

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université M'Hamed Bougara-Boumerdes
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Domaine : Sciences et Technologies.

Filière : Hydrocarbures.

Option : Mécanique des unités pétrochimique.

Présenté par : **ZAID Youcef**

THEME

**Contribution à la caractérisation du phénomène de condensation
de la vapeur du réfrigérant R141b**

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Président de jury	MEFTAH Sihem	MC/A	UMBB
Examineurs	YAHY Fatma	MC/B	UMBB
Examineurs	FERROUDJI Hicham	MC/B	UMBB
Encadreur	BENBRIK Abderrahmane	Professeur	UMBB

Remerciements

En premier lieu, Je voudrais remercier mon DIEU, mon Créateur qui m'a donné le courage, la volonté, la force ainsi que la patience pour accomplir ce travail.

J'adresse mes sincères remerciements à mon mentor Pr. BENBRIK Abderrahmane, pour son encadrement, pour sa contribution, pour sa patience et son aide tout au long de ce travail.

Je tiens également à remercier les membres du jury qui m'ont honoré d'avoir accepté d'évaluer ce travail, et d'apporter leurs critiques et corrections.

Enfin, je tiens à remercier tous les enseignants du département de Transport et Equipements des Hydrocarbures, qui m'ont aidé tout au long de mes études universitaires.

Dédicaces

J'ai toujours pensé faire où offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti des efforts rien que pour me voir réussir, et voilà l'occasion est venue.

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois présenter de l'amour et de la reconnaissance : mes parents Que dieu les garde à moi.

A mes chers frères et ma chère sœur.

A toute ma famille sans exception.

A mes chers amis.

A tous les étudiants du groupe MAUP 17.

Résumé

Le transfert de chaleur lors de la condensation de la vapeur est un maillon essentiel dans la production d'énergie, le raffinage du gaz et du pétrole et dans les systèmes de réfrigération. Par conséquent, comprendre le phénomène de condensation est essentiel pour tout ingénieur chimiste et mécanique.

Dans ce travail, nous avons réalisé une étude expérimentale du phénomène de condensation de la vapeur du réfrigérant R141b. L'évolution du coefficient de transfert de chaleur global lors de la condensation de la vapeur de réfrigérant a été déterminée en modifiant les principaux paramètres (arrivée de chaleur, pression et débit d'eau de refroidissement), ainsi que la relation entre la pression de condenseur et la température de saturation de la vapeur. Les résultats ont été obtenus tels qu'ils ont été présentés sous forme graphique, interprétés et comparés avec les résultats de recherches antérieures.

Mots clés : Condensation, transfert de chaleur, condensation en film, condensation en gouttelettes, réfrigérant R141b, condenseur, coefficient de transfert de chaleur.

Abstract

Heat transfer during the condensation of steam is a vital link in power generation, oil and gas refining, and in refrigeration systems. Therefore, understanding the phenomenon of condensation is essential for any chemical and mechanical engineer.

In this work, we carried out an experimental study of the phenomenon of condensation of the vapor of the refrigerant R141b. The evolution of the overall heat transfer coefficient during the condensation of the refrigerant vapor was determined by modifying the main parameters (heat supply, pressure and cooling water flow), as well as the relationship between the pressure condenser and the saturation temperature of the steam. The results were obtained as they were presented in graphical form, interpreted and compared with the results of previous research.

Keywords: Condensation, heat transfer, film condensation, dropwise condensation, R141b refrigerant, condenser, heat transfer coefficient.

ملخص

تعتبر عملية انتقال الحرارة أثناء تكثيف البخار رابطة أساسية في عمليات إنتاج الطاقة وتكرير الغاز والبتترول وفي أنظمة التبريد. لذلك يعد فهم ظاهرة التكثيف أمراً ضرورياً لأي مهندس كيميائي وميكانيكي.

لقد قمنا في هذا العمل بدراسة تجريبية لظاهرة التكثيف لبخار مادة التبريد R141b. تم تحديد كيفية تطور معامل انتقال الحرارة الإجمالي أثناء تكثيف بخار مادة التبريد بتغيير المعلمات الرئيسية (مدخلات الحرارة، الضغط وتدفق مياه التبريد)، كذلك تم تحديد العلاقة بين ضغط المكثف ودرجة حرارة تشبع البخار. تم الحصول على نتائج حيث تم عرضها على شكل رسوم بيانية وتفسيرها ومقارنتها مع نتائج أبحاث سابقة.

كلمات مفتاحية: التكثيف، نقل الحرارة، تكثيف الطبقة الرقيقة السائلة، تكاثف القطيرات، مادة التبريد R141b، مكثف، معامل انتقال الحرارة.

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale..... 1

Chapitre 1 : Etude bibliographique

1.1 Introduction 3

1.2 Quelques études et recherches sur le phénomène de la condensation..... 3

1.3 Conclusion..... 10

Chapitre 2 : Transfert de chaleur lors du phénomène de la condensation

2.1 Introduction 11

2.2 Définition du phénomène de la condensation 11

2.3 Types de condensation 11

2.4 Les facteurs affectant le transfert de chaleur lors de la condensation 12

2.4.1 Types et mode de condensation..... 12

2.4.1.1 condensation en film 12

2.4.1.1.1 Plaque verticale 14

2.4.1.1.2 Plaque inclinée 16

2.4.1.1.3 Tube vertical..... 17

2.4.1.1.4 A l'extérieur d'un tube horizontal et sphère..... 17

2.4.1.1.5 A l'extérieur des tubes horizontaux 17

2.4.1.1.6 A l'intérieur d'un tube horizontal..... 18

2.4.1.1.7 Tube horizontal à ailettes 19

2.4.1.2 Condensation en gouttelettes 19

2.4.2 Vitesse et débit de la vapeur 21

2.4.3 La présence de gaz non condensables 21

2.5 Généralités sur les condenseurs..... 22

2.5.1 Définition..... 22

2.5.2 Géométries et configurations des condenseurs..... 22

Table des matières

2.5.2.1 Condenseur horizontal côté calandre	22
2.5.2.2 Condenseur horizontal côté tube.....	24
2.5.2.3 Condenseur vertical côté calandre	25
2.5.2.4 Condenseur vertical à flux descendant côté tube	26
2.5.2.5 Condenseur à reflux	27
2.5.2.6 Condenseurs à plaques	28
2.6 Conclusion.....	30

