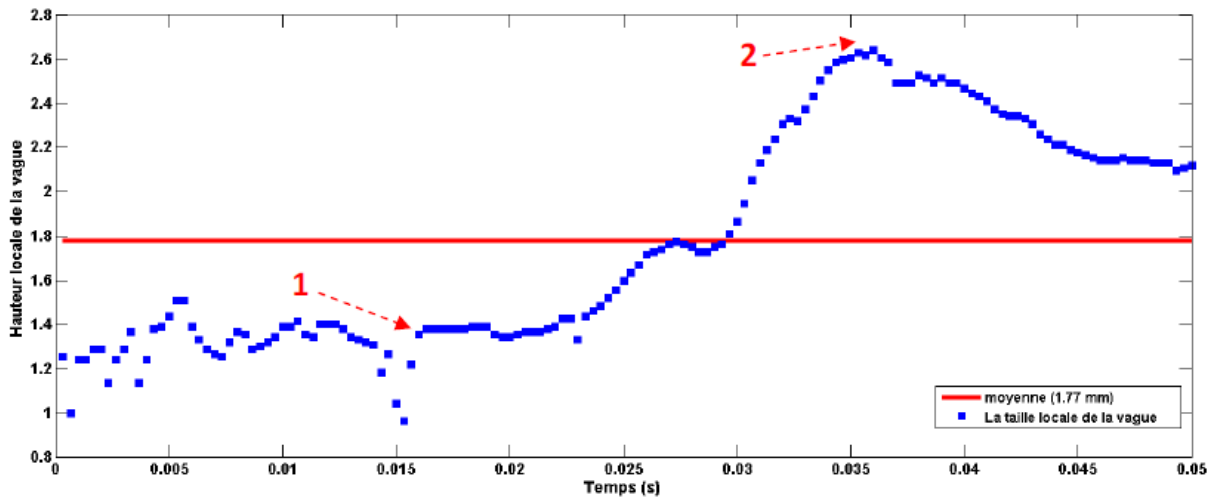


Figure I-25 - Evolution temporelle de l'épaisseur du film liquide à la base de la section.

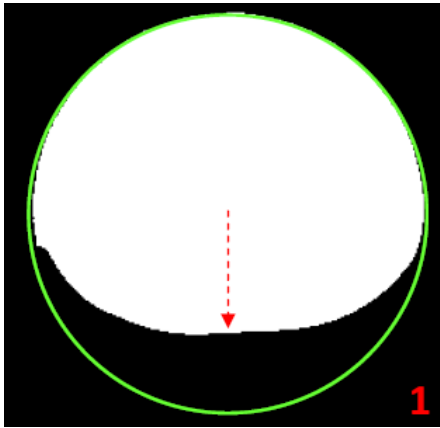


Figure I-26 : Forme de la surface libre à l'instant 1 des Figure I-24 et Figure I-25. ($1Px = 0.012 \text{ mm}$ et $f_{acq} = 3\ 000 \text{ images/sec}$).

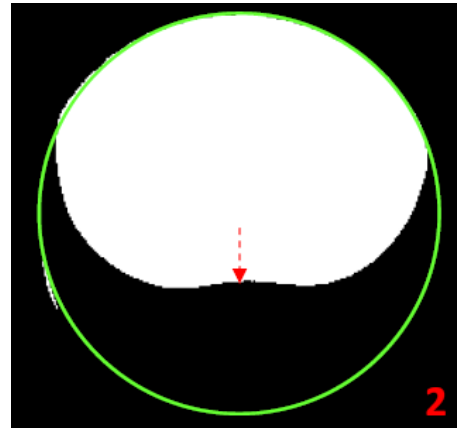


Figure I-27 : Forme de la surface libre à l'instant 2 des Figure I-24 et Figure I-25. ($1Px = 0.012 \text{ mm}$ et $f_{acq} = 3\ 000 \text{ images/sec}$).

Ecoulement annulaire

Nous allons maintenant considérer l'exemple d'un régime annulaire pour estimer la différence d'épaisseur entre les deux régimes d'écoulement. Le cas présenté correspond à un débit d'eau et d'air égaux à $100 \text{ cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ et 100 SLPM respectivement. Sur la Figure I-28, l'épaisseur moyenne représentée correspond à l'épaisseur qu'aurait une couronne de liquide annulaire d'épaisseur constante et de surface équivalente à la surface estimée par le traitement d'images. Les points bleus (100 points) représentent la valeur instantanée de cette épaisseur équivalente de film liquide alors que la moyenne temporelle de cette épaisseur de film est présentée par la ligne rouge.

Epaisseur moyenne à surface occupée équivalente.

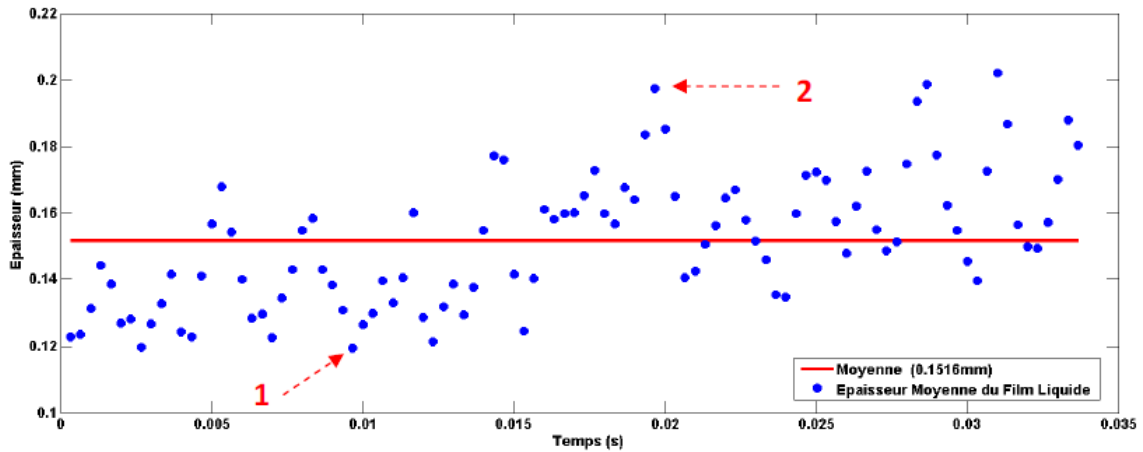


Figure I-28 - Evolution temporelle de l'épaisseur moyenne de la couronne annulaire liquide.

L'épaisseur instantanée a une valeur qui dans cet exemple varie entre 120 et 200 μm pour une valeur moyenne sur la durée d'acquisition de 152 μm .

Epaisseur locale à la base de la circonférence

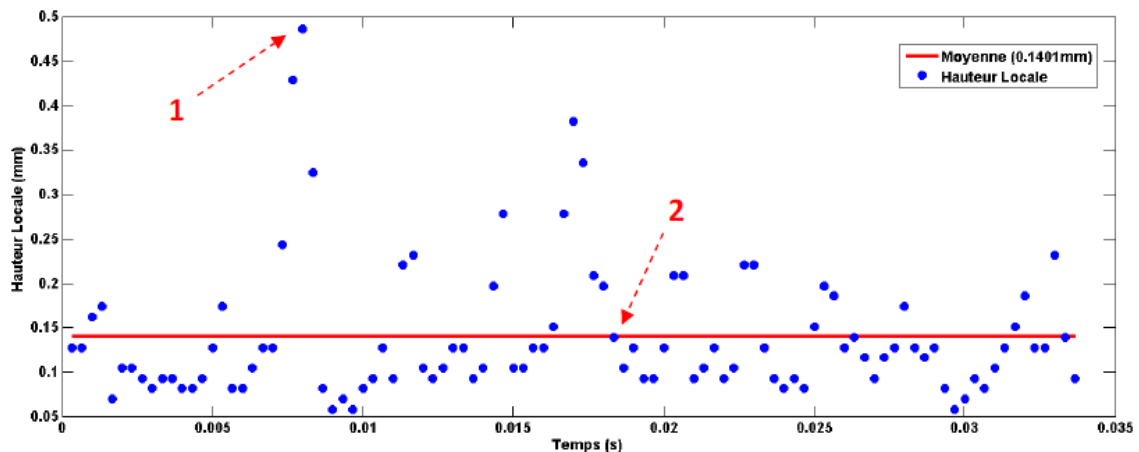


Figure I-29 - Evolution temporelle de l'épaisseur du film liquide à la base de la section.

La Figure I-29 montre les variations de la hauteur locale de film pour le même écoulement annulaire. On peut constater que pour ce régime, la hauteur locale à la base de la section fluctue entre 50 et 500 μm subissant ainsi de fortes variations au cours du temps.

Ces premières observations nous ont permis de voir la grande variation de l'épaisseur de film liquide au cours du temps et en fonction du régime d'écoulement, nécessitant ainsi une technique de mesure appropriée tant en terme de résolution spatiale que temporelle.

Cette technique de confirmation du régime d'écoulement a également été tentée en R-134a sur un banc industriel mais malheureusement sans succès lié à de fortes vitesses d'impact de jet liquide sur la surface de visualisation.

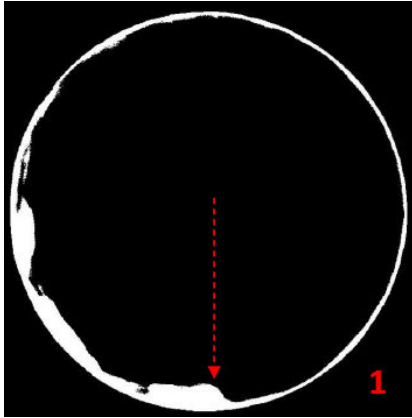


Figure I-30 - Forme du film liquide à l'instant 1 des Figure I-28 et Figure I-29. (1Px = 0.012 mm et $f_{acq} = 3\ 000$ images/sec).

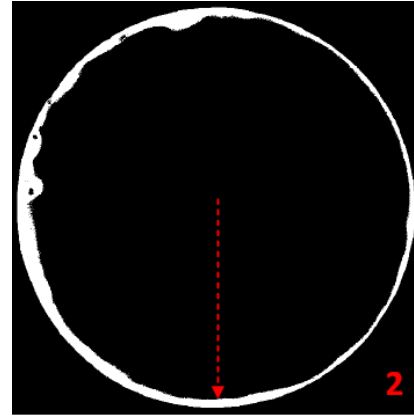


Figure I-31 - Forme du film liquide à l'instant 2 des Figure I-28 et Figure I-29. (1Px = 0.012 mm et $f_{acq} = 3\ 000$ images/sec).

Conclusions

Dans cette introduction, nous avons tenté de réaliser un état de l'art sur les échangeurs diphasiques à mini-canaux utilisés dans les circuits de climatisation automobile par exemple. L'élément-clé mis en évidence par les études recensées pour contrôler et améliorer les performances thermiques d'un tel échangeur est l'homogénéité de la répartition des phases dans les différents tubes parallèles alimentés par le collecteur. Pour cette raison, cette distribution des phases a été fortement étudiée et les travaux ont mis en évidence outre les paramètres de fonctionnement, le rôle prépondérant des facteurs géométriques comme les changements de section et de direction ainsi que la profondeur d'insertion des tubes dans le collecteur. Ces études ont défini des tendances générales bien connues aujourd'hui mais souffrent de quelques manques. En effet, les résultats sont fortement liés à la géométrie et au couple gaz-fluide utilisés lors de l'étude d'où un manque d'universalité des résultats. De plus, à notre connaissance, aucune étude n'a mis en évidence la topologie de l'écoulement dans les mini-canaux des tubes. Ces informations sont pourtant d'une importance capitale pour paramétrer et surtout valider les modèles utilisés en simulation numérique et cela même en situation adiabatique. L'outil numérique se révélant indispensable pour un design optimal des échangeurs et l'étude du changement de fluide frigorigène pour anticiper les nouvelles réglementations liées à la protection de l'environnement, cette thèse vise à contribuer à la caractérisation de l'écoulement diphasique dans un tel échangeur en situation adiabatique pour constituer une base de données pouvant être utilisée pour l'élaboration et l'amélioration des simulations numériques. Les premiers essais menés sur les conditions d'entrée dans le collecteur nous ont permis de limiter les régimes d'entrée étudiés aux régimes à vagues et annulaire. Ils nous ont également permis de visualiser la forme et l'épaisseur des films liquides et ainsi de choisir judicieusement notre métrologie sur les dispositifs expérimentaux développés et utilisés durant cette thèse à la fois pour un mélange eau-air mais également pour du R-134a pour certaines des configurations étudiées afin d'identifier l'impact des propriétés

thermophysiques. Nous allons maintenant détailler les différentes parties qui seront développées dans ce mémoire.

Le chapitre II traite du montage expérimental I destiné à étudier l'écoulement annulaire eau-air dans des tubes de faible diamètre (7mm), afin de simuler l'écoulement du Fréon 134a juste après le détendeur et jusqu'à l'entrée du collecteur de l'échangeur. Pour cela, un montage expérimental assez conséquent et dans l'état de l'art a été complètement conçu et développé dans le cadre de cette thèse. Ce montage est constitué d'un circuit gaz et un circuit liquide régulé qui alimente une veine d'essais équipée d'une métrologie adéquate permettant de mesurer : la perte de pression (ΔP), la pression statique dans une section de mesure, l'épaisseur du film, la vitesse au centre de la conduite et le débit de gouttelettes arrachées au film liquide et transportées par la phase gazeuse au centre de la conduite. Le chapitre se termine par les résultats des essais de qualification de la métrologie où les résultats classiques de la littérature ont été retrouvés.

Dans le chapitre III, les résultats des essais sur l'écoulement annulaire dans un tube de diamètre 7.15 mm seront présentés. Dans un premier temps, une bibliographie sur ce régime est résumée en introduction et montre l'absence d'étude de ce régime en faible diamètre, d'où l'intérêt de ces essais. Dans un deuxième temps, les résultats de la chute de pression, les évolutions de l'épaisseur du film et les mesures de vitesses à l'aide du tube de Pitot sont analysés. Les chutes de pression se comparent assez bien avec la corrélation de Lockhart-Martinelli. Les grandeurs citées précédemment ont été complétées par la caractérisation de leurs fluctuations en mesurant la RMS, les histogrammes et les spectres que nous tenterons d'analyser. Enfin, le chapitre se termine par une modélisation simple permettant de calculer le coefficient de frottement interfacial à partir des résultats de mesures. Son évolution avec le nombre Reynolds est donnée et comparé avec les résultats de la littérature.

Le chapitre IV traite des résultats d'essais sur le site industriel en R-134a, juste après le détendeur. Dans un premier temps, nous précisons les caractéristiques du montage expérimental II dont le diamètre de la veine d'essais est légèrement différent du montage expérimental I, et donnons un schéma général de la boucle d'essais sur le site industriel. Les essais de détente ont été choisis judicieusement sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour couvrir une bonne plage de variation du titre massique tout en restant en régime annulaire. Dans un deuxième temps, les résultats bruts de mesure de chute de pression longitudinale, mesure de vitesse par le tube de Pitot et les débits de gouttelettes sont donnés. Les chutes de pression longitudinales ont été comparées à la corrélation de Lockhart-Martinelli. Enfin, nous avons élaboré un modèle simple utilisant les mesures de Pitot et de débit de gouttelettes pour remonter à la vitesse de la phase gazeuse et donner une bonne estimation de l'épaisseur du film. Ainsi, pour chaque régime étudié, les grandeurs : vitesse de la phase gaz, vitesse de la phase liquide, débits de gouttelettes, épaisseur du film (estimation), ont été déterminées et constituent une base de données à l'entrée de l'échangeur très utile pour la simulation numérique de l'écoulement dans l'échangeur compact.

Dans le chapitre V, nous nous intéressons aux écoulements dans l'échangeur compact. Pour cela, un montage expérimental III quasiment semblable à l'échangeur compact industriel et où

les dimensions pertinentes ont été respectées, a été conçu et réalisé dans l'état de l'art. Dans un premier temps, une bibliographie résumée sur les jonctions du type T et sur les travaux de la littérature concernant notre propre configuration est dressée. Dans un deuxième temps, le montage expérimental III est décrit ainsi que le système original mis au point pour mesurer les débits de gaz et de liquide séparément dans chaque canal de l'échangeur compact. Dans un troisième temps, une base de données a été constituée concernant les pertes de pression régulière et singulière avec des canaux munis ou non d'inner fin pour une jonction isolée et pour l'échangeur complet en écoulement monophasique et diphasique (eau-air). Il faut noter que pour ce point il n'existe pas de résultats dans la littérature pour notre configuration d'écoulement. La distribution des débits de chaque phase dans les mini-canaux a été également déterminée, et une étude originale de visualisation de l'écoulement diphasique dans les mini-canaux a été effectuée à l'aide d'une caméra rapide. Elle montre en particulier que les écoulements dans les micro-canaux sont du type bulles ou poches.

Enfin une conclusion résumant les résultats majeurs de ce travail de thèse et ouvrant sur des perspectives de recherches futures finalisera ce mémoire de thèse.

Références bibliographiques

1. Myhre, G., et al., *Anthropogenic and Natural Radiative Forcing*, in *Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*, T.F. Stocker, et al., Editors. 2013, Cambridge University Press: Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA. p. 659–740.
2. Barbusse, S. and L. Gagnepain, *La climatisation automobile : Impact énergétique et environnemental*. 2003, ADEME.
3. Gagnepain, L., *La climatisation automobile : Impacts consommation et pollution*. 2006, ADEME.
4. Dario, E.R., L. Tadrist, and J.C. Passos, *Review on two-phase flow distribution in parallel channels with macro and micro hydraulic diameters: Main results, analyses, trends*. *Applied Thermal Engineering*, 2013. **59**(1-2): p. 316-335.
5. Choi, J., W.V. Payne, and P.A. Domanski. *Effects of non-uniform refrigerant and air flow distributions on finned-tube evaporator performance*. in *International Congress of Refrigeration*. 2003. Washington.
6. Marchitto, A., M. Fossa, and G. Guglielmini, *Distribution of air–water mixtures in parallel vertical channels as an effect of the header geometry*. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2009. **33**(5): p. 895-902.
7. Azzi, A., et al., *Gas–liquid two-phase flow division at a micro-T-junction*. *Chemical Engineering Science*, 2010. **65**(13): p. 3986-3993.

8. He, K., S. Wang, and J. Huang, *The effect of flow pattern on split of two-phase flow through a micro-T-junction*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011. **54**(15–16): p. 3587-3593.
9. Lee, J.K., *Two-phase flow behavior inside a header connected to multiple parallel channels*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2009. **33**(2): p. 195-202.
10. Vist, S. and J. Pettersen, *Two-phase flow distribution in compact heat exchanger manifolds*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004. **28**(2–3): p. 209-215.
11. Guglielmini, G. *Two-Phase Flow Distribution to Parallel Channels in Compact Heat Exchangers*. in *24th National UIT Heat Transfer Conference*. 2006. Naples, Italy.
12. Kim, N.-H. and S.-P. Han, *Distribution of air–water annular flow in a header of a parallel flow heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008. **51**(5–6): p. 977-992.
13. Lee, J.K. and S.Y. Lee, *Distribution of two-phase annular flow at header–channel junctions*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004. **28**(2–3): p. 217-222.
14. Kim, N.H., et al., *Effect of flow inlet or outlet direction on air-water two-phase distribution in a parallel flow heat exchanger header*. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 2008. **Volume 16**: p. 1-7.
15. Ahmad, M., G. Berthoud, and P. Mercier, *General characteristics of two-phase flow distribution in a compact heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**(1–2): p. 442-450.
16. Fei, P. and P. Hrnjak, *Developing Two-phase Refrigerant Flow in Manifolds of Heat Exchangers*. 2004, University of Illinois at Urbana-Champaign.
17. Fei, P., D. Cantrak, and P. Hrnjak, *Refrigerant distribution in the inlet header of plate evaporators*, in *SAE World Congress and Exhibition*. 2002: Detroit, MI.
18. Zou, Y. and P.S. Hrnjak, *Experiment and visualization on R134a upward flow in the vertical header of microchannel heat exchanger and its effect on distribution*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013. **62**(0): p. 124-134.
19. Asoh, M., et al. *Phase separation of refrigerant two-phase mixture flowing downward into three thin branches from a horizontal header pipe*. in *ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*. 1991. Reno, Nevada, USA.
20. Hwang, Y., D.H. Jin, and R. Radermacher, *Refrigerant distribution in minichannel evaporator manifolds*. Hvac&R Research, 2007. **13**(4): p. 543-555.
21. Zhang, Q., P. Hrnjak, and T. Newell, *An experimental Investigation of R134a Flow Distribution in Horizontal Microchannel Manifolds*. 2003, University of Illinois at Urbana-Champaign.
22. Kim, N.H., J.H. Ham, and D.Y. Kim. *Two-phase refrigerant distribution in a parallel-flow heat exchanger*. in *Congress of Refrigeration*. 2007.

23. Kim, N.H. and D.Y. Kim, *Two-Phase Refrigerant Distribution in a Parallel-Flow Heat Exchanger*. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2010. **17**(1): p. 59-75.
24. Kim, N.H. and T.R. Sin, *Two-phase flow distribution of air-water annular flow in a parallel flow heat exchanger*. International Journal of Multiphase Flow, 2006. **32**(12): p. 1340-1353.
25. Kim, N.-H., D.-Y. Kim, and H.-W. Byun, *Effect of inlet configuration on the refrigerant distribution in a parallel flow minichannel heat exchanger*. International Journal of Refrigeration, 2011. **34**(5): p. 1209-1221.
26. Azzopardi, B.J., *Phase Separation at T Junctions*. Multiphase Science and Technology, 1999. **11**(4): p. 223-329.
27. Reimann, J. and W. Seeger, *Two-phase flow in a T-junction with a horizontal inlet. Part II: Pressure differences*. International Journal of Multiphase Flow, 1986. **12**(4): p. 587-608.
28. Seeger, W., J. Reimann, and U. Müller, *Two-phase flow in a T-junction with a horizontal inlet. Part I: Phase separation*. International Journal of Multiphase Flow, 1986. **12**(4): p. 575-585.
29. Saba, N. and R.T. Lahey Jr, *The analysis of phase separation phenomena in branching conduits*. International Journal of Multiphase Flow, 1983. **10**(1): p. 1-20.
30. Tae, S.-J. and K. Cho, *Two-phase split of refrigerants at a T-junction*. International Journal of Refrigeration, 2006. **29**(7): p. 1128-1137.
31. Wren, E., et al., *Slug flow in small diameter pipes and T-junctions*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2005. **29**(8): p. 893-899.
32. Azzopardi, B.J. and P.B. Whalley, *The effect of flow patterns on two-phase flow in a T junction*. International Journal of Multiphase Flow, 1982. **8**(5): p. 491-507.
33. Hwang, S.T., H.M. Soliman, and R.T. Lahey Jr, *Phase separation in dividing two-phase flows*. International Journal of Multiphase Flow, 1988. **14**(4): p. 439-458.
34. Shoham, O., J.P. Brill, and Y. Taitel, *Two-phase flow splitting in a tee junction—experiment and modelling*. Chemical Engineering Science, 1987. **42**(11): p. 2667-2676.
35. Watanabe, M., M. Katsuta, and K. Nagata. *Prediction of two-phase flow distribution in multi-pass tube by utilizing annular flow division model*. in *11th International Heat Transfer Conference*. 1998.
36. Ablanque, N., et al., *Two-phase flow distribution in multiple parallel tubes*. International Journal of Thermal Sciences, 2010. **49**(6): p. 909-921.
37. Lee, J., *Branching of two-phase flow from a vertical header to horizontal parallel channels*. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009. **23**(6): p. 1628-1636.

38. Oesterlé, B., *Écoulements multiphasiques: des fondements aux méthodes d'ingénierie*. 2006: Hermes Science Publications.
39. Baker, O., *Simultaneous flow in oil and gas*. Oil and Gas Journal, 1954. **53**: p. 185-195.
40. Mandhane, J.M., G.A. Gregory, and K. Aziz, *A flow pattern map for gas—liquid flow in horizontal pipes*. International Journal of Multiphase Flow, 1974. **1**(4): p. 537-553.
41. Taitel, Y. and A.E. Dukler, *A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow*. AIChE Journal, 1976. **22**(1): p. 47-55.

Chapitre II : Montage expérimental I et qualification

Introduction

Le chapitre II décrit le montage expérimental I mis en œuvre au LEMTA (Laboratoire d’Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée) dans le cadre de cette thèse en collaboration avec la société VALEO. Ce montage est destiné à simuler l’écoulement annulaire à l’entrée d’un échangeur en eau-air. Dans un premier temps, on s’intéressera à caractériser la configuration d’écoulement diphasique annulaire dans un tube horizontal de faible diamètre où peu de travaux expérimentaux ont été effectués (détaillé en chapitre III). Les résultats expérimentaux des essais eau-air seront donnés et analysés dans le chapitre III.

Le banc d’essai est présenté dans son ensemble ; l’instrumentation utilisée est présentée ainsi que la précision des mesures. Cette configuration permet d’étudier la topologie et le comportement d’écoulement diphasique en entrée d’évaporateur.

Le montage expérimental I est constitué principalement de deux circuits, un circuit de liquide (eau), un circuit de gaz (air) et une veine d’essais. L’ensemble de ce montage est représenté sur la figure II- 1.

L’entrée du gaz est indiquée par (2a) sur l’injecteur. L’entrée d’eau indiquée par (1) sur l’injecteur est assurée par un circuit d’eau décrit par la suite. Le liquide et le gaz traversent judicieusement l’injecteur. Pour assurer un écoulement diphasique annulaire établi dans la veine d’essais équipée d’une métrologie adéquate (capteur de pression, sonde de Pitot, sondes conductimétrie ...). La sortie du gaz-liquide est indiquée par (3), le liquide est en circuit fermé, et le gaz s’échappe à l’air libre.

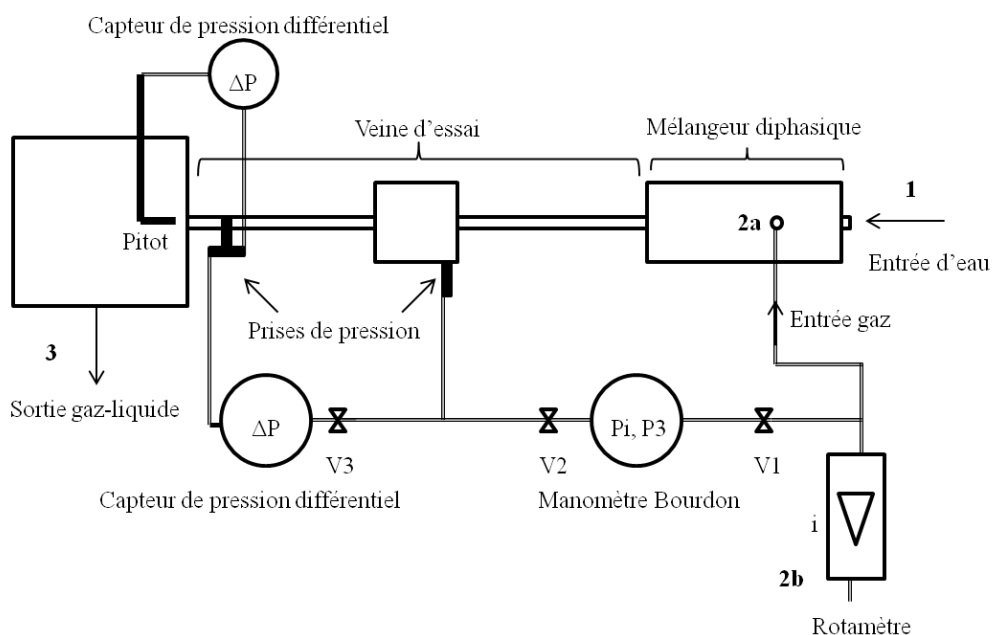


Figure II-1 – Schéma général du montage expérimental

I- Circuit liquide et débitmètrie

I-1- Le circuit de liquide

Le circuit liquide indiqué sur la figure II-2 comprend :

- 1- Un bac d'alimentation de volume $V \approx 100$ litres d'eau équipé d'un échangeur pour maintenir la température de l'eau constante à $\pm 1^\circ \text{C}$
- 2- Une pompe centrifuge pour assurer la circulation du liquide de marque Deplechin. Ces caractéristiques nominales sont les suivantes :
Débit : 6000 l/h
Vitesse de rotation :
Hauteur nette :
- 3- Une vanne de réglage de débit
- 4- Une vanne by-pass
- 5- Un rotamètre liquide pour la mesure du débit
- 6- a – Un circuit de retour vers bac (1), b – Un circuit de retour vers la balance (7)
- 7- Une mesure des débits retour par pesée et chronométrage pour une débitmètrie
- 8- Une mesure de température par un thermocouple

La régulation en température du bac d'eau principal (1) est assurée par un échangeur (10) alimenté par un thermostat (9) et grâce à une pompe de circulation d'eau froide (11). Le bac tampon (12) sert à assurer la circulation du fluide froid dans l'échangeur. Le thermostat est muni d'une consigne de température réglable.

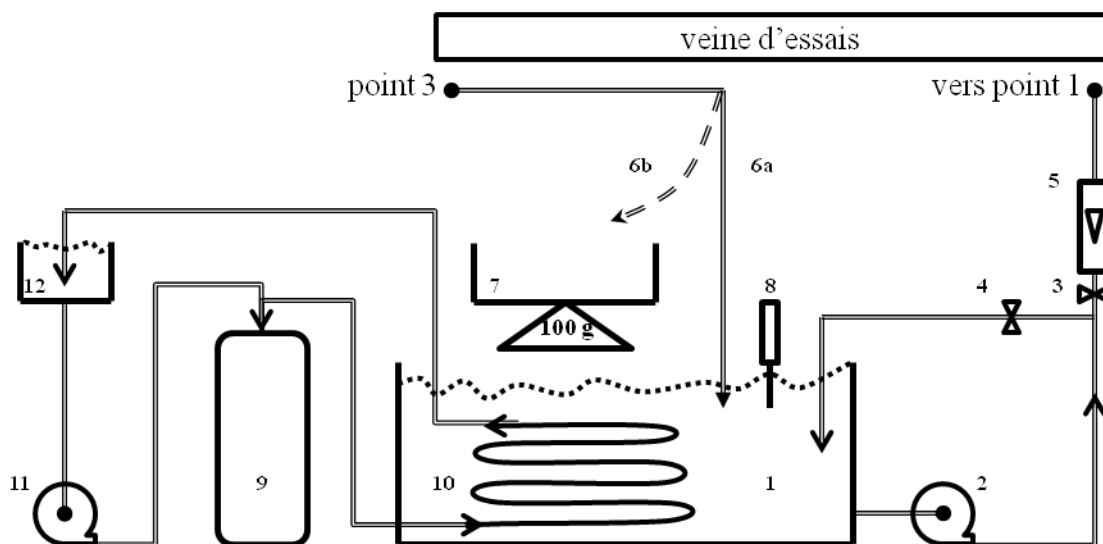


Figure II-2 – Schéma général du circuit liquide

I-2- Débitmètrie liquide

Le rotamètre utilisé pour la mesure du débit liquide possède une échelle graduée pour l'eau à T=20° C de 50 à 400 l/h avec des graduations de 10 l/h. Afin d'obtenir une précision plus élevée, nous avons changé la graduation du débitmètre à flotteur en utilisant une feuille de papier millimétré. Nous avons alors réalisé un étalonnage grâce à la balance (7).

Q_{l-lu} (mm)	5	10	20	20	32	49	49	70	75	85	100
Δm (g)	400	705	1145	1345	1715	2675	4405	3630	5130	4970	4420
Δt (s)	141	112,42	102,16	120,5	104,64	109,3	179	102,72	134,58	116,54	88,45
$Q_{l-réel}$ (cm ³ /s)	2,84	6,27	11,21	11,16	16,39	24,47	24,61	35,34	38,12	42,65	49,97

Tableau II-1 – Mesure d'étalonnage du débitmètre liquide

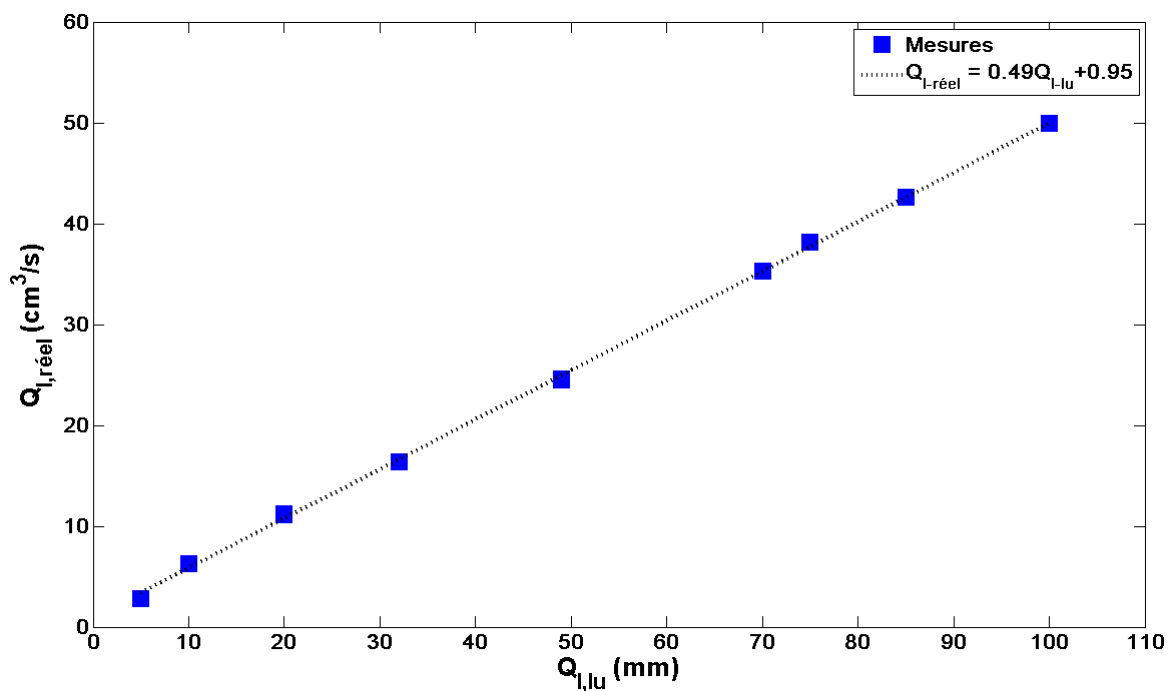


Figure II-3 – courbe d'étalonnage du rotamètre liquide, Q_l (cm³/s)=0.49i (mm) + 0.95

Une balance (± 5 gr) et un chronomètre ont été utilisés, comme le montre la figure II-3, le débitmètre à flotteur est étalonné entre 5 et 100 mm soit un débit variant de 2,84 à 49,97 cm³/s. Pour l'étalonner nous avons utilisé un chronomètre avec une précision de ± 1 s. La précision après étalonnage est de $\pm 0,5$ % de la valeur mesurée.

II- Le circuit gaz et débitmètre

II-1- Le circuit de gaz

L'alimentation en gaz se fait à partir du réseau général d'air comprimé de l'ENSEM à 8 bars. Le débit massique de gaz est régulé à l'aide d'un système de caisson-tuyère et contrôlé par un rotamètre muni d'un manomètre à sa sortie destiné à calculer le débit massique selon les corrections (Equation II.5) de la société ANALYT-MTC.

Le circuit gaz indiqué sur la figure II-4 est alimenté par le réseau d'air comprimé à 8 bars (1) et comprend :

- 1- Un détendeur permettant de régler la pression dans le caisson amont 3a
- 2- a – Un réservoir amont, b – Un réservoir aval
- 3- Un jeu de 4 tuyères de diamètre : 0.5, 1.05, 2 et 3 mm
- 4- Des vannes de sélection de tuyère
- 5- a – Un manomètre pour la mesure de la pression amont, P_{amont} , b – Un manomètre pour la mesure de la pression aval, P_{aval}
- 6- Un thermomètre, permettant l'affichage de la température amont, T_{amont}

La mesure de la pression et de la température amont ainsi que le diamètre de la tuyère permettent de calculer le débit massique de gaz injecté dans la veine d'essais.

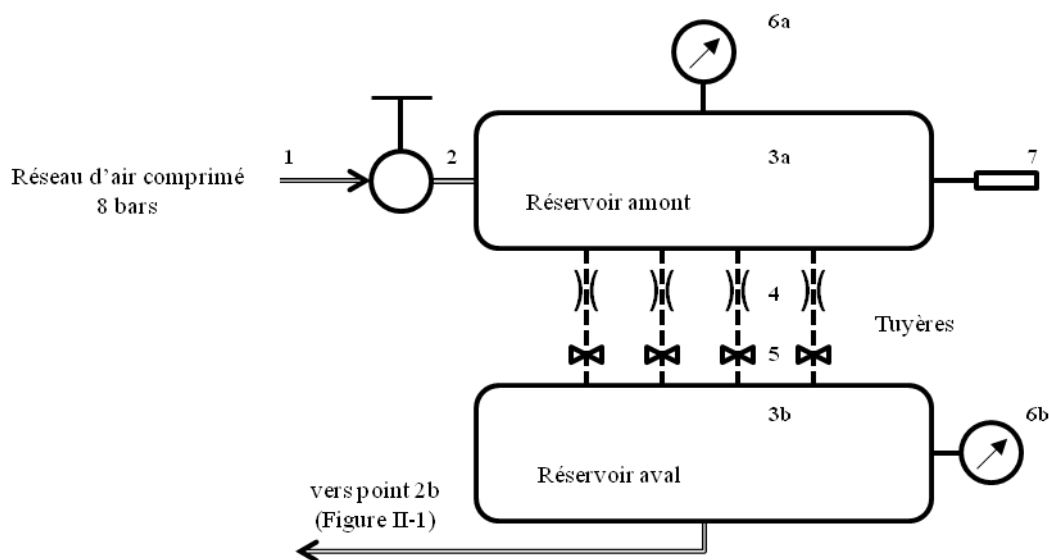


Figure II-4 – Schéma du circuit gaz

II-2- Débitmètrie gaz

Le débit d'une tuyère amorcée se calcule en s'appuyant sur les conditions au col d'après l'expression [1] :

$$\dot{m} = \rho VA = \rho_c a_c A_c \quad (\text{Eq.II.1})$$

avec ρ , V , A la masse volumique, la vitesse et la surface d'une section quelconque. L'indice c fait référence au col où le nombre de Mach $M_c=1$ et $V_c=a_c$, la célérité du son.

En faisant apparaître les conditions génératrices indicées amont, on a :

$$\dot{m} = \rho_{\text{amont}} a_{\text{amont}} A_c \frac{\rho_c}{\rho_{\text{amont}}} \frac{a_c}{a_{\text{amont}}} \quad (\text{Eq.II.2})$$

Finalement, en utilisant les lois isentropiques, le débit s'exprime comme suit :

$$\dot{m} = \frac{P_{\text{amont}} A_c}{\sqrt{C_p T_{\text{amont}}}} \delta(\gamma) ; \text{ avec } \delta(\gamma) = \frac{\gamma}{\sqrt{\gamma-1}} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{Eq.II.3})$$

Pour l'air, sachant que $\gamma = 1.4$ et $C_p = 1000 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, on obtient le débit massique de la façon suivante:

$$\dot{m} = 0.0404 \frac{P_{\text{amont}} A_c}{\sqrt{T_{\text{amont}}}}, \quad D_c = 1.05 \text{ mm} \quad (\text{Eq.II.4})$$

A la sortie 2b, nous avons installé un rotamètre à flotteur permettant de mesurer le débit gaz quand les conditions d'amorçage des tuyères ne sont pas satisfaites et l'équation II.4 n'est plus vérifiée. L'étalonnage de ce rotamètre est fourni par le fournisseur pour une utilisation dans les conditions standard de température et de pression et les indications des débits ne permettent pas de faire une lecture précise. C'est pour quoi nous avons changé la graduation du rotamètre gaz et avons établi une loi d'étalonnage entre le débit gaz en SLPM et l'indication i en millimètre (Tableau II-2).

i (mm)	0	5,8	13	20	26,3	32,2	38,8	45	51,8	58
Q_g (SLPM)	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60

Tableau II-2 – Relation débit de gaz en SLPM en fonction de l'indication i mm
 $Q_g \text{ (SLPM)} = 0.77i \text{ (mm)} + 15$

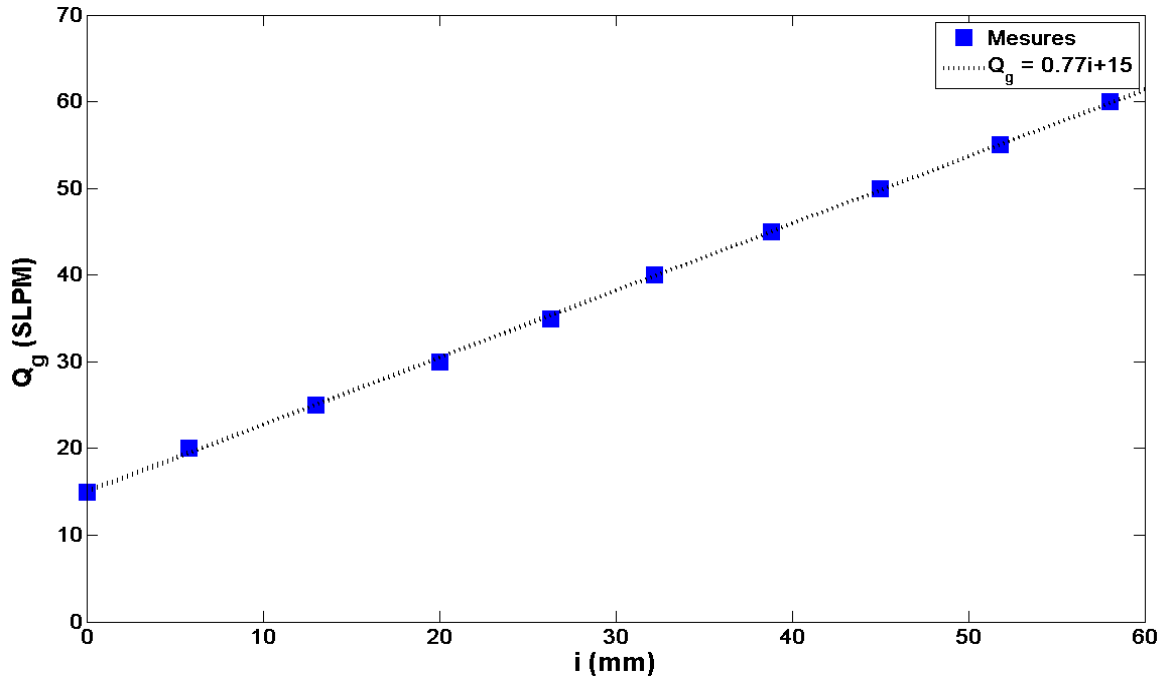


Figure II-5 – Changement de graduation du rotamètre gaz

Sous les conditions non-standard il faut corriger les débits volumiques mesurés avec un coefficient donné par le fournisseur :

$$\dot{m}_{\text{rotamètre}} = Q_{g,SLPM} \sqrt{\frac{P_i}{P_{atm}}} \times \rho_{atm}, \quad \rho_{atm} = 1.22 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{Eq.II.5})$$

$Q_{g,SLPM}$ est le débit lu de l'indication i et P_i la pression absolue à l'aval du rotamètre mesurée par un manomètre à bourdon en ouvrant la vanne V_1 indiquée sur la figure II-1.

Nous avons effectué des essais de comparaison de mesure de débit de gaz par la relation relative aux tuyères et avec le rotamètre (Equation II.5). Les résultats des essais sont donnés dans le tableau II-3.

La figure II-6 représente le débit massique mesuré par le rotamètre en fonction de débit massique calculé à partir de l'équation II-5. Comme le montre la figure II-7, les écarts entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées sont inférieurs à 10% et diminuent fortement avec l'augmentation du débit.

Essai	P _{amont} bar	T _{amont} °C	P _{aval} bar	i mm	i SLPM	P _i bar	$\dot{m}_{tuyère}$ 10 ⁻⁴ kg/s	$\dot{m}_{rotamètre}$ 10 ⁻⁴ kg/s	$\dot{m}_{tuyère}/\dot{m}_r$ otamètre
1	3	21.5	1,33	23	32,79	1,15	6,11	7,15	0,86
2	4	21.5	1,45	30	38,21	1,27	8,15	8,75	0,93
3	5	21.8	1,6	39	45,17	1,38	10,18	10,79	0,94
4	6	21.7	1,75	45	49,81	1,5	12,22	12,49	0,98
5	7	21.7	1,95	51	54,45	1,68	14,26	14,35	0,99

Tableau II-3 – Contrôle débit massique rotamètre tuyère ($\Phi_{tuyère}=1.05mm$)

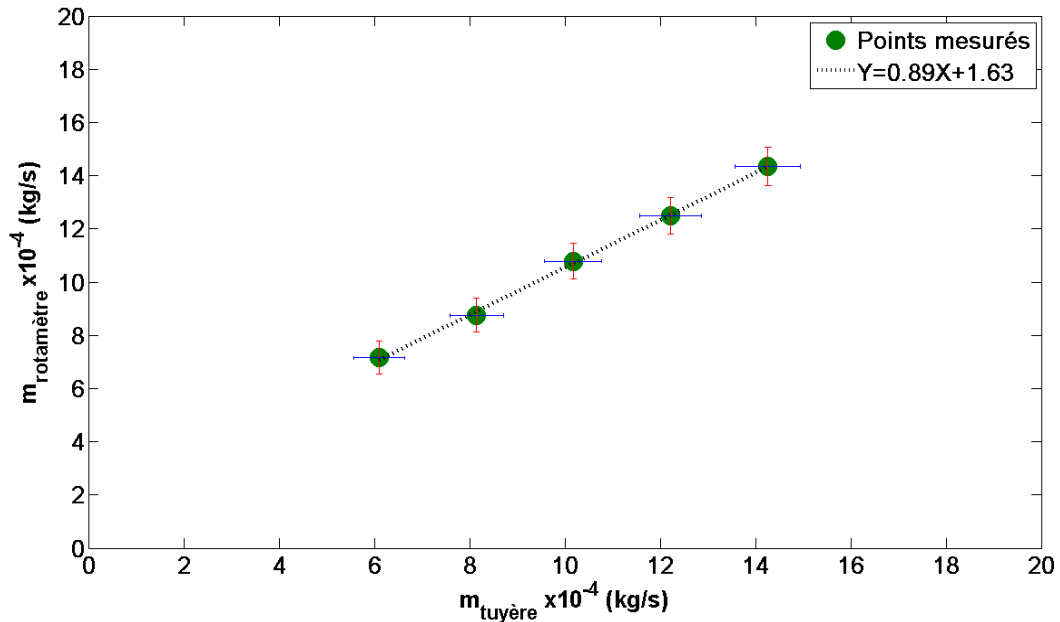


Figure II-6 – Comparaison débits massique tuyère-rotamètre

L'ensemble des grandeurs mesurées utiles à l'exploitation sont repérées sur les schémas du circuit liquide et gaz (Figure II-2 et II-4) et l'instrumentation correspondante est présentée dans le tableau II-4.

	Etendue de mesure	Erreur de mesure	Appareil
P _{amont}	0 → 20 bar	$\Delta P = \pm 0.5$ bar	Bourdon
P _{aval}	0 → 6 bar	$\Delta P = \pm 0.05$ bar	Bourdon
T _g	-55 → 180 °C	$\Delta T = \pm 0.1$ °C	Thermomètre
P _i	0 → 4 bar	$\Delta P = \pm 0.1$ bar	Bourdon
Q _g	0 → 136 mm	$\Delta Q_g = \pm 1$ mm	Rotamètre
Q _l	40 → 180 mm	$\Delta Q_l = \pm 1$ mm	Rotamètre
$\Delta P_{longitudinal}$ ΔP_{pitot} P _{sortie}	0 → 1000 mmH ₂ O	$\Delta h = \pm 0.5$ mm	Manomètre en U

Tableau II-4 – Instrumentation de base

III- La veine d'essais et métrologie

III-1- Veine d'essais

La veine d'essais couplée aux circuits de gaz et de liquide vise à caractériser un écoulement gaz-liquide de type annulaire. La configuration retenue comporte un injecteur constitué d'un espace annulaire entre deux tubes concentriques pour générer un film liquide dès l'injection des deux fluides. L'écoulement se développe ensuite dans un tube horizontal à diamètre constant. La section d'essais est réalisée en polycarbonate, ce matériau a été choisi pour ses propriétés optiques et sa faible conductivité électrique, nous permettant de coupler la visualisation des écoulements lors de l'étude des régimes diphasiques. Elle est instrumentée afin de mesurer les pertes de charges linéaires, l'épaisseur de film liquide et la vitesse du gaz au sein de l'écoulement annulaire. Les différentes métrologies sont présentées dans les paragraphes suivants. L'installation complète est présentée dans le détail sur la figure II-7 où l'on peut trouver les différents éléments constitutifs suivants :

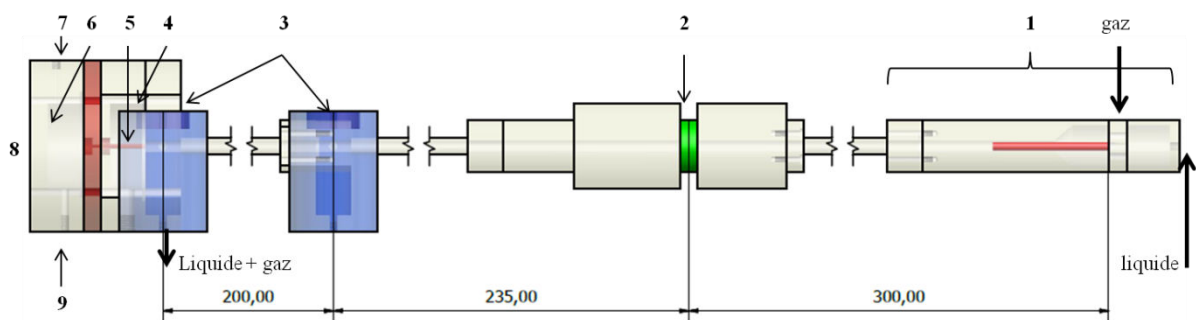


Figure II-7 – Schéma de la veine d'essais I en Plexiglas, cotes en mm

- 1- Un injecteur gaz-liquide
- 2- Un élément de mesure de conductivité
- 3- Un dispositif de prise de pression diphasique (il sert à la fois pour la mesure de la perte de pression longitudinale et prise de pression statique du Pitot)
- 4- Un vase d'élargissement pour la sortie gaz-liquide
- 5- Un tube de Pitot
- 6- Un vase de récupération de gouttelettes
- 7- Une prise de pression gaz sur la sonde Pitot (pression totale)
- 8- Une réglette pour mesurer le débit de gouttelettes
- 9- Une soupape « Schrader » pour la vidange de liquide

Nous allons détailler certains de ces éléments dans les paragraphes suivants.

III-2- L'injecteur

Cet élément du banc d'essai est un mélangeur eau-air dont la fonction est de générer l'écoulement diphasique en aval de ce module. Deux tubes concentriques permettent de générer un espace annulaire forçant ainsi la génération du film liquide. En effet l'air est injecté par le tube central alors que le liquide est injecté en périphérie. Une longueur suffisante du tuyau ($L/d = 45$) a été respectée pour obtenir a priori un écoulement établi avant l'élément de mesure de conductimétrie. Ce tuyau permet d'observer l'écoulement le long du conduit. Ces éléments sont détaillés sur la figure II-8.

- 1- Point d'entrée liquide (figure II-1)
- 2- Point d'entrée gaz (figure II-1)
- 3- a - Grille d'abeilles, b - tube favorisant l'établissement de l'écoulement annulaire

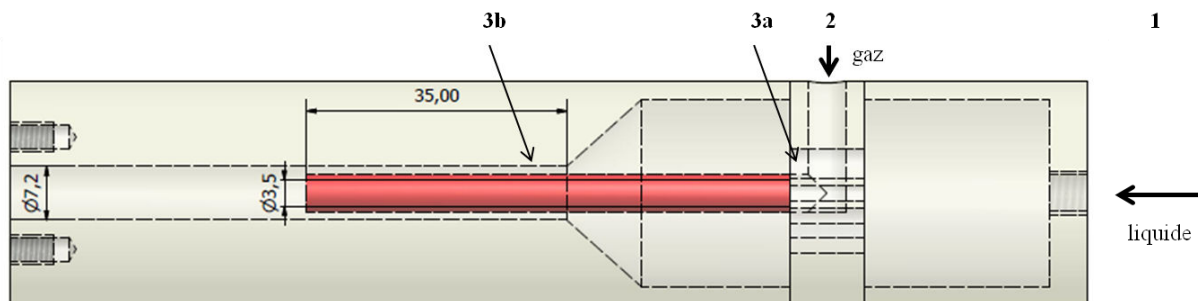


Figure II-8 – Injecteur gaz-liquide, cotes en mm

III-3- Prises de pression

Pour les mesures de pression, nous avons réalisé des prises de pression sous la forme d'un bocal, cela nous permet de travailler en gaz avec le capteur de pression. Un système de vidange a été mis en place pour pouvoir purger le liquide coincé dans les bouches.

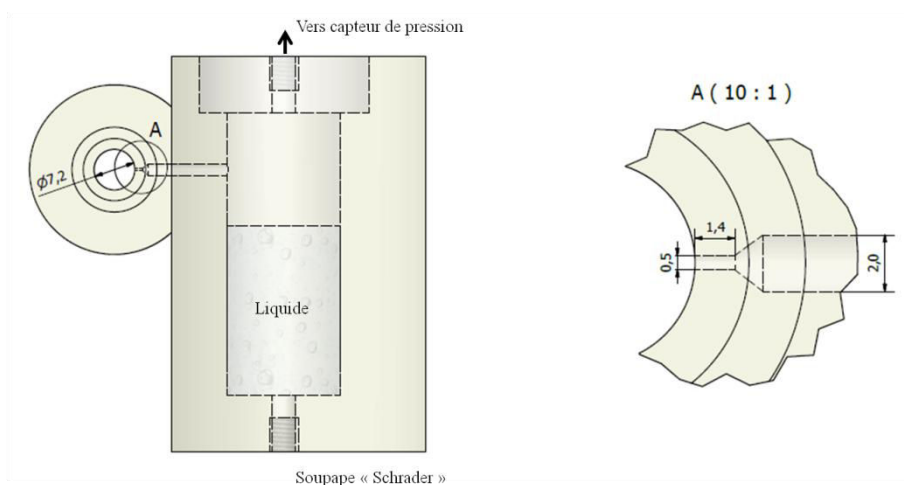


Figure II-9 – Dispositif de mesure de pression diphasique, cotes en mm

III-4- Emplacement du tube de Pitot et récupérateur de gouttelettes

Ce module est situé en sortie de veine d'essais et permet de caractériser l'écoulement de gaz dans le tube. Cet écoulement peut être chargé en gouttelettes si la vitesse de gaz est suffisante pour cisailer et fragmenter le film liquide. Il comprend deux éléments essentiels : une prise de pression statique et un tube de Pitot. Première vase est un élargissement pour faire sortir le liquide et gaz. Deuxième vase est dédié aux gouttelettes qui se trouvent au cœur de l'écoulement annulaire due au frottement entre les deux phases et traversent le tube de Pitot. Cela nous permet d'avoir un débitmètre de gouttelettes.

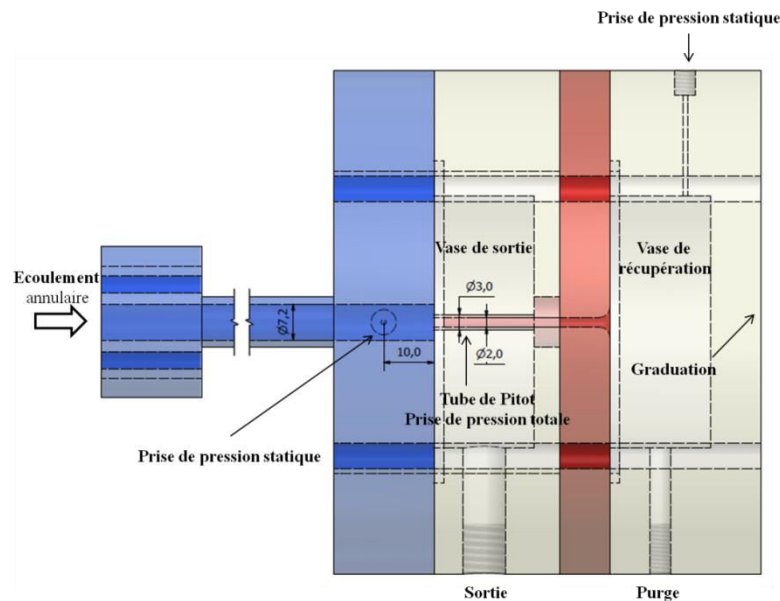


Figure II-10 – Schéma du vase élargissement sortie gaz-liquide

III-5- Métrologie

III-5-1- Tube de Pitot

Afin de caractériser l'écoulement de gaz et plus particulièrement pour la mesure de la vitesse, nous avons utilisé une prise de pression de type Pitot. Il s'agit d'un tube de cuivre coudé de diamètre interne de 0.55 millimètre qui permet de mesurer la pression totale (Figure II-10). Afin de déterminer la vitesse locale, une prise de pression statique a été installée à la paroi. Nous avons réalisé deux prises de pression de type Pitot. La première prise avec un bout chanfreiné (seringue) et la deuxième avec un bout droit. Les deux tubes de Pitot ont été testés et étalonnés en soufflerie ENSEM équipée d'un tube de Pitot (4 à 40 m/s), les résultats sont présentés dans le Tableau II-5. La Figure II-11 représente les vitesses mesurées avec les tubes

de Pitot en fonction de la vitesse de Pitot de référence. Le tube de Pitot type bout droit a donné le meilleur résultat (1% d'écart) par rapport à Pitot de référence de la soufflerie.

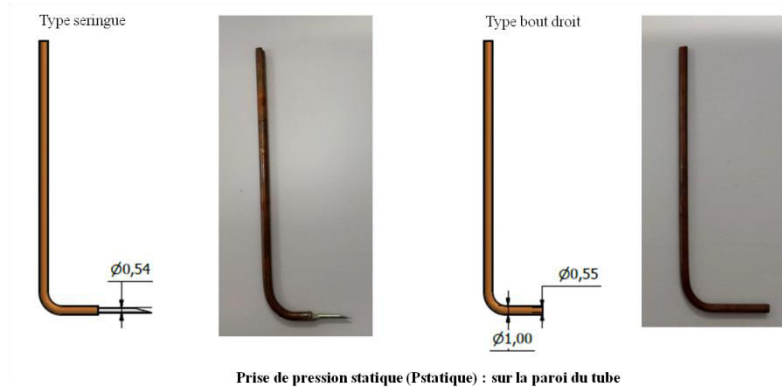


Figure II-10 – Tubes de Pitot essayés et étalonnés en soufflerie ENSEM, cotes en mm

Type seringue		Bout droit	
$V_{\text{pitot de référence}}$	V_{pitot}	$V_{\text{pitot de référence}}$	V_{pitot}
4,06	2,87	4,06	4,06
9,07	6,42	9,07	9,07
13,46	9,07	13,46	13,46
17,69	11,48	17,69	17,69
21,48	14,06	21,09	21,09
25,67	16,73	24,69	24,69
29,55	19,46	27,82	27,82
32,72	21,09	29,82	29,82
35,15	22,60	32,72	32,72
		35,15	34,91

Tableau II-5 – Etalonnage des tubes de Pitot en soufflerie ENSEM, les vitesses en m/s

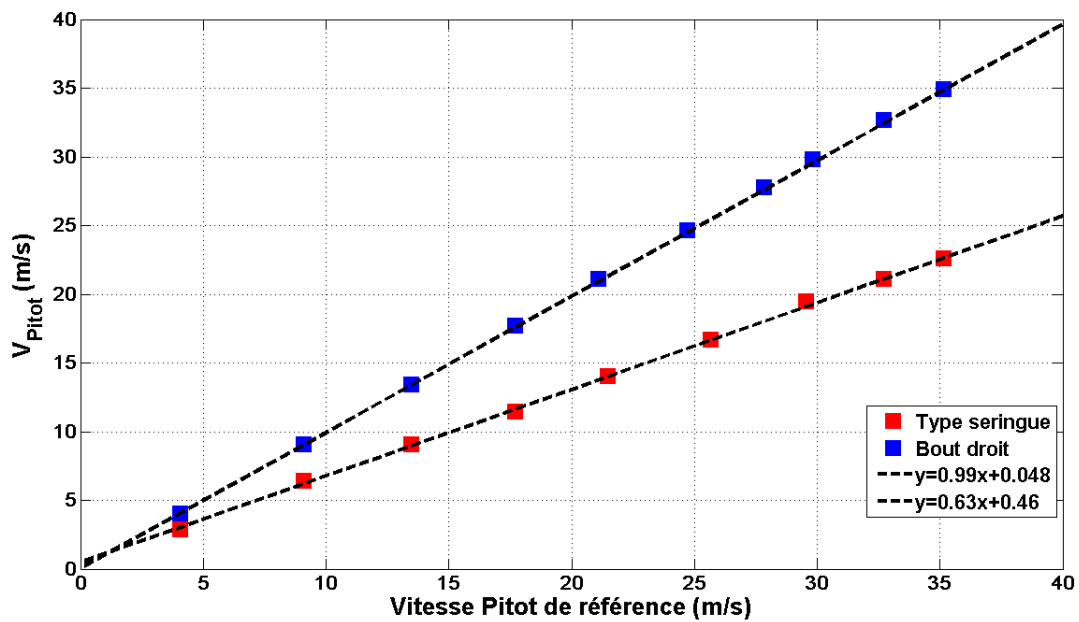


Figure II-11 – Etalonnage des tubes de Pitot en soufflerie ENSEM

III-5-2- Mesures de pression

Les mesures des pertes de pression sont réalisées grâce à un capteur de pression différentielle « capteur à membranes DP 45 Type Validyne » possédant une précision $\pm 0.5\%$ de la pleine échelle. Ce capteur fonctionne avec un système transmetteur CD 15 Demodulator transformant à la sortie la différence de pression en tension et possède un large éventail de choix de membranes (Tableau II-5). Dans notre cas, nous avons travaillé avec différentes membranes qui nous permettent de mesurer une différence de pression sur une grande plage (8.8 – 140 cm H₂O). Il est conçu de manière à s'affranchir de la composante de pression due à la gravité et à mesurer ainsi uniquement les pertes de pression dues au frottement. Ce capteur de pression différentiel à membrane peut être utilisé pour la mesure en liquide et en gaz.

Lors de l'utilisation de ces capteurs, il faut vérifier qu'il n'y a pas de saletés qui risquent de boucher le capteur de pression ainsi que la gamme maximale de pression équivalente à la membrane utilisée car dans le cas d'une surpression la membrane risque d'être endommagée. L'existence de ces deux derniers se manifeste lors de l'étalonnage par le décalage du zéro ou l'obtention d'une relation non linéaire entre la pression imposée et la tension de sortie. La figure II-12 montre la courbe d'étalonnage pour une des membranes et la bonne linéarité entre la différence de pression imposée et la tension de sortie.

L'étalonnage de capteur se fait à l'aide d'un manomètre à tube en U. La différence de niveau entre les colonnes d'eau est proportionnelle à la différence de pression imposée, cela nous permet d'établir une loi d'étalonnage pour chaque membrane selon sa gamme de mesure.

Membrane n° 20		Membrane n° 30		Membrane n° 32	
Δh (mmH ₂ O)	ΔV (v)	Δh (mmH ₂ O)	$-\Delta V$ (v)	Δh (mmH ₂ O)	ΔV (v)
50	6,3	828	9,41	924	7,04
45	5,4	667	7,6	845	6,45
40	4,9	491	5,61	708	5,41
35	4,37	389	4,44	500	3,66
30	3,7	264	3,02	315	2,4
25	3,16	153	1,76	200	1,45
20	2,52	48	0,55	70	0,51
15	1,9	0	0,002	0	0
10	1,25	-855	-9,91	-935	-7,19
5	0,64	-700	-7,86	-758	-5,81
1,5	0,19	-521	-6,02	-616	-4,74
0	0	-371	-4,3	-421	-3,26
-10	-1,2	-222	-2,58	-232	-1,81
-20	-2,4	-103	-1,21	-103	-0,83
-45	-5,5	-42	-0,52	-60,6	-0,5

Tableau II-5 – Exemple de tableaux d'étalonnage des capteurs de pression Validyne

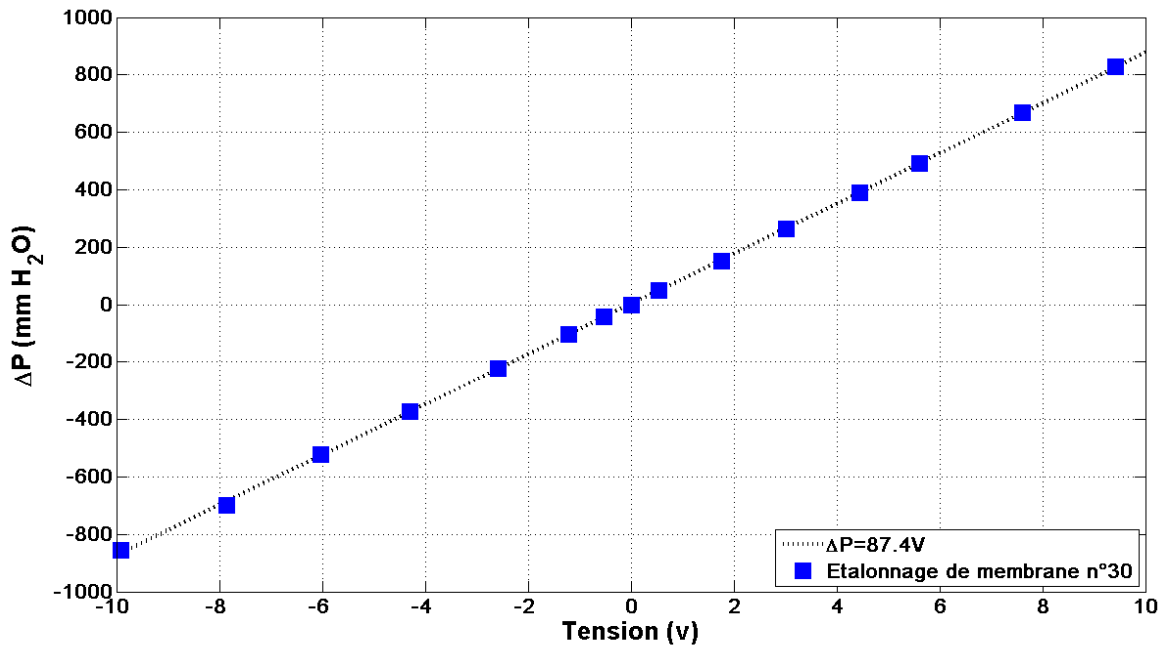


Figure II-12 – Exemple d'étalonnage des capteurs de pression Validyne

III-5-3- Méthode conductimétrique

Pour la mesure de l'épaisseur de film liquide dans un écoulement diphasique de type annulaire, nous avons utilisé la méthode conductimétrique. Cette méthode s'applique à des liquides conducteurs de l'électricité s'écoulant sur une surface non conductrice. Il s'agit de mesurer la conductance d'une portion de film comprise entre les électrodes placées à la paroi, en appliquant une différence de potentiel entre ces dernières. Les sondes comportent au moins deux électrodes alimentées par une tension alternative à moyenne nulle pour éviter leur polarisation. La relation entre la conductance G et l'épaisseur e est du type exponentielle :

$$\frac{G}{G_{\infty}} = a - b \exp(-me) \quad (\text{Eq.II.6})$$

où a, b et m sont des constantes déterminées expérimentalement et G_{∞} la conductance du film lorsque l'épaisseur est « infinie ».

Cette technique de mesure nécessite avant toute chose un choix de sondes (géométries et distance entre les électrodes) selon l'épaisseur du film liquide qu'on désire mesurer. Dans la littérature, différentes sortes de sondes ont été utilisées, [2, 3]. Pour des raisons de facilité de réalisation, nous avons utilisé des électrodes circulaires. Afin de déterminer l'extension du champ électrique et l'influence de la géométrie de la sonde (diamètre d et espacement l entre les sondes) sur la relation entre la conductance et l'épaisseur, une étude adimensionnelle a été faite. Cette représentation adimensionnelle de la conductance en fonction de l'épaisseur du film adimensionnalisée montre que la mesure maximale de l'épaisseur adimensionnelle est

limitée par la saturation des courbes de conductance. Pour une distance d'électrode donnée, les courbes saturent moins vite lorsque le diamètre des électrodes est assez large. D'autre part, plus les électrodes sont éloignées plus on peut accéder à des mesures d'épaisseurs de film plus importantes.

$$\frac{G\rho}{l} = f\left(\frac{e}{l}, \frac{d}{l}\right)$$

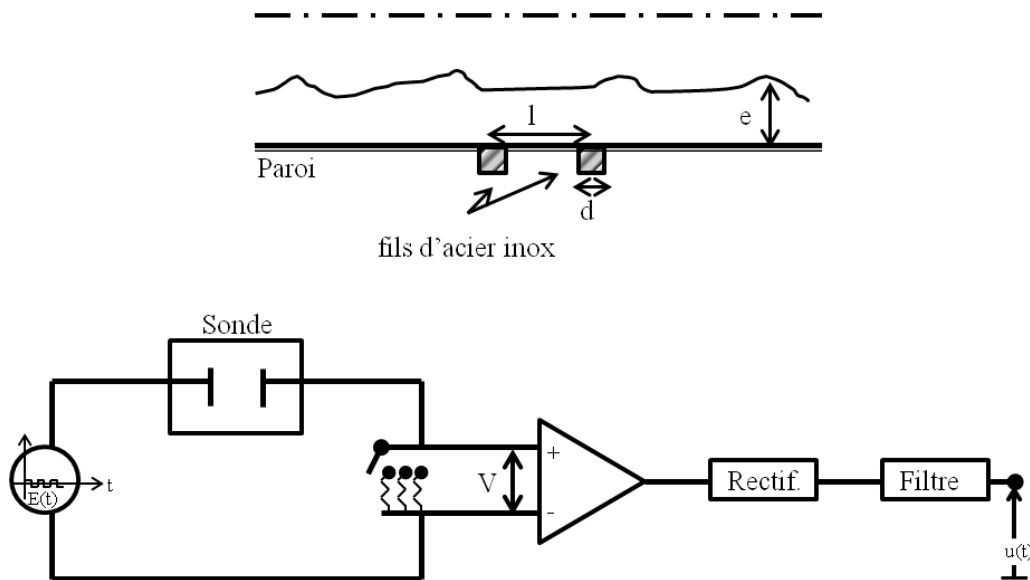


Figure II-13 – Schéma de principe de la méthode conductimétrique

La chaîne de mesure est présentée à la Figure II-13. Le conductimètre (conçu et réalisé au LEMTA) fournit une tension alternative ($E(t)$) en créneaux qui permet un meilleur filtrage. La fréquence est choisie de 50 kHz pour rendre négligeable les phénomènes capacitifs et de polarisation. Sa résistance interne r_0 est ajustée pour obtenir une tension proportionnelle à la conductance G du liquide.

