

# Etude des écoulements de liquide et de vapeur dans la colonne

---

## Introduction

Il a été montré au chapitre précédent que le bon fonctionnement de la colonne de distillation intégrée passe par une gestion optimale des écoulements des deux côtés de l'échangeur. Ces écoulements concernent aussi bien le gaz que le liquide. Ce chapitre traite donc de la problématique de mal distribution des fluides dans l'échangeur/colonne de distillation tubes-calandre disposé verticalement.

Les formes de mal distribution de fluides pouvant apparaître dans l'échangeur tubes-calandre conçu pour la distillation de l'air se divisent en deux catégories. La première catégorie est une mal distribution dite macroscopique, ceci est le cas lorsque cette mal distribution intervient sur une grande section de la colonne, deux formes de ce type de mal distribution peuvent avoir lieu :

- mal distribution de la vapeur d'air entre les tubes dans la calandre du côté HP.
- mal distribution de la vapeur à l'intérieur des tubes du côté BP.
- mal distribution du liquide BP entre les différents tubes.
- mal distribution du liquide HP sur les surfaces externes des tubes dans le cas de la colonne HP (calandre). Cette contrainte est bien moindre que celle d'une mal distribution du liquide en évaporation (BP intratube) parce que la condensation de la vapeur peut être homogénéisée par l'écoulement gaz.

La deuxième forme de mal distribution est une mal distribution locale ; elle concerne particulièrement le comportement du film liquide sur les parois intérieures ou extérieures des tubes. La maîtrise de ce type d'écoulement passe par la conception de tubes permettant un étalement du film liquide sur les surfaces des tubes.

Les effets de ces distributions non homogènes sur le fonctionnement de la colonne et sur l'efficacité de séparation diabatique des composants de l'air ont été présentés au paragraphe 6 du chapitre 2. Une réduction de la pureté en oxygène du produit liquide à basse pression pouvant atteindre 30 % a été calculée.

Dans ce chapitre, les phénomènes de mal distribution sont analysés et des solutions pour y remédier sont proposées. Tout d'abord, les mal distributions pouvant apparaître du côté basse pression sont traitées : l'entrée du liquide à basse pression en tête sous forme de film liquide et la répartition homogène du débit de vapeur sur les tubes dans le cas d'un changement de section.

Un distributeur du liquide à basse pression en tête est conçu et dimensionné pour assurer une distribution homogène à l'intérieur des tubes. Le distributeur assure aussi l'écoulement en film du liquide dans les tubes. La formation du film liquide à l'intérieur des tubes est observée sur un banc d'essais mono-tubulaire, permettant de définir la géométrie optimale du distributeur et des tubes pour la formation d'un film bien réparti.

Des dispositifs de distribution homogène de la vapeur sur plusieurs tubes sont aussi proposés.

Dans un deuxième temps, les formes de mal distribution dans la calandre sont étudiées. L'entrée de la vapeur à haute pression en cuve de la calandre est simulée à l'aide d'un modèle CFD qui permet de calculer la distribution du débit sur la section de la calandre et des dispositifs de distribution homogène sont proposés.

Des dispositifs de distribution du liquide à haute pression sur les parois externes des tubes sont aussi proposés.

## 1. Distribution du film liquide à basse pression dans les tubes

A l'entrée des tubes en tête de la colonne, un distributeur du débit de liquide à basse pression est à concevoir et dimensionner dans le but d'assurer d'une part des débits de liquide égaux dans tous les tubes, et d'autre part des films liquides bien établis sur les parois internes des tubes.

La figure 3.1 montre un schéma représentatif du dispositif de distribution du liquide à basse pression en tête de l'échangeur tubes-calandre. La figure représente une vue de face du distributeur. Pour simplification, trois tubes sont représentés sur la figure. Le liquide est d'abord accumulé dans un plateau de distribution. Les extrémités supérieures des tubes dépassent le bord inférieur du plateau de distribution et sont munies d'ouvertures (fentes), de géométrie à définir, à travers lesquelles le liquide s'infiltré dans les tubes.

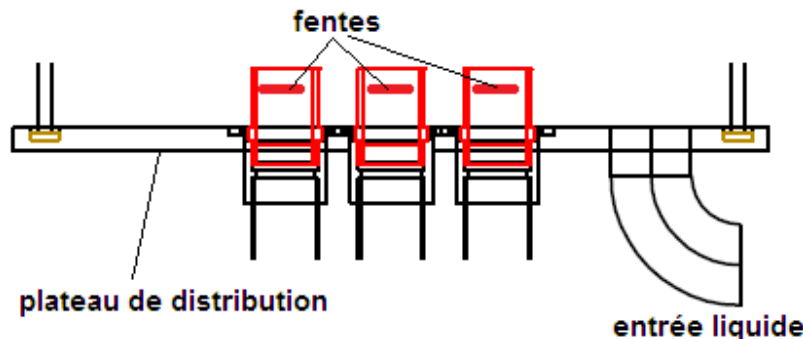


Figure 3.1 : Dispositif de distribution du liquide en tête des tubes

Trois paramètres sont à définir et à dimensionner pour le distributeur :

- le nombre et les dimensions des entrées du liquide dans le plateau de distribution
- le niveau minimal de liquide à maintenir dans le plateau pour assurer un débit de liquide égal dans tous les tubes
- la géométrie et les dimensions des ouvertures aux extrémités supérieures des tubes pour assurer des films liquides homogènes sur les parois internes des tubes.

### 1.1. Répartition homogène du débit de liquide entre les différents tubes

Une distribution homogène du liquide dans les tubes nécessite un niveau de liquide uniforme dans le plateau de distribution. Le niveau de liquide est défini par le débit entrant dans le plateau, les débits sortant du plateau vers les différents tubes à travers les fentes et les pertes de charge linéaires dans le plateau.

Le liquide est introduit dans le plateau de distribution à travers une entrée au fond. Le nombre des entrées est à définir pour assurer l'homogénéité du niveau de liquide dans le distributeur. L'évolution de la hauteur du liquide dans le plateau est alors calculée pour différentes possibilités d'entrée du liquide.

La géométrie de l'échangeur en tête est celle calculée dans la section 5 du chapitre 2, soit alors une calandre de diamètre 9,5 m, comprenant 16 651 tubes de diamètre extérieur 35,7 mm et espacés de 26 mm. Le débit de liquide à basse pression à introduire en tête est de 200 kg/s.

Pour la modélisation, le plateau de distribution est divisé en plusieurs canaux équivalents, où l'écoulement est horizontal et unidimensionnel. Les pertes de charge linéaires sont alors calculées sur ces canaux, et la variation de la hauteur du liquide déduite.

En considérant une seule entrée dans le plateau de distribution, le canal équivalent le plus long est celui qui se termine au point diamétralement opposé à l'entrée. La figure 3.2 représente schématiquement ce canal. La longueur du canal est égale au diamètre de la calandre, soit alors 9,5 m, et il comprend 149 tubes.

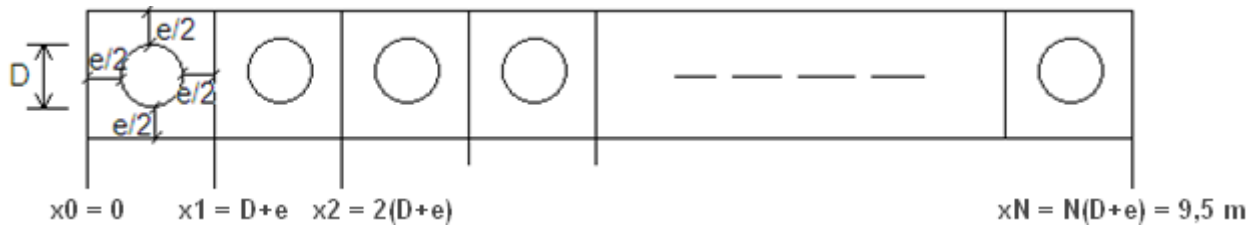


Figure 3.2 : Canal horizontal équivalent, vue de dessus du plateau

Le débit de liquide entrant dans le canal est supposé égal à une fraction  $X$  du débit total à l'entrée du distributeur. Cette fraction  $X$  est égale au rapport du nombre de tubes contenus dans le canal au nombre de tubes total :

$$X = \frac{149}{16651} = 9 \cdot 10^{-3} \quad 3.1$$

Le débit entrant dans le canal est alors égal à 1,8 kg/s. Une répartition homogène du liquide implique un débit de 12,8 ml/s/tube.

Les pertes de pression linéaires dans un écoulement horizontal unidimensionnel sont données par la loi de Darcy-Weisback :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho v^2 f \frac{L}{d} \quad 3.2$$

La vitesse moyenne débitante  $v$  de l'écoulement dans le canal est calculée par un rapport entre le débit volumique et la section de passage dans le canal  $S = b * H$ ,  $h$  étant la hauteur du liquide.

Dans un premier temps, les pertes de pression totales dans le canal sont calculées en supposant qu'aucun débit de liquide n'entre dans les tubes. Pour chaque hauteur de liquide, le diamètre hydraulique équivalent est calculé. Les pertes de pression permettent de calculer une variation du niveau de liquide  $\Delta h$  entre l'entrée du canal et la sortie (équation 3.3).

$$\Delta h = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad 3.3$$

Le graphique de la figure 3.3 représente la variation de la hauteur du liquide  $\Delta h/h$  en fonction de la hauteur du liquide dans le plateau de distribution.

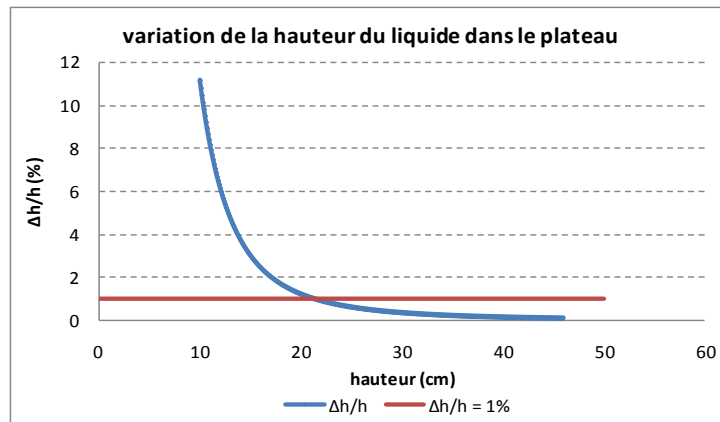


Figure 3.3 : Variation relative de la variation de la hauteur du liquide

La hauteur de liquide dans le distributeur est considérée uniforme si la variation relative ne dépasse pas un 1 %. Cela conduit à une hauteur minimale requise de 21,3 cm.

Dans un deuxième temps, on calcule l'évolution du débit de liquide dans le canal en fonction de la distance  $x$  de l'entrée (cf. figure 3.2), en prenant en compte le débit entrant dans les tubes à travers les fentes, soit alors 12,8 ml/s/tube.

La figure 3.4 montre l'évolution du débit horizontal de liquide dans le canal équivalent en fonction de l'abscisse  $x$ . Les pertes de pression dans le canal équivalent sont alors calculées pour différentes valeurs de la hauteur de liquide et la variation de la hauteur en est déduite. La hauteur de liquide amenant à une variation relative de 1 % vaut 15,5 cm. La figure 3.5 montre alors la variation de la hauteur entre l'entrée du canal et sa sortie.

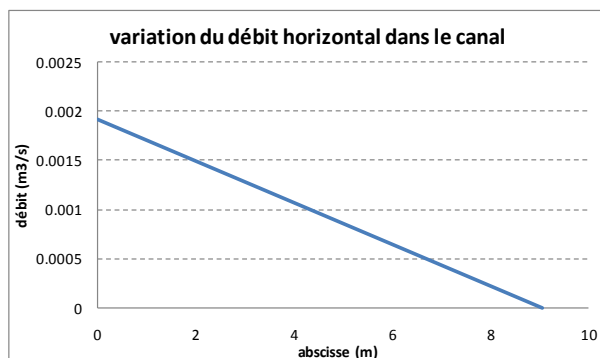


Figure 3.4 : Variation du débit horizontal dans le canal équivalent

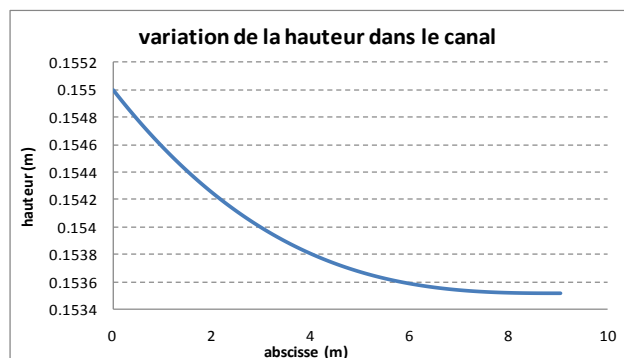


Figure 3.5 : Variation de la hauteur du liquide dans le canal équivalent

Cette hauteur minimale du liquide, calculée pour une seule entrée du liquide dans le plateau de distribution, est jugée acceptable par rapport aux dimensions de l'échangeur et du plateau de distribution. Il n'est donc pas nécessaire de considérer deux entrées du liquide dans le plateau.

## 1.2. Formation d'un film liquide interne bien réparti

L'étude de l'effet de la mal distribution du film liquide à basse pression sur les parois internes des tubes de l'échangeur a montré une diminution de 30 % de la pureté en oxygène du produit liquide à basse pression. Des solutions pour assurer la mouillabilité parfaite des parois des tubes sont donc à rechercher. Ce problème, assez présent dans les applications d'évaporation de film tombant, est largement étudié et plusieurs dispositifs d'introduction du liquide dans les tubes sont proposés pour y remédier. Ce paragraphe détaille ce phénomène de la mal distribution, ses causes, les équations relatives au mouillage ainsi que d'éventuelles solutions permettant d'avoir un film bien réparti. Un banc expérimental de visualisation de l'écoulement d'un film d'azote liquide sur les parois internes de tubes permet de définir la géométrie des fentes d'introduction du liquide la plus adaptée à ce type d'écoulement.

### 1.2.1. Flux minimal de mouillage et épaisseur minimale de film

Le phénomène de répartition de films liquides sur des parois planes ou tubulaires, verticales, inclinées ou horizontales est largement étudié, expérimentalement et théoriquement vu qu'il existe dans plusieurs applications industrielles. En plus de la distillation, des applications telles que les thermosiphons, les tours de refroidissement et les échangeurs de chaleur nécessitent des écoulements de films bien répartis sur les surfaces [1]. Des corrélations pour le flux minimal de fluide nécessaire pour mouiller la totalité des surfaces considérées sont déduites de tests expérimentaux ou calculées par des méthodes diverses.

Deux approches théoriques principales pour la prédiction du flux minimal permettant de mouiller une surface verticale, plane ou tubulaire, sont généralement utilisées : la prédiction de l'épaisseur minimale du film liquide par l'équilibre des forces sur un point stagnant de la zone sèche [2,3] ou la prédiction du flux minimal de fluide en minimisant l'énergie totale du flux [4-8].

Dans l'approche consistant à considérer la somme des forces agissant sur un point stagnant de la zone sèche nulle, les forces agissant sur ce point sont une force due à la vitesse du film descendant, le poids du liquide et l'action de la tension superficielle qui retient le liquide vers le haut [3]. Dans l'approche de l'énergie totale minimale, l'énergie totale est la somme de l'énergie cinétique et des énergies interfaciales.

Le tableau 3.2 cite les corrélations pour le flux minimal de mouillage de surfaces liquides, obtenues selon l'une ou l'autre des deux approches dans différentes études antérieures.

El Genk et al comparent dans leur étude [4], leur corrélation basée sur la minimisation de l'énergie totale, avec les corrélations citées dans le tableau 3.2 ainsi qu'à des résultats expérimentaux sur des écoulements d'eau ou de mélanges eau-éthanol, eau-glycérol, sur les surfaces externes de tubes en cuivre ou en acier inoxydable.

La comparaison montre une sous-estimation du débit minimal de mouillage calculé par les corrélations du tableau 3.2 [2][3][5][8] à comparer avec leur corrélation [4]. La comparaison avec les résultats expérimentaux pour différentes combinaisons fluide-surface solide montre un accord des résultats, avec un écart maximal de  $\pm 20$  %. Ces corrélations sont alors comparées pour l'écoulement cryogénique de l'air liquide à basse pression à l'entrée des tubes en acier inoxydable en tête de la colonne de distillation diabatique. La figure 3.6 compare ces corrélations en fonction de l'angle de contact.

Tableau 3.2 : Revue des corrélations du flux minimum de mouillage de surfaces verticales

Corrélation	Approche considérée et référence
$\Gamma_{min} = 1,69 \left( \frac{\mu\rho}{g} \right)^{1/5} (s(1 - \cos\gamma))^{3/5}$	Equilibre des forces [2]
$\Gamma_{min} = 0,13\rho^{0,255}\mu^{-0,018}(s(1 - \cos\gamma))^{0,764}$	Equilibre des forces [3]
$\Gamma_{min} = \left( \frac{\mu\rho s^3}{g} \right)^{0,2} (0,67(1 - \cos\gamma)^{0,623} + 0,26(1 - \cos\gamma)^{2,09})$	Energie totale minimale [4]
$\Gamma_{min} = 1,693 \left( \frac{\mu\rho s^3}{g} \right)^{0,2} (1 - \cos\gamma)^{3/5}$	Energie totale minimale [5]
$\Gamma_{min} = 1,018 \left( \frac{\mu\rho s^3}{g} \right)^{0,2} (1 - \cos\gamma)^{3/5}$	Energie totale minimale [8]

La figure 3.6 montre de forts écarts entre les valeurs calculées par l'une ou l'autre des corrélations de la littérature. Des écarts pouvant atteindre 160 % sont calculés pour les angles de contact proches de 90 °.