Chapitre 3 : Présentation du banc d'essai H655

3.1 Introduction	31
3.2 Appareil de transfert de chaleur par ébullition H655	31
3.3 Fluide caloporteur	32
3.4 Les principaux composants de l'appareil	34
3.4.1 Les composants essentiels	34
3.4.2 Les instruments de mesure	37
3.4.3 Les dispositifs de sécurité.....	39
3.5 Mise en service de l'appareil.....	40
3.6 Le logiciel de contrôle de l'appareil.....	41
3.7 Capacité de l'appareil.....	43
3.8 Conclusion.....	43

Chapitre 4 : Expérimentations et Analyse des résultats

4.1 Introduction	44
4.2 Expériences	44
4.2.1 Condensation pelliculaire	44
4.2.1.1 Procédures d'expérimentation	45
4.2.1.2 Données expérimentales	46
4.2.1.3 L'évolution du coefficient hg	51
4.2.1.4 Interprétation des résultats	52
4.2.2 Déterminations du rapport pression/température d'un corps pur	53
4.2.2.1 Procédures suivies au cours de l'expérience	53
4.2.2.2 Résultats expérimentaux	53
4.2.2.3 Comparaison entre résultats	54

Table des matières

4.2.2.4 Interprétation des résultats	54
4.3 Conclusion.....	55
Conclusion générale	56
Références bibliographiques	57

Liste des figures

Chapitre 1

Figure 1.1 : Coefficients de transfert de chaleur pour la condensation en film (courbe a) et la condensation en gouttelettes (courbes b, c et d)4

Figure 1.2 : Les résultats de l'effet des tubes à ailettes sur le coefficient de transfert de chaleur de la condensation en film et sa comparaison avec d'autres expériences.....5

Figure 1.3 : Effet du flux massique sur le coefficient de transfert de chaleur.....9

Chapitre 2

Figure 2.1 : Les types de condensation les plus courants. (a) en film, (b) en gouttelettes.....11

Figure 2.2 : Types de condensation moins courants. (c) condensation homogène, (d) condensation par contact direct.....12

Figure 2.3 : Condensation en film sur une plaque verticale.....13

Figure 2.4 : Régimes d'écoulement lors de la condensation d'un film sur une plaque verticale..14

Figure 2.5 : L'élément volumique du condensat sur une plaque verticale considéré dans l'analyse de Nusselt.....14

Figure 2.6 : Coefficients de transfert de chaleur non dimensionnels pour l'écoulement laminaire sans ondes, laminaire ondulé et turbulent de condensat sur des plaques verticales.....16

Figure 2.7 : Condensation en film sur une plaque inclinée.....16

Figure 2.8 : Film de condensation sur un étage vertical de tubes horizontaux.....17

Figure 2.9 : Flux de condensat dans un tube horizontal avec des vitesses de vapeur élevées et faibles.....18

Figure 2.10 : Condensation sur un tube horizontal à ailettes.....19

Figure 2.11 : L'état de la présence d'un gaz non condensable dans la vapeur.....21

Figure 2.12 : Condenseur horizontal côté calandre, type AES.....23

Figure 2.13 : Condenseur horizontal côté calandre avec calandre à flux divisé (type J).....23

Figure 2.14 : Condenseur horizontal côté calandre avec calandre tangentielle (type X).....24

Liste des figures

Figure 2.15 : Condenseur horizontal côté tube.....	24
Figure 2.16 : Condenseur horizontal côté tube (32-E-8006 A).....	25
Figure 2.17 : Condenseur vertical côté calandre.....	26
Figure 2.18 : Condenseur vertical à flux descendant côté tube.....	27
Figure 2.19 : condenseur à reflux.....	28
Figure 2.20 : Un condenseur à reflux utilisé comme condenseur secondaire sur un accumulateur.....	28
Figure 2.21 : Un diagramme montrant les voies d'écoulement dans un échangeur de chaleur à plaques et joints.....	29
Figure 2.22 : Échangeur de chaleur en spirale pour les applications de condenseur.....	29
Figure 2.23 : Échangeurs de chaleur à plaques et ailettes.....	30

Chapitre 3

Figure 3.1 : Photo prise de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655.....	31
Figure 3.2 : Les composants de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655.....	32
Figure 3.3 : Photo prise de la bouteille du réfrigérant R141b.....	33
Figure 3.4 : La chambre de l'appareil.....	35
Figure 3.5 : L'élément chauffant de l'appareil.....	35
Figure 3.6 : La bobine du condenseur.....	36
Figure 3.7 : La commande du réchauffeur.....	36
Figure 3.8 : La soupape de charge.....	36
Figure 3.9 : La soupape de dégagement.....	37
Figure 3.10 : Manomètre du condenseur.....	38
Figure 3.11 : Débitmètre d'eau du condenseur.....	39
Figure 3.12 : Schéma détaillé du programme de l'échangeur thermique par ébullition.....	41
Figure 3.13 : Les sections du programme de HC655.....	42