Afin d'obtenir un signal $u(t)$ proportionnel à la conductance du film, V est amplifiée, rectifiée et filtrée. La fréquence retenue pour le signal appliqué aux sondes est de 50 kHz.

Nous avons choisi des électrodes d'acier inox de diamètre 0.5 millimètre espacées de 1 et 2 mm. Nous avons également installé un système d'électrodes face à face. La disposition des électrodes (sondes) sur l'élément de mesure est indiquée sur les Figures II-14 et II-16.

Concernant l'étalonnage du conductimètre, il faut connaître la réponse en tension lorsque l'on applique diverses résistances connues aux bornes d'entrée du conductimètre. On choisit ainsi la résistance interne du conductimètre r_0 ou « gamme » qui donne sans saturation la relation entre la tension recueillie et la conductance G appliquée (Figure II-15).

Pour l'étalonnage des sondes, nous avons utilisé des tubes cylindriques (tiges) en matière isolante (polycarbonate) interchangeables de diamètres différents. Ces éléments sont munis d'un épaulement afin que l'épaisseur du film soit circonférentiellement constante. Les

différents diamètres des tiges simulent différentes épaisseurs du film liquide. Les tiges ont été conçues avec une précision de diamètre à ± 0.05 mm. Ces tiges sont insérées dans la station d'étalonnage, et on mesure la tension de la sonde correspondante (Figure II-15).

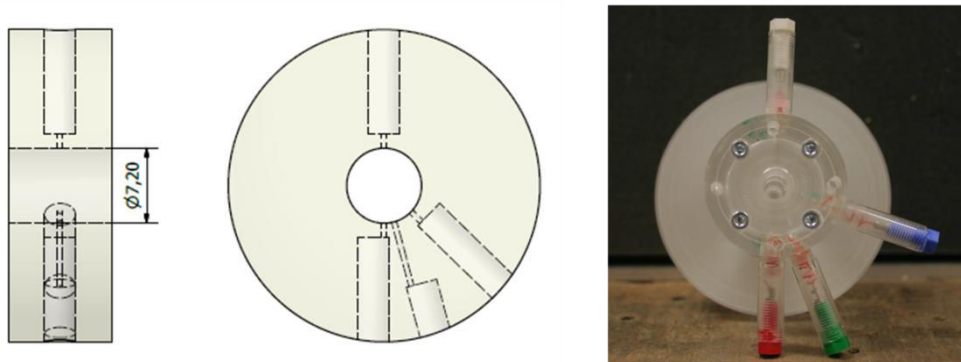


Figure II-14 – Élément de conductimétrie et disposition des sondes

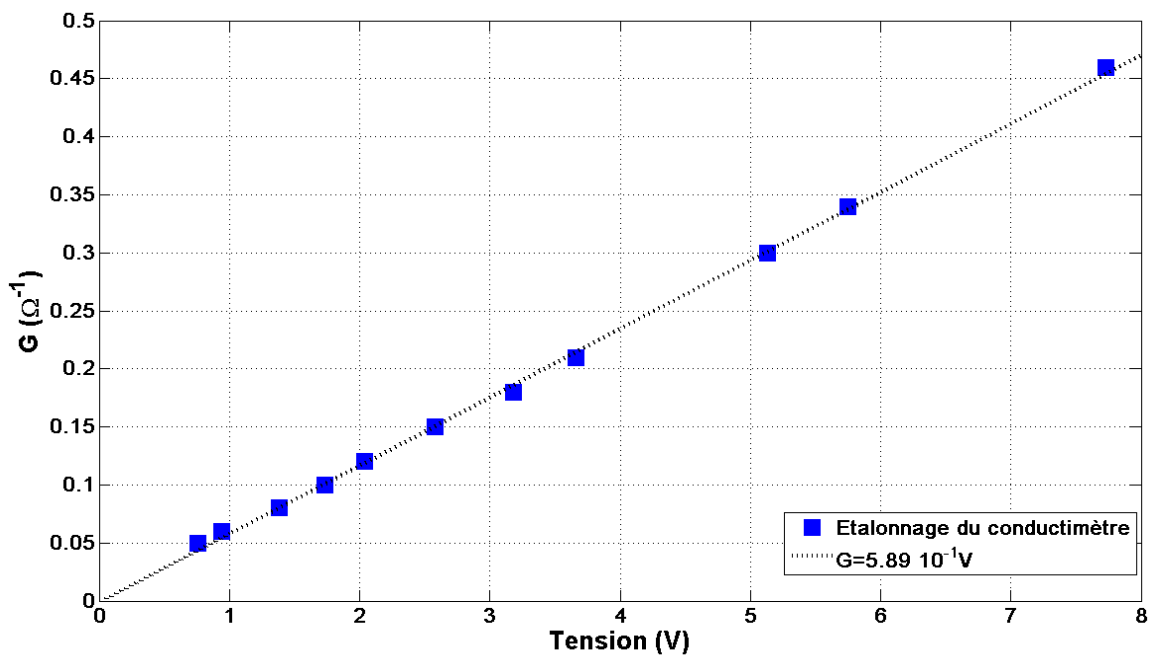


Figure II-15 – Etalonnage de l'électronique du conductimètre pour la gamme 10 et $f=50\text{kHz}$ en utilisant des résistances passives

R (Ω)	2194	2964	3302	4707	5478	6686	8416	9970	12500	17860	21690
G (Ω⁻¹)	0,456	0,337	0,303	0,212	0,183	0,150	0,119	0,100	0,080	0,056	0,046
V (volts)	7,73	5,75	5,13	3,66	3,18	2,58	2,04	1,73	1,38	0,94	0,76

Tableau II-6 – Etalonnage de l'électronique du conductimètre

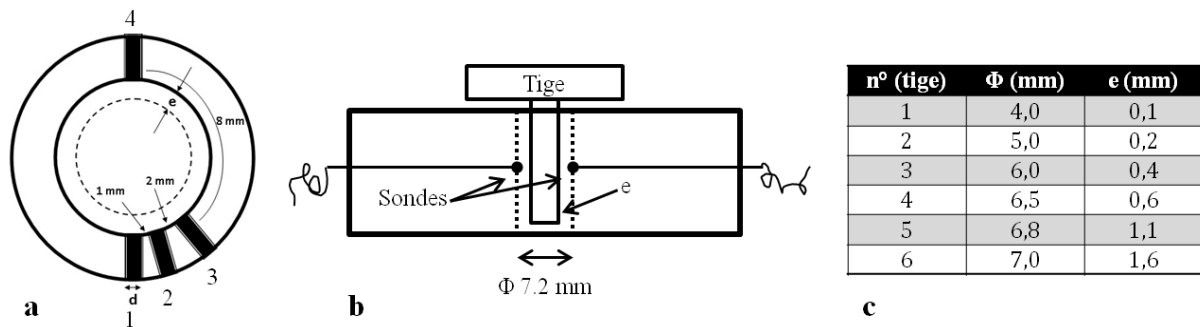


Figure II-16 – Procédure d'étalonnage des sondes conductimétriques

Pour étalonner les sondes conductimétriques, trois solutions salines avec différente concentration en sel ont été préparées. La conductivité électrique de l'eau pure est très faible (10^{-6} S/m), mais en ajoutant du sel, la conductivité électrique de l'eau augmente (Tableau II-7). Après avoir rempli la section d'étalonnage avec la solution préparée, les tiges sont introduites dans la section et les tensions du conductimètre ont été relevées. Les résultats de l'étalonnage des sondes sont résumés dans le tableau II-8.

Comme le montre la Figure II-17, la forme en exponentielle (Eq.II.6) est respectée. Les résultats sont reproductibles. Pour mesurer une épaisseur du film faible, on peut donc utiliser les configurations 1-2 ou 1-3 et pour une épaisseur de film plus importante la configuration face à face peut nous servir.

	liquide 1	liquide 2	liquide 3
σ (mS/cm)	7,37	5,01	2,84
ρ (Ω .cm)	135,69	199,60	352,11

Tableau II-7 – Résistivité électrique des liquides étudiés

	configuration 1-2 l = 1 mm				configuration 1-3 l = 2 mm				configuration 1-4 (face à face) l = 11 mm			
$\sigma = 7.37 \text{ mS/cm}$												
Epaisseur	$e^* = e/l$	Tension (V)	$G \times 10^3 (\Omega^{-1})$	$G^* = G/\sigma l$	$e^* = e/l$	Tension (V)	$G \times 10^3 (\Omega^{-1})$	$G^* = G/\sigma l$	$e^* = e/l$	Tension (V)	$G \times 10^3 (\Omega^{-1})$	$G^* = G/\sigma l$
0,1	0,1	2,51	0,15	202,57	0,05	1,93	0,12	78,08	0,009	1,08	0,07	8,10
0,2	0,2	4,27	0,25	343,37	0,1	3,2	0,19	128,88	0,018	1,73	0,10	12,88
0,35	0,35	5,06	0,30	406,58	0,175	4	0,24	160,89	0,032	2,76	0,17	20,46
0,6	0,6	5,56	0,33	446,58	0,3	4,6	0,27	184,89	0,055	3,9	0,23	28,85
1,1	1,1	5,93	0,35	476,18	0,55	5,1	0,30	204,89	0,1	4,75	0,28	35,11
1,6	1,6	6,01	0,36	482,58	0,8	5,24	0,31	210,49	0,145	5,09	0,30	37,61
3,6	3,6	6,01	0,36	482,58	1,8	5,3	0,31	212,89	0,327	5,19	0,31	38,35
$\sigma = 5.01 \text{ mS/cm}$												
Epaisseur	$e^* = e/l$	Tension (V)	$G \times 10^3 (\Omega^{-1})$	$G^* = G/\sigma l$	$e^* = e/l$	Tension (V)	$G \times 10^3 (\Omega^{-1})$	$G^* = G/\sigma l$	$e^* = e/l$	Tension (V)	$G \times 10^3 (\Omega^{-1})$	$G^* = G/\sigma l$
0,1	0,1	1,54	0,09	183,83	0,05	1	0,06	60,14	0,009	0,69	0,04	7,62
0,2	0,2	2,96	0,18	350,95	0,1	2,04	0,12	121,34	0,018	1,12	0,07	12,22
0,35	0,35	3,36	0,20	398,02	0,175	2,51	0,15	148,99	0,032	1,8	0,11	19,49
0,6	0,6	3,71	0,22	439,22	0,3	2,94	0,17	174,30	0,055	2,56	0,15	27,62
1,1	1,1	3,93	0,23	465,11	0,55	3,3	0,20	195,48	0,1	3,17	0,19	34,15
1,6	1,6	3,98	0,24	470,99	0,8	3,45	0,20	204,31	0,145	3,42	0,20	36,83
3,6	3,6	4,01	0,24	474,52	1,8	3,5	0,21	207,25	0,327	3,43	0,20	36,93
$\sigma = 2.84 \text{ mS/cm}$												
Epaisseur	$e^* = e/l$	Tension (V)	$G \times 10^3 (\Omega^{-1})$	$G^* = G/\sigma l$	$e^* = e/l$	Tension (V)	$G \times 10^3 (\Omega^{-1})$	$G^* = G/\sigma l$	$e^* = e/l$	Tension (V)	$G \times 10^3 (\Omega^{-1})$	$G^* = G/\sigma l$
0,1	0,1	0,89	0,05	189,34	0,05	0,58	0,04	62,49	0,009	0,36	0,02	7,21
0,2	0,2	1,51	0,09	318,06	0,1	1,15	0,07	121,66	0,018	0,62	0,04	12,12
0,35	0,35	1,86	0,11	390,73	0,175	1,46	0,09	153,84	0,032	1,02	0,06	19,67
0,6	0,6	2,1	0,13	440,56	0,3	1,7	0,10	178,76	0,055	1,47	0,09	28,16
1,1	1,1	2,24	0,13	469,62	0,55	1,92	0,11	201,59	0,1	1,83	0,11	34,95
1,6	1,6	2,28	0,14	477,93	0,8	2,01	0,12	210,94	0,145	1,98	0,12	37,79
3,6	3,6	2,3	0,14	482,08	1,8	2,02	0,12	211,97	0,327	2	0,12	38,16

Tableau II-8 – Etalonnages des sondes conductimétriques

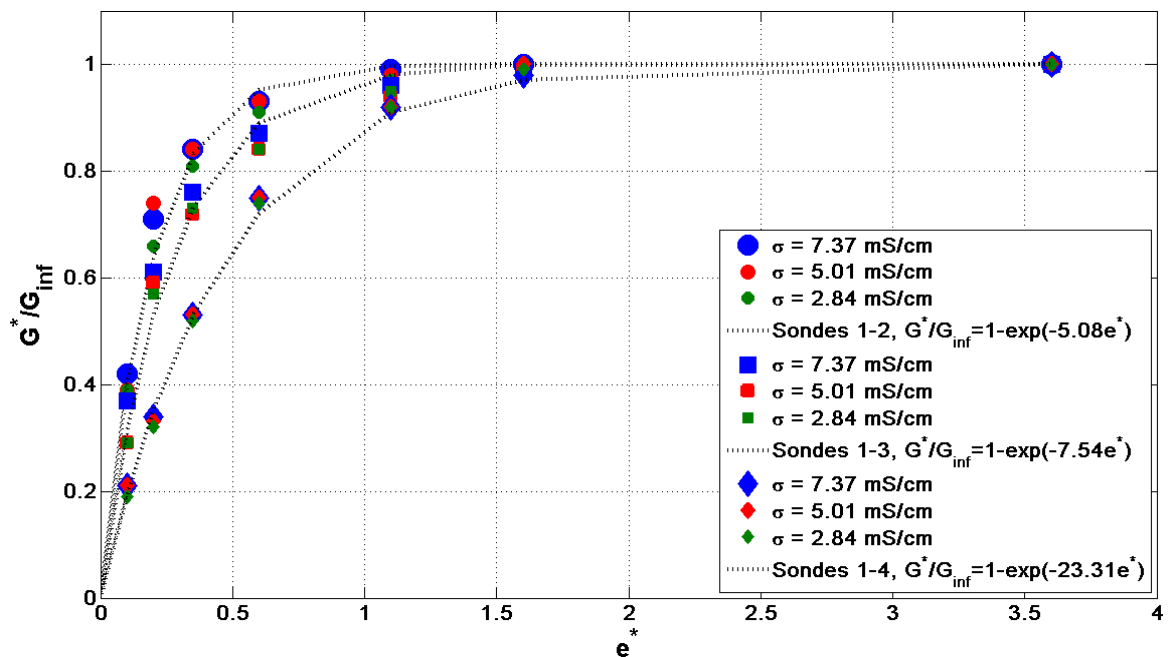


Figure II-17 – Courbes d'étalonnage des sondes conductimétriques sous forme adimensionnelle

IV- Qualification de la veine d'essai

Dans un premier temps pour une qualification de la veine d'essais en circuit gaz, nous avons effectué deux séries d'essais, une dans les conditions amorcées et une seconde fois avec la tuyère non-amorcée. Les résultats sont résumés dans les tableaux II-8-a et II-8-b. Le nombre de Reynolds est calculé à partir de la vitesse débitante V_m (vitesse moyenne) dans la section de passage. Le tube de Pitot nous permet de mesurer la vitesse au centre (V_c) en appliquant le théorème de Bernoulli :

$$\frac{1}{2}\rho V_c^2 + P_s = P_t \quad \text{(Eq.II.7)}$$

Avec ρ , V_c , P_s , P_t , la masse volumique, la vitesse mesurée, la pression statique et la pression totale.

Nous avons comparé les résultats de V_m/V_c avec le profil de vitesse en puissance :

$$\frac{V_c}{V_m} = \frac{(2n+1)(n+1)}{2n^2} \quad \text{(Eq.II.8)}$$

d'où par l'expérience :

$$n \cong \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \quad \text{(Eq.II.8)}$$

La figure II-18 montre les pertes de charge linéaires (Δh_{perte} en mm H₂O) en écoulement gaz avec les barres d'erreur. Comme le montre la figure II.7, nous avons mesurés à l'aide de deux prises de pression séparées de 200 mm le coefficient de perte de charge λ en écoulement monophasique défini par :

$$\Delta H = \lambda \frac{V^2}{2g} \frac{L}{D} \quad \text{(Eq.II.9)}$$

Le coefficient de perte de charge λ en fonction de Re en écoulement gaz avec les barres d'erreur est présenté sur la figure II-19. La relation de Blasius en régime turbulent pour une conduite cylindrique lisse a également été représentée (Equation II.10).

$$\lambda = 0.316 \text{Re}^{-0.25} \quad \text{(Eq.II.10)}$$

Pour des nombres de Reynolds élevés ($\text{Re} > 25000$) les valeurs expérimentales restent supérieures aux valeurs calculées par la relation de Blasius. Néanmoins pour des nombres de

Reynolds plus faibles nous n'avons pas constaté la même tendance. Les coefficients de perte de charge pour les débits forts sont mieux corrélés aux valeurs théoriques par rapport aux débits faibles.

Essai	P _{amont} (bar)	T _{amont} (°C)	P _{aval} (bar)	i (mm)	Q _g (SLPM)	P _i (bar)	Δh _{perte} (mm)	Δh _{pitot} (mm)	P _{sortie} (Pa)	ṁ _{rotamètre} 10 ⁻³ kg/s
1	3	21.5	1,33	23	32,79	1,15	9	14	78,3	7,15
2	4	21.5	1,45	30	38,21	1,27	15	24	127,3	8,75
3	5	21.8	1,6	39	45,17	1,38	21	36	225,2	10,7
4	6	21.7	1,75	45	49,81	1,5	30	53	303,5	12,4
5	7	21.7	1,95	51	54,45	1,68	39	73	411,2	14,3

Essai	V _m (m/s)	V _c (m/s)	V _c /V _m	Re (V _m)	λ _{th}	λ _{exp}	n	V _c /V _m (n)
1	14,39	15,00	1,04	6986	3,46E-02	2,45E-02	5,38	1,30
2	17,62	19,64	1,11	8553	3,29E-02	2,73E-02	5,52	1,29
3	21,48	24,05	1,12	10425	3,13E-02	2,57E-02	5,65	1,28
4	24,97	29,18	1,17	12118	3,01E-02	2,72E-02	5,76	1,28
5	28,89	34,25	1,19	14020	2,90E-02	2,64E-02	5,87	1,27

**Tableau II-8-a – Qualification de la veine d'essais en circuit gaz
tuyère amorcée Φ1.05mm, faibles débits de gaz**

Essai	P _{amont} (bar)	T _{amont} (°C)	P _{aval} (bar)	i (mm)	Q _g (SLPM)	P _i (bar)	Δh _{perte} (mm)	Δh _{pitot} (mm)	P _{sortie} (Pa)	ṁ _{rotamètre} 10 ⁻³ kg/s
1	2	21.5	1,76	45	49,81	1,51	33	53	363,0	1,24
2	3	21.6	2,47	65	65,28	2,1	72	143	863,3	1,92
3	4	21.6	3,15	77	74,56	2,75	121	257	1540,2	2,51
4	5	21.6	3,9	88	83,07	3,42	186	399	2374,0	3,12
5	6	21.6	4,6	99	91,58	4	256	577	3335,4	3,72
6	7	21.9	5,3	110	100,09	4,6	329	760	4463,6	4,36

Essai	V _m (m/s)	V _c (m/s)	V _c /V _m	Re (V _m)	λ _{th}	λ _{exp}	n	V _c /V _m (n)
1	25,05	29,18	1,16	12159	3,01E-02	2,97E-02	5,76	1,28
2	38,72	47,93	1,24	18792	2,70E-02	2,71E-02	6,09	1,26
3	50,61	64,26	1,27	24563	2,52E-02	2,67E-02	6,29	1,25
4	62,88	80,06	1,27	30518	2,39E-02	2,66E-02	6,47	1,24
5	74,97	96,28	1,28	36385	2,29E-02	2,57E-02	6,61	1,24
6	87,87	108,1	1,26	42644	2,20E-02	2,41E-02	6,74	1,23

**Tableau II-8-b – Qualification de la veine d'essais en circuit gaz
tuyère non-amorcée Φ2mm, forts débits de gaz**

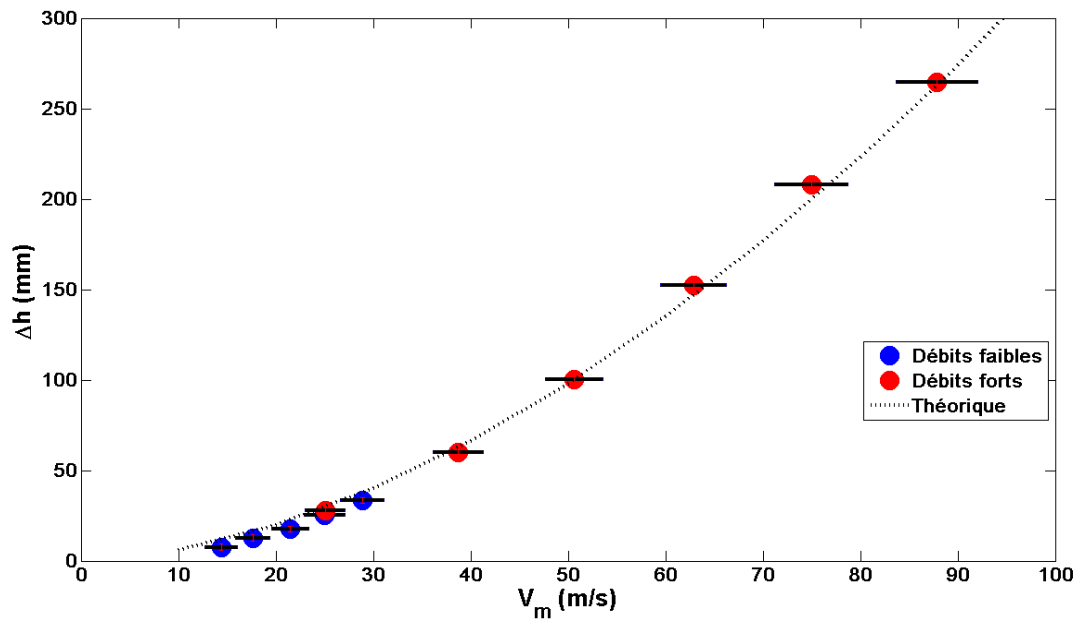


Figure II-18 – Perte de charge linéaire en écoulement gaz

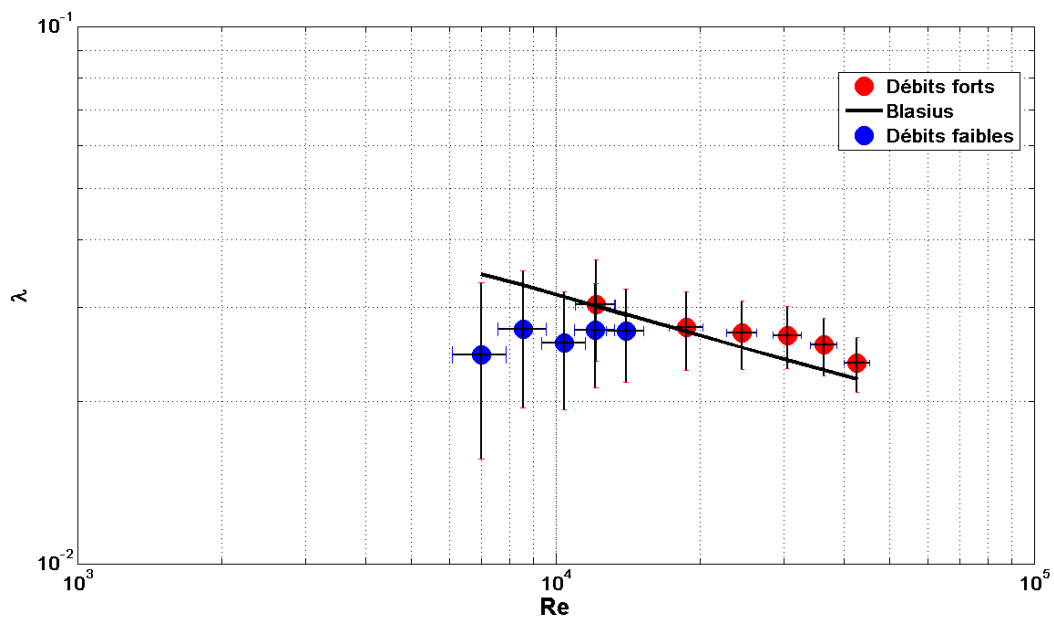


Figure II-19 – Coefficient de perte de charge λ en écoulement gaz

Nous avons également effectué une qualification de la veine d'essais en circuit liquide. Dans un premier temps nous avons utilisé des capteurs de pression différentielle en gaz-gaz, c'est-à-dire, le niveau du liquide dans les bouches ne dépassent pas la hauteur des prises de pression, cela nous permet d'avoir que du gaz dans les tuyaux du système de mesure de pression, ces premières mesures sont présentées dans le tableau II-9a. Pour vérifier la reproductibilité des mesures, un deuxième essai a été réalisé, mais cette fois-ci, nous avons rempli tout le système avec de l'eau (tableau II-9b). L'étalonnage du capteur de pression en eau et en air est présenté sur la figure II-20.

Etalonnage capteur n°20 gaz		Mesures expérimentales			Résultats expérimentaux				Calculs théoriques					
mm H ₂ O	Tension (V)	Q _l (mm)	ΔV _{long} (Volt)	ΔV _{pitor} (Volt)	Q _l (cm ³ /s)	Δh _{perte} (mm)	Δh _{pitor} (mm)	V _c (m/s)	V _m (m/s)	Re	λ	Δh _{the}	Δh _{the} /Δh _{exp}	V _c /V _m
82	9,5	100	9,3		49,95	80,55			1,31	9431	0,032	79,8	1,01	
67	7,75	90	7,7		45,05	66,78			1,19	8551	0,033	67,3	0,99	
55	6	80	6,2	9,9	40,15	53,86	85,72	1,30	1,07	7670	0,034	55,6	0,97	1,22
31	3,68	70	4,9	7,7	35,25	42,66	66,78	1,14	0,94	6789	0,035	44,9	0,95	1,21
10	1,21	60	3,7	5,7	30,35	32,33	49,55	0,99	0,82	5908	0,036	35,2	0,92	1,20
0	0,012	50	2,6	3,8	25,45	22,86	33,19	0,81	0,70	5028	0,038	26,6	0,86	1,16
-75	-8,9	40	1,8	2,4	20,55	15,97	21,14	0,64	0,58	4147	0,039	19,0	0,84	1,12
-47	-5,52	30	1,2	1,5	15,65	10,80	13,39	0,51	0,45	3266	0,042	12,5	0,87	1,13
-28	-3,19	20	0,7	1	10,75	6,50	9,08	0,42	0,33	2386	0,045	7,2	0,90	1,27
h=8,6113V+0,4		10	0,4	0,2	5,85	3,91	2,19	0,21	0,21	1505	0,051	3,2	1,22	0,99

Tableau II-9a – 1^{ère} qualification du circuit liquide en utilisant les capteurs de pression en gaz

Etalonnage capteur n°20 liq-liq		Mesures expérimentales			Résultats expérimentaux				Calculs théoriques					
mm H ₂ O	Tension (V)	Q _l (mm)	ΔV _{long} (Volt)	ΔV _{pitor} (Volt)	Q _l (cm ³ /s)	Δh _{perte} (mm)	Δh _{pitor} (mm)	V _c (m/s)	<V> (m/s)	Re	λ	Δh _{the}	Δh _{the} /Δh _{exp}	V _c /<V>
80	9,14	100	9,1		53,33	78,82			1,31	9431	0,032	79,8	0,99	
70	8,1	90	7,7		48,35	66,69			1,19	8551	0,033	67,3	0,99	
60	6,9	80	6,1		43,37	52,84			1,07	7670	0,034	55,6	0,95	
50	5,8	70	4,8	8,1	38,39	41,58	70,16	1,17	0,94	6789	0,035	44,9	0,93	1,24
39	4,5	60	3,7	6	33,41	32,05	51,97	1,01	0,82	5908	0,036	35,2	0,91	1,23
30	3,5	50	2,7	4,2	28,43	23,40	36,38	0,84	0,70	5028	0,038	26,6	0,88	1,21
20	2,41	40	1,9	2,86	23,45	16,47	24,78	0,70	0,58	4147	0,039	19,0	0,87	1,21
10	1,2	30	1,25	1,84	18,47	10,84	15,95	0,56	0,45	3266	0,042	12,5	0,87	1,23
-15	-1,8	20	0,7	1,2	13,49	6,08	10,41	0,45	0,33	2386	0,045	7,2	0,84	1,36
-43	-5	10	0,32	0,52	8,51	2,79	4,52	0,30	0,21	1505	0,051	3,2	0,87	1,42
h=8,66V+0,01		5	0,23	0,25	6,02	2,01	2,18	0,21	0,15	1064	0,055	1,8	1,14	1,40

Tableau II-9b – 2^{ème} qualification du circuit liquide en utilisant les capteurs de pression en liquide

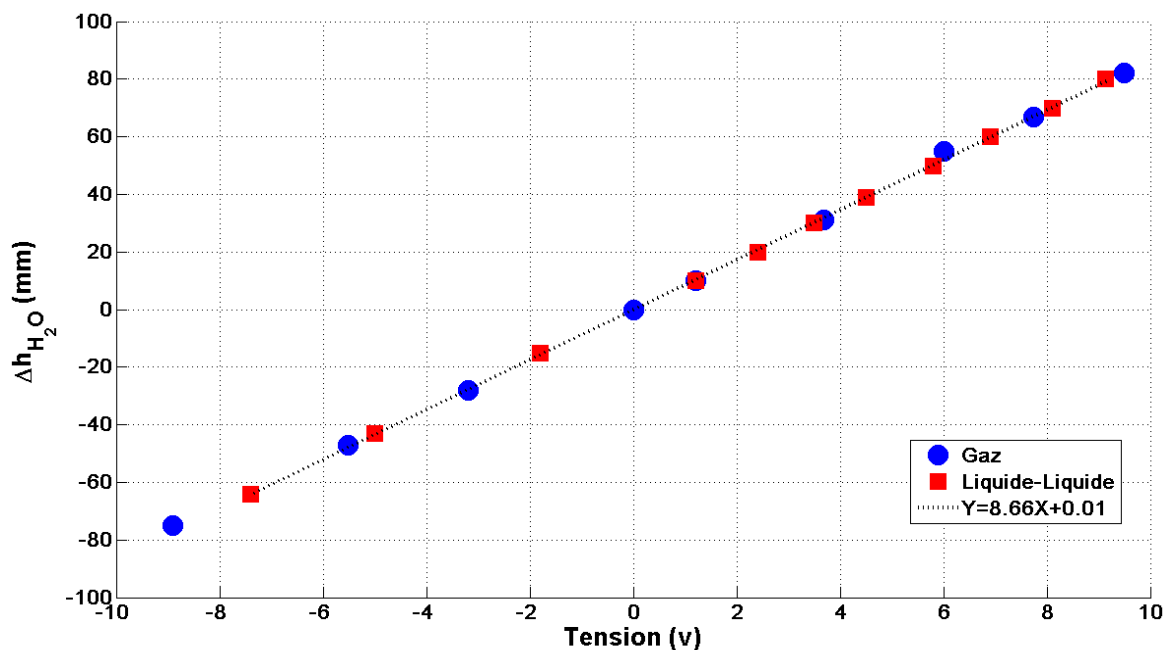


Figure II-20 – Courbe d'étalonnage du capteur de pression Validyne membrane n°20

La figure II-21 représente le coefficient de perte de charge λ en fonction de Re pour l'écoulement monophasique d'eau. Les corrélations classiques d'hydraulique sont également présentées. La relation de Poiseuille en régime laminaire et la relation de Blasius en régime turbulent. Une synthèse de l'ensemble de nos résultats expérimentaux de coefficient de perte de charge est présentée sur la figure II-22.

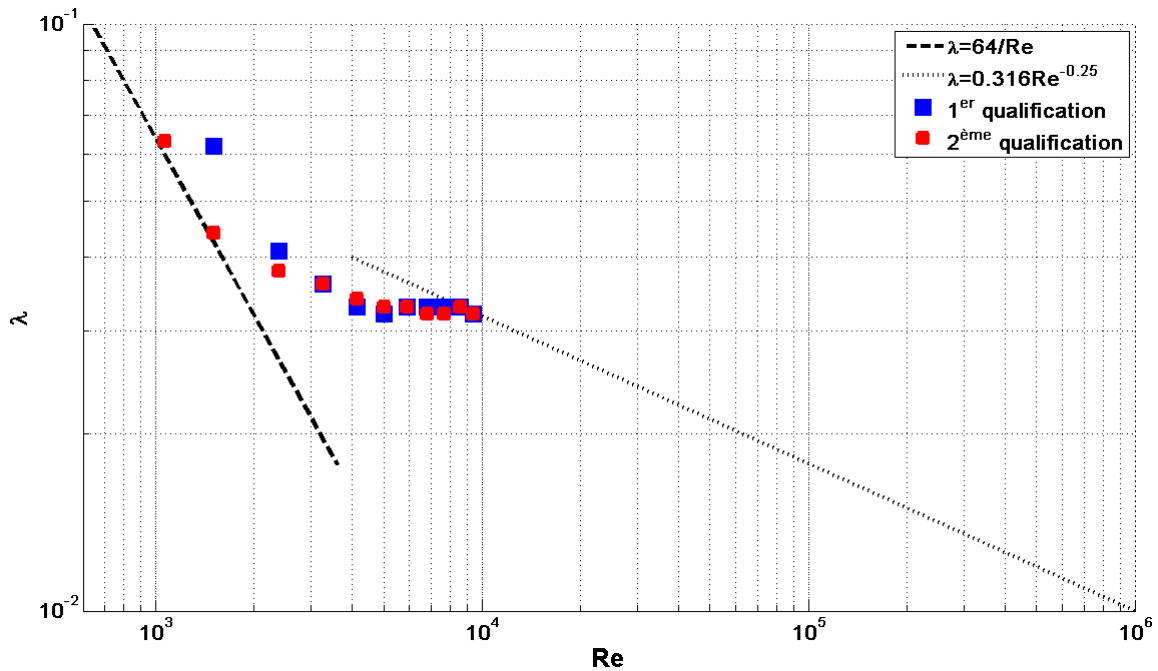


Figure II-21 – Coefficient de perte de charge λ en écoulement liquide

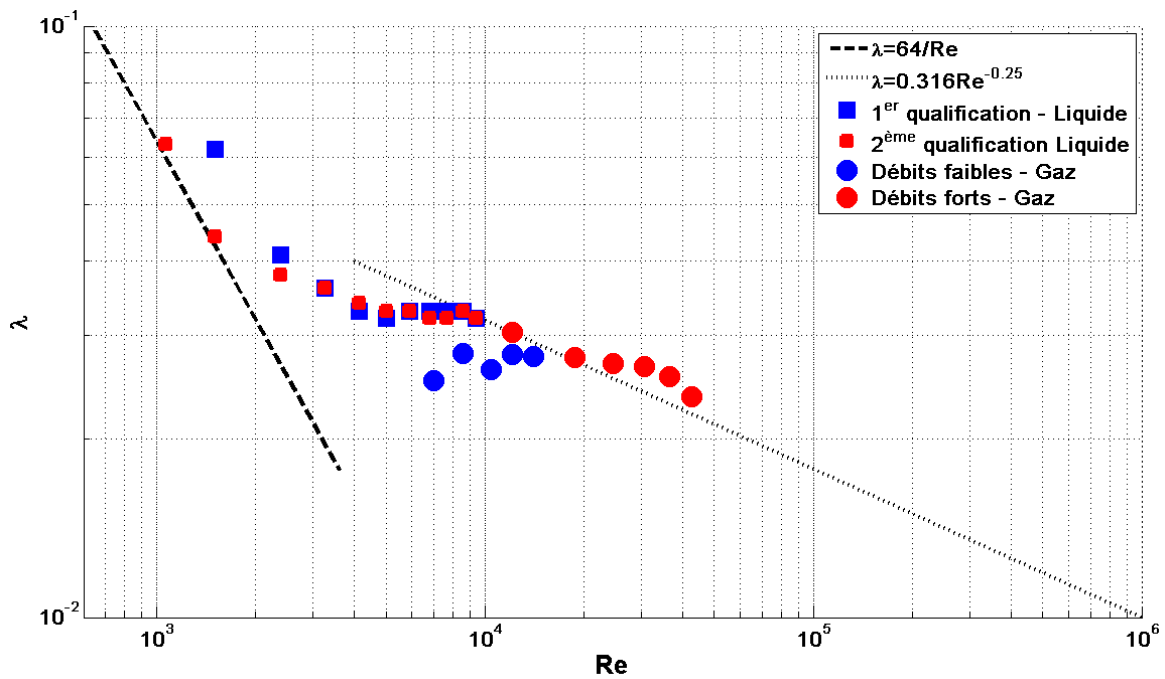


Figure II-22 – Synthèse coefficient de perte de charge λ en écoulement gaz et écoulement liquide

Conclusions

Dans ce chapitre nous avons représenté la métrologie et les différentes méthodes de mesures mises en œuvre sur la veine d'essai du montage expérimental I. La conception et la réalisation de la veine d'essais a nécessité 1 an de travail durant lequel de nombreux problèmes techniques ont dû être résolus rapidement. Notamment, l'étanchéité de la veine d'essais, correction de tube de Pitot, formation de buée pour la visualisation ; etc.... Deux prototypes ont été conçus, examinés et remodifiés afin de réaliser la veine d'essais présentée dans ce chapitre.

Plusieurs méthodes de mesure ont été regroupées sur cette campagne d'essais. Cette station a été équipée de sondes conductimétriques, de prises de pression, ainsi que d'un tube de Pitot.

Nous avons donc décrit l'ensemble des dispositifs de mesure et leur qualification en écoulement monophasique. L'étalonnage de la métrologie a amené à de très bons résultats. Nous avons également obtenu une bonne reproductibilité des résultats.

Pour le régime turbulent la relation de Blasius est relativement bien corrélée avec les essais menés.

Dans le chapitre suivant, les résultats expérimentaux en écoulement diphasique seront présentés.

Références bibliographiques

1. *Cours - Dynamique des gaz compressibles - ENSEM.*
2. Coney, M.W.E., *The theory and application of conductance probes for the measurement of liquid film thickness in two-phase flow.* Journal of Physics E: Scientific Instruments, 1973. **6**(9): p. 903.
3. Hewitt, G.F., *Measurement of two phase flow parameters.* 1978, London ; New York: Academic Press. viii, 287 p.

Chapitre III : Écoulement diphasique annulaire eau-air en conduite de faible diamètre

Introduction

Après avoir discuté les résultats en écoulement monophasique, dans ce chapitre, nous présentons dans un premier temps un résumé des études principales disponibles dans la littérature sur les mesures de perte de pression, les mesures de film liquide et l'utilisation du tube de Pitot en écoulement eau-air annulaire dans les conduites de faible diamètre. Dans un deuxième temps, nous détaillerons une métrologie complémentaire sur le récupérateur des gouttelettes et son étalonnage. Dans un troisième temps, nous présentons et nous discutons les résultats expérimentaux concernant la perte de pression longitudinale, l'épaisseur du film liquide et les mesures de vitesse à l'aide du tube de Pitot. En fin de ce chapitre, nous présentons une modélisation de la contrainte interfaciale gaz-liquide en régime turbulent.

I- Etude bibliographique

I-1- Perte de pression

La perte de pression totale en écoulement diphasique comprend trois composantes : la perte de pression par frottement $(dp/dz)_f$, la perte de pression par gravité $(dp/dz)_g$ et la perte de pression par accélération $(dp/dz)_a$.

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_f + \left(\frac{dp}{dz}\right)_g + \left(\frac{dp}{dz}\right)_a \quad (\text{Eq.III.9})$$

La perte de pression par frottement est toujours présente, il s'agit de la chute de pression par frottement aux parois. Par contre, l'influence des autres termes dépend des conditions d'écoulement (horizontal ou vertical, avec ou sans un changement de phase). Dans des essais en conduite courte, la chute de pression par accélération est négligeable et dans le cas des conduites horizontales (le cas de nos expériences) la chute de pression par gravité est nulle. On mesure donc directement la chute de pression par frottement.

Il existe deux approches globales pour décrire la chute de pression dans les écoulements diphasiques : le modèle homogène et le modèle à phases séparées.

Dans le premier modèle, on assimile l'écoulement diphasique à un écoulement monophasique où l'on définit une masse volumique et une viscosité équivalentes calculées à partir du taux de

vide, qui est lui-même calculé à partir des débits volumiques des deux phases. Le calcul de perte de pression par frottement se fait de la même manière qu'en écoulement monophasique. Ce type de modèle ne convient pas en régime annulaire, c'est pourquoi nous ne le détaillerons pas.

Dans le cas du modèle à phases séparées, la perte de pression par frottement est calculée à partir des chutes de pression par frottement si le liquide ou le gaz circulait seul dans la conduite. On définit le paramètre de Martinelli χ par :

$$\chi^2 = \frac{(dp/dz)_{fl}}{(dp/dz)_{fg}} \quad \text{(Eq.III.2)}$$

où $(dp/dz)_{fl}$, $[(dp/dz)_{fg}]$ représente la chute de pression par frottement si tout le débit liquide [gaz] occupait toute la section de la conduite. On a donc :

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fl} = \lambda_l \rho_l \frac{V_l^2}{2} \frac{L}{D} \quad \text{(Eq.III.3)}$$

où λ_l est le coefficient de perte de charge en fonction du nombre de Reynolds :

$$\text{Re}_l = \frac{\rho_l V_l D}{\mu_l} \quad \text{(Eq.III.4)}$$

et V_l la vitesse moyenne :

$$V_l = \frac{4Q_l}{\pi D^2} \quad \text{(Eq.III.5)}$$

Le paramètre χ^2 dépend uniquement des débits liquide et gaz, des masses volumiques et des viscosités des deux phases et de la section de la conduite.

Ensuite on définit les multiplicateurs Φ_l^2 et Φ_g^2 par :

$$\Phi_l^2 = \frac{(dP/dz)_{diph}}{(dP/dz)_l} \quad \Phi_g^2 = \frac{(dP/dz)_{diph}}{(dP/dz)_g} \quad \text{(Eq.III.6)}$$

où $(dp/dz)_{diph}$ est la chute de pression par frottement en écoulement diphasique. Les indices l et g sont relatifs à l'écoulement monophasique liquide et gaz respectivement.

Lockhart et Martinelli [1] ont représenté la dépendance de cette corrélation sous la forme d'un abaque. Cependant, Chilsom [2] a donné une représentation de ses résultats sous la forme d'une relation empirique :

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad (\text{Eq.III.7})$$

$$\Phi_g^2 = 1 + C\chi + \chi^2 \quad (\text{Eq.III.8})$$

La constante C dépend du nombre de Reynolds de l'écoulement monophasique liquide ou gaz circulant dans la conduite (Tableau III-2).

$Re_g \backslash Re_l$	Laminaire	Turbulent
Laminaire	5	10
Turbulent	12	20

Tableau III-1 – Valeur de la constante C (approximation de Chisholm [2])

Plusieurs études ont été faites pour améliorer la méthode de Lockhart et Martinelli [1], soit pour la constante C , soit pour le facteur de frottement en monophasique ; notamment, Chisholm [2] et Friedel [3].

Pletcher et al. [4] ont étudié la perte de charge pour un écoulement annulaire eau-air dans une conduite horizontale avec un diamètre intérieur de 25.4 mm. Le débit d'eau variait entre 32.4 g/s et 174 g/s et le débit d'air entre 13.6 g/s à 117 g/s. Leurs résultats montrent un bon accord avec la corrélation de Lockhart et Martinelli.

Triplett et al. [5, 6] ont étudié un écoulement diphasique adiabatique eau-air dans des conduites circulaires de diamètre 1.09 et 1.45 mm. Les gammes de vitesses superficielles de chaque phase sont respectivement 0.02-8 m.s⁻¹ et 0.02-80 m.s⁻¹. Ils ont comparé leurs résultats expérimentaux avec le modèle homogène. Ils constatent un bon accord entre les résultats obtenus pour les pertes de pression par frottement et le modèle utilisé. Ils notent que pour un écoulement annulaire, le modèle homogène et d'autres corrélations surestiment les pertes de pression par frottement.

Pehlivan et al. [7] se sont intéressés aux pertes de pression par frottement dans des canaux millimétriques de diamètre 3, 1, 0.8 mm pour un écoulement diphasique eau-air. Les gammes de vitesse superficielles de l'eau sont entre 0.02 à 1 m.s⁻¹ et celles de l'air entre 10 à 100 m.s⁻¹. Ils ont comparé leurs résultats expérimentaux avec le modèle **homogène**, le modèle de **Chisholm [2]** et le modèle de **Friedel [3]**. Ils ont montré que les résultats expérimentaux pour les canaux de diamètre 1 et 0.8 mm s'accordent mieux avec le modèle homogène et le modèle de Chisholm car le modèle de Friedel sous-estime les données expérimentales pour tous les essais.

Dutkowski [8] a étudié expérimentalement les pertes de pression pour les écoulements diphasiques adiabatiques dans une tubulure à minicanaux. Il utilise l'eau et l'air comme fluides de travail. Les diamètres internes des tubes varient de 1.05 à 2.30 mm. Le débit massique de eau et air sont respectivement $0.65 \leq \dot{m} \leq 59 \text{ kg.h}^{-1}$, et $0.011 \leq \dot{m} \leq 0.72 \text{ kg.h}^{-1}$. Il a montré que l'utilisation des corrélations classiques de **Lockhart-Martinelli [1]** et **Friedel [3]** ne fournissent pas des résultats satisfaisants pour prédire les pertes de pression dans les minicanaux. Néanmoins, il a conclu que les corrélations classiques peuvent servir pour une estimation primaire de pertes de pression par frottement dans les minicanaux.

I-2- Epaisseur du film liquide

Brown et al. [9] ont mesuré l'épaisseur du film liquide en écoulement annulaire dans une conduite verticale de diamètre 24 mm. Ils ont utilisé des sondes conductimétriques en platine installées à la paroi avec un espacement de 3 mm. Ils ont mesuré la conductance électrique entre les sondes conductimétriques en fonction de l'épaisseur du film liquide. Ils obtiennent l'épaisseur moyenne du film liquide en calculant la moyenne arithmétique du signal. Un exemple de résultats est donné sur la Figure III.1.

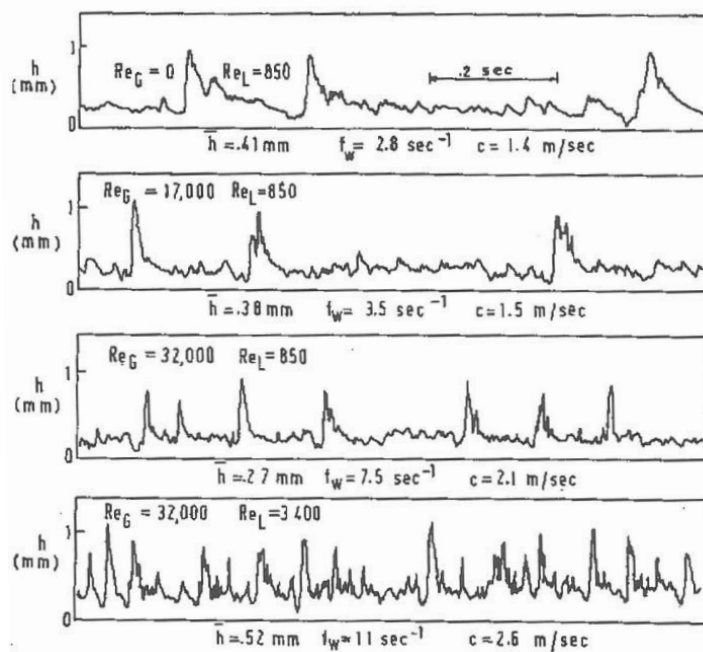


Figure III-1 – Epaisseur du film liquide en fonction de temps d'après [9]

Taitel et al. [10] ont étudié expérimentalement l'épaisseur du film liquide dans les tubes horizontaux de petits diamètres (8 à 12 mm). Ils proposent également un modèle analytique simple pour prévoir l'épaisseur du film. Cinq sondes conductimétriques en tungstène avec un espacement de 3 mm ont été montées sur la périphérie du tube. Ils ont constaté que le film

liquide est plus épais en bas du tube. Cependant, l'épaisseur du film devient plus uniforme quand la vitesse débitante du gaz augmente (Figure III-2).

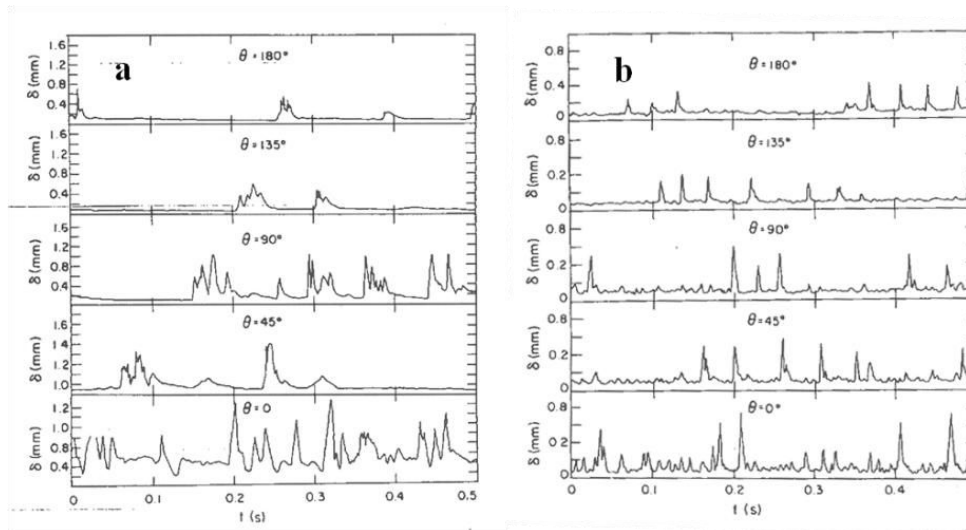


Figure III-2 – Epaisseur du film liquide mesurée dans un tube de diamètre 8.15 mm, a- $V_g=0.1$ m/s, $V_l=10$ m/s b- $V_l=0.1$ m/s $V_g=25$ m/s d'après [10]

Jayanti et al. [11] se sont intéressés à l'épaisseur du film liquide pour un écoulement annulaire eau-air dans un tube horizontal de diamètre 32 mm. L'étalonnage des sondes conductimétriques en acier-inox a été effectué à l'aide de 8 tiges qui simulent une gamme d'épaisseur du film liquide entre 0.2 à 3 mm. Pour les faibles débits de gaz, ils trouvent que l'épaisseur du film est plus importante en bas du tube par rapport au film liquide qui se forme sur la partie haute. En revanche, le film devient homogène sur la circonférence du tube avec des débits de gaz plus élevés. Un exemple de leurs résultats est donné sur la Figure III.3.

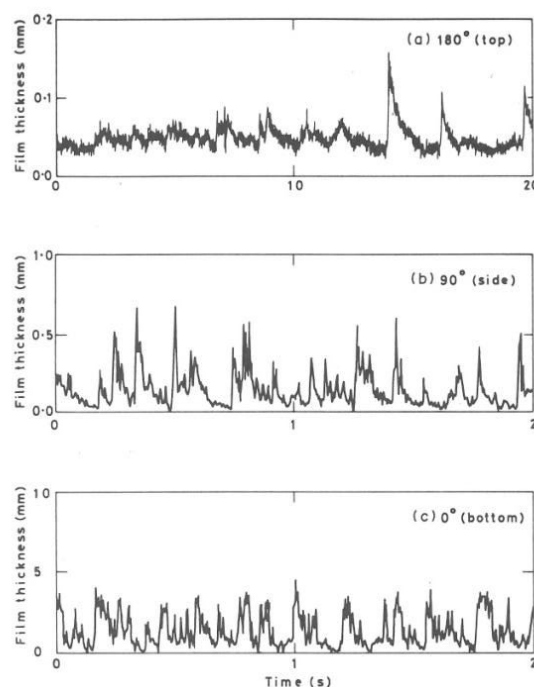


Figure III-3 – Variation d'épaisseur du film liquide selon le positionnement des sondes, $\dot{m}_l=64$ g/s
 $\dot{m}_l=26$ g/s d'après [11]

I-3- Frottement à l'interface gaz-liquide

Laurinat et al. [12] ont mesuré la perte de pression et l'épaisseur de film liquide en régime annulaire dans un tube horizontal de diamètre 2.54 et 5.08 centimètres. La perte de pression a été déterminé par la phase liquide afin d'éviter des bulles d'air dans le système de mesure. Alors que Dallman [13] utilisait un manomètre liquide-liquide en U, Laurinat [14] a montré que l'utilisation de capteur de pression différentielle donne des résultats plus précis. L'épaisseur de film liquide a été mesurée à l'aide des sondes conductimétriques. Laurinat et al. [12] proposent une modification pour le coefficient de frottement à l'interface gaz-liquide :

$$C_f^* = C_f \frac{d^5}{(d-2e)^5} \quad (\text{Eq.III.9})$$

où C_f est le coefficient de frottement, d et e sont le diamètre du tube et l'épaisseur moyenne du film liquide respectivement. La Figure III-4 représente leurs résultats expérimentaux (le coefficient de frottement à l'interface gaz-liquide (C_f^*) en fonction du nombre de Reynolds du gaz (Re_G) pour les différents débits massiques (W_L).

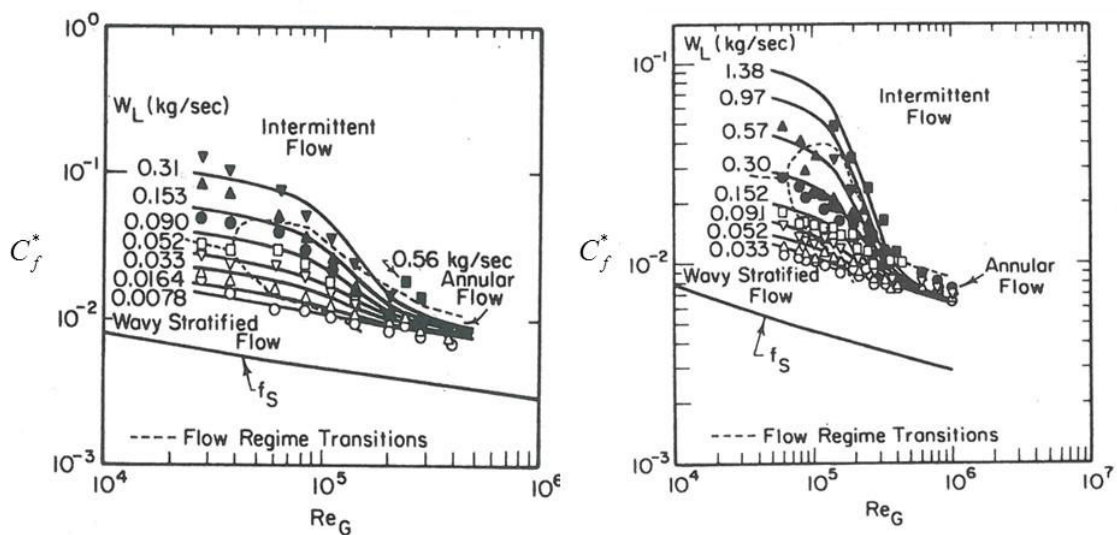


Figure III-4 – Coefficient de frottement en fonction de nombre de Reynolds pour le tube de 2.54 à gauche et le tube de 5.08 cm à droite d'après [12]

Fore et al. [15] ont étudié expérimentalement le gradient de perte de pression et l'épaisseur du film liquide dans une conduite rectangulaire (5.08×101.6 mm). L'écoulement étudié est

un écoulement annulaire eau-nitrogène dans une configuration ascendante. Ils ont comparé leurs résultats expérimentaux avec les trois corrélations données dans la littérature par Wallis [16], Henstock and Hanratty [17] et Asali et al. [18] ; ils constatent qu'en augmentant le nombre de Reynolds, le frottement interfacial décroît (Figure III-5).

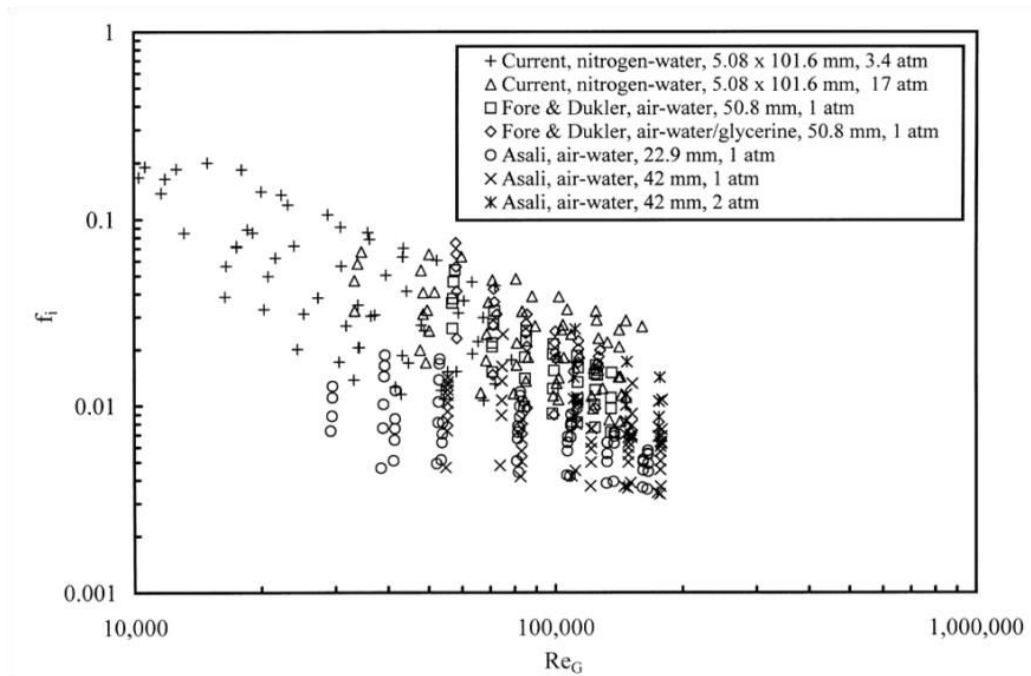


Figure III-5 – Comparaison des résultats de coefficient de frottement d’après [15]

Wang et al. [19] se sont intéressés au coefficient de frottement interfacial et à la rugosité relative interfaciale pour un écoulement annulaire eau-air dans une conduite circulaire de diamètre 9.525 mm. L’épaisseur du film liquide a été mesurée avec les sondes conductimétriques à fils. Cette étude montre que la hauteur des vagues et la rugosité à l’interface gaz-liquide diminuent quand le nombre de Reynolds du gaz augmente. Néanmoins, le coefficient de frottement interfacial est moins influencé par la rugosité interfaciale que le cas monophasique. Ils ont défini la rugosité relative comme :

$$\varepsilon = \frac{e_{\max} - e}{D - 2e} \quad \text{(Eq.III.7)}$$

où $e_{\max} - e$, est la différence entre la hauteur maximale de vague et la hauteur de la base de vague et D est le diamètre du tube.

Ils ont considéré que la vitesse du gaz-liquide à l’interface est négligeable devant la vitesse du gaz ($V_i \approx 0.5 \% V_g$). Les résultats du C_f obtenus par ces auteurs sont indiqués sur la Figure III.6 et montrent la faible dépendance avec la rugosité.

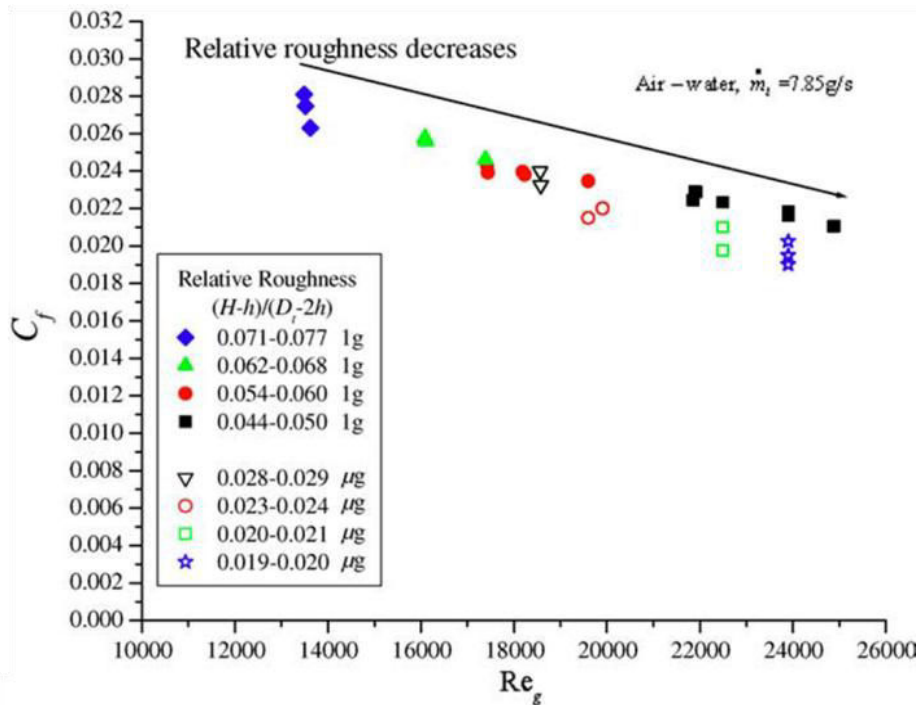


Figure III-6 – Coefficient de frottement en fonction de nombre de Reynolds d'après [19]

II- Métrologie complémentaire – débits de gouttelettes

II-1- Détail du récupérateur de gouttelettes

Dans un écoulement diphasique quand la vitesse relative entre les deux phases est importante, une fragmentation du film liquide se manifeste à cause du frottement entre l'interface gaz-liquide. Il y a en conséquence une formation de gouttelettes au cœur de l'écoulement annulaire (annulaire dispersé). On s'est intéressé à l'estimation de la concentration volumique des gouttelettes qui se forment pour cette raison.

Comme le montre la Figure III-7, les gouttelettes entrant par le tube de Pitot peuvent s'accumuler dans le réservoir ce qui nous permet d'effectuer une débitmétrie de gouttelettes en mesurant le temps de remplissage sur un volume connu. Le récupérateur est muni :

- D'une purge permettant de vider le liquide
- D'une prise de pression dans la phase gazeuse reliée au capteur de pression
- D'une règle millimétrique permettant de mesurer la hauteur h pour remonter au débit collecté

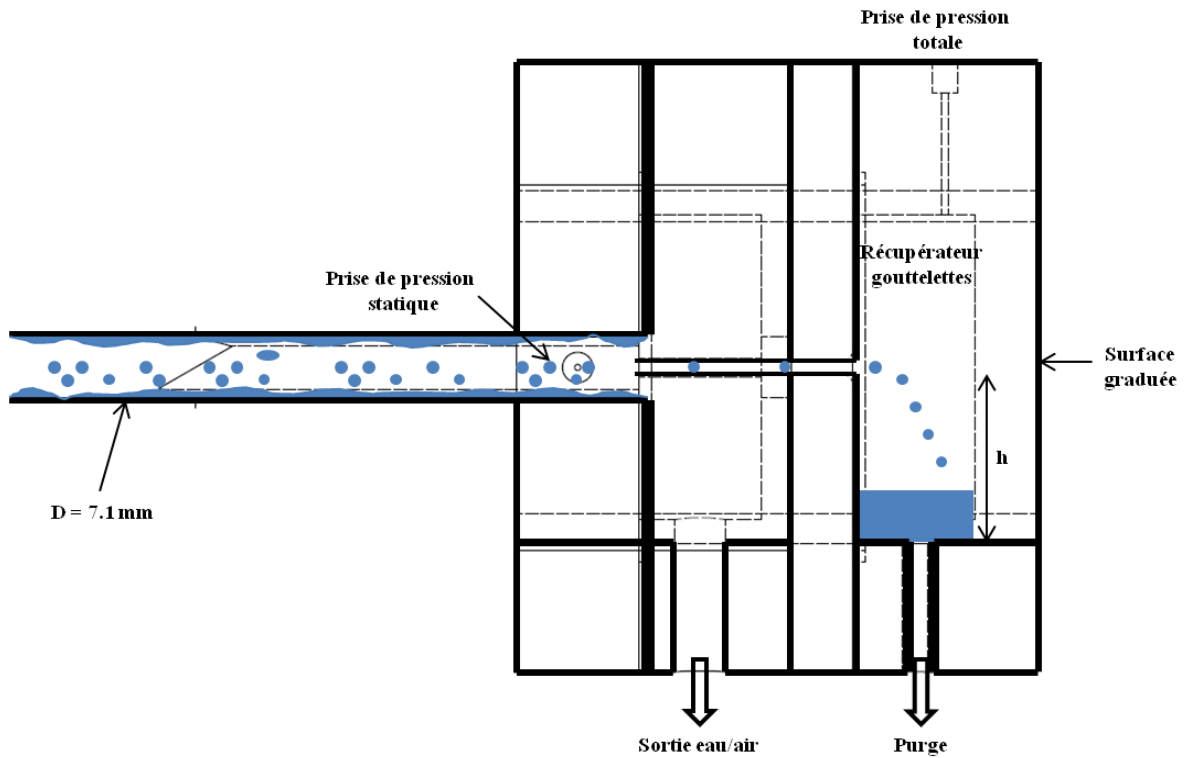


Figure III-7 – Schéma du vase élargissement sortie gaz-liquide et récupérateur de gouttelettes

II-2- Etalonnage du récupérateur

L'étalonnage du réservoir a été effectué à l'aide d'une seringue précise. On remplit le récupérateur par le haut (prise de pression totale) avec un volume de la seringue connu et on relève la hauteur h . Les résultats sont indiqués dans le Tableau III-2.

V (ml)	1	3	5	7	9	11
h (mm)	1	5	11	15	20	24

Tableau III-2 –L'étalonnage du récupérateur

A partir de ce tableau, on en déduit une relation du type :

$$V(\text{ml}) = 0.42h(\text{mm}) + 0.6 \quad (\text{Eq.III.7})$$

II-3- Mesure de débits de gouttelettes

Les débits de gouttelettes ont été mesurés en chronométrant le temps de remplissage du bocal jusqu'au niveau du trou d'amenée du tube de Pitot. Ces temps ont été mesurés plusieurs fois

pour valider la reproductibilité des mesures. Pour chaque essai diphasique, nous avons relevé le débit de gouttelettes indiqué dans le Tableau III-3 pour les faibles débits de gaz et dans le Tableau III-3.bis pour les grands débits de gaz. On représente le débit de gouttelettes mesuré $Q_{gouttelettes}$ en fonction de Q_g et de $\Delta P_{longitudinal}$ et paramétré par Q_l sur la Figure III-8-a et Figure III-8-b respectivement. Pour les faibles débits gaz les résultats montrent une forte dépendance avec le débit volumique et la chute de pression longitudinale. On peut remarquer sur ces figures que le débit de gouttelettes varie linéairement avec le ΔP longitudinal et le débit volumique du gaz pour les grands débits de gaz.