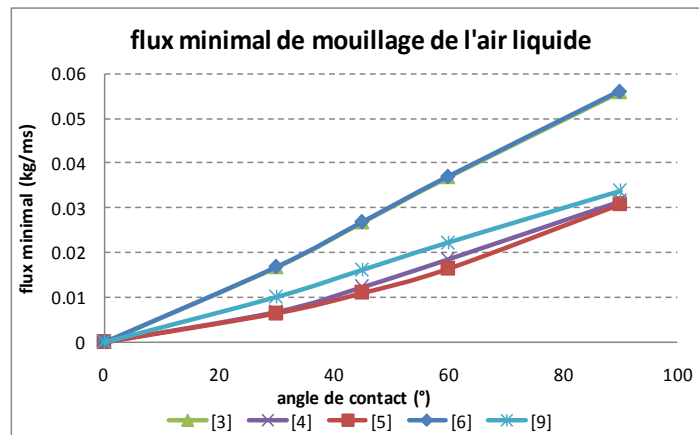


Figure 3.6 : Comparaison des corrélations de la littérature dans le cas de l'air liquide à basse pression en tête de la colonne de distillation diabatique

En l'absence de corrélations spécifiques pour les écoulements cryogéniques ainsi que de résultats expérimentaux sur l'écoulement de films de liquides cryogéniques sur les parois, internes ou externes, des tubes, un banc d'essais expérimental est réalisé dans le but de visualiser l'écoulement de l'azote liquide cryogénique sur les parois internes de tubes en acier inoxydable.

### 1.2.2. Dispositif de distribution d'un film liquide à l'intérieur des tubes

L'écoulement du film d'azote liquide à basse pression sur les parois internes des tubes de la colonne de distillation diabatique dépend du type des tubes utilisés et du dispositif d'introduction du liquide en tête des tubes. Dans le but d'observer l'influence de ces paramètres sur l'écoulement, un banc d'essais a été conçu et réalisé. Il permet de visualiser l'écoulement de l'azote sur les parois internes de différents tubes, lisses ou corrugués, et de tester différentes géométries d'introduction du liquide dans le tube, afin de choisir les géométries optimales menant à un film réparti d'une façon homogène sur la totalité de la surface du tube.

### 1.2.3. Schéma de principe et description

La figure 3.8 représente le schéma de principe du banc d'essais réalisé pour la visualisation de l'écoulement d'azote liquide. Les composants principaux du banc sont les suivants :

- tube central, dans lequel l'écoulement a lieu. Ce tube est amovible, permettant ainsi de tester différents types de tubes
- dispositif de distribution, en tête du tube
- enveloppe d'isolation par l'azote liquide, entourant l'ensemble tube+dispositif de distribution
- réservoir d'alimentation en azote liquide
- récipient de collection de l'azote liquide
- l'ensemble est enveloppé d'un isolant en fibre de silicium, d'épaisseur 120 mm.

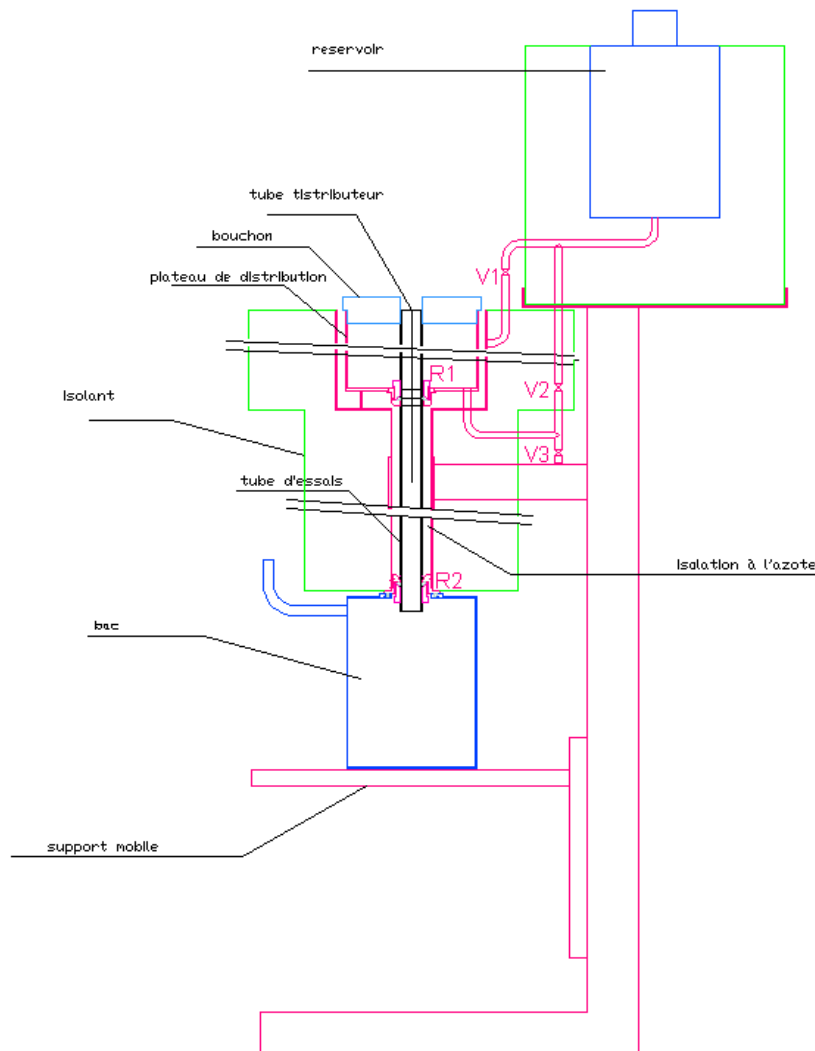


Figure 3.8 : Schéma représentatif du banc d'essais

L'azote liquide est stocké dans le réservoir d'alimentation supérieur et sert dans un premier temps à remplir l'enveloppe d'isolation. Une fois l'ensemble métallique refroidi, l'azote liquide est injecté dans le tube à travers le dispositif de distribution. Un endoscope, lié à une caméra, est introduit dans le tube ; il permet de visualiser et de filmer l'écoulement liquide à l'entrée du tube et sur une longueur de 10 cm en dessous de l'entrée.

### 1.2.4. Distributeur du liquide

Le composant principal du banc d'essais expérimental est le dispositif d'introduction du liquide dans le tube. Une étude détaillée de la forme et des dimensions de ce dispositif est réalisée dans le but d'assurer un film liquide bien établi à l'entrée du tube.

L'étude des écoulements de films dans les évaporateurs à films tombants a suscité depuis longtemps les chercheurs à retrouver les dispositifs d'alimentation les plus adéquats [9-12]. Les dispositifs les plus cités sont les dispositifs à fentes dans les extrémités supérieures des tubes des échangeurs. Ils sont exposés dans [10,12] pour deux types de fentes :

- rectangulaires verticales [12]
- rectangulaires de faibles dimensions dans un étage supérieur aux tubes de l'échangeur, permettant de former des ruisselets parallèles aux tubes et tombant sur leurs bords de sorte à déborder à l'intérieur des tubes sous forme de film [10].

Pour le banc d'essais expérimental réalisé, le distributeur utilisé pour l'introduction de l'azote liquide sous forme de film dans le tube est constitué d'un plateau, dont le bord inférieur est à quelques centimètres du bord supérieur des tubes (cf. figure 3.2). Les extrémités des tubes qui dépassent dans le plateau d'alimentation, sont munies de fentes minces à travers lesquelles, le liquide accumulé dans le plateau s'infiltré sous forme de film dans les tubes.

Les géométries des fentes sont choisies à partir des résultats présentés dans les études réalisées dans la littérature scientifique. Celles-ci montrent que l'écoulement du liquide à la sortie des fentes a une largeur assez proche de cette dernière. D'après cette constatation, les fentes sont choisies de sorte à avoir le maximum de largeur possible ; soit alors des fentes rectangulaires horizontales ou des fentes en hélice couvrant la totalité de la circonférence du tube. Une troisième géométrie d'ouverture a été testée, il s'agit de trous circulaires.

Trois géométries ont été testées : des trous circulaires, des fentes rectangulaires horizontales et une fente en hélice. Le dimensionnement des ouvertures nécessite le calcul du débit de liquide pouvant être introduit à travers ces ouvertures en fonction du niveau de liquide dans le plateau de distribution.

#### 1.2.4.1. Fentes rectangulaires

La figure 3.9 représente une fente rectangulaire, de dimensions  $b \cdot h$ , disposée à une hauteur  $a$  du fond du plateau de distribution. La hauteur du liquide dans le plateau de distribution est  $H$ . La vitesse d'écoulement en une section  $dS$  de la fente, située à une distance  $(a+x)$  du fond du plateau, est donnée par l'équation 3.4.

$$v = k\sqrt{2g(H - a - x)} \quad 3.4$$

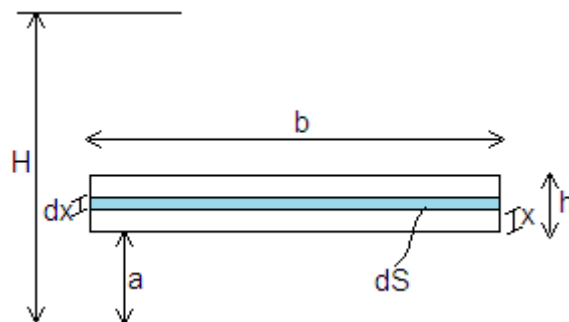


Figure 3.9 : Dimensions d'une fente rectangulaire



Le débit élémentaire  $d\dot{V}$ , entrant à travers cette section  $dS$  de la fente est égal à :

$$\begin{aligned} d\dot{V} &= v dS \\ d\dot{V} &= k\sqrt{2g(H-a-x)} dS \\ d\dot{V} &= k\sqrt{2g(H-a-x)} b dx \end{aligned} \quad 3.5$$

L'intégration de la dernière forme de l'équation 3.5, pour des valeurs de  $x$  entre 0 et  $h$ , donne le débit  $\dot{V}$  de liquide entrant dans la fente en fonction de ses dimensions  $b$  et  $h$ , de sa position par rapport au distributeur  $a$  et de la hauteur de liquide dans le distributeur  $H$  (équation 3.6).

$$\dot{V} = -\frac{2}{3} b k \sqrt{2g} [(H-a-h)^{3/2} - (H-a)^{3/2}] \quad 3.6$$

Pour différentes géométries de la fente rectangulaire, le débit de liquide entrant à travers la fente peut alors être calculé en fonction du niveau de liquide au-dessus de la fente ( $H-a$ ).

Dans la configuration calculée dans le chapitre 2, le débit de liquide par tube de l'échangeur à l'entrée en tête du côté basse pression est de 0,012 kg/s, soit 12,8 ml/s.

Les tubes de l'échangeur étant en acier inoxydable, l'angle de contact de l'air liquide avec les tubes est tel que  $\cos = 0,9$ . Les débits de liquide, calculés selon les différentes corrélations précitées, varient entre 5,4 et 14,1 g/ms, soit entre 0,6 et 1,8 ml/s pour chaque tube.

Pour chaque dimension des fentes rectangulaires horizontales, sont calculées les hauteurs minimales et maximales de liquide nécessaires pour assurer un débit minimal de 0,5 ml/s et un débit maximal de 13 ml/s. Selon l'ordre de grandeur de ces hauteurs, le nombre de fentes adéquat est calculé.

Pour les fentes rectangulaires, les calculs conduisent à considérer 6 fentes de dimensions  $8 \times 0,4$  mm<sup>2</sup>, disposées sur deux rangées de trois fentes chacune, et espacées de 5 mm. Ces fentes sont représentées sur la figure 3.10. La hauteur maximale de liquide en dessus des fentes, pour un débit total de 13 ml/s dans le tube, est  $H-a = 18,7$  cm.

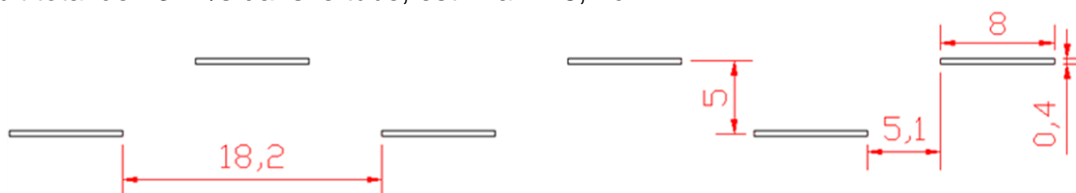


Figure 3.10 : Caractéristiques géométriques des fentes rectangulaires horizontales

#### 1.2.4.2. Fentes en hélice

La même démarche de calcul suivie pour le calcul des dimensions des fentes rectangulaires est suivie pour le calcul des dimensions de la fente en hélice. L'hélice est définie par une hauteur  $h$  et un angle par rapport à l'horizontale  $\alpha$ . La figure 3.11 représente les caractéristiques de la fente dans un plateau de distribution où le niveau de liquide est  $H$ .

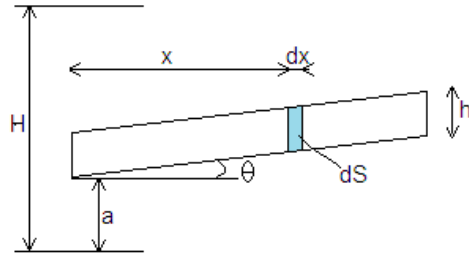


Figure 3.11 : Dimensions d'une fente en hélice

L'équation 3.7 donne la forme de la section élémentaire de la fente  $dS$ . La vitesse du liquide dans la section  $dS$  et le débit de liquide total entrant à travers la fente sont alors calculés selon les équations 3.8 et 3.9 respectivement.

$$dS = h dx; x \text{ entre } 0 \text{ et } \pi d \quad 3.7$$

$$v = k \sqrt{2g(H - a - x \tan \theta)} \quad 3.8$$

$$\dot{V} = -\frac{2}{3} h k \sqrt{2g} [(H - a - \pi d \tan \theta)^{3/2} - (H - a)^{3/2}] \quad 3.9$$

Similairement au calcul effectué pour les fentes rectangulaires, les dimensions de la fente en hélice sont calculées de manière à assurer des hauteurs maximales de liquide dans le plateau de distribution d'un ordre de grandeur assez raisonnable. Les dimensions de l'hélice sont une épaisseur  $h = 0,4 \text{ mm}$  et un angle avec l'horizontale  $\theta = 5^\circ$ . La hauteur maximale de liquide, pour un débit de  $13 \text{ ml/s}$  est de  $2,4 \text{ cm}$ .

#### 1.2.4.3. Trous circulaires

La figure 3.12 représente schématiquement les caractéristiques du trou circulaire. La section  $dS$  est donnée par l'équation 3.10 et la vitesse est calculée par l'équation 3.5.

$$dS = 2\sqrt{r^2 - (r - x)^2} dx \quad 3.10$$

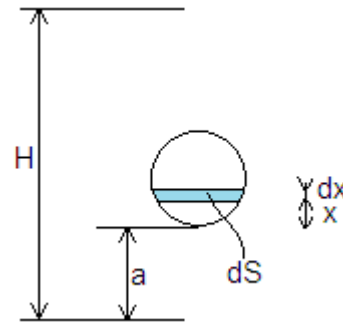


Figure 3.12 : Dimensions des trous circulaires

L'intégration entre 0 et  $D$  de l'équation  $dQ = v dS$  donne une expression assez compliquée du débit  $\dot{V}$  en fonction des paramètres géométriques de la fente [13]. Pour cette raison, le débit de liquide traversant un trou circulaire est supposé égal au produit de sa section totale par la vitesse  $V$  donnée par l'équation 3.5, où  $x$  est égal au rayon du trou circulaire.

Ce calcul mène à considérer 6 trous circulaires, de diamètres 1 et 1,5 mm, disposés sur deux rangées de trois trous chacune, et espacées de 5 mm (figure 3.13). La hauteur maximale de liquide dans le plateau de distribution est alors de 21 cm.

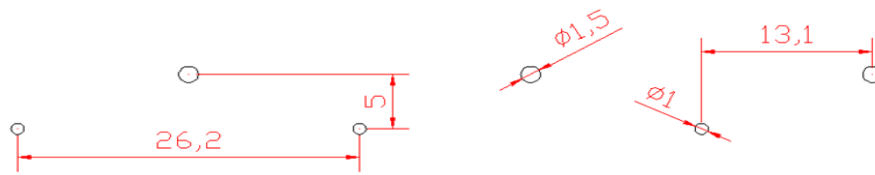


Figure 3.13 : Caractéristiques géométriques des trous circulaires

### 1.2.5. Types de tubes à tester

Le type de fentes permettant le mouillage le plus homogène des surfaces internes des tubes est défini selon les résultats des visualisations expérimentales. Un deuxième critère important dans le mouillage des tubes est leur type : lisses ou corrugués. Les corrugations sont définies par trois paramètres géométriques (cf. figure 3.14) :

- le pas  $p$ .
- l'angle avec l'horizontale  $\alpha$ .
- L'épaisseur  $e$ .

Les tubes testés sont définis par les paramètres des corrugations donnés dans le tableau 3.3. Il est à noter que les tubes testés ont un diamètre extérieur de 25 mm, qui correspond au diamètre extérieur des tubes utilisés pour la maquette de l'échangeur tubes-calandre (cf. chapitre 4).