Chapitre 4

Figure 4.1 : Condensation en film du réfrigérant R141b sur la bobine du condenseur, ((a) faible taux de condensation, (b) taux de condensation élevé)	44
Figure 4.2 : Schéma montrant différents emplacements de mesure de température.....	45
Figure 4.3 : Coefficient de transfert de chaleur global par rapport à le débit d'eau à une pression de 50 kN/m ²	47
Figure 4.4 : Coefficient de transfert de chaleur global en fonction du flux de chaleur évacuée par le condenseur à P = 50 kN/m ²	47
Figure 4.5 : Coefficient de transfert de chaleur global par rapport à le débit d'eau à une pression de 100 kN/m ²	48
Figure 4.6 : Coefficient de transfert de chaleur global en fonction du flux de chaleur évacuée par le condenseur à P = 100 kN/m ²	49
Figure 4.7 : Coefficient de transfert de chaleur global par rapport à le débit d'eau à une pression de 150 kN/m ²	50
Figure 4.8 : Coefficient de transfert de chaleur global en fonction du flux de chaleur évacuée par le condenseur à P = 150 kN/m ²	50
Figure 4.9 : L'évolution du coefficient de transfert de chaleur global par rapport à la valeur du débit d'eau au cours des trois cas.....	51
Figure 4.10 : L'évolution du coefficient de transfert de chaleur global par rapport à la valeur du flux de chaleur évacuée par le condenseur au cours des trois cas.....	52
Figure 4.11 : Variation de la pression du condenseur en fonction de la température de saturation de la vapeur du R141b.....	53
Figure 4.12 : Comparer des résultats.....	54

Liste des tableaux

Chapitre 2

Tableau 2.1 : Équations du coefficient de transfert de chaleur moyen ($h_{m.ver}$) et du nombre de Reynolds (Re) pour la condensation en film sur une plaque verticale en fonction de l'état d'écoulement.....15

Tableau 2.2 : Quelques caractéristiques du condenseur (32-E-8006 A/B).....25

Chapitre 4

Tableau 4.1 : Les résultats de la première expérience à la pression 50 kN/m².....46

Tableau 4.2 : Les résultats de la première expérience à la pression 100 kN/m².....48

Tableau 4.3 : Les résultats de la première expérience à la pression 150 kN/m².....49

Tableau 4.4 : Les résultats obtenus lors de la deuxième expérience avec une arrivée de chaleur d'environ 200 W.....53

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
b	Largeur de la plaque verticale	m
c_p	Chaleur spécifique	J/kg.K
D	Diamètre du tube horizontal	m
D_h	Diamètre hydraulique du flux de condensat	m
g	Accélération de la pesanteur	m/s ²
h	Coefficient de transfert de chaleur	W/m ² .K
H	Hauteur de la plaque verticale	m
h_{fg}	Chaleur latente de vaporisation	J/kg
h'_{fg}	Chaleur latente de vaporisation modifiée	J/kg
\dot{m}	Débit massique	kg/s ou g/s
p	Périmètre mouillé	m
P	Pression	kN/m ²
Pr	Nombre de Prandtl	Sans unité
Q	Arrivée de chaleur	W
r	Rayon du tube horizontal à ailettes	m
Re	Nombre de Reynolds	Sans unité
S	Section transversale du débit de condensat	m ²
S_c	Surface de condenseur	m ²
T	Température	K ou °C
V_l	Vitesse moyenne du condensat	m/s
W	Fraction massique	Sans unité
α	L'angle d'inclinaison du tube par rapport au plan horizontal	Degré (°)
δ	Epaisseur du film liquide	m
ΔT	Différence de la température	K
ΔT_{LM}	Température moyenne logarithmique	K
λ	Conductivité thermique	W/m.K
μ	Viscosité dynamique	kg/m.s

Nomenclature

ν	Viscosité cinématique	m^2/s
ϕ	Flux de chaleur	W
ρ	Masse volumique	kg/m^3
θ	L'angle d'inclinaison de la plaque par rapport au plan vertical	Degré (°)

Indices

g	Global
GNL	Gaz naturel liquéfié
GPL	Gaz de pétrole liquéfié
HC	Hydrocarbures
hor	Horizontal
inc	Incliné
l	Liquide
m	Moyen
ODP	(Ozone Depletion Potential) ou Potentiel d'appauvrissement de l'ozone
pH	Potentiel hydrogène
s	Surface
sat	Saturation
v	Vapeur
ver	Vertical

Introduction générale

Introduction générale

Le développement de la science continue de nous faciliter la vie dans tous les domaines, et dans le domaine de la production d'énergie en particulier. La chaleur est l'une des formes d'énergie les plus importantes car elle peut être convertie d'une forme à une autre ou transférée entre les corps.

La condensation est un phénomène physique dans lequel une matière passe d'un état gazeux à un état liquide, et dans de rares cas à un état solide. Le phénomène de condensation de vapeur sur des surfaces refroidies est souvent rencontré dans les processus industriels et joue un rôle important dans les installations motrices à vapeur, les machines frigorifiques et les pompes à chaleur. Il est donc important de connaître ce phénomène afin de pouvoir sélectionner correctement les équipements à mettre en œuvre.

Le transfert de chaleur lors du changement de phase (ébullition, condensation) prend une place importante dans les processus industriels en raison des quantités de chaleur mises en jeu.

Lorsqu'une vapeur se trouve en contact avec une surface dont la température est inférieure à la température de saturation de la vapeur, un changement de phase vapeur-liquide se produit, entraînant un transfert de chaleur important, avec la formation d'une certaine masse de liquide à la surface. Si le liquide mouille cette surface, le condensat forme un film continu, ce type de condensation est le plus fréquent. Si, au contraire, le liquide ne mouille pas la surface, il se produit une condensation en gouttelettes.