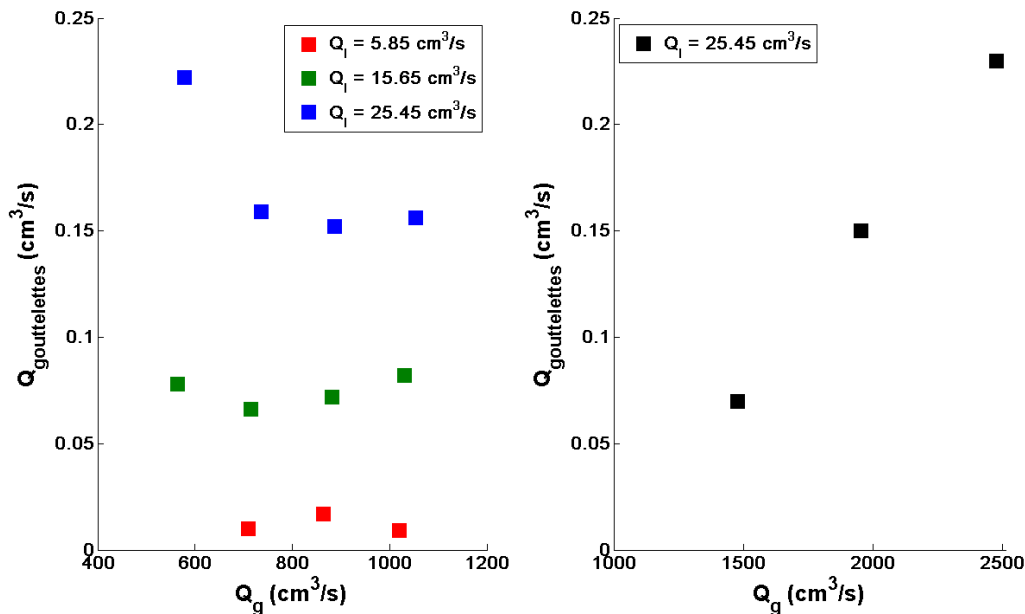


Figure III-8-a – Mesure de débits gouttelettes – faibles débits de gaz à gauche, grands débits de gaz à droite

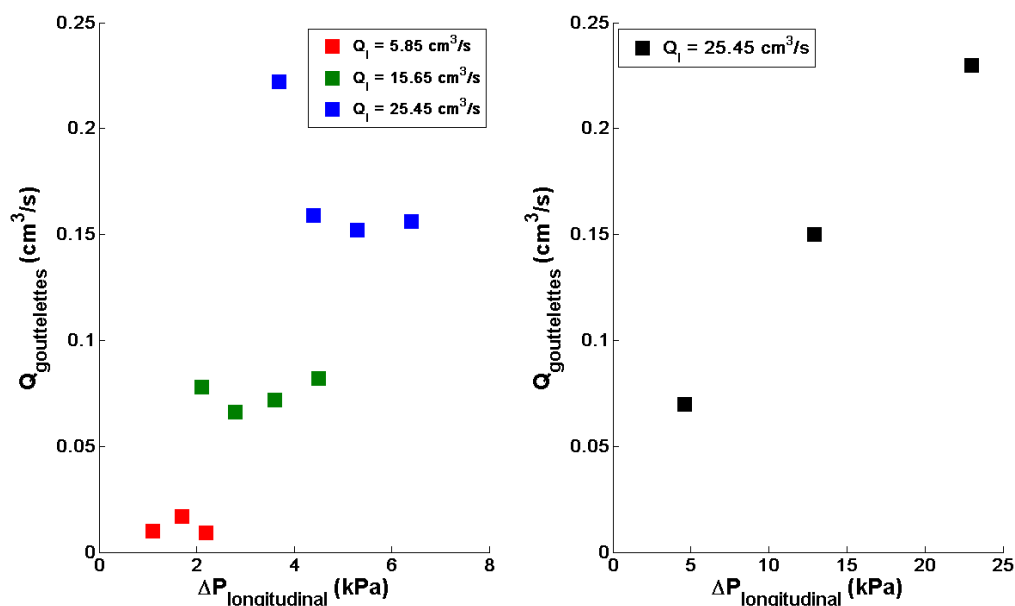


Figure III-8-b – Mesure de débits gouttelettes – faibles débits de gaz à gauche, grands débits de gaz à droite

III - Résultats expérimentaux

Etalonnage capteur n°30 gaz		Mesures expérimentales – faibles débits de gaz											À partir de REFPROP				
mm H ₂ O	Tension (V)	Q _l (cm ³ /s)	Q _g (SLPM)	ΔV _{long} (V)	ΔV _{pitot} (V)	ΔV ₁₋₂ (V)	ΔV ₁₋₃ (V)	ΔV ₁₋₄ (V)	Pi (bar)	T (°C)	Q _{gout.} (cm ³ /s)	Pstatique (kPa)	ρ _l (kg/m ³)	ρ _g (kg/m ³)	μ _l (μPa-s)	μ _g (μPa-s)	Q _g (cm ³ /s)
842	9,6	5,85	30,65	0,90	0,19	3,33	2,04	1,41	1,2	20,6		100,41	998	1,191	1000	18,24	560
630	7,19	5,85	37,33	1,29	0,29	2,84	1,83	1,33	1,3	21,1	0,01	100,56	998	1,191	1000	18,26	709
560	6,41	5,85	43,49	1,99	0,51	2,47	1,67	1,25	1,42	21,5	0,02	100,71	998	1,191	1000	18,28	864
478	5,55	5,85	48,88	2,54	0,80	2,15	1,46	1,15	1,57	22,2	0,01	100,84	998	1,190	1000	18,31	1021
397	4,51	15,65	30,65	2,38	0,26	3,54	2,57	1,90	1,22	22,5	0,08	100,74	998	1,187	1000	18,33	564
345	3,9	15,65	37,33	3,19	0,42	3,18	2,32	1,79	1,32	22,6	0,07	101,05	998	1,191	1000	18,33	715
265	2,99	15,65	43,49	4,14	0,72	2,88	2,08	1,67	1,48	22,7	0,07	101,32	998	1,194	1000	18,34	882
193	2,22	15,65	48,88	5,20	1,17	2,57	1,87	1,53	1,6	22,7	0,08	101,67	998	1,198	1000	18,34	1030
107	1,2	25,45	30,65	3,91	0,52	3,59	2,79	2,25	1,28	22,7	0,22	101,52	998	1,196	1000	18,34	578
54	0,47	25,45	37,33	5,07	0,73	3,30	2,51	2,07	1,4	22,9	0,16	101,96	998	1,200	1000	18,35	736
0	0	25,45	43,49	6,13	1,06	3,02	2,27	1,89	1,5	22,9	0,15	102,45	998	1,206	1000	18,35	888
h=87,41V+0,25		25,45	48,88	7,42	1,66	2,83	2,12	1,78	1,67	23,2	0,16	102,89	998	1,210	1000	18,36	1053

Tableau III-3 – Résultats brutes pour les essais de faibles débits de gaz

Loi d'étalonnage		Mesures expérimentales – grands débits de gaz											À partir de REFPROP				
		Q _l (cm ³ /s)	Q _g (SLPM)	ΔV _{long} (V)	ΔV _{pitot} (V)	ΔV ₁₋₂ (V)	ΔV ₁₋₃ (V)	ΔV ₁₋₄ (V)	Pi (bar)	T (°C)	Q _{gout.} (cm ³ /s)	Pstatique (kPa)	ρ _l (kg/m ³)	ρ _g (kg/m ³)	μ _l (μPa-s)	μ _g (μPa-s)	Q _g (cm ³ /s)
h=130,85V+4,8		25,45	60	7,61	5,31	2,31	1,65	1,43	2,18	23,6	0,12	4,07	997	1,22	918,52	18,04	1476
h=309,78V+6,5		25,45	70	4,44	4,23	1,98	1,37	1,18	2,80	23,5	0,20	165	997	3,11	921,27	60,81	1952
		25,45	80	5,78	7,55	1,73	1,15	1,01	3,45	23,9	0,30	210	997	3,64	912,75	90,13	2477

Tableau III-3-bis – Résultats brutes pour les essais de grands débits de gaz

III-1- Résultats de mesures de perte de pression par frottement – Valeurs moyennes

Dans cette partie, nous allons discuter des résultats expérimentaux obtenus sur la perte de pression longitudinale et la comparaison avec le modèle à phases séparées de Lockhart et Martinelli.

Comme nous l'avons montré sur la Figure II-7 dans le chapitre II, la veine d'essai est équipée d'un dispositif de prise de pression diphasique. Ce dernier nous permet de mesurer la perte de pression longitudinale pour un écoulement diphasique. Dans ce cas, le capteur de pression différentielle est connecté aux prises de pression avec un espacement de 200 mm ($L/D = 30$).

Nous avons effectué les premières mesures de perte de pression longitudinale pour les débits de gaz relativement faibles ($6000 < Reg < 11000$). Pour un couple de débits du liquide (Q_l) et du gaz (Q_g) nous avons fait 3 essais qui montrent une très bonne reproductibilité (Tableau III-4). Les résultats présentés dans le tableau suivant montrent que, pour un débit de liquide fixé, la perte de pression s'accroît quand le débit de gaz augmente. D'autre part, pour une vitesse débitante de gaz fixée, la perte de pression décroît lorsque la vitesse débitante de liquide diminue.

	Q_g (SLPM)	30.65	37.33	43.49	48.88
Q_l (cm ³ /s)	Essai	ΔP (Pa)	ΔP (Pa)	ΔP (Pa)	ΔP (Pa)
5.85	1	797,2	1137,7	1737,9	2225,4
	2	807,8	1132,4	1731,0	2204,4
	3	786,9	1134,3	1747,6	2187,2
	Moyenne	797,3	1134,8	1738,8	2205,7
	Écart %	1,32%	0,26%	0,51%	0,90%
15.65	1	2040,8	2762,3	3532,4	4438,2
	2	2073,1	2770,6	3533,7	4497,8
	3	2089,4	2751,7	3591,9	4510,6
	Moyenne	2067,8	2761,5	3552,7	4482,2
	Écart %	1,31%	0,36%	1,10%	0,98%
25.45	1	3380,4	4269,8	5280,4	6415,3
	2	3335,4	4382,4	5303,0	6366,9
	3	3416,6	4444,8	5255,2	6375,0
	Moyenne	3377,5	4365,7	5279,5	6385,7
	Écart %	1,25%	2,20%	0,46%	0,46%

Tableau III-4 – Perte de pression longitudinale en diphasique (Pa)

A partir du Tableau III-4 on calcule les paramètres de Lockhart-Martinelli χ et Φ_g qui sont indiqués dans le Tableau III-5.

Q_l (cm^3/s)	Q_g (SLPM)	U_l (m/s)	U_g (m/s)	Re_l	Re_g	χ	$\Phi_g \text{ exp}$	$\Phi_g \text{ théo}$	$(\Phi_g \text{ exp} - \Phi_g \text{ théo}) / \Phi_g \text{ théo}$
5.85	30.65	0,15	14,54	1092	6839	0,39	2,36	2,99	21%
5.85	37.33	0,15	18,43	1092	8656	0,32	2,37	2,74	13%
5.85	43.49	0,15	22,44	1092	10530	0,26	2,44	2,50	3%
5.85	48.88	0,15	26,52	1092	12409	0,24	2,51	2,42	4%
15.65	30.65	0,41	14,66	2922	6839	0,89	3,94	4,43	11%
15.65	37.33	0,41	18,57	2922	8686	0,72	3,70	3,99	7%
15.65	43.49	0,41	22,91	2922	10737	0,60	3,50	3,66	4%
15.65	48.88	0,41	26,78	2922	12591	0,55	3,58	3,51	2%
25.45	30.65	0,66	15,02	4752	7051	1,36	5,04	5,48	8%
25.45	37.33	0,66	19,13	4752	9009	1,10	4,65	4,92	5%
25.45	43.49	0,66	23,07	4752	10917	0,92	4,25	4,50	6%
25.45	48.88	0,66	27,36	4752	12979	0,84	4,27	4,30	1%

Tableau III-5 – Calcul des paramètres de Lockhart-Martinelli

Toutes les pertes de pression longitudinales mesurées ont été comparées avec la corrélation de Lockhart et Martinelli. Comme le montre la Figure III-8, ce modèle prédit 90 % des points expérimentaux à $\pm 20\%$, et 75 % à $\pm 10\%$.

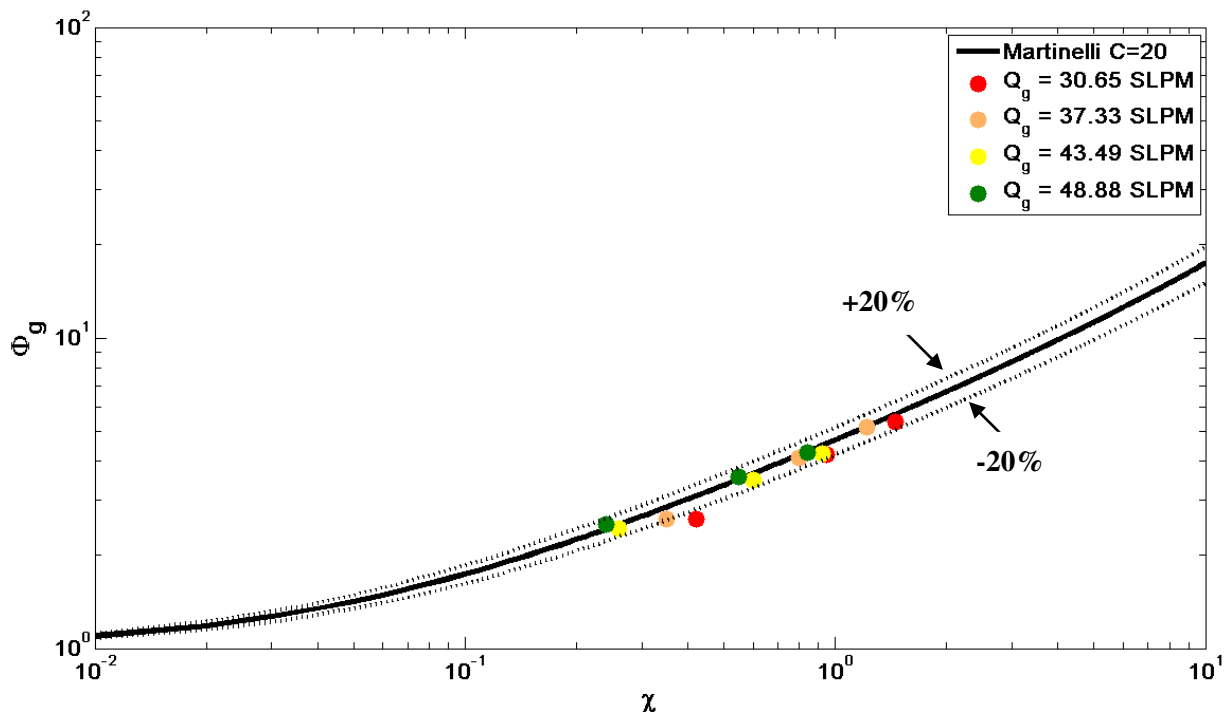


Figure III-8 – Comparaison des résultats expérimentaux avec la corrélation de Lockhart-Martinelli

Pour les grands débits de gaz, nous avons également effectués quelques essais conduisant à des nombres de Reynolds du gaz encore plus élevés ($7000 < Re_g < 30000$), mais uniquement pour un seul débit de liquide. Les résultats de ces essais figurent dans le Tableau III-6 qui montre que la reproductibilité est également très bonne. La Figure III-9 représente une comparaison des résultats expérimentaux avec la corrélation de Lockhart et Martinelli, une bonne prédiction du modèle est constatée.

	Q_g (SLPM)	60	70	80
Q_l (cm ³ /s)	Essai	ΔP (Pa)	ΔP (Pa)	ΔP (Pa)
25.45	1	9758,24	13580,78	17759,33
	2	9934,09	13523,04	17628,65
	3	9818,70	13563,76	17646,89
	Moyenne	9837,01	13555,86	17678,29
	Écart %	0,99%	0,24%	0,46%

Tableau III-6 – Perte de pression longitudinale en diphasique (Pa)

A partir du Tableau III-6 on calcule les paramètres de Lockhart-Martinelli χ et Φ_g qui sont indiqués dans le Tableau III-7, et montre un très bon accord avec cette corrélation.

Q_l (cm ³ /s)	Q_g (SLPM)	U_l (m/s)	U_g (m/s)	Re_l	Re_g	χ	Φ_g exp	Φ_g théo	$(\Phi_g \text{ exp} - \Phi_g \text{ théo}) / \Phi_g \text{ théo}$
25.45	60	0,63	36,26	4890	17357	0,57	3,62	3,57	1%
25.45	70	0,63	47,95	4875	58444	0,45	3,34	3,19	5%
25.45	80	0,63	60,83	4921	86504	0,37	3,09	2,92	6%

Tableau III-7 – Calcul des paramètres de Lockhart-Martinelli

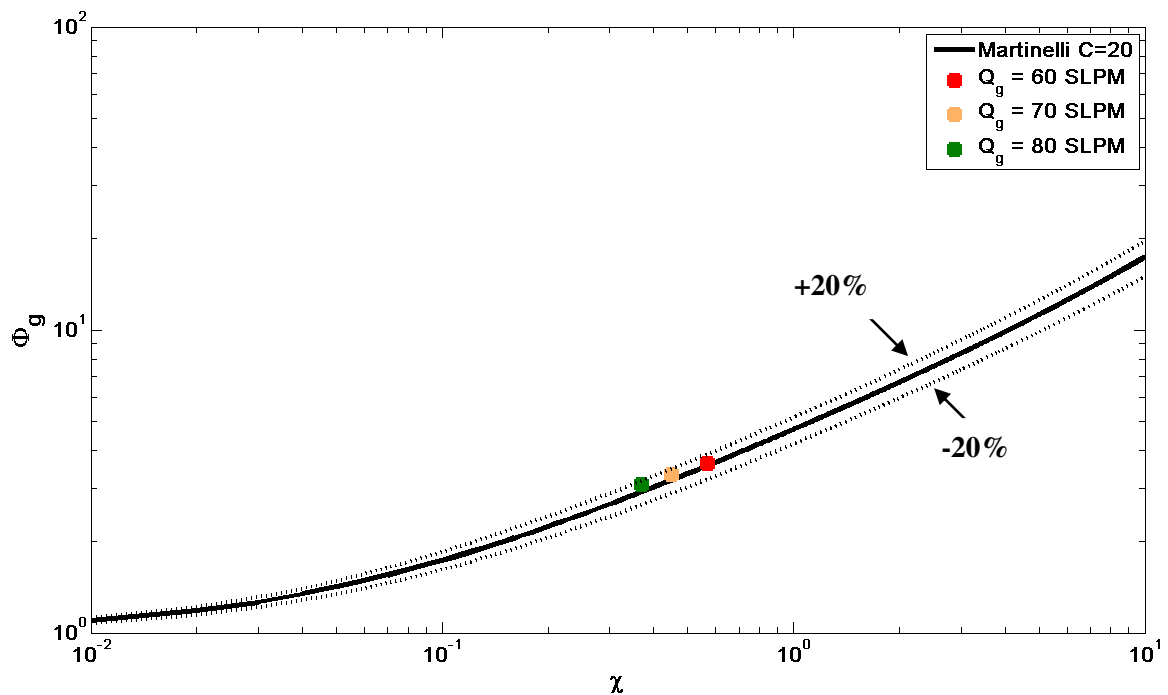


Figure III-9 – Comparaison des résultats expérimentaux avec la corrélation de Lockhart-Martinelli

III-2- Résultats des fluctuations de pression : RMS, histogramme

A l'aide d'un logiciel de traitement du signal associé à une carte d'acquisition, nous avons effectué un traitement de signal analogique provenant du capteur de pression différentielle, des sondes conductimétriques et aussi du tube de Pitot. Ce logiciel nous permet une visualisation des signaux en temps réel, c'est-à-dire pour un essai donné, nous avons toute l'information concernant l'épaisseur du film liquide, la perte de pression ainsi que la pression dynamique simultanément. Il nous permet également de choisir la fréquence d'échantillonnage et le temps d'acquisition. Le traitement du signal a été fait avec le logiciel Matlab.

Les résultats obtenus pour la mesure de perte de pression longitudinale en écoulement diphasique ont été enregistrés sous la forme d'un signal qui représente l'évolution temporelle de la pression en volt (Figure III-10). Pour toutes les mesures, le temps d'acquisition est de 300 secondes avec une fréquence d'échantillonnage de 50 Hz. Dans les Tableaux III-8-a et III-8-b, toutes les mesures brutes ont été présentées avec la valeur efficace moyennée (RMS) correspondante à chaque mesure. Un exemple de signal avec sa densité spectrale est donné sur la Figure III-10. Nous présentons les évolutions des densités de probabilité d'un des essais sur la Figure III-11.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n (x_i - x_m)^2 \right)} \quad (\text{Eq.III.8})$$

où, x_m est la valeur moyenne.

Q _t (cm ³ /s)	Q _g (SLPM)	30,65		37,33		43,49		48,88	
	Essai	ΔV	RMS	ΔV	RMS	ΔV	RMS	ΔV	RMS
5,85	1	0,91	0,27	1,29	0,22	1,99	0,16	2,56	0,13
	2	0,91	0,25	1,29	0,23	1,98	0,16	2,53	0,12
	3	0,89	0,25	1,29	0,22	2,00	0,16	2,52	0,12
	Moyenne	0,91	0,25	1,29	0,22	1,99	0,16	2,54	0,12
	RMS _m /ΔV _m	28%		17%		8%		5%	
15,65	1	2,35	0,37	3,19	0,28	4,09	0,28	5,15	0,19
	2	2,38	0,37	3,19	0,32	4,16	0,24	5,21	0,18
	3	2,40	0,36	3,18	0,30	4,16	0,22	5,19	0,20
	Moyenne	2,38	0,37	3,19	0,30	4,14	0,24	5,20	0,19
	RMS _m /ΔV _m	15%		9%		6%		4%	
25,45	1	3,91	0,39	4,95	0,31	6,13	0,32	7,45	0,26
	2	3,86	0,37	5,11	0,32	6,16	0,32	7,40	0,26
	3	3,96	0,38	5,15	0,35	6,10	0,32	7,41	0,25
	Moyenne	3,91	0,38	5,07	0,33	6,13	0,32	7,42	0,26
	RMS _m /ΔV _m	10%		6%		5%		3%	

Tableau III-8-a – Mesures brutes de perte de pression longitudinale, RMS du signal obtenu

	Q _g (SLPM)	60		70		80	
Q _l (cm ³ /s)	Essai	ΔV	RMS	ΔV	RMS	ΔV	RMS
25,45	1	7,62	0,18	4,41	0,08	5,77	0,09
	2	7,56	0,18	4,45	0,08	5,82	0,09
	3	7,70	0,16	4,43	0,08	5,78	0,08
	Moyenne	7,63	0,17	4,43	0,08	5,79	0,09
	RMS _m /ΔV _m	2%		2%		2%	

Tableau III-8-b – Mesures brutes de perte de pression longitudinale, RMS du signal obtenu

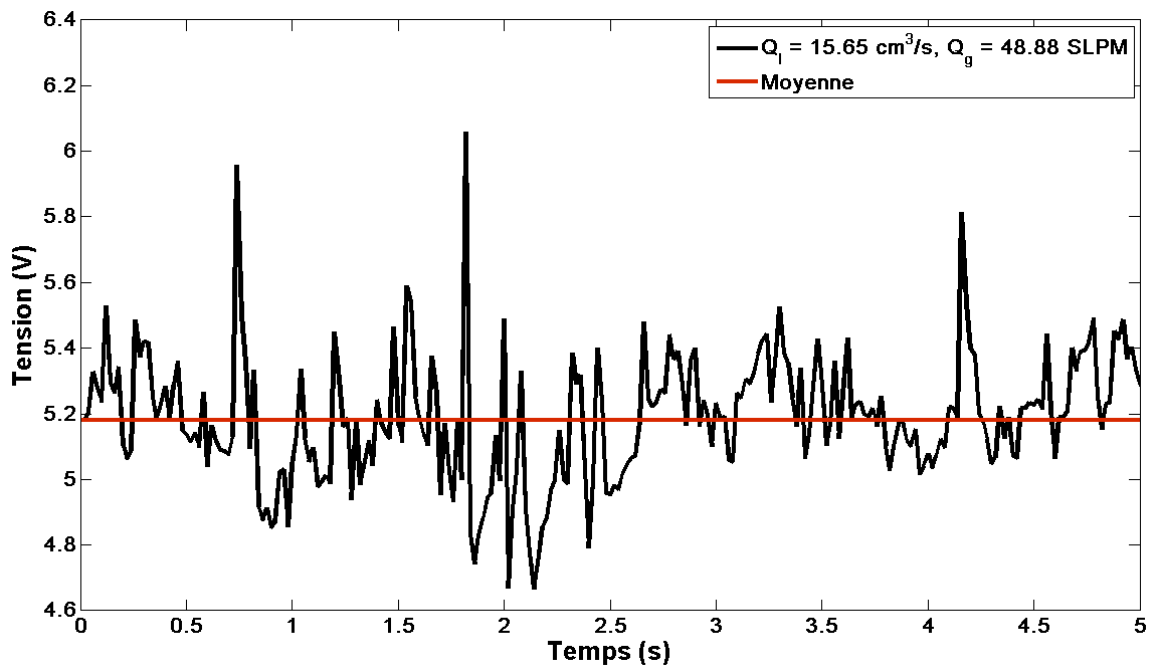


Figure III-10 – Fluctuations du signal instantané de la perte de pression longitudinale

Pour déterminer le nombre de classes (K) de l'histogramme, nous avons utilisé :

$$K = 1 + \frac{10 \log(N)}{3} \quad (\text{Eq.III.8})$$

où N est le nombre d'échantillons acquis. Un exemple de résultat de l'histogramme est donné sur la Figure III-11 et s'apparente à une distribution gaussienne.

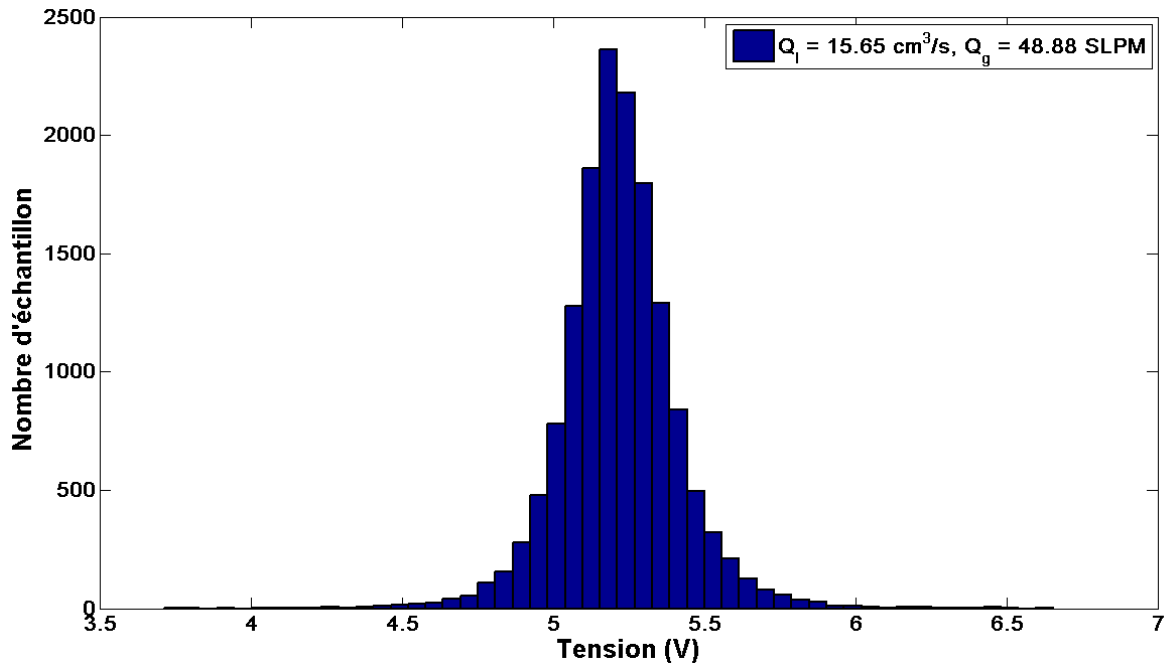


Figure III-11 – Densité de probabilité du signal de l'essai 3, $Q_l = 15.65 \text{ cm}^3/\text{s}$, $Q_g = 48.88 \text{ SLPM}$

III-3- Mesures de l'épaisseur du film

Pour la mesure de l'épaisseur du film liquide en écoulement diphasique de type annulaire, nous avons utilisé la méthode conductimétrique. Le protocole de mesure élaboré pour la mesure d'épaisseur du film est le suivant :

- Afin d'augmenter la conductivité électrique de l'eau, nous avons ajouté du sel dans le bac d'alimentation marqué 1 sur la Figure II-2. On mesure la conductivité électrique σ (mS/cm) de la solution avec un conductimètre plongé dans le bac en continu.
- L'acquisition du signal qui est proportionnel à la conductance électrique entre les deux sondes à l'aide de l'appareil conductimétrique décrit dans le chapitre II.
- A partir des courbes adimensionnelles présentées sur la Figure II-17, nous pouvons déterminer l'épaisseur du film liquide correspondant à la conductance mesurée.

III-3-1- Résultats de l'épaisseur moyenne du film

Comme nous avons montré sur la Figure II-16, trois configurations des sondes ont été prévues pour les différentes épaisseurs du film liquide. Les résultats de la mesure d'épaisseur moyenne du film liquide avec les trois configurations des sondes sont présentés dans les Tableaux III-9-a et III-9-b.

	Q_g (SLPM)	30,65	37,33	43,49	48,88
Q_l (cm ³ /s)	Configuration	e (mm)	e (mm)	e (mm)	e (mm)
5,85	1-2	0,52	0,28	0,21	0,17
	1-3	0,27	0,21	0,19	0,15
	1-4	0,28	0,25	0,22	0,20
	\bar{e}	0,36	0,25	0,21	0,17
	$(\epsilon_{\max}-\bar{e})/\bar{e}$	45%	14%	7%	15%
15,65	1-2	0,53	0,35	0,27	0,22
	1-3	0,38	0,31	0,25	0,21
	1-4	0,39	0,36	0,32	0,28
	\bar{e}	0,44	0,35	0,29	0,24
	$(\epsilon_{\max}-\bar{e})/\bar{e}$	21%	6%	14%	20%
25,45	1-2	0,53	0,38	0,29	0,25
	1-3	0,45	0,35	0,29	0,25
	1-4	0,51	0,44	0,39	0,35
	\bar{e}	0,50	0,40	0,32	0,29
	$(\epsilon_{\max}-\bar{e})/\bar{e}$	6%	13%	20%	22%

Tableau III-9-a – Mesures d'épaisseur du film liquide

	Q_g (SLPM)	60	70	80
Q_l (cm ³ /s)	Configuration	e (mm)	e (mm)	e (mm)
25,45	1-2	0,18	0,18	0,26
	1-3	0,18	0,18	0,27
	1-4	0,18	0,18	0,27
	\bar{e}	0,18	0,18	0,26
	$(\epsilon_{\max}-\bar{e})/\bar{e}$	1%	1%	1%

Tableau III-9-a – Mesures d'épaisseur du film liquide

L'épaisseur la plus faible est de 0.17 millimètre et la plus grande est de 0.53 millimètre. On remarque que pour les faibles vitesses débitantes de gaz, le film liquide mesuré par les sondes 1-2 est plus épais par rapport à ce qu'on mesure avec les configurations 1-3 ou 1-4 (Figure III-12). Ce phénomène est lié à la gravité. En injectant un débit plus important dans la section d'essai, le film liquide s'homogénéise sur la circonférence. Comme le montre la Figure III-12, nous avons également observé ce phénomène en visualisant l'écoulement diphasique avec une caméra rapide (cf. chapitre I).

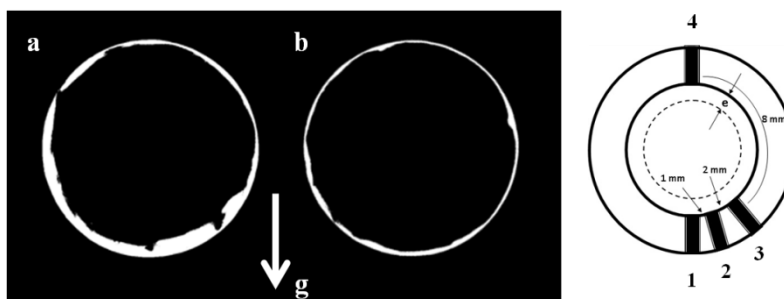


Figure III-12 – Visualisation d'écoulement annulaire, a- $Q_l=6$ cm³/s, $Q_g=49$ SLPM, b- $Q_l=2$ cm³/s, $Q_g=100$ SLPM

On constate également qu'à l'exception des débits faibles du gaz et du liquide ($Q_g=30.65$ SLPM, $Q_l = 5.85 \text{ cm}^3/\text{s}$), la dispersion reste de l'ordre de 10-20%. Dans la suite on ne prendra que la valeur moyenne de l'épaisseur du film liquide. A partir du Tableau III-9 on peut voir l'évolution de l'épaisseur moyenne du film (\bar{e}) en fonction de débit gaz (Q_g) (Figure III-13).

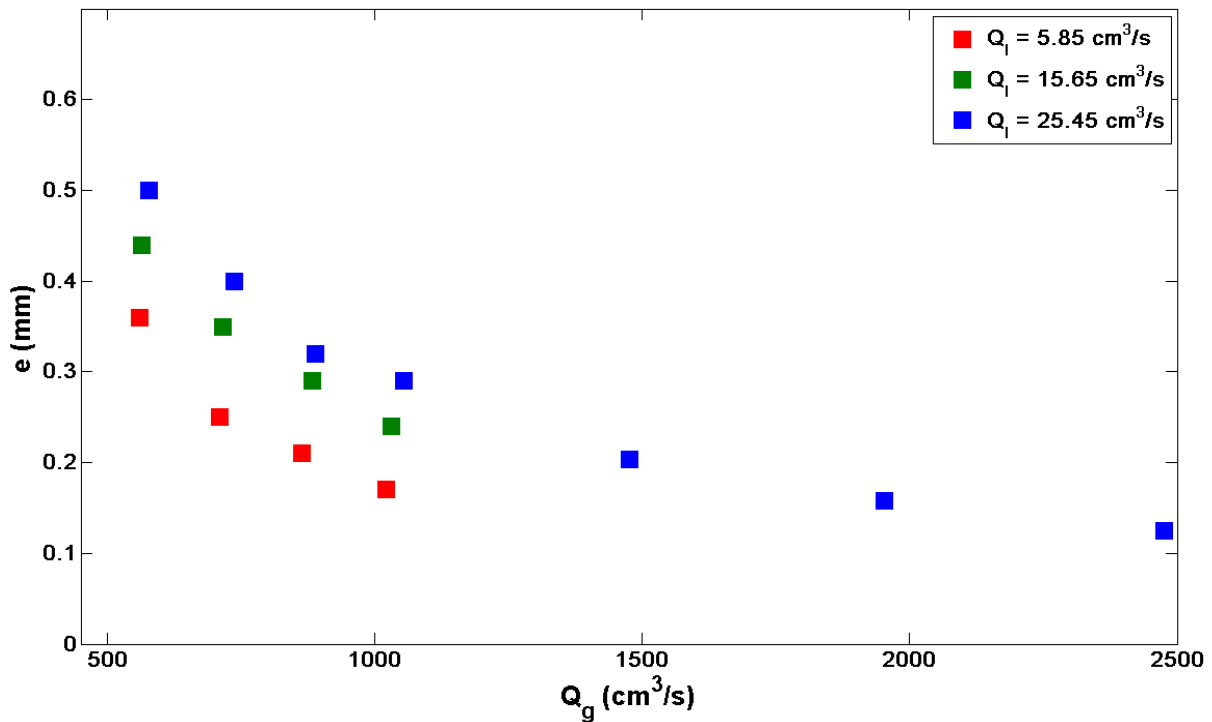


Figure III-13 – Evolution de l'épaisseur moyenne du film (\bar{e}) en fonction de débit gaz (Q_g)

Comme le montre la Figure III-13, ces résultats indiquent clairement que l'épaisseur du film liquide varie dans le sens des variations de chaque phase. Pour une vitesse débitante fixée de liquide, l'épaisseur décroît lorsque la vitesse débitante de gaz augmente. En revanche, pour une vitesse débitante fixée de gaz, le film liquide s'épaissit lorsque la vitesse débitante de liquide augmente.

III-3-2- Fluctuation de l'épaisseur du film : RMS, histogramme

Comme pour les mesures précédentes, la variation d'épaisseur du film est obtenue sous la forme d'un signal qui correspond à la conductance électrique entre les deux sondes. Comme le montrent les mesures de conductivité électrique dans le Tableau III-10, une légère variation de la conductivité électrique (5% de la valeur moyenne) est observée et vient du fait que la pompe chauffe l'écoulement d'eau malgré l'installation de la boucle froide mentionnée sur la Figure II-2.

	Q _g (SLPM)	30,65	37,33	43,49	48,88
Q _l (cm ³ /s)	Configuration	σ (mS/cm)			
5,85	1-2	4,38	4,52	4,51	4,56
	1-3	4,37	4,52	4,50	4,59
	1-4	4,35	4,53	4,56	4,64
15,65	1-2	4,64	4,64	4,64	4,67
	1-3	4,75	4,64	4,70	4,65
	1-4	4,68	4,66	4,68	4,68
25,45	1-2	4,71	4,71	4,73	4,74
	1-3	4,73	4,73	4,74	4,75
	1-4	4,76	4,74	4,73	4,75

III-10 – Mesures de la conductivité électrique de l'écoulement d'eau

Les mesures brutes de la conductance électrique sont présentées dans les Tableaux III-11-a et III-11-b.

	Q _g (SLPM)	30,65			37,33			43,49			48,88		
Q _l (cm ³ /s)	Configuration	ΔV	RMS	RMS / ΔV	ΔV	RMS	RMS / ΔV	ΔV	RMS	RMS / ΔV	ΔV	RMS	RMS / ΔV
5,85	1-2	3,34	0,26	8%	2,84	0,36	13%	2,47	0,35	14%	2,16	0,30	14%
	1-3	2,05	0,45	22%	1,83	0,35	19%	1,67	0,27	16%	1,46	0,23	16%
	1-4	1,41	0,35	25%	1,39	0,29	21%	1,25	0,23	18%	1,16	0,20	17%
15,65	1-2	3,54	0,22	6%	3,18	0,26	8%	2,88	0,27	9%	2,58	0,26	10%
	1-3	2,57	0,316	12%	2,32	0,27	12%	2,09	0,24	11%	1,87	0,22	12%
	1-4	1,90	0,32	17%	1,79	0,27	15%	1,67	0,23	14%	1,53	0,20	13%
25,45	1-2	3,60	0,21	6%	3,31	0,23	7%	3,02	0,24	8%	2,83	0,23	8%
	1-3	2,79	0,24	9%	2,51	0,23	9%	2,27	0,22	10%	2,12	0,20	9%
	1-4	2,25	0,26	12%	2,07	0,23	11%	1,89	0,22	12%	1,78	0,20	11%

Tableau III-11-a – Mesures brutes d'épaisseur du film liquide, RMS du signal obtenu

	Q _g (SLPM)	60			70			80		
Q _l (cm ³ /s)	Configuration	ΔV	RMS	RMS / ΔV	ΔV	RMS	RMS / ΔV	ΔV	RMS	RMS / ΔV
25,45	1-2	2,31	0,20	9%	1,98	0,18	9%	1,74	0,14	8%
	1-3	1,65	0,17	10%	1,37	0,18	9%	1,15	0,11	9%
	1-4	1,43	0,15	11%	1,18	0,12	10%	1,02	0,09	9%

Tableau III-11-b – Mesures brutes d'épaisseur du film liquide, RMS du signal obtenu

La Figure III-13 représente un exemple de la fluctuation temporelle de la conductance électrique mesurée entre les sondes génératrice 1-2. Pour cette configuration, les densités de probabilité correspondant sont également présentées sur la Figure III-14.

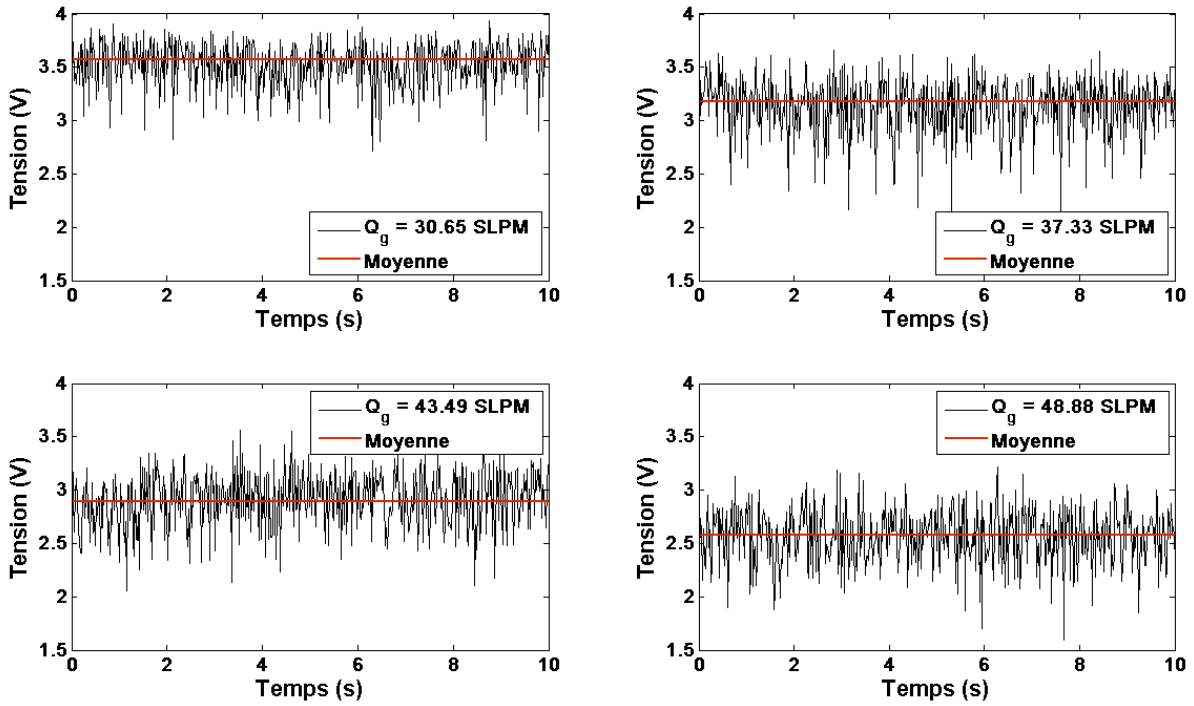


Figure III-13 – Les fluctuation signaux instantanés du film liquide pour une vitesse débitante fixée de liquide $Q_l=15.65 \text{ cm}^3/\text{s}$

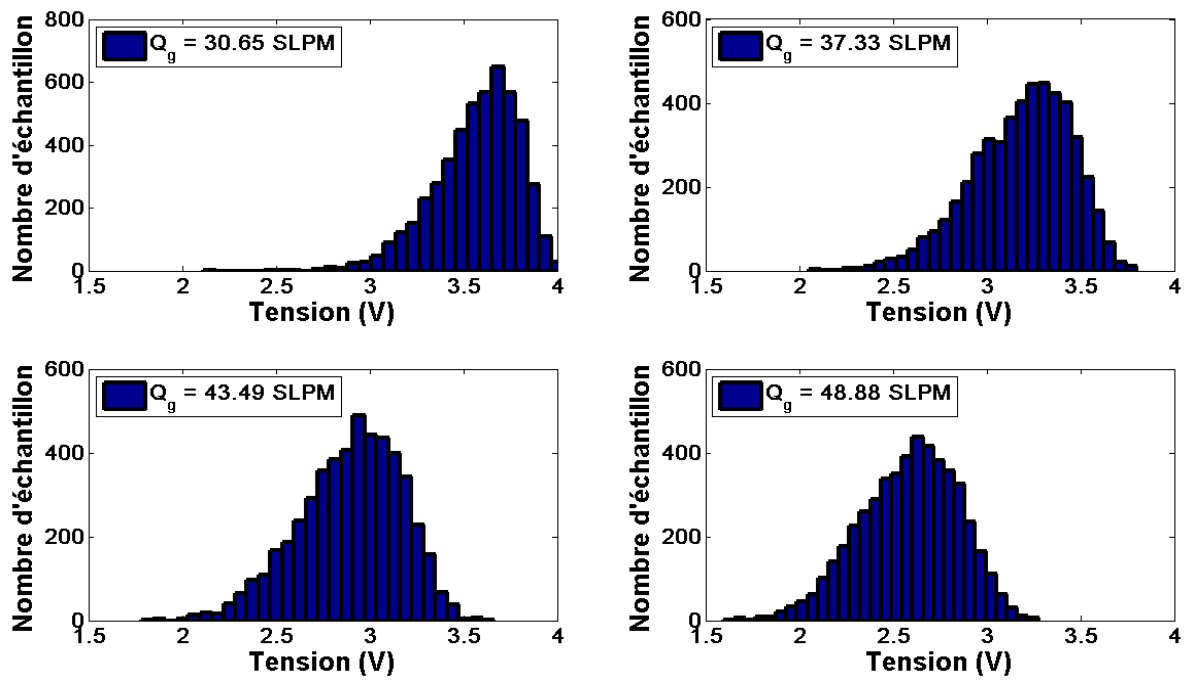


Figure III-14 – Densités de probabilité des signaux du film liquide pour une vitesse débitante fixée de liquide $Q_l=15.65 \text{ cm}^3/\text{s}$

III-4- Mesures par tube de Pitot

Comme nous en avons déjà discuté dans le chapitre II, pour la mesure de la vitesse d'écoulement gaz, nous avons utilisé un tube de Pitot. Il s'agit de mesurer une perte de pression entre la prise de pression statique et la prise de pression totale. La prise pression statique est installée à la paroi avec un espacement de 1 cm par rapport à la prise de pression totale. Pour déterminer la masse volumique du gaz nous avons mesuré la pression statique en utilisant un manomètre en U. Nous avons constaté que dans nos expériences la variation de cette pression statique est de l'ordre de 2%. Donc on a considéré que la masse volumique du gaz est constante.

III-4-1- Mesure de ΔP du Pitot, vitesse caractéristique

La procédure de mesure de vitesse du gaz est identique à la mesure de pression longitudinale. C'est-à-dire, on mesure la perte de pression entre les deux prises de pression qui sont liées au capteur de pression différentielle. Nous ne pouvons pas déterminer la vitesse du gaz à partir de la relation donnée par l'équation II.7, car le gaz contient des gouttelettes. Nous présentons dans le chapitre qui suit un modèle simple permettant d'estimer la vitesse du gaz à partir de la mesure ΔP du Pitot

Dans les Tableaux III-12-a et III-12-b, les mesures de ΔP Pitot ont été présentées, à partir de ces mesures on détermine une vitesse caractéristique U_0 en considérant qu'il n'y a pas de gouttelettes (Eq-III-9). La plus faible vitesse U_0 mesurée est de 17.5 m/s et la plus grande vitesse est de 49.6 m/s.

	Q_g (SLPM)	30,65		37,33		43,49		48,88	
Q_l (cm ³ /s)	Essai	ΔP (Pa)	U_0 (m/s)	ΔP (Pa)	U_0 (m/s)	ΔP (Pa)	U_0 (m/s)	ΔP (Pa)	U_0 (m/s)
5,85	1	188,1	17,8	266,2	21,2	476,3	28,3	712,1	34,6
	2	181,3	17,5	275,6	21,5	442,0	27,3	761,8	35,8
	3	183,0	17,5	290,2	22,1	479,7	28,4	664,1	33,4
	Moyenne	184,1	17,6	277,3	21,6	466,0	28,0	712,7	34,6
	Écart %	2,17%	1,08%	4,64%	2,31%	5,15%	2,59%	6,90%	3,43%
15,65	1	264,5	21,1	377,6	25,2	648,6	33,0	998,5	41,0
	2	242,2	20,2	386,2	25,5	646,1	33,0	1084,2	42,7
	3	237,9	20,0	381,9	25,3	637,5	32,7	1011,4	41,2
	Moyenne	248,2	20,4	381,9	25,3	644,0	32,9	1031,4	41,6
	Écart %	6,57%	3,23%	1,12%	0,56%	1,02%	0,51%	5,13%	2,53%
25,45	1	482,3	28,5	641,8	32,8	989,1	40,8	1462,4	49,6
	2	476,3	28,3	656,3	33,2	924,7	39,4	1442,7	49,2
	3	464,3	27,9	646,1	33,0	893,0	38,7	1433,2	49,1
	Moyenne	474,3	28,2	648,1	33,0	935,6	39,7	1446,1	49,3
	Écart %	2,11%	1,06%	1,28%	0,64%	5,71%	2,82%	1,13%	0,56%

Tableau III-12-a – Mesures de la vitesse caractéristique du gaz U_0 en écoulement annulaire

	Q _g (SLPM)	60		70		80	
Q _l (cm ³ /s)	Essai	ΔP (kPa)	U ₀ (m/s)	ΔP (kPa)	U ₀ (m/s)	ΔP (kPa)	U ₀ (m/s)
25,45	1	4,5	86,2	13,1	91,8	23,0	112,3
	2	4,3	84,4	12,8	90,7	23,0	112,5
	3	4,7	87,8	13,1	91,7	23,2	113,0
	Moyenne	4,5	86,2	12,9	91,2	23,0	112,5
	Écart %	3,87%	1,92%	1,16%	0,58%	0,97%	0,48%

Tableau III-12-b – Mesures de la vitesse caractéristique du gaz U₀ en écoulement annulaire

$$U_0 = \sqrt{\frac{2\Delta P_{Pitot}}{\rho_g}} \quad (\text{Eq.III.9})$$

Comme le montre la Figure III-15, ces résultats indiquent clairement que la vitesse mesurée du gaz par le tube de Pitot varie dans le sens des variations des vitesses débitantes du liquide. En effet, lorsque le débit liquide augmente, le film liquide s'épaissit, par conséquent, la section de passage du gaz diminue et donc la vitesse du gaz s'accroît.

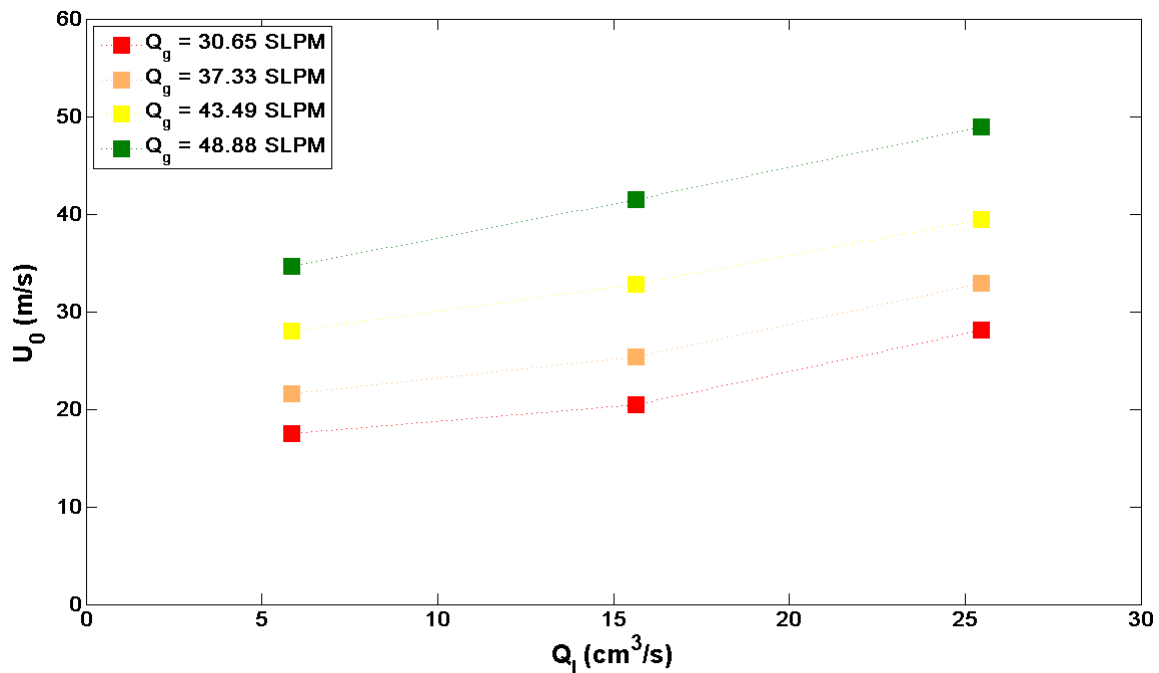


Figure III-15 – Variations des vitesses du gaz en fonction de la vitesse débitante du liquide

III-4-2- Fluctuation : RMS, histogramme

Les résultats bruts de vitesse du gaz obtenus en écoulement annulaire sont indiqués dans les tableaux ci-après :

	Q _g (SLPM)	30,65		37,33		43,49		48,88	
Q _l (cm ³ /s)	Essai	ΔV	RMS	ΔV	RMS	ΔV	RMS	ΔV	RMS
5,85	1	0,19	0,11	0,28	0,18	0,53	0,20	0,80	0,20
	2	0,19	0,10	0,29	0,15	0,49	0,23	0,86	0,19
	3	0,18	0,12	0,31	0,14	0,53	0,16	0,75	0,21
	Moyenne	0,19	0,11	0,29	0,16	0,51	0,20	0,80	0,20
	RMS _m /ΔV _m	59%		54%		38%		25%	
15,65	1	0,28	0,23	0,41	0,21	0,73	0,15	1,14	0,15
	2	0,25	0,23	0,42	0,22	0,72	0,16	1,24	0,17
	3	0,25	0,24	0,42	0,25	0,71	0,15	1,15	0,18
	Moyenne	0,26	0,23	0,42	0,26	0,72	0,15	1,17	0,17
	RMS _m /ΔV _m	90%		54%		21%		14%	
25,45	1	0,53	0,49	0,72	0,37	1,12	0,30	1,68	0,16
	2	0,53	0,41	0,74	0,37	1,05	0,33	1,65	0,20
	3	0,51	0,40	0,72	0,51	1,01	0,46	1,64	0,16
	Moyenne	0,52	0,43	0,73	0,42	1,06	0,36	1,66	0,17
	RMS _m /ΔV _m	83%		58%		34%		11%	

Tableau III-13-a – Mesures de la vitesse du gaz en écoulement annulaire

	Q _g (SLPM)	60		70		80	
Q _l (cm ³ /s)	Essai	ΔV	RMS	ΔV	RMS	ΔV	RMS
25,45	1	5,27	0,37	4,29	0,05	7,53	0,08
	2	5,05	0,42	4,19	0,05	7,56	0,12
	3	5,47	0,39	4,28	0,05	7,63	0,08
	Moyenne	5,26	0,39	4,25	0,05	7,57	0,09
	RMS _m /ΔV _m	7%		1%		1%	

Tableau III-13-b – Mesures de la vitesse du gaz en écoulement annulaire

Le signal de la fluctuation de la vitesse pour un des essais est présenté sur la Figure III-16. Le temps d'échantillonnage est de 100 secondes avec une fréquence d'acquisition de 50 Hz. Nous présentons également la densité de probabilité de ce signal sur la Figure III-17.

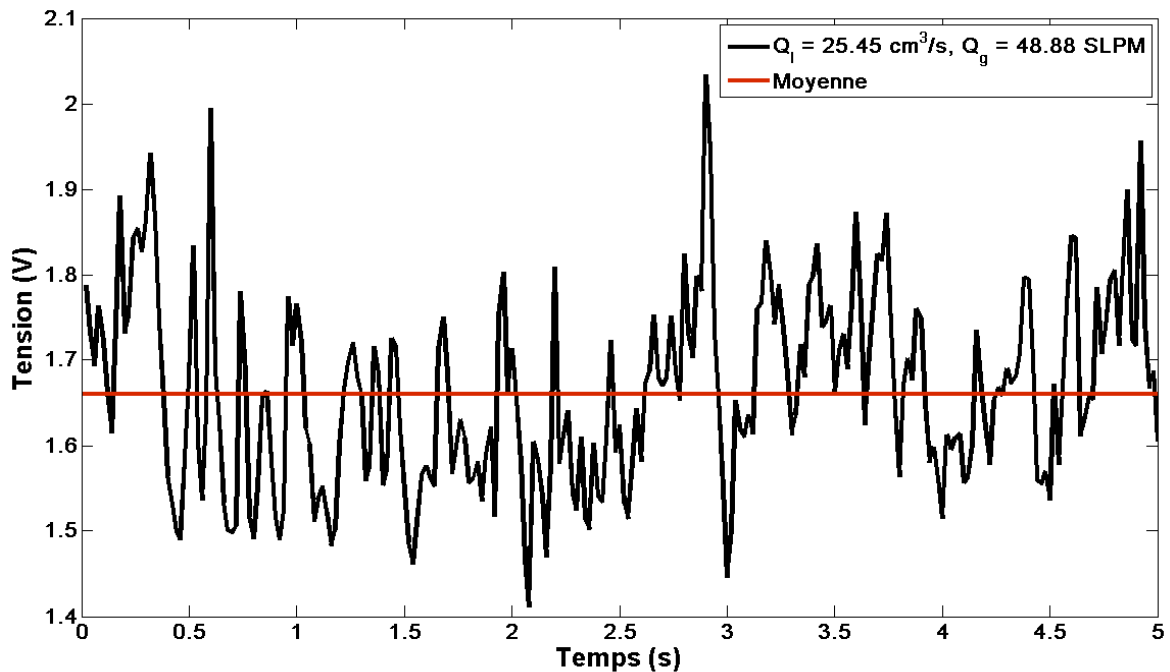


Figure III-16 – Fluctuation du signal instantané de la vitesse mesurée par le tube de Pitot

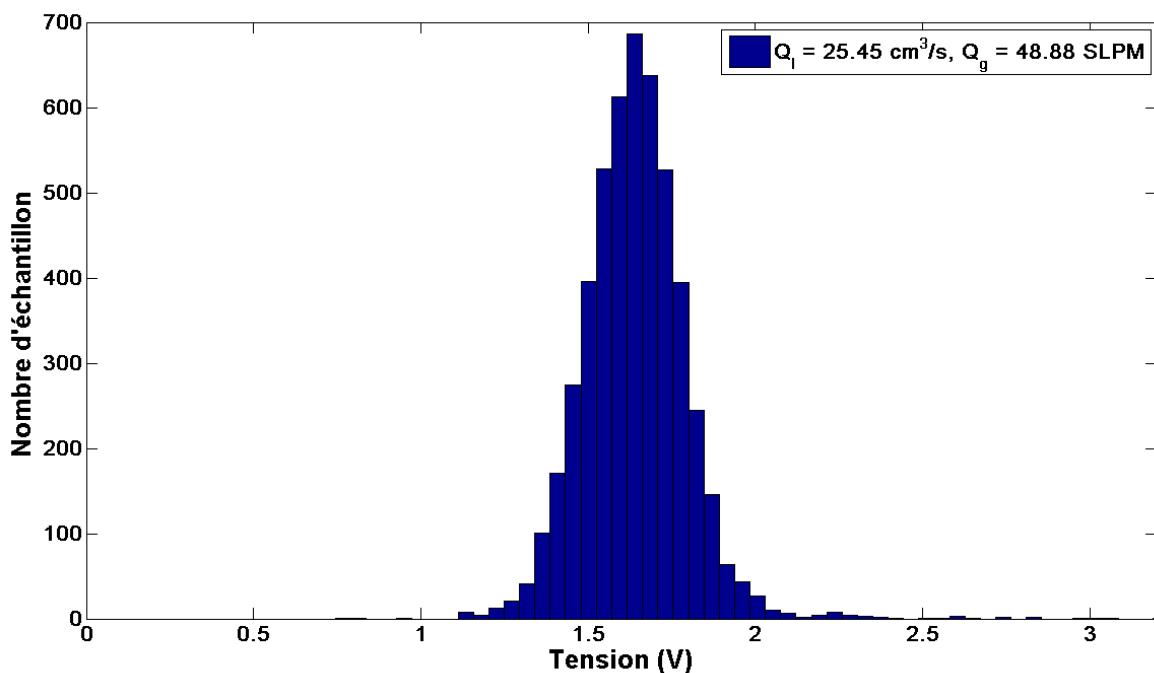


Figure III-17 – Densité de probabilité du signal mesuré par le tube de Pitot

IV- Détermination du coefficient de frottement C_f interfacial

IV-1- Modèle C_f, τ_w

En considérant l'écoulement annulaire comme un écoulement à phases séparées, on peut considérer que l'interface gaz-liquide peut être considérée comme une paroi pour la phase gazeuse. Autrement dit, on peut l'assimiler à un écoulement monophasique en gaz dans un tube de diamètre $R-e$, où R est le rayon de la conduite initiale et e représente l'épaisseur moyenne du film liquide (Figure III-18).

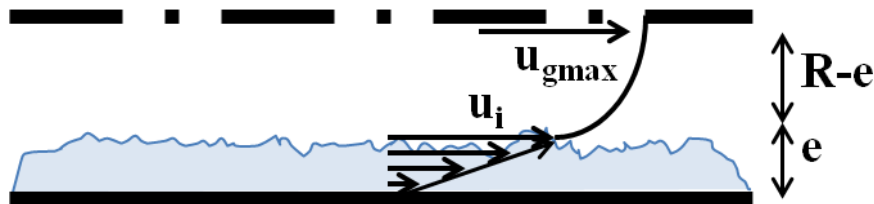


Figure III-18 – Ecoulement annulaire dans une conduite

Le bilan des forces pour l'écoulement de gaz donne :

$$\Delta P \pi (R - e)^2 = \tau_i 2\pi (R - e)L \quad (\text{Eq.III.10})$$

Soit

$$\tau_i = \frac{\Delta P (R - e)}{L} \quad (\text{Eq.III.11})$$

où τ_i représente la contrainte de cisaillement à l'interface gaz-liquide et $\Delta P/L$ est le gradient de perte de pression mesuré.

On définit le coefficient de frottement à l'interface :

$$C_f = \frac{2\tau_i}{\rho_g (U_{\max} - u_i)^2} \quad (\text{Eq.III.12})$$

avec U_{\max} et u_i , la vitesse du gaz sur l'axe du tube et la vitesse de l'interface gaz-liquide respectivement. Dans le calcul qui suit on approchera U_{\max} par $1.2\langle U_g \rangle$ qui représente la vitesse moyenne (vitesse débitante), où :

$$\langle U_g \rangle = \frac{Q_g}{\pi(R-\bar{e})^2} \quad \text{(Eq.III.13)}$$

On peut également écrire pour la phase liquide :

$$\frac{\Delta P}{L} \frac{R^2 - (R-\bar{e})^2}{2(R-\bar{e})^2} - \tau_i + \tau_w \frac{R}{R-\bar{e}} = 0 \quad \text{(Eq.III.14)}$$

Il en ressort d'après l'équation III.14 :

$$\tau_i \left(1 + \frac{R^2 - (R-\bar{e})^2}{(R-\bar{e})^2} \right) = \tau_w \frac{R}{R-\bar{e}} \quad \text{(Eq.III.15)}$$

Si on pose :

$$\varepsilon = \frac{\bar{e}}{R} \quad \text{(Eq.III.16)}$$

On obtient :

$$\tau_i = \frac{\tau_w}{(1-\varepsilon)} \quad \text{(Eq.III.17)}$$

Pour la majorité des essais que nous avons effectués, le rapport de τ_w/τ_i est supérieur à 90%.

Comme il est montré sur la Figure III-6, on suppose que le profil de vitesse dans le film liquide est quasi-linéaire. Donc la vitesse du liquide à l'interface s'écrit :

$$u_i = \frac{\tau_w}{\mu_l} \bar{e} \quad \text{(Eq.III.18)}$$

Le nombre de Reynolds pour écoulement gaz sera calculé par :

$$\text{Re}_g = \frac{(U_{\max} - u_i)}{\nu_g} (2R - 2\bar{e}) \quad \text{(Eq.III.19)}$$

Et le nombre de Reynolds du film liquide est calculé par :

$$\text{Re}_{film} = \frac{2}{\pi} \frac{1}{\nu_l} \frac{Q_l}{R} \quad \text{(Eq.III.20)}$$

où ν_l est la viscosité cinématique du liquide.

Les valeurs calculées de coefficient de frottement interfacial et le nombre de Reynolds d'écoulement gaz sont présentés dans les Tableaux III-14-a et III-14-b :

Q_l (cm^3/s)	Q_g (cm^3/s)	\bar{e} (mm)	$\langle U_g \rangle$ (m/s)	τ_i (Pa)	$\bar{e}R$	τ_w (Pa)	Re_g^*	C_f^*	u_i (m/s)	Re_g	C_f
5.85	560	0,36	18,08	6,1	0,103	5,5	8,90E+03	0,022	2,0	8,09E+03	0,026
	709	0,25	21,40	9,0	0,071	8,3	1,09E+04	0,023	2,1	1,00E+04	0,027
	864	0,21	25,42	13,9	0,060	13,1	1,31E+04	0,025	2,7	1,19E+04	0,030
	1021	0,17	29,38	17,9	0,049	17,0	1,53E+04	0,024	2,9	1,40E+04	0,029
45.65	564	0,44	19,16	15,4	0,126	13,4	9,12E+03	0,049	5,9	6,78E+03	0,089
	715	0,35	22,87	21,2	0,100	19,0	1,12E+04	0,047	6,7	8,51E+03	0,083
	882	0,29	27,18	28,0	0,083	25,6	1,36E+04	0,044	7,4	1,05E+04	0,074
	1030	0,24	30,89	35,6	0,069	33,1	1,58E+04	0,043	7,9	1,24E+04	0,070
25.45	578	0,5	20,42	27,2	0,143	23,2	9,59E+03	0,076	11,6	5,05E+03	0,273
	736	0,4	24,31	33,1	0,114	29,2	1,18E+04	0,065	11,7	7,09E+03	0,180
	888	0,32	28,03	40,9	0,091	37,0	1,41E+04	0,060	11,8	9,11E+03	0,143
	1053	0,29	32,47	50,0	0,083	45,7	1,65E+04	0,054	13,3	1,09E+04	0,125

Tableau III-14-a – Calcul de C_f et Re pour toutes les configurations des sondes

Q_l (cm^3/s)	Q_g (cm^3/s)	\bar{e} (mm)	$\langle U_g \rangle$ (m/s)	τ_i (Pa)	$\bar{e}R$	τ_w (Pa)	Re_g^*	C_f^*	u_i (m/s)	Re_g	C_f
25.45	1476	0,20	43,24	78,9	0,058	74,3	2,27E+04	0,048	17,5	1,51E+04	0,109
	1952	0,16	50,73	110,5	0,045	105,5	6,89E+04	0,019	19,0	4,74E+04	0,040
	2477	0,13	64,35	145,3	0,036	140,1	1,03E+05	0,013	19,9	7,64E+04	0,024

Tableau III-14-a – Calcul de C_f et Re pour toutes les configurations des sondes

Il est à noter que dans la littérature il est habituellement admis que la vitesse interfaciale peut être considérée comme négligeable devant U_{max} . Dans le tableau III-9, nous présentons le nombre de Reynolds Re_g^* et le coefficient C_f^* calculés sous cette hypothèse. Nous présentons également le coefficient C_f calculé en tenant compte de la vitesse u_i (Eq. III.16) suivant l'Eq.III.11. La Figure III-19 représente le coefficient de frottement dans un tube lisse en fonction du nombre de Reynolds. On constate que le coefficient de frottement interfacial diminue lorsque le nombre de Reynolds augmente. D'autre part, les coefficients de frottement mesurés correspondent à des rugosités plus élevées que celles reportées dans le digramme de Moody. Dans un écoulement diphasique annulaire, la rugosité à l'interface est dynamique et dépend du nombre de Reynolds. Par contre, pour un écoulement monophasique avec une rugosité constante, le coefficient de frottement est indépendant du nombre de Reynolds, si celui-ci est suffisamment élevé. Il est donc très difficile de comparer le frottement interfacial en régime annulaire avec le diagramme de Moody pour le cas monophasique.

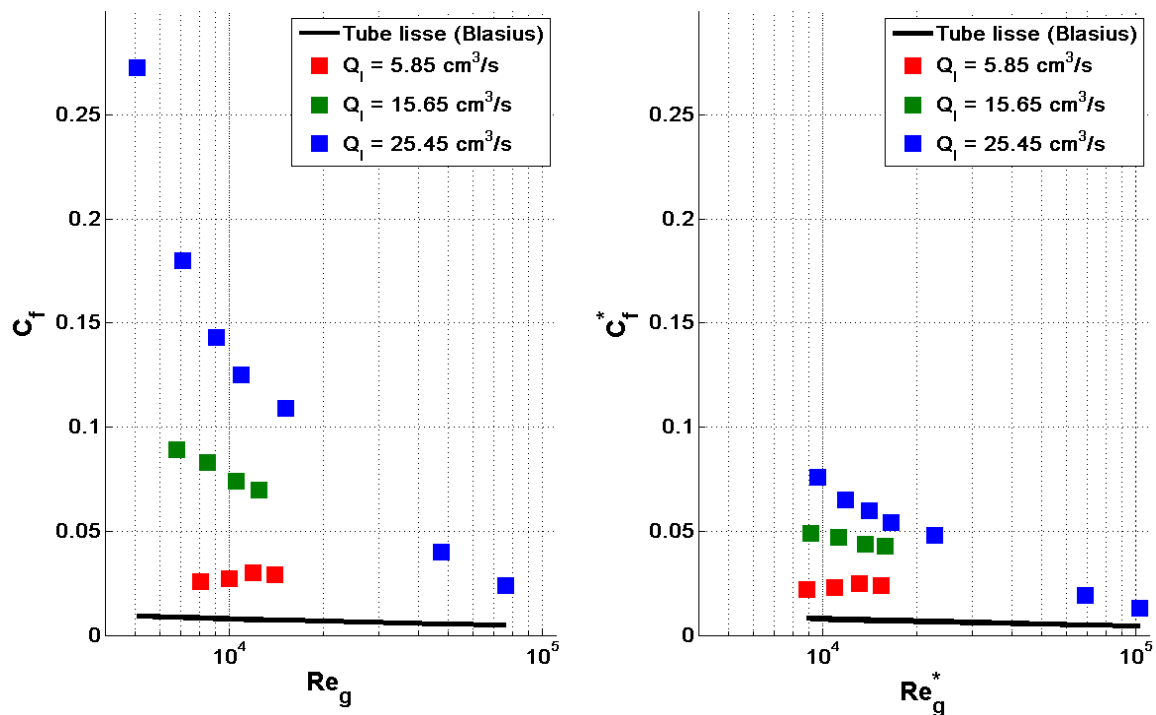


Figure III-19 – Ecoulement annulaire dans une conduite

IV-2- Modèle K (Pitot)

Dans ce paragraphe, nous présentons les résultats que nous obtenons pour un calcul corrigé de la vitesse du gaz en présence de gouttelettes dans la phase gazeuse en écoulement annulaire. Le tableau ci-dessous présente les valeurs d'un paramètre correctif K (taux de captation des gouttelettes par le tube de Pitot) pour trois essais en mélange eau-air.