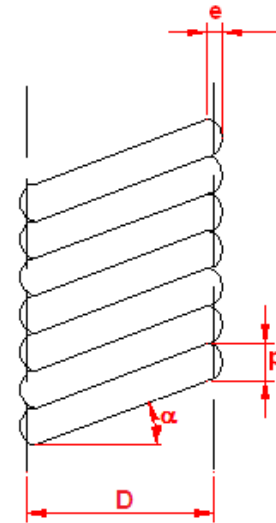


Figure 3.14 : Paramètres géométriques des tubes corrugués

Tableau 3.3 : Géométries des corrugations des tubes testés

	Pas (mm)	Angle (°)	Epaisseur (mm)
<b>Tube 1</b>	7,5	8	1
<b>Tube 2</b>	8	30	1
<b>Tube 3</b>	15	45	1
<b>Tube 4</b>	17,5	45	1
<b>Tube 5</b>	20	25	2

### 1.2.6. Visualisation du film d'azote, résultats des essais

Les tubes et les fentes de distribution étant définis, la visualisation du film d'azote liquide sur les parois internes d'un tube est maintenant réalisée à l'aide d'un endoscope rigide, de longueur effective 17 cm. Cette longueur permet de visualiser le film à l'entrée à travers les fentes et à une longueur de 10 cm en dessous des fentes.

Les figures 3.15 à 3.17 représentent l'évolution de la forme du film liquide dans le tube en fonction de la hauteur du liquide en dessus de la fente, pour les trois types de fentes considérées.

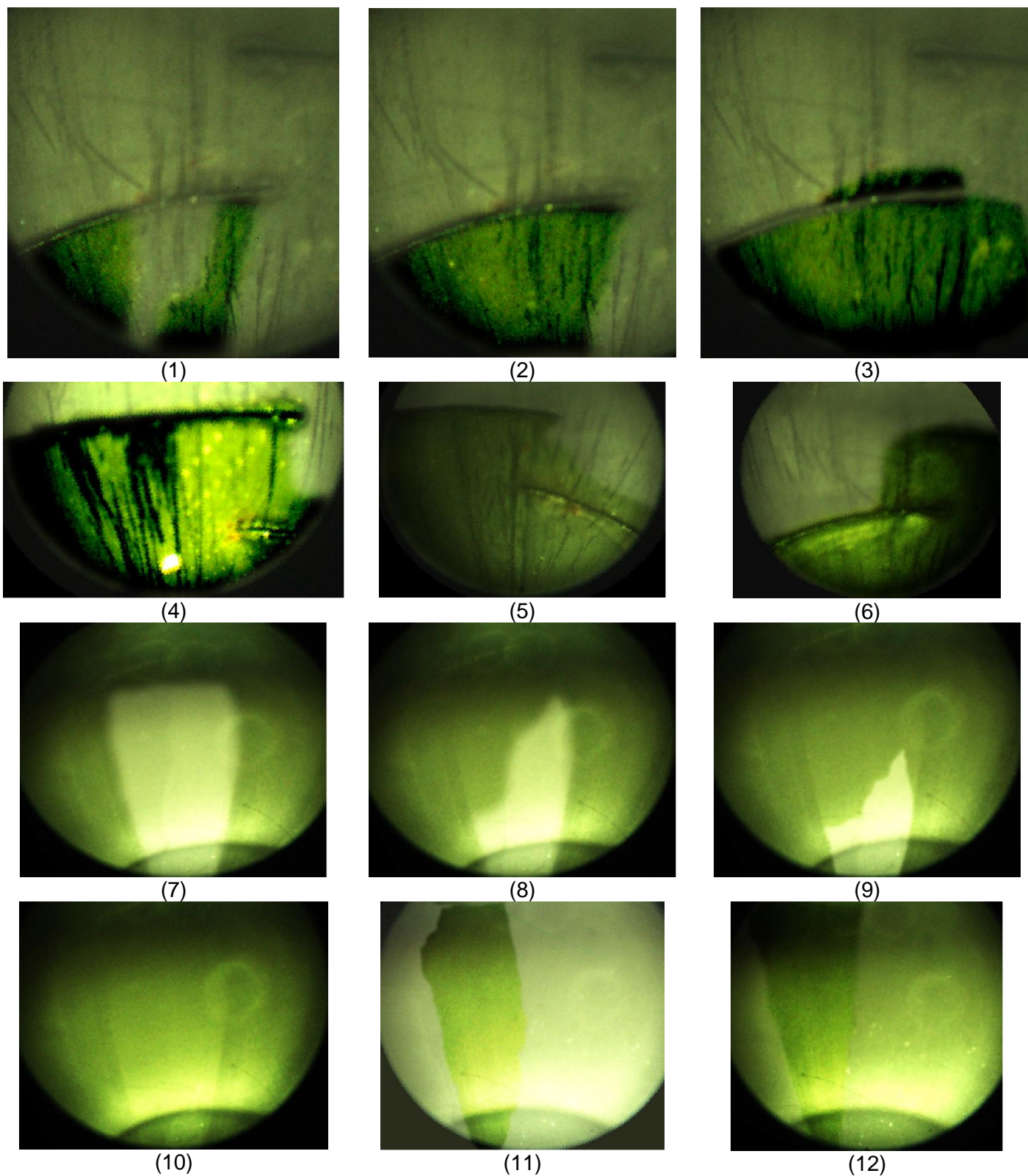


Figure 3.15 : Evolution du film liquide dans le cas de fentes rectangulaires, 1 à 6 : entrée à travers les fentes, 7 à 10 : mouillage du tube à 10 cm en dessous des fentes, 11 et 12 : diminution du niveau de liquide en dessous du niveau supérieur des fentes

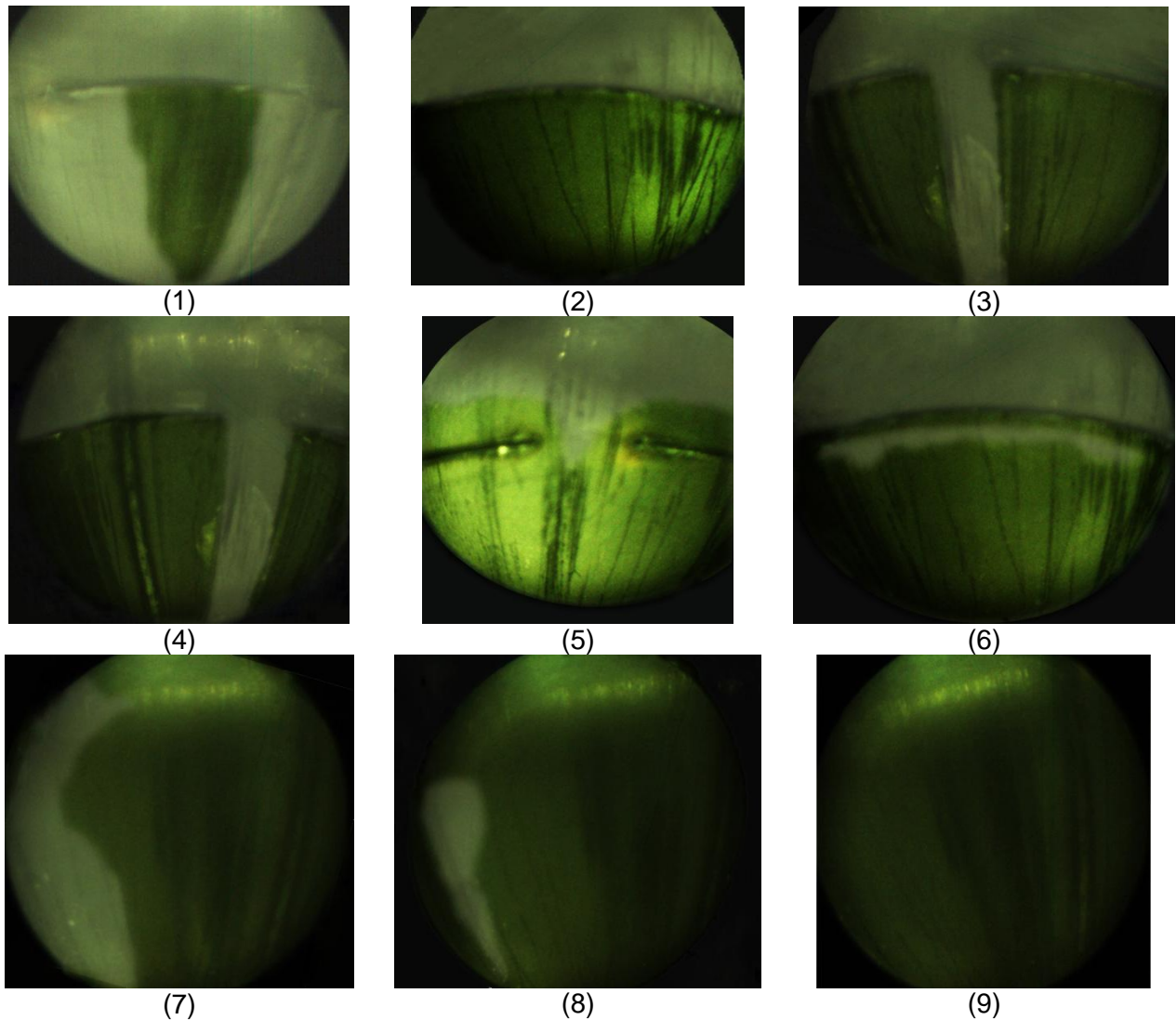


Figure 3.16 : Evolution du film liquide dans le cas d'une fente en hélice, 1 à 5 : entrée à travers les fentes, 6 : formation d'un jet de liquide qui ne s'écoule pas en film, 7 à 9 : mouillage du tube à 10 cm en dessous de la fente

L'avantage d'une fente en hélice par rapport aux fentes rectangulaires est le niveau presque uniforme de la totalité de la fente par rapport au niveau de liquide. Cela permet d'établir un film liquide bien réparti sur la circonférence entière du tube (figure 3.16-9). Dans le cas des fentes rectangulaires, si le niveau de liquide dans le plateau est inférieur au niveau des fentes supérieures, des ruisselets rectangulaires de liquide, de largeur égale à la largeur de la fente se forment en dessous des fentes du niveau inférieur (figure 3.15-11 et 12).

Dans le cas de trous circulaires, l'étalement du film liquide commence avec les faibles débits de liquide traversant les ouvertures. Une fois que la hauteur du liquide dans le plateau de distribution augmente, des jets de liquide sortent des fentes (figure 3.17-6) et la visualisation du tube devient impossible à cause des jets de liquide frappant sur l'endoscope.

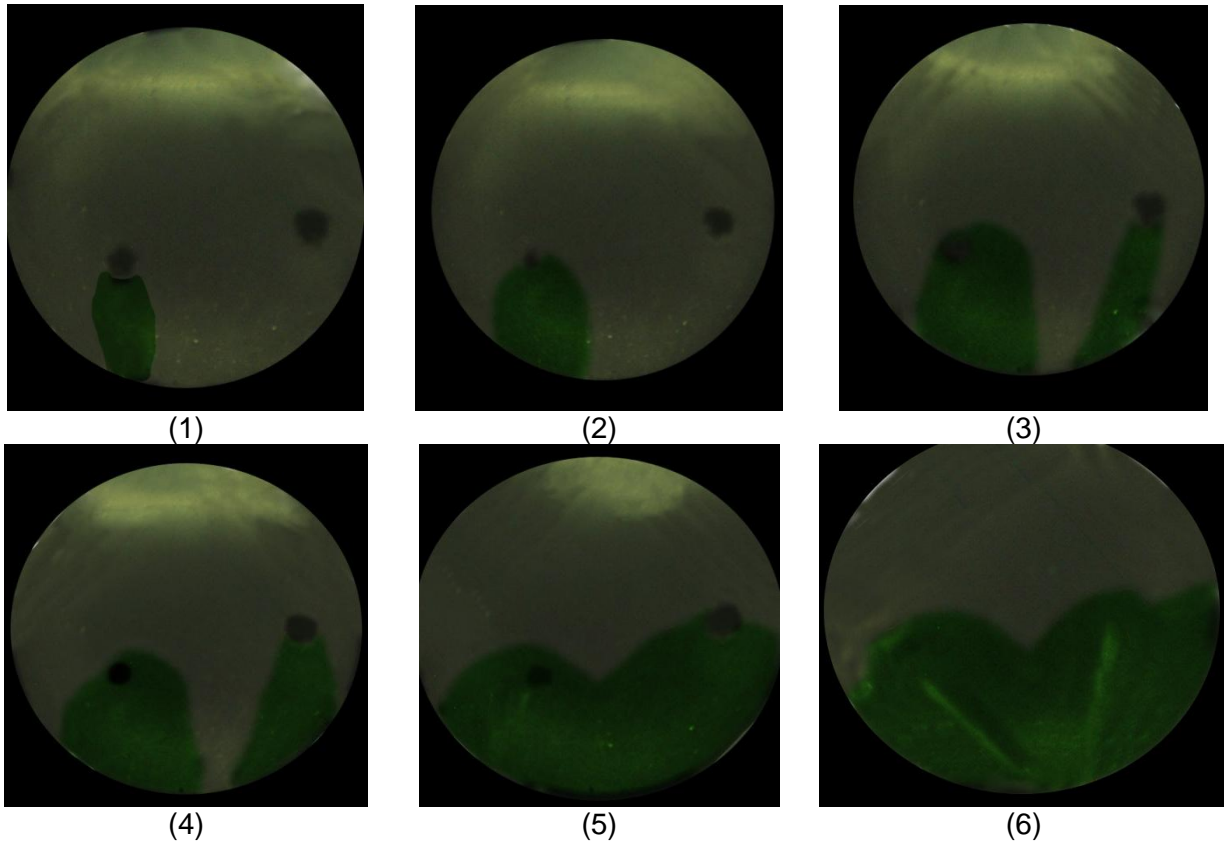


Figure 3.17 : Evolution du film liquide dans le cas de trous circulaires, 1 à 5 : entrée à travers les fentes, 6 : apparition de jets de liquide

La sortie du film liquide du bout inférieur des tubes testés permet de prouver la mouillabilité complète de la surface du tube. La figure 3.18 compare la sortie du liquide du bout inférieur des tubes corrugués à sa sortie dans le cas d'un tube lisse. On remarque que le liquide sort en un film bien établi dans le cas d'un tube corrugué (figure 3.18-a) alors qu'il se concentre d'un seul côté du tube dans le cas d'un tube lisse (figure 3.18-b).

On note que durant les tests de visualisation des films d'azote liquide, plusieurs problèmes dus aux températures cryogéniques ont été observés, notamment le problème de givrage au niveau des fentes, causant leur fermeture. Un deuxième désavantage des manipulations de l'azote liquide est l'impossibilité de mesurer les débits de liquide sortant des tubes, permettant de calculer le débit entrant dans les fentes pour différents hauteurs de liquide dans le distributeur. Pour ces raisons, un fluide équivalent à l'azote liquide dans les écoulements à surface libre est recherché.



(a)



(b)

Figure 3.18 : Sortie du liquide des tubes, (a) corrugués, (b) lisses

### 1.3. Recherche d'un fluide équivalent

La difficulté de réaliser des essais quantitatifs à l'azote liquide pousse à la recherche d'un fluide équivalent qui permet des mesures plus précises des épaisseurs de film. Le fluide équivalent recherché doit être de préférence un fluide présentant, à des conditions de pression et de température proches des conditions ambiantes, des écoulements similaires à ceux des fluides cryogéniques étudiés dans les colonnes de distillation.

Le critère d'équivalence entre les écoulements, cryogéniques et ambiants, est les nombres adimensionnels caractéristiques de ces écoulements. Les nombres adimensionnels mis en jeu dans les écoulements à surface libre et les écoulements de film sont les suivants.

- Le nombre de Reynolds : rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité

$$Re = \frac{\rho v L_c}{\mu} \quad 3.11$$

- Le nombre de Froude : rapport entre la vitesse de l'écoulement et la vitesse de propagation des petites perturbations

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL_c}} \quad 3.12$$

- Le nombre de Weber : rapport entre les forces d'inertie et les forces de surface (tension superficielle)

$$We = \frac{\rho v^2 L_c}{s} \quad 3.13$$

L est la dimension caractéristique de l'écoulement. Dans le cas d'un écoulement de film, ce n'est autre que l'épaisseur du film.

Les conditions d'équivalence entre un fluide à conditions de température et de pression proches de l'ambient et le fluide cryogénique sont :

$$\begin{aligned} Re_{fluide} &= Re_{cryogénique} \\ Fr_{fluide} &= Fr_{cryogénique} \\ We_{fluide} &= We_{cryogénique} \end{aligned} \quad 3.14$$

Les comparaisons sont faites sur des fluides purs et des mélanges de fluide en utilisant le logiciel REFPROP 8. Pour les mélanges, la recherche se fait en partant de mélanges prédéfinis dans REFPROP 8 puis en faisant varier les fractions molaires des composants de chaque mélange. Pour contrôler l'inflammabilité des mélanges, un test sur la concentration molaire du composant inflammable est effectué. Sa composition ne doit pas dépasser 40 % dans un mélange ternaire et 20 % dans un mélange quaternaire.

A l'entrée de la colonne de distillation du côté basse pression, le mélange azote/oxygène liquide présente les propriétés suivantes :

- composition molaire : 98,2 % N<sub>2</sub>, 0,7 % Ar, 1,1 % O<sub>2</sub>
- pression = 140 kPa
- température = température de saturation = - 193 °C.

Dans les liquides purs, le R-152a, aux pressions de 400 et de 450 kPa, répond aux conditions présentées dans les équations (5) avec une erreur inférieure à 14 %. Mais ce liquide n'est pas retenu à cause de son inflammabilité.