- **Problématique**

Lors de la condensation en film, le liquide se forme sur la surface refroidie, dont l'épaisseur résulte de l'interaction entre l'écoulement du liquide et celui de la vapeur, en fonction de la géométrie de la surface solide. Dans la pratique industrielle, les surfaces d'échanges utilisées sont souvent très complexes et ne se prêtent pas facilement à l'analyse théorique du phénomène de la condensation.

À cause de la complexité des interactions entre l'écoulement de vapeur et le film liquide, les coefficients d'échange thermique moyen sont déterminés par les essais effectués sur des montages spécifiques et des corrélations sont établies en utilisant l'analyse dimensionnelle.

- **Objectif**

Notre étude expérimentale de la condensation du réfrigérant R141b, qui a été menée au niveau du laboratoire de recherche scientifique sur la fiabilité des équipements pétroliers et matériaux de la faculté, vise à comprendre le phénomène de condensation en déterminant comment le coefficient de transfert de chaleur global évolue lorsque divers paramètres changent, et déterminer la relation entre la pression du condenseur et la température de saturation de la vapeur.

- **Structure générale du mémoire**

Le mémoire se compose de quatre chapitres. Dans le premier chapitre, une étude bibliographique a été présentée qui comprend des études et des recherches antérieures sur le transfert de chaleur lors du phénomène de la condensation. Le deuxième chapitre est une partie théorique liée aux méthodes de calcul et à la théorie du transfert de chaleur par condensation en film pelliculaire et en gouttelettes. Puis, dans le troisième chapitre, nous avons présenté le banc d'essai de notre étude expérimentale (l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655). Enfin, dans le quatrième chapitre, nous présentons les expériences qui ont été menées, Les résultats obtenus ont été analysés et interprétés et comparés à d'autres de la littérature. Une conclusion générale des travaux a été présentée qui reprend les principaux résultats obtenus.

Chapitre 1

Etude bibliographique

1.1 Introduction

La condensation est le phénomène physique de changement d'état de la matière d'un état gazeux à un état liquide. Le phénomène est fréquemment rencontré dans la nature et joue un rôle important dans les machines à vapeur, les machines frigorifiques, les pompes à chaleur et dans de nombreuses pratiques industrielles.

L'examen des problèmes liés au transfert de chaleur lors de la condensation a connu une croissance étonnante au cours des cent dernières années avec un développement rapide depuis la seconde guerre mondiale, ce qui est nécessaire pour résoudre ces problèmes et augmenter l'efficacité des équipements industriels.

Dans ce chapitre, nous présentons certaines de ces études et recherches sur le phénomène de condensation.

1.2 Quelques études et recherches sur le phénomène de la condensation

Dans cette étude bibliographique, nous nous concentrons sur les études et les recherches expérimentales :

- En 1916, W Nusselt a développé la relation analytique pour le coefficient de transfert de chaleur pour la première fois dans la condensation en film sous certaines des hypothèses simplificatrices suivantes :
 - La plaque et la vapeur sont maintenues à des températures constantes de T_s et T_{sat} , respectivement.
 - La chaleur est transmise à la paroi par conduction dans le film de condensat.
 - Le condensat a un flux laminaire.
 - La distribution de la température à l'intérieur du film de condensat est linéaire.
 - La vitesse de la vapeur est faible ou nulle.
 - La vapeur n'exerce aucune force de traînée sur le condensat.
 - Les propriétés des fluides sont constantes.
 - L'accélération du film de condensat est négligeable.

L'analyse a conduit à la conclusion d'expressions du coefficient moyen d'échange thermique pour certains cas tels que : (plaque verticale plane, tube horizontal...etc.) [1].

- E. Schmidt, W. Schurig et W. Sellschopp en 1930, ont indiqué que la condensation de gouttelettes fournit des coefficients de transfert de chaleur plus élevés que la condensation en film, c'est ce que prouvent les résultats (Figure 1.1). Où son expérience consistait à

étudier le transfert de chaleur de la vapeur de condensation vers des plaques de cuivre planes, dont l'autre face est refroidie par un jet d'eau libre dirigé perpendiculairement à celle-ci selon la nature de la surface de condensation en gouttelettes ou en membrane continue de l'eau. Qui visait à mesurer le coefficient de transfert de chaleur des deux côtés de la plaque, à mesurer l'épaisseur de la croûte d'eau de refroidissement et à comparer les résultats de l'expérience avec la théorie de Nusselt [2].

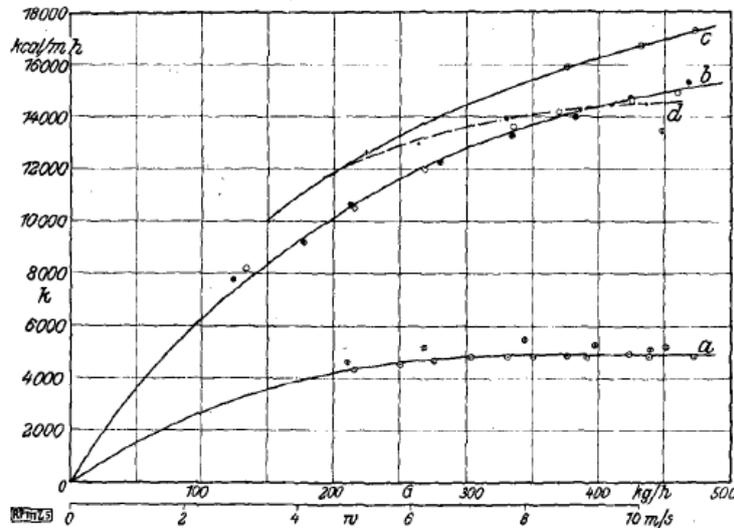


Figure 1.1 : Coefficients de transfert de chaleur pour la condensation en film (courbe a) et la condensation en gouttelettes (courbes b, c et d) [2].