Q_l (cm^3/s)	Q_g (SLPM)	\bar{e} (mm)	$Q_{\text{gouttelettes}}$ (cm^3/s)	K	$Q_{G\text{-total}}$ (cm^3/s)	$Q_{G\text{-total}}/Q_g$
25,45	60	0,203	0,12	0,238	0,50	2%
25,45	70	0,158	0,20	0,225	0,91	4%
25,45	80	0,125	0,30	0,236	1,29	5%

Tableau III-10 –

Le modèle est présenté plus en détail dans la chapitre IV sur les essais en R-134a. Pour ce calcul, nous avons supposé le profil de vitesse gaz comme étant uniforme. Connaissant l'épaisseur de film liquide, le modèle conduit à un taux de captation d'environ 23 % des gouttelettes par le tube de Pitot. Nous renvoyons le lecteur à cette partie. Les valeurs de K seront à comparer avec celles obtenues pour le fluide frigorigène.

Conclusions

L'étude bibliographique sur des régimes écoulement annulaire dans une conduite circulaire de faible diamètre montre que peu de travaux expérimentaux ont été effectués pour cette configuration.

Les résultats expérimentaux acquis sur le montage expérimental I pour la chute de pression par frottement ont été comparés avec la corrélation de Lockhart-Martinelli. Ces résultats montrent que la corrélation utilisée est capable de prédire 90 % de nos points expérimentaux à ± 20 %.

Les résultats obtenus concernant l'épaisseur du film liquide montrent que l'épaisseur du film est de l'ordre de 0.2-0.3 millimètre pour la plupart de nos mesures expérimentales. Seulement dans le cas des faibles vitesses débitantes du gaz, l'épaisseur du film liquide est plus importante.

A partir des mesures de tube de Pitot, une vitesse caractéristique a été déterminée qui nous permet de réaliser une modélisation simple pour calculer le coefficient de frottement interfacial gaz-liquide en régime annulaire. Les coefficients de frottement en écoulement diphasique correspondent à des rugosités trop élevées par rapport aux écoulements monophasiques.

Références bibliographiques

1. R.C. Lockhart, R.W.M., *Proposed correlation of data for isothermal twophase, two component flow in pipes*. Chemical Engineering and Processing, 1949. **45**(1949): p. 39–48.
2. Chisholm, D., *A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1967. **10**(12): p. 1767-1778.
3. Friedel, L., *Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow*. European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, 1979,. **Paper E2**.
4. Pletcher, R.H. and H.N. McManus Jr, *Heat transfer and pressure drop in horizontal annular two-phase, two-component flow*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1968. **11**(7): p. 1087-1104.
5. Triplett, K.A., et al., *Gas-liquid two-phase flow in microchannels: Part II: void fraction and pressure drop*. International Journal of Multiphase Flow, 1999. **25**(3): p. 395-410.
6. Triplett, K.A., et al., *Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns*. International Journal of Multiphase Flow, 1999. **25**(3): p. 377-394.

7. Pehlivan, K., I. Hassan, and M. Vaillancourt, *Experimental study on two-phase flow and pressure drop in millimeter-size channels*. Applied Thermal Engineering, 2006. **26**(14–15): p. 1506-1514.
8. Dutkowski, K., *Two-phase pressure drop of air–water in minichannels*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**(21–22): p. 5185-5192.
9. Brown, R.C., P. Andreussi, and S. Zanelli, *The use of wire probes for the measurement of liquid film thickness in annular gas-liquid flows*. The Canadian Journal of Chemical Engineering, 1978. **56**(6): p. 754-757.
10. Taitel, Y. and D. Barnea, *Counter current gas-liquid vertical flow, model for flow pattern and pressure drop*. International Journal of Multiphase Flow, 1983. **9**(6): p. 637-647.
11. Jayanti, S., G.F. Hewitt, and S.P. White, *Time-dependent behaviour of the liquid film in horizontal annular flow*. International Journal of Multiphase Flow, 1990. **16**(6): p. 1097-1116.
12. Laurinat, J.E., T.J. Hanratty, and J.C. Dallman, *Pressure drop and film height measurements for annular gas-liquid flow*. International Journal of Multiphase Flow, 1984. **10**(3): p. 341-356.
13. Dallman, J.C., *Investigation of separated flow model in annular gas-liquid two-phase flows* 1978, University of Illinois: Urbana.
14. Laurinat, J.E., *Studies of the effects of pipe size on horizontal annular two-phase flows*. 1982, University of Illinois: Urbana.
15. Fore, L.B., S.G. Beus, and R.C. Bauer, *Interfacial friction in gas–liquid annular flow: analogies to full and transition roughness*. International Journal of Multiphase Flow, 2000. **26**(11): p. 1755-1769.
16. Wallis, G.B., *One-dimensional two-phase flow*. McGraw-Hill, New York. 1969.
17. Henstock, W.H. and T.J. Hanratty, *The interfacial drag and the height of the wall layer in annular flows*. AIChE Journal, 1976. **22**(6): p. 990-1000.
18. Asali, J.C., T.J. Hanratty, and P. Andreussi, *Interfacial drag and film height for vertical annular flow*. AIChE Journal, 1985. **31**(6): p. 895-902.
19. Wang, Z., K.S. Gabriel, and D.L. Manz, *The influences of wave height on the interfacial friction in annular gas–liquid flow under normal and microgravity conditions*. International Journal of Multiphase Flow, 2004. **30**(10): p. 1193-1211.

Chapitre IV : Écoulement diphasique annulaire du réfrigérant R-134a en conduite de faible diamètre

Introduction

Ce chapitre traite des résultats d'essais sur le site industriel en réfrigérant R-134a dans un tube droit placé juste après le détendeur et avant l'échangeur à plaques. Ces essais sont destinés à préciser les conditions aux limites à l'entrée de l'échangeur utiles pour de futures simulations numériques. Nous présentons dans un premier temps un résumé des études principales disponibles dans la littérature concernant un écoulement diphasique en R-134a dans une conduite droite. Dans un deuxième temps, nous précisons les caractéristiques du montage expérimental II dont le diamètre de la veine d'essais est légèrement différent du montage expérimental I. Dans un troisième temps, nous présentons et nous discutons les résultats bruts des mesures de perte de pression longitudinale, des mesures de vitesse par tube de Pitot et de débits de gouttelettes. En fin de ce chapitre, nous présentons un modèle simple utilisant les mesures de Pitot et de débit de gouttelettes pour remonter à la vitesse de la phase gazeuse et donner une bonne estimation de l'épaisseur du film. Ainsi, pour chaque régime étudié, les grandeurs : vitesse de la phase gazeuse, vitesse de la phase liquide, débits de gouttelettes, épaisseur du film (estimation), ont été déterminées et constituent une base de données à l'entrée de l'échangeur très utile pour la simulation numérique de l'écoulement dans l'échangeur compact.

I- Etude bibliographique

Wang et al. [1] ont étudié par visualisation les différents régimes d'écoulement diphasique pour des écoulements adiabatiques R-134a, R-407C et R-22 dans un tube de diamètre 6.5 mm. Les flux massiques varient entre $50 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ à $700 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$. Ils ont observé le régime d'écoulement annulaire à partir d'une vitesse massique de $400 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ pour des titres massiques supérieurs à 20% ($x \geq 20 \%$). Ils ont également comparé leurs résultats expérimentaux avec les autres cartes de régime d'écoulement diphasique et ont montré que la carte d'écoulement proposée par Weisman et al. [2] présente la meilleure prédictibilité des régimes d'écoulement observés (85%), la carte Baker [3] en prédit 59%, et la carte Mandhane [4] montre que seulement 12% des régimes ont été prédits.

La figure IV-1 représente les résultats expérimentaux pour le R-22 et le R-134a sur la carte de Baker modifiée par Hashizume [5]. Hashizume [5] a noté que la correction de tension superficielle proposée par Baker [3] (Eq.IV.1) surestime la valeur du paramètre ψ pour les

réfrigérants R-22 et R-12, il a donc proposé une modification du paramètre ψ de Baker [3] introduit dans le chapitre I (Eq.IV.2) :

$$\psi = \left(\frac{\sigma_w}{\sigma} \right) \left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_w} \right) \left(\frac{\rho_w}{\rho_L} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (\text{Eq.IV.1})$$

$$\psi' = \left(\frac{\sigma_w}{\sigma} \right)^{1/4} \left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_w} \right) \left(\frac{\rho_w}{\rho_L} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (\text{Eq.IV.2})$$

Comme nous avons mentionné dans le chapitre I, l'un des inconvénients des cartes d'écoulement est qu'elles sont conçues pour un diamètre donné. Malgré une différence de diamètre entre les sections d'essais de ces deux études, les résultats indiqués sur la Figure IV-1 montrent un bon accord avec la corrélation proposée (Equation IV.2) par Hashizume.

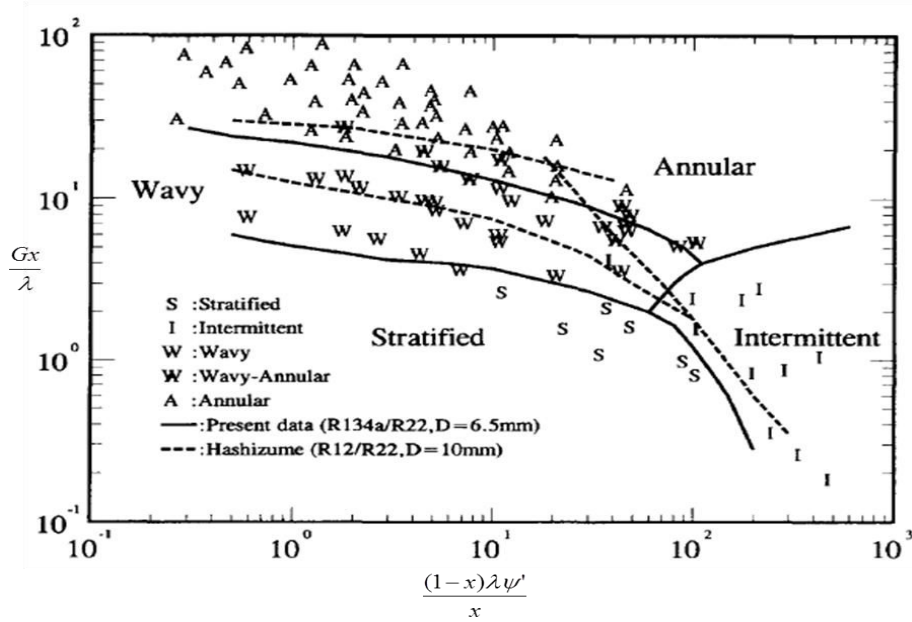


Figure IV-1 – Comparaison des données de Wang et al. [1] avec la carte de Baker modifiée

Wang et al. [1] ont également comparé les résultats de chute de pression par frottement à la corrélation de Lockhart-Martinelli [6] (Figure IV.2). Ils ont conclu que pour les vitesses massiques plus grandes que $200 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ les multiplicateurs diphasiques ne sont pas sensibles aux variations des vitesses massiques et ils proposent :

$$\Phi_g^2 = 1 + 9.4\chi^{0.62} + 0.564\chi^{2.45} \quad (\text{Eq.IV.4})$$

Dans la suite on comparera nos résultats expérimentaux à cette corrélation.

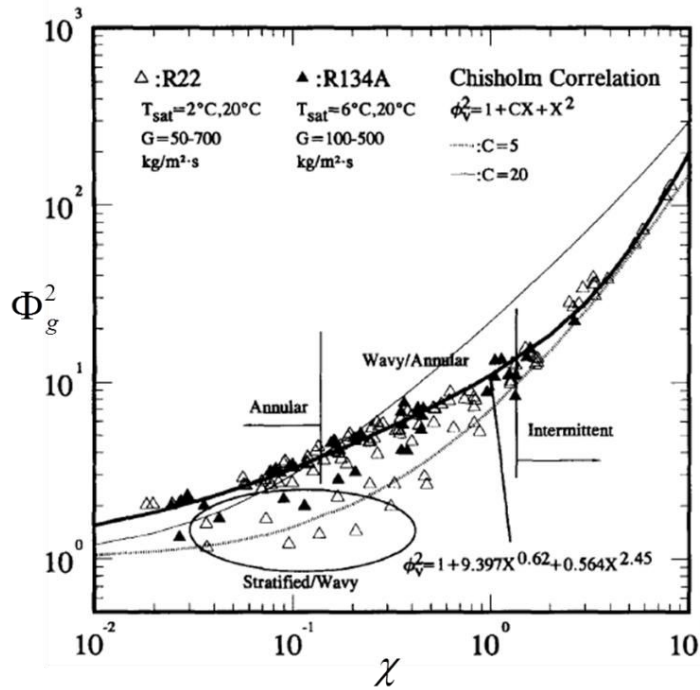


Figure IV-2 – Comparaison avec la corrélation de Lockhart-Martinelli [6]

Corrélations théoriques :

Corrélation de Lockhart-Martinelli [6]

Nous avons déjà détaillé cette corrélation dans le chapitre III.

Corrélation de Friedel [7]

Ce modèle est applicable pour les titres massiques de $0 \leq x < 1$, et introduit un multiplicateur diphasique Φ_{Lo} :

$$\Delta p_{frott} = \Delta p_L \Phi_{Lo}^2 \quad (\text{Eq.IV.4})$$

où Δp_L est la perte de pression par frottement pour l'écoulement liquide :

$$\Delta p_L = \lambda_L \frac{L}{d_i} \frac{\dot{m}_{total}^2 (1-x)^2}{2\rho_L} \quad (\text{Eq.IV.5})$$

où \dot{m}_{total} est la vitesse massique totale (débit massique/section) et x le titre massique, le coefficient de perte de charge λ_L (λ_G pour le gaz) est donné par la relation classique de Blasius :

$$\lambda_{L,G} = 0.316 \text{Re}_{L,G}^{-0.25} \quad (\text{Eq.IV.6})$$

avec

$$\text{Re}_{L,G} = \frac{\dot{m}_{total} d_i}{\mu_{L,G}} \quad (\text{Eq.IV.7})$$

en utilisant le viscosité dynamique du liquide μ_L (ou μ_G pour le gaz). Le multiplicateur diphasique est corrélé par:

$$\Phi_{Lo}^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr_h^{0.045} We_L^{0.035}} \quad (\text{Eq.IV.8})$$

avec

$$Fr_h = \frac{\dot{m}_{total}^2}{g d_i \rho_h^2} \quad \text{nombre de Froude}$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L \lambda_G}{\rho_G \lambda_L} \quad (\text{Eq.IV.9})$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.224}$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.7}$$

où le nombre de Weber du liquide s'écrit :

$$We_L = \frac{\dot{m}_{total}^2 d_i}{\sigma \rho_h} \quad (\text{Eq.IV.10})$$

et ρ_h est la masse volumique homogène :

$$\rho_h = \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right)^{-1} \quad (\text{Eq.IV.11})$$

La corrélation de Friedel est recommandée quand le rapport des viscosités dynamiques (μ_L/μ_G) est inférieur à 1000.

Corrélation de Grönnerud [8]

Cette méthode a été développée pour les réfrigérants, elle propose la corrélation suivante :

$$\Delta p_{frott} = \Delta p_L \Phi_{gd}^2 \quad (\text{Eq.IV.12})$$

et

$$\Phi_{gd}^2 = 1 + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} \left[\left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right) \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{-0.25} - 1 \right] \quad (\text{Eq.IV.13})$$

où Δp_L se calcule à partir l'équation IV.5 et le multiplicateur diphasique est fonction de :

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} = \lambda_{Fr} \left[x + 4(x^{1.8} - x^{10} \lambda_{Fr}^{0.5}) \right] \quad (\text{Eq.IV.14})$$

si le nombre de Froude du liquide Fr_L est supérieur ou égal à 1, le coefficient de perte de pression λ_{Fr} est considéré égal à 1. Par contre, pour les nombres de Froude inférieur à 1 on doit utiliser :

$$\lambda_{Fr} = Fr_L^{0.3} + 0.0055 \left(\ln \frac{1}{Fr_L} \right)^2 \quad (\text{Eq.IV.15})$$

avec

$$Fr_L = \frac{\dot{m}_{total}^2}{gd_i \rho_L^2} \quad (\text{Eq.IV.16})$$

Cette corrélation est applicable pour des titres massiques tels que $0 \leq x < 1$.

Corrélation de Müller-Steinhagen et Heck [9]

Leur corrélation proposée pour le gradient de perte de pression par frottement s'écrit :

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{frott} = M(1-x)^{1/3} + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Go} x^3 \quad (\text{Eq.IV.17})$$

avec

$$M = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Lo} + 2 \left[\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Go} - \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Lo} \right] x \quad (\text{Eq.IV.18})$$

où $(dp/dz)_{Go}$ et $(dp/dz)_{Lo}$ sont des gradients de perte de pression par frottement pour la phase liquide et gaz respectivement :

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Lo,Go} = \lambda_{L,G} \frac{\dot{m}_{total}^2}{2d_i \rho_{L,G}} \quad (\text{Eq.IV.19})$$

Corrélation de Chisholm [10]

Chisholm propose une méthode empirique détaillée, il a défini un gradient de perte de pression par frottement diphasique :

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{frott} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Lo} \Phi_{Lo}^2 \quad (\text{Eq.IV.20})$$

où les gradients de perte de pression monophasique se calculent à partir l'équation IV.19.

On obtient le paramètre Y par le rapport des gradients de pression par frottement monophasique :

$$Y^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Go}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Lo}} \quad (\text{Eq.IV.21})$$

Il a déterminé son multiplicateur diphasique Φ_{Lo} :

$$\Phi_{Lo}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left[Bx^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right] \quad (\text{Eq.IV.22})$$

où n est l'exposant de la relation de Blasius pour le coefficient de perte de charge ($n = 0.25$), et le paramètre B dépend de la vitesse massique :

	0 < Y < 9,5			9,5 < Y < 28		Y > 28
Vitesse massique totale (kg.m ⁻² .s ⁻¹)	$\dot{m}_{totale} \geq 1900$	$500 < \dot{m}_{totale} < 1900$	$\dot{m}_{totale} \leq 500$	$\dot{m}_{totale} \leq 600$	$\dot{m}_{totale} > 600$	-
B	$55/\dot{m}_{totale}^{1/2}$	$2400/\dot{m}_{totale}$	4,8	$520/Y\dot{m}_{totale}^{1/2}$	21/Y	$15000/Y^2\dot{m}_{totale}^{1/2}$

Tableau IV-1 – Paramètre B, corrélation Chisholm [10]

Ould Didi et al. [11] ont étudié les gradients de pression pour des fluides frigorigènes (R-134a, R-123, R-402A, R-404A et R-502) en écoulement diphasique dans des tubes horizontaux de diamètres 10.92 mm et 12 mm. La vitesse massique varie entre 100 à 500 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ et le titre massique x varie entre 0.04 à 1. Ils ont comparé leurs résultats expérimentaux avec sept méthodes de prédiction de la chute de pression longitudinale existantes dans la littérature.

Ould Didi et al. [11] ont comparé leur base de données qui contient 691 points de mesures (25 points pour l'écoulement en R-134 dans un tube de diamètre 10.92 mm) avec les modèles susmentionnés. Par une comparaison statistique, ils ont montré que la corrélation de Müller-Steinhagen et Heck [9] donne la meilleure prédiction et les corrélations de Grönnerud [8] et Friedel [7] ont été classées en deuxième et troisième place respectivement. Un exemple des résultats pour un écoulement en R-134a est donné sur la figure IV.3.

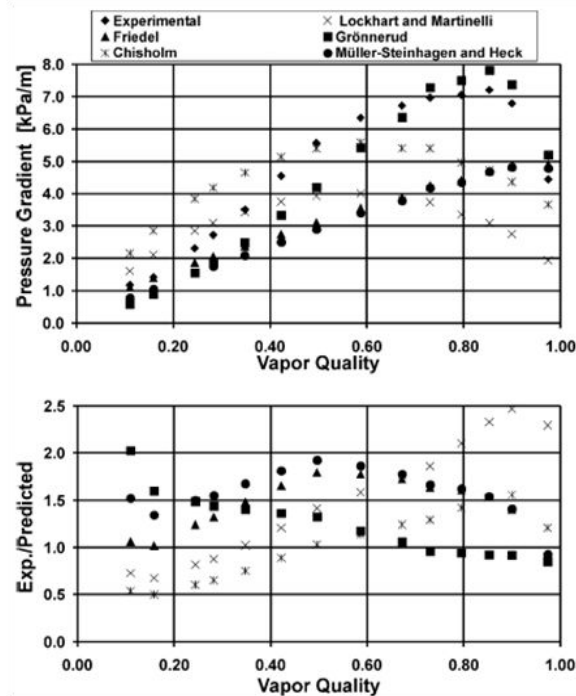


Figure IV-3 – Comparaison avec les différentes corrélations, R-134a, $\dot{m}=300 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ d'après [11]

Lim T.W. [12] a étudié le régime d'écoulement diphasique et la perte de pression longitudinale pour des écoulements en R-134a, R123 et leurs mélanges dans un tube horizontal de diamètre 10 mm. Il a montré que la carte de Baker [3] ne semble pas correctement prédire le régime d'écoulement pour les valeurs de vitesses massiques étudiées. En revanche, la carte de Kattan et al. [13-15] semble être mieux adaptée pour prédire les régimes d'écoulement observés (Figure IV.4).

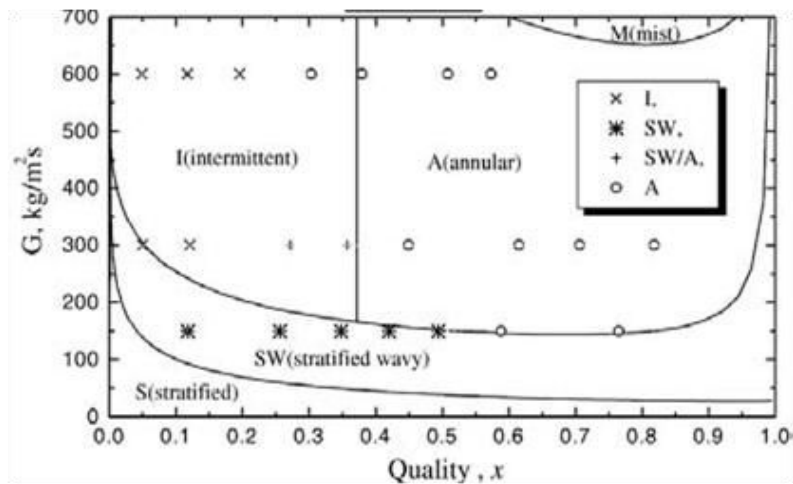


Figure IV-4 – Comparaison les régimes d'écoulement observés avec la carte de Kattan et al.[13-15] pour tube de diamètre 10 mm d'après [12]

La figure IV.5 montre une comparaison des mesures de perte de pression par Lim [12] avec la corrélation de Friedel. On constate que la comparaison n'est bonne que pour des titres massiques supérieurs à 0.5.

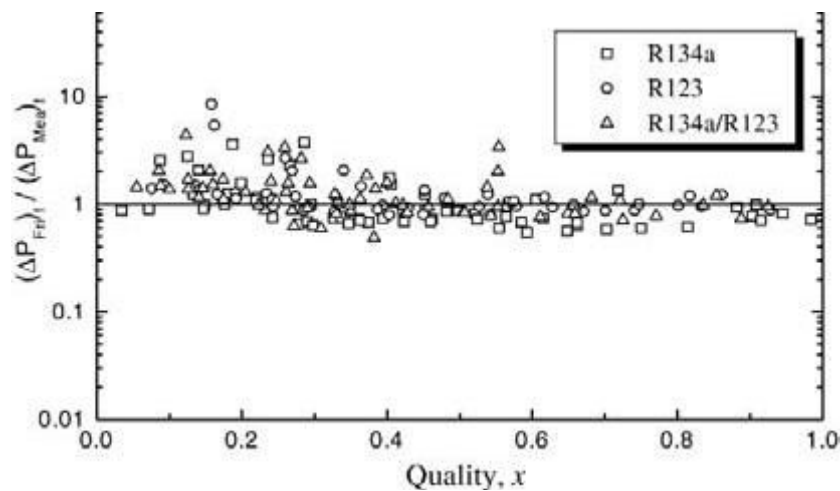


Figure IV-5 – Comparaison entre les pertes de pression mesurées et la corrélation de Friedel

Mauro et al. [16] ont comparé des données expérimentales sur la chute de pression lors de l'écoulement diphasique et des méthodes de prévision pour sept réfrigérants dans un tube horizontal de 6 mm. Ils constatent une bonne concordance entre leurs résultats et les modèles proposés par Grønnerud [8] et Moreno[17].

Padilla et al. [18] ont visualisé des écoulements en R-134a et HFO-1234yf dans un tube horizontal de 6.70 mm. La vitesse massique varie entre 184 à 1720 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ et la température varie de 4.8 °C à 20.7 °C. Ils ont comparé les résultats de perte de pression diphasique par frottement avec 10 méthodes de prédiction de perte de pression. Sur toute la base de données la corrélation de Müller-Steinhagen et Heck [9] a prédit 90% des données à une précision près de 30%.

II- Montage expérimental II

II-1- Veine d'essai

Nous décrivons dans cette partie les caractéristiques du montage expérimental II utilisé pour les essais sur le site industriel en réfrigérant R-134a. Ce module en acier-inox a été développé pour caractériser l'écoulement directement en entrée d'évaporateur (après le détendeur). Suivant le même principe du montage expérimental I, les mêmes techniques de caractérisation ont été mises en œuvre.

Nous n'avons pas eu la possibilité d'utiliser la méthode conductimétrique à cause de la grande résistivité électrique de R-134a (la DC résistivité du R-134a est d'environ $10^9 \Omega.m$, celles de l'eau potable et l'eau de mer sont d'environ $10^3 \Omega.m$ et $10^{-1} \Omega.m$ respectivement). Cette section d'essais est réalisée en acier-inox. Ce matériau a été choisi pour tenir la pression jusqu'à 10 bar, notamment durant la phase de démarrage où la pression monte brusquement dans la veine d'essais.

La veine d'essais consiste en un tube cylindrique horizontal de diamètre 7 mm, sur lequel sont installées deux prises de pression adaptées aux écoulements diphasiques avec un espacement de 211 mm ($L/D \approx 30$). La figure IV-6, représente schématiquement la section d'essais et sa coupe longitudinale centrale. La prise de pression (b) sert à la fois pour la mesure de la chute de pression longitudinale et la mesure de pression statique du tube de Pitot. C'est-à-dire, entre les points (a) et (b) nous mesurons la perte de pression longitudinale et entre les points (b) et (c) on mesure une différence de pression entre la prise de pression statique du tube de Pitot (b) et la prise de pression totale du Pitot (c). Le détail des caractéristiques géométriques est fourni en Annexe à la fin de ce chapitre.

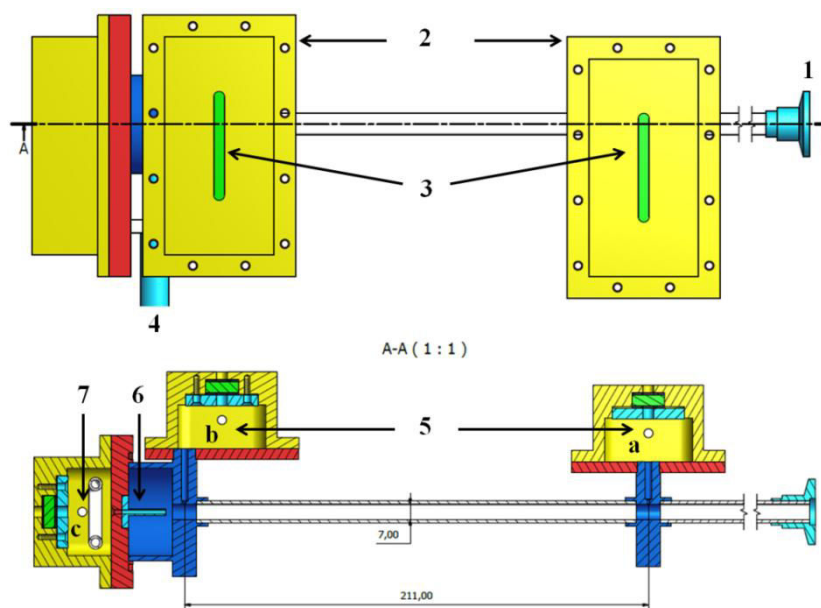


Figure IV-6 – Schéma de la veine d'essais II, cotes en mm

Le schéma de la veine d'essais est donné sur la figure IV-6 et comprend :

- 1- L'entrée après détente
- 2- Les dispositifs de prise de pression diphasique
- 3- Les fenêtres pour observer le niveau de liquide accumulé dans les bocal
- 4- La sortie
- 5- Les prises de pression (la prise de pression (b) sert à la fois pour la mesure de la chute de pression longitudinale et la prise de pression statique du Pitot)
- 6- Le tube de Pitot
- 7- La prise de pression totale en haut du récupérateur de gouttelettes, qui est muni d'une fenêtre en verre graduée pour mesurer le niveau du liquide

II-2- Détail du récupérateur de gouttelettes et étalonnage

Selon le même principe détaillé dans le chapitre III, on s'est intéressé aux mesures de débit de gouttelettes captées par le tube de Pitot. Néanmoins, à cause des impacts environnementaux du R-134a, nous n'avons pas pu purger le liquide accumulé dans le récupérateur. Pour faire cela, nous avons utilisé une plaque chauffante qui nous permet d'évaporer le R134a piégé dans le réservoir après chaque débitmètre.

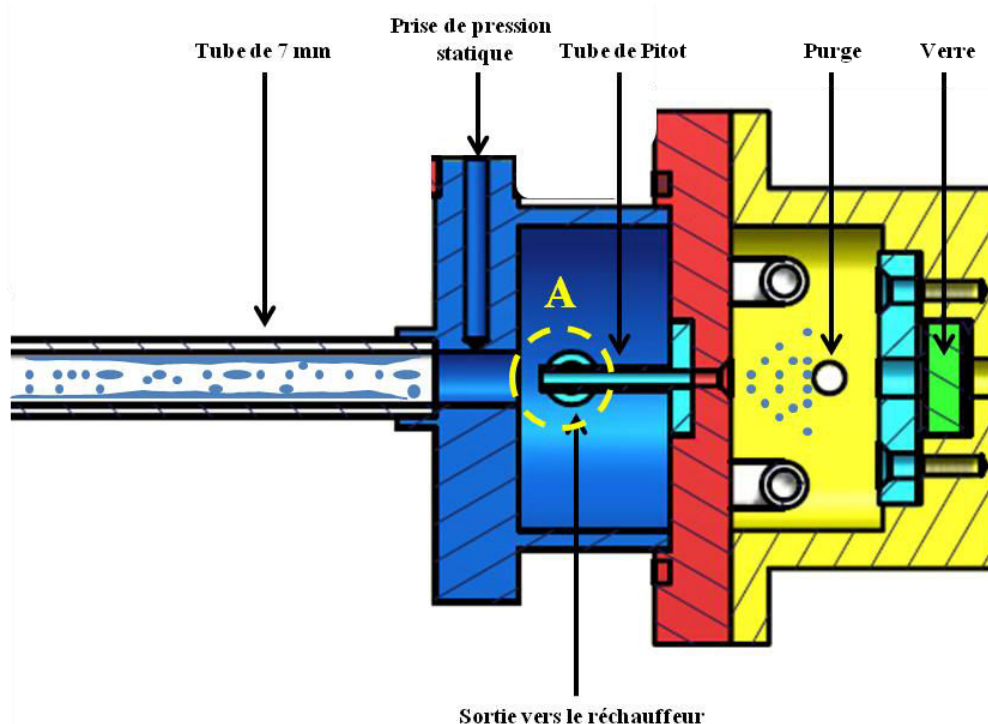


Figure IV-7 – Schéma du vase élargissement sortie réfrigérant et récupérateur de gouttelettes

L'étalonnage du réservoir a été effectué à l'aide d'une seringue précise. Les résultats de cet étalonnage sont présentés dans le tableau ci-après.

V (ml)	18	20	24	28	32	36	40	44
h (mm)	6.5	8	12.5	18	22.5	27	32	37

Tableau IV-2 – L'étalonnage du récupérateur

A partir des résultats du tableau IV-1, nous avons établi une loi d'étalonnage :

$$V(ml) = 0.84h(mm) + 13 \quad \text{(Eq.IV.4)}$$

II-3- Banc d'essais R-134a

Dans le chapitre I, nous avons présenté le fonctionnement d'un système de climatisation et nous avons détaillé le rôle de chacun des composants de ce circuit de refroidissement. La figure IV-8 représente le schéma simplifié du banc d'essais R-134a sur le site industriel, l'ensemble des points de mesure essentielle à l'exploitation et l'instrumentation correspondante sont également repérés sur cette figure.

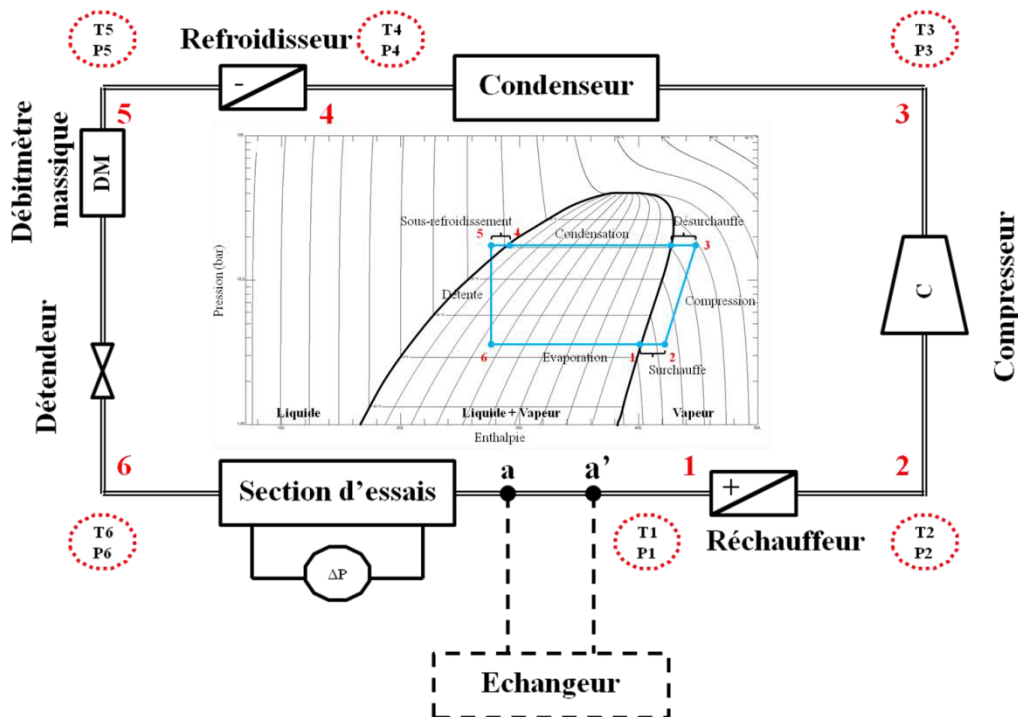


Figure IV-8 – Schéma de la boucle expérimentale du site industriel

Les gammes de mesure et la précision de chacun des équipements de mesure sont présentées dans le Tableau IV-3.

	Gamme	Précision
P1, P2, P6	2 – 4 bar abs.	$\pm 0,1$ pleine échelle
P3, P4, P5	10 – 25 bar abs.	$\pm 0,4$ pleine échelle
T1...T6	0 – 65 °C	$\pm 0,1$ K
Débit massique	10 – 600 Kg/h	$\pm 0,2$ %
Vitesse	300 – 6000 tr/min	$\pm 0,1$ %

Tableau IV-3 – Gammes de mesure et précisions de l'ensemble des équipements

II-4- Protocoles expérimentaux

Pour tester l'étanchéité de la veine d'essai et détecter les éventuelles fuites, dans un premier temps, nous avons effectué un tirage au vide à l'aide d'une station de récupération/charge de fluide frigorigène identique à ce qu'utilisent les frigoristes ou les garagistes pour la recharge des circuits de climatisation. Dans le cas d'une fuite, au fur et à mesure la pression dans la station de charge augmente et l'appareil s'arrête. Dans un deuxième temps, nous avons mis le dispositif expérimental sous pression jusqu'à 10 bar en utilisant une bouteille d'azote dans un bain liquide (eau).

Après avoir validé l'étanchéité, la veine d'essai a été mise en place après le détendeur où l'écoulement diphasique se trouve à l'entrée d'évaporateur. Avant tout, une phase de tirage au vide est indispensable, cette fois-ci pour assurer l'absence d'humidité et éliminer les gaz incondensables dans la section d'essai et l'ensemble de la tuyauterie.

L'observation des conditions de fonctionnement ainsi que le fonctionnement du banc d'essai se fait à travers un logiciel via un ordinateur de banc d'essai. La Figure IV-9 représente l'interface graphique qui nous permet de visualiser l'évaluation et le contrôle de toutes les valeurs nominales et réelles. Les champs verts sont des valeurs mesurées et les champs roses représentent les valeurs calculées à partir des équations d'état.

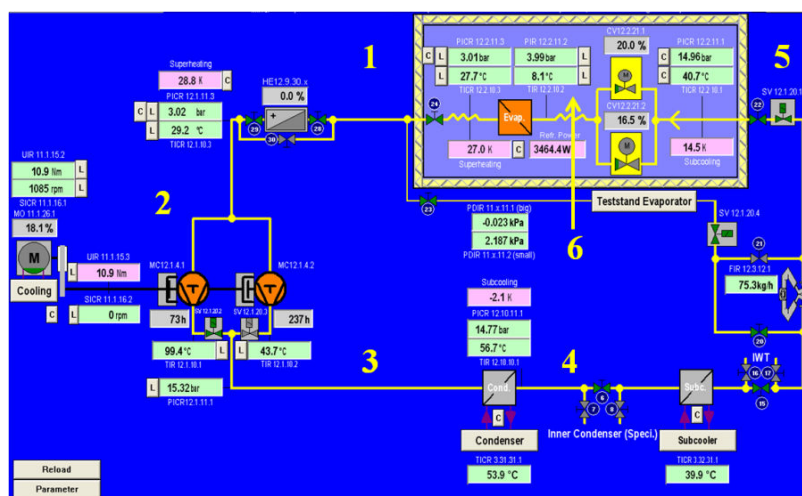


Figure IV-9 – Interface de contrôle du banc d'essais

L'injection du réfrigérant se fait progressivement, une période de stabilisation d'environ 30 minutes après la mise en charge est nécessaire, mais le fait que nous avons remplacé l'évaporateur par la veine d'essai (pas de changement de phase) a créé une instabilité dans le système. Due à l'absence de l'évaporateur, une grande partie du fluide frigorigène en sortie de la section d'essai est toujours en état liquide. D'ailleurs, la puissance thermique de l'échangeur de chaleur interne n'était pas suffisante pour évaporer tous le liquide. C'est pour cela que nous avons utilisé un circuit fermé externe entre les points (a) et (a') sur la Figure IV-8.

Le circuit externe est un circuit de chauffage qui permet d'imposer les conditions de température entre les point (a) et (a'). Le fluide utilisé dans ce circuit est le Glycol avec un débit volumique de 1000 l/h et une température de 40 °C. Le principe de fonctionnement de ce circuit est basé sur un double flux croisé sans contact entre le R-134a et le fluide caloporteur (Glycol).

Cette manipulation nous a permis de stabiliser le système et de minimiser les fluctuations du débit massique qui est directement lié à la vitesse de rotation du compresseur, et en même temps protéger le compresseur contre les coups de bélier de liquide.

II-3-1- Détermination des points de fonctionnement

Les essais de détente ont été choisis judicieusement sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour couvrir une bonne plage de variation du titre massique tout en restant en régime annulaire. Comme le montre la Figure IV-10, tous les essais sont repérés sur le diagramme pression-enthalpie.

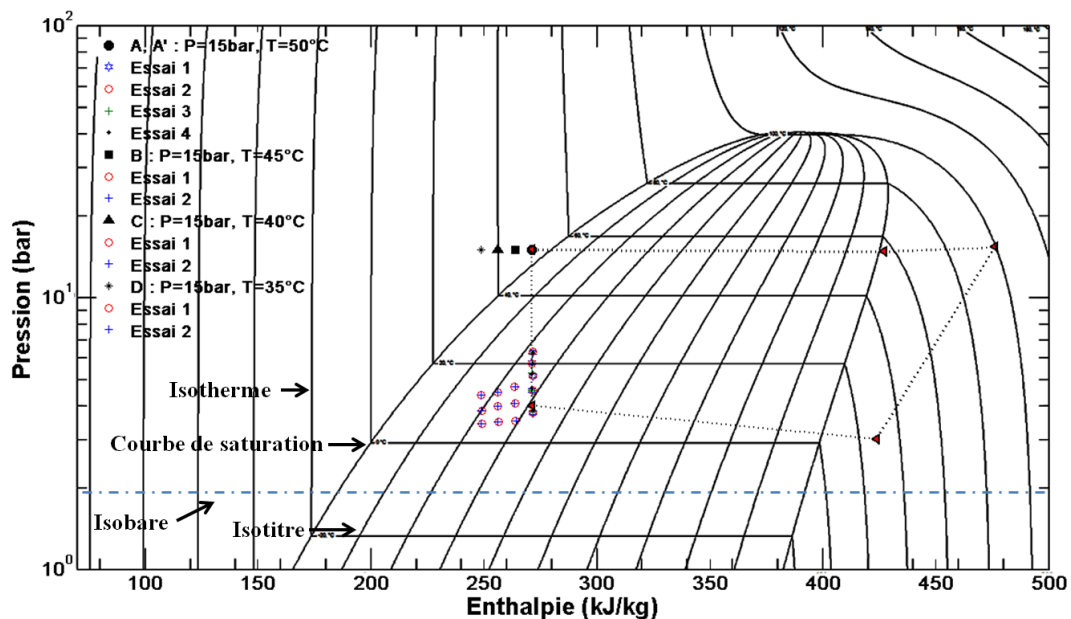


Figure IV-10 – Essais de détente sur le diagramme de Mollier

III- Résultats expérimentaux

III-1- Résultats préliminaires

Nous avons effectué 5 séries de mesure. Les pertes de pression longitudinale, les mesures de vitesse par le tube de Pitot et les débits de gouttelettes ont été étudiés dans les conditions expérimentales consignées dans le tableau IV-4.

Essais	P5 (bar)	T5 (°C)	Pts de mesure	R-134a injecté (gr)
A	15	50	7	800
A'	15	50	5	800
B	15	45	3	1100
C	15	40	3	1400
D	15	35	3	1400

Tableau IV-4 – Conditions expérimentales de l'étude

Les conditions de pression/température avant la détente et les débits massiques étudiés sont identiques aux celles d'une boucle de climatisation réel. Pour les séries d'essais A et A', nous avons injecté 800 gr de réfrigérant dans le circuit. Par contre, une fois qu'on sous-refroidit le fluide frigorigène en sortant du condenseur dans les conditions isobares, le circuit devient instable. C'est la raison pour laquelle on a du rajouter du réfrigérant dans le circuit pour les essais B, C et D. La température de la surchauffe est une bonne consigne pour déterminer le volume de remplissage correct.

Les essais A' ont été effectués pour valider la reproductibilité des mesures de la série d'essais A. Pour les essais B, C et D, nous n'avons choisi que 3 débits massiques (50, 75 et 100 kg/h) pour obtenir une plage de variation du titre massique.

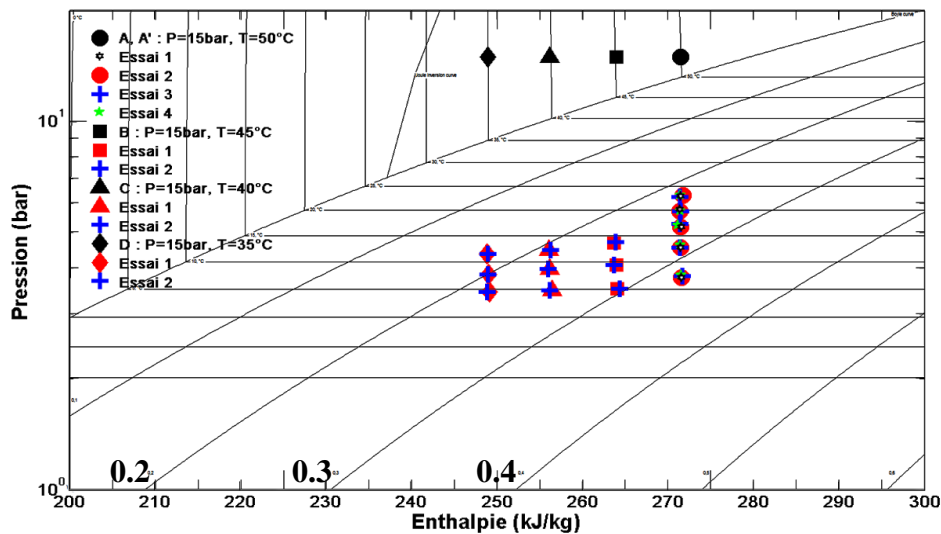


Figure IV-11 – Zoom sur le diagramme de Mollier, ensemble des essais

Les mesures de perte de pression longitudinale et la pression dynamique du tube de Pitot sont réalisées grâce à un capteur de pression différentielle de grande précision. La précision de ce capteur correspond à $\pm 0.04\%$ de sa pleine échelle. La prise de pression mentionnée (b) sur la Figure IV-6 a été connectée sur le côté positif du capteur et le côté négatif du capteur alterné entre la prise de pression (a) et la prise de pression totale du Pitot (c).

L'enregistrement des mesures de pressions a été fait manuellement, il s'agit d'un échantillonnage aléatoire par l'opérateur. Lors de chaque essai, nous avons procédé à 100 échantillonnages consécutifs avec un intervalle de plus de 1 seconde. Les résultats préliminaires présentés dans les tableaux IV-4 à IV-8 correspondent aux valeurs moyennées de l'ensemble des points mesurés pour chaque essai.

Les propriétés physiques de chaque phase sont obtenues à partir de logiciel REFPROP [19]. Nous avons également utilisé ce logiciel pour calculer le titre massique, nous pouvons déterminer la valeur d'enthalpie en fonction de la pression et la température du point 5 sur le diagramme de Mollier (la pression et la température à l'entrée du détendeur). Le titre massique se calcule à partir de l'enthalpie et la pression à la sortie de détendeur (P6).

Données mesurées – Essais A									Calculs à partir de REFPROP					
\dot{m} (kg/h)	T_{IN} (°C)	P_{IN} (Mpa)	T_{OUT} (°C)	P_{OUT} (Mpa)	ΔP_{PDC} (kPa)	ΔP_{Pitot} (kPa)	$t_{remplissage}$ (s)	X_{carte} (-)	X (-)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	μ_l (μPa-s)	μ_g (μPa-s)	σ (mN/m)
50,60	50,02	1,501	6,88	0,378	3,109		105,67	0,32	0,320	1271,7	18,25	244,24	10,98	10,47
50,84	50,04	1,500	6,91	0,378		2,248	103,66	0,32	0,320	1271,6	18,27	244,15	10,98	10,47
63,97	50,01	1,500	9,79	0,417	4,138		66,01	0,3	0,303	1261,7	20,09	235,49	11,09	10,07
63,99	49,99	1,499	9,70	0,416		3,660	65,44	0,3	0,303	1262,0	20,03	235,75	11,09	10,08
76,21	49,98	1,499	12,39	0,455	5,047		50,82	0,28	0,287	1252,6	21,86	227,94	11,19	9,71
75,94	49,99	1,501	12,36	0,455		5,235	55,57	0,28	0,287	1252,7	21,83	228,05	11,19	9,72
83,45	49,98	1,500	13,66	0,475	5,517		49,26	0,26	0,279	1248,2	22,77	224,37	11,24	9,54
84,58	49,99	1,501	13,80	0,477		6,094	50,37	0,26	0,278	1247,7	22,87	223,98	11,24	9,52
100,04	50,02	1,499	16,28	0,517	6,537		35,77	0,25	0,263	1238,8	24,74	217,18	11,34	9,19
100,55	50,00	1,499	16,32	0,517		7,774	35,48	0,25	0,262	1238,7	24,77	217,08	11,34	9,18
121,83	49,93	1,497	19,70	0,577	8,052		32,34	0,23	0,239	1226,4	27,52	208,15	11,48	8,73
120,16	49,92	1,494	19,42	0,571		9,552	33,06	0,23	0,241	1227,5	27,29	208,87	11,47	8,77
140,10	50,02	1,498	22,45	0,628	8,069		26,33	0,21	0,222	1216,3	29,94	201,16	11,59	8,37
140,69	50,16	1,502	22,61	0,632		11,309	27,56	0,21	0,221	1215,7	30,10	200,75	11,59	8,35

Tableau IV-4 – Résultats préliminaires pour les essais A

Données mesurées – Essais A'									Calculs à partir de REFPROP					
\dot{m} (kg/h)	T_{IN} (°C)	P_{IN} (Mpa)	T_{OUT} (°C)	P_{OUT} (Mpa)	ΔP_{PDC} (kPa)	ΔP_{Pitot} (kPa)	$t_{remplissage}$ (s)	X_{carte} (-)	X (-)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	μ_l (μPa-s)	μ_g (μPa-s)	σ (mN/m)
49,42	50,12	1,496	7,16	0,382	3,296		99,45	0,32	0,319	1270,7	18,42	243,39	10,99	10,43
50,00	50,05	1,499	7,23	0,382		2,488	101,18	0,32	0,318	1270,5	18,46	243,19	10,99	10,42
74,80	49,93	1,498	12,34	0,455	5,043		50,37	0,28	0,286	1252,8	21,82	228,09	11,19	9,72
76,96	49,96	1,500	12,74	0,462		5,245	51,95	0,28	0,284	1251,4	22,10	226,97	11,20	9,67
102,59	49,90	1,497	16,85	0,527	6,640		36,48	0,25	0,258	1236,8	25,19	215,64	11,36	9,11
101,25	49,78	1,497	16,49	0,522		7,509	36,17	0,25	0,259	1238,1	24,90	216,61	11,35	9,16
120,14	49,96	1,498	19,42	0,571	7,445		29,99	0,23	0,242	1227,5	27,29	208,86	11,47	8,77
119,42	50,00	1,500	19,35	0,570		9,350	32,29	0,23	0,243	1227,7	27,23	209,05	11,46	8,78
140,06	49,95	1,496	22,33	0,625	8,277		26,06	0,21	0,222	1216,7	29,84	201,44	11,58	8,38
140,67	49,98	1,499	22,48	0,629		11,319	26,68	0,21	0,221	1216,2	29,98	201,08	11,59	8,36

Tableau IV-5 – Résultats préliminaires pour les essais A'

Données mesurées – Essais B									Calculs à partir de REFPROP					
\dot{m} (kg/h)	T_{IN} (°C)	P_{IN} (Mpa)	T_{OUT} (°C)	P_{OUT} (Mpa)	ΔP_{FDC} (kPa)	ΔP_{Fitot} (kPa)	$t_{remplissage}$ (s)	X_{carte} (-)	X (-)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	μ_l (μPa-s)	μ_g (μPa-s)	σ (mN/m)
49,84	45,16	1,500	4,57	0,352	2,200		343,410	0,29	0,293	1279,5	16,89	251,46	10,90	10,79
49,88	45,37	1,498	4,65	0,352		1,012	350,330	0,29	0,295	1279,3	16,93	251,23	10,90	10,78
75,08	45,12	1,493	8,90	0,408	3,814		73,890	0,27	0,267	1264,7	19,51	238,11	11,06	10,19
75,08	44,90	1,487	8,89	0,408		3,125	75,570	0,27	0,266	1264,8	19,50	238,15	11,06	10,19
100,42	44,92	1,493	13,11	0,470	5,075		50,770	0,23	0,239	1250,1	22,37	225,91	11,22	9,62
100,40	45,05	1,497	13,15	0,470		5,373	46,500	0,23	0,240	1250,0	22,40	225,81	11,22	9,61

Tableau IV-6 – Résultats préliminaires pour les essais B

Données mesurées – Essais C									Calculs à partir de REFPROP					
\dot{m} (kg/h)	T_{IN} (°C)	P_{IN} (Mpa)	T_{OUT} (°C)	P_{OUT} (Mpa)	ΔP_{FDC} (kPa)	ΔP_{Fitot} (kPa)	$t_{remplissage}$ (s)	X_{carte} (-)	X (-)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	μ_l (μPa-s)	μ_g (μPa-s)	σ (mN/m)
49,94	40,13	1,500	4,31	0,349	1,788		711,960	0,25	0,256	1280,4	16,73	252,31	10,89	10,83
49,96	39,96	1,502	4,36	0,349		0,635	390,370	0,25	0,255	1280,2	16,77	252,13	10,89	10,82
75,27	39,92	1,499	8,10	0,398	3,197		90,600	0,23	0,231	1267,5	19,00	240,54	11,03	10,30
75,29	39,82	1,501	8,15	0,399		2,110	87,370	0,23	0,230	1267,3	19,03	240,38	11,03	10,30
100,14	39,87	1,501	11,66	0,449	4,287		49,320	0,20	0,208	1255,2	21,35	230,03	11,16	9,81
100,14	39,97	1,501	11,67	0,449		3,746	51,240	0,20	0,209	1255,2	21,35	230,02	11,16	9,81

Tableau IV-7 – Résultats préliminaires pour les essais C

Données mesurées – Essais D									Calculs à partir de REFPROP					
\dot{m} (kg/h)	T_{IN} (°C)	P_{IN} (Mpa)	T_{OUT} (°C)	P_{OUT} (Mpa)	ΔP_{FDC} (kPa)	ΔP_{Fitot} (kPa)	$t_{remplissage}$ (s)	X_{carte} (-)	X (-)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	μ_l (μPa-s)	μ_g (μPa-s)	σ (mN/m)
49,94	35,19	1,499	3,91	0,344	1,584		526,970	0,23	0,221	1281,7	16,51	253,57	10,87	10,88
49,96	34,95	1,499	3,91	0,344		0,428	495,690	0,23	0,219	1281,7	16,51	253,57	10,87	10,88
74,86	35,12	1,497	6,96	0,384	2,767		95,260	0,20	0,201	1271,4	18,29	244,02	10,98	10,46
75,22	35,05	1,501	7,01	0,384		1,469	100,270	0,20	0,200	1271,3	18,32	243,86	10,99	10,45
100,41	34,96	1,500	10,77	0,438	3,944		45,460	0,18	0,174	1258,3	20,74	232,63	11,13	9,94
100,44	35,04	1,500	10,77	0,438		3,140	46,860	0,18	0,175	1258,3	20,74	232,62	11,13	9,94

Tableau IV-8 – Résultats préliminaires pour les essais D

III-2- Comparaison des résultats avec les modèles théoriques et empiriques

Dans cette partie nous comparons nos résultats expérimentaux de perte de pression par frottement avec les corrélations existantes dans la littérature.

La Figure IV-12 représente la carte expérimentale proposée par Hashizume [5] pour un tube de diamètre 10 mm sur laquelle sont reportées nos essais. Les résultats obtenus par Wang et al. [1] pour une conduite circulaire de diamètre de 6.5 mm ont été également présentés. Mis à part les mesures correspondantes aux faibles débits massiques (50 Kg/h) qui se trouvent à la frontière annulaire / annulaire-stratifié à vagues ; cette comparaison montre que les régimes d'écoulement sont bien majoritairement annulaires.

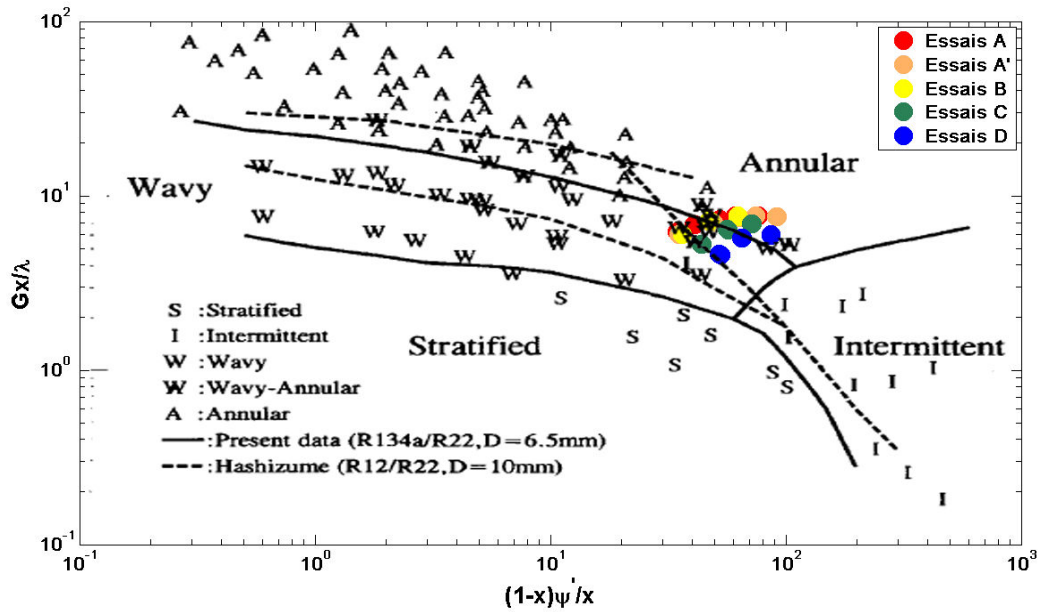


Figure IV-12 – Comparaison des résultats avec la carte de Baker modifiée (Hashizume [5])

La figure IV-13 montre la chute de pression longitudinale par frottement en fonction du titre massique. On constate une proportionnalité entre la vitesse massique totale G et la perte de pression par frottement. Ces résultats montrent que la chute de pression longitudinale par frottement varie quasiment linéaire sauf pour les essais A et A'. Cela peut être lié au fait que le système a été plus stable durant les essais B, C et D (réinjection du réfrigérant dans le circuit) par rapport aux essais A et A'. L'instabilité du système génère une fluctuation sur les mesures de perte de pression.

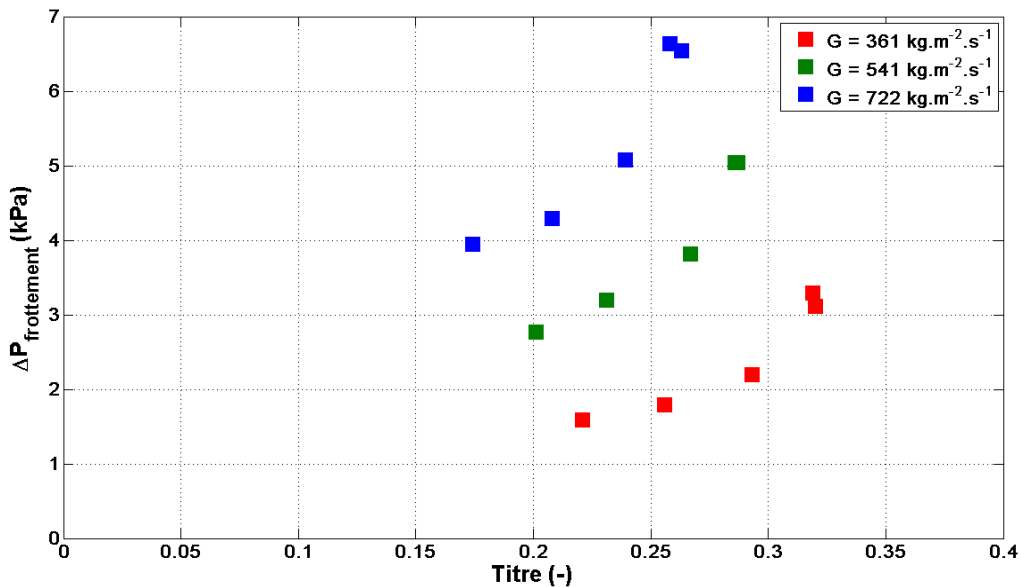


Figure IV-13 – L'influence de la vitesse massique sur la perte de pression par frottement

L'ensemble des points expérimentaux est comparé avec la corrélation de Lockhart-Martinelli sur la figure IV-14. Le modèle de Lockhart-Martinelli ne semble pas prédire correctement les points expérimentaux. Ce modèle sous-estime nos valeurs expérimentales.

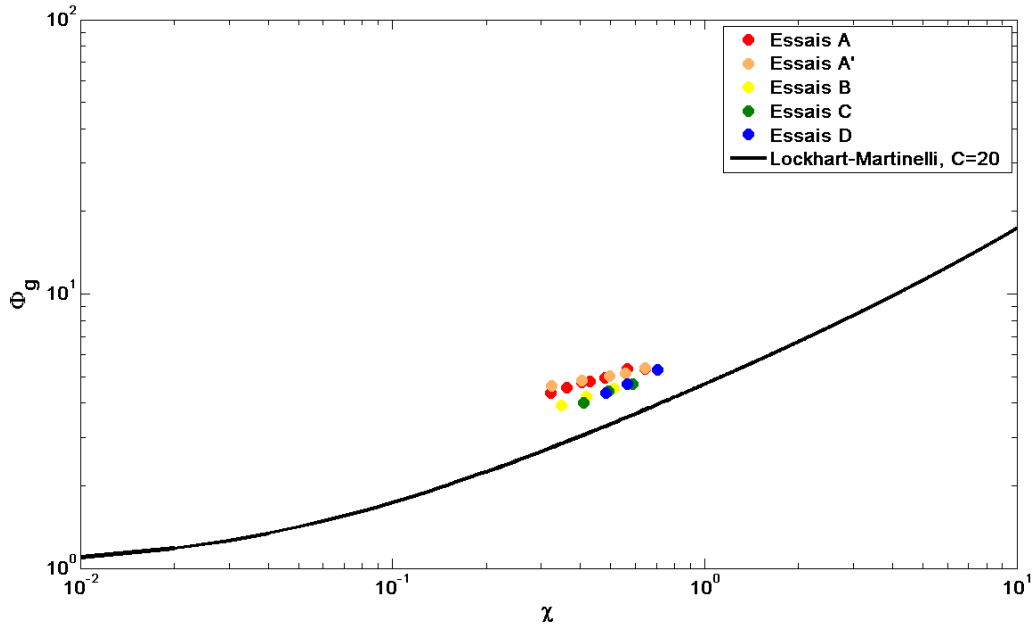


Figure IV-14 – Comparaison des résultats expérimentaux avec la corrélation de Lockhart-Martinelli

Comme le montre la Figure IV-15, l'ensemble des points expérimentaux est confronté aux prévisions des autres modèles théoriques. Les modèles de Friedel, Grønnerud, Lockhart-Martinelli et Müller-Steinhagen et Heck s'avèrent incapables de prédire les pertes de pression par frottement diphasique. En revanche, la corrélation de Chisholm s'approche au mieux des points expérimentaux. Ce modèle prédit 60 % des points à $\pm 20\%$ et 75% des points à $\pm 30\%$. Tous ces modèles sous-estiment nos valeurs expérimentales.

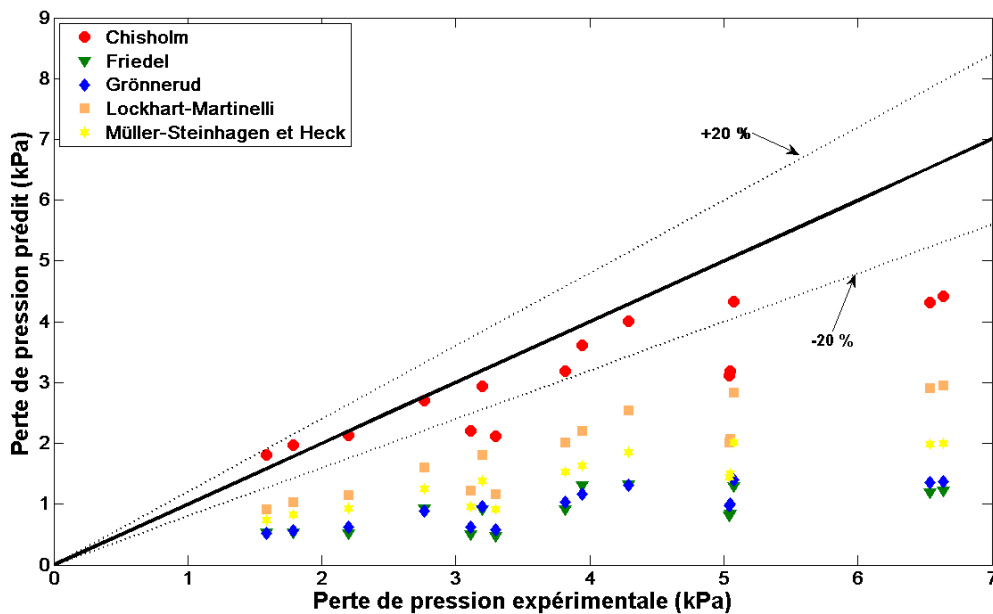


Figure IV-15 – Comparaison des résultats expérimentaux avec les modèles décrits précédemment

III-3- Résultats du débit de gouttelettes

Les débits de gouttelettes ont été mesurés en chronométrant le temps de remplissage du bocal jusqu'au niveau du trou d'amenée du tube de Pitot. Ces temps ont été mesurés deux fois et montrent une bonne reproductibilité des mesures. On peut signaler également que le bocal en contact avec le circuit amont reste pratiquement à la même température que l'écoulement diphasique amont. Ceci nous permet d'espérer que dans le bocal, le réfrigérant liquide n'a pas le temps de s'évaporer, et qu'on mesure bien les débits de gouttelettes liquides. Les résultats de ces temps de remplissage indiqués dans les tableaux IV-4 jusqu'à IV-8 permettent de calculer les débits de gouttelettes à l'aide de la relation d'étalonnage obtenue (équation IV-4). Ces débits sont représentés sur la figure IV-16 en fonction du titre et montrent une forte dépendance avec le débit massique \dot{m} et le titre massique x . on peut remarquer également sur cette même figure que ce débit de gouttelettes varie quasiment linéairement avec le ΔP longitudinal.

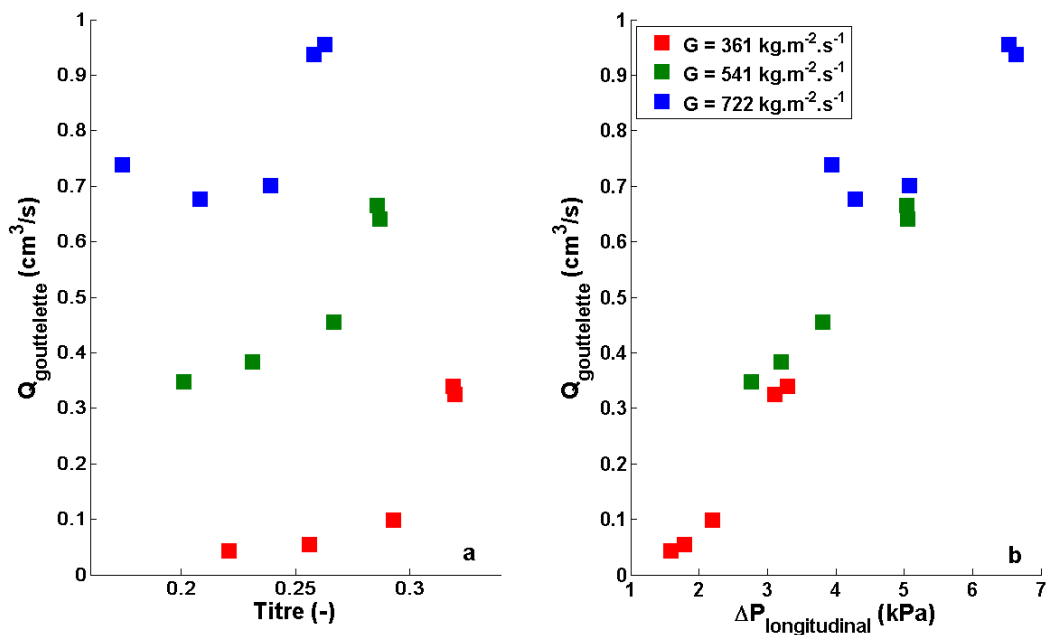


Figure IV-16 – Débit de gouttelettes en fonction du titre massique (a) et la chute de pression longitudinale (b)

IV- Modélisation de la mesure par tube de Pitot

Dans ces essais, le tube de Pitot est utilisé dans écoulement diphasique gouttelettes-gaz que nous assimilons dans la suite à un écoulement homogène avec une concentration volumique des gouttelettes très faible. La prise de pression d'arrêt mentionnée A sur la figure IV-7 est reliée à un récupérateur de gouttelettes.