Dans les mélanges binaires, des mélanges de R-22 et de R-152a, à 10 %, 20 % ou 30 % de R-22 et à la pression de 450 kPa, vérifient les conditions de similitude avec une erreur inférieure à 10 %. Un mélange à 90 % de R-152a est inflammable ; il n'est donc pas retenu. Un écoulement de R-415b (20% R-22 et 80 % R-1525a), non inflammable, est similaire à un écoulement du liquide cryogénique en tête de la colonne du côté basse pression, avec un écart de 4,2 % sur le nombre de Reynolds, de 8,2 % sur le nombre de Weber et de 0,4 % sur le nombre de Froude. Une meilleure similitude est obtenue pour un mélange à 30 % de R-22 et 70 % de R-152a, qui est aussi non inflammable. Les écarts avec les écoulements cryogéniques sont de 3,2 % sur Re, 6,6 % sur We et 0,3 % sur Fr. Ce mélange est alors retenu parmi les mélanges binaires.

Les mélanges ternaires les plus similaires au liquide cryogénique sont des mélanges de R-22+R-152a+R-124 ou de R-134a+R-124+Butane. Pour des pressions variant entre 250 et 450 kPa, les conditions de l'équation 3.14 sont vérifiées avec une erreur maximale de 15 %.

Les écarts minimaux des nombres adimensionnels entre les mélanges ternaires retenus et le liquide cryogénique sont obtenus pour un mélange R-134a, de R-124 et de butane, avec les compositions molaires respectives de 0,1, 0,55 et 0,35, à la pression de 450 kPa et la température de saturation liquide de 26,2 °C. Ce mélange est non inflammable. Les écarts



relatifs calculés sont de 1,3 % sur le nombre de Reynolds, 0,3 % sur le nombre de Weber et 0,1 % sur le nombre de Froude.

Pour les mélanges quaternaires, des mélanges de R-22, R-124, isobutane et R-142b ont les nombres adimensionnels les plus proches de ceux du liquide cryogénique. Un mélange à 40 % de R-22, 30% de R-124, 15 % d'isobutane et 15 % de R-142b en pourcentage molaire à 450 kPa et 11,8 °C présente les écarts les plus faibles à comparer avec le liquide équivalent. Un écart de 3 % est calculé pour le nombre de Reynolds, de 0,8 % pour le nombre de Weber et de 0,3 % pour le nombre de Froude.

Le liquide ayant les caractéristiques les plus proches du liquide cryogénique est un mélange ternaire de 10 % de R-134a, de 55 % de R-124 et de 35 % de butane à 450 kPa et 26 °C. Ce mélange, malgré sa température ambiante, présente une pression de 450 kPa. Le banc d'essais conçu ne permet pas d'effectuer des essais sous pression. Il a donc été décidé d'orienter la recherche vers un fluide, ayant une température proche de la température ambiante à pression atmosphérique, et qui présente des propriétés de mouillage inférieures à celle de l'azote liquide. La construction d'un banc d'essais avec le fluide équivalent serait une perspective intéressante de cette thèse. Le fluide choisi est alors l'eau à température ambiante.

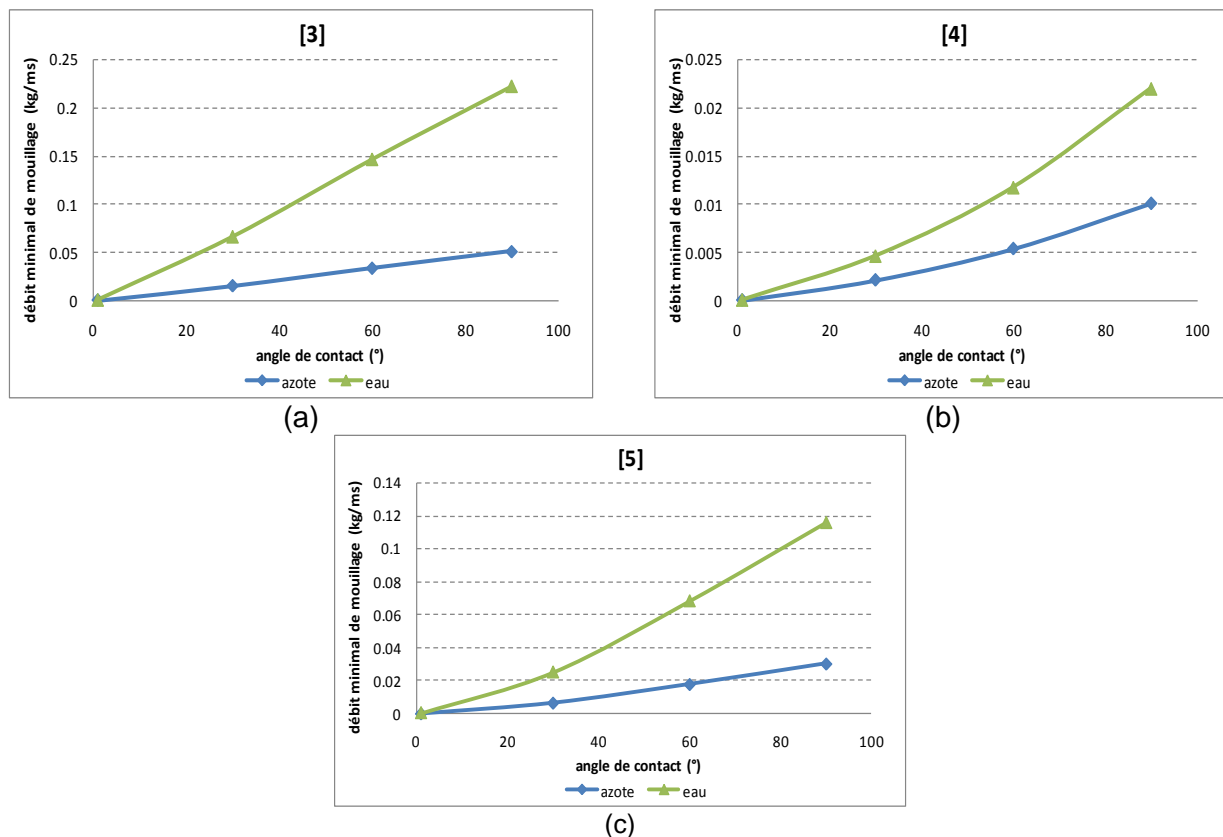


Figure 3.19 : Comparaison des flux de mouillage entre l'azote et l'eau pour différentes corrélations de calcul, (a) corrélation de Hartley et Murgatroyd [2], (b) corrélation de Morison et al [3], (c) corrélation de El Genk et al [4]

La figure 3.19 représente les flux minimaux calculés pour l'azote liquide cryogénique et pour l'eau à température et pression ambiantes pour trois corrélations citées dans le tableau 3.1. Les graphiques montrent que le débit d'eau nécessaire pour mouiller un tube en acier est en

moyenne quatre fois plus grand que celui d'azote liquide. L'eau, à une pression de 100 kPa et une température de 25 °C, est moins mouillante que l'azote liquide cryogénique.

## 1.4. Résultats expérimentaux à l'eau

L'écoulement de l'eau à travers les fentes rectangulaires et les fentes en hélice est testé expérimentalement. Sur la durée de l'essai, l'eau qui s'écoule du bout inférieur du tube est récupérée et pesée sur des intervalles de temps réguliers. Pour chaque niveau de liquide dans le plateau de distribution, on peut alors calculer le débit d'eau entrant à travers les fentes.

### 1.4.1. Débits entrant à travers les fentes rectangulaires

Les graphiques de la figure 3.21 comparent les débits d'eau mesurés et ceux calculés pour  $k = 0,664$  grâce à la formule 3.6. La figure montre que, pour  $k = 0,664$ , les débits de liquide calculés sont nettement supérieurs aux débits de liquide mesurés sur le banc d'essais expérimental. La valeur de  $k$  donnant les écarts relatifs les plus faibles est recherchée. Une valeur constante, quelle que soit la hauteur du liquide dans le plateau de distribution, ne peut pas être calculée pour minimiser les écarts relatifs entre les débits calculés et les débits mesurés. La figure 3.22 montre alors le profil des valeurs de  $k$  en fonction de la hauteur de liquide dans le plateau donnant des débits calculés égaux aux débits mesurés.

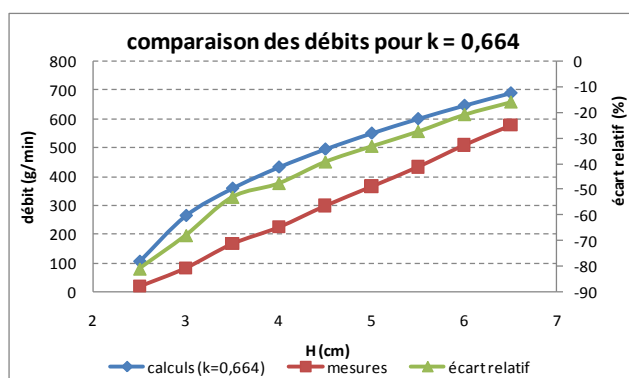


Figure 3.21 : Comparaison des débits de liquide calculés et mesurés pour les fentes rectangulaires pour  $k = 0,664$

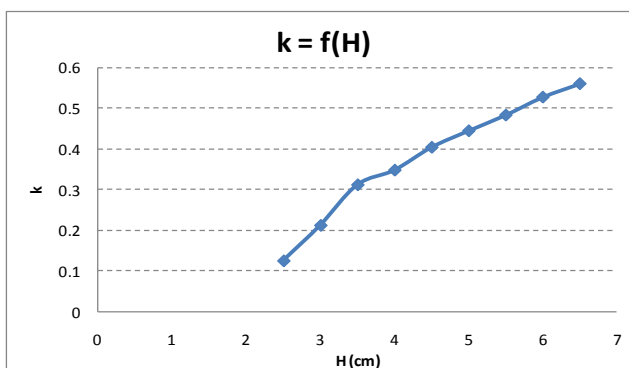


Figure 3.22 : Coefficient du débit à travers les fentes rectangulaires

### 1.4.2. Débits entrant à travers la fente en hélice

Similairement aux calculs effectués pour les fentes rectangulaires, un profil du coefficient  $k$  en fonction de la hauteur  $H$  du liquide dans le plateau de distribution est calculé pour assurer un

écart relatif minimal entre les débits mesurés et les débits calculés. La figure 3.23 représente le profil de  $k$ .

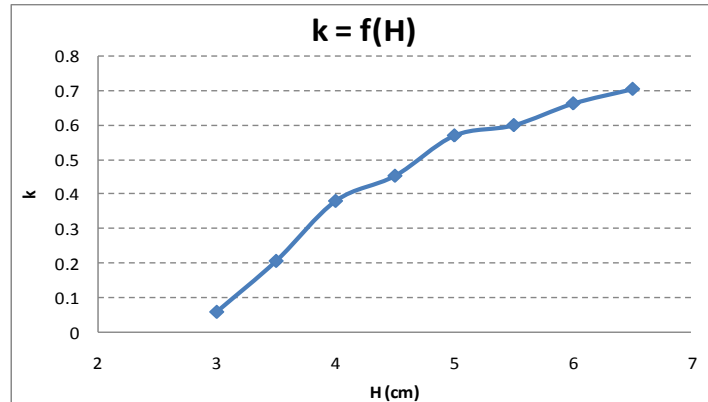


Figure 3.23 : Coefficient du débit à travers la fente en hélice

On note que, lors des essais à l'eau, l'entrée du liquide à travers les fentes n'est pas aussi facile qu'avec de l'azote liquide. Une hauteur de liquide de 6,5 cm est à imposer dans le plateau d'alimentation en début des essais pour que la pression de l'eau sur les fentes dépasse l'action de la tension superficielle au niveau des fentes. Ceci implique que le coefficient du débit  $k$  ainsi calculé ne correspond pas nécessairement à celui qui devrait être utilisé dans le cas de l'azote liquide.

Des essais sur plusieurs fluides sont donc à réaliser dans le but de comparer, d'une part les écoulements de films sur les parois internes des tubes, et d'autre part, les débits de liquide entrant à travers les fentes.

#### 1.4.3. Visualisation des films d'eau écoulés sur différentes géométries des tubes

Les films d'eau visualisés sur différents types de tubes sont représentés sur les figures 3.24 à 3.27. A l'entrée des fentes, le bout du tube étant lisse, le film liquide ne mouille pas la totalité de la circonférence du tube.

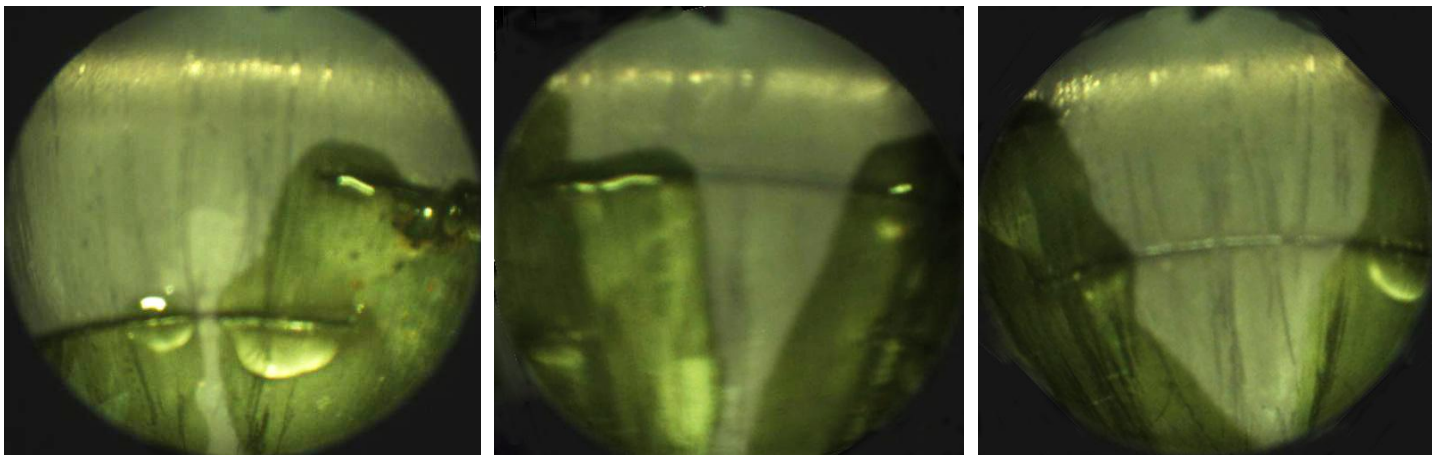


Figure 3.24 : Ecoulement de l'eau à travers les fentes

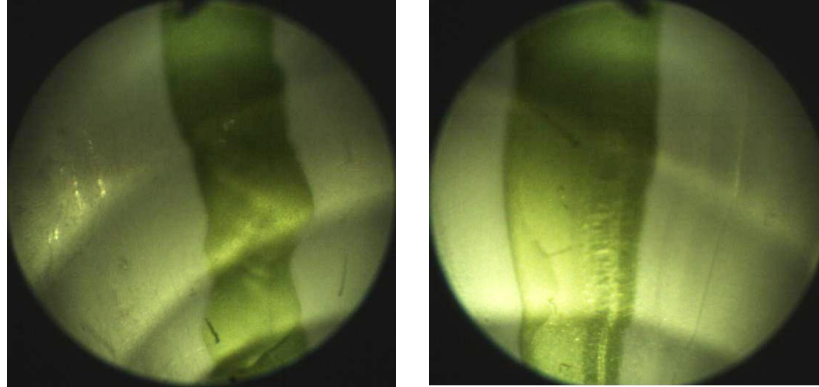


Figure 3.25 : Ecoulement de l'eau sur les corrugations du tube 1

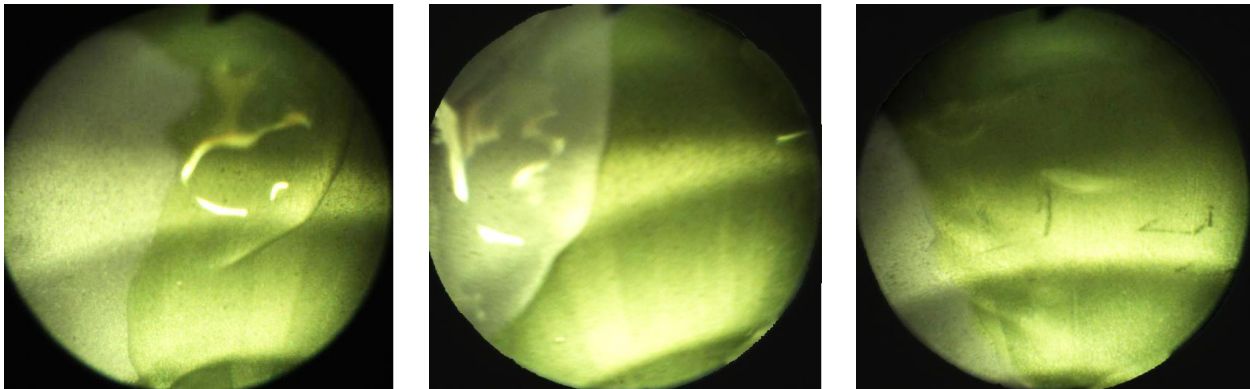


Figure 3.26 : Ecoulement de l'eau sur les corrugations du tube 2

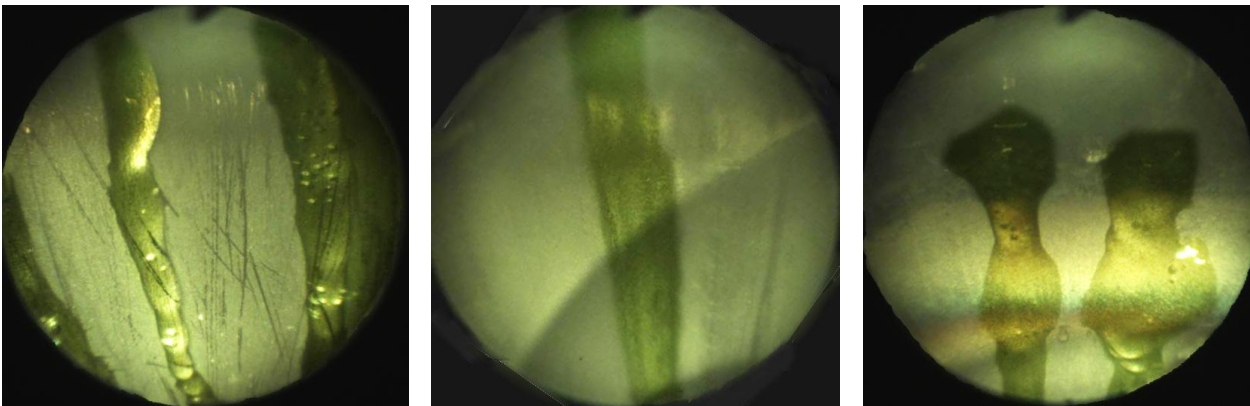


Figure 3.27 : Ecoulement de l'eau sur les corrugations des tubes 4 et 5

En descendant, lorsque les ruisselets touchent les premières corrugations, leur trajectoire demeure linéaire descendante et le mouillage des tubes n'est pas homogène. En descendant encore, la trajectoire est déviée et l'écoulement suit alors la corrugation. Cette dernière observation n'est pas représentée sur les figures, vu que la longueur réduite de l'endoscope (17 cm) n'a pas permis de filmer l'intérieur du tube à de grandes distances des fentes de distribution.