- E. J. Le Fevre et J. W. Rose en 1965 ont réalisé une étude expérimentale du transfert de chaleur par condensation de gouttelettes, où des mesures du flux de chaleur et de la différence de température côté vapeur ont été effectuées pendant la condensation goutte à goutte sur des surfaces verticales planes. Ces résultats sont considérés comme ayant une précision améliorée. Des thermocouples positionnés avec précision et espacés sur les plaques de cuivre mesurent la température de surface moyenne en un point connu sur la surface de condensation par extrapolation et le flux de chaleur à partir d'un gradient de température. Les mesures ont été faites à des profondeurs de 25,4 mm, 28,4 mm et 101,6 mm à partir du haut de la surface de condensation. Le flux de chaleur utilisé variait de 0,3 à 1,8 mW/m², et la pression était d'environ 1,04 bar. Quatre promoteurs de condensation différents ont été utilisés. Les résultats obtenus étaient très cohérents et reproductibles à des jours différents. On constate que le coefficient de transfert de chaleur du côté vapeur augmente avec le flux de chaleur au-dessus de la plage ci-dessus, où le coefficient maximum est d'environ 0,3 mW/m² °C. Aucune preuve de dépendance à la hauteur de la plaque n'a été trouvée. Les différences entre les promoteurs étaient clairement identifiées [3].
- En 1968, D.G. Thomas, à travers son expérience, mesure le coefficient d'échange thermique de condensation de la vapeur d'eau sur un tube vertical équipé d'ailettes d'abord

cylindriques puis rectangulaires. Ses résultats sont représentés sur la figure 1.2, Il trouve un coefficient multiplicateur de 9 lorsque 10% de la surface du tube est couverte d'ailettes et il est plus grand en présence d'ailettes rectangulaires, et observe que ce coefficient est inversement proportionnel à l'importance du flux thermique [4].

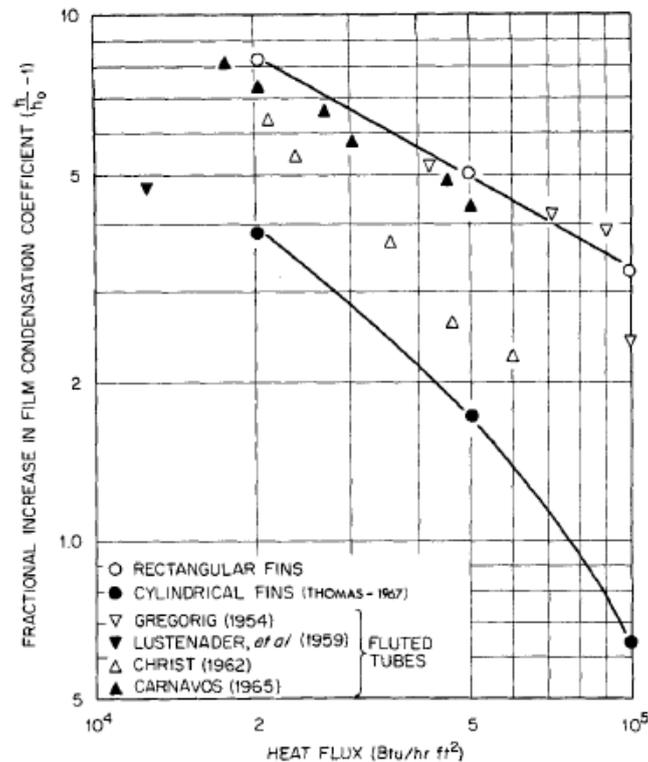


Figure 1.2 : Les résultats de l'effet des tubes à ailettes sur le coefficient de transfert de chaleur de la condensation en film et sa comparaison avec d'autres expériences [4].

- D.W. Tanner, D. Pope, C.J. Potter et D. West, ont mené en 1968 une étude expérimentale sur le transfert de chaleur dans le cas de la condensation de gouttelettes à basse pression de vapeur en l'absence et en présence de gaz non condensable. Les résultats des mesures des coefficients de transfert de chaleur côté vapeur lors de la condensation de gouttelettes de vapeur d'eau sur des surfaces de cuivre revêtues de cire "Montan" et de disulfure dioctadécyle dans la gamme de flux de chaleur allant de 15,8 à 94,7 kW/m², et à pressions de vapeur de 19,5 à 73 mm de mercure. La concentration volumique du gaz non condensable variait de 1 à 15 000 ppm. Les coefficients de transfert de chaleur côté vapeur variaient entre 56,9 et 159 kW/m² °C, dans les plages de pression de vapeur étudiées, indiquant que le coefficient de condensation de l'eau est au moins égal à 0,1. La conclusion de l'expérience était que la condensation en gouttelettes augmente le coefficient de transfert de chaleur du côté vapeur à une pression de 19.5 à 73 mm de mercure, par un facteur de deux à six fois. Et que le gaz non condensable réduit le taux de transfert de chaleur [5].