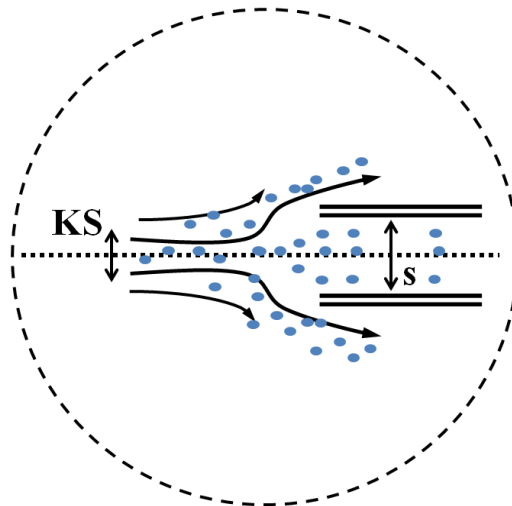


Figure IV-17 – Schéma du tube de Pitot – détail A de la figure IV-7

Le détail de l'écoulement au voisinage du point d'arrêt A est schématisé sur la figure IV.17. on voit que seulement les gouttelettes contenues dans la section Ks seront captées dans le tube de Pitot et entraînées vers le récupérateur. Dans la suite on appellera K le coefficient de captation.

Nous mesurons une différence de pression entre la pression statique et la pression totale par le tube de Pitot. On suppose que le diamètre des gouttelettes (d_G) est très petit devant la section de passage du tube de Pitot (s) (diamètre du tube de Pitot = 2 mm). Soit :

$$d_G \ll \left(\frac{4s}{\pi}\right)^{1/2} \quad \text{(Eq.IV.1)}$$

On désigne par c la concentration volumique des gouttelettes, U_G la vitesse des gouttelettes et U_g la vitesse du gaz. On suppose qu'il n'y a pas de glissement entre les deux phases, soit :

$$U_G \approx U_g = U \quad \text{(Eq.IV.2)}$$

Le débit volumique de gouttelettes, capté par le tube de Pitot est donc :

$$Q_G \propto KcsU \quad (\text{Eq.IV.3})$$

Celui-ci est mesuré par la débitmètrie des gouttelettes en mesurant le volume rempli dans le bocal sur un temps mesuré. On désigne par K le coefficient de captage de gouttelettes par le tube de Pitot, on a donc :

$$csUK = \frac{dV_G}{dt} \quad (\text{Eq.IV.4})$$

où V_G est le volume de gouttelettes en fonction du temps.

On définit par U_0 une vitesse caractéristique, c'est-à-dire, la vitesse mesurée par le tube de Pitot en considérant qu'il n'y a pas de gouttelettes :

$$U_0 = \sqrt{\frac{2\Delta P_{Pitot}}{\rho_g}} \quad (\text{Eq.IV.5})$$

où ΔP_{Pitot} est mesurée par un capteur différentiel et ρ_g est la masse volumique du gaz dans la station de mesure. Celle-ci est obtenue en effectuant une correction sur la masse volumique du gaz calculé par REFPROP [19] ($\dot{\rho}$ dans les tableaux de mesures préliminaires), où l'on déduit une pression statique de mesure ($P_{statique}$) à partir de la pression mesurée après la détente (P6) et la perte de pression longitudinale ΔP_{long} mesurée :

$$P_{Statique} = P_{out} - \frac{\Delta P_{long}}{l} L \quad (\text{Eq.IV.6})$$

où l est la distance entre les deux prises de pression longitudinale ($l = 211$ mm) et L est la distance entre la prise de pression absolue (P6) et la prise de pression statique de tube Pitot ($L = 400$ mm), à cette pression ($P_{Statique}$) on détermine le ρ_g comme $\dot{\rho}_g/\rho_g \approx 1 \pm 0.02$:

$$\rho_g = \dot{\rho}_g \frac{P_{statique}}{P_{out}} \quad (\text{Eq.IV.7})$$

De l'équation IV.4 et IV.5 on calcule la concentration c par :

$$c = \frac{1}{KsU_0} \frac{dV_G}{dt} \frac{U_0}{U} \quad (\text{Eq.IV.8})$$

En posant :

$$c = C \frac{1}{u} \quad (\text{Eq.IV.9})$$

avec

$$u = \frac{U}{U_0} \quad \text{et} \quad C = \frac{1}{KsU_0} \frac{dV_G}{dt} \quad (\text{Eq.IV.10})$$

où C est complètement mesuré si l'on fixe la valeur du coefficient de captage K .

En première approximation, nous considérons le tube de Pitot placé dans un écoulement diphasique gaz-gouttelettes supposé homogène. Le théorème de Bernoulli s'écrit :

$$\langle \rho \rangle \frac{U^2}{2} = \Delta P_{\text{Pitot}} \quad (\text{Eq.IV.11})$$

où $\langle \rho \rangle$ est la masse volumique moyenne :

$$\langle \rho \rangle = c\rho_l + (1-c)\rho_g \quad (\text{Eq.IV.12})$$

En posant :

$$\rho = \frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \quad (\text{Eq.IV.13})$$

On obtient :

$$\rho_g [1 + \rho c] \frac{U^2}{2} = \Delta P \quad \Rightarrow \quad (1 + \rho c)u^2 = 1 \quad (\text{Eq.IV.14})$$

En tenant compte de l'équation IV.9, l'équation IV.14 s'écrit :

$$u^2 + \rho C u - 1 = 0 \quad (\text{Eq.IV.15})$$

La solution d'équation IV.15 :

$$u = \frac{1}{2} \left(-\rho C + \sqrt{(\rho C)^2 + 4} \right) \quad (\text{Eq.IV.16})$$

ρ étant connu et C étant mesuré sous réserve de fixer K , on en déduit donc u et par conséquence U .

Calculons le débit volumique de gaz si on suppose un profil de vitesse uniforme :

$$Q_g = U\pi(R - e)^2(1 - c) \quad (\text{Eq.IV.17})$$

Soit

$$Q_g = \pi(R - e)^2 U_0(u - C) \quad (\text{Eq.IV.18})$$

Pour un profil de vitesse de type puissance (profil turbulent) :

$$Q_g = \pi(R - e)^2 U_0(u - C) \frac{1}{p} \quad (\text{Eq.IV.19})$$

où p prend des valeurs entre 1 et 1.2 comme établi dans le chapitre II.

Le débit massique étant déterminé par le débit total du réfrigérant R-134a mesuré dans la boucle et par la détermination du titre massique :

$$\dot{m}_g = \rho_g \pi(R - e)^2 U_0(u - C) \frac{1}{p} \quad (\text{Eq.IV.20})$$

soit :

$$u - C = p \frac{\dot{m}_g}{\pi(R - e)^2 \rho_g U_0} = M \quad (\text{Eq.IV.21})$$

où $\dot{m}_g = x \dot{m}_{total}$, \dot{m}_{total} est mesuré par un débitmètre électromagnétique, et le titre massique x est calculé à l'aide de REFPROP [19].

On peut donc évaluer $u - C = M$, soit :

$$\frac{1}{2} \left(-\rho C + \sqrt{(\rho C)^2 + 4} \right) - C = M \quad (\text{Eq.IV.22})$$

La solution de l'équation IV.22 conduit à :

$$C = \frac{1}{2} \frac{1}{1 + \rho} \left[-(2 + \rho)M + \sqrt{4(1 + \rho) + \rho^2 M^2} \right] \quad (\text{Eq.IV.23})$$

De l'équation IV.8 et IV.23 on en tire:

$$K = \frac{1}{sU_0} \frac{dV_g}{dt} \frac{2(1+\rho)}{\left[-(2+\rho)M + \sqrt{4(1+\rho) + (\rho M)^2} \right]} \quad (\text{Eq.IV.24})$$

Les valeurs de K nécessitent donc la donnée de l'épaisseur du film liquide e qui n'a pas pu être mesurée à cause de la grande résistivité électrique du réfrigérant R-134a, et la détermination de la valeur p qui, elle, nécessite des mesures de profils de vitesse de la phase gazeuse. Ces mesures complexes n'étant ni disponibles dans la littérature ni faciles à faire, nous nous sommes contentés de faire varier ces paramètres pour estimer la valeur de K . Les tableaux IV-8, IV-10, IV-12, IV-14 et IV-16 donnent les résultats bruts, et les tableaux IV-9, IV-11, IV-13, IV-15 et IV-17 donnent les valeurs de K en fonction du choix de l'épaisseur du film e et du paramètre du profil de vitesse p .

Compte tenu des grandes valeurs du frottement pariétal $\tau_i \approx \Delta P/L$, il est fort probable que le profil de vitesse soit quasiment plat, donc on peut prendre en première approximation que $p = 1$. De plus, si l'on se réfère aux résultats du chapitre III, l'épaisseur du film liquide est de l'ordre 0.2-0.3 mm. Si l'on examine les tableaux IV-9, IV-11, IV-13, IV-15 et IV-17 une valeur la plus probable de K serait de l'ordre de 0.3. Cette valeur prise à 0.3 nous a permis d'estimer l'épaisseur du film liquide e pour chaque essai. Comme c'est indiqué dans les tableaux IV-18, IV-19, IV-20, où l'on voit qu'à quelques exceptions près, on retrouve des épaisseurs du même ordre qu'en écoulement eau-air du chapitre III.

Essais A												
M_i (kg/h)	ΔP_{PDC} (kPa)	ΔP_{Pitot} (kPa)	X (-)	dV_g/dt (cm ³ /s)	$P_{statique}$ (kPa)	ρ_g (kg/m ³)	$\langle U_g \rangle$ (m/s)	$\langle U_l \rangle$ (m/s)	Re_g	Re_l	U_0 (m/s)	p
50,72	3,109	2,248	0,320	0,325	371,916	17,971	6,522	0,196	7,5E+04	7,1E+03	15,82	69,76
63,98	4,138	3,660	0,303	0,518	408,937	19,677	7,111	0,255	8,8E+04	9,6E+03	19,29	63,13
76,07	5,047	5,235	0,287	0,641	445,585	21,385	7,366	0,313	9,9E+04	1,2E+04	22,13	57,58
84,02	5,517	6,094	0,278	0,683	465,550	22,313	7,568	0,351	1,1E+05	1,4E+04	23,37	54,93
100,29	6,537	7,774	0,263	0,956	504,580	24,156	7,870	0,431	1,2E+05	1,7E+04	25,37	50,28
121,00	8,052	9,552	0,240	1,041	558,473	26,671	7,873	0,541	1,3E+05	2,2E+04	26,76	45,00
140,39	8,069	11,309	0,221	1,264	614,401	29,287	7,663	0,649	1,4E+05	2,7E+04	27,79	40,52

Tableau IV-8 – Résultats obtenus pour la série d'essais A

e=0,1 mm					
M1, p=1	K1	M2, p=1,1	K2	M3, p=1,2	K3
0,437	0,268	0,481	0,307	0,524	0,352
0,391	0,277	0,430	0,312	0,469	0,352
0,353	0,245	0,388	0,273	0,423	0,303
0,343	0,230	0,377	0,255	0,412	0,283
0,329	0,262	0,362	0,290	0,394	0,320
0,312	0,234	0,343	0,257	0,374	0,282
0,292	0,237	0,321	0,258	0,351	0,281
e=0,2 mm					
0,464	0,291	0,510	0,336	0,557	0,390
0,415	0,298	0,456	0,338	0,498	0,384
0,374	0,261	0,412	0,293	0,449	0,328
0,364	0,245	0,401	0,274	0,437	0,306
0,349	0,279	0,384	0,310	0,419	0,344
0,331	0,248	0,364	0,274	0,397	0,302
0,310	0,250	0,341	0,274	0,372	0,300
e=0,3 mm					
0,493	0,319	0,543	0,373	0,592	0,439
0,441	0,323	0,485	0,370	0,529	0,425
0,398	0,281	0,438	0,317	0,478	0,358
0,387	0,263	0,426	0,296	0,465	0,333
0,371	0,298	0,408	0,334	0,445	0,373
0,352	0,264	0,387	0,293	0,422	0,326
0,330	0,265	0,363	0,292	0,396	0,321

Tableau IV-9 – Résultats obtenus pour la série d'essais A

Essais A'												
M_t (kg/h)	ΔP_{PDC} (kPa)	ΔP_{Pitot} (kPa)	X (-)	dV_g/dt (cm ³ /s)	P_{statique} (kPa)	ρ_g (kg/m ³)	<U_g> (m/s)	<U_l> (m/s)	Re_g	Re_l	U₀ (m/s)	ρ
49,71	3,296	2,488	0,319	0,339	375,774	18,134	6,308	0,192	7,3E+04	7,0E+03	16,57	69,07
75,88	5,043	5,245	0,285	0,666	449,033	21,503	7,263	0,313	9,8E+04	1,2E+04	22,09	57,23
101,92	6,640	7,509	0,258	0,937	512,154	24,440	7,771	0,441	1,2E+05	1,8E+04	24,79	49,63
119,78	7,445	9,350	0,242	1,095	556,507	26,579	7,874	0,534	1,3E+05	2,2E+04	26,52	45,19
140,36	8,277	11,319	0,221	1,291	611,255	29,156	7,695	0,648	1,4E+05	2,7E+04	27,86	40,72

Tableau IV-10 – Résultats obtenus pour la série d'essais A'

e=0,1 mm					
M1, p=1	K1	M2, p=1,1	K2	M3, p=1,2	K3
0,403	0,238	0,444	0,270	0,484	0,306
0,348	0,250	0,383	0,278	0,418	0,309
0,332	0,263	0,365	0,291	0,399	0,322
0,315	0,252	0,346	0,276	0,377	0,303
0,293	0,243	0,322	0,265	0,351	0,288
e=0,2 mm					
0,428	0,257	0,471	0,294	0,514	0,336
0,370	0,267	0,407	0,299	0,444	0,334
0,353	0,280	0,388	0,311	0,423	0,346
0,334	0,267	0,367	0,294	0,401	0,325
0,311	0,256	0,342	0,280	0,373	0,307
e=0,3 mm					
0,455	0,280	0,501	0,322	0,547	0,373
0,393	0,287	0,433	0,323	0,472	0,364
0,375	0,300	0,413	0,335	0,450	0,375
0,355	0,284	0,391	0,316	0,426	0,351
0,330	0,271	0,363	0,299	0,396	0,329

Tableau IV-11 – Résultats obtenus pour la série d'essais A'

Essais B												
M_t (kg/h)	ΔP_{PDC} (kPa)	ΔP_{Pitot} (kPa)	X (-)	dV_g/dt (cm³/s)	P_{statique} (kPa)	ρ_g (kg/m³)	<U_g> (m/s)	<U_f> (m/s)	Re_g	Re_f	U₀ (m/s)	ρ
49,86	2,200	1,012	0,294	0,098	347,656	16,706	6,338	0,199	6,8E+04	7,1E+03	11,01	75,59
75,08	3,814	3,125	0,267	0,456	400,565	19,160	7,542	0,314	9,1E+04	1,2E+04	18,06	65,01
100,41	5,075	5,373	0,240	0,701	460,343	21,922	7,929	0,441	1,1E+05	1,7E+04	22,14	56,02

Tableau IV-12 – Résultats obtenus pour la série d'essais B

e=0,1 mm					
M1, p=1	K1	M2, p=1,1	K2	M3, p=1,2	K3
0,610	0,219	0,671	0,273	0,732	0,351
0,442	0,313	0,487	0,359	0,531	0,412
0,380	0,283	0,417	0,318	0,455	0,357
e=0,2 mm					
0,648	0,250	0,712	0,322	0,777	0,436
0,470	0,340	0,517	0,394	0,564	0,458
0,403	0,304	0,443	0,344	0,483	0,389
e=0,3 mm					
0,689	0,293	0,758	0,395	0,827	0,578
0,499	0,373	0,549	0,437	0,599	0,516
0,428	0,329	0,471	0,374	0,514	0,427

Tableau IV-13 – Résultats obtenus pour la série d'essais B

Essais C												
M _t (kg/h)	ΔP _{PDC} (kPa)	ΔP _{Ptot} (kPa)	X (-)	dV _g /dt (cm ³ /s)	P _{statique} (kPa)	ρ _g (kg/m ³)	<U _g > (m/s)	<U _l > (m/s)	Re _g	Re _l	U ₀ (m/s)	ρ
49,95	1,788	0,635	0,255	0,054	345,359	16,587	5,550	0,210	5,9E+04	7,5E+03	8,75	76,19
75,28	3,197	2,110	0,231	0,383	392,148	18,725	6,690	0,330	8,0E+04	1,2E+04	15,01	66,69
100,14	4,287	3,746	0,208	0,677	441,080	20,963	7,177	0,456	9,4E+04	1,7E+04	18,91	58,88

Tableau IV-14 – Résultats obtenus pour la série d'essais C

e=0,1 mm					
M1, p=1	K1	M2, p=1,1	K2	M3, p=1,2	K3
0,672	0,191	0,739	0,253	0,807	0,356
0,472	0,355	0,519	0,411	0,567	0,479
0,402	0,359	0,443	0,406	0,483	0,459
e=0,2 mm					
0,714	0,226	0,785	0,316	0,856	0,494
0,501	0,388	0,551	0,456	0,602	0,538
0,427	0,387	0,470	0,441	0,512	0,503
e=0,3 mm					
0,759	0,277	0,835	0,424	0,911	0,819
0,533	0,430	0,586	0,511	0,640	0,616
0,454	0,420	0,500	0,484	0,545	0,558

Tableau IV-15 – Résultats obtenus pour la série d'essais C

Essais D												
M _t (kg/h)	ΔP _{PDC} (kPa)	ΔP _{Ptot} (kPa)	X (-)	dV _g /dt (cm ³ /s)	P _{statique} (kPa)	ρ _g (kg/m ³)	<U _g > (m/s)	<U _l > (m/s)	Re _g	Re _l	U ₀ (m/s)	ρ
13,87	1,584	0,428	0,220	0,043	341,448	16,368	4,842	0,219	5,1E+04	7,8E+03	7,23	77,31
20,84	2,767	1,469	0,200	0,348	378,971	18,056	6,011	0,341	6,9E+04	1,2E+04	12,76	69,41
27,90	3,944	3,140	0,175	0,738	430,729	20,382	6,212	0,475	8,0E+04	1,8E+04	17,55	60,73

Tableau IV-16 – Résultats obtenus pour la série d'essais D

e=0,1 mm					
M1, p=1	K1	M2, p=1,1	K2	M3, p=1,2	K3
0,710	0,215	0,781	0,300	0,852	0,464
0,499	0,429	0,549	0,503	0,599	0,594
0,375	0,399	0,413	0,447	0,450	0,501
e=0,2 mm					
0,753	0,262	0,829	0,396	0,904	0,738
0,530	0,473	0,583	0,563	0,636	0,676
0,398	0,428	0,438	0,483	0,478	0,546
e=0,3 mm					
0,801	0,335	0,881	0,589	0,961	1,891
0,564	0,528	0,620	0,639	0,676	0,787
0,423	0,462	0,466	0,526	0,508	0,600

Tableau IV-17 – Résultats obtenus pour la série d'essais D

Essais	G (kg.m ⁻² .s ⁻¹)	X (-)	e (mm)
A	365,2	0,32	0,2
A'	356,7	0,32	0,4
B	359,7	0,29	0,3
C	360,4	0,26	0,3
D	360,5	0,22	0,3

Tableau IV-18 – Epaisseur du film liquide estimée avec K=0.3

Essais	G (kg.m ⁻² .s ⁻¹)	X (-)	e (mm)
A	550,1	0,29	0,4
A'	539,9	0,29	0,4
B	541,9	0,27	0,0
C	543,3	0,23	-0,1
D	540,3	0,20	-0,4

Tableau IV-19 – Epaisseur du film liquide estimée avec K=0.3

Essais	G (kg.m ⁻² .s ⁻¹)	X (-)	e (mm)
A	722,1	0,26	0,3
A'	740,5	0,26	0,3
B	724,8	0,24	0,2
C	722,8	0,21	-0,2
D	724,7	0,17	-0,4

Tableau IV-20 – Epaisseur du film liquide estimée avec K=0.3

Conclusions

Dans la partie bibliographique, nous avons détaillé les méthodes classiques de prévision de perte de pression lors d'un écoulement diphasique.

Pour notre campagne d'essais avec le fluide frigorigène R-134a, les points de fonctionnement ont été choisis judicieusement sur le diagramme de Mollier (pression-enthalpie) pour couvrir une bonne plage de variation du titre massique tout en restant en régime annulaire pour être cohérent avec les régimes d'écoulement réalisés en mélange eau-air et avec les modèles utilisés.

Les mesures expérimentales en entrée de l'évaporateur ont été reportées sur la carte d'écoulement proposée par Hashizume [5]. Ces résultats ont été comparés avec les résultats obtenus par Wang et al. [1] pour une conduite circulaire de diamètre de 6.5 mm. Cette comparaison montre clairement que les régimes d'écoulement sont majoritairement annulaires comme nous l'avions prédit au chapitre I également.

Le modèle de Lockhart-Martinelli [6] ne semble pas prédire correctement les points expérimentaux. Ce modèle sous-estime nos valeurs expérimentales. L'ensemble des points expérimentaux est confronté aux prévisions des autres modèles théoriques. La corrélation de Chisholm [10] semble la mieux adaptée pour prédire nos points expérimentaux.

Concernant la mesure de vitesse par tube de Pitot et le débitmètre de gouttelettes, par une modélisation simple, nous avons montré que la valeur la plus probable du coefficient de captation K est de l'ordre de 0.3. Cette valeur nous a permis d'estimer l'épaisseur du film liquide e pour chaque essai.

Annexes

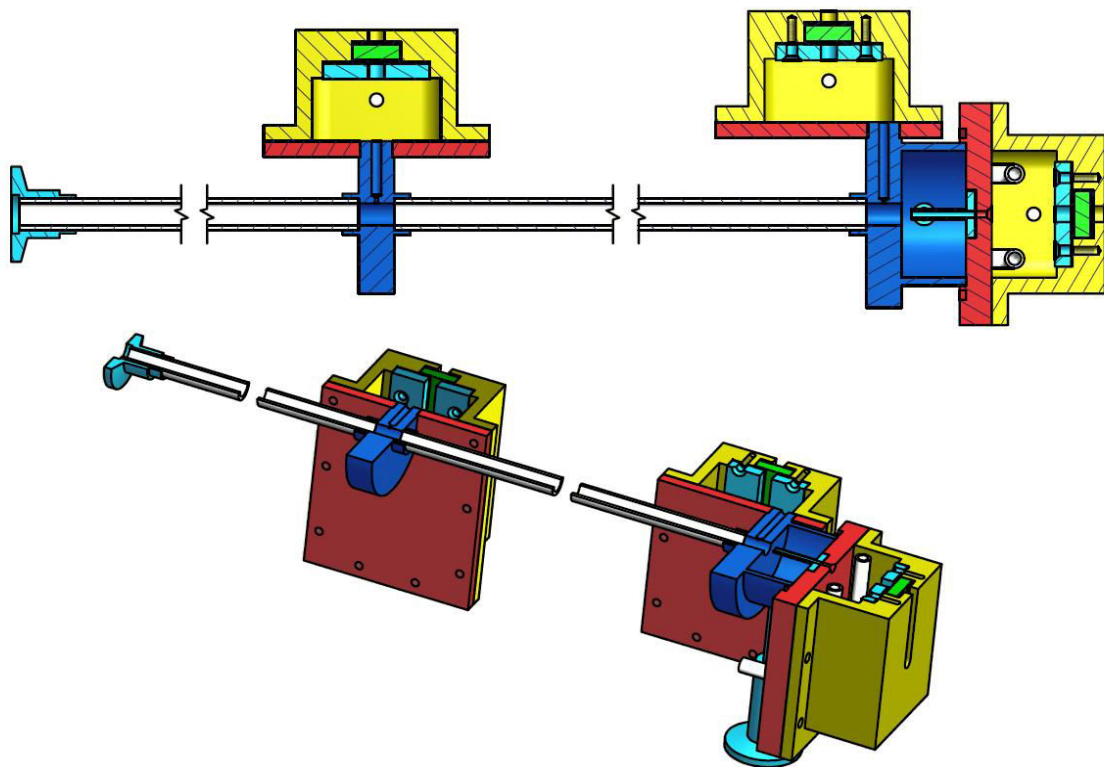


Figure A-1 – Plan général du dispositif expérimental II

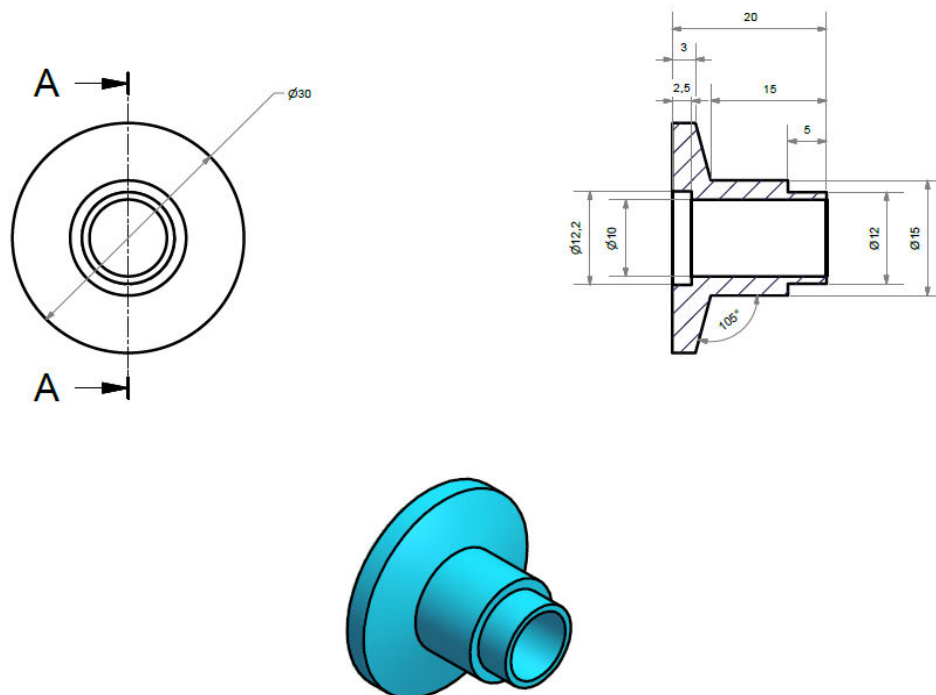


Figure A-2 – La bride pour le tube d'entrée et le tube de sortie

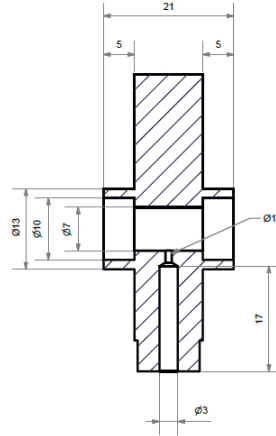
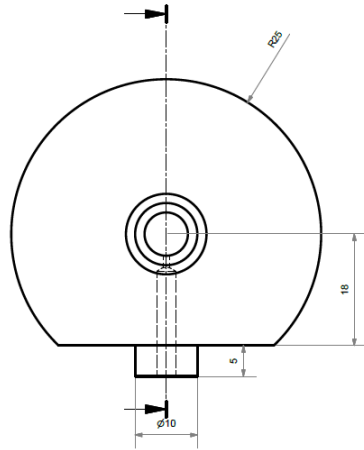
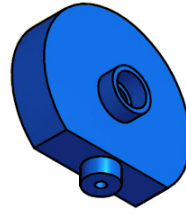
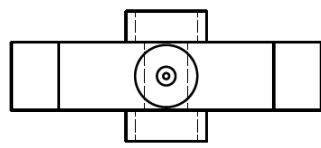


Figure A-3 – La bride d'entrée

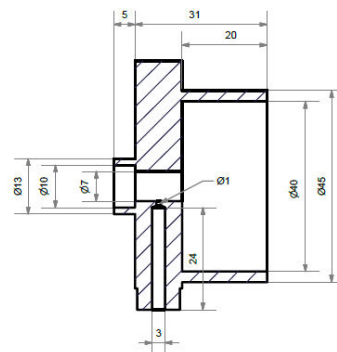
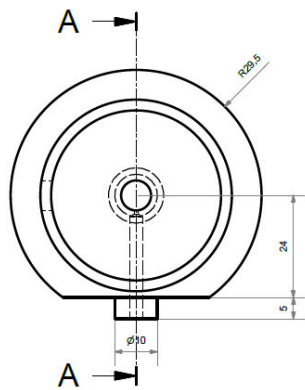
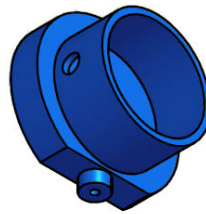
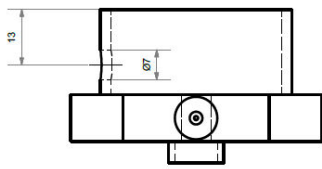


Figure A-3 – La bride intermédiaire

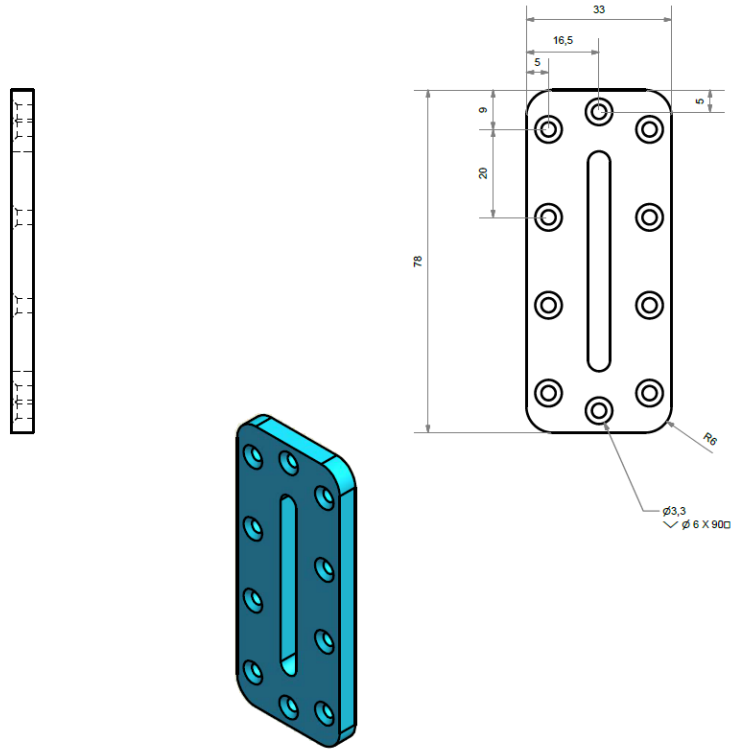


Figure A-4 – La bride joint de cuve

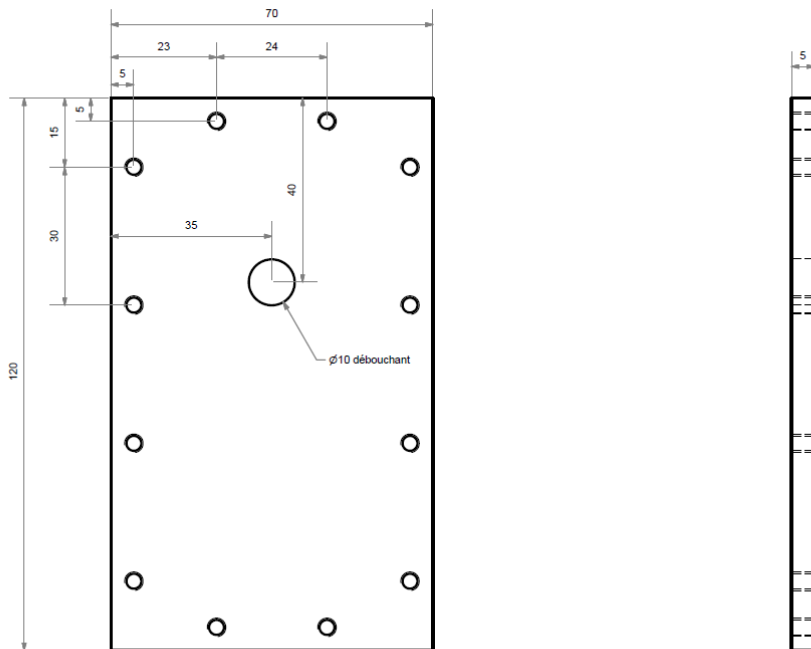


Figure A-6 – La couvercle de la cuve d'entrée

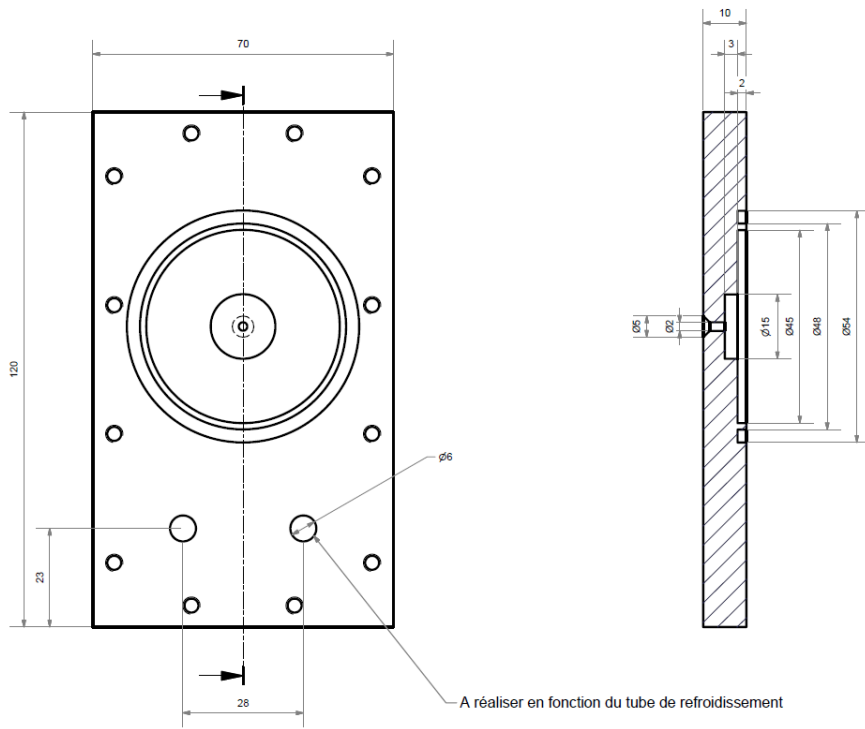


Figure A-7 – La couvercle de la cuve de sortie

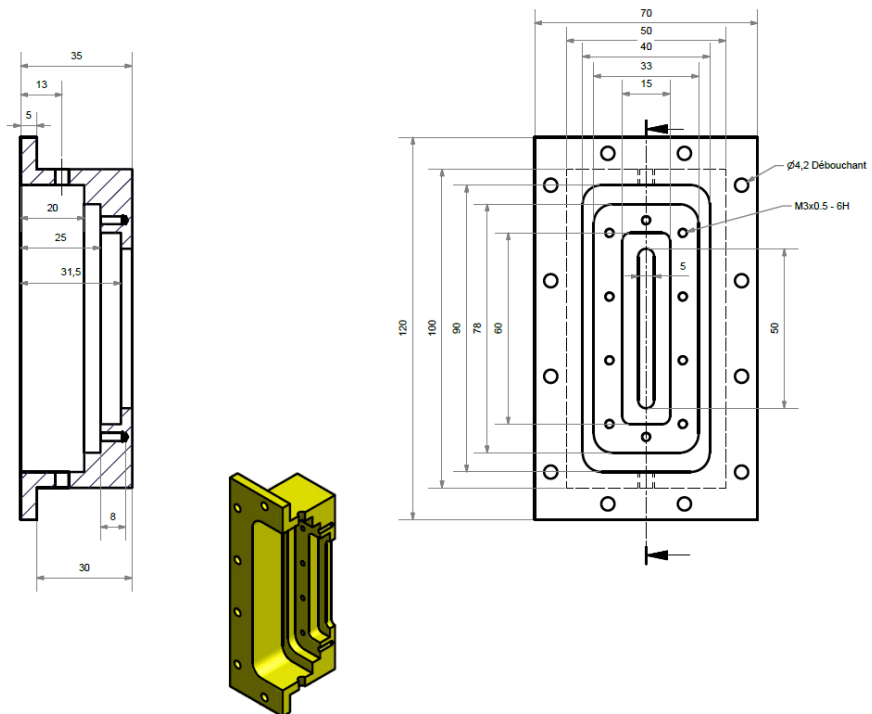


Figure A-8 – La cuve de sortie

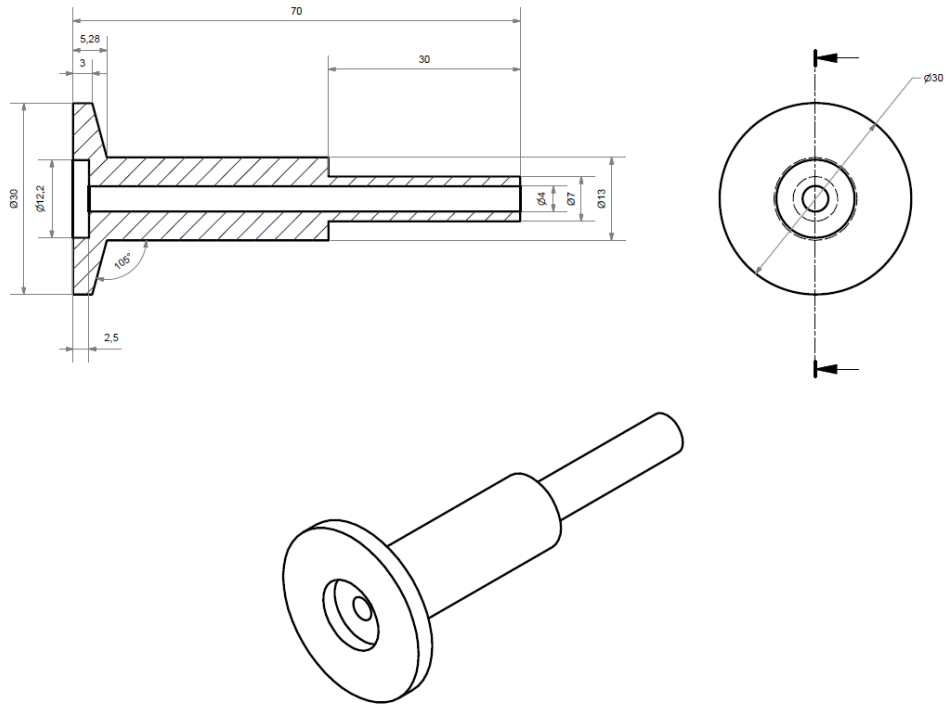


Figure A-9 – Le picage pour la bride intermédiaire

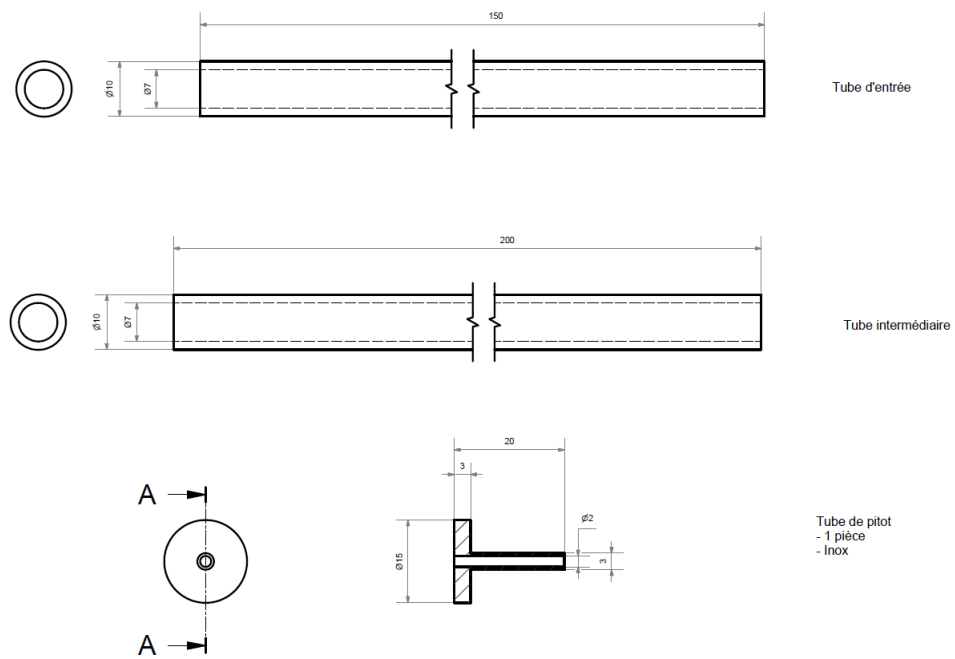


Figure A-9 – Les tubes principaux et le tube de Pitot

Références bibliographiques

1. Wang, C.-C., C.-S. Chiang, and D.-C. Lu, *Visual observation of two-phase flow pattern of R-22, R-134a, and R-407C in a 6.5-mm smooth tube*. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1997. **15**(4): p. 395-405.
2. Choe, W.G., L. Weinberg, and J. Weisman, *Observation and correlation of flow pattern transition in horizontal, co-current gas-liquid flow*, in *Two-Phase Transport and Reactor Safety*, T.N. Veziroglu and S. Kakac, Editors. 1978, Hemisphere: Washington.
3. Baker, O., *Simultaneous flow in oil and gas*. *Oil and Gas Journal*, 1954. **53**: p. 185-195.
4. Mandhane, J.M., G.A. Gregory, and K. Aziz, *A flow pattern map for gas—liquid flow in horizontal pipes*. *International Journal of Multiphase Flow*, 1974. **1**(4): p. 537-553.
5. Hashizume, K., *Flow Pattern and Void Fraction of Refrigerant Two-Phase Flow in a Horizontal Pipe*. *Bulletin of the The Japan Society of Mechanical Engineers*, 1983. **26**(1983): p. pp. 1597–1602.
6. R.C. Lockhart, R.W.M., *Proposed correlation of data for isothermal twophase, two component flow in pipes*. *Chemical Engineering and Processing*, 1949. **45**(1949): p. 39–48.
7. Friedel, L., *Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow*. *European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, 1979, Paper E2*.
8. Grønnerud, R., *Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type evaporators, part iv: two-phase flow resistance in boiling refrigerants*. in: *Annexe 1972-1, Bull. de l'Inst. du Froid*, 1979.
9. Müller-Steinhagen, H. and K. Heck, *A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes*. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 1986. **20**(6): p. 297-308.
10. Chisholm, D., *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*, 1973. **16**(1973): p. 347–348.
11. Ould Didi, M.B., N. Kattan, and J.R. Thome, *Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes*. *International Journal of Refrigeration*, 2002. **25**(7): p. 935-947.
12. Lim, T., *Flow pattern and pressure drop of pure refrigerants and their mixture in horizontal tube*. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2005. **19**(12): p. 2289-2295.

13. N. Kattan, J.R.T., D. Favrat, *Flow boiling in horizontal tubes. Part 1: development of a diabatic two-phase flow pattern map*. Journal of Heat Transfer, 1998. **120**(1998): p. pp. 140–147.
14. N. Kattan, J.R.T., D. Favrat, *Flow boiling in horizontal tubes. Part 2: new heat transfer data for five refrigerants*. Journal of Heat Transfer, 1998. **120** (1998): p. pp. 140–147.
15. N. Kattan, J.R.T., D. Favrat, *Flow boiling in horizontal tubes. Part 3: development of a new heat transfer model based on flow patterns*. Journal of Heat Transfer, 1998. **120**(1998): p. pp. 156–165.
16. Mauro, A.W., et al., *Comparison of experimental pressure drop data for two phase flows to prediction methods using a general model*. International Journal of Refrigeration, 2007. **30**(8): p. 1358-1367.
17. Moreno Quibén, J. and J.R. Thome, *Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007. **28**(5): p. 1060-1072.
18. Padilla, M., et al., *Flow regimes and two-phase pressure gradient in horizontal straight tubes: Experimental results for HFO-1234yf, R-134a and R-410A*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011. **35**(6): p. 1113-1126.
19. Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O, *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg*. 2013.

Chapitre V : Écoulement diphasique eau-air dans un échangeur compact

Introduction

Dans ce chapitre, nous nous intéressons aux écoulements monophasique et diphasique dans un échangeur compact. Pour cela, nous avons conçu et réalisé dans l'état de l'art un montage expérimental III quasiment semblable à un échangeur compact industriel pour lequel les dimensions pertinentes ont été respectées. Dans un premier temps, nous présentons une bibliographie qui se limite aux études sur les jonctions en T et aux travaux de la littérature concernant les échangeurs compacts en écoulement eau-air. Dans un deuxième temps, nous décrivons le montage expérimental III, et le système que nous avons mis au point pour mesurer les débits de gaz et de liquide séparément dans chacun des faisceaux parallèles de l'échangeur compact. Dans un troisième temps, nous présentons les résultats expérimentaux concernant les pertes de pression régulière et singulière avec des canaux munis ou non d'intercalaires pour une jonction isolée d'une part et pour l'échangeur complet en écoulement monophasique et diphasique (eau-air) d'autre part. La distribution des débits de chaque phase dans les tubes à mini-canaux a été également déterminée, et une étude originale de visualisation de l'écoulement diphasique dans les mini-canaux a été effectuée à l'aide d'une caméra rapide. Cette étude montre en particulier que les écoulements dans les mini-canaux sont du type bulles ou poches.

I- Etude bibliographique

Comme nous l'avons déjà mentionné dans le chapitre 1, dans la littérature, plusieurs études ont été effectuées sur les pertes de pressions singulières et régulières ainsi que la répartition des phases dans les embranchements simples et multiples. Pour les jonctions isolées, nous pouvons citer les études principales comme celles de **Seeger et al. [1]**, **Saba et Lahey [2]**, **Reimann et al. [3]**, et les études de **Walters et al. [4]**, **Hwang et al. [5]**, **Buell et al. [6]** **Saba et Lahey [2]**, **Reimann et al. [3]** et **Henry [7]** pour les jonctions T multiples. Comme **Kim et al. [8]** l'ont présenté dans leur revue récente, certains auteurs se sont particulièrement intéressés aux pertes de pression dans les mini-canaux. Parmi ces auteurs, les études expérimentales de **Hrnjak et al. [9]**, **Pehlivan et al. [10]** et **Triplette et al. [11]** sont les plus référencées. De la même manière, dans le cas des échangeurs à mini-canaux, il existe différentes études selon l'orientation de du collecteur (verticale ou horizontale) et selon le sens de l'écoulement (ascendant ou descendant) dans les tubes parallèles. Les travaux de recherche menés par **Kim et Sin [12]**, **Kim et Han [13]** (distributeur horizontal), **Lee et Lee [14]** (distributeur vertical), **Marchitto [15-17]** (configuration verticale ascendant), **Ahmad et al. [18]** (réfrigérant R-134a) sont majoritairement cités dans la littérature.

Dans cette partie bibliographique, on s'intéresse seulement aux études expérimentales qui ont été menées en situation adiabatique pour un écoulement eau (cas monophasique) ou un écoulement en eau-air (cas diphasique) dans une configuration verticale descendante.

I-1- Embranchement en T (jonction isolée)

Pour des écoulements monophasiques, la plupart des études expérimentales ont été réalisées dans une configuration horizontale où les trois branches du raccordement en T se trouvent dans un même plan horizontal. En revanche, pour les jonctions isolées verticales (la branche rectiligne principale est en position horizontale et la branche latérale est en position verticale), très peu d'études à notre connaissance s'y sont intéressées.

D'autre part, la majorité des études a été consacrée à l'écoulement au sein d'embranchements en T isomorphes. Cela veut dire que la section de passage entre la conduite principale et la branche secondaire est identique en forme, (soit rectangulaire soit circulaire) et en taille. Dans notre cas, la branche principale étant circulaire et la branche verticale étant une conduite rectangulaire, la comparaison de nos résultats avec la littérature sera très limitée.

Idelchik et Steinberg [19], ont étudié différentes configurations d'écoulement monophasique (type de sections et rapport de section) dans les jonctions en T horizontales et ont proposé des relations expérimentales pour évaluer les pertes de pression singulières aux embranchements en T.

I-2- Perte de pression régulières en mini-canaux

I-2-1-Cas d'un écoulement monophasique

Harms et al. [20] ont étudié les écoulements monophasiques d'eau dans des mini-canaux rectangulaires avec un diamètre hydraulique 1,923 mm pour des nombres de Reynolds variant de 173 à 12 900. Ils ont constaté que les résultats expérimentaux obtenus pour le coefficient de frottement sont inférieurs aux prédictions de la littérature pour les macro-canaux. Comme le montre la Figure V-1, la transition laminaire-turbulent apparaît pour un nombre de Reynolds d'environ 1500. Ils ont expliqué cette faible valeur (par rapport à 2400) par l'influence du distributeur sur le comportement du fluide. Sur la figure V-1, la corrélation de **Shah et London [21]** a été utilisée pour prédire le régime laminaire et celle de **Haaland [22]** pour le régime turbulent.

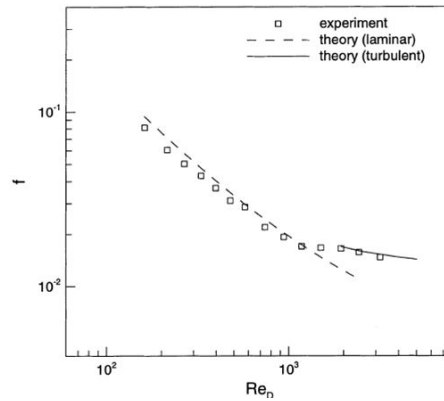


Figure V-1 – Coefficient de frottement mesuré en fonction du nombre de Reynolds, d’après [20]

- Corrélation de Shah et London en régime laminaire

Ces auteurs ont présenté une corrélation pour le coefficient de perte de pression par frottement $\lambda = 4f$ en fonction du nombre de Reynolds Re_D basé sur le diamètre hydraulique pour un écoulement en régime laminaire au travers d’un canal avec une section rectangulaire sous la forme d’un polynôme d’ordre 5 avec une erreur de l’ordre de 0.05 % par rapport aux données expérimentales :

$$\lambda Re_D = 96(1 - 1.3553.\gamma + 1.9467.\gamma^2 - 1.7012.\gamma^3 + 0.9564.\gamma^4 - 0.2537.\gamma^5) \quad (\text{Eq.V.1})$$

où l’on définit le rapport γ comme le rapport d’aspect de la section rectangulaire, à savoir le rapport entre la largeur et la longueur du canal. Il est à noter que pour $\gamma = 0$, on retrouve bien le résultat du calcul analytique pour un rectangle d’extension infinie.

- Corrélation de Haaland en régime turbulent

Cet auteur a proposé une corrélation pour le coefficient de perte de pression par frottement en régime turbulent pour des nombre de Reynolds inférieurs à 10^8 dans le cas de section rectangulaire.

$$\frac{1}{\lambda} = -1.8 \log \left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re_D} \right] \quad (\text{Eq.V.2})$$

où ε/D est la rugosité relative.

Steinke et al. [23] ont présenté dans leur revue, un état de l’art sur l’ensemble des études qui ont été menées en monophasique dans les mini- et micro-canaux. Ils ont montré que les relations classiques de l’hydraulique utilisées dans la littérature pour prédire le coefficient de perte de pression linéaire dans les canaux restent valables pour le cas des mini- et micro-canaux. On précisera que les dimensions caractéristiques des mini- et micro-canaux se situent dans les fourchettes : micro-canaux ($0.8 \text{ mm} < D_h \leq 2.0 \text{ mm}$) et mini-canaux ($2.0 \text{ mm} < D_h < 30.0 \text{ mm}$).

Comme le montre la Figure V-2, très peu d'études ont été réalisées sur les mini-canaux avec un diamètre hydraulique entre 600 à 1200 μm .

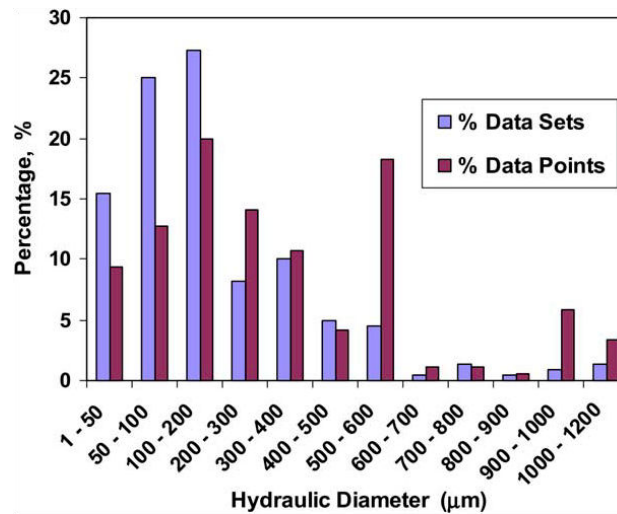


Figure V-2 – Distribution des données existantes dans la littérature en fonction de diamètre hydraulique d'après [23]

Elazhary et al. [24] ont étudié les pertes de pression pour un écoulement monophasique d'eau dans un canal rectangulaire ($1.87 \times 20 \text{ mm}$) pour une large gamme de nombre de Reynolds. La valeur du nombre de Reynolds critique est proche de 2000. Ils ont montré (figure V-3) un très bon accord entre les résultats expérimentaux et la corrélation de **Shah et London [21]** en régime laminaire et la corrélation de **Sadatomu [25]** en régime turbulent.

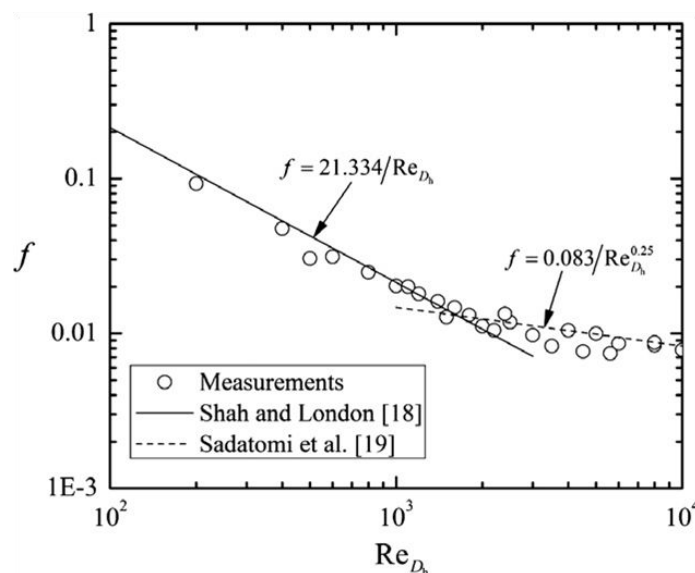


Figure V-3 – Comparaison des résultats expérimentaux en monophasique avec les corrélations classiques, d'après [24]

- Corrélation de Sadatomu en régime turbulent dans les conduites non-circulaires

Pour déterminer le coefficient de perte de pression dans les conduites non-circulaires, ces auteurs ont proposé une corrélation en loi de puissance similaire à Blasius comme :

$$\lambda = C_t \text{Re}_{D_h}^{-0.25} \quad (\text{Eq.V.3})$$

Pour mieux connaître sa notation, **Sadatomi [25]** a défini ses coefficients comme suit :

- C_l : coefficient de géométrie en régime laminaire pour les conduites non-circulaires
- C_{l0} : coefficient de géométrie en régime laminaire pour une conduite circulaire
- C_t : coefficient de géométrie en régime turbulent pour les conduites non-circulaires
- C_{t0} : coefficient de géométrie en régime turbulent pour une conduite circulaire

La valeur de C_t peut être estimée soit à l'aide de diagramme présenté sur la Figure V-4a, soit par une approximation (courbe de Figure V-4a). La relation entre C_t/C_{t0} et C_l/C_{l0} s'écrit :

$$\frac{C_t}{C_{t0}} = \sqrt[3]{\left(0.0154 \frac{C_l}{C_{l0}} - 0.012\right)} + 0.85 \quad (\text{Eq.V.4})$$

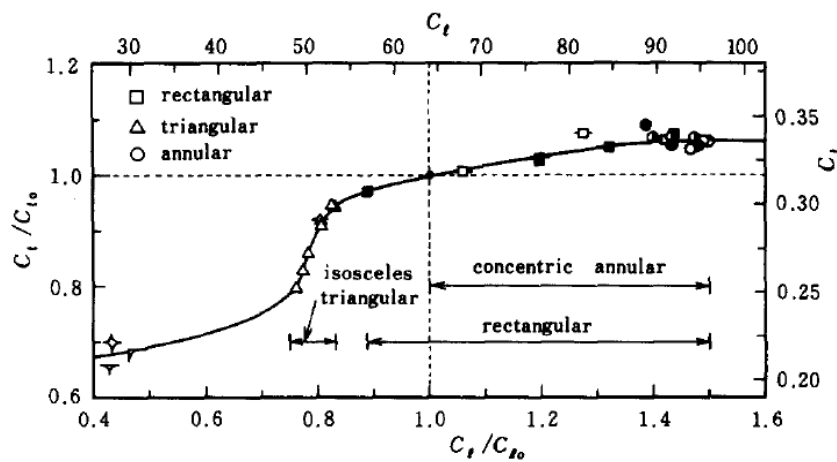


Figure V-4a – Relation entre C_t et C_l proposée par [25]

Il a également proposé un autre diagramme (Figure V-4b) qui nous permet d'estimer le coefficient de géométrie relatif au régime laminaire (C_l/C_{l0}) en connaissant le rapport d'aspect du canal.

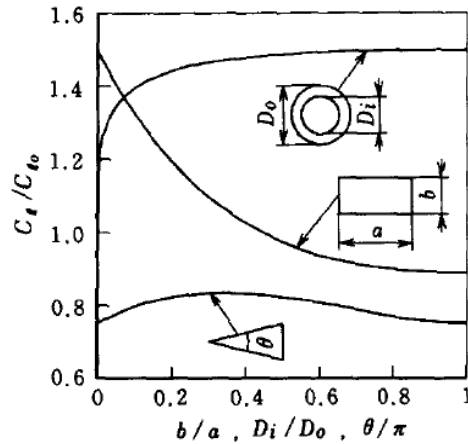


Figure V-4b – Coefficient de géométrie relative (C_1/C_{10}) pour les géométries proposée par [25]

Dans notre cas, en sachant que le rapport d'aspect (b/a) est de 0.08, la valeur de C_1 serait d'environ 0.33.

I-2-2- Cas d'un écoulement diphasique

Triplett et al. [11] ont étudié un écoulement diphasique adiabatique eau-air dans des conduites circulaires de diamètre 1.09 et 1.45 mm. Les gammes de vitesses superficielles de chaque phase sont respectivement $(0.02-8) \text{ m.s}^{-1}$ et $(0.02-80) \text{ m.s}^{-1}$. Ils ont comparé leurs résultats expérimentaux avec le modèle homogène. Ils constatent un bon accord entre les résultats obtenus pour les pertes de pression par frottement et le modèle utilisé. Ils notent que pour un écoulement annulaire, le modèle homogène et d'autres corrélations surestiment les pertes de pression par frottement.

Pehlivan et al. [10] se sont intéressés aux pertes de pression par frottement dans des canaux millimétriques de diamètres 3, 1, 0.8 mm pour un écoulement diphasique eau-air. Les gammes de vitesse superficielles de l'eau sont entre 0.02 et 1 m.s^{-1} et celles de l'air entre 10 et 100 m.s^{-1} . Ils ont comparé leurs résultats expérimentaux avec le modèle homogène, le modèle de **Chisholm [26]** et le modèle **Friedel [27]**. Ils ont montré que les résultats expérimentaux pour les canaux de diamètre 1 et 0.8 mm s'accordent mieux avec le modèle homogène et le modèle de Chisholm car le modèle de Friedel sous-estime les données expérimentales pour tous les essais.

Dutkowski [28] a étudié expérimentalement les pertes de pression pour les écoulements diphasiques adiabatiques dans une tubulure à minicanaux. Il utilise l'eau et l'air comme fluides de travail. Les diamètres internes des tubes varient de 1.05 à 2.30 mm. Le débit massique de eau et air sont respectivement $0.65 \leq \dot{m} \leq 59 \text{ kg.h}^{-1}$, et $0.011 \leq \dot{m} \leq 0.72 \text{ kg.h}^{-1}$. Il a montré que l'utilisation des corrélations classiques de **Lockhart-Martinelli [29]** et **Friedel [27]** ne fournissent pas des résultats satisfaisants pour prédire les pertes de pression dans les minicanaux. Néanmoins, il a conclu que les corrélations classiques peuvent servir pour avoir une première estimation de pertes de pression par frottement dans les mini-canaux.

I-3- Echangeurs à mini-canaux

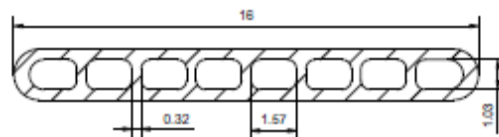
Kim et Sin [30] ont étudié expérimentalement la distribution d'un écoulement diphasique eau-air en régime annulaire dans un échangeur thermique à mini-canaux. Le distributeur est un tube circulaire horizontal de diamètre 17 mm avec 30 faisceaux plats verticaux. Chaque tube/faisceau est composé de 8 mini-canaux de diamètre hydraulique 1.32 millimètre. Ils ont étudié l'influence de plusieurs paramètres sur la répartition des phases : la direction de l'écoulement (ascendant ou descendant), la hauteur d'insertion du canal dans le distributeur (« intrusion depth ») ainsi que les paramètres de fonctionnement comme la vitesse massique et le titre massique.

Ils ont constaté que la distribution en eau, notamment dans une configuration descendante, est significativement influencée par la hauteur d'insertion des canaux dans le distributeur. Pour une hauteur nulle, la plupart du liquide passe dans les premiers canaux sous l'effet de la gravité. Par contre, en augmentant cette hauteur, l'écoulement d'eau est dirigé vers le fond du distributeur due à une quantité de mouvement plus grande. Ils ont également montré que l'influence de la vitesse massique et du titre massique sur la distribution est identique à celle de la hauteur d'insertion.

Kim et Han [13] ont repris les travaux de **Kim et Sin [12]** mais cette fois-ci avec moins de canaux. Au lieu de 30 canaux, ils ont étudié une configuration d'échangeur avec 10 canaux verticaux insérés dans le distributeur. En raison de la ressemblance de leur étude avec nos propres expériences, nous allons présenter cette étude plus en détail dans ce qui suit.

- Dispositif expérimental

Dans le chapitre 1, sur les Figures I-6 et I-7 nous avons décrit le dispositif expérimental et le système de mesure du débit utilisé par **Kim et Han [13]**. La Figure V-5 représente une coupe longitudinale du tube employé dans cette étude.



V-5 – Compositions des mini-canaux dans les conduites verticales (cotes en mm) dans les travaux de Kim et Han [13]

- L'influence de la hauteur d'insertion sur la distribution

Comme l'étude de **Kim et Sin [12]** le laisse à penser, la distribution d'écoulement liquide est fortement liée à la hauteur d'insertion h des barrettes dans le distributeur de diamètre D . Dans le cas « flush-mounted » où $h/D = 0$, la majorité de l'écoulement annulaire passe dans les

premiers canaux. En revanche, l'augmentation de cette hauteur favorise le passage d'eau vers le fond du distributeur. On peut également constater que la distribution de l'air est à l'inverse de celle de l'eau. Néanmoins, la variation de la distribution de l'écoulement d'air est moins significative (Figure V-6), car ce qu'on cherche c'est vaporiser la phase liquide.

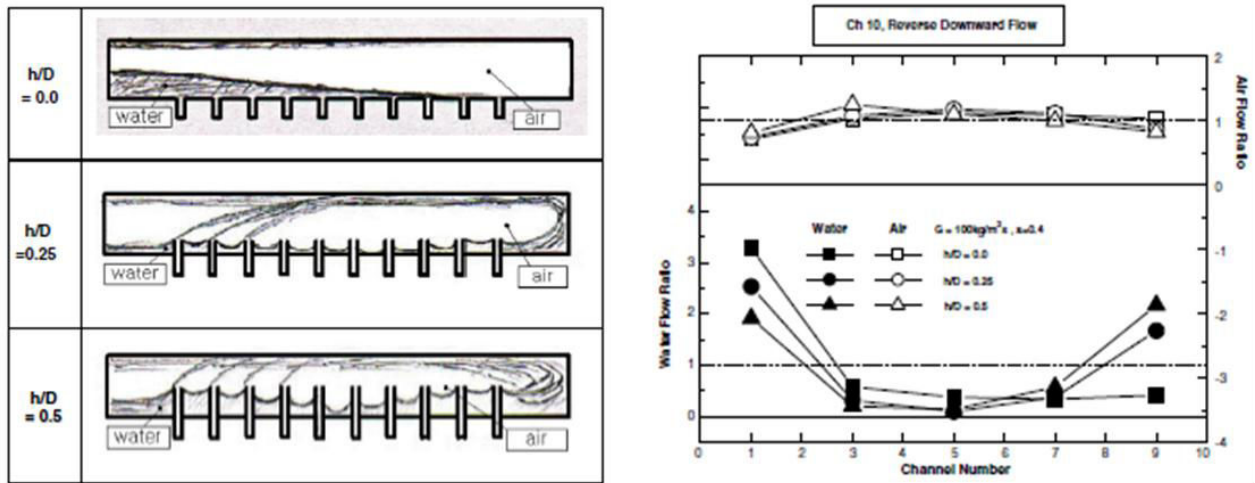


Figure V-6 – L'influence de la hauteur d'insertion sur la distribution dans une configuration descendante, illustration des écoulements (à gauche) et la distribution correspondante (à droite), d'après [13]

L'influence de la vitesse massique sur la distribution

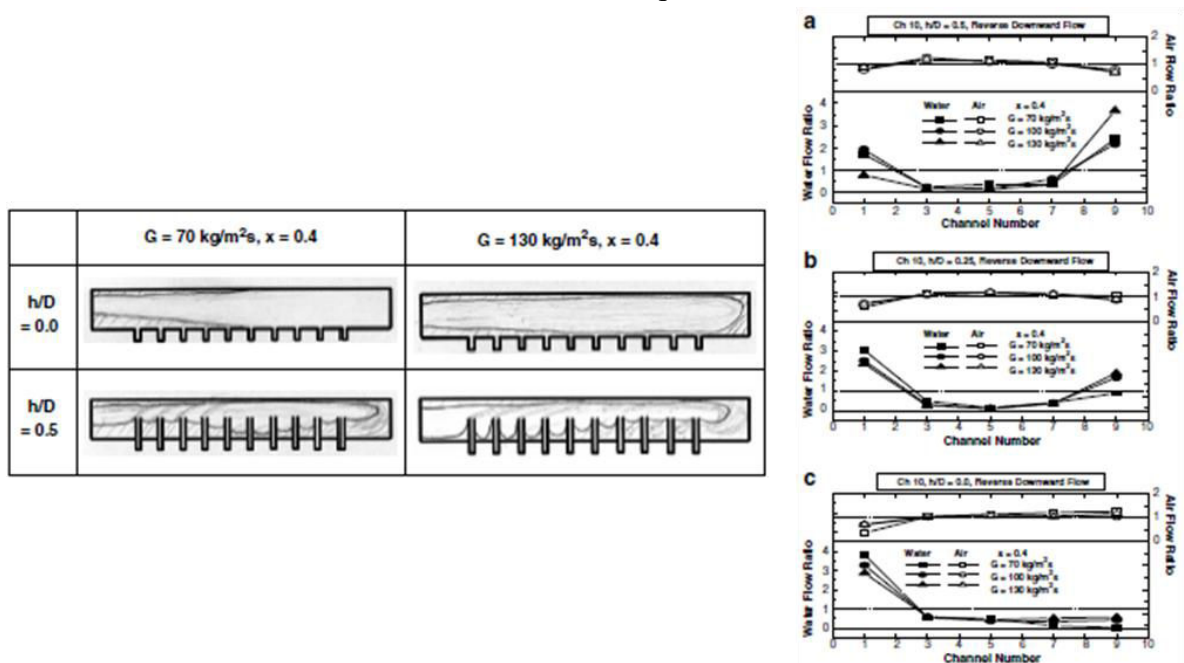


Figure V-7 – L'influence de la vitesse massique sur la distribution dans une configuration descendante, illustration des écoulements (à gauche) et la distribution correspondante (à droite), d'après [13]

Comme le montre la Figure V-7, pour toutes les hauteurs d'insertion, lorsque la vitesse massique augmente, l'eau est entraînée plus facilement vers le fond. Par conséquent, l'épaisseur de film liquide s'épaissit en aval.

- L'influence du titre massique

L'influence du titre massique est la même que pour les cas précédents (voir Figure V-8).

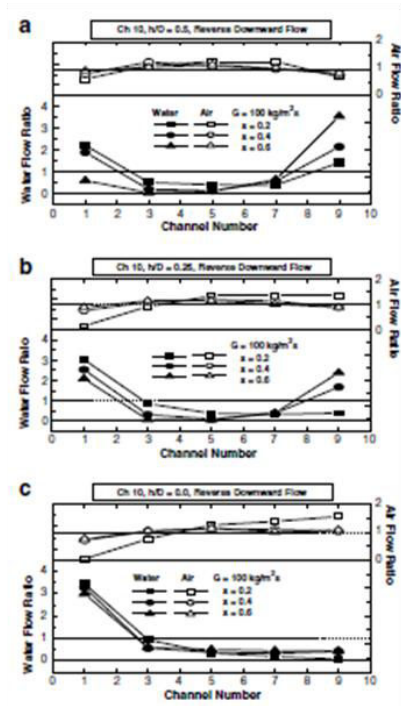
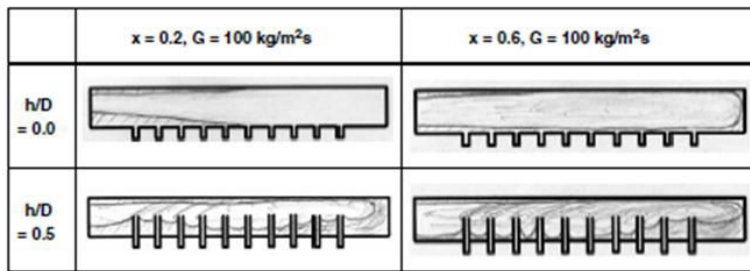


Figure V-8 – L'influence du titre massique sur la distribution dans une configuration descendante, illustration des écoulements (à gauche) et la distribution correspondante (à droite), d'après [13]

Les auteurs concluent qu'une distribution plus homogène a été observée en réduisant le nombre des canaux par rapport à l'étude de **Kim et Sin** [12] avec 30 barrettes.