La déviation de la trajectoire du liquide descendant pour suivre les corrugations et mouiller d'une façon plus homogène les parois des tubes n'est observée que pour les corrugations de pas supérieur à 10 mm et d'angle par rapport à l'horizontal supérieur à 20°. Pour des valeurs

plus faibles, la trajectoire du liquide est très faiblement déviée et le mouillage n'est pas homogène.

## 1.5. Conclusions

Dans cette partie, l'introduction du liquide cryogénique à basse pression dans les tubes en tête de la colonne est traitée avec ces deux problèmes de distribution : répartition homogène du débit de liquide sur tous les tubes et répartition homogène du film liquide sur les parois internes des tubes.

Des essais expérimentaux ont permis de visualiser l'écoulement de l'azote liquide à travers différents types de fentes, et les fentes en hélice paraissent être les plus adaptées pour la formation du film bien réparti. Ces fentes ont une épaisseur de 0,4 mm et font un angle de  $5^\circ$  avec l'horizontale. Pour ces fentes, la hauteur minimale de liquide est calculée dans le but d'assurer une distribution homogène du débit total de liquide sur les différents tubes de l'échangeur. Elle vaut 15,5 cm. Sur le banc d'essais expérimental, un film liquide bien établi sur les parois internes du tube s'établit pour une hauteur minimale d'azote liquide de 2 cm en dessus de la fente. La distance maximale entre l'extrémité inférieure de la fente et le fond du plateau de distribution est donc proche de 13 cm.

## 2. Distribution de la vapeur à basse pression dans les tubes

Le problème de distribution de la vapeur à basse pression dans les tubes n'a lieu que dans le cas d'un changement de section. Le débit de vapeur récupéré de la section inférieure est réintroduit au pied de la section supérieure et devrait être également réparti sur tous les tubes.

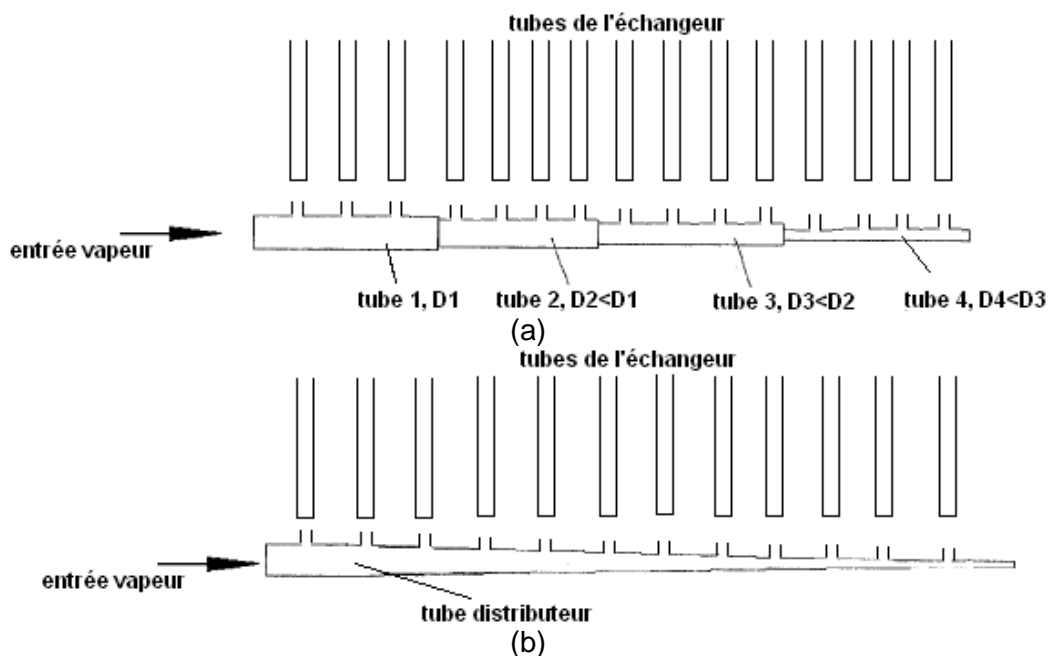


Figure 3.28 [25] : Distribution homogène de la vapeur par changement de section du tube distributeur, (a) assemblage de plusieurs tubes de diamètres différents, (b) tube conique

La distribution homogène de débits de vapeur sur les sections d'écoulements est un problème qui apparaît dans toutes les applications d'échangeurs multitubulaires ou à passages multiples (échangeurs à plaques). Pour faire face à ce problème, plusieurs dispositifs de distribution sont proposés [25-26]. Ils consistent généralement en des tubes de distribution perforés, où les perforations coïncident avec l'entrée inférieure des tubes. Pour assurer un débit homogène sur tous les tubes, deux méthodes existent :

- diminuer graduellement le diamètre du tube de distribution et réaliser des perforations de sections constantes sur la longueur du tube (figure 3.28) [25]. En effet, le débit de vapeur dans le tube distributeur diminue progressivement en allant de l'entrée vers le bout opposé à cause des débits sortant à travers les perforations. Le changement de section du tube distributeur a pour but de garder une vitesse constante du débit de vapeur dans ce tube malgré la diminution du débit ( $\dot{V} = vS$ ) [25]. La vitesse de l'écoulement vapeur étant constante, les débits sortant par les perforations de section égales sont égaux
- réaliser des perforations de dimensions variables (figure 3.29) sur un tube de distribution de diamètre constant [26]. Les dimensions des perforations sont calculées de sorte à avoir des débits égaux à la sortie des fentes.

Dans le cas de l'échangeur tubes-calandre conçu pour la distillation cryogénique de l'air, les tubes sont disposés selon une géométrie hexagonale centrée. La figure 3.30 montre cette disposition pour un ensemble de 7 tubes. Plusieurs tubes distributeurs, comme ceux présentés précédemment, sont alors à installer en parallèle, comme montré schématiquement sur la figure 3.30.

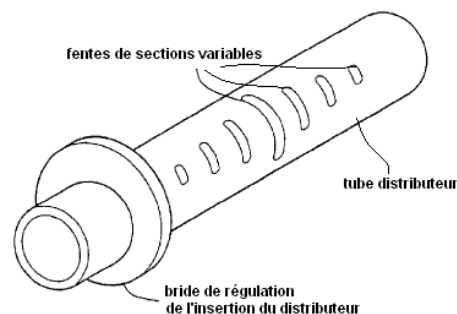


Figure 3.29 [26] : Distributeur de section constante à perforations variables

On rappelle la géométrie de l'échangeur calculée dans la section 5 du chapitre 2 de cette thèse :

- nombre de tubes : 16551 (équivalent de 74 hexagones autour du tube central).
- diamètre des tubes = 35,7 mm.
- espacement inter-tubulaires = 26 mm.

Les dimensions des perforations dans les tubes distributeurs sont limitées par les diamètres des tubes et le film liquide tombant sur les parois intérieures des tubes. De plus, les vitesses des écoulements de vapeur à l'entrée sont limitées par les conditions d'entraînement du liquide. On choisit alors de réaliser des perforations de section constante (diamètre = 30 mm), espacées de 31 mm pour qu'elles soient centrées au niveau des tubes. En l'absence d'une valeur désirée de la vitesse de la vapeur à l'entrée des tubes, puisque la configuration de la colonne considérée pour les calculs ne comprend aucun changement de section, la vitesse est prise égale à la vitesse moyenne de l'écoulement vapeur à basse pression, soit 0,66 m/s.

Connaissant la section de l'ouverture et la vitesse d'écoulement de la vapeur, le débit de vapeur qui s'écoule à travers l'ouverture peut être calculé. Il vaut 0,47 l/s. Pour calculer le débit de vapeur à introduire à l'entrée de chaque distributeur, il faut d'abord calculer le nombre d'ouvertures dans chaque tube.

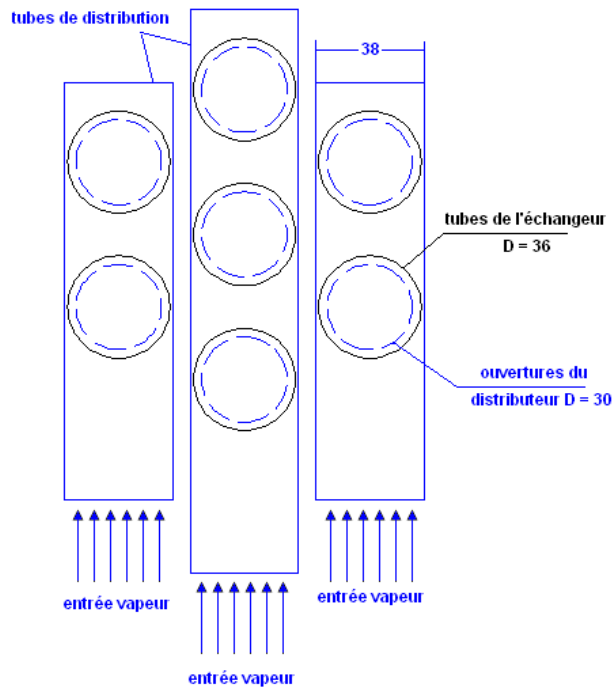


Figure 3.30 : Représentation schématique des tubes de distribution vapeur

Sur la figure 3.30, on remarque que le nombre d'ouvertures sur le tube de distribution à l'extrême gauche de l'échangeur est égal au nombre d'hexagones qui entourent le tube central, ajouté de 1. Dans la colonne considérée, ceci équivaut à 75 ouvertures dans le premier tube distributeur à gauche. Le nombre d'ouvertures augmente alors de 1 en passant d'un tube distributeur au suivant, jusqu'à arriver au tube central, muni de 149 ouvertures. Ensuite, par symétrie, le nombre d'ouvertures diminue de 1 en passant d'un tube distributeur à l'autre. La figure 3.31-a donne les débits à l'entrée des tubes distributeurs (tube 1 = premier tube à gauche à 75 ouvertures).

Comme les ouvertures sont de sections égales, un changement de section du tube distributeur est nécessaire pour assurer une distribution homogène [25]. La vitesse de l'écoulement dans le tube distributeur est égale à celle à travers les ouvertures, soit 0,66 m/s. Cette vitesse permet de calculer les sections d'entrée des différents tubes (figure 3.31-b).

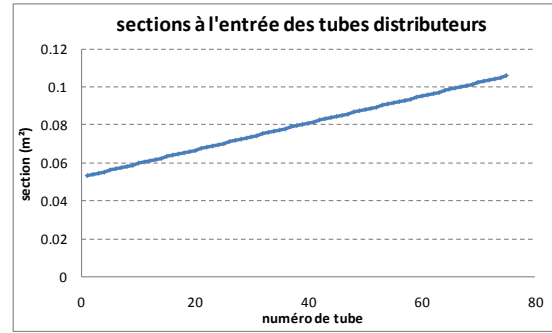
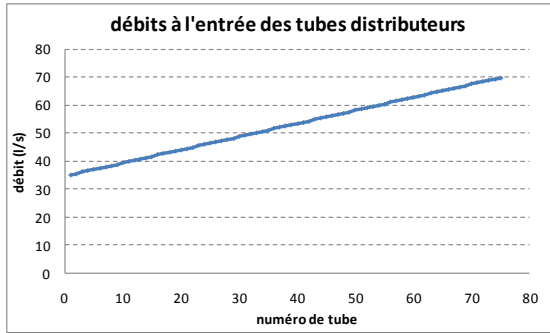


Figure 3.31 : Paramètres d'entrée du tube distributeur, (a) débits à l'entrée, (b) sections d'entrée

Des tubes distributeurs de sections circulaires sont d'abord considérés. Des diamètres à l'entrée des tubes pouvant atteindre 37 cm (tube central) sont alors calculés. L'espacement inter-tubulaires dans l'échangeur étant de 25 mm, la largeur des tubes distributeurs est limitée par une valeur maximale de 38 mm. Des tubes de section rectangulaire sont alors considérés : la base est constante et vaut 38 mm. La hauteur est variable, de manière à assurer une vitesse constante dans les tubes distributeurs. La figure 3.32 représente les valeurs des hauteurs des distributeurs à l'entrée. La hauteur du bout du tube distributeur est toujours de 2 cm. La figure 3.33 représente schématiquement le premier tube distributeur à gauche (75 ouvertures).

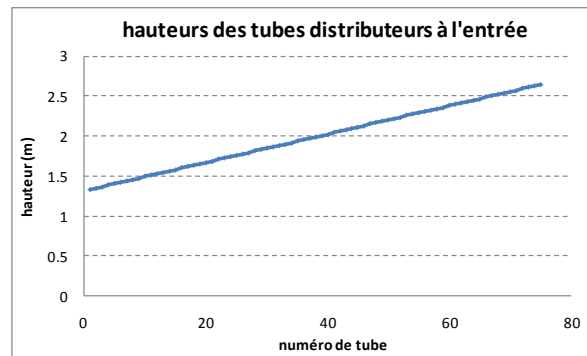


Figure 3.32 : Hauteurs des tubes distributeurs à l'entrée

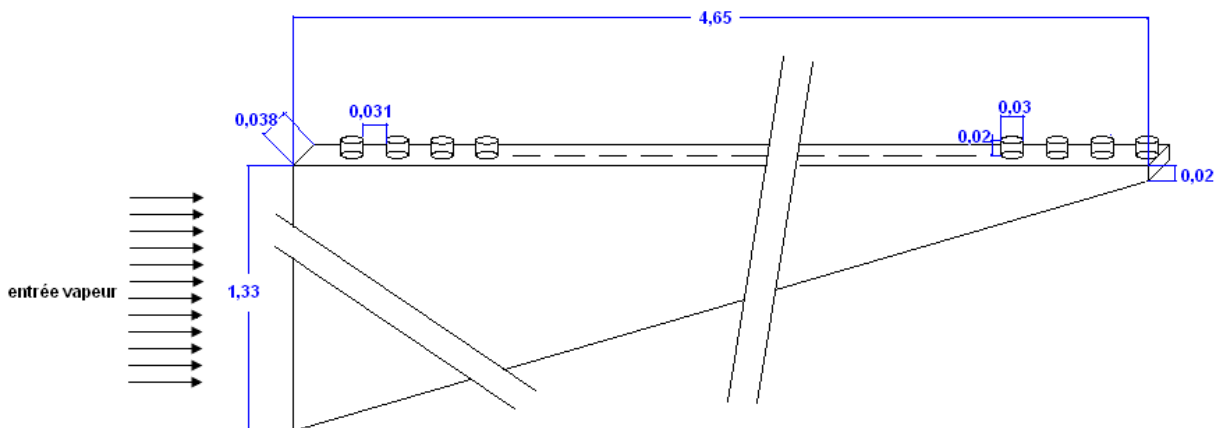


Figure 3.33 : Premier tube distributeur à gauche (à 75 ouvertures) – dimensions en m



### 3. Distribution de la vapeur côté HP dans la calandre

L'entrée du débit de vapeur à haute pression en cuve de la colonne constitue un deuxième objectif de l'étude de la distribution des mélanges dans la colonne. En effet, une mauvaise distribution de la vapeur à haute pression autour des tubes conduit à une diminution de 10 % environ de la pureté en oxygène du produit liquide à basse pression (chapitre 2).

L'écoulement de la vapeur à l'entrée de la colonne dans la calandre est modélisé et la distribution du débit dans la calandre calculée. L'outil de simulations CFD Fluent est utilisé pour cette modélisation et des distributeurs disponibles dans la littérature sont proposés sans recours à l'expérimentation. Cette expérimentation aura lieu sur une colonne pilote non disponible lors de la rédaction de cette thèse.

#### 3.1. Modélisation de l'écoulement de la vapeur dans la calandre

Pour la modélisation CFD, l'échangeur tubes-calandre est assimilé à un milieu poreux. En effet, il a été prouvé que la théorie des volumes moyens, utilisée pour étudier les milieux poreux, peut être exploitée pour rechercher les flux de masse et de chaleur dans des structures complexes d'écoulement, telles que les échangeurs tubes-calandre [14].

Pour résoudre les équations de continuité, de conservation de quantité de mouvement et d'énergie dans le milieu poreux, il suffit donc de spécifier la distribution spatiale des paramètres du milieu poreux tels que la porosité et la perméabilité. Il a été prouvé que le tenseur des perméabilités peut être réduit à un tenseur diagonal sans affecter la modélisation des écoulements en 3D [14]. La perméabilité du milieu poreux est donc à calculer suivant les trois directions, x, y et z.