- En 1973, l'étude de H.R. Nagendra sur la condensation en film laminaire sur des plaques planes inclinées par rapport à la verticale a conduit au fait que le coefficient d'échange thermique diminue lorsqu'on augmente l'inclinaison des plaques. Où la contrainte tangentielle est ignorée à l'interface liquide vapeur et solution des équations gouvernant l'écoulement du film de condensat par la méthode de perturbation [6].
- H. A. Hasanein, M. S. Kazimi et M. W. Golay, ont mené une étude expérimentale et analytique en 1996 afin de déterminer les effets de la présence de gaz incondensables sur la condensation de la vapeur à l'intérieur du tube dans des conditions de convection forcée. Les nombres de Nusselt pour le mélange local étaient associés à une fonction du nombre de Reynolds local, du nombre de Jacob pour le mélange et des fractions massiques de gaz, ou du nombre de Schmidt pour le mélange. Les corrélations incluant le nombre de Schmidt mixte représentaient mieux le processus de condensation en présence d'un seul gaz non condensable. Les expériences couvraient les nombres d'entrée de mélange vapeur-gaz Reynolds d'environ 6000 à 26 000, la fraction massique d'hélium allant de 0,022 à 0,20, la fraction massique d'air d'admission allant de 0,045 à 0,20, et la température d'entrée du mélange étant de 100 °C et 130 °C. Là où cela correspond à une plage de pression de 114 à 603 kPa, dans cette étude, les rapports de résistance thermique du film liquide et du mélange gazeux ont été calculés. En général, la résistance thermique du condensat s'est avérée significative pour le nombre de Reynolds relativement élevé du débit de gaz $Re > 6000$ et les fractions massiques de gaz relativement faibles $W < 0.2$. D'autre part, un modèle théorique simplifié de couche limite est développé. Les valeurs calculées des coefficients de transfert de chaleur sont en bon accord avec les résultats expérimentaux [7].
- En 2004, R. Chaynane, M. Asbik, H. Boushaba, B. Zeghmati et A. Khmou, ont mené une étude sur la convection forcée de la condensation en film laminaire d'une vapeur pure et saturée sur une plaque poreuse inclinée par rapport à la verticale, en utilisant le modèle de Darcy-Brinkman pour décrire l'écoulement dans le milieu poreux, tandis que les équations classiques de la couche limite ont été exploitées dans le liquide pur en tenant compte des conditions d'inertie et de convection. Le problème présenté a été résolu analytiquement et numériquement. Les résultats sont principalement présentés sous la forme de l'épaisseur sans dimension du film liquide, et des profils de vitesse et de température et des coefficients d'échange thermique représentés par le nombre de Nusselt. Les résultats obtenus ont été comparés à ceux expérimentaux de Renken et al. Les effets de différents paramètres influents tels que : l'inclinaison, la viscosité effective (nombre de Reynolds Re), l'épaisseur adimensionnelle du substrat poreux et la conductivité thermique adimensionnelle, sur l'écoulement et les transferts thermiques sont illustrés. [8].
- H. Lee, J. Yoon, J. Kim et P.K. Bansal, ont présenté dans leur article en 2006 les résultats des coefficients de transfert de chaleur et des gradients de pression lors de la

condensation des réfrigérants hydrocarbonés R-1270, R-290, R-600a et R-22 dans des échangeurs de chaleur horizontaux à double tube, avec deux diamètres intérieurs différents de 12,70 mm et 9,52 mm respectivement. Cette étude a indiqué des données de transfert de chaleur de condensation et des données de chute de pression pour les réfrigérants R-22 et HC qui seront utiles dans les futures conceptions d'échangeurs de chaleur incorporant des réfrigérants hydrocarbonés. Le coefficient de transfert de chaleur de condensation local pour tous les réfrigérants à base d'hydrocarbures était plus élevé dans le tube de plus petit diamètre, de plus, il était généralement d'au moins 31 % supérieur à celui du R-22 conventionnel. Le coefficient moyen de transfert de chaleur de la condensation a augmenté avec l'augmentation du débit massique, et ce HC avait un taux d'amélioration plus élevé que le R-22 [9].

- En 2007, L. Shao, J. Han, G. Su, et J. Pan, ont mené une étude expérimentale sur le transfert de chaleur de condensation pour le R-134a dans des échangeurs de chaleur horizontaux à tube spiralé. Des expériences ont été réalisées à trois températures de saturation 35, 40 et 45 °C avec un débit massique de réfrigérant variant de 100 Kg/m² s à 400 Kg/m² s, et une qualité de vapeur allant de 0,1 à 0,8. L'effet de la qualité de la vapeur et du débit massique du R-134a sur le coefficient de transfert de chaleur de condensation a été étudié. Les résultats ont indiqué que les coefficients de transfert de chaleur de condensation de la section hélicoïdale sont de 4 % à 13,8 % supérieurs à ceux de la section droite. Les résultats expérimentaux ont été comparés aux données disponibles dans la littérature pour les tubes spiralés et droits [10].
- En 2012, D. Khoeini, M. A. Akhavan-Behabadi et A. Saboonchi, ont mené une étude expérimentale pour vérifier le coefficient de transfert de chaleur de condensation pour le flux de R-134a à l'intérieur d'un tube ondulé avec différentes inclinaisons. Différentes inclinaisons du condensateur de test ont été prises de -90° à +90° par rapport au plan horizontal et différentes vitesses massiques d'écoulement dans la plage de 87 à 253 Kg/m²s. Les résultats ont montré que le changement d'inclinaison du tube, les vitesses des blocs et la qualité de la vapeur avaient un effet significatif sur le comportement de transfert de chaleur de condensation. Où les coefficients de transfert de chaleur de condensation les plus élevés sont obtenus avec une qualité de vapeur de tube élevée avec $\alpha = 0^\circ$ et $\alpha = 30^\circ$, tandis qu'en basse qualité de vapeur, ils sont atteints à $\alpha = +30^\circ$. D'autre part, les coefficients de transfert de chaleur les plus bas appartiennent au tube avec $\alpha = +90^\circ$ avec une qualité de vapeur élevée et au tube avec $\alpha = -90^\circ$ avec une qualité de vapeur faible. Le coefficient de transfert de chaleur le plus élevé a été obtenu à faible qualité de vapeur dans les tubes ondulés à toutes les vitesses de masse lorsque $\alpha = +30^\circ$, ce qui est 1,27 à 1,41 fois supérieur à celui pour $\alpha = -90^\circ$, qui a les performances de transfert de chaleur les plus faibles. Parmi les inclinaisons de tube, $\alpha = +30^\circ$ a eu le meilleur effet sur les performances de transfert de chaleur et une augmentation de 6 % du coefficient de transfert de chaleur a été observée par rapport au tube horizontal à la vitesse de masse la plus faible de 87 Kg/m² s pour ce tube inclination [11].