I-4- Régime d'écoulement et visualisation dans les micro-canaux

Fukano et al. [31] ont étudié les régimes d'écoulements dans les tubes capillaires pour les différentes configurations d'écoulements (ascendante et descendante). Le diamètre hydraulique de tubes utilisés est de 1, 2.4 et 4.9 mm. Les résultats obtenus sont clairement montré qu'en raison d'influence significative de la tension superficielle, les régimes d'écoulement ne sont pas affectés sévèrement par la configuration d'écoulement. Selon ces auteurs, lorsque le diamètre hydraulique diminue, la corrélation de **Chisholm** [32] sous-estime le gradient de perte de charge.

La Figure V-9 représente la carte expérimentale proposée par **Fukano et al. [31]** pour les différents diamètres hydrauliques étudiés. Cette carte est pour un écoulement eau-air dans une configuration ascendante.

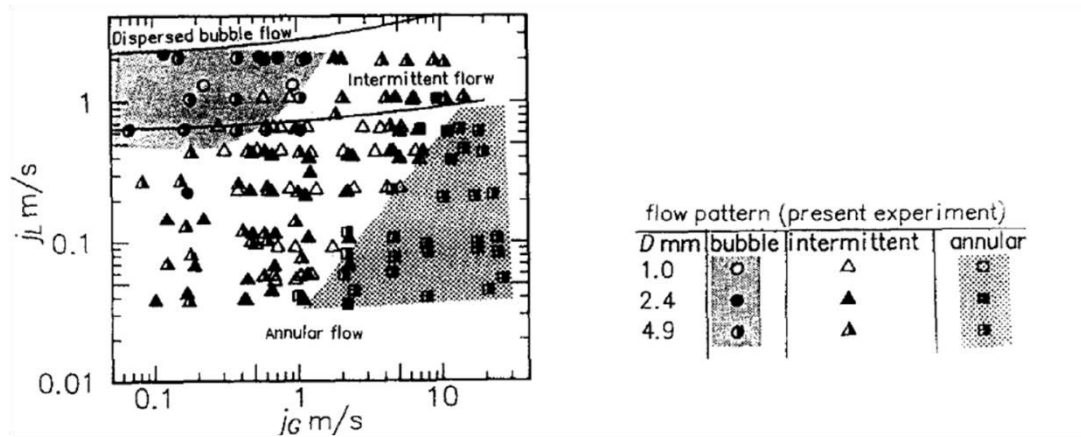


Figure V-9 – La carte écoulement proposée par **Fukano et al. [31]** dans une tube verticale de diamètre hydraulique de 1 mm ($D_h=1$ mm), configuration descendante

Zhao et al. [33] ont étudié expérimentalement des écoulements diphasiques en eau-air dans une configuration ascendante. Ils ont caractérisé et ont identifié les différents régimes d'écoulement dans trois conduites triangulaires équilatéraux en utilisant une camera rapide. Les diamètres hydrauliques sont de 2.886, 1.443 et 0.886 millimètre (0.91 mm dans notre cas). Tous les régimes observés dans les micro-canaux dans cette étude sont identiques à ceux de mini- et macro-canaux. D'autre part, pour le diamètre hydraulique le plus petit ($D_h = 0.866$ mm) ils ont constaté un nouveau type de régime d'écoulement du à la capillarité. Ce régime se manifeste à faible débit de gaz comme un train des bulles, et est présenté sur la Figure V-10 (a). L'ensemble des régimes observé par **Zhao et al.** sont présentés sur la Figure V-10.

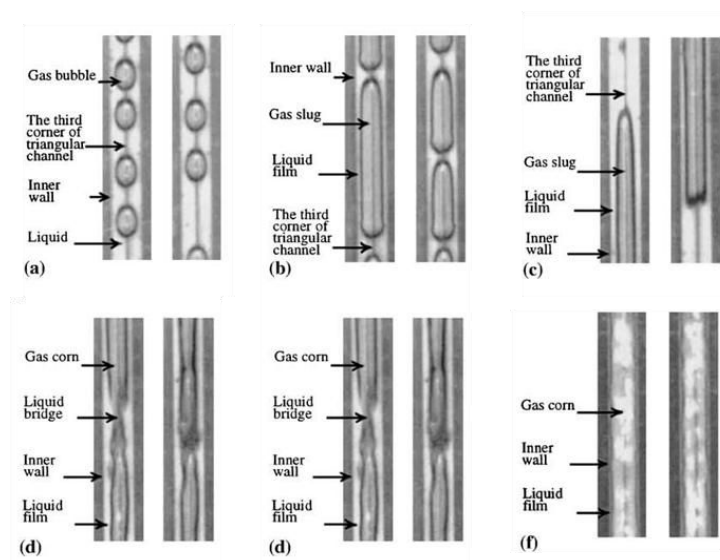


Figure V-10 – Régimes d'écoulement observés par **Zhao et al. [33]** dans une canalisation avec un diamètre hydraulique de 0.886 mm ($D_h=0.886$ mm)

Sur cette figure, on peut observer le changement de régime avec l'augmentation de la vitesse superficielle du gaz entre les cas allant de a) à f). On passe ainsi d'un régime où il y a présence de bulles de forme quasi-sphérique à un régime annulaire, en passant par des régimes où l'on rencontre des poches de gaz de forme allongée séparées par un bouchon liquide de longueur plus ou moins grande.

Ces auteurs ont également proposé une carte d'écoulement pour chaque diamètre hydraulique, la Figure V-11 représente la carte d'écoulement proposée pour la conduite de diamètre hydraulique de 0.886 millimètre.

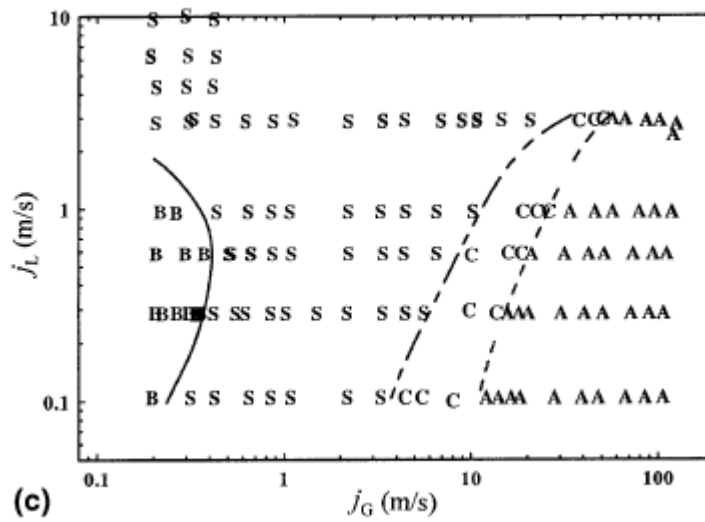


Figure V-11 – La carte écoulement proposée par Zhao et al. [33] dans une canalisation avec un diamètre hydraulique de 0.886 mm ($D_h=0.886$ mm)

II- Montage expérimental III

Dans ce qui suit nous allons tout d'abord présenter la maquette qui a été utilisée afin d'étudier l'écoulement au sein d'une jonction en T dans le cas d'écoulements uniquement monophasique. Cette maquette est intégrée dans le circuit général d'alimentation qui été présenté au chapitre II et est intégrée en sortie du tube d'alimentation qui a été caractérisée au chapitre III. Cette maquette a également permis d'étudier l'écoulement monophasique et diphasique dans une succession de jonctions en T pour s'approcher au plus près de la configuration d'un échangeur réel.

La Figure V-12 représente la maquette utilisée pour les essais sur l'échangeur (à gauche). Elle consiste en quatre types de plaques qui ont été réalisés pour la création de l'ensemble d'échangeur.

Nous avons réalisé deux pièces pour les extrémités avec des prises de pression (1 et 9) et deux types de pièces intermédiaires (6 et 7). Sur les plaques identiques à la plaque mentionnée 6 sur la figure ci-dessous (plaques bleus), un rainure de profondeur de 1.2 millimètre a été

usiné pour l'insertion des intercalaire (3) (micro-canaux). Sur les autres plaques intermédiaires (plaques rouges), nous avons creusé un trou pour mettre des rondelles (5) qui simulent la rétraction dans le distributeur. Le distributeur a un diamètre de 15.12 mm et une longueur de 148 mm. Une portion du distributeur est présentée sur la Figure V-9 (à droite). Les plans détaillés des pièces sont présentés dans la partie Annexe fin de ce chapitre.

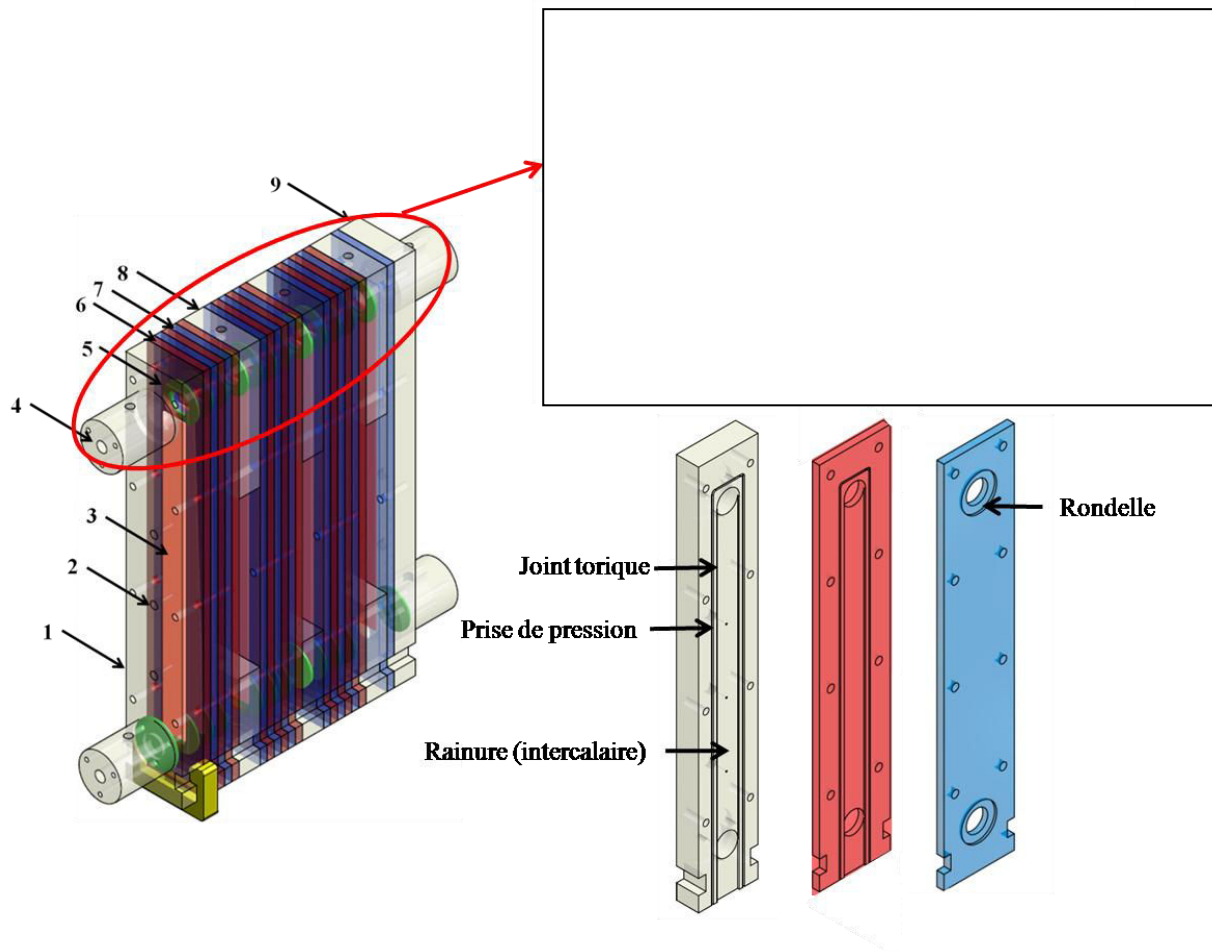


Figure V-12 – montage expérimental (à gauche), schéma et dimensions d'une portion de distributeur (à droite)

- 1- La plaque d'entrée avec trois prises de pression
- 2- Les prises de pression
- 3- L'intercalaire
- 4- L'entrée d'écoulement
- 5- La rondelle pour faire la rétraction dans le distributeur
- 6- La plaque intermédiaire – rondelles
- 7- La plaque intermédiaire – intercalaire
- 8- Prise de pression
- 9- La plaque de sortie avec trois prises de pression

III- Jonction isolée sans intercalaire

Dans un premier temps, nous sommes intéressés à la jonction isolée. Le schéma du montage expérimental est présenté sur la Figure V-12. La maquette est alimentée par le tube de 7,1mm de diamètre. A l'entrée dans l'échangeur, l'écoulement subit un élargissement de section car le diamètre du distributeur est de 15,6 mm. Il est à noter que pour un échangeur réel, le diamètre du collecteur n'est pas constant mais subit des restrictions de section entre chacun des tubes de sections rectangulaires parallèles. C'est pourquoi des rondelles (en vert sur la Figure V-12) sont disposées dans le distributeur entre chaque tube, hormis avant le premier. Dans cette première partie, les intercalaires générant les mini-canaux dans les tubes n'ont pas été insérés.

Le débit d'entrée en eau Q_1 est alors réparti entre la branche principale continuant ainsi dans le collecteur et le tube vertical descendant de section rectangulaire de diamètre hydraulique $D_h=2.21$ mm et de section $S=18.12$ mm². On appellera Q_2 le débit passant dans la branche principale à la sortie de la jonction et Q_3 le débit circulant dans le tube. Ces débits peuvent être réglés grâce à une vanne placée en sortie du distributeur, le rapport Q_2/Q_1 étant alors contrôlé et modulable. Le débit d'entrée est mesuré grâce au rotamètre présenté au chapitre II et le débit Q_2 est quant à lui, mesuré par chronométrage d'un volume collecté en sortie du collecteur.

Dans le but d'accéder aux pertes de pression liées au frottement dans les tubes et liées à la singularité, la maquette a été équipée de prise de pression dont les positions sont précisées sur la figure V-13. Ainsi la prise P_1 correspond à la pression juste avant l'entrée dans le collecteur. Les pressions P_2 , P_3 et P_4 permettent de quantifier la perte de pression le long du collecteur et enfin les prises P_5 , P_6 et P_7 donnent accès aux pertes de pression le long du tube rectangulaire. Ces mesures de pression sont réalisées grâce au capteur de pression différentielle utilisé dans les précédentes expériences du chapitre III. La pression de référence P_0 est prise sur le tube d'alimentation à une distance de 122.5 mm en amont de la première prise de pression P_1 et n'est pas représentée sur la figure V-13.

Nous allons par la suite présenter les résultats obtenus pour les pertes de pression par frottement dans le tube sans intercalaires et ensuite, les pertes de pression liées à la singularité qu'est la jonction en T. Nous accéderons ainsi aux coefficients des pertes de charge régulières λ et singulières K_{12} et K_{13} .

III-1- Pertes de pression régulières dans le tube rectangulaire vertical

Dans cette partie, nous commençons donc par présenter les résultats obtenus sur les pertes de charge régulières à l'intérieur du tube dont la géométrie exacte est présentée sur la Figure V-

14. Pour réaliser ces expériences, nous avons imposé $Q_3 = Q_1$ en fermant la vanne en sortie du collecteur. Nous avons réalisé les mesures des pressions pour P_5, P_6 et P_7 pour 7 valeurs de

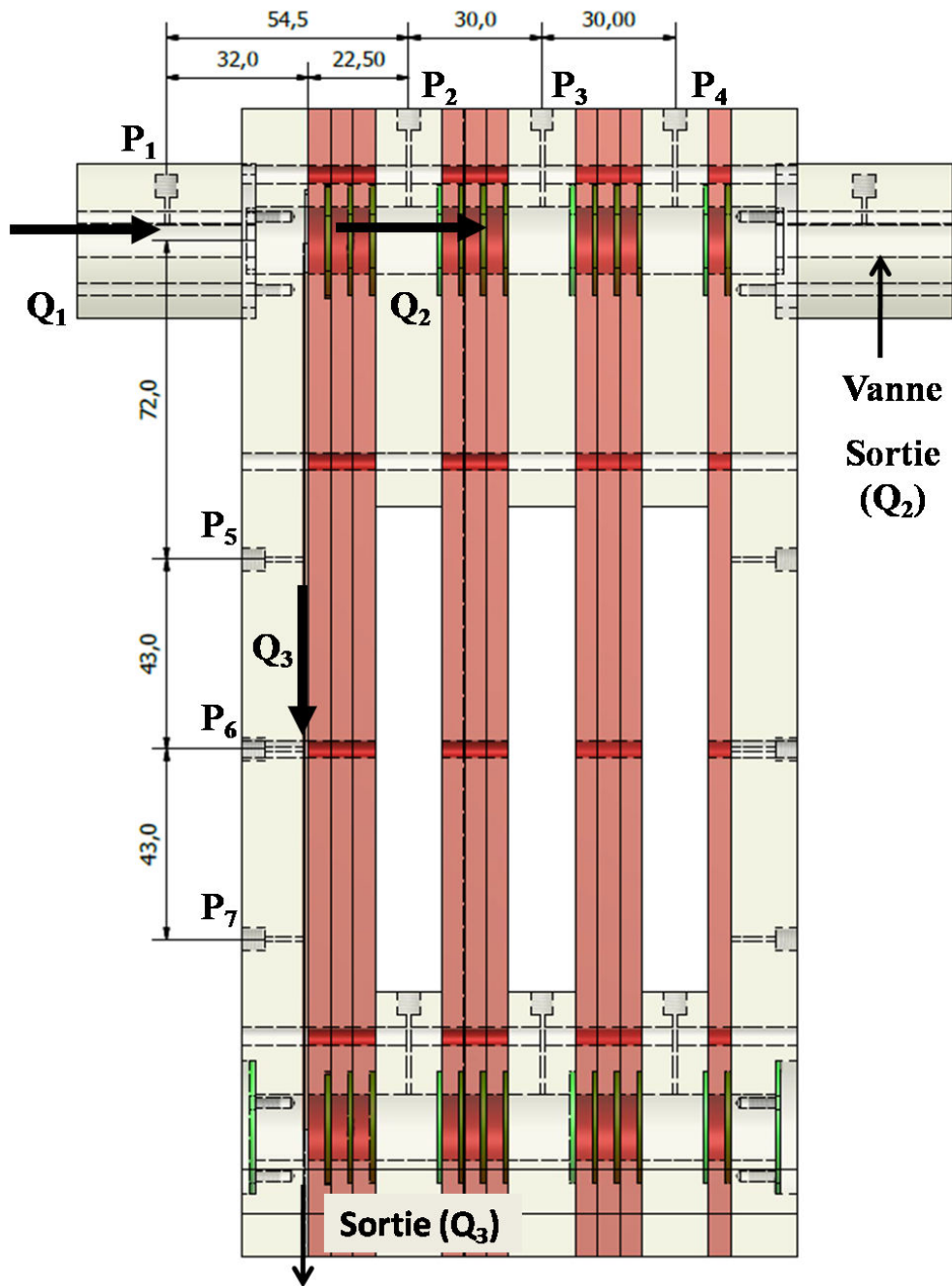


Figure V-13 – Schéma de la jonction isolée, emplacement des prises de pression. Les cotes sont indiquées en mm.

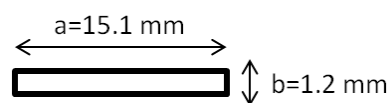


Figure V-14 – Section de passage d'écoulement dans la branche verticale

Q_3 . Les résultats bruts obtenus sont présentés dans le tableau V-1 Les valeurs sont données en référence à la pression P_0 et sont également tracées sur la Figure V-15 en fonction de la position par rapport à l'entrée du tube, prise comme origine des X . Sur la figure V-15, on peut observer la décroissance quasi-linéaire de la pression avec la distance dans le tube. Par une régression linéaire, le gradient de pression a été déterminé et nous avons ainsi pu en déduire facilement le coefficient de pertes de charge régulière λ_{5-7} présenté également dans le tableau V-2.

Les valeurs de λ_{5-7} ont été comparées avec la littérature en monophasique pour des sections de grande taille. Comme le montre le tableau V-2, nos régimes couvrent les régimes laminaires et turbulents. Nous nous sommes donc appuyés sur les corrélations de Shah et London [21] pour le régime laminaire et de Sadatomi [25] pour le régime turbulent. En complément, les valeurs prédites par la loi de Blasius sont également indiquées.

Comme nous pouvons l'observer sur la Figure V-16, les corrélations proposées sur-estiment les valeurs obtenues expérimentalement pour les différents régimes d'écoulement. Les valeurs expérimentales sont entre 60 et 70 % de la valeur prédite par les relations. Cet écart semble néanmoins diminuer lorsque le nombre de Reynolds augmente. Ces écarts peuvent être liés à l'influence des conditions d'entrée dans les tubes et à la longueur des tubes qui ne nous placent pas dans les mêmes conditions que celles de la littérature pour établir les corrélations mentionnées. En première estimation, elles permettent néanmoins une bonne estimation des pertes de charges régulières dans le tube.

Essai	Ql cm ³ /s	Pression (Pa)						
		P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇
1	5,85	-42,52	-31,25	-30,39	-30,39	-349,16	-402,86	-492,09
2	10,75	-61,57	-30,39	-32,12	-29,52	-735,49	-822,12	-998,83
3	15,65	-81,50	-38,18	-38,18	-37,32	-1180,73	-1293,34	-1583,53
4	20,55	-122,21	-49,45	-51,18	-51,18	-1908,36	-2115,39	-2645,52
5	25,45	-167,25	-65,90	-58,97	-60,71	-2662,84	-2962,55	-3692,78
6	30,35	-229,62	-70,23	-71,10	-68,50	-3707,51	-4131,95	-5172,29
7	35,25	-304,11	-82,36	-78,90	-81,50	-4908,96	-5500,59	-6882,21

Tableau V-1 – Résultats bruts de pression en configuration $Q_2=0$.

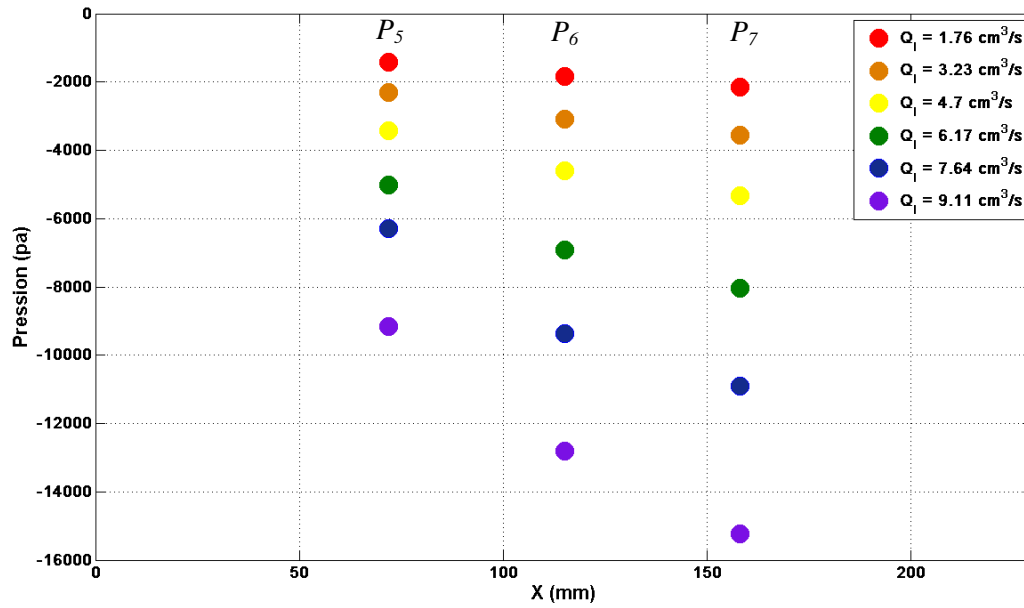


Figure V-15 – Evolution de la pression le long du tube sans intercalaires pour différents débits de liquide. $X=0$ correspond à l'entrée du tube et les valeurs sont données en référence à P_0 .

Q_l (cm ³ /s)	U (m/s)	Re _{Dh}	λ_{th}	λ_{6-7}	λ_{5-7}	$\lambda_{5-7}/\lambda_{th}$
5,85	0,323	717,8	0,121	0,089	0,071	59%
10,75	0,593	1319,0	0,066	0,052	0,039	59%
15,65	0,864	1920,2	0,045	0,040	0,028	62%
20,55	1,134	2521,5	0,045	0,043	0,030	67%
25,45	1,405	3122,7	0,042	0,038	0,027	64%
30,35	1,675	3723,9	0,040	0,038	0,027	67%
35,25	1,945	4325,2	0,039	0,038	0,027	69%

Tableau V-2 – Coefficient de perte de charge régulière pour notre canalisation rectangulaire

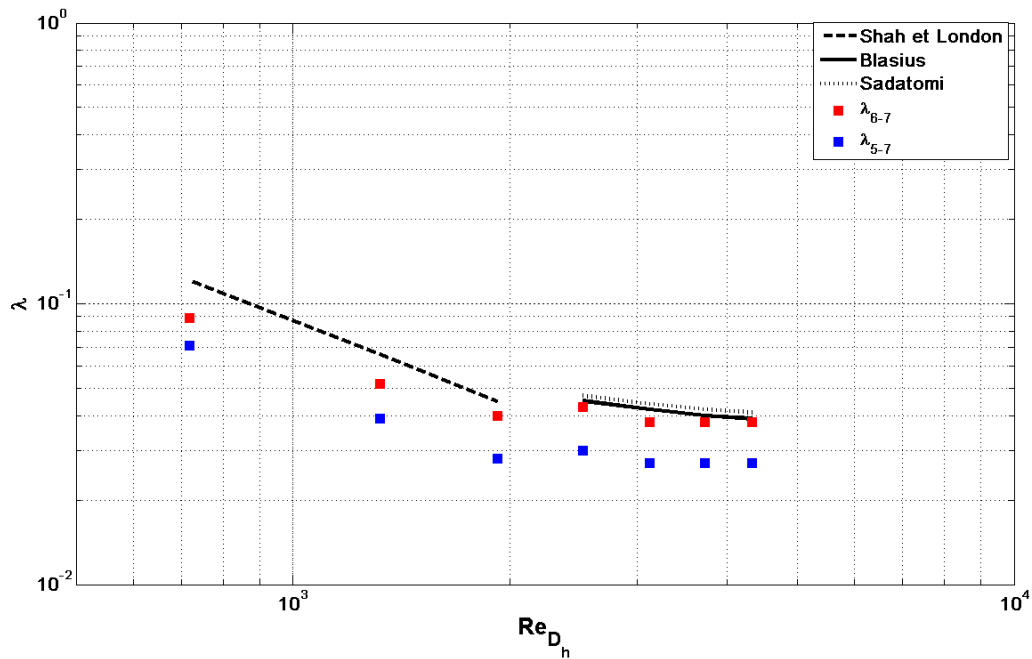


Figure V-16 – Valeurs de λ en fonction de nombre de Reynolds dans la branche verticale

III-2- Estimation du coefficient de perte de charge singulière pour la jonction T

Nous allons maintenant nous intéresser aux résultats obtenus pour le coefficient de perte de charge singulière pour la jonction en T. Les tableaux V-3, V-4 et V-5 présentent les mesures obtenues pour les différentes prises de pression permettant de remonter au coefficient de pertes de pression singulières sur la branche principale (collecteur horizontal) et la branche verticale (tube sans intercalaires). Les mesures ont été réalisées pour trois débits de liquide Q_1 . Pour chacun de ces 3 débits, 5 valeurs du rapport Q_2/Q_1 ont été caractérisées.

Débitmètrie Q_2		Q_2/Q_1	Pression (Pa)						
Volume (ml)	Temps (s)		P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7
Vanne fermée		0%	-122,21	-49,45	-51,18	-51,18	-1908,36	-2115,39	-2645,52
1000	262,48	19%	-128,27	-55,51	-54,64	-55,51	-1324,53	-1452,73	-1763,70
$Q_2 = 3,81 \text{ cm}^3/\text{s}$									
1000	125,68	39%	-125,67	-57,24	-51,18	-53,78	-844,64	-918,27	-1100,17
$Q_2 = 7,96 \text{ cm}^3/\text{s}$									
1000	84,38	58%	-119,61	-58,11	-57,24	-60,71	-496,42	-556,19	-641,94
$Q_2 = 11,85 \text{ cm}^3/\text{s}$									

Tableau V-3 – Mesure brutes de pression pour différent rapport du débit dans branche verticale pour l'essai 1 ($Q_1=20.55 \text{ cm}^3/\text{s}$)

Débitmètrie Q ₂		Pression (Pa)							
Volume (ml)	Temps (s)	Q ₂ /Q ₁	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇
Vanne fermée		0%	-229,62	-70,23	-71,10	-68,50	-3707,51	-4131,95	-5172,29
1000	342,35	10%	-244,35	-82,36	-82,36	-77,16	-3245,81	-3599,23	-4468,05
Q ₂ = 2,92 cm ³ /s									
1000	166,67	20%	-238,28	-73,70	-70,23	-78,03	-2591,81	-2845,61	-3514,34
Q ₂ = 6 cm ³ /s									
1000	75,27	44%	-231,35	-71,10	-75,43	-78,03	-1963,80	-2114,52	-2584,01
Q ₂ = 13,28 cm ³ /s									
1000	48,13	68%	-236,55	-123,94	-117,88	-122,21	-622,88	-673,13	-771,88
Q ₂ = 20,78 cm ³ /s									

Tableau V-4 – Mesure brutes de pression pour différent rapport du débit dans branche verticale pour l'essai 2 (Q₁=30.35 cm³/s)

Débitmètrie Q ₂		Pression (Pa)							
Volume (ml)	Temps (s)	Q ₂ /Q ₁	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇
Vanne fermée		0%	-304,11	-82,36	-78,90	-81,50	-4908,96	-5500,59	-6882,21
1000	239,4	11%	-324,04	-94,49	-87,56	-97,09	-4079,98	-4536,48	-5654,77
Q ₂ = 4,18 cm ³ /s									
1000	131,47	22%	-630,68	-476,49	-474,76	-476,49	-2978,15	-3225,89	-3851,30
Q ₂ = 7,61 cm ³ /s									
1000	80,7	35%	-639,34	-505,94	-499,88	-509,41	-2183,82	-2318,95	-2698,36
Q ₂ = 12,39 cm ³ /s									
1000	80,7	74%	-654,94	-570,05	-560,52	-536,26	-1151,28	-1204,99	-1295,94
Q ₂ = 26,13 cm ³ /s									

Tableau V-5– Mesure brutes de pression pour différent rapport du débit dans la branche verticale pour l'essai 3 (Q₁=35.25 cm³/s)

A partir de ces mesures de pression, nous avons déterminé, par simple régression linéaire, les gradients de pression en amont et en aval de la jonction pour la branche horizontale et la branche verticale. Nous avons ainsi pu extrapoler les valeurs de la pression amont dans le plan de la jonction, nommée P'_1 et les pressions aval dans le plan de la jonction, P'_2 pour la branche horizontale et P'_3 pour la branche verticale comme précisé sur la figure V-17.

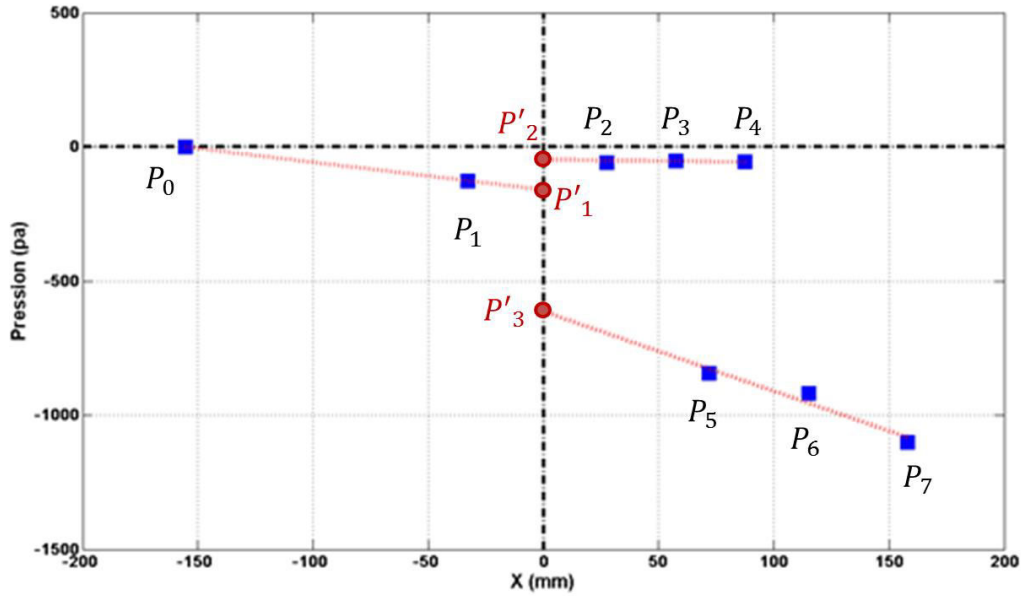


Figure V-17 – Principe de détermination des sauts de pression liés à la jonction T.

A partir de ces sauts de pression, nous en avons déduit les coefficients de pertes de charge à partir des relations classiques suivantes :

$$\begin{aligned} \frac{P'_1 - P'_2}{\frac{1}{2}\rho U_1^2} + \left[1 - \frac{U_2^2}{U_1^2}\right] &= K_{12} & P'_1 - P'_2 &= \Delta P'_{12} < 0 \\ \frac{P'_1 - P'_3}{\frac{1}{2}\rho U_1^2} + \left[1 - \frac{U_3^2}{U_1^2}\right] &= K_{13} & P'_1 - P'_3 &= \Delta P'_{13} > 0 \end{aligned} \quad (\text{Eq.V.5})$$

Les résultats obtenus sont référencés dans le tableau V-6 ainsi que sur la Figure V-18. Les résultats ont été présentés en fonction du rapport de débits sur la branche horizontale, à savoir $\alpha = Q_2/Q_1$.

On peut ainsi constater que le coefficient sur la branche horizontale, à savoir K_{12} est relativement faible de l'ordre de 0.25 jusqu'à une valeur de 0.4 pour le rapport α . Au-delà de cette valeur, le coefficient K_{12} augmente légèrement avec α sur la plage étudiée. Il est également à noter que ce coefficient est indépendant du débit total et donc du nombre de Reynolds d'entrée de la jonction T.

En ce qui concerne, le coefficient K_{13} relatif à la branche verticale, il est d'un ordre de grandeur supérieur à K_{12} , ce qui est logique puisqu'il concerne un changement de section et de direction engendrant plus de pertes de charge qu'un simple changement de section. De la même façon, les résultats sont indépendants du nombre de Reynolds d'entrée. Une tendance de décroissance linéaire avec α est observée.

	U_1 (m/s)	$\alpha=Q_2/Q_1$	U_2 (m/s)	U_3 (m/s)	P'_1 (Pa)	P'_2 (Pa)	P'_3 (Pa)	$\Delta P'_{12}$	$\Delta P'_{13}$	K_{12}	K_{13}
Essai 1	0,53	0%	0	1,13	-155,1	-48,9	-1237,4	-106,1	1082,2	0,21	4,26
	0,53	19%	0,02	0,92	-162,8	-55,2	-926,4	-107,6	763,5	0,20	3,55
	0,53	39%	0,04	0,66	-159,5	-57,4	-612,6	-102,1	453,1	0,23	2,73
	0,53	58%	0,07	0,43	-151,8	-56,2	-370,2	-95,63	218,4	0,27	1,93
Essai 2	0,79	0%	0	1,67	-291,5	-71,1	-2378,5	-220,4	2087,0	0,25	3,33
	0,79	10%	0,02	1,52	-310,1	-85,6	-2136,6	-224,3	1826,4	0,24	3,28
	0,79	20%	0,03	1,36	-302,5	-69,8	-1750,3	-232,6	1447,8	0,21	2,77
	0,79	44%	0,07	1,12	-293,7	-68,2	-1391,4	-225,46	1097,7	0,22	2,61
	0,79	68%	0,12	0,46	-300,27	-123	-490	-177,2	189,7	0,37	1,29
Essai 3	0,92	0%	0	1,95	-386,4	-81,7	-3125,3	-304,6	2739,2	0,23	3,14
	0,92	11%	0,02	1,81	-411,3	-90,5	-2651,3	-320,7	2239,9	0,19	2,50
	0,92	22%	0,04	1,57	-800,6	-475,9	-2506,2	-324,6	1705,6	0,18	2,21
	0,92	35%	0,07	1,01	-811,6	-501,8	-1712,3	-309,8	911,7	0,21	1,97
	0,92	74%	0,14	0,42	-831,4	-588	-1024	-243,3	192,6	0,36	1,26

Tableau V-6 – Valeurs obtenues pour les coefficients de pertes de charge de la jonction T

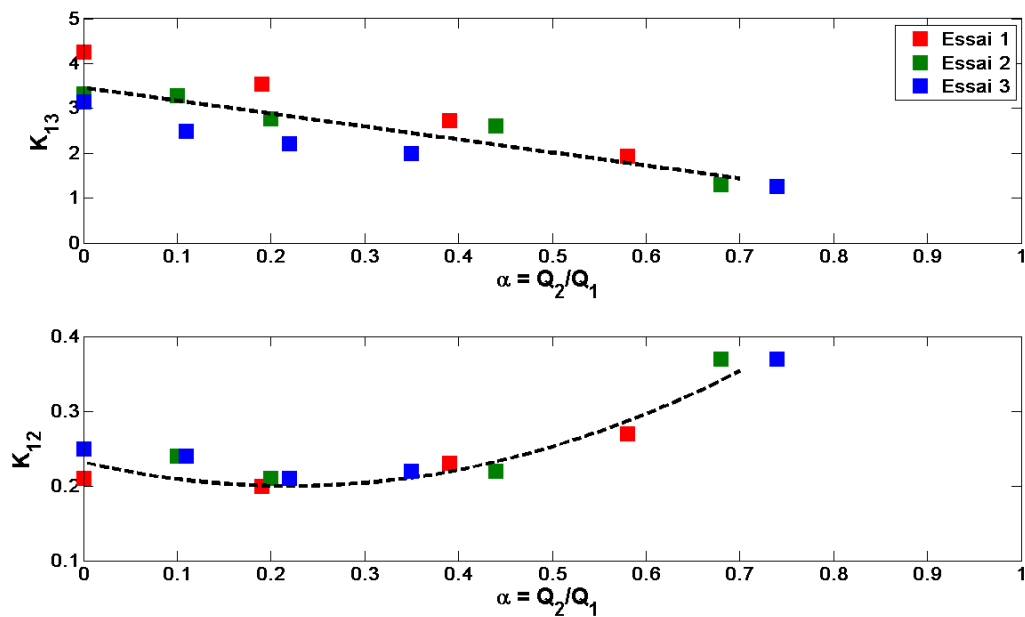


Figure V-18 – Evolution des coefficients de pertes de charge de la jonction T en fonction du rapport de débits Q_2/Q_1

IV- Jonction isolée avec intercalaire

Dans cette partie, nous allons présenter le même type de résultats que précédemment mais cette fois-ci avec la présence d'un intercalaire dans le tube vertical. Cet intercalaire permet ainsi de générer 12 mini-canaux de section 1.2 mm² et de diamètre hydraulique 0.9 mm.

IV-1- Pertes de pression régulières dans les mini-canaux

Suivant le même principe que dans la partie précédente, le débit Q_2 est imposé à 0 et les pressions P_5 , P_6 et P_7 sont relevées pour en déduire le coefficient de pertes de charge régulières λ_{5-7} . Les mesures ont été réalisées pour 6 débits différents et les relevés bruts sont synthétisés dans le tableau V-7.

Essai	Ql cm ³ /s	Pression (Pa)						
		P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8
1	5,85	-502,9	-497,3	-504,3	-514,1	-1417,2	-1839,6	-2147,6
2	10,75	-596,3	-539,1	-528,0	-519,6	-2317,6	-3081,4	-3544,2
3	15,65	-536,4	-472,2	-466,7	-465,3	-3424,3	-4592,3	-5322,7
4	20,55	-465,3	-469,5	-459,7	-456,9	-5013,3	-6915,8	-8051,8
5	25,45	-544,7	-449,9	-444,4	-443,0	-6280,2	-9361,9	-10913,2
6	30,35	-627,0	-459,7	-445,8	-440,2	-9165,4	-12799,1	-15222,9

Tableau V-7 – Résultats bruts des mesures de pression en configuration $Q_2 = 0$

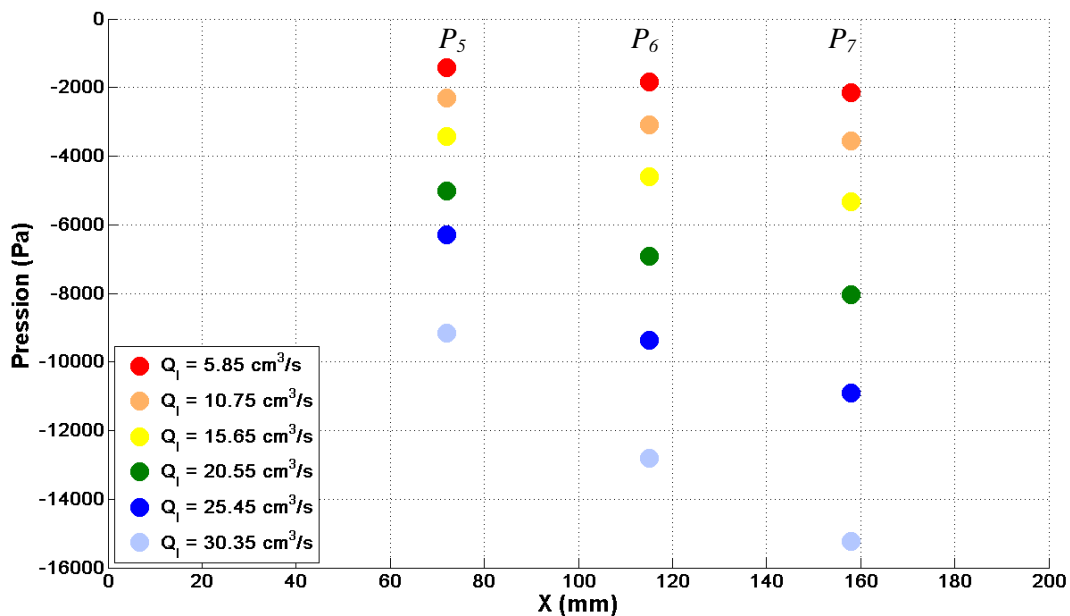


Figure V-19 – Evolution de la pression le long des mini-canaux. L'origine est prise à l'entrée des mini-canaux.

Sur la figure V-19, nous pouvons constater que les pressions diminuent bien linéairement avec la distance à l'entrée du tube disposant d'intercalaires. Nous déterminons ainsi, par simple régression linéaire, le gradient de pression pour en déduire λ_{5-7} .

L'ensemble des valeurs obtenues est reporté dans le tableau V-8. Le coefficient « théorique » λ_{th} a été calculé par une corrélation en régime laminaire telle que $\lambda_{th} = 55.66/Re_{D_h}$ issu de Idelchik et Steinberg [19].

Q_i (cm ³ /s)	U (m/s)	Re	λ_{th}	λ_{5-7}	$\lambda_{5-7}/\lambda_{th}$
5,85	0,41	369,7	0,151	0,094	62%
10,75	0,75	679,3	0,082	0,047	57%
15,65	1,09	989,0	0,056	0,034	60%
20,55	1,43	1298,6	0,043	0,032	74%
25,45	1,77	1608,3	0,035	0,031	91%
30,35	2,11	1918,0	0,029	0,029	99%

Tableau V-8 – Coefficient de perte de charge canalisation rectangulaire

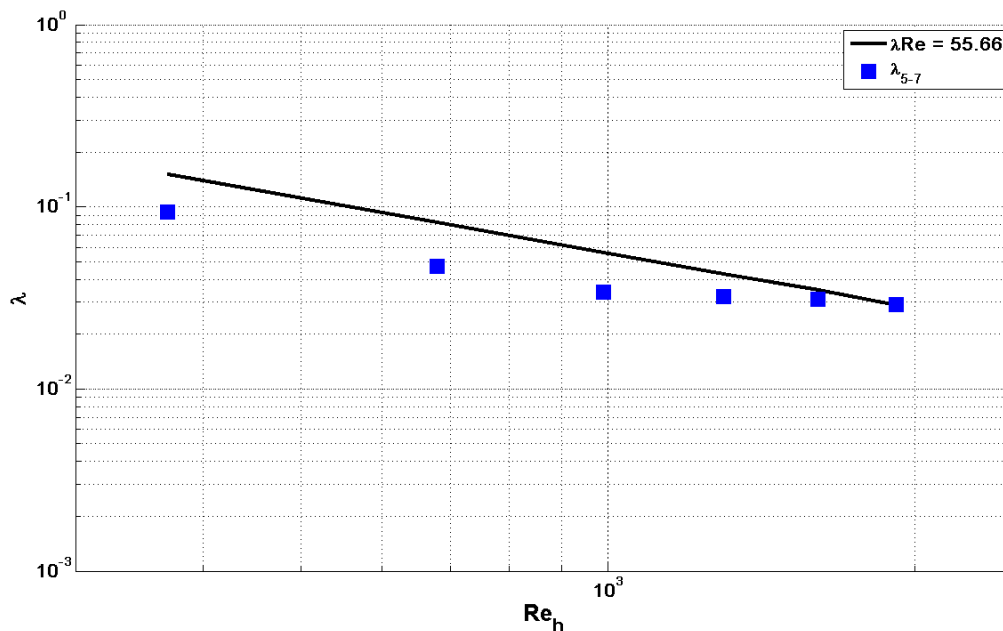


Figure V-20 – Evolution de λ_{5-7} en fonction de Reynolds dans la branche verticale

Sur la figure V-20, nous pouvons constater que l'accord est bon entre les résultats expérimentaux et la prédiction donnée par la corrélation utilisée. L'adéquation avec la corrélation s'améliore avec l'augmentation du nombre de Reynolds, alors que la corrélation tend à surestimer les valeurs pour les faibles valeurs de nombre de Reynolds. Ceci pourrait

provenir d'une mauvaise répartition des faibles débits dans les mini-canaux. Il faut rappeler également que λ est proportionnel à D^5 et une faible erreur de 5 à 10% sur le diamètre D induit une erreur de 25 à 50 %.

IV-2- Estimation du coefficient de perte de charge singulière pour la jonction T avec intercalaires

De la même manière que dans la configuration sans intercalaires, nous avons étudié les pertes de pression liées à la singularité qu'est la jonction T. Nous reportons dans les tableaux V-9, V-10 et V-11 les mesures directes obtenues pour trois débits de liquide en entrée de la jonction.

Débitmètrie Q_2		Pression (Pa)							
Volume (ml)	Temps (s)	Q_2/Q_1	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7
Vanne fermée		0%	-494,55	-426,25	-426,25	-419,28	-5002,11	-6949,26	-8114,48
1000	417,93	11%	-502,91	-448,55	-445,76	-444,37	-4023,66	-5457,89	-6384,77
$Q_2 = 2,39 \text{ cm}^3/\text{s}$									
1000	169,81	28%	-494,55	-433,22	-426,25	-424,86	-2930,92	-3875,92	-4472,47
$Q_2 = 5,89 \text{ cm}^3/\text{s}$									
1000	108,26	46%	-501,52	-437,40	-444,37	-440,19	-2143,42	-2819,41	-3236,16
$Q_2 = 9,24 \text{ cm}^3/\text{s}$									
1000	62,35	84%	-307,58	-285,06	-285,92	-290,26	-496,42	-599,50	-668,79
$Q_2 = 16,04 \text{ cm}^3/\text{s}$									

Tableau V-9 – Mesures brutes de pression pour différents rapports de débits Q_2/Q_1 pour l'essai 4 ($Q_1=20.55 \text{ cm}^3/\text{s}$)

Débitmètrie Q_2		Pression (Pa)							
Volume (ml)	Temps (s)	Q_2/Q_1	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7
Vanne fermée		0%	-632,5	-458,3	-451,3	-449,9	-9170,9	-12779,5	-15222,8
1000	428,4	8%	-615,8	-456,9	-455,5	-448,5	-8358,3	-11539	-13610,2
$Q_2 = 2,33 \text{ cm}^3/\text{s}$									
1000	145,95	22%	-624,1	-462,4	-458,3	-456,9	-6482,3	-8851,8	-10312,5
$Q_2 = 6,85 \text{ cm}^3/\text{s}$									
1000	67,1	49%	-628,3	-486,1	-477,8	-490,3	-3170,6	-4249,4	-4873,8
$Q_2 = 14,9 \text{ cm}^3/\text{s}$									
1000	44,26	72%	-392,4	-323,1	-357,8	-358,6	-678,3	-959,8	-1217,1
$Q_2 = 22,59 \text{ cm}^3/\text{s}$									

Tableau V-10– Mesures brutes de pression pour différents rapports de débits Q_2/Q_1 pour l'essai 6 ($Q_1=30.35 \text{ cm}^3/\text{s}$)

Suivant la même procédure, les pressions amont P'_1 et aval (P'_2, P'_3) dans le plan de la jonction ont été déterminées par extrapolation sur les régressions linéaires et les coefficients K_{12} et K_{13} suivant les formules de l'équation V-3. Le tableau V-11 présente le détail des calculs pour les essais réalisés.

	U_1 (m/s)	$\alpha=Q_2/Q_1$	U_2 (m/s)	U_3 (m/s)	P'_1 (Pa)	P'_2 (Pa)	P'_3 (Pa)	$\Delta P'_{12}$	$\Delta P'_{13}$	K_{12}	K_{13}
Essai 4	0,53	0%	0	1,43	-627,8	-430,6	-2526,7	-197,2	1898,9	2,38	7,18
	0,53	12%	0,01	1,27	-638,4	-450,2	-2131,5	-188,2	1493,1	2,32	5,82
	0,53	29%	0,03	1,02	-627,8	-1698,4	-436,1	-191,7	1070,6	2,34	4,86
	0,53	46%	0,05	0,75	-636,6	-1271,8	-438,0	-198,6	635,2	2,38	3,46
	0,53	84%	0,09	0,22	-390,4	-357,7	-282,1	-108,3	93,0	1,73	1,49
Essai 5	0,79	0%	0,00	2,11	-802,9	-4298,5	-461,2	-341,72	3896,47	2,10	6,39
	0,79	8%	0,01	1,97	-781,7	-4146,4	-461,7	-320,02	3364,7	2,03	5,58
	0,79	22%	0,04	1,67	-792,3	-3427,1	-464,6	-327,74	2634,78	2,05	4,99
	0,79	49%	0,08	1,07	-797,6	-1820,4	-480,8	-316,84	1022,78	2,01	2,44
	0,79	72%	0,13	0,60	-498,2	-352,2	-312,5	-185,68	232,48	1,57	1,17

Tableau V-11 – Valeurs obtenues pour les coefficients de pertes de charge de la jonction T

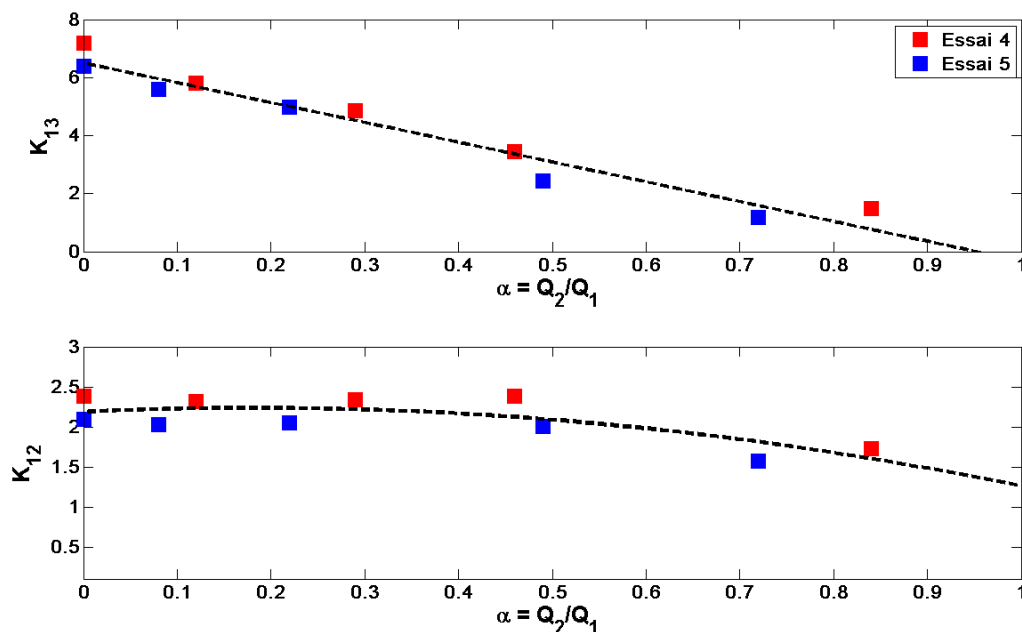


Figure V-21 – Evolution du coefficient K_{13} et K_{12} en fonction du rapport des débits Q_2/Q_1

Sur la figure V-21, nous pouvons voir que le coefficient de la branche horizontale K_{12} est faiblement dépendant du rapport de débit Q_2/Q_1 comme pour le cas sans intercalaire. Par contre, la présence de l'intercalaire a fortement augmenté la valeur de ce coefficient d'un

facteur d'environ 10. Ceci explique par le fait que l'intercalaire dépasse dans le collecteur créant une réduction de section qui s'ajoute à la séparation des écoulements.

Concernant le coefficient de la branche verticale K_{13} , on retrouve une décroissance linéaire avec le rapport de débits Q_2/Q_1 . Comme pour le coefficient K_{12} , sa valeur est augmentée par la présence de l'intercalaire mais de façon moins marquée que pour la branche horizontale, environ d'un facteur 2.

V- Caractérisation de l'échangeur complet avec intercalaires

La jonction isolée ayant été parfaitement caractérisée dans le cas d'un écoulement monophasique, nous sommes passés à l'étude la configuration de jonctions multiples pour s'approcher au mieux de la configuration en échangeur réel d'une passe en écoulement descendant. Nous avons ainsi réalisé un ensemble de 11 tubes parallèles, munis chacun d'un intercalaire. La géométrie exacte est présentée sur la figure V-12.

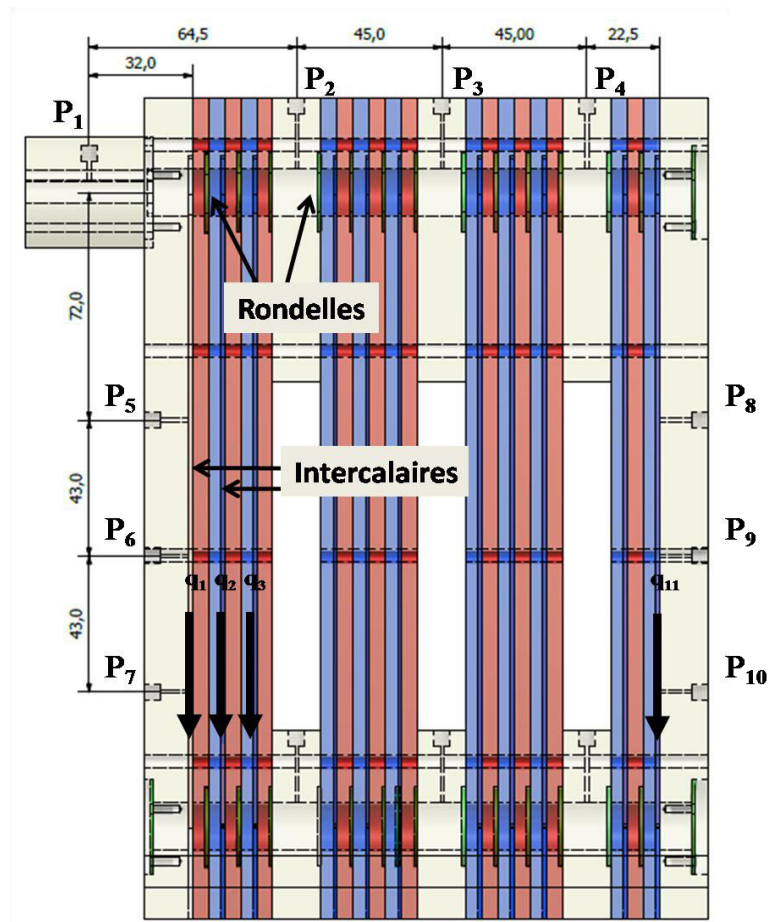


Figure V-22 – Schéma de l'échangeur, emplacement des prises de pression

Les intercalaires sont pris en « sandwich » entre un module transparent bleu et un module transparent rouge. Dans le bloc bleu est réalisée la saignée rectangulaire pour y intégrer l'intercalaire. On retrouve un ensemble de prises de pression qui permettent d'estimer les chutes de pression, P_2 à P_4 pour le distributeur, P_5 à P_7 pour le premier faisceau en entrée et P_8 à P_{10} pour le dernier faisceau. Les positions exactes sont indiquées dans le tableau V-12. Les tubes ne sont pas régulièrement espacés de façon à pouvoir intégrer les prises de pression sur la géométrie. Nous nous sommes également attachés à caractériser la répartition des débits dans les différents tubes verticaux. Nous avons pour cela créé un collecteur permettant de mesurer les débits circulant dans chacun des 11 tubes (Figure V-23). Par conséquent, le collecteur consiste en 11 rainures inclinées (5 %) qui se trouvent vis-à-vis des 11 tubes, cette inclinaison permet de diriger l'écoulement vers la sortie où on mesure les débits de liquide et de gaz.

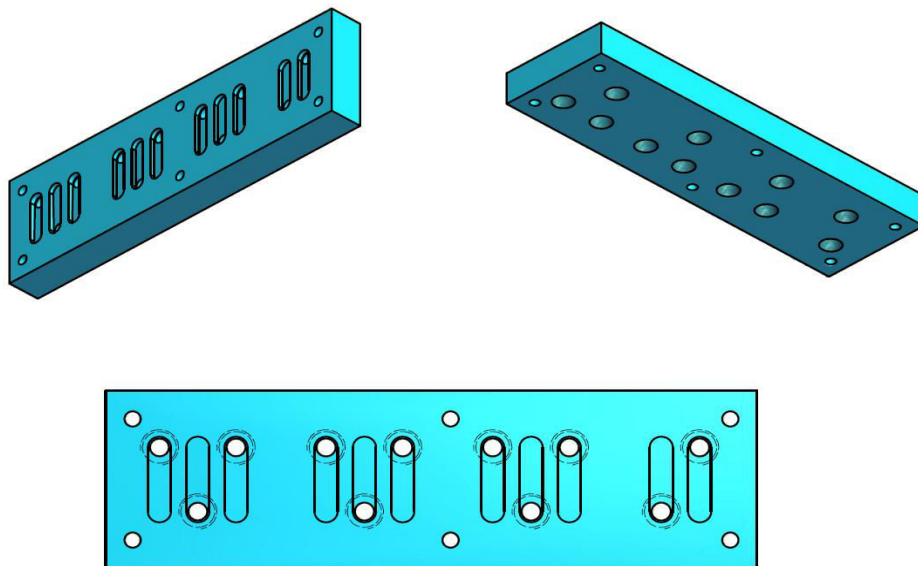


Figure V-23 – Schéma de collecteur

Pour le débit liquide, cette mesure est effectuée par chronométrage sur un volume de liquide donné. Dans le cas diphasique, un séparateur de phase (fiOLE jaugée) permet de mesurer également le débit de gaz suivant le même principe que le débit liquide (Figure V-24).

Nous allons présenter les résultats obtenus dans le cas monophasique dans un premier temps, pour terminer ensuite sur l'étude en écoulement diphasique.

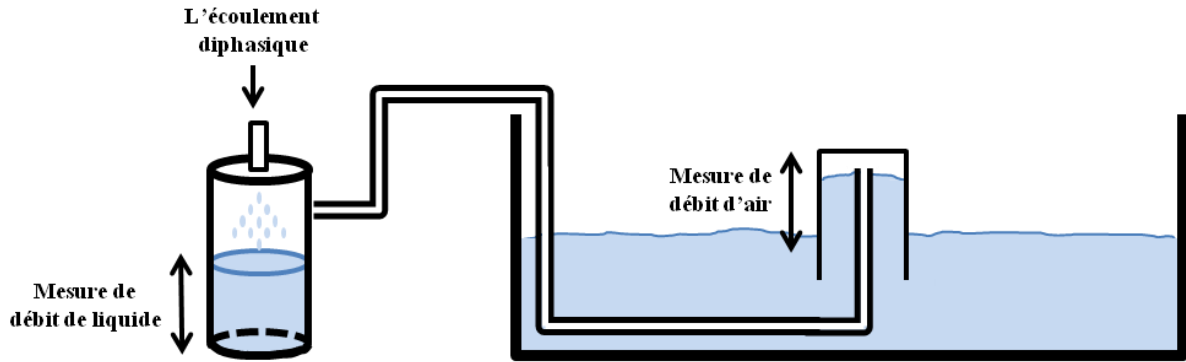


Figure V-24 – Mesure de débits gaz et liquide

Position de référence	X _{P0}	X _{P1}	X _{P2}	X _{P3}	X _{P4}	X _{P5}	X _{P6}	X _{P7}	X _{P8}	X _{P9}	X _{P10}
1 ^{er} canal	-154,5	-32	32	77	122	72	115	158			
11 ^{ème} canal	-298,5	-176	-112	-67	-22				72	115	158

Tableau V-12 – Position des prises de pression par rapport à la section du premier tube prise comme référence (mm)

V-1- Etude en écoulement monophasique

Pour cette configuration, nous allons tout d'abord présenter les résultats sur les chutes de pression dans un premier temps et la répartition des débits dans un second temps.

V-1-1- Pertes de pression au sein de l'échangeur

Ql cm ³ /s	Pression (Pa)									
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10
20,55	-96,8	-423,3	-570,1	-760,9	-25,4	-19,4	-18,0	-262,0	-387,9	-458,7
25,45	-133,1	-524,0	-697,3	-909,8	-46,7	-37,0	-30,0	-396,9	-592,3	-738,3
30,35	-224,9	-680,2	-896,1	-1122,3	-80,7	-66,6	-63,6	-510,8	-709,2	-809,5
40,15	-357,4	-1287,5	-1571,3	-1942,4	-113,8	-91,1	-86,7	-1104,1	-1383,5	-1737,2
49,95	-555,6	-1855,1	-2309,2	-2750,2	-147,8	-105,9	-95,4	-1868,2	-2269,9	-2745,9

Tableau V-13 – Mesures de pression dans l'échangeur en écoulement monophasique

Les pertes de pression au sein de l'échangeur ont été caractérisées pour cinq débits de liquide différents pour lesquels les résultats bruts sont recensés dans le tableau V-13. Les débits indiqués sont les débits globaux entrant dans l'échangeur. Comme pour le cas de la jonction isolée, nous avons étudié les pertes de pression régulières le long d'un faisceau, ceci pour les

premier et dernier tubes de l'échangeur. Les résultats sont présentés sur la Figure V-25 où l'évolution de la pression est également tracée dans le collecteur (branche horizontale).

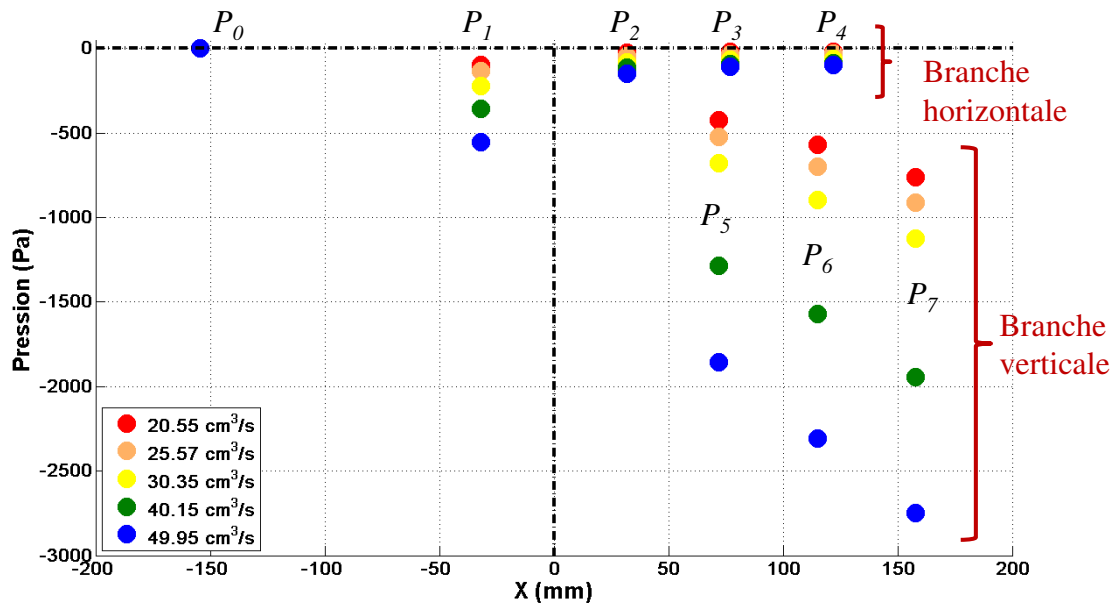


Figure V-25– Pertes de pression (1^{ère} branche verticale). L'origine est prise à l'entrée du tube.

Q_i (cm ³ /s)	U (m/s)	Re	λ_{th}	λ_{5-7}	$\lambda_{5-7}/\lambda_{th}$
3,33	0,23	210,4	0,264	0,134	51%
3,89	0,27	245,5	0,227	0,111	49%
4,34	0,30	274,0	0,203	0,103	51%
6,20	0,43	391,9	0,142	0,075	53%
7,91	0,55	500,1	0,111	0,063	56%

Tableau V-14 – Coefficients de pertes de charge régulières dans la 1^{ère} branche verticale

Les valeurs extraites pour les coefficients de pertes de charge régulières dans les mini-canaux sont reportés dans le tableau V-14 et tracées sur la figure V-26 en fonction du nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique. Rappelons ici que les débits utilisés dans la suite concernent les débits pour chaque tube vertical. Les débits Q_i indiqués dans les tableaux ont été mesurés par le système décrit précédemment. Comme pour le cas de la jonction isolée avec intercalaire, les résultats sont comparés avec la corrélation issue de **Idelchik et Steinberg [19]**. Les nombres de Reynolds sont néanmoins inférieurs à ceux explorés dans le cas de la jonction isolée. Nous voyons ici encore que la corrélation surestime fortement les coefficients de pertes de charge régulières. En effet, les valeurs expérimentales sont environ

45% fois plus faibles que celle prédits par la corrélation, ordre de grandeur obtenu également pour le cas de la jonction isolée.

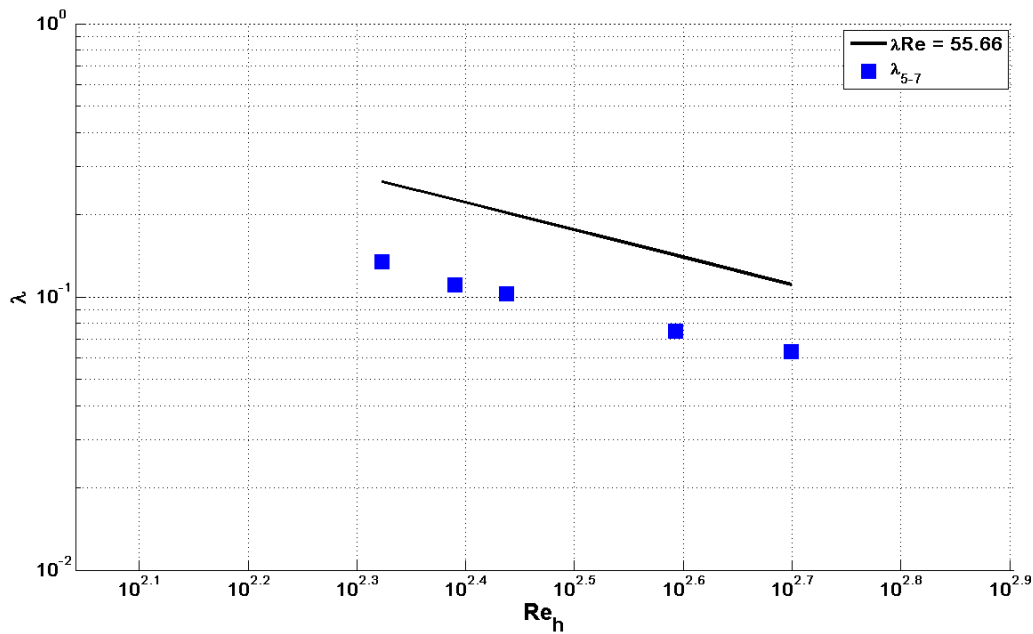


Figure V-26 – Coefficients λ en fonction du nombre de Reynolds dans la 1^{ère} branche verticale

La même analyse a été conduite sur le dernier faisceau en fin d'échangeur. L'évolution des pressions dans la dernière branche et les coefficients qui en ont été extraits sont illustrés sur la figure V-27 et dans le tableau V-15. Ici, les valeurs obtenues pour les coefficients de pertes de charge régulières λ sont plus en accord avec la corrélation que dans les cas précédents malgré des nombres de Reynolds encore plus faibles (voir figure V-28). Cette observation tend à confirmer l'influence des conditions d'entrée dans les branches sur les valeurs obtenues pour le coefficient λ . En effet, dans le cas de la dernière branche, il ne s'agit plus d'une jonction en T qui alimente la branche puisqu'en aval de cette dernière, le collecteur est fermé. Une recirculation pouvant avoir lieu en fin de collecteur, les pertes de charge en entrée de branche sont peut-être ainsi amplifiées.