Le tenseur des perméabilités est calculé par une modélisation numérique de la résistance à l'écoulement associée à une structure élémentaire de dimensions réduites. Cette structure est choisie de telle sorte qu'elle soit périodique et des conditions limites de périodicité sont utilisées dans la modélisation. Suivant les trois directions, la résistance des parois solides du milieu poreux traduite en termes de perte de pression de l'écoulement de la vapeur prend la forme suivante :

$$\frac{\Delta P}{H} = \frac{\mu_G}{\alpha} v_G + \frac{1}{2} \vartheta \rho_G v_G^2 \quad 3.15$$

Les valeurs de  $1/\alpha$  et  $\vartheta$  sont à calculer dans les trois directions de l'espace pour caractériser le milieu poreux. Trois structures élémentaires sont donc choisies, présentant chacune les conditions de périodicité dans une direction de l'espace. Il suffit alors de calculer les pertes de pression dans chaque direction en fonction de la vitesse par les simulations adéquates sur la structure élémentaire et de ressortir ces valeurs. Les simulations permettant de calculer les pertes de pression sont effectuées en considérant la vitesse effective physique de l'écoulement de la vapeur dans les équations de quantité de mouvement de la vapeur. Cette considération assure une modélisation plus précise du milieu poreux [15].

La valeur de la porosité du milieu poreux équivalent à l'échangeur tubes-calandre est calculée par un simple rapport entre la section de la calandre sans les tubes et la section totale de l'échangeur. Elle vaut 0,7.

### 3.1.1. Choix des modèles de turbulence

Les simulations CFD des trois structures représentatives de la géométrie interne de la calandre sont basées sur la résolution des équations de Navier-Stokes correspondantes à la conservation de la masse et de la quantité de mouvement de la vapeur. Les détails de ces équations peuvent être trouvés dans plusieurs documents scientifiques [15]. Le but de ces simulations est de déterminer la résistance et la perte de pression de la vapeur qui s'écoule à l'intérieur de la structure, suivant les trois directions de l'espace. Les simulations CFD sont réalisées avec le logiciel Fluent 6.3.26. Ces simulations nécessitent la détermination du modèle de turbulence qui permet la fermeture des équations de Navier-Stokes ; plusieurs modèles sont proposés par Fluent : k- $\epsilon$  standard, RNG k- $\epsilon$ , k- $\epsilon$  réalisable, k- $\omega$  standard et k- $\omega$  SST.

#### 3.1.1.1. Modèles de turbulence k- $\epsilon$

Les modèles de fermeture des équations de Navier-Stokes sont basées sur la fermeture des deux termes : k qui constitue l'énergie cinétique turbulente des structures tourbillonnaires à l'échelle de Kolmogorov, et le taux de dissipation  $\epsilon$  de cette énergie cinétique dû à l'effet de la viscosité. La viscosité turbulente est reliée à k et  $\epsilon$  suivant l'équation :

$$\mu_{turb} = C_{\mu} \rho G \frac{k}{\epsilon^2} \quad 3.16$$

Avec  $C_{\mu}$ , un paramètre déterminé à partir de modélisations empiriques.

L'équation de fermeture de l'énergie cinétique turbulente k étant la même dans les trois modèles (standard, RNG et réalisable), ces modèles diffèrent par l'équation de fermeture du second terme  $\epsilon$ .

Dans le modèle RNG, un terme supplémentaire est ajouté dans l'équation de  $\epsilon$  du modèle standard pour une modélisation plus précise de la dissipation de k dans les zones proches de la paroi à faibles valeurs de Reynolds.  $C_{\mu}$  est considéré constante dans le modèle k- $\epsilon$  standard tandis qu'il est donné par une équation différentielle suivant le modèle k- $\epsilon$  RNG.

L'équation de fermeture de  $\epsilon$  prend une forme différente dans le modèle k- $\epsilon$  réalisable; sa formulation satisfait des conditions mathématiques sur les contraintes normales consistantes avec la physique et la "réalisabilité" de la turbulence. Ce modèle est plus performant que les deux autres modèles suivant plusieurs applications dans le cas des écoulements tournants et rotationnels, ou dans les écoulements à gradients de pression élevés dans les couches limites ou dans le cas de séparation et recirculation des flux d'écoulement étudiés. Dans ce modèle,  $C_{\mu}$  est une fonction des tenseurs de déformations et des rotations principales, ce qui explique sa robustesse dans la modélisation des écoulements rotationnels ou effectuant de larges courbures.

#### 3.1.1.2. Modèles de turbulence k- $\omega$

Suivant ces modèles, les fermetures des équations de Navier-Stokes sont attribuées aux termes k (énergies cinétiques turbulentes) et  $\omega$  présenté comme étant le rapport  $\frac{\epsilon}{k}$ . Ce modèle est plus adapté pour la couche limite visqueuse que les modèles k- $\epsilon$ . En conséquence, il est plus performant pour modéliser les écoulements dans la région proche de la paroi. Cependant, ce modèle nécessite un maillage très fin en proximité de la paroi, caractérisé par une dimension caractéristique  $y^+$  :

$$y^+ = \frac{\rho_G u_\tau y}{\mu_G} \quad 3.17$$

Dans l'équation 3.17,  $y$  est la distance de la maille à la paroi et  $u_\tau$  est la vitesse de frottement calculée à partir de la force de cisaillement sur la paroi.

Cependant, le modèle  $k-\omega$  est moins performant que le modèle  $k-\varepsilon$  dans la région loin des parois, d'où la création du modèle  $k-\omega$  SST. Ce modèle combine le modèle  $k-\omega$  standard dans la région proche de la paroi et le modèle  $k-\varepsilon$  loin des parois. Le passage entre ces deux modèles de fermeture est assuré par une reformulation de l'équation de  $\varepsilon$  en termes de  $\omega$ . La transmission du modèle  $k-\omega$  au modèle  $k-\varepsilon$  est effectuée suivant une fonction qui repère la distance à la paroi et l'extrémité de la couche limite et décide les équations de fermeture à appliquer (fermeture de  $\omega$  ou de  $\varepsilon$ ).

### 3.1.1.3. Choix du modèle de turbulence et simulations

Les milieux poreux sont caractérisés par des parois solides délimitant des espaces vides qui permettent la circulation de la vapeur. Une résolution précise des équations de Navier-Stokes dans les régions proches de la paroi est essentielle pour la détermination de la résistance de la structure solide à l'écoulement des flux de la vapeur et par conséquent la détermination de l'écoulement de la vapeur à l'intérieur du milieu poreux.

Le modèle  $k-\omega$  SST a été adopté dans plusieurs modèles dans la littérature pour la résolution des équations de Navier-Stokes dans des milieux poreux. Un exemple d'applications de ce modèle sur les milieux poreux est le cas de simulations de l'écoulement de la vapeur dans les colonnes à garnissages structurés. Les garnissages structurés définissent une géométrie complexe de canaux triangulaires inclinés qui favorisent l'écoulement de la vapeur suivant les directions des canaux avec un mélange des flux de vapeur dans l'espace ouvert entre les canaux.

Nikou et al., 2008 ont effectué des simulations CFD sur une petite colonne équipée de garnissages structurés de diamètre de 30 mm et de hauteur de 30 mm [16], et suivant plusieurs modèles de turbulence ( $k-\varepsilon$  standard, RNG  $k-\varepsilon$ ,  $k-\varepsilon$  réalisable,  $k-\omega$  standard et  $k-\omega$  SST). Le modèle  $k-\omega$  SST a été évalué comme étant le plus fiable, présentant des erreurs de l'ordre de 8 % (pertes de pression en absence du liquide) et de 1 % (en présence du liquide) par rapport aux observations expérimentales.

Dans un autre modèle, des simulations ont été réalisées sur un élément périodique des garnissages structurés. Une comparaison entre les différents modèles de fermeture a montré que le modèle  $k-\omega$  SST est le plus approprié sur cet élément représentatif de la géométrie des garnissages [17].

Le modèle  $k-\omega$  SST est donc choisi dans les simulations CFD, avec l'adaptation des constantes empiriques prédéfinies dans Fluent. Le maillage est raffiné sur les parois afin de vérifier la condition  $y^+ < 5$  dans la zone proche des parois solides des tubes.

Le maillage des différentes structures est réalisé de manière à assurer un nombre total de mailles de l'ordre de 300,000 dans toutes les structures.

Le fluide considéré est l'air à conditions cryogéniques avec une pression de 380 kPa.

### 3.1.2. Simulations suivant la direction x

La figure 3.34 montre le choix de la structure élémentaire périodique suivant la direction x de l'écoulement. Les dimensions de l'échangeur sont celles de la configuration calculée dans le chapitre 2 de cette thèse, soit des tubes de diamètre 35,7 mm espacés de 26 mm.

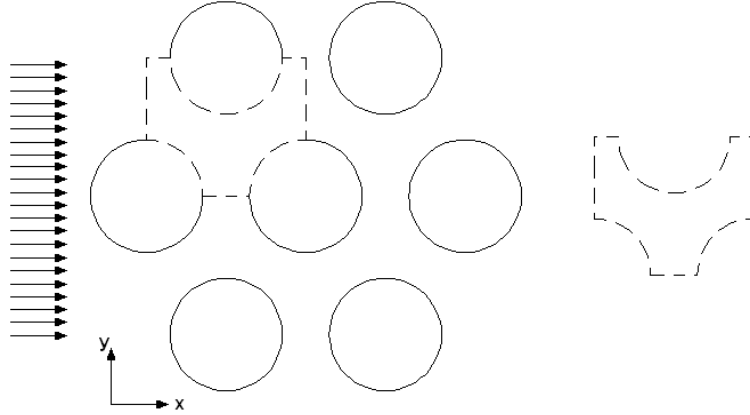


Figure 3.34 : Choix de la structure élémentaire selon la direction x

Les pertes de pression dans la direction x sont donc simulées sur cette géométrie en 2D. Les conditions limites sont des conditions de périodicité sur les côtés perpendiculaires à l'écoulement et des conditions de symétrie sur les côtés suivant la direction de l'écoulement. La figure 3.35 représente le profil de vitesses suivant x dans cette structure pour une vitesse moyenne à l'entrée de 1,8 m/s. Les simulations sont répétées pour plusieurs valeurs de la vitesse afin de ressortir l'expression des pertes de pression en fonction de la vitesse et l'écrire sous la forme de l'équation 3.15. La figure 3.36 montre la courbe donnant l'équation des pertes de pression suivant la direction x (équation 3.18).

$$\frac{\Delta P}{x} = 5,78v_G + 19,377v_G^2 \quad 3.18$$

L'équation 3.18 prédit les pertes de pression avec une erreur moyenne de 5 % avec les simulations (figure 3.36).

Les coefficients de l'équation 3.18 permettent de calculer les valeurs de  $1/\alpha$  et  $\vartheta$  dans le cas de l'air cryogénique à 380 kPa.

$$\frac{\mu_G}{\alpha} = 5,78 \Rightarrow \alpha = 8,106 * 10^5 (1/m^2) \quad 3.19-a$$

$$\frac{1}{2} \vartheta \rho_G = 19,377 \Rightarrow \vartheta = 2,153 (1/m) \quad 3.19-b$$

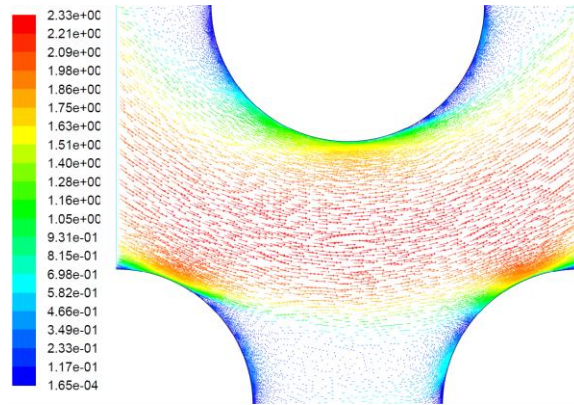


Figure 3.35 : Profil de vitesses suivant x pour une vitesse moyenne à l'entrée de 1,8 m/s

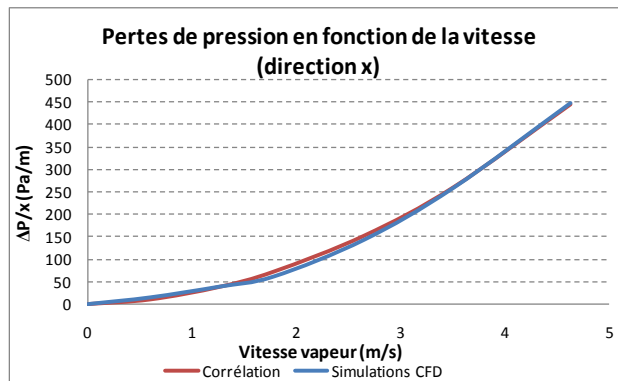


Figure 3.36 : Pertes de pression en fonction de la vitesse suivant x

### 3.1.3. Simulations suivant la direction y

La figure 3.37 montre le choix de la structure élémentaire périodique suivant la direction y de l'écoulement.

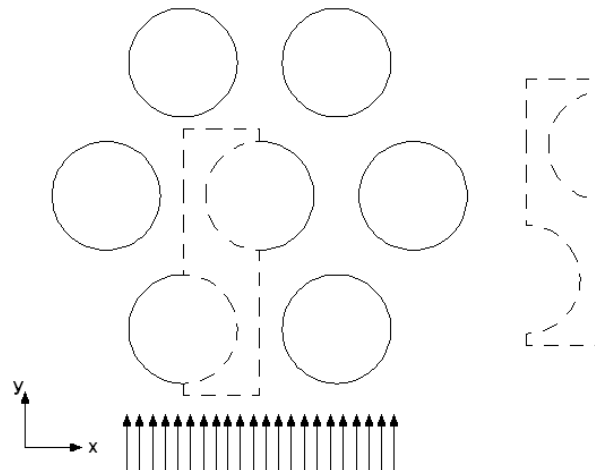


Figure 3.37 : Choix de la structure élémentaire selon la direction y

La figure 3.38 montre le profil des vitesses dans la structure élémentaire de la figure 3.37 pour une vitesse moyenne à l'entrée de 1,2 m/s. De la même manière que pour la direction x, des simulations des écoulements pour plusieurs vitesses moyennes à l'entrée permettent de corréler les pertes de pression en fonction de la vitesse (figure 3.39 et équations 3.20).

L'équation 3.20-a prédit les pertes de pression suivant y avec une erreur moyenne de 3 % par rapport aux simulations.

$$\frac{\Delta P}{\rho v_G^2} = 0,677 v_G + 66,488 v_G^2 \quad 3.20-a$$

$$\frac{\mu_G}{\alpha} = 0,677 \Rightarrow \alpha = 9,495 * 10^4 (1/m^2) \quad 3.20-b$$

$$\frac{1}{2} \vartheta \rho_G = 66,488 \Rightarrow \vartheta = 7,387 (1/m) \quad 3.20-c$$

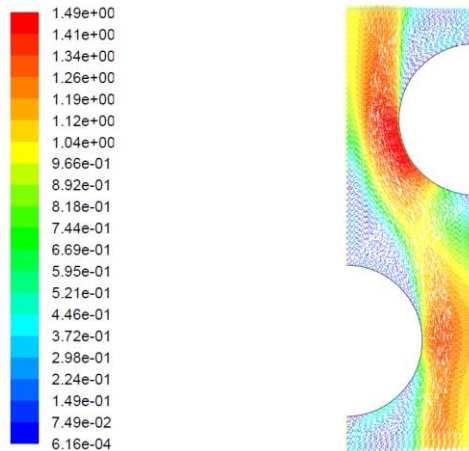


Figure 3.38 : Profil de vitesses suivant y pour une vitesse moyenne à l'entrée de 1,2 m/s

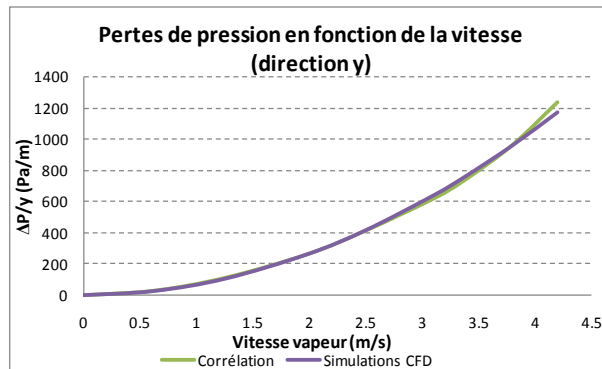


Figure 3.39 : Pertes de pression en fonction de la vitesse suivant y

### 3.1.4. Simulations suivant la direction z

Pour calculer les pertes de pression en fonction de la vitesse dans la direction z, une simulation en 3D est nécessaire. Le choix de la structure élémentaire est montré sur la figure 3.40. L'élément à droite de la figure représente la forme de cette structure dans le plan (x,y). Pour les simulations, la structure est considérée d'une hauteur de 3 cm. Les conditions de périodicité sont appliquées sur les faces du plan (x,y). Pour le reste des faces, les conditions de symétrie sont appliquées.