- Une étude expérimentale du transfert de chaleur par condensation en gouttelettes et en film d'un échangeur de chaleur incliné à deux tubes a été réalisée par A. A. Karamallah, A. H. Yousif et B. M. Mohammed en 2014, où une excellente condensation a été obtenue par gouttelettes sur l'une des surfaces de chromage à pression atmosphérique, puis sur le revêtement céramique et enfin la surface polie. Le coefficient de transfert de chaleur de la proportion de la surface du revêtement de chrome, céramiques et la surface polie par rapport au coefficient de transfert de chaleur de la condensation en film de (8 à 2,5), (5,4 à 2) et (4 à 1,6), respectivement, était le double du coefficient de transfert de chaleur de la condensation du film dans la direction verticale à la gamme Reynolds de (1079,8 à 2879) [12].
- En 2014, J.D. Berrichon, H. Louahlia-Gualous, P. Bandelier et N. Bariteau, ont mené une étude expérimentale sur l'effet de l'ultra-basse pression sur le transfert de chaleur de condensation locale et moyenne dans un tube vertical, où un modèle physique a été développé pour décrire la chaleur et la masse lors de la condensation de la vapeur pure. Et de la vapeur en présence d'un gaz non condensable à l'intérieur du tube. L'épaisseur du film de condensation a été calculée pour chaque emplacement dans le tube en utilisant la mesure de masse et le transfert de chaleur, et les effets de la contrainte de cisaillement interfaciale et des ondes sur la surface du film de condenseur ont été inclus dans le modèle. La comparaison des résultats expérimentaux et des prédictions du modèle à basse pression a montré que l'effet de la surface du film d'ondulation devait être pris en compte à basse pression, l'effet de la présence d'un gaz incondensable sur le transfert thermique de condensation à basse pression était très dégagé. Une dégradation maximale de 50 % a été obtenue dans le transfert de chaleur d'une fraction d'air de 4 %. De plus, le modèle développé dans ce travail fournit les meilleures prédictions de condensation de vapeur d'air à basse pression [13].
- En 2017, R. Ali et N. P. Gulhane, ont mené une étude expérimentale sur le transfert de chaleur par condensation dans un échangeur de chaleur à serpentin, dont le but était d'évaluer les performances du serpentin avec différentes dimensions pour la condensation de la vapeur et d'étudier l'effet d'un changement des dimensions du serpentin sur le coefficient de transfert de chaleur. Lorsqu'une installation expérimentale a été établie pour faciliter l'étude du transfert de chaleur lors de la condensation de la vapeur effluente, des expériences ont été menées sur trois bobines hélicoïdales de dimensions différentes. Le coefficient de transfert de chaleur de la condensation a été calculé sur la base des observations expérimentales de toutes les bobines. D'après les résultats (Figure 1.3), on observe qu'il y a une augmentation du coefficient de transfert de chaleur moyen dans le tube enroulé hélicoïdal avec l'augmentation du débit massique de vapeur. Le taux de transfert de chaleur plus élevé dans le tube en spirale enroulé est dû au flux de fluide secondaire qui augmente la turbulence ainsi qu'au système d'écoulement annulaire prolongé. On observe également qu'il y a une augmentation du coefficient de transfert de chaleur lorsque le diamètre de la bobine est réduit [14].

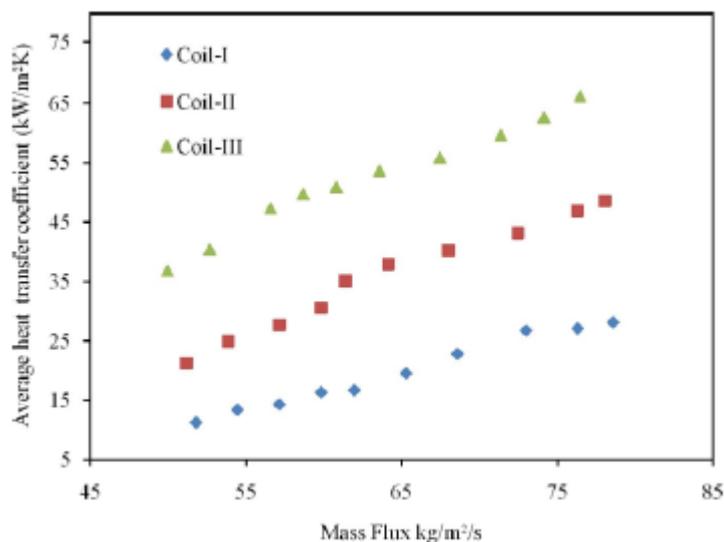


Figure 1.3 : Effet du flux massique sur le coefficient de transfert de chaleur [14].