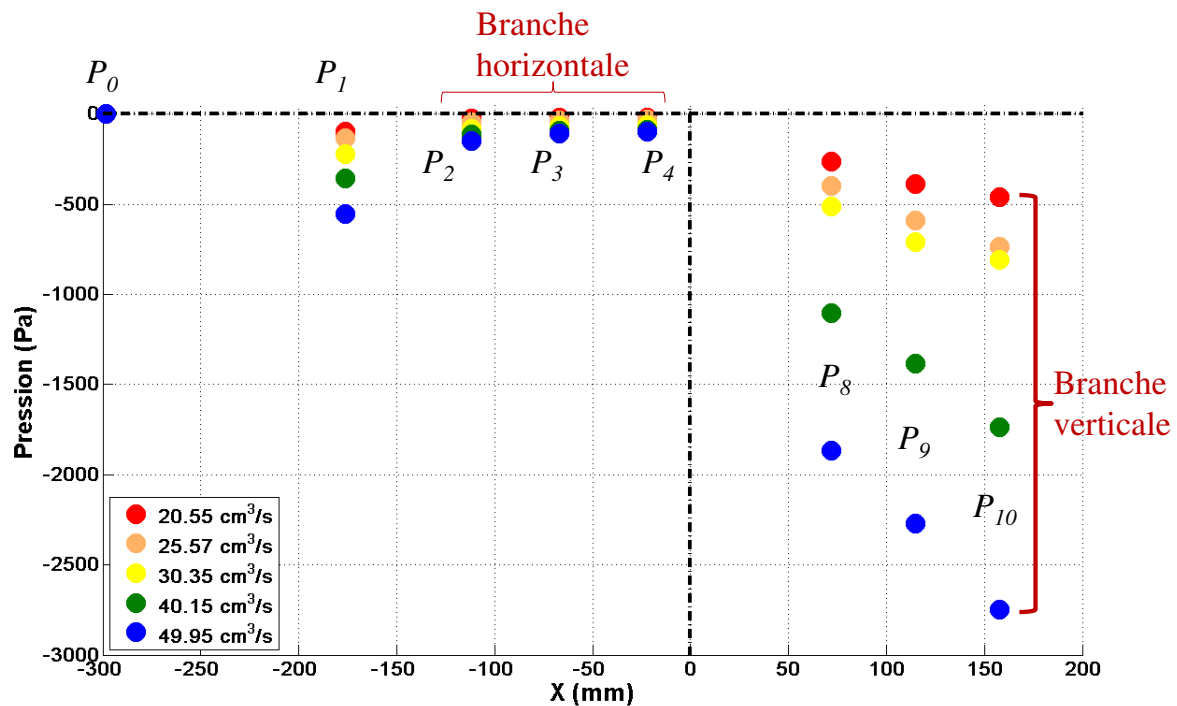


Figure V-27 – Pertes de pression (dernière branche verticale). L'origine est prise à l'entrée du tube

Q_1 (cm ³ /s)	U (m/s)	Re	λ_{th}	λ_{8-10}	$\lambda_{8-10}/\lambda_{th}$
1,33	0,09	84,05	0,662	0,488	74%
1,58	0,11	100,03	0,556	0,600	108%
1,82	0,13	115,14	0,483	0,434	90%
2,86	0,20	180,93	0,308	0,339	110%
3,36	0,23	212,35	0,262	0,315	120%

Tableau V-15 – Coefficients de pertes de charge régulières dans la dernière branche verticale

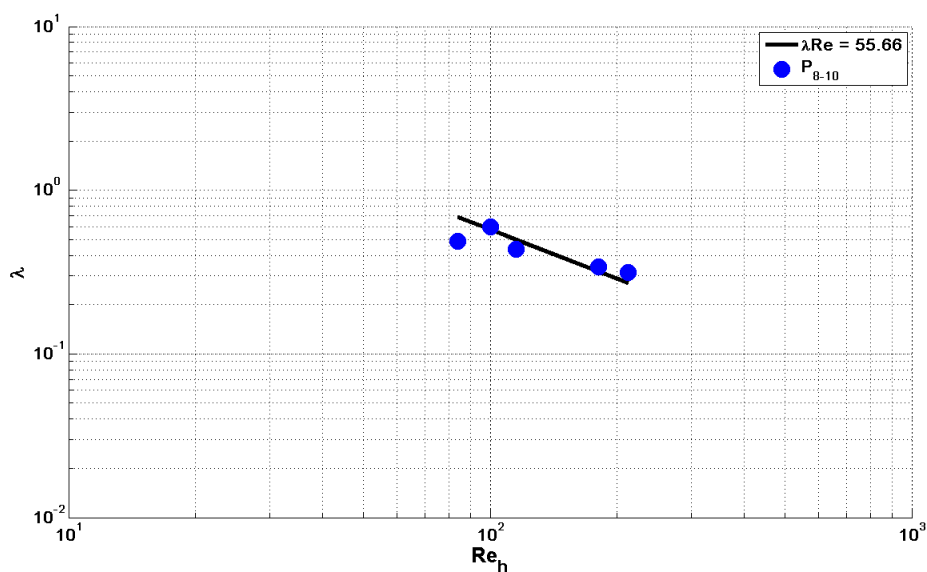


Figure V-28 – Coefficient λ en fonction du nombre de Reynolds dans la dernière branche verticale

V-1-2- Distribution du débit dans les branches parallèles

Les pertes de pression sont à l'origine de la répartition des débits dans les branches parallèles. Nous avons donc mesuré le débit de liquide dans chacune des branches de l'échangeur pour les cinq débits où nous avons quantifié les pertes de pression. Pour chacun des débits, trois essais identiques ont réalisés et ont confirmé la bonne reproductibilité de nos mesures inférieure à 10%. L'ensemble des mesures est reporté dans les tableaux V-16 à V-20 pour chacun des débits variant de 20.55 à 49.95 $\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Pour chacun des débits, on peut remarquer que la somme des débits mesurés sur chaque branche permet de retrouver le débit total à environ 5 % près pour l'ensemble des essais effectués.

		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Somme
Essais 1	Volume (ml)	194	172	140	172	148	166	146	160	114	46	49	
	Temps (s)	55,73	58,33	102,02	104,6	68,01	77,29	70,29	71,43	114,66	69,37	42,13	
	Débit (cm^3/s)	3,48	2,95	1,37	1,64	2,18	2,15	2,08	2,24	0,99	0,66	1,16	20,91
	Q/Q _{tot}	16,6%	14,1%	6,6%	7,9%	10,4%	10,3%	9,9%	10,7%	4,8%	3,2%	5,6%	
	Erreur	0,47%	0,41%	0,16%	0,17%	0,29%	0,26%	0,28%	0,28%	0,12%	0,11%	0,25%	2,80%
Essais 2	Volume (ml)	194	158	188	198	180	172	132	186	114	45	148	
	Temps (s)	62,63	61,23	101,07	80,02	94,38	93,26	72,13	74,07	69,39	100,68	100,63	
	Débit (cm^3/s)	3,10	2,58	1,86	2,47	1,91	1,84	1,83	2,51	1,64	0,45	1,47	21,67
	Q/Q _{tot}	14,3%	11,9%	8,6%	11,4%	8,8%	8,5%	8,4%	11,6%	7,6%	2,1%	6,8%	
	Erreur	0,38%	0,35%	0,18%	0,26%	0,19%	0,19%	0,25%	0,28%	0,24%	0,07%	0,16%	2,53%
Essais 3	Volume (ml)	49	49	49	49	46	49	48	48	49	45	48	
	Temps (s)	14,38	17,1	31,03	20,21	23,48	26,37	27,3	18,43	53,23	97,76	35,6	
	Débit (cm^3/s)	3,41	2,87	1,58	2,42	1,96	1,86	1,76	2,60	0,92	0,46	1,35	21,19
	Q/Q _{tot}	15,7%	13,2%	7,3%	11,2%	9,0%	8,6%	8,1%	12,0%	4,2%	2,1%	6,2%	
	Erreur	1,45%	1,07%	0,39%	0,80%	0,59%	0,51%	0,48%	0,92%	0,17%	0,07%	0,31%	6,76%

Tableau V-16 – Mesures de la distribution des débits de liquide dans l'échangeur en monophasique, $Q_1 = 20.55 \text{ cm}^3/\text{s}$

		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Somme
Essais 1	Volume (ml)	250	220	170	192	166	180	192	192	154	102	164	
	Temps (s)	60,83	60,68	83,05	62,93	67,4	84,45	78,03	66,93	98,45	83,56	102,14	
	Débit (cm ³ /s)	4,11	3,63	2,05	3,05	2,46	2,13	2,46	2,87	1,56	1,22	1,61	27,15
	Q _i /Q _{tot}	15,1%	13,4%	7,5%	11,2%	9,1%	7,9%	9,1%	10,6%	5,8%	4,5%	5,9%	
	Erreur	0,37%	0,34%	0,18%	0,30%	0,24%	0,18%	0,21%	0,27%	0,13%	0,14%	0,13%	2,49%
Essais 2	Volume (ml)	238	222	190	180	184	185	192	194	130	48	124	
	Temps (s)	61,94	65,19	79,8	60,79	71,38	84,38	81,41	66,08	101,68	59,53	77,21	
	Débit (cm ³ /s)	3,84	3,41	2,38	2,96	2,58	2,19	2,36	2,94	1,28	0,81	1,61	26,35
	Q _i /Q _{tot}	14,6%	12,9%	9,0%	11,2%	9,8%	8,3%	9,0%	11,1%	4,9%	3,1%	6,1%	
	Erreur	0,36%	0,31%	0,21%	0,31%	0,24%	0,19%	0,20%	0,28%	0,12%	0,12%	0,18%	2,52%
Essais 3	Volume (ml)	48	48	49	48	49	50	49	49	49	48	48	
	Temps (s)	12,96	14,5	21,89	17,27	19,59	33,13	18,59	16,29	32,29	41,6	31,23	
	Débit (cm ³ /s)	3,70	3,31	2,24	2,78	2,50	1,51	2,64	3,01	1,52	1,15	1,54	25,89
	Q _i /Q _{tot}	14,3%	12,8%	8,6%	10,7%	9,7%	5,8%	10,2%	11,6%	5,9%	4,5%	5,9%	
	Erreur	1,40%	1,15%	0,57%	0,85%	0,69%	0,29%	0,76%	0,95%	0,30%	0,20%	0,31%	7,47%

Tableau V-17– Mesures de la distribution des débits de liquide dans l'échangeur en monophasique, $Q_l = 25.57 \text{ cm}^3/\text{s}$

		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Somme
Essais 1	Volume (ml)	230	228	230	230	206	210	222	210	186	124	180	
	Temps (s)	52,77	55,52	91,07	62,09	71,97	81,09	76,09	59,15	105,92	110,07	108,44	
	Débit (cm ³ /s)	4,36	4,11	2,53	3,70	2,86	2,59	2,92	3,55	1,76	1,13	1,66	31,16
	Q _i /Q _{tot}	14,0%	13,2%	8,1%	11,9%	9,2%	8,3%	9,4%	11,4%	5,6%	3,6%	5,3%	
	Erreur	0,39%	0,35%	0,16%	0,29%	0,22%	0,18%	0,21%	0,30%	0,11%	0,09%	0,11%	2,41%
Essais 2	Volume (ml)	244	224	210	214	198	210	214	198	185	48	206	
	Temps (s)	54,59	54,93	78,57	55,77	65,47	73,6	71,42	61,03	103,43	53,27	103,63	
	Débit (cm ³ /s)	4,47	4,08	2,67	3,84	3,02	2,85	3,00	3,24	1,79	0,90	1,99	31,85
	Q _i /Q _{tot}	14%	13%	8%	12%	9%	9%	9%	10%	6%	3%	6%	
	Erreur	0,37%	0,35%	0,19%	0,33%	0,24%	0,21%	0,22%	0,27%	0,11%	0,11%	0,12%	2,52%
Essais 3	Volume (ml)	49	47	48	48	48	47	49	49	47	48	48	
	Temps (s)	11,73	12,91	18,59	14,6	15,83	19,18	17,68	14,4	25,78	29,34	26,4	
	Débit (cm ³ /s)	4,18	3,64	2,58	3,29	3,03	2,45	2,77	3,40	1,82	1,64	1,82	30,62
	Q _i /Q _{tot}	13,6%	11,9%	8,4%	10,7%	9,9%	8,0%	9,1%	11,1%	6,0%	5,3%	5,9%	
	Erreur	1,44%	1,17%	0,63%	0,96%	0,83%	0,59%	0,70%	1,00%	0,36%	0,29%	0,35%	8,32%

Tableau V-18 – Mesures de la distribution des débits de liquide dans l'échangeur en monophasique, $Q_l = 30.35 \text{ cm}^3/\text{s}$

		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Somme
Essais 1	Volume (ml)	232	218	226	226	190	192	214	190	184	47	226	
	Temps (s)	35,13	33,11	61,48	61,73	56,45	57,09	54,85	44,18	95,79	65,56	85,67	
	Débit (cm ³ /s)	6,60	6,58	3,68	3,66	3,37	3,36	3,90	4,30	1,92	0,72	2,64	40,73
	Q _i /Q _{tot}	16,2%	16,2%	9,0%	9,0%	8,3%	8,3%	9,6%	10,6%	4,7%	1,8%	6,5%	
	Erreur	0,60%	0,64%	0,23%	0,23%	0,23%	0,23%	0,26%	0,35%	0,10%	0,06%	0,13%	3,07%
Essais 2	Volume (ml)	237	244	230	234	208	228	229	224	208	49	234	
	Temps (s)	39,54	41,03	57,99	47,93	62,82	67,61	56,51	49,43	98,03	96,1	81,02	
	Débit (cm ³ /s)	5,99	5,95	3,97	4,88	3,31	3,37	4,05	4,53	2,12	0,51	2,89	41,58
	Q _i /Q _{tot}	14,4%	14,3%	9,5%	11,7%	8,0%	8,1%	9,7%	10,9%	5,1%	1,2%	6,9%	
	Erreur	0,49%	0,47%	0,25%	0,35%	0,20%	0,19%	0,26%	0,32%	0,10%	0,04%	0,15%	2,80%
Essais 3	Volume (ml)	234	238	230	218	198	222	198	198	202	96	205	
	Temps (s)	38,96	38,73	49,11	47,73	68,59	62,26	73,96	55,15	103,37	74,98	66,93	
	Débit (cm ³ /s)	6,01	6,15	4,68	4,57	2,89	3,57	2,68	3,59	1,95	1,28	3,06	40,42
	Q _i /Q _{tot}	14,9%	15,2%	11,6%	11,3%	7,1%	8,8%	6,6%	8,9%	4,8%	3,2%	7,6%	
	Erreur	0,51%	0,52%	0,34%	0,34%	0,18%	0,22%	0,16%	0,25%	0,09%	0,11%	0,19%	2,90%

Tableau V-19 – Mesures de la distribution des débits de liquide dans l'échangeur en monophasique, $Q_l = 40.15 \text{ cm}^3/\text{s}$

		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Somme
Essais 1	Volume (ml)	248	247	238	240	248	230	242	232	224	47	224	
	Temps (s)	32,48	31,7	50,3	36,54	61,85	52,76	50,19	45,07	105,78	68,45	65,91	
	Débit (cm ³ /s)	7,64	7,79	4,73	6,57	4,01	4,36	4,82	5,15	2,12	0,69	3,40	51,27
	Q _i /Q _{tot}	14,9%	15,2%	9,2%	12,8%	7,8%	8,5%	9,4%	10,0%	4,1%	1,3%	6,6%	
	Erreur	0,58%	0,60%	0,26%	0,46%	0,19%	0,24%	0,27%	0,31%	0,08%	0,05%	0,16%	3,18%
Essais 2	Volume (ml)	248	242	236	242	240	234	230	228	222	48	248	
	Temps (s)	32,52	30,95	48,96	36,52	59,25	53,59	46,04	44,95	101,14	68,71	70,98	
	Débit (cm ³ /s)	7,63	7,82	4,82	6,63	4,05	4,37	5,00	5,07	2,19	0,70	3,49	51,76
	Q _i /Q _{tot}	14,7%	15,1%	9,3%	12,8%	7,8%	8,4%	9,7%	9,8%	4,2%	1,3%	6,7%	
	Erreur	0,57%	0,61%	0,27%	0,46%	0,20%	0,23%	0,29%	0,30%	0,08%	0,05%	0,15%	3,21%
Essais 3	Volume (ml)	246	220	220	237	224	222	234	234	160	46	212	
	Temps (s)	29,01	25,24	39,79	36,7	52,79	56,15	47,13	42,88	105,8	105,37	66,49	
	Débit (cm ³ /s)	8,48	8,72	5,53	6,46	4,24	3,95	4,96	5,46	1,51	0,44	3,19	52,94
	Q _i /Q _{tot}	16,0%	16,5%	10,4%	12,2%	8,0%	7,5%	9,4%	10,3%	2,9%	0,8%	6,0%	
	Erreur	0,68%	0,80%	0,36%	0,44%	0,22%	0,20%	0,28%	0,33%	0,06%	0,03%	0,15%	3,54%

Tableau V-20 – Mesure de la distribution des débits de liquide dans l'échangeur en monophasique, $Q_i = 49.95 \text{ cm}^3/\text{s}$

La synthèse des mesures est représentée sur la figure V-29 où la moyenne sur les trois essais de reproductibilité a été utilisée. Le débit de chaque branche Q_i a été normalisé par la valeur du débit local Q_h si la répartition était homogène, Q_h est ici pris égal à 9.09% (1/11). Les résultats montrent que la répartition est peu influencée par le débit total entrant dans l'échangeur. Dans tous les cas, le débit liquide dans une branche diminue au fur et à mesure que l'on s'éloigne de l'entrée. Sous l'effet de la gravité, les quatre premiers tubes sont suralimentés jusqu'à 70% pour le premier tube. A l'inverse, les trois derniers tubes sont sous-alimentés d'environ 40%. La répartition est donc quasi-homogène au cœur de l'échangeur.

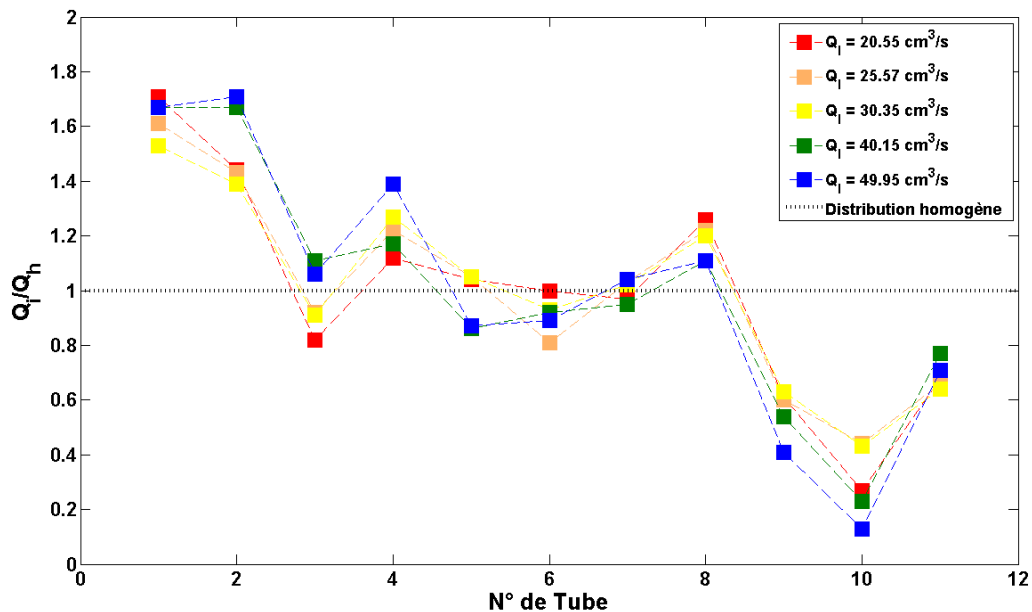


Figure V-29 – Synthèse de la représentation adimensionnelle de la distribution des débits de liquide dans l'échangeur en écoulement monophasique

V-2- Etude en écoulement diphasique

Dans cette partie, nous avons utilisé la même maquette d'échangeur et réalisé les mêmes caractérisations que précédemment mais dans le cas d'un écoulement diphasique. Nous nous sommes donc intéressés à l'identification des débits liquides et gazeux circulant dans chacun des tubes de l'échangeur pour différents couples de débit liquide et gaz entrant dans l'échangeur. Nous avons de plus quantifié également les pertes de pression au sein de cet échangeur. Concernant la débitmètrie, grâce à un collecteur placé en sortie de chacun des tubes verticaux et couplé à un séparateur de phases, tous deux mentionnés précédemment, nous avons la possibilité de mesurer les débits de chacune des deux phases en relevant le temps de remplissage sur un volume connu. Pour les prises de pression, nous utiliserons les mêmes que celles mentionnées sur la figure V-22. Ces mesures de pression ont été réalisées avec l'échangeur mis en position horizontale afin de s'affranchir de l'effet de la gravité sur les prises de pression en diphasique.

V-2-1- Répartition des phases

Dans ce qui suit, nous allons présenter l'ensemble des mesures qui ont permis de caractériser la répartition des phases au sein de l'échangeur. Notre approche expérimentale a été la suivante : pour un débit liquide, trois débits de gaz ont été imposés. Et pour un des débits de gaz, nous avons étudié trois débits distincts de liquide. Les tableaux des relevés de nos mesures sont présentés dans les tableaux V-21-(a-e).

		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Somme	
Eau	Essais 1	Volume (ml)	182	196	198	212	210	194	208	148	98	144	192	
		Temps (s)	66,37	65,77	75,71	59,52	69,92	81,22	80,27	142,93	156,7	126,42	64,19	
		Débit (cm ³ /s)	2,74	2,98	2,62	3,56	3,00	2,39	2,59	1,04	0,63	1,14	2,99	25,67
		Qi/Qtot	10,7%	11,6%	10,2%	13,9%	11,7%	9,3%	10,1%	4,0%	2,4%	4,4%	11,7%	
		Erreur	0,28%	0,29%	0,24%	0,36%	0,28%	0,21%	0,22%	0,08%	0,07%	0,10%	0,30%	2,43%
	Essais 2	Volume (ml)	198	196	200	214	184	200	200	225	192	192	196	
		Temps (s)	82,49	60,12	73,48	51,91	65,08	84,52	82,6	202,35	301,28	171,6	62,12	
		Débit (cm ³ /s)	2,40	3,26	2,72	4,12	2,83	2,37	2,42	1,11	0,64	1,12	3,16	26,14
		Qi/Qtot	9,3%	12,7%	10,6%	16,1%	11,0%	9,2%	9,4%	4,3%	2,5%	4,4%	12,3%	
		Erreur	0,20%	0,33%	0,25%	0,45%	0,28%	0,20%	0,20%	0,06%	0,03%	0,07%	0,32%	2,40%
Air	Essais 1	Volume (ml)	3515,76	3629,17	3430,70	2977,05	3288,93	3430,70	3005,40	3685,87	3742,58	1474,35	1474,35	
		Temps (s)	35,48	86,82	65,07	203,13	239,91	104,93	167,65	42,36	27,23	161,53	163,33	
		Débit (cm ³ /s)	99,09	41,80	52,72	14,66	13,71	32,70	17,93	87,01	137,44	9,13	9,03	515,21
		Qi/Qtot	19,2%	8,1%	10,2%	2,8%	2,7%	6,3%	3,5%	16,9%	26,7%	1,8%	1,8%	
		Erreur	1,10%	0,33%	0,46%	0,10%	0,09%	0,25%	0,13%	0,88%	1,74%	0,08%	0,08%	5,24%
	Essais 2	Volume (ml)	3572,46	3629,17	3600,81	2891,99	2835,29	3544,11	3118,82	3515,76	3827,64	1134,11	964,00	
		Temps (s)	33,61	96,33	69,89	186,03	236,22	103,1	185,67	44,65	25,94	236,44	102,91	
		Débit (cm ³ /s)	106,29	37,67	51,52	15,55	12,00	34,38	16,80	78,74	147,56	4,80	9,37	514,67
		Qi/Qtot	21%	7%	10%	3%	2%	7%	3%	15%	29%	1%	2%	
		Erreur	1,21%	0,29%	0,43%	0,11%	0,08%	0,26%	0,12%	0,79%	1,92%	0,05%	0,11%	5,37%

Tableau V-21-a – Mesures des débits liquides et gazeux en diphasique, $Q_l = 24.45 \text{ cm}^3/\text{s}$, $Q_g = 37.33 \text{ SLPM}$

		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Somme	
Eau	Essais 1	Volume (ml)	184	190	209	214	174	206	210	144	144	147	218	
		Temps (s)	90,91	66,14	81,53	61,08	62,47	82,57	79,29	137,79	218,61	125,61	58,46	
		Débit (cm ³ /s)	2,02	2,87	2,56	3,50	2,79	2,49	2,65	1,05	0,66	1,17	3,73	25,50
		Qi/Qtot	7,9%	11,3%	10,1%	13,7%	10,9%	9,8%	10,4%	4,1%	2,6%	4,6%	14,6%	
		Erreur	0,17%	0,29%	0,22%	0,35%	0,30%	0,21%	0,23%	0,09%	0,05%	0,10%	0,38%	2,40%
	Essais 2	Volume (ml)	192	192	196	196	188	200	200	188	188	188	192	
		Temps (s)	102,72	63,12	73,72	48,6	67,68	80,76	79,68	160,84	285,6	171	47,4	
		Débit (cm ³ /s)	1,87	3,04	2,66	4,03	2,78	2,48	2,51	1,17	0,66	1,10	4,05	26,34
		Qi/Qtot	7,1%	11,5%	10,1%	15,3%	10,5%	9,4%	9,5%	4,4%	2,5%	4,2%	15,4%	
		Erreur	0,14%	0,30%	0,24%	0,47%	0,27%	0,21%	0,21%	0,07%	0,04%	0,07%	0,48%	2,51%
Air	Essais 1	Volume (ml)	3459,05	3515,76	3487,40	3402,34	3373,99	3487,40	3629,17	3600,81	3855,99	900,00	800,00	
		Temps (s)	23,13	58,58	49,43	156,74	202,43	89,7	180,07	40,4	23,37	249,95	97,93	
		Débit (cm ³ /s)	149,55	60,02	70,55	21,71	16,67	38,88	20,15	89,13	165,00	3,60	8,17	643,42
		Qi/Qtot	23,2%	9,3%	11,0%	3,4%	2,6%	6,0%	3,1%	13,9%	25,6%	0,6%	1,3%	
		Erreur	1,68%	0,43%	0,54%	0,12%	0,09%	0,24%	0,11%	0,74%	1,83%	0,03%	0,08%	5,90%
	Essais 2	Volume (ml)	3657,52	3402,34	1580,00	3402,34	1500,00	1500,00	1500,00	3742,58	3430,70	700,00	600,00	
		Temps (s)	24,28	54,01	23,1	156,74	62,82	40,53	67,09	39,62	20,67	121,96	102,85	
		Débit (cm ³ /s)	150,64	62,99	68,40	21,71	23,88	37,01	22,36	94,46	165,97	5,74	5,83	658,99
		Qi/Qtot	22,9%	9,6%	10,4%	3,3%	3,6%	5,6%	3,4%	14,3%	25,2%	0,9%	0,9%	
		Erreur	1,60%	0,46%	0,85%	0,12%	0,20%	0,36%	0,19%	0,77%	1,96%	0,06%	0,07%	6,64%

Tableau V-21-b – Mesures des débits liquides et gazeux en diphasique, $Q_l = 24.45 \text{ cm}^3/\text{s}$, $Q_g = 42.72 \text{ SLPM}$

		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Somme	
Eau	Essais 1	Volume (ml)	182	208	211	214	210	213	218	141	96	144	228	
		Temps (s)	99,37	80,77	83,92	62,27	78,06	89,84	82,15	136,23	144,94	128,67	47,6	
		Débit (cm ³ /s)	1,83	2,58	2,51	3,44	2,69	2,37	2,65	1,04	0,66	1,12	4,79	25,68
		Qi/Qtot	7,1%	10,0%	9,8%	13,4%	10,5%	9,2%	10,3%	4,0%	2,6%	4,4%	18,7%	
		Erreur	0,15%	0,22%	0,21%	0,34%	0,23%	0,19%	0,22%	0,09%	0,07%	0,09%	0,56%	2,37%
	Essais 2	Volume (ml)	192	188	204	196	188	200	196	184	172	184	196	
		Temps (s)	107,04	70,32	79,52	51,76	70,12	85,84	77,32	169,12	257,36	168,8	41,8	
		Débit (cm ³ /s)	1,79	2,67	2,57	3,79	2,68	2,33	2,53	1,09	0,67	1,09	4,69	25,90
		Qi/Qtot	6,9%	10,3%	9,9%	14,6%	10,4%	9,0%	9,8%	4,2%	2,6%	4,2%	18,1%	
		Erreur	0,14%	0,26%	0,22%	0,43%	0,26%	0,19%	0,23%	0,07%	0,04%	0,07%	0,62%	2,52%
Air	Essais 1	Volume (ml)	3770,93	3657,52	3459,05	3572,46	3203,87	3487,40	3288,93	3430,70	3572,46	800,00	1100,00	
		Temps (s)	20,87	41,83	38,38	110,07	128,09	82,97	144,06	35,83	19,82	183,04	137,9	
		Débit (cm ³ /s)	180,69	87,44	90,13	32,46	25,01	42,03	22,83	95,75	180,25	4,37	7,98	768,92
		Qi/Qtot	23,5%	11,4%	11,7%	4,2%	3,3%	5,5%	3,0%	12,5%	23,4%	0,6%	1,0%	
		Erreur	1,80%	0,60%	0,65%	0,16%	0,12%	0,23%	0,11%	0,71%	1,86%	0,04%	0,06%	6,33%
	Essais 2	Volume (ml)	3629,17	1550,00	1530,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	3685,87	800,00	800,00	
		Temps (s)	20,36	17,58	17,49	44,81	51,53	35,5	62,74	15,23	20,23	116,18	133,55	
		Débit (cm ³ /s)	178,25	88,17	87,48	33,47	29,11	42,25	23,91	98,49	182,20	6,89	5,99	776,21
		Qi/Qtot	23,0%	11,4%	11,3%	4,3%	3,8%	5,4%	3,1%	12,7%	23,5%	0,9%	0,8%	
		Erreur	1,79%	1,09%	1,09%	0,27%	0,22%	0,37%	0,17%	1,34%	1,84%	0,06%	0,05%	8,29%

Tableau V-21-c – Mesures des débits liquides et gazeux en diphasique, $Q_l = 24.45 \text{ cm}^3/\text{s}$, $Q_g = 47.34 \text{ SLPM}$

		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Somme	
Eau	Essais 1	Volume (ml)	212	193	205	208	206	152	147	141	48	47	200	
		Temps (s)	63,47	85,95	114,33	69,37	121,82	171,04	112,53	292,29	144,87	65,09	196	
		Débit (cm ³ /s)	3,34	2,25	1,79	3,00	1,69	0,89	1,31	0,48	0,33	0,72	1,02	16,82
		Qi/Qtot	19,9%	13,4%	10,7%	17,8%	10,1%	5,3%	7,8%	2,9%	2,0%	4,3%	6,1%	
		Erreur	0,50%	0,29%	0,20%	0,43%	0,18%	0,10%	0,17%	0,05%	0,10%	0,25%	0,09%	2,36%
	Essais 2	Volume (ml)	200	176	192	196	184	184	196	120	116	160	192	
		Temps (s)	57,12	76,61	109,04	66,48	112,76	244,84	164,22	203,56	368,08	268,2	186,04	
		Débit (cm ³ /s)	3,50	2,30	1,76	2,95	1,63	0,75	1,19	0,59	0,32	0,60	1,03	16,62
		Qi/Qtot	21,1%	13,8%	10,6%	17,7%	9,8%	4,5%	7,2%	3,5%	1,9%	3,6%	6,2%	
		Erreur	0,58%	0,34%	0,21%	0,45%	0,19%	0,07%	0,12%	0,08%	0,04%	0,06%	0,10%	2,22%
Air	Essais 1	Volume (ml)	3317,29	3288,93	3714,23	3288,93	3147,17	3402,34	3260,58	3203,87	3402,34	200,00	1300,00	
		Temps (s)	50,34	82,17	77,52	197,35	213,89	71,23	135,67	33,75	29,59	182,62	82,38	
		Débit (cm ³ /s)	65,90	40,03	47,91	16,67	14,71	47,77	24,03	94,93	114,98	1,10	15,78	483,80
		Qi/Qtot	13,6%	8,3%	9,9%	3,4%	3,0%	9,9%	5,0%	19,6%	23,8%	0,2%	3,3%	
		Erreur	0,67%	0,35%	0,41%	0,12%	0,11%	0,43%	0,18%	1,17%	1,50%	0,04%	0,18%	5,16%
	Essais 2	Volume (ml)	3373,99	1500	1500	1500	1500	1500	1500,00	3515,76	3629,17	800,00	1300,00	
		Temps (s)	61,49	37,22	32,47	89,29	95,3	28,4	56,71	36,69	30,69	154,71	103,19	
		Débit (cm ³ /s)	54,87	40,30	46,20	16,80	15,74	52,82	26,45	95,82	118,25	5,17	12,60	485,02
		Qi/Qtot	11,3%	8,3%	9,5%	3,5%	3,2%	10,9%	5,5%	19,8%	24,4%	1,1%	2,6%	
		Erreur	0,52%	0,56%	0,67%	0,18%	0,16%	0,82%	0,31%	1,11%	1,50%	0,07%	0,14%	6,04%

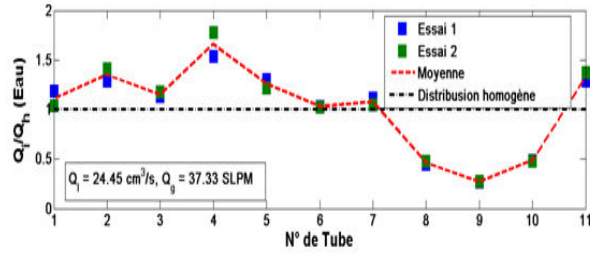
Tableau V-21-d – Mesures des débits liquides et gazeux en diphasique, $Q_l = 15.65 \text{ cm}^3/\text{s}$, $Q_g = 37.33 \text{ SLPM}$

		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Somme	
Eau	Essais 1	Volume (ml)	188	204	216	220	210	216	224	202	196	208	232	
		Temps (s)	81,26	48,63	63,47	45,82	64,36	62,03	58,15	87,07	170,06	115,08	44,34	
		Débit (cm ³ /s)	2,31	4,19	3,40	4,80	3,26	3,48	3,85	2,32	1,15	1,81	5,23	35,82
		Qi/Qtot	6,5%	11,7%	9,5%	13,4%	9,1%	9,7%	10,8%	6,5%	3,2%	5,0%	14,6%	
		Erreur	0,15%	0,36%	0,24%	0,41%	0,23%	0,25%	0,28%	0,14%	0,05%	0,09%	0,46%	2,65%
	Essais 2	Volume (ml)	192	192	192	196	192	196	192	188	192	188	204	
		Temps (s)	79,04	43,23	57,48	40,77	54,4	58,33	55,1	73,48	165,19	86,64	36,41	
		Débit (cm ³ /s)	2,43	4,44	3,34	4,81	3,53	3,36	3,48	2,56	1,16	2,17	5,60	36,89
		Qi/Qtot	6,6%	12,0%	9,1%	13,0%	9,6%	9,1%	9,4%	6,9%	3,2%	5,9%	15,2%	
		Erreur	0,15%	0,40%	0,25%	0,45%	0,28%	0,25%	0,27%	0,17%	0,05%	0,13%	0,57%	2,97%
Air	Essais 1	Volume (ml)	3459,05	3345,64	3373,99	2891,99	2920,35	3402,34	2948,70	3317,29	3600,81	500,00	1000,00	
		Temps (s)	21,87	65,07	45,62	111,48	157,8	88	147,72	54,02	26,5	127,58	126,59	
		Débit (cm ³ /s)	158,16	51,42	73,96	25,94	18,51	38,66	19,96	61,41	135,88	3,92	7,90	595,72
		Qi/Qtot	26,6%	8,6%	12,4%	4,4%	3,1%	6,5%	3,4%	10,3%	22,8%	0,7%	1,3%	
		Erreur	1,99%	0,39%	0,64%	0,17%	0,12%	0,26%	0,13%	0,50%	1,52%	0,06%	0,08%	5,84%
	Essais 2	Volume (ml)	1600,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	3430,70	3714,23	400,00	700,00	
		Temps (s)	10,07	28,07	21,17	56,93	82,43	39,2	74,99	52,99	27,61	137,68	103,64	
		Débit (cm ³ /s)	158,89	53,44	70,85	26,35	18,20	38,27	20,00	64,74	134,52	2,91	6,75	594,92
		Qi/Qtot	26,7%	9,0%	11,9%	4,4%	3,1%	6,4%	3,4%	10,9%	22,6%	0,5%	1,1%	
		Erreur	3,69%	0,68%	1,04%	0,25%	0,16%	0,42%	0,18%	0,52%	1,47%	0,05%	0,08%	8,54%

Tableau V-21-e – Mesures des débits liquides et gazeux en diphasique, $Q_l = 35.25 \text{ cm}^3/\text{s}$, $Q_g = 37.33 \text{ SLPM}$

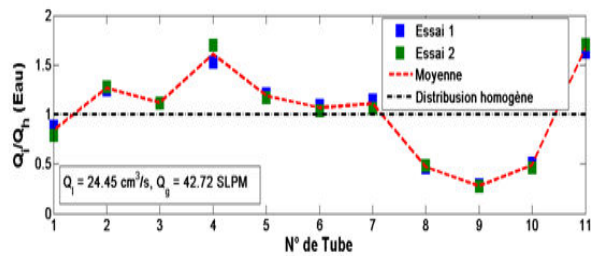
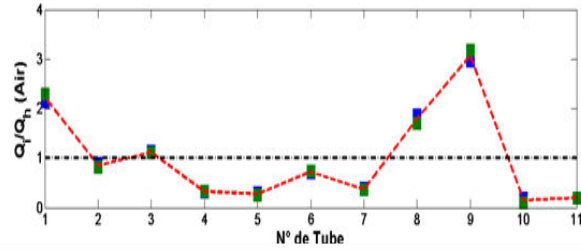
Dans ces tableaux, nous pouvons voir que 2 essais ont été réalisés pour chaque couple (Q_l , Q_g) et ont montré une très bonne reproductibilité de nos mesures de débit. Nous présentons les résultats synthétiques dans ce qui suit en essayant de dégager l'influence du débit de gaz à débit de liquide fixé dans un premier temps, et l'influence du débit de liquide à débit de gaz fixé dans un second temps.

Eau

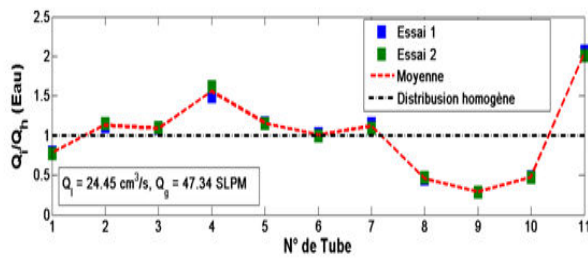
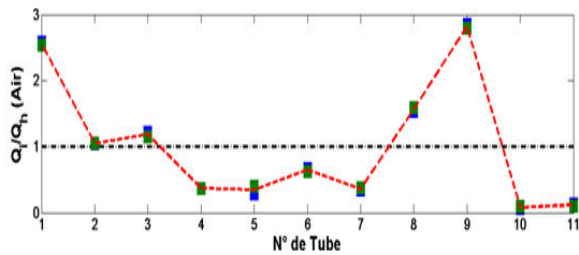


$Q_g = 37,33 \text{ SLPM}$

Air



$Q_g = 42,72 \text{ SLPM}$



$Q_g = 47,34 \text{ SLPM}$

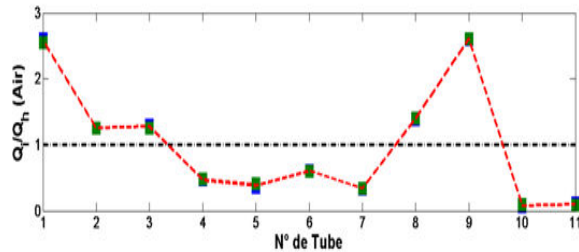


Figure V-30 – Représentation adimensionnelle de la distribution des débits liquide et gaz dans l'échangeur en diphasique pour $Q_l = 24,45 \text{ cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

- Influence du débit de gaz

Dans ce qui suit, le débit de liquide a été fixé à $24.45 \text{ cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ce qui correspond à une vitesse massique liquide d'entrée $G_l = 135 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ en s'appuyant sur le diamètre du collecteur en entrée de l'échangeur soit 15,16 mm. Les débits de gaz varient de 37,33 SLPM à 47,34 SLPM, soit une vitesse massique de gaz G_g variant de $4.2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ à $4.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ (Figure V-30). Le titre massique est alors proche de 3%. Sur la figure V-31, une synthèse est présentée pour l'ensemble des mesures

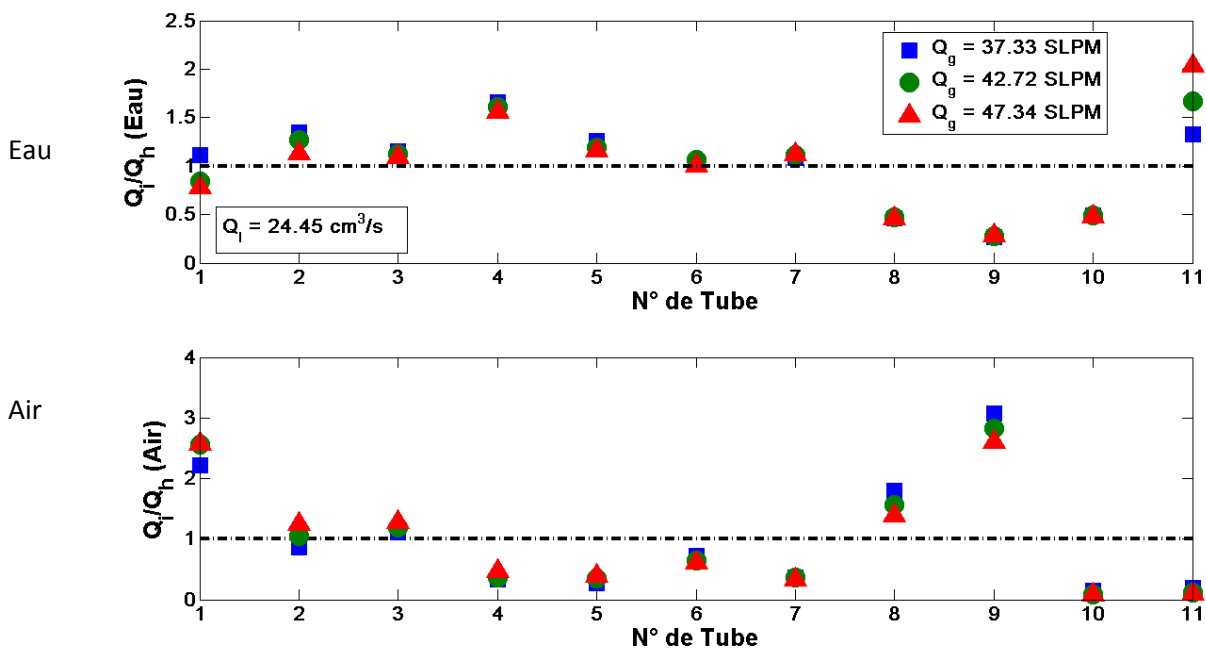


Figure V-31 – Synthèse de la représentation adimensionnelle de la distribution des débits de liquide et de gaz dans l'échangeur en écoulement diphasique pour $Q_l=24,45 \text{ cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Nous pouvons dire que la variation en débit de gaz étant faible, toutes les mesures sont superposées. Nous pouvons constater que les débits liquides sont relativement homogènes en première partie de l'échangeur. Sur la fin de l'échangeur, on remarque une suralimentation du dernier tube avec une sous-alimentation des tubes 8, 9 et 10. Ceci tend à prouver la présence d'une recirculation en fin de collecteur déjà mentionnée dans les études précédentes. On peut également noter l'effet bénéfique de l'insertion des intercalaires dans le collecteur puisqu'ici les premiers tubes ne sont pas suralimentés sous l'effet de la gravité. Comme il a déjà été observé dans l'état de l'art, la répartition en gaz est bien à l'inverse de celle de l'eau, mais son effet est moindre sur les échanges thermiques.

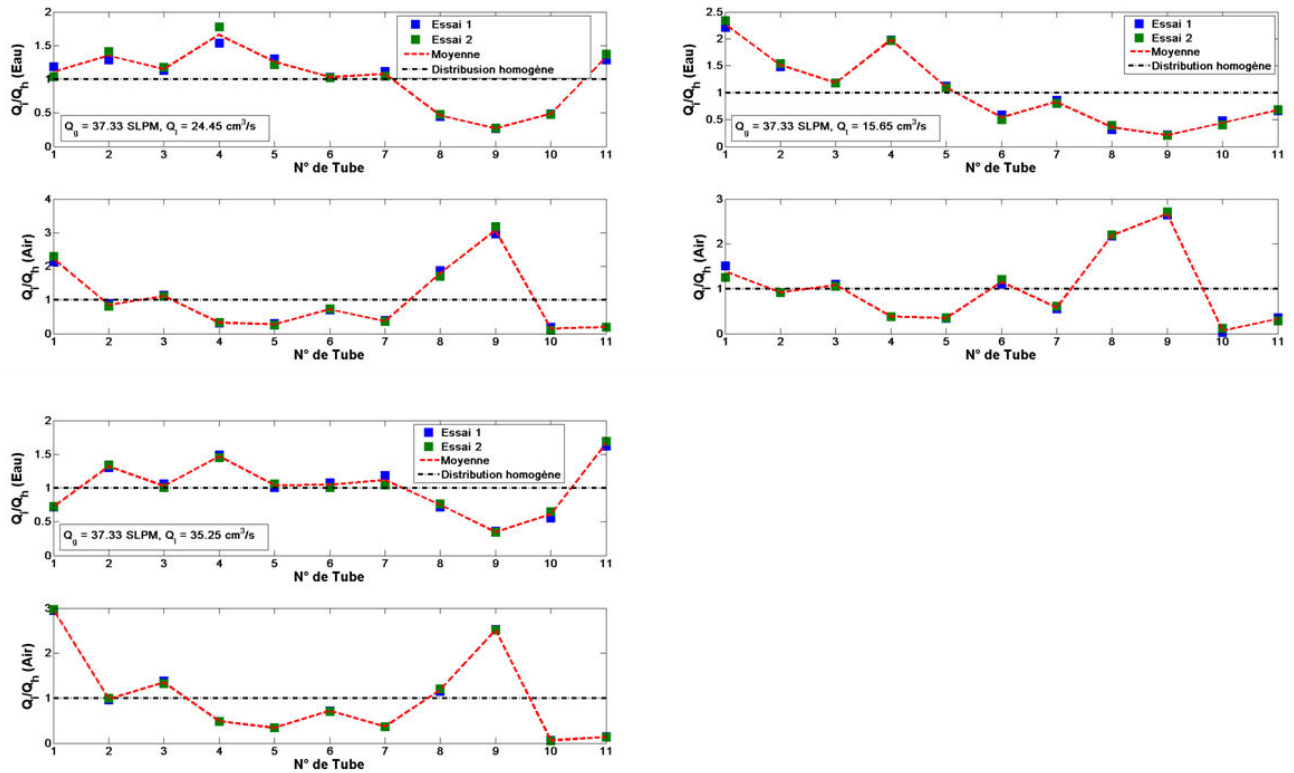


Figure V-32 – Représentation adimensionnelle de la distribution des débits liquide et gaz dans l'échangeur en écoulement diphasique à débit de gaz fixé

Influence du liquide

Sur la figure 32, les résultats obtenus pour un débit de gaz donné et trois débits liquide distincts sont présentés. Dans ces mesures, le débit de gaz est fixé à 37,33 SLPM, soit une vitesse massique d'entrée du gaz, $G_g = 4.2 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$. Le débit liquide varie quant à lui de $15,65 \text{ cm}^3.\text{s}^{-1}$ à $35,25 \text{ cm}^3.\text{s}^{-1}$, soit une vitesse massique d'entrée liquide G_l variant de 86.7 à $195 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$. Le titre massique quant à lui correspondant varie de 2% à 4.6% .

La synthèse des résultats présentée sur la figure V-33 permet de conclure à une faible influence des paramètres de fonctionnement dans la plage de valeurs étudiée ici sur la distribution des phases. En effet, seule une sensibilité des premiers et derniers tubes peut se dégager dans cette étude. La suralimentation du premier tube diminue fortement avec l'augmentation du débit liquide, ce qui s'explique par le fait que la quantité de mouvement augmentant, l'influence de la gravité, qui tend à suralimenter les premiers tubes, est moins importante. A l'inverse, le dernier tube voit sa fraction de débit augmenter avec l'augmentation du débit liquide total. La recirculation se produisant en fin de collecteur s'accroît et favorise ainsi l'alimentation en eau du dernier tube. Comme observé précédemment, le gaz se répartit de façon inverse au liquide.

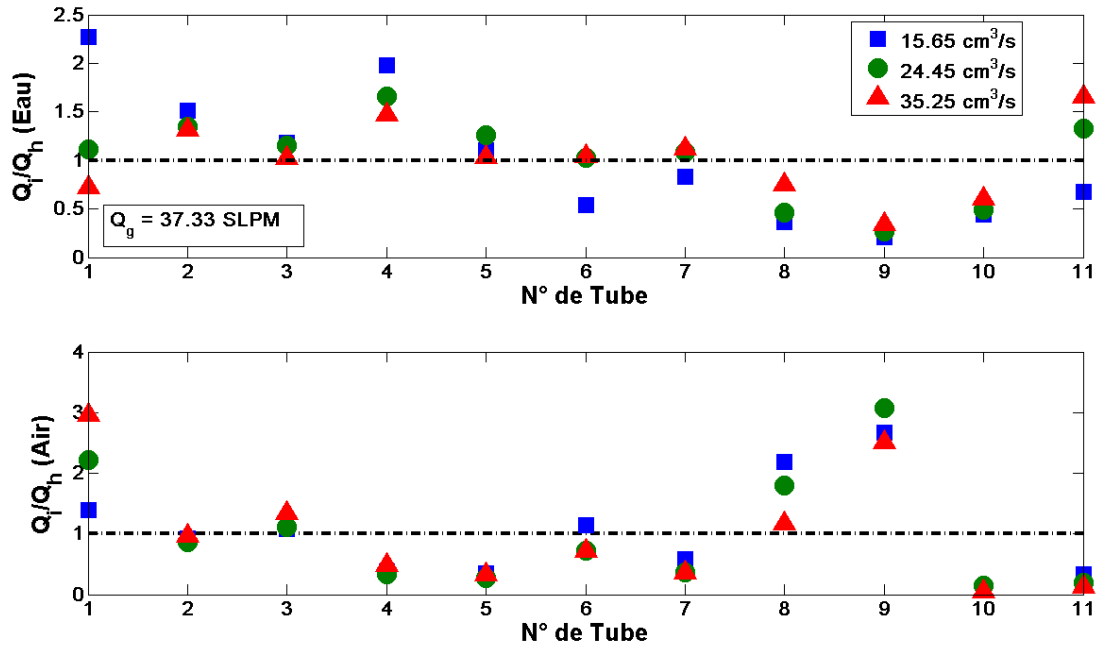


Figure V-33 – Synthèse de la représentation adimensionnelle de la distribution des débits de liquide et de gaz dans l'échangeur en écoulement diphasique à débit de gaz imposé

Pour mieux comprendre l'impact de l'écoulement d'entrée sur le comportement de l'écoulement dans le collecteur et ainsi que sur la répartition des phases le long des tubes, nous avons réalisé des visualisations avec une caméra rapide ($f=3000$ images/s) pour l'ensemble des points de fonctionnement étudiés.

Comme le montre la figure V-33a, avec l'augmentation du débit de gaz, le jet liquide s'intensifie et il génère une recirculation sur la fin du collecteur. Le tube de fin de collecteur (11) est alors suralimenté en liquide. En revanche, avec un jet intensifié, nous avons observé que le premier tube est sous-alimenté.

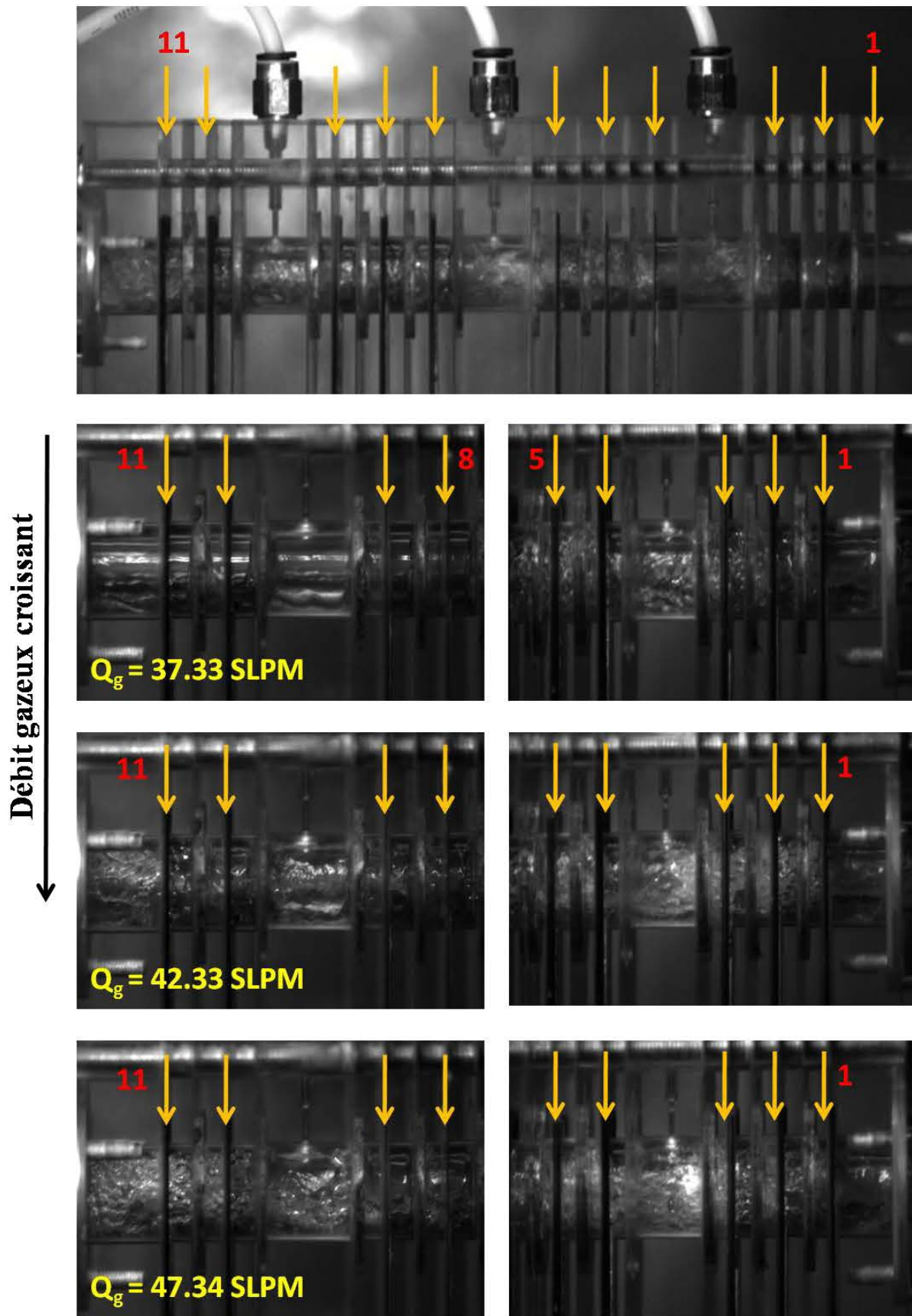


Figure V-33a – Influence de l'écoulement d'entrée sur le comportement d'écoulement dans le collecteur, $Q_t = 24.45 \text{ cm}^3/\text{s}$

V-2-2- Mesures de pression

Nous allons présenter les résultats obtenus sur les pertes de pression dans l'échangeur. Comme dans le cas d'un écoulement monophasique, nous nous sommes consacrés à évaluer le coefficient de perte de pression dans un mini-canal des premier et dernier tube de l'échangeur. Dans ce cas, les comparaisons de nos résultats avec la littérature se feront à partir du modèle de Lockhart-Martinelli qui a déjà été utilisé dans les chapitres précédents. L'ensemble des mesures réalisées pour cette étude est reporté dans le tableau V-22.

Grâce à la chute de pression observée le long du premier tube vertical (figure V-34, grâce aux prises de pression de 5 à 7) et du 11^{ème} et dernier tube vertical (V-35, grâce aux prises de pression de 8 à 10), nous avons pu analyser les pertes de pression. Pour cela, nous avons considéré les débits liquide et gazeux mesurés localement pour ces deux tubes. Ceci nous a permis d'estimer les vitesses effectives de liquide et de gaz dans un mini-canal de ces deux tubes. Ces vitesses ont servi aux calculs du nombre de Reynolds et du coefficient de perte de charge λ sous l'hypothèse qu'au chacune des phases serait seule à évoluer dans le mini-canal. Les résultats obtenus ont ainsi permis d'extraire le paramètre χ (Eq.III.2) du modèle de Lockhart-Martinelli pour tous les points de fonctionnement pour le premier tube (Tableau V-23) et pour le dernier tube (Tableau V-24). Nous avons ensuite comparé les valeurs expérimentales mesurées pour ϕ_g (Eq.III.6) à celle prédite par Lockhart et Martinelli avec un paramètre $C=5$ suivant les valeurs données dans le tableau III-1, puisque les régimes liquide et gaz sont tous les deux laminaires.

		P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10
Ql=25.45 Qg=37.33	Essai 1 mmH ₂ O	332,4	336,0	339,5	322,6	683,1	805,9	936,6	815,4	1026,4	1116,1
	Essai 2 mmH ₂ O	345,8	350,2	354,7	338,7	698,8	813,8	935,0	816,9	1029,5	1125,6
	Moyenne	339,1	343,1	347,1	330,6	691,0	809,9	935,8	816,2	1027,9	1120,8
	Pa	3326,6	3365,9	3405,2	3243,6	6778,5	7944,7	9180,4	8006,5	10084,1	10995,4
Ql=25.45 Qg=42.72	Essai 1 mmH ₂ O	403,6	401,9	401,0	384,1	812,2	944,5	1117,7	952,4	1161,8	1273,6
	Essai 2 mmH ₂ O	417,9	416,1	412,5	393,0	815,4	942,9	1108,2	947,6	1168,1	1284,6
	Moyenne	410,8	409,0	406,8	388,5	813,8	943,7	1113,0	950,0	1164,9	1279,1
	Pa	4029,6	4012,1	3990,3	3811,3	7983,3	9257,7	10918,2	9319,5	11428,0	12547,9
Ql=25.45 Qg=47.34	Essai 1 mmH ₂ O	506,0	492,7	495,3	476,6	933,5	1073,6	1234,2	1067,3	1289,3	1404,3
	Essai 2 mmH ₂ O	493,6	484,6	488,2	467,7	939,8	1090,9	1234,2	1068,9	1290,9	1415,3
	Moyenne	499,8	488,7	491,8	472,2	936,6	1082,3	1234,2	1068,1	1290,1	1409,8
	Pa	4902,9	4793,7	4824,3	4632,1	9188,2	10617,0	12107,6	10478,0	12656,0	13829,9
Ql=15.45 Qg=37.33	Essai 1 mmH ₂ O	230,1	241,6	242,5	230,9	487,9	582,3	634,3	563,4	697,3	765,0
	Essai 2 mmH ₂ O	230,9	241,6	239,8	230,9	492,6	571,3	640,6	566,6	692,5	776,0
	Moyenne	230,5	241,6	241,2	230,9	490,2	576,8	637,4	565,0	694,9	770,5
	Pa	2261,2	2370,3	2366,0	2265,5	4809,0	5658,6	6253,3	5542,7	6817,1	7558,5
Ql=35.25 Qg=37.33	Essai 1 mmH ₂ O	470,4	474,9	458,8	438,4	917,7	1094,1	1272,0	1111,4	1380,6	1490,9
	Essai 2 mmH ₂ O	480,2	476,6	457,9	439,2	913,0	1094,1	1272,0	1119,3	1380,6	1489,3
	Moyenne	475,3	475,7	458,4	438,8	915,4	1094,1	1272,0	1115,3	1380,6	1490,1
	Pa	4662,7	4667,1	4496,8	4304,7	8979,6	10732,9	12478,3	10941,4	13544,2	14617,7

Tableau V-22 – Mesures de pression dans l'échangeur en écoulement diphasique

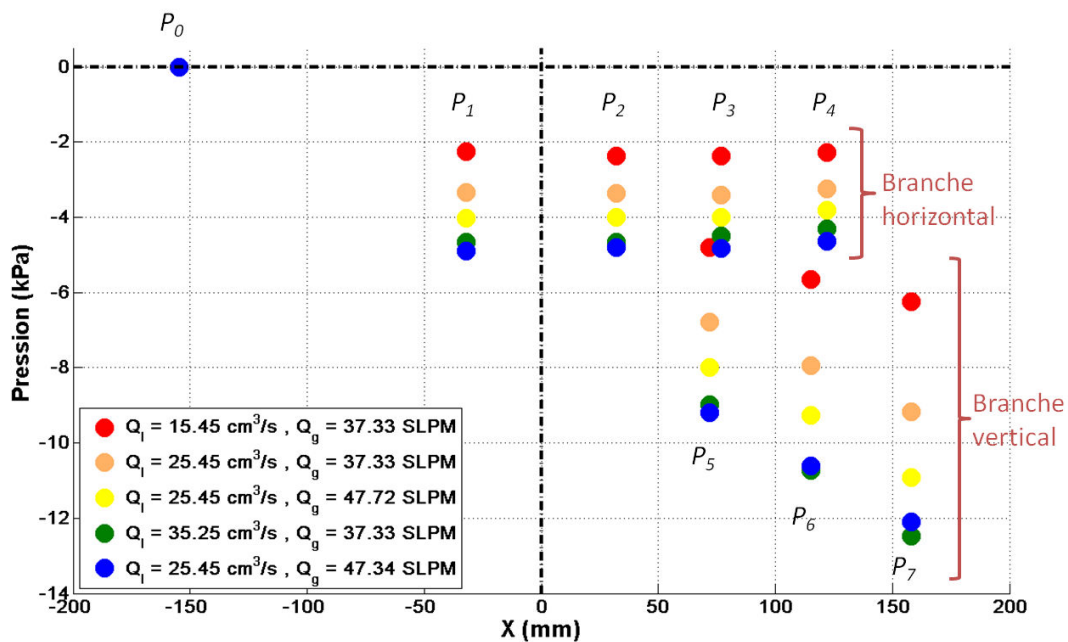


Figure V-34 – Pertes de pression (1^{ère} branche verticale). L'origine est prise à l'entrée du tube.

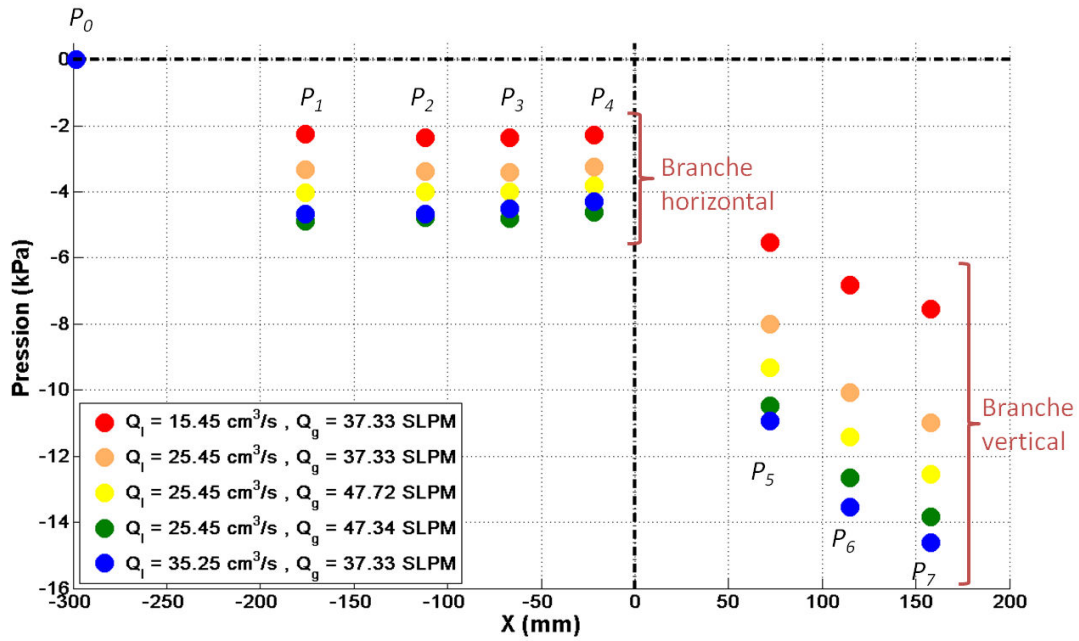


Figure V-35 – Pertes de pression (dernière branche verticale). L'origine est prise à l'entrée du tube

$Q_l: \text{cm}^3/\text{s}$ $Q_g: \text{SLPM}$	$Q_{l\text{-mini}}$ (cm^3/s)	$Q_{g\text{-mini}}$ (cm^3/s)	$U_{l\text{-mini}}$ (m/s)	Re_{Dh-l}	λ_l	$\Delta p_{\text{frott-l}}$	$U_{g\text{-mini}}$ (m/s)	Re_{Dh-g}	λ_g	$\Delta p_{\text{frott-g}}$
$Q_l=25.45$ $Q_g=37.33$	0,21	8,56	0,18	162	0,343	514,3	7,13	424	0,131	384,8
$Q_l=25.45$ $Q_g=42.72$	0,16	12,51	0,14	123	0,452	390,2	10,42	619	0,090	562,3
$Q_l=25.45$ $Q_g=47.34$	0,15	14,96	0,13	114	0,487	362,2	12,46	741	0,075	672,4
$Q_l=15.45$ $Q_g=37.33$	0,29	5,03	0,24	216	0,258	684,4	4,19	249	0,223	226,2
$Q_l=35.25$ $Q_g=37.33$	0,20	13,21	0,16	149	0,372	474,3	11,01	654	0,085	593,9

Tableau V-23 – Obtention des paramètres utiles pour le modèle de Lockhart-Martinelli. Premier tube vertical

Q _f : cm ³ /s Q _g : SLPM	Q _l -mini (cm ³ /s)	Q _g -mini (cm ³ /s)	U _l -mini (m/s)	Re _{Dh-l}	λ _l	Δp _{frott-l}	U _g -mini (m/s)	Re _{Dh-g}	λ _g	Δp _{frott-g}
Q _f =25.45 Q _g =37.33	0,26	0,77	0,22	195	0,284	620,3	0,64	35	1,58	37,2
Q _f =25.45 Q _g =42.72	0,33	0,58	0,27	246	0,226	780,4	0,49	26	2,07	28,3
Q _f =25.45 Q _g =47.34	0,39	0,58	0,33	297	0,187	940,5	0,49	26	2,07	28,3
Q _f =15.45 Q _g =37.33	0,08	1,18	0,07	63	0,881	200,1	0,99	54	1,02	57,4
Q _f =35.25 Q _g =37.33	0,45	0,61	0,38	341	0,163	1080,6	0,51	27	1,99	29,5

Tableau V-24 – Obtention des paramètres utiles pour le modèle de Lockhart-Martinelli. 11^{ème} et dernier tube vertical

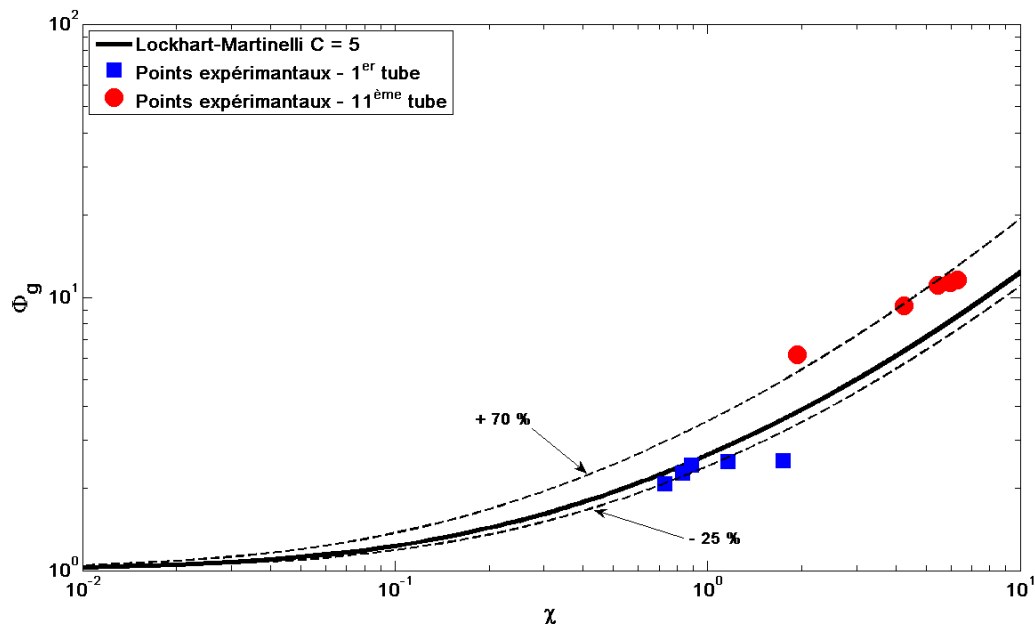


Figure V-36 – Comparaison des résultats expérimentaux avec la corrélation de Lockhart-Martinelli

Les résultats présentés à la figure V-35 montrent que l'accord est acceptable pour le premier tube où le modèle de Lockhart-Martinelli prédit à 25 % environ les résultats expérimentaux en les surestimant de façon générale. Pour le dernier tube, l'accord est beaucoup moins bon puisque cette fois-ci, le modèle prédit les résultats à 70 % près mais en les sous-estimant. Ici encore, il faut noter que ceci est sans nul doute lié aux conditions d'entrée dans les tubes qui diffèrent fortement le long de l'échangeur. De plus, ici encore, les valeurs déduites de l'expérience sont très sensibles aux diamètres des mini-canaux. Et pour finir, le débit est loin d'être réparti de façon homogène entre les différents mini-canaux d'un même tube vertical. Ce point est abordé dans la dernière partie sur la visualisation de l'écoulement dans les mini-canaux.