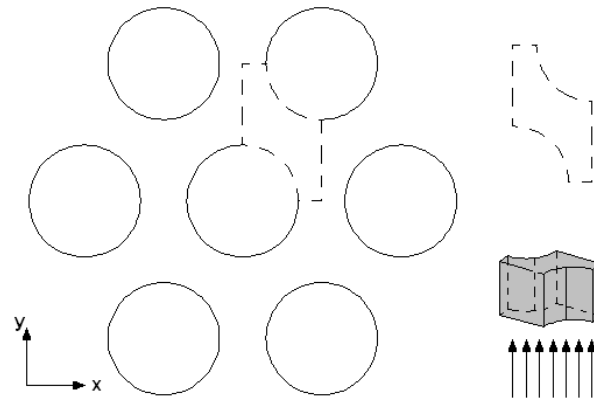


Figure 3.40 : Choix de la structure élémentaire selon la direction z

La figure 3.41 montre le profil des vitesses dans la direction z pour une vitesse moyenne à l'entrée de 2,47 m/s. En répétant les simulations pour plusieurs vitesses, la courbe de la figure 3.42 peut être tracée et l'équation des pertes de pression en fonction de la vitesse de la vapeur retrouvée (équations 3.21). Cette équation prédit les pertes de pression avec une erreur moyenne de 6 % par rapport aux simulations.

$$\frac{\Delta P}{\rho_G} = 1,43u_G + 5u_G^2 \quad 3.21-a$$

$$\frac{\mu_G}{\rho_G} = 1,43 \Rightarrow \alpha = 2 * 10^5 (1/m^2) \quad 3.21-b$$

$$\frac{1}{2}\vartheta\rho_G = 5 \Rightarrow \vartheta = 0,555 (1/m) \quad 3.21-c$$

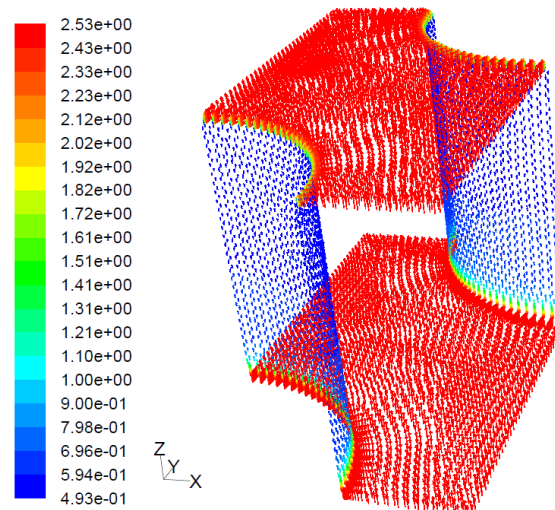


Figure 3.41 : Profil de vitesses suivant z pour une vitesse moyenne à l'entrée de 2,47 m/s

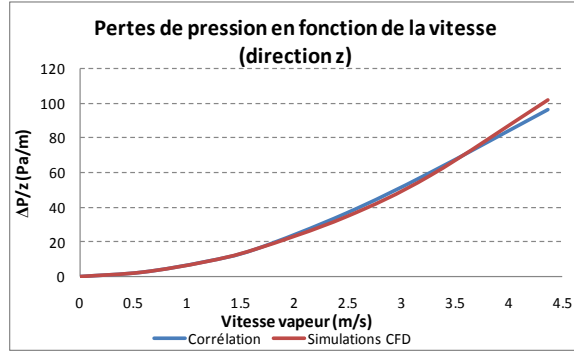


Figure 3.42 : Pertes de pression en fonction de la vitesse suivant z

### 3.1.5. Simulation de l'écoulement dans le milieu poreux

Les caractéristiques du milieu poreux étant retrouvées, l'échangeur tubes-calandre est maintenant simulé en 3D pour observer la distribution de l'écoulement vapeur dans la calandre. La géométrie de la calandre est celle de la configuration du chapitre 2, soit alors un diamètre de 9,5 m et une hauteur de 20 m. Par symétrie, l'échangeur peut être divisé en 6 parties avec un angle au sommet de 60°. La vapeur dans le milieu poreux entre à travers un tube circulaire. L'écoulement de la vapeur est simulé pour plusieurs valeurs de la vitesse à l'entrée en cuve, soit alors pour plusieurs diamètres du tube d'entrée. Les résultats des simulations sont représentés sur les figures 3.43 à 3.45.

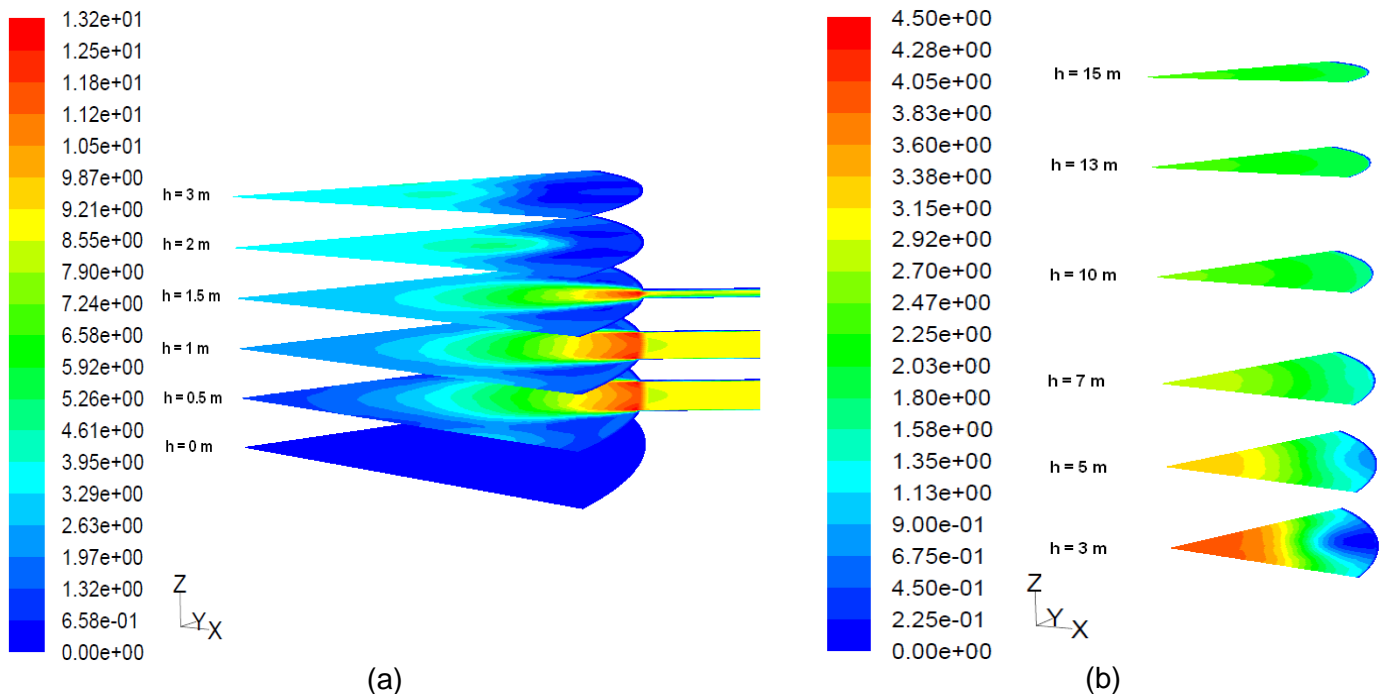


Figure 3.43 : Distribution de la vapeur dans le milieu poreux pour une vitesse à l'entrée de 8,7 m/s, (a) distribution en cuve de la calandre, (b) distribution en tête de la calandre

Les figures montrent que quelle que soit la vitesse d'entrée de la vapeur dans la calandre en cuve, une mal distribution de l'écoulement sur la section persiste jusqu'en tête. Un écart relatif de 34 % est calculé entre la vitesse au centre de la calandre et celle sur le contour extérieur, à une hauteur de 15 m du fond.



La distribution de la vapeur dans la calandre ne peut être homogène sans l'ajout de dispositifs de distribution adéquats. Divers dispositifs de distribution de la vapeur à l'entrée de la calandre sont proposés dans la littérature [18,19].

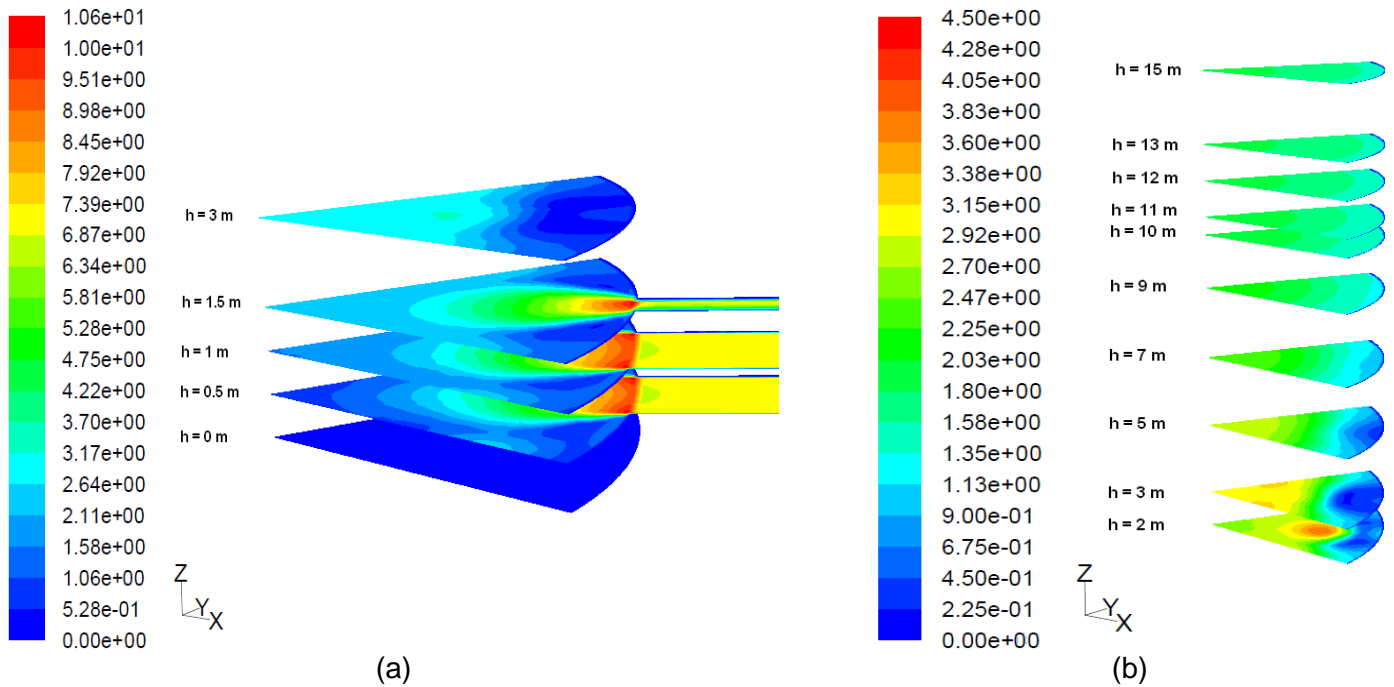


Figure 3.44 : Distribution de la vapeur dans le milieu poreux pour une vitesse à l'entrée de 7 m/s, (a) distribution en cuve de la calandre, (b) distribution en tête de la calandre

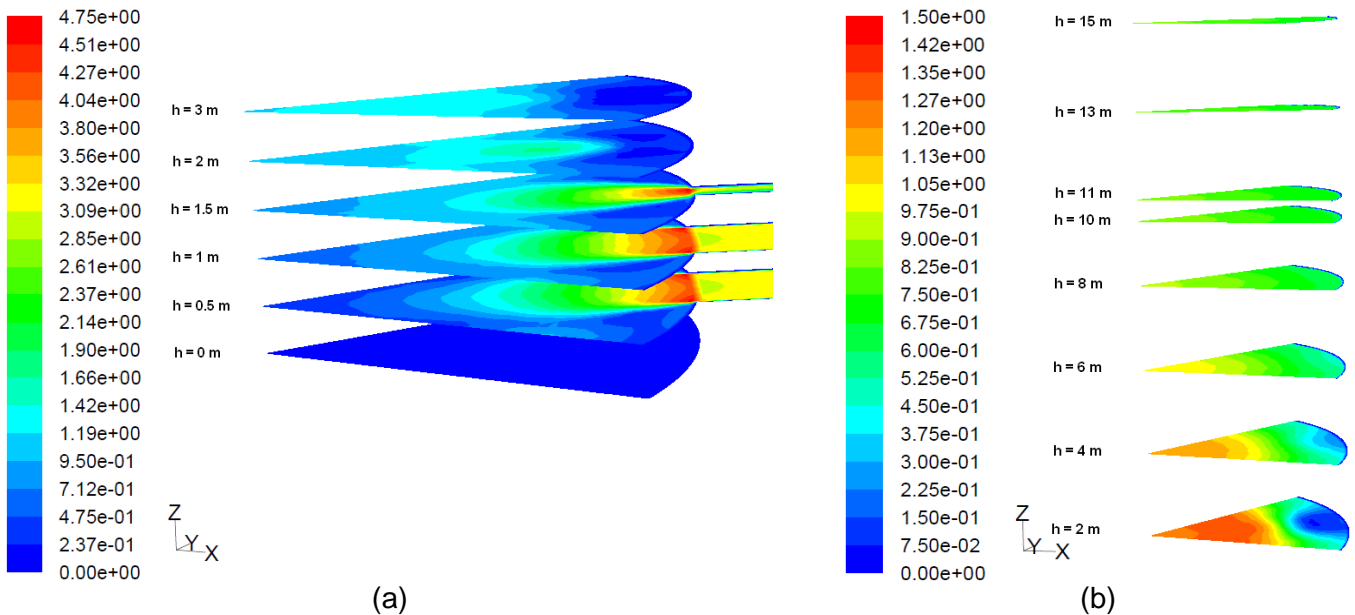


Figure 3.45 : Distribution de la vapeur dans le milieu poreux pour une vitesse à l'entrée de 3,2 m/s, (a) distribution en cuve de la calandre, (b) distribution en tête de la calandre

### 3.2. Revue des dispositifs permettant l'homogénéisation de la distribution du gaz

Le but des dispositifs de distribution est d'homogénéiser le débit de vapeur à l'entrée sur la totalité de la section de la calandre. Un premier dispositif proposé [18] consiste en un canal de section décroissante qui distribue progressivement l'écoulement d'entrée sur toute la section de la calandre, en commençant par le centre, comme montré sur la figure 3.46.

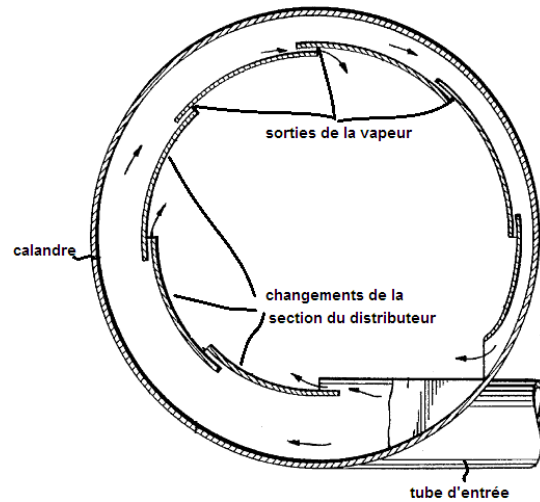


Figure 3.46 : Dispositif de distribution à section décroissante [18]

Ce dispositif de distribution présente le désavantage de son installation en tenant compte de la présence des tubes. Un deuxième dispositif est alors proposé [19]. Il consiste à installer une double calandre en cuve de l'échangeur (figure 3.47). La calandre intérieure est munie d'ouvertures réparties sur toute sa surface, laissant passer le débit de vapeur introduit dans l'enveloppe formée entre les deux calandres.

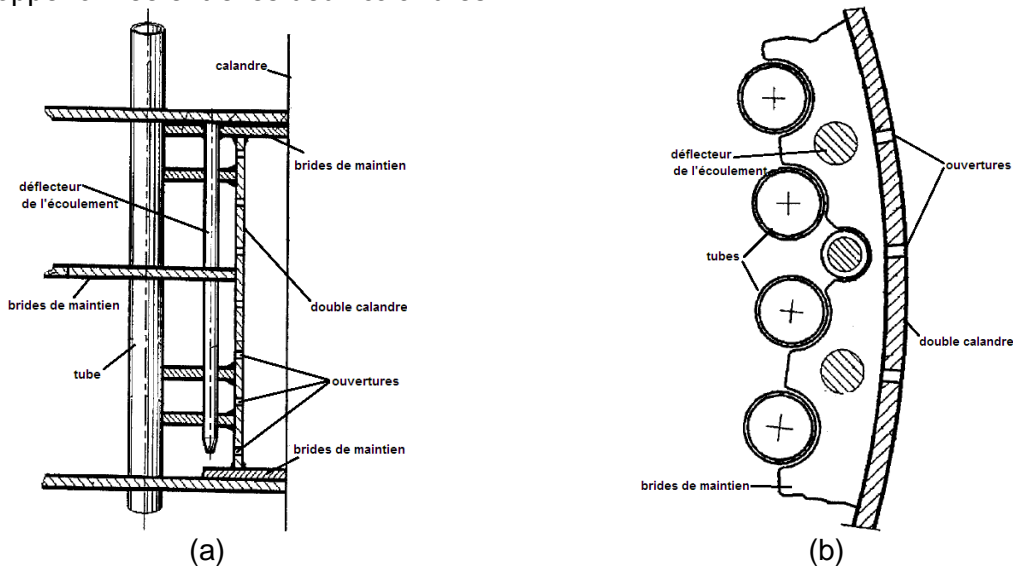


Figure 3.47 : Dispositif de distribution à double calandre et déflecteurs d'écoulement, (a) vue de face, (b) vue de dessus [19]

L'écoulement de vapeur traversant les ouvertures de la double calandre est redirigé dans la calandre au moyen des déflecteurs introduits. Ces déflecteurs sont placés verticalement en face des ouvertures de la double calandre permettant ainsi la répartition homogène de l'écoulement sur toute la section de la calandre.