- En 2019, N. Hamed, R. Hassan, A. Ali et N. Hamid ont mené une étude expérimentale du transfert de chaleur par condensation du R141b dans un système à flux intermittent à l'intérieur d'un tube horizontal lisse. La condensation du R141b a été réalisée avec une température de saturation moyenne de 40 °C avec des flux massiques allant de 40 à 400 Kg/m²s. Le coefficient de transfert thermique de condensation est évalué dans la région intermittente. Une comparaison des données expérimentales disponibles avec les valeurs prédites par les corrélations les plus courantes du transfert de chaleur par condensation dans les tubes horizontaux est rapportée. Enfin, une nouvelle corrélation est proposée pour prédire le coefficient de transfert de chaleur de condensation dans la région intermittente [15].
- M. Sikora, T. Bohdal et K. Formela, ont présenté en 2021 un article montrant les résultats obtenus grâce à une étude expérimentale spéciale sur l'échange de chaleur et la chute de pression lors de l'écoulement de condensation du réfrigérant HFE 7000 dans de petits canaux tubulaires d'un diamètre intérieur de 1,2 à 2,5 mm. Où l'effet de la qualité de vapeur et de la densité de flux massique sur deux étages de pression d'écoulement et de transfert de chaleur est présenté. Des tests ont été effectués pour la gamme de densité de flux massique de 110 à 4700 Kg/m²s, température d'entrée de saturation égale à 36 à 43 °C et densité de flux thermique 1 ÷ 20 KW/m². Parmi les conclusions détaillées des résultats obtenus Il a été conclu à partir de la recherche expérimentale que la qualité de vapeur moyenne et la densité de flux massique avaient un effet significatif sur le changement du coefficient de transfert de chaleur et également sur les changements de chute de pression, ainsi que les dimensions du diamètre intérieur du petit canal ont également eu un effet significatif sur l'efficacité du transfert de chaleur. Il a également été observé que l'augmentation du diamètre intérieur entraînait une augmentation du nombre de Nusselt de 20 % et une diminution de la chute de pression d'environ 60 %. Les résultats

de la recherche expérimentale sur le coefficient de transfert de chaleur en deux étapes et la chute de pression étaient plus précis avec les corrélations développées par d'autres auteurs [16].

1.3 Conclusion

A travers les études et les recherches précédentes que nous avons présentées dans ce chapitre, nous voyons les grands progrès qui ont été réalisés dans l'étude du phénomène de condensation, où il est devenu mieux compris et avec des mesures plus précises. Cela est dû à l'étude du phénomène par les chercheurs sous plusieurs aspects, où il a été constaté que le mode de condensation et plusieurs autres facteurs tels que la pression, la nature des fluides, le type et la géométrie des surfaces de contact et d'autres ont eu un impact significatif sur le transfert de chaleur lors de la condensation. Mais malgré les efforts déployés depuis plus d'un siècle pour étudier ce phénomène, il reste encore à étudier et à développer.

Chapitre 2

Transfert de chaleur lors du phénomène de la condensation

2.1 Introduction

Les quantités de chaleur transférées lors d'un changement de phase sont généralement beaucoup plus élevées que celles des autres formes de procédés convectifs qui impliquent une seule phase, ce qui explique l'utilisation de l'ébullition et de la condensation, qui sont des formes de transfert de chaleur à deux phases dans de nombreux procédés industriels utilisant technologies modernes capables de transférer de telles quantités de chaleur. Dans ce chapitre, nous présenterons les différents types, modes et méthodes de calcul liés au transfert de chaleur lors de la condensation.

2.2 Définition du phénomène de la condensation

La condensation est le phénomène physique de changement d'état de la matière d'un état gazeux à un état liquide, et parfois à l'état solide. OÙ nous étudierons dans notre travail le phénomène de condensation lorsque l'état gazeux se transforme en liquide. Le phénomène est fréquemment rencontré dans la nature et joue un rôle important dans les machines à vapeur, les machines frigorifiques, les pompes à chaleur et dans de nombreuses pratiques industrielles.

Le phénomène se produit lorsque la température de la vapeur descend en dessous de sa température de saturation T_{sat} . Le processus se produit généralement lorsque la vapeur entre en contact avec une surface dont la température T_s est inférieure à la température de saturation de la vapeur T_{sat} . Là où l'énergie potentielle de la vapeur est libérée, la chaleur est transférée à la surface et un condensat se forme. Son importance pratique est associée à la nécessité d'obtenir la phase liquide d'une substance et de réaliser un transfert de chaleur avec une densité élevée.

2.3 Types de condensation

Lorsque la condensation se fait sur une surface solide, elle produit deux formes distinctes (Figure 2.1) sont :

- La condensation en film.
- La condensation en gouttelettes.

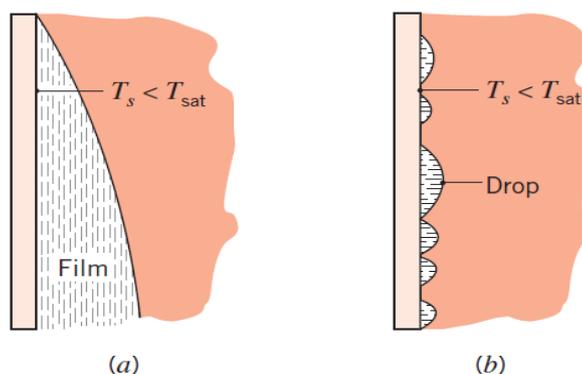


Figure 2.1 : Les types de condensation les plus courants. (a) en film, (b) en gouttelettes [17].

Dans la condensation en film, le condensat mouille la surface et forme un film liquide dessus et glisse sous l'action de la gravité, c'est ainsi que la condensation se produit généralement dans la pratique industrielle. Dans la condensation en gouttelettes, la vapeur condensée forme des gouttelettes sur la surface plutôt qu'un film continu, et la surface est recouverte d'innombrables gouttelettes de diamètres variables.

D'autres types de condensation moins courants (Figure 2.2) sont :

- La condensation homogène.
- La condensation par contact direct