VI- Visualisation de l'écoulement dans les micro-canaux des tubes d'entrée et de sortie de l'échangeur

Dans cette dernière partie, nous avons visualisé l'écoulement diphasique dans les micro-canaux des premier et dernier tubes verticaux de notre échangeur avant d'en observer le régime d'écoulement pour lequel peu d'informations sont disponibles dans la littérature.

Parmi l'état de l'art, seules des études ont été menées en configuration d'écoulement ascendant dans des micro-canaux. A titre d'exemple, nous présentons une étude dans ce type de configuration. La Figure V-36 représente la carte expérimentale proposée par **Zhao et al. [33]** pour un micro-canal de section triangulaire sur laquelle nous avons reporté les vitesses superficielles de chaque phase correspondant à nos expériences (Tableau V-24). Dans l'étude de **Zhao et al. [33]**, le diamètre hydraulique est de 0.886 millimètre, ce dernier est très proche du diamètre hydraulique de l'intercalaire utilisé dans nos essais. En revanche, l'écoulement eau-air étudié par ces auteurs est dans une configuration ascendante. En sachant que la gravité joue un rôle sur la transition entre les différents régimes d'écoulement, nous avons comparé qualitativement nos résultats expérimentaux avec cette étude.

Comme le montre la Figure V-37, le régime d'écoulement dans la première branche est de type churn ou en transition churn/annulaire. Par contre, le régime d'écoulement dans la dernière branche est de type poche (slug), cette différence étant due principalement à une valeur plus élevée de la vitesse superficielle en gaz dans le premier tube par rapport au dernier.

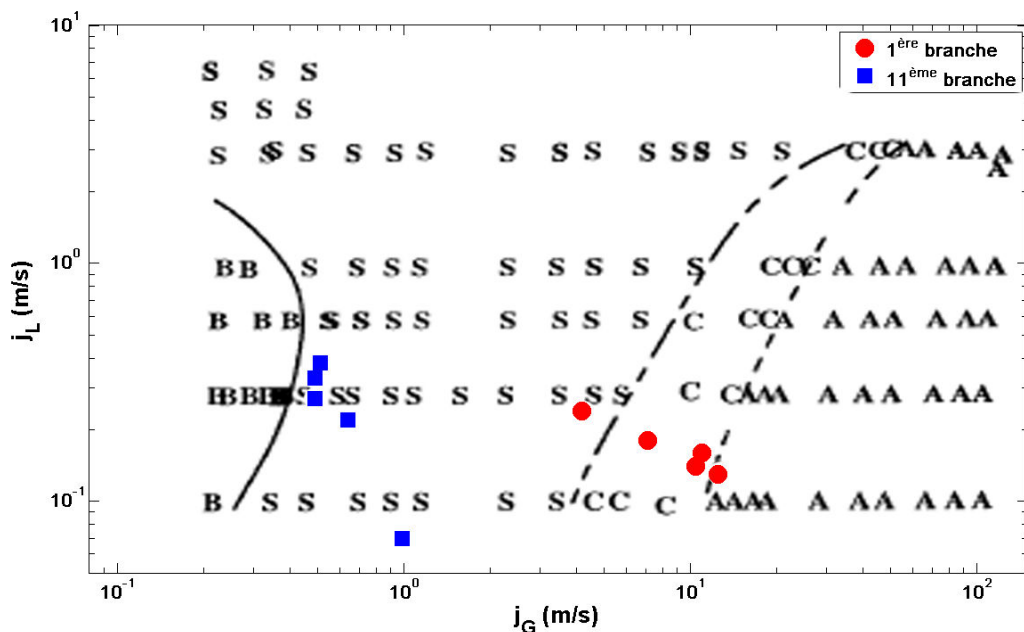


Figure V-37 – Comparaison des données expérimentales avec la carte d'écoulement de Zhao et al. pour un diamètre hydraulique de 0.886 mm ($D_h=0.886$ mm)

Sur cette base qualitative de régimes attendus, nous avons réalisé des visualisations avec une caméra rapide ($f= 3000$ images/s). Pour l'ensemble des points de fonctionnement étudiés, les régimes observés sont les mêmes et sont illustrés sur la figure V-38 pour le premier tube et sur la figure V-39 pour le dernier tube.

On remarque que pour les deux tubes, les régimes d'écoulement ne sont pas identiques dans les différents micro-canaux d'un même tube, ce qui prouve la non-homogénéité de la répartition des phases au sein d'un même tube. Sur la figure V-38, on remarque qu'avec l'augmentation de la vitesse superficielle du gaz, on retrouve les régimes présentés par Zhao et al. [33], à savoir des régimes plutôt avec bulles d'air (Figure V-38) au départ allant vers des régimes avec poches de gaz séparées par des bouchons liquides (Figures V-39 et V-40). L'augmentation de la vitesse superficielle liquide conduit à un passage en régime annulaire (Figure V-41). Les vitesses superficielles étant plus faibles dans le dernier tube, seuls les régimes avec bulles capillaires ou poches de gaz ont été observés (Figure V-38 à V-41).

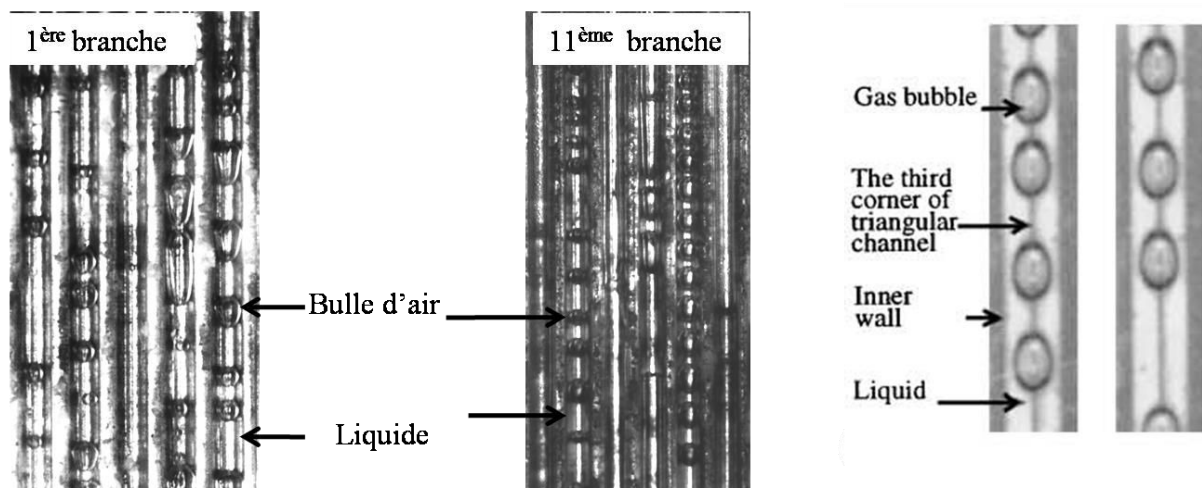


Figure V-38 – Visualisation d'écoulement dans la première ($U_l=0.18\text{m/s}$, $U_g=7.13\text{m/s}$) et la dernière branche ($U_l=0.22\text{ m/s}$, $U_g=0.64\text{m/s}$) en comparaison avec Zhao et al. [33], $Q_l = 15,65\text{ cm}^3/\text{s}$, $Q_g = 37,33\text{ SLPM}$

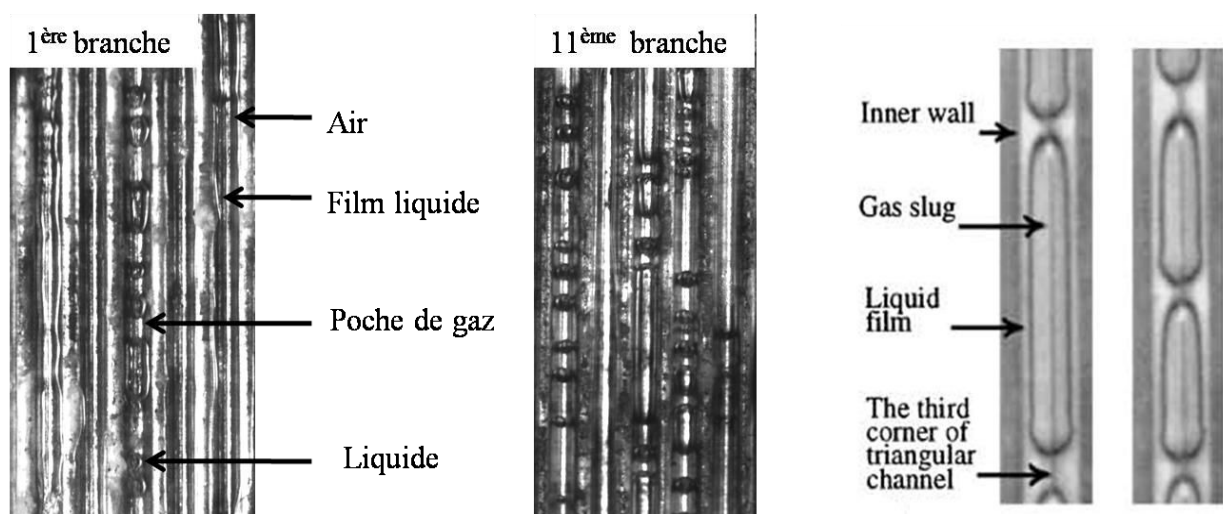


Figure V-39 – Visualisation d'écoulement dans la première ($U_l=0.13\text{ m/s}$, $U_g=12.46\text{ m/s}$) et la dernière ($U_l=0.33\text{ m/s}$, $U_g=0.49\text{m/s}$) branche en comparaison avec Zhao et al. [33], $Q_l = 37,33\text{ cm}^3/\text{s}$, $Q_g = 37,33\text{ SLPM}$

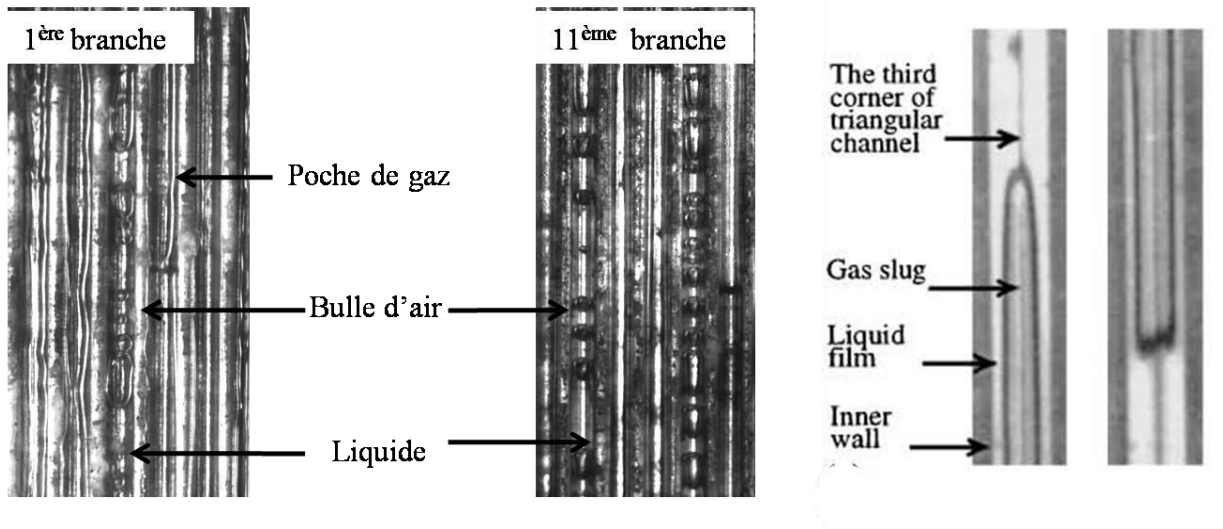


Figure V-40 – Visualisation d'écoulement dans la première ($U_l=0.24$ m/s, $U_g=4.19$ m/s) et la dernière ($U_l=0.07$ m/s, $U_g=0.99$ m/s) branche en comparaison avec Zhao et al. [33], $Q_l = 24,45$ cm^3/s , $Q_g = 42,72$ SLPM

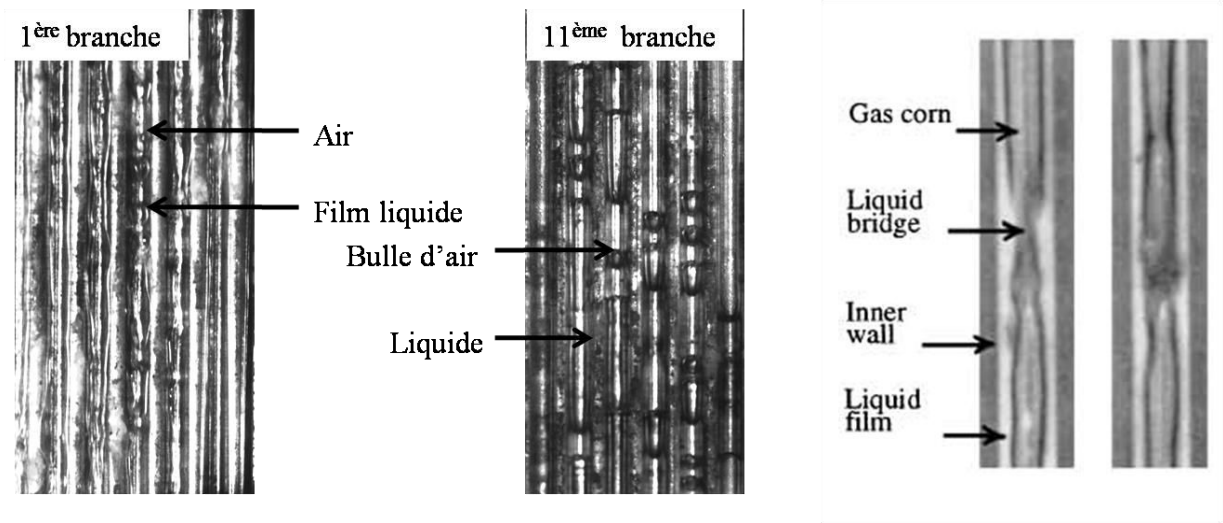


Figure V-41 – Visualisation d'écoulement dans la première ($U_l=0.20$ m/s, $U_g=11.01$ m/s) et la dernière ($U_l=0.28$ m/s, $U_g=0.51$ m/s) branche en comparaison avec Zhao et al. [33], $Q_l = 24,45$ cm^3/s , $Q_g = 47,34$ SLPM

Nous avons également comparé nos données expérimentales avec la carte expérimentale proposée par Fukano et al. [31] pour un micro-tube avec un diamètre hydraulique de 1 millimètre (Figure V-42).

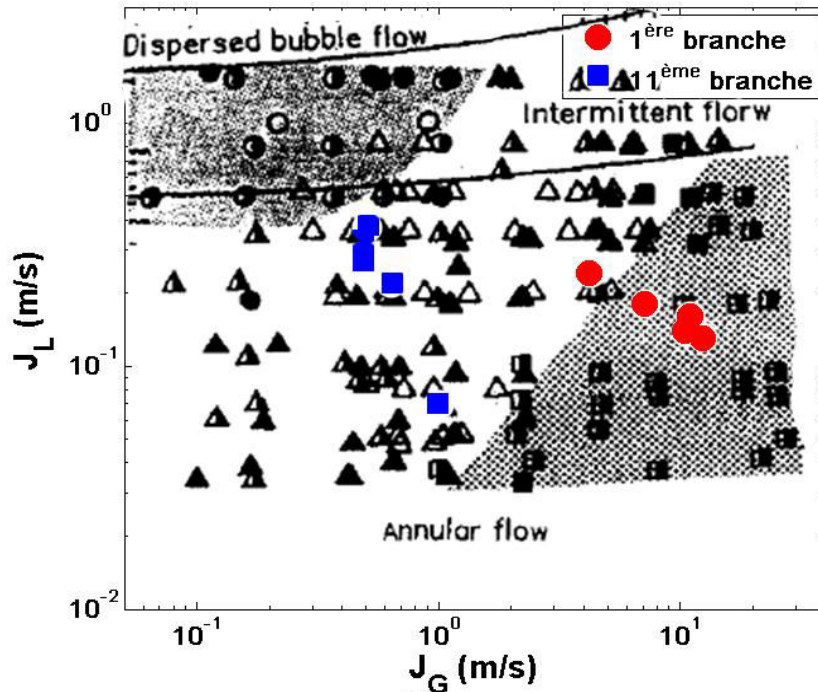


Figure V-42 – Comparaison des données expérimentales avec la carte d'écoulement de Fukano et al. [31]

Comme le montre la Figure V-42, les régimes d'écoulement sont en bon accord avec la prédiction de Zhao et al. [33]. Dans la première branche, le régime d'écoulement est de type churn ou en transition churn/annulaire et le régime d'écoulement dans la dernière branche est de type poche (slug).

Conclusions

Dans ce dernier chapitre, nous nous sommes attachés à apporter le plus d'informations possibles sur un échangeur compact à tubes parallèles composés de mini-canaux. Dans ce but, les informations recherchées ont été celles qui peuvent permettre de façon fiable une validation de simulation numérique. En effet, pour répondre aux nouvelles exigences de design des échangeurs imposées par les nouvelles normes environnementales et les contraintes d'une nécessaire efficacité énergétique, l'outil numérique se révèle de plus en plus approprié pour une optimisation du dimensionnement.

La difficulté première d'une telle simulation est la prédictibilité de la répartition des phases au sein de l'échangeur en écoulement diphasique. Cette répartition est directement liée aux pertes de pression subies par le mélange liquide-gaz dans l'échangeur, à la fois les pertes de pression régulières dans les mini-canaux ainsi que celles engendrées par les singularités que représentent les jonctions en T entre le collecteur et chacun des tubes verticaux.

Dans cette partie, nous avons donc étudié deux géométries pour répondre à ces questions, la jonction isolée et un prototype d'échangeur muni d'une succession de 11 tubes en parallèles. Pour la jonction isolée, nous nous sommes restreints à l'étude d'un écoulement monophasique en l'absence ou non d'intercalaires constituant ainsi un réseau de mini-canaux dans un tube vertical. Pour l'échangeur, seule la situation avec intercalaires et en écoulement diphasique a été explorée.

Concernant la jonction isolée, sa particularité est le changement à la fois de géométrie et de surface entre la branche amont et la branche secondaire verticale. Ceci entraîne une complexité accrue qui a été peu voire pas reportée dans la littérature. Nos résultats concernent l'estimation des coefficients de pertes de charge singulière pour ce type de jonction. Nous avons pu en estimer l'ordre de grandeur et mettre en évidence sa dépendance avec le coefficient de répartition des débits entre l'amont et les deux branches situées en aval de cette jonction. En parallèle, il a également été déterminé les pertes de charge régulières le long du tube vertical. Le rôle de l'intercalaire a également été mis en évidence en comparant les résultats obtenus avec ou sans leur présences. Il a ainsi pour effet d'augmenter le coefficient des pertes de charge de la jonction isolée. Pour les pertes de charge régulières le long du tube, nos comparaisons avec l'état de l'art ont montré qu'avec ou sans intercalaires, les corrélations existantes peuvent permettre une première estimation des pertes de pression par frottement. La difficulté étant de connaître quel débit circulera en situation réelle de fonctionnement.

La deuxième partie de ce chapitre a permis de répondre à cette question. En effet, la mesure des débits de gaz et de liquide passant dans chacun des tubes verticaux a mis en évidence une répartition des phases relativement homogène avec une petite exception sur les tubes en fin de collecteur. Ce phénomène s'explique par la recirculation qui apparaît sur le fond du distributeur quand le flux massique liquide est suffisamment important. L'étude complémentaire menée sur les pertes de charge régulières dans les premier et dernier tubes de l'échangeur a montré la difficulté de s'appuyer sur les corrélations existantes en écoulement

diphasique pour estimer ces chutes de pression. Cette difficulté provient notamment des imprécisions expérimentales et d'une forte sensibilité au diamètre, mais également au fait que les débits ne se répartissent pas uniformément au sein d'un même tubes sur les différents mini-canaux qui le constituent.

Ce dernier point a été mis en évidence par la visualisation par caméra rapide du régime d'écoulement dans ces mini-canaux pour plusieurs points de fonctionnement. Ces visualisations ont mis en évidence pour l'ensemble des essais effectués, la non-homogénéité des régimes sur les mini-canaux d'un même tube vertical. En règle générale, les régimes observés, sont des régimes contenant des bulles (plutôt sphériques) ou des poches de gaz séparées par un bouchon liquide assez faible devant la longueur des poches de gaz.

Ces résultats constituent une partie de l'originalité de ce travail à la fois sur les pertes de pression en écoulement diphasique et sur l'observation des régimes d'écoulement dans des géométries complexes.

Annexes

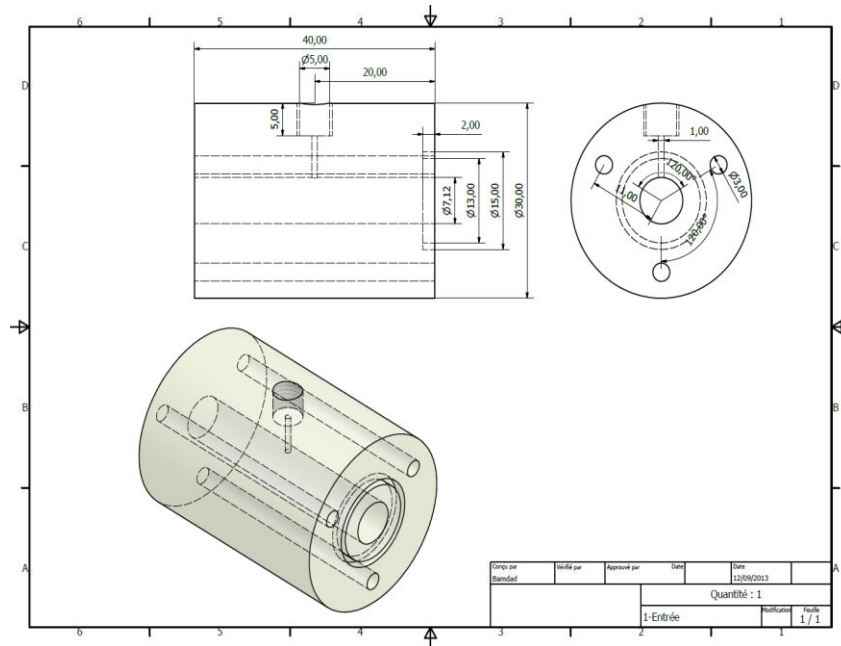


Figure V-A1 – Entrée avec la prise de pression

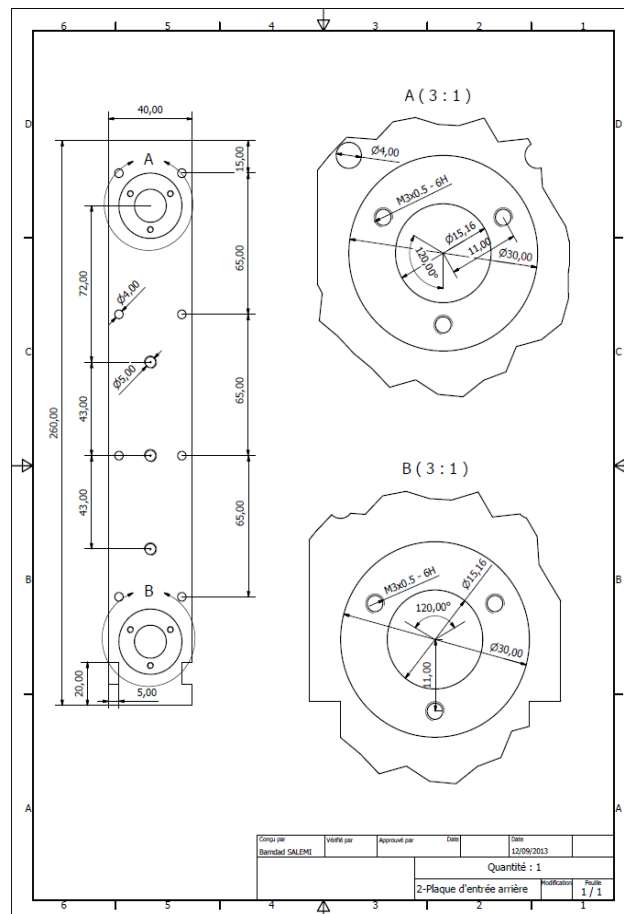


Figure V-A2 – Plaque d'entrée avec les prise de pression (vue arrière)

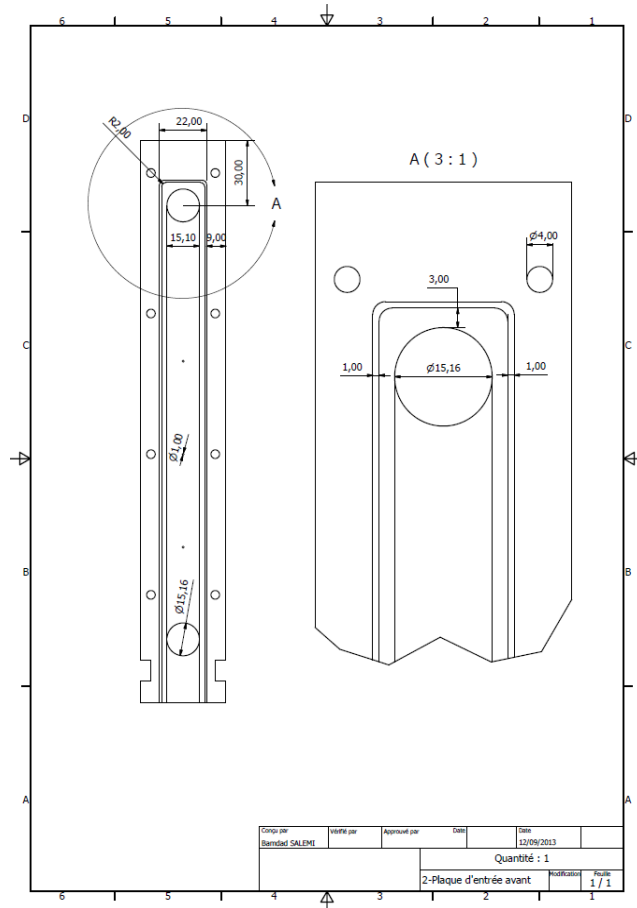


Figure V-A3 – Plaque d'entrée avec les prise de pression (vue avant)

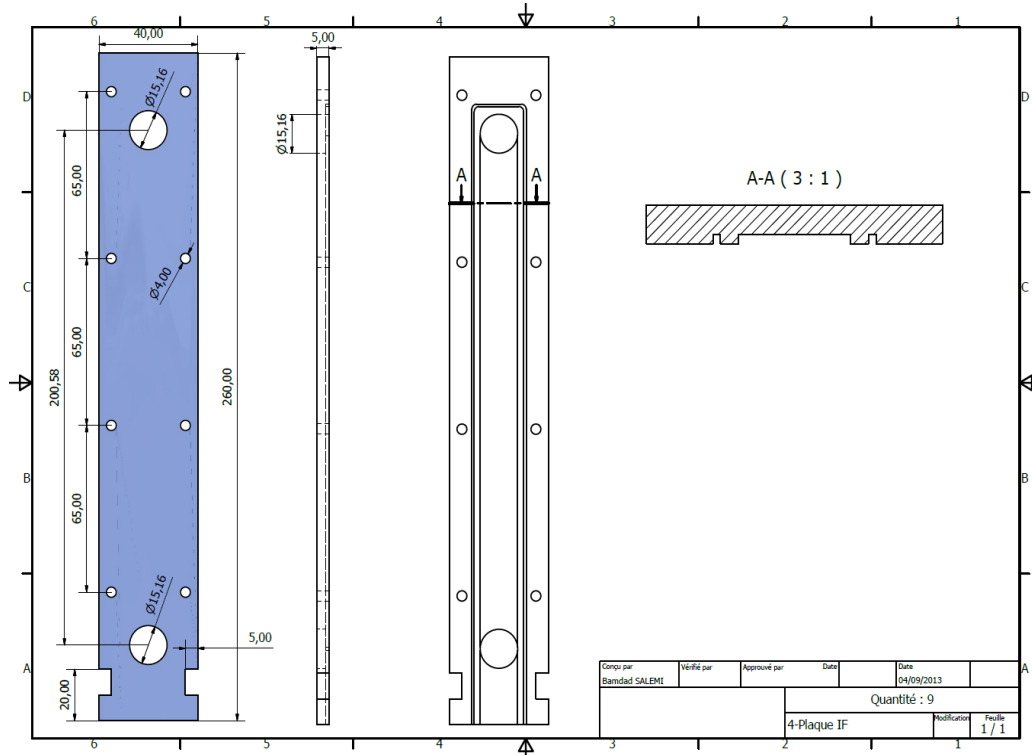


Figure V-A4 – Plaque intermédiaire (innerfin)

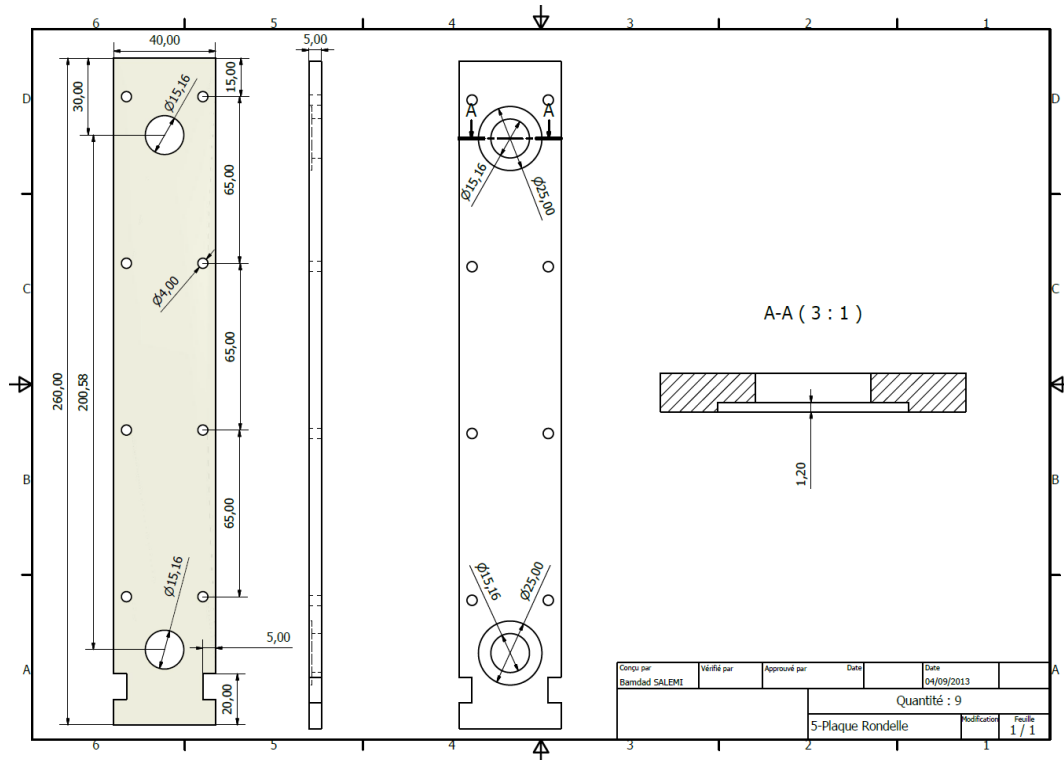


Figure V-A5 – Plaque intermédiaire (rondelle)

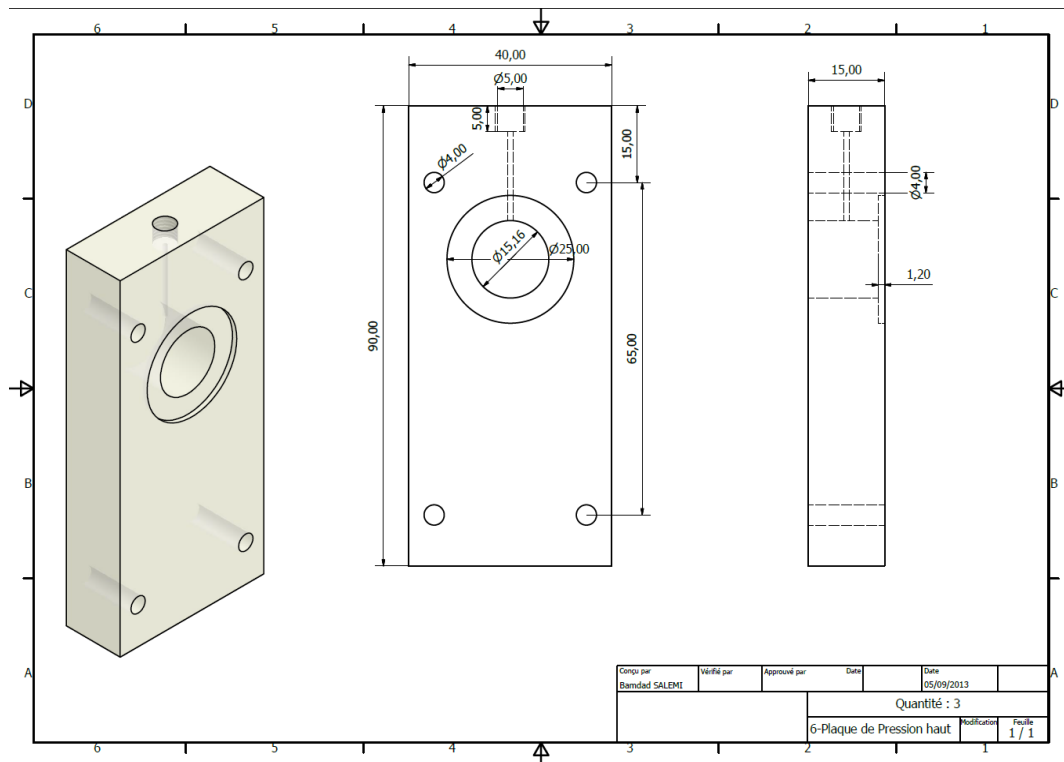


Figure V-A6 – Plaque intermédiaire (mesure de pression)

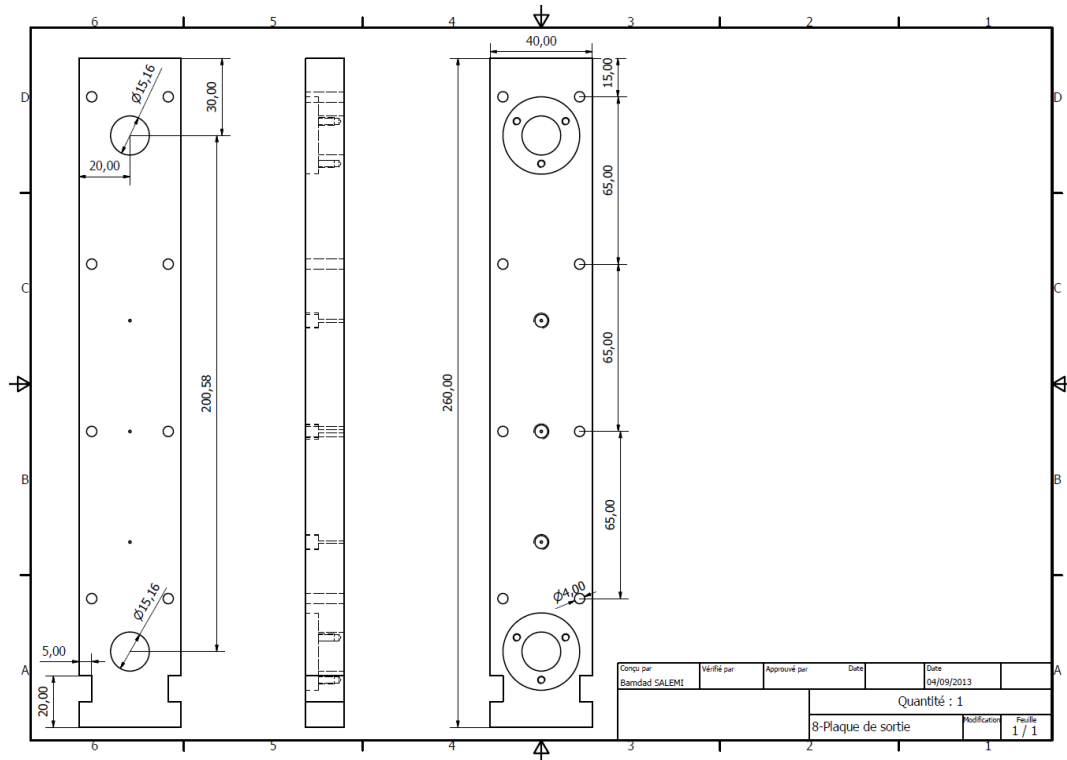


Figure V-A6 – Plaque de sortie

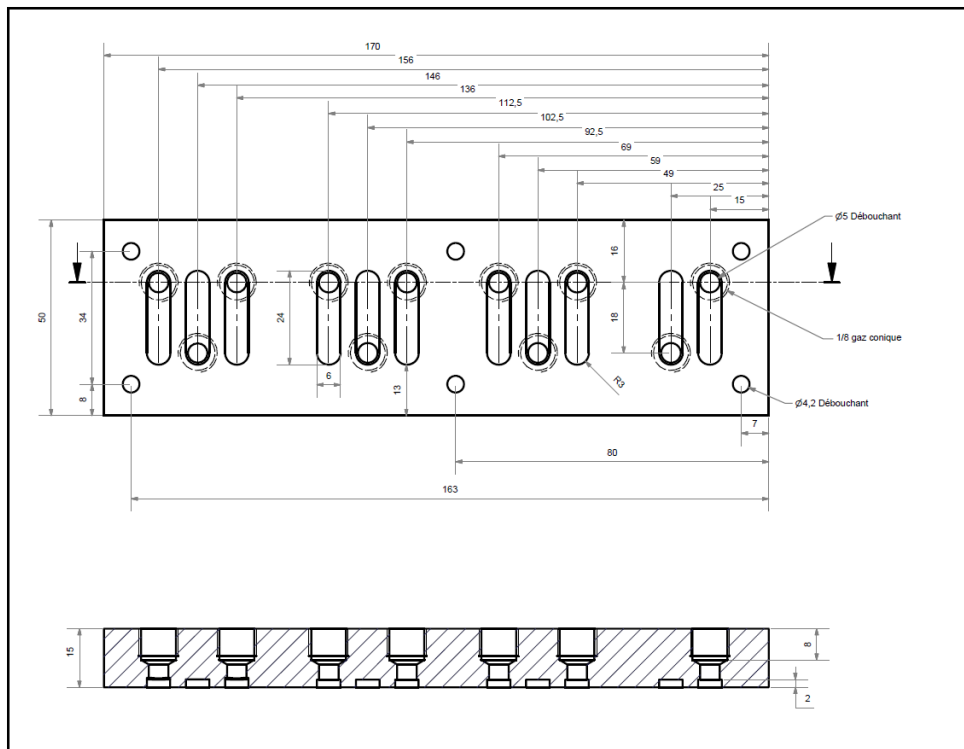


Figure V-A7 – Plaque de récupération

Références bibliographiques

1. Seeger, W., J. Reimann, and U. Müller, *Two-phase flow in a T-junction with a horizontal inlet. Part I: Phase separation*. International Journal of Multiphase Flow, 1986. **12**(4): p. 575-585.
2. Saba, N. and R.T. Lahey Jr, *The analysis of phase separation phenomena in branching conduits*. International Journal of Multiphase Flow, 1983. **10**(1): p. 1-20.
3. Reimann, J. and W. Seeger, *Two-phase flow in a T-junction with a horizontal inlet. Part II: Pressure differences*. International Journal of Multiphase Flow, 1986. **12**(4): p. 587-608.
4. Walters, L.C., H.M. Soliman, and G.E. Sims, *Two-phase pressure drop and phase distribution at reduced tee junctions*. International Journal of Multiphase Flow, 1998. **24**(5): p. 775-792.
5. Hwang, S.T. and R.T. Lahey Jr, *A study on single- and two-phase pressure drop in branching conduits*. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988. **1**(2): p. 111-125.
6. Buel, J.R., H.M. Soliman, and G.E. Sims, *Two-phase pressure drop and phase distribution of a horizontal tee junction*. International Journal of Multiphase Flow, 1994. **20**(5): p. 819-836.
7. Henry, J.A.R., *Dividing annular flow in a horizontal tee*. International Journal of Multiphase Flow, 1981. **7**(3): p. 343-355.
8. Kim, S.-M. and I. Mudawar, *Review of databases and predictive methods for pressure drop in adiabatic, condensing and boiling mini/micro-channel flows*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014. **77**(0): p. 74-97.
9. Hrnjak, P. and X. Tu, *Single phase pressure drop in microchannels*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007. **28**(1): p. 2-14.
10. Pehlivan, K., I. Hassan, and M. Vaillancourt, *Experimental study on two-phase flow and pressure drop in millimeter-size channels*. Applied Thermal Engineering, 2006. **26**(14–15): p. 1506-1514.
11. Triplett, K.A., et al., *Gas–liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns*. International Journal of Multiphase Flow, 1999. **25**(3): p. 377-394.
12. Kim, N.-H. and T.-R. Sin, *Two-phase flow distribution of air–water annular flow in a parallel flow heat exchanger*. International Journal of Multiphase Flow, 2006. **32**(12): p. 1340-1353.
13. Kim, N.-H. and S.-P. Han, *Distribution of air–water annular flow in a header of a parallel flow heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008. **51**(5–6): p. 977-992.
14. Lee, J.K. and S.Y. Lee, *Distribution of two-phase annular flow at header–channel junctions*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004. **28**(2–3): p. 217-222.
15. Marchitto, A., et al., *Experiments on two-phase flow distribution inside parallel channels of compact heat exchangers*. International Journal of Multiphase Flow, 2008. **34**(2): p. 128-144.
16. Marchitto, A., M. Fossa, and G. Guglielmini, *Distribution of air–water mixtures in parallel vertical channels as an effect of the header geometry*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2009. **33**(5): p. 895-902.

17. Marchitto, A., M. Fossa, and G. Guglielmini, *The effect of the flow direction inside the header on two-phase flow distribution in parallel vertical channels*. Applied Thermal Engineering, 2012. **36**(0): p. 245-251.
18. Ahmad, M., G. Berthoud, and P. Mercier, *General characteristics of two-phase flow distribution in a compact heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**(1–2): p. 442-450.
19. Idelchik, I.E. and M.O. Steinberg, *Handbook of hydraulic resistance*. 1994: CRC Press.
20. Harms, T.M., M.J. Kazmierczak, and F.M. Gerner, *Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1999. **20**(2): p. 149-157.
21. Shah, R.K., *Laminar flow friction and forced convection heat transfer in ducts of arbitrary geometry*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1975. **18**(7–8): p. 849-862.
22. Haaland, S.E., *Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow*. Journal of Fluids Engineering, 1983. **105**(1): p. 89-90.
23. Steinke, M.E. and S.G. Kandlikar. *Single-phase liquid friction factors in microchannels*. in *ASME 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels*. 2005. American Society of Mechanical Engineers.
24. Elazhary, A.M. and H.M. Soliman, *Single- and two-phase pressure losses in a horizontal mini-size impacting tee junction with a rectangular cross-section*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2012. **41**(0): p. 67-76.
25. Sadatomi, M., Y. Sato, and S. Saruwatari, *Two-phase flow in vertical noncircular channels*. International Journal of Multiphase Flow, 1982. **8**(6): p. 641-655.
26. Chisholm, D., *Two-phase flow in pipelines and heat exchangers*. 1983, London ; New York: G. Godwin in association with Institution of Chemical Engineers. xviii, 304 p.
27. Friedel, L., *Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow*. European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, 1979,. **Paper E2**.
28. Dutkowski, K., *Two-phase pressure drop of air–water in minichannels*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**(21–22): p. 5185-5192.
29. R.C. Lockhart, R.W.M., *Proposed correlation of data for isothermal twophase, two component flow in pipes*. Chemical Engineering and Processing, 1949. **45**(1949): p. 39–48.
30. Kim, N.H. and T.R. Sin, *Two-phase flow distribution of air-water annular flow in a parallel flow heat exchanger*. International Journal of Multiphase Flow, 2006. **32**(12): p. 1340-1353.
31. Fukano, T. and A. Kariyasaki, *Characteristics of gas-liquid two-phase flow in a capillary tube*. Nuclear Engineering and Design, 1993. **141**(1–2): p. 59-68.
32. Chisholm, D., *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, 1973. **16**(1973): p. 347–348.

33. Zhao, T.S. and Q.C. Bi, *Co-current air–water two-phase flow patterns in vertical triangular microchannels*. *International Journal of Multiphase Flow*, 2001. **27**(5): p. 765-782.

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Ce travail de thèse a eu pour objectif premier la caractérisation de l'écoulement diphasique se développant au sein d'un échangeur compact à plaques, l'enjeu étant l'amélioration des performances thermiques d'un tel évaporateur. En effet, les nouvelles réglementations énergétiques et environnementales suggèrent le changement de fluide frigorigène à l'horizon de quelques années. L'état de l'art montre que de nombreux facteurs influent directement sur l'efficacité énergétique des échangeurs, le dimensionnement et l'optimisation de leur géométrie n'en sont donc que plus délicats et d'un enjeu primordial. De ce fait, la simulation numérique se révélerait l'outil adéquat pour atteindre ces objectifs. Malheureusement, de telles simulations sont rendues délicates par le caractère multiphasique des écoulements et la nature non-adiabatique des transformations. Aussi, l'exploration expérimentale est encore aujourd'hui incontournable pour la validation de modèles numériques. C'est dans ce cadre que s'est déroulé ce travail de recherche avec un accent porté sur la répartition des phases au sein d'un échangeur et les écoulements induits par cette distribution à l'intérieur des macro-canaux générés par la présence d'intercalaires dans les faisceaux parallèles. Pour des raisons pratiques de réalisation, la majorité de nos essais a été réalisée avec un mélange eau-air.

L'état de l'art a clairement mis en évidence l'importance de la topologie de l'écoulement en entrée d'échangeur, sur cette répartition des phases. Pour cette raison, notre étude s'est consacrée dans un premier temps, à l'analyse de cet écoulement dans le tube d'alimentation d'un échangeur aux dimensions industrielles. La connaissance des points classiques de fonctionnement en utilisation dans une boucle de climatisation avec du R-134a comme fluide frigorigène a permis de baliser nos plages de fonctionnement pour nos essais expérimentaux en eau-air. En effet, l'utilisation de cartes d'écoulement disponibles dans la littérature a permis d'une part d'anticiper la présence d'un régime annulaire/annulaire avec gouttelettes dispersées et d'autre part, de transposer les points en R134a à des points similaires en eau-air. On s'assure ainsi malgré le changement de fluide de respecter la topologie de l'écoulement, cruciale pour le choix des modèles en simulation numérique. Pour apporter des informations relativement complètes sur cet écoulement, nous avons employé une métrologie adaptée avec des prises de pression innovante, originale avec l'emploi d'un tube de Pitot de conception interne et d'un récupérateur de gouttelettes emportées dans la phase gazeuse. Pour les essais en eau-air, l'utilisation de sondes conductimétriques est venue compléter la métrologie pour accéder à l'épaisseur du film liquide présent en paroi. Les essais conduits en mélange eau-air ont confirmé le résultat attendu d'un régime annulaire, préférentiellement avec des gouttes dispersées dans la phase gazeuse. Nos mesures des pertes de pressions régulières ont permis d'estimer le coefficient de perte de charges associé. La comparaison avec l'état de l'art montre qu'il peut être prédit par le modèle de Lockhart-Martinelli avec une précision inférieure à 20%. L'originalité de ces investigations repose sur les mesures de film liquide ainsi que des vitesses d'écoulement au sein de la phase gazeuse, informations plus sensibles pour évaluer la qualité d'un modèle de simulation numérique. Ainsi, l'épaisseur de film diminue avec une vitesse superficielle de gaz croissante. Il est bien évidemment plus épais lorsque la vitesse superficielle du liquide croît. De plus, les fluctuations mesurées au cours du temps ont permis de quantifier le caractère "turbulent" de cette grandeur, l'écart-type ayant

été évalué à 10 % de la valeur moyenne. En complément, les visualisations ont montré le caractère non-homogène de l'épaisseur du film dans une section donnée, sous l'effet notamment de la gravité. Les vitesses de gaz ont également été caractérisées grâce à notre tube de Pitot et peuvent atteindre des grandeurs relativement élevées de l'ordre d'une centaine de m/s. Outre leur intérêt direct pour confronter les valeurs avec celles issues d'une simulation numérique, ces données ont permis d'appliquer un modèle d'estimation du coefficient de frottement à l'interface gaz-liquide comme proposé dans la littérature. Cette approche a permis d'estimer des rugosités équivalentes liées à l'interface liquide-gaz, qui se sont révélées être très élevées par rapport aux rugosités habituelles rencontrées pour des écoulements monophasiques avec parois rugueuses.

Ce protocole expérimental a ensuite été transposé sur site industriel avec une maquette adaptée pour une étude avec le fluide frigorigène R-134a. Dans cette campagne d'essais, la méthode par conductimétrie n'a pu être employée devant la forte résistivité électrique du réfrigérant. L'influence du débit massique total et du titre massique a été testée en modifiant le cycle thermodynamique suivi par le R-134a. Tous les points de fonctionnement ont été choisis en régime annulaire par analogie avec les essais en eau-air. Concernant les pertes de charge, le modèle de Lockhart-Martinelli sous-estime ici les valeurs expérimentales. La corrélation de Chisholm s'est révélée être la plus fiable pour estimer aux mieux nos valeurs expérimentales. Concernant les mesures de vitesse, les valeurs du tube de Pitot ont été exploitées en prenant en compte les débits de gouttelettes dans la phase gazeuse et ont abouti à une estimation plausible des épaisseurs de film liquide du même ordre de grandeur que pour le mélange eau-air. Le débit de gouttelettes semble quant à lui directement proportionnel aux chutes de pression engendrées par frottement ce qui reflète le lien avec le frottement à l'interface liquide-vapeur à l'origine de l'arrachement des gouttelettes, cette dépendance ayant été également observée pour le mélange eau-air.

Les conditions d'entrée ayant été correctement identifiées et caractérisées, nous nous sommes donc intéressés à l'échangeur 'complet' dans un deuxième temps. Ce dernier a été assimilé à une succession de jonctions T multiples en nous limitant à un écoulement vertical descendant. Dans une première étape, la séparation de l'écoulement dans une jonction isolée a été analysée en écoulement monophasique uniquement. Les résultats obtenus sont tout à fait originaux, car très peu d'études ont été menées pour des jonctions isolées où la forme et la section sont modifiées dans la branche secondaire de la jonction. Nous avons ainsi pu quantifier les coefficients de pertes de charge de cette singularité en fonction du rapport entre le débit sortant dans la branche principale et le débit total entrant dans la jonction. En complément, les pertes de pression ont été évaluées le long du tube vertical, ceci sans et avec intercalaires. La présence des intercalaires accentue de façon significative la chute de pression au passage de la jonction. Concernant les pertes de charges régulières, les corrélations issues de la littérature pour des sections rectangulaires surestiment nos résultats expérimentaux de façon systématique. Ceci est à considérer avec précaution car la précision des résultats est fortement corrélée à celle sur le diamètre hydraulique de la section. De plus, les conditions d'entrée dans ce tube affectent fortement l'écoulement et donc limite la comparaison avec un écoulement en régime pleinement établi. Afin de pouvoir utiliser ces relations pour estimer en première approche ces pertes de charge, il est nécessaire de connaître les débits circulant dans les tubes en situation réelle avec une succession de jonctions multiples. Pour répondre à cette

question, la caractérisation de la répartition de l'écoulement dans l'échangeur a été entreprise en situation monophasique et cette fois-ci en configuration diphasique également. Dans cette partie, les intercalaires ont été maintenus dans la géométrie avec une profondeur d'intrusion dont la valeur est identique à la géométrie industrielle. Concernant la répartition des phases, dans les deux situations d'écoulement mono et diphasiques, la répartition est qualitativement la même, à savoir une répartition quasi-homogène à l'exception des tubes en fin de collecteur qui subissent l'influence d'une recirculation dans cette zone. Celle-ci influence effectivement les conditions d'entrée de l'écoulement dans les faisceaux, ainsi les coefficients de pertes de charge régulières montrent un écart entre les valeurs obtenues pour les premiers et derniers tubes. Alors que la comparaison avec les corrélations empiriques est acceptable, la prédiction des valeurs pour le cas des écoulements diphasiques est très approximative. Ce dernier point peut être rattaché au fait que les phases gazeuse et liquide ne sont pas régulièrement réparties sur l'ensemble des mini-canaux d'un même tube vertical, hypothèse faite dans nos calculs. Cette disparité d'écoulement a été mise en évidence par des visualisations originales de l'écoulement sur les premier et dernier tubes de l'échangeur. Très peu d'étude ont permis de caractériser les régimes d'écoulements diphasiques dans des micro-canaux de section rectangulaire. Néanmoins, nos observations sont en parfait accord avec les deux études recensées dans la littérature malgré le sens ascendant de l'écoulement, les régimes étant principalement régis par la capillarité. Les écoulements observés sont donc majoritairement de type bulle ou poches de gaz séparés par des bouchons liquides de longueur assez faible. Lorsque les vitesses superficielles du gaz augmentent, le régime transite vers une configuration annulaire avec un film assez épais.

L'ensemble de ce travail de thèse représente donc une contribution expérimentale importante pour la caractérisation des écoulements diphasiques au sein d'un échangeur que ce soit du point de vue de grandeurs globales (pertes de pression, répartition des phases) mais aussi locales (régime local d'écoulement, vitesse de gaz, épaisseurs de film liquide). Ces données pourront ainsi servir de validation à des simulations numériques sur des grandeurs pertinentes et primordiales pour l'évaluation des performances thermiques. Ce travail apporte également des éléments de réponse pour le choix de modèles pour du pré-dimensionnement 1D (corrélations pour les pertes de pression longitudinales ou singulières, coefficient de frottement interfacial,...). En reproduisant des essais identiques en eau-air et avec un fluide frigorigène, nous avons essayé de mettre en évidence l'influence du changement de propriétés du fluide. Néanmoins, cette étape s'est limitée par manque de temps à l'écoulement en entrée de l'échangeur.

En perspectives à ce travail, deux grands axes seraient à envisager, le premier est l'approche expérimentale qui gagnerait à être complétée sur notre géométrie, à savoir l'étude complémentaire de la jonction isolée en écoulement diphasique. Cela permettrait de voir dans quelle mesure les jonctions en série peuvent être assimilées à une succession de jonctions indépendantes. Ceci pourrait permettre de valider des modèles de prédiction de répartition des phases en écoulement diphasique. L'élément d'importance ici serait également de considérer l'effet du sens de l'écoulement dans les tubes. Une étude similaire à la nôtre mais en écoulement ascendant serait très pertinente pour la répartition des phases mais aussi pour vérifier l'invariance des régimes d'écoulement dans les mini-canaux. Et enfin, une campagne

d'essais en réfrigérant serait des plus utiles pour s'approcher au mieux du fonctionnement réel et voir la validité des modèles numériques avec un réfrigérant où les valeurs de tension superficielle changent fortement du mélange eau-air.

Le deuxième grand axe serait bien évidemment de développer l'axe simulation numérique pour voir dans quelle mesure il est possible par le biais de codes de calcul de reproduire les résultats expérimentaux dans le but d'avancer dans l'élaboration d'un outil fiable et précis de prédiction de fonctionnement d'un échangeur.

Annexes Générales

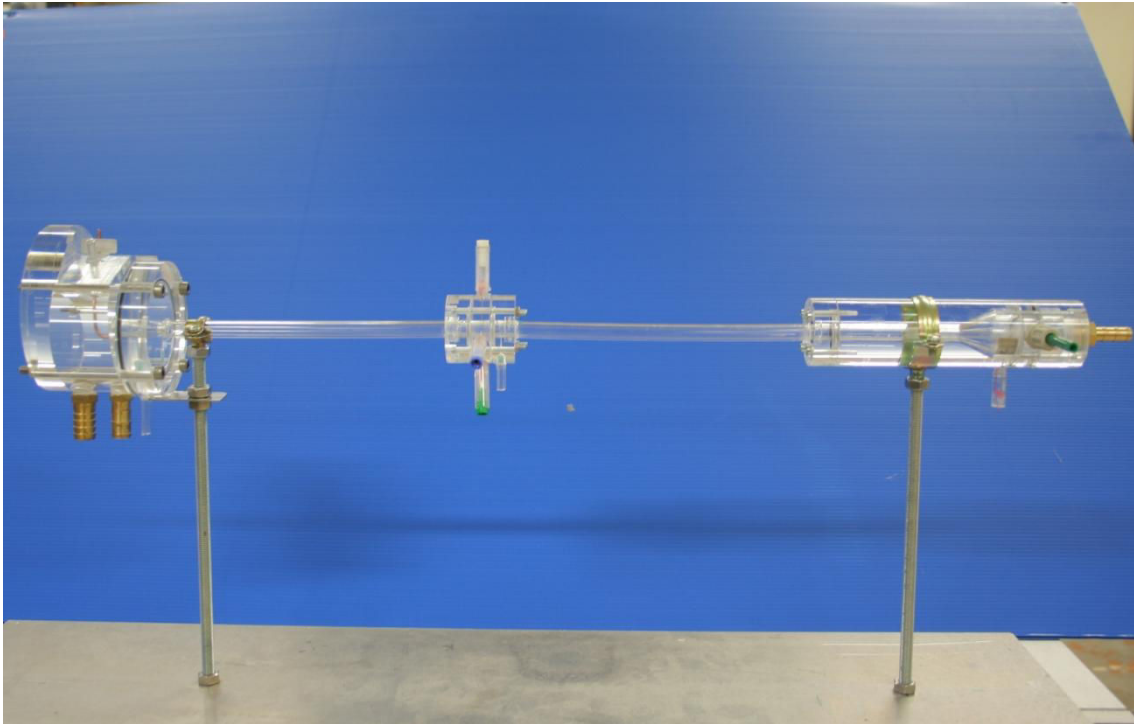


Figure 1- Montage expérimentale I

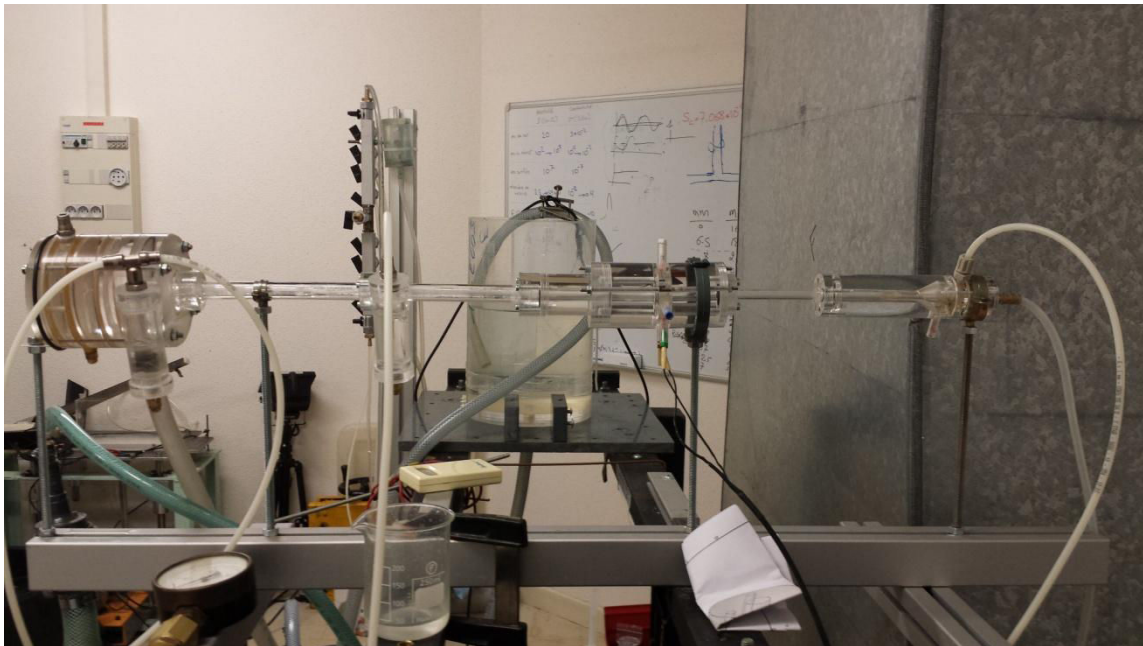


Figure 2- Montage expérimentale I

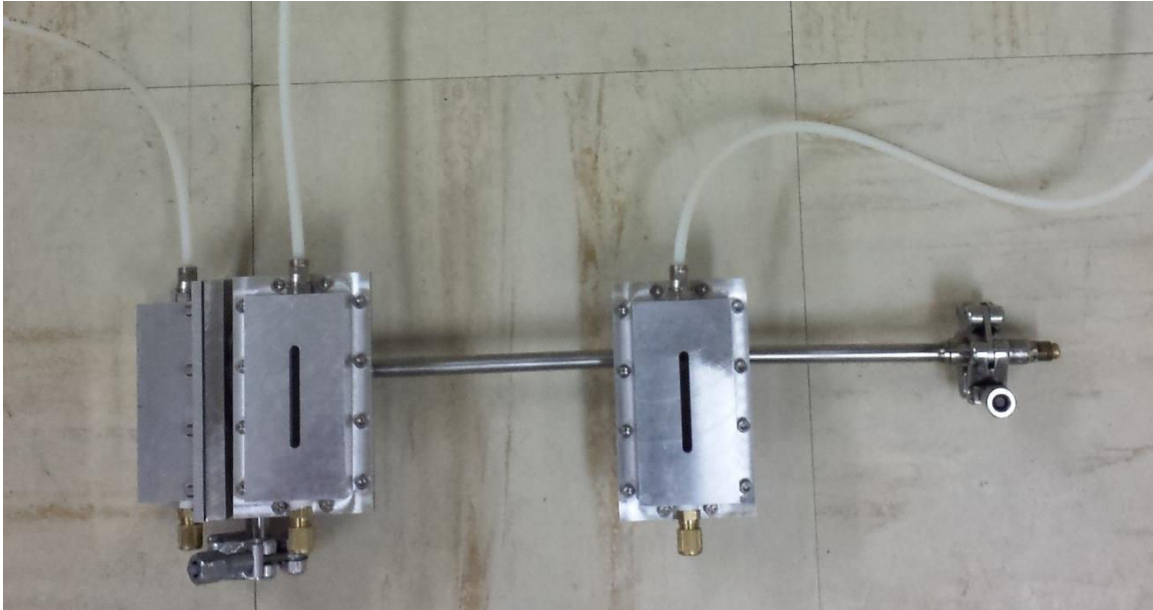


Figure 3- Montage expérimentale II

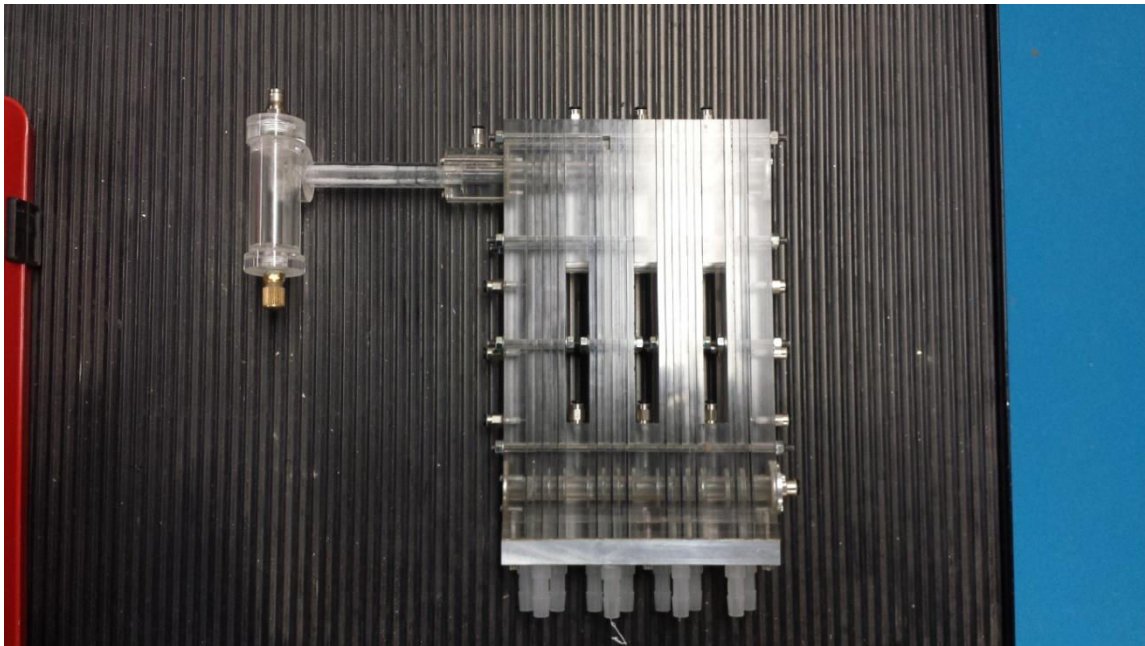


Figure 4- Montage expérimentale III

Résumé :

La compréhension des écoulements multiphasiques dans les évaporateurs à mini-canaux est primordiale pour la performance des boucles de climatisation dans le secteur automobile notamment. Cette thèse s'est principalement intéressée à l'écoulement d'entrée de tels évaporateurs ainsi qu'à la répartition des phases dans les mini-canaux. Dans un premier temps, l'écoulement adiabatique diphasique en entrée d'évaporateur a été étudié. Un dispositif expérimental transparent, respectant au mieux la géométrie d'entrée de l'évaporateur, a été réalisé afin de reproduire l'écoulement diphasique d'entrée en eau-air mais en respectant les régimes d'écoulement rencontrés avec du R134a. Plusieurs techniques de caractérisation ont été mises en œuvre (visualisation, conductimétrie, tube de Pitot et prises de pression) afin de quantifier les pertes de pression, les épaisseurs de film et les vitesses du gaz dans un régime principalement annulaire. Suivant le même principe, un autre module en acier-inox a été développé pour caractériser l'écoulement directement en entrée d'évaporateur avec du réfrigérant R134a. Dans un second temps, nous avons étendu l'étude au cas d'un évaporateur compact à mini-canaux. Dans deux situations adiabatiques : monophasique (eau) et diphasique (eau-air), les pertes de pression, la répartition des phases le long de l'évaporateur et le régime d'écoulement dans les mini-canaux ont été étudiés sur un échangeur fabriqué en polycarbonate dont la géométrie s'approche au mieux de celle d'un échangeur réel. Les nombreux résultats ainsi obtenus constituent une base de données conséquente utile à la simulation numérique de ce type d'écoulements diphasiques.

Abstract :

Understanding of multiphase flows in mini-channel evaporators is essential for the performance of air-conditioning systems, particularly in automotive sector. This thesis is mainly interested in behavior of inlet flow and phase distribution in the mini-channels. Initially, an adiabatic two-phase flow at the evaporator's inlet was studied. A transparent experimental apparatus with the same geometry as an evaporator's inlet has been designed. This test section helped us to reproduce the same flow regimes with air-water as flow regimes encountered with R134a in an evaporator. Several characterization techniques were used (visualization, conductance probes, Pitot tube and pressure taps) to determine pressure losses, liquid film thickness and gas velocity in a predominantly annular flow regime. Following the same principle, another experimental facility in stainless steel was developed to directly characterize the R134a flow at the evaporator's inlet. Finally, we have extended the study to the case of a compact evaporator in two adiabatic situations: single-phase (water) and two-phase (air-water). Pressure losses, phase distribution along the evaporator and flow regime in mini-channels were studied on an evaporator made of transparent materials (polycarbonate) with a close geometry to that of a real evaporator. Numerous results were obtained to provide a consistent database that would be useful for numerical simulation of this type of two-phase flows.