Des brides de maintiens sont soudées à la calandre, à la double calandre et aux déflecteurs pour assurer leur verticalité et pour empêcher l'écoulement vertical de la vapeur sur le contour extérieur de la calandre. Ces brides sont munies d'ouvertures circulaires de diamètre supérieur à celui des tubes permettant ainsi un écoulement vertical de la vapeur autour des tubes.

Ces dispositifs de distribution et éventuellement d'autres seront testés sur la colonne pilote.

## **4. Distribution du film liquide sur les parois externes des tubes**

Dans l'échangeur tubes-calandre conçu pour la distillation diabatique de l'air, la vapeur à haute pression, s'écoulant dans la calandre, se condense au contact des parois extérieures froides des tubes et le liquide formé s'écoule sous forme de film sur ces parois. La condensation peut se faire suivant deux modes : en film ou en gouttes. Pour les fluides cryogéniques, caractérisés par leur caractère mouillant [20], la condensation a généralement lieu sous forme de film liquide. De plus, la condensation en gouttes ne peut avoir lieu sur une longue durée de temps car les gouttes s'accumulent pour mouiller toute la surface.

En l'absence d'entrée liquide à haute pression en tête de l'échangeur tubes-calandre, le problème de distribution en film du liquide sur les parois externes des tubes n'existe pas. Cependant, dans le cas d'un changement de section dans l'échangeur, le liquide à haute pression, recueilli de la section supérieure, doit être redistribué, d'une façon homogène et sous forme de films, sur les parois externes des tubes de la section inférieure.

Ce problème, présent dans différentes applications d'échangeurs à film tombant sur les parois externes de tubes, est résolu par l'installation d'un dispositif de distribution adéquat. Différentes géométries de distributeurs existent déjà [21-24]. Le choix de l'un ou de l'autre des distributeurs se fait selon des critères économiques et des critères d'installation, de maintenance et d'encombrement.

### **4.1. Distributeur à ouvertures**

Un premier type de distributeur consiste en un plateau de distribution, muni de zones de dépressions, qui se terminent par des ouvertures à travers lesquelles passent les tubes (figure 3.48-a [21]). Ces ouvertures ne sont pas annulaires ; à quelques endroits, les tubes sont soudés au plateau de distribution comme montré sur la figure 3.48-b [21].

Au-dessus du plateau de distribution, une ou plusieurs entrées introduisent le liquide à haute pression. Le liquide s'écoule alors à travers les ouvertures sous forme de film liquide sur les parois externes des tubes. Les bords inférieurs des dépressions peuvent être horizontaux ou fuselés (figure 3.48-c).

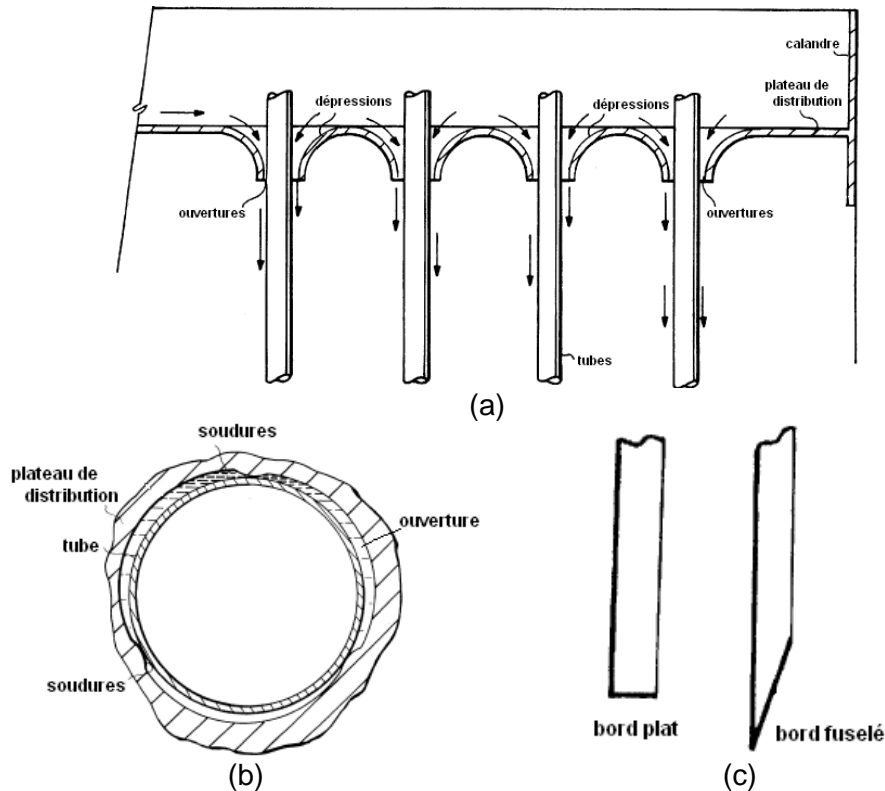


Figure 3.48 [21] : Distributeur de liquide sur les parois externes des tubes, (a) plateau de distribution, (b) ouverture dans le plateau, (c) bords inférieurs des dépressions

## 4.2. Distributeur à plusieurs niveaux

Dans le but d'obtenir des plateaux de distribution à ouvertures annulaires autour des tubes, un distributeur à deux niveaux est proposé [22]. Le liquide, introduit en tête par une ou plusieurs entrées, traverse d'abord un barboteur à travers des ouvertures réalisées dans le barboteur pour cet effet. Les tubes de l'échangeur sont soudés au barboteur. En dessous du barboteur, un plateau de distribution, muni d'ouvertures circulaires de diamètre supérieur au diamètre extérieur des tubes, permet au liquide de s'écouler sous forme de film liquide à travers les espaces annulaires ainsi créés (figure 3.49).

Ce distributeur présente l'avantage de l'introduction du liquide sous forme de film bien établi depuis la tête de l'échangeur, contrairement au distributeur de la section 4.1. Par contre, la présence de deux niveaux de distribution conduit à une hauteur plus élevée du dispositif de distribution. Dans le cas de la colonne de distillation, en tête de la colonne ou de la section considérée, deux dispositifs devraient se superposer : un distributeur pour le liquide à basse pression dans les tubes et un distributeur pour le liquide à haute pression dans la calandre. Le critère d'encombrement impose donc les distributeurs les plus réduits possibles.

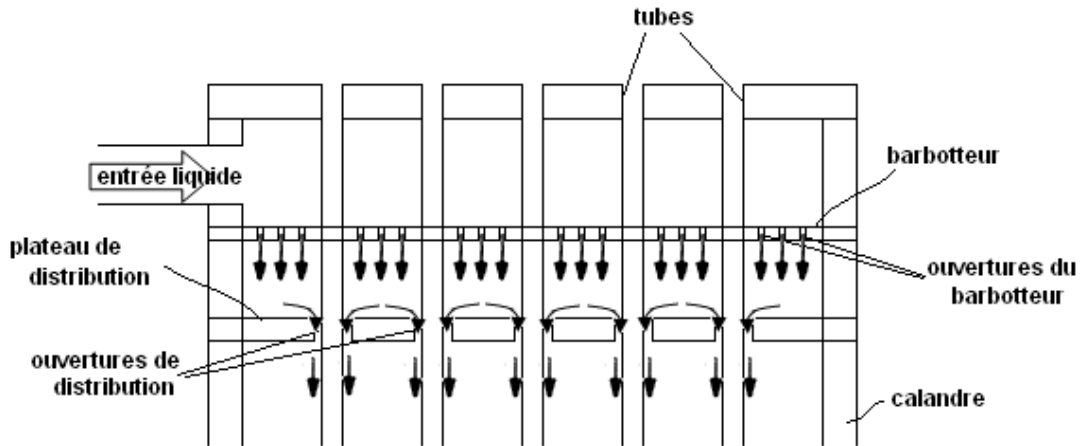


Figure 3.49 : Distributeur à deux niveaux [22]

### 4.3. Distributeur à éléments coniques

Un deuxième type de distributeur, permettant de ne pas souder les tubes au plateau de distribution, est présenté sur la figure 3.50 [23]. Une plaque métallique est soudée aux tubes dans un niveau supérieur au distributeur. Le plateau de distribution est muni d'ouvertures circulaires à travers lesquelles passent les tubes. Des éléments coniques sont alors soudés entre la plaque métallique supérieure et le plateau de distribution (figure 3.50-a).

Ces éléments coniques sont munis de fentes, à travers lesquelles s'écoule le liquide accumulé sur le plateau de distribution (figure 3.50-b).

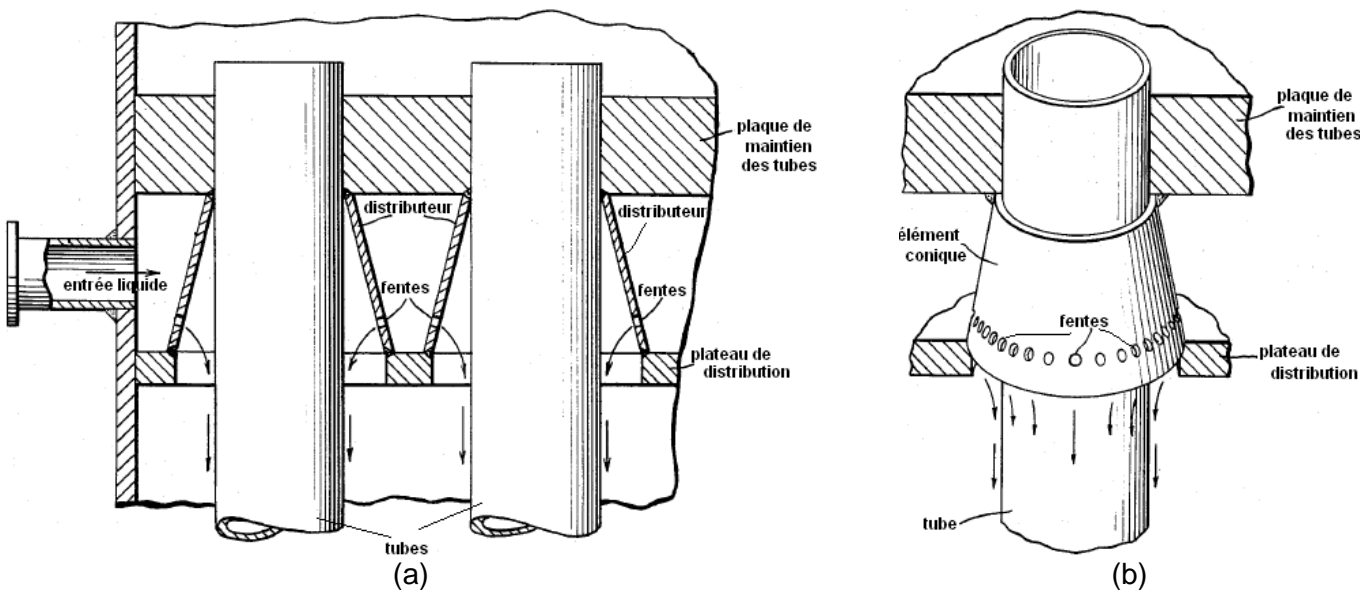


Figure 3.50 [23] : Distributeurs à éléments coniques, (a) vue globale du distributeur, (b) détails de l'élément conique de distribution

Il est à noter que, dans le cas de la colonne de distillation de l'air, un plateau de distribution du liquide à basse pression (paragraphe 1) est monté en dessus du dispositif de distribution du

liquide à haute pression. La plaque métallique qui maintient les tubes ne sera autre que le plateau de distribution du liquide à basse pression.

Ce dispositif de distribution, ainsi que celui de la section 4.1, présentent l'avantage d'un faible encombrement. Le dispositif à éléments coniques pourrait cependant présenter le désavantage de la mise en place, spécialement la construction des éléments coniques à fentes. Le choix de l'un ou l'autre des dispositifs dépend de l'analyse coût / bénéfices de chaque constructeur.

## Conclusions et perspectives

Dans ce chapitre, les aspects de distribution des mélanges de liquide et de vapeur dans l'échangeur tubes-calandre conçu pour la distillation diabatique de l'air sont traités et des solutions aux problèmes de mal distribution sont proposées.

Les deux problèmes de distribution majeurs dans la colonne sont la distribution homogène du liquide à basse pression sous forme de film liquide à l'intérieur des tubes en tête et la distribution homogène de la vapeur à haute pression autour des tubes en cuve.

Un dispositif de distribution du film liquide à basse pression, formé d'un plateau de distribution et de fentes réalisées dans les extrémités supérieures des tubes est proposé. Les caractéristiques géométriques de ce dispositif sont calculées pour assurer la répartition homogène. Un banc d'essais a permis de visualiser l'écoulement de films d'azote liquide dans les tubes et de choisir la géométrie des fentes de distribution et le type de corrugation dans le tube. Comme résultat, les fentes à réaliser dans les tubes sont des fentes en hélice, d'angle  $5^\circ$  avec l'horizontale. Les corrugations des tubes devraient avoir un pas supérieur à 10 mm et un angle par rapport à l'horizontale supérieur à  $20^\circ$ .

Sur ce banc d'essais, des essais ultérieurs, avec différents fluides, permettront de calculer le coefficient de débit à travers les fentes ainsi que le débit minimal de mouillage des tubes en fonction des propriétés thermodynamiques des liquides.

Pour étudier la distribution homogène de la vapeur à haute pression dans la calandre, des simulations CFD sur un milieu poreux équivalent à la calandre sont effectuées. La distribution de la vapeur dans la calandre pour différentes vitesses d'entrée en cuve est simulée. Les problèmes de distributions persistent quelle que soit la vitesse. Des dispositifs de distribution sont alors proposés.

Deux autres formes de mal distribution peuvent se manifester dans le cas où un changement de section a lieu le long de la colonne : la distribution homogène du film liquide à haute pression sur les parois externes des tubes et la distribution homogène de la vapeur à basse pression dans les tubes. Une recherche bibliographique est réalisée, portant sur les dispositifs de distribution du film liquide sur les parois externes des tubes et de la vapeur à basse pression sur les tubes.

## REFERENCES

- [1] D.T. Hughes, T.R. Bott, Minimum thickness of a liquid film flowing down a vertical tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41 (1998), 253-260
- [2] D.E. Hartley, W. Murgatroyd, Criteria for the break-up of thin liquid layers flowing isothermally over solid surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 7 (1964), 1003-1015
- [3] K.R. Morison, Q.A.G. Worth, P. O'Dea, Minimum wetting and distribution rates in falling film evaporators, Trans IChemE, Part C (December 2006)
- [4] M. S. El Genk, H. H. Saber, Minimum thickness of a flowing down liquid film on a vertical surface, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44 (2001), 2809-2825
- [5] T. Hobler, Minimum surface wetting, Chemia Stosow 2B (1964), 145-159
- [6] S.G. Bankoff, Minimum thickness of a draining liquid film, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 14 (1971), 2143-2146
- [7] J. Mikielewicz, J.R. Moszynski, Minimum thickness of a liquid film flowing vertically down a solid surface, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 19 (1976), 771-776
- [8] A. Doniec, Laminar flow of a liquid rivulet down a vertical solid surface, Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 69 (1991), 198-202
- [9] N.D. Halbrook, Falling film condensing heat exchanger with liquid film heat transfer, United States Patent 5893410, April 1999
- [10] M.G. Kessler, K.E. Frank, E.V. Laumann, Falling film evaporator, United States Patent, 38949232, November 1974
- [11] J.P.H. Scheffers, Apparatus for the evaporation of liquids, United States Patent 3132064, October 1960
- [12] H.A. Bryan et al, Falling film heat exchanger, United States Patent 3437124, July 1967
- [13] [http://integrals.wolfram.com/index.jsp?expr=2\\*k\\*sqrt\(2\\*g\)\\*sqrt\[H-a-x\]\\*sqrt\[R^2-\(R-x\)^2\]&random=false](http://integrals.wolfram.com/index.jsp?expr=2*k*sqrt(2*g)*sqrt[H-a-x]*sqrt[R^2-(R-x)^2]&random=false)
- [14] Handbook of porous media, Edited by Kambiz Vafai, Taylor and Francis, 2005
- [15] Fluent, Fluent 6 User's guide (2001)
- [16] M.R. Nikou, Turbulence models application on CFD simulation of hydrodynamics, heat and mass transfer in structured packing, ICHMT (2008), 1211-1219

- [17] W. Said, Etude et modélisation des structures d'échanges des colonnes de distillation, Thèse de Doctorant de Mines-ParisTech, 2010
- [18] C.L. Hsieh, N. Yeomen, O.J. Berven, Method and apparatus to improve vapor distribution in mass transfer and heat exchange column, United States Patent 5606654, February 1997
- [19] L.G. Hackemesser, L.E. Cizmar, R.S. Burlingame, Shell and tube heat exchanger with impingement distributor, United States Patent 5653282, August 2007
- [20] R.F. Barron, Cryogenic Heat Transfer, Series in Chemical and Mechanical Engineering, Copyright © 1999 Taylor and Francis
- [21] N.D. Halbrook, Falling film condensing heat exchanger with liquid film heat transfer, United States Patent 5893410, April 1999
- [22] M.R. Biar, C.J. Hammack, Vertical falling film shell and tube heat exchanger, United States Patent 6089312, July 2000
- [23] V.F. Allo, D.C. Stafford, Falling film heat exchanger with member to distribute liquid on external surfaces of tubes, United States Patent 4519448, May 1985
- [24] J. Jianlong, L. Xiangxun, L.J. Huang, Refrigerant distributor for heat exchanger and heat exchanger, United States Patent Application Publication, US 2010/0242535 A1, September 2010
- [25] C.W. Li, K.B. Wise, C.L. Koppen, A.A. Rogier, Perforated tube flow distributor, United States Patent 6814136 B2, November 2004
- [26] S. Wissmath, Flow distributor for a heat exchanger, United States Patent 4596287, June 1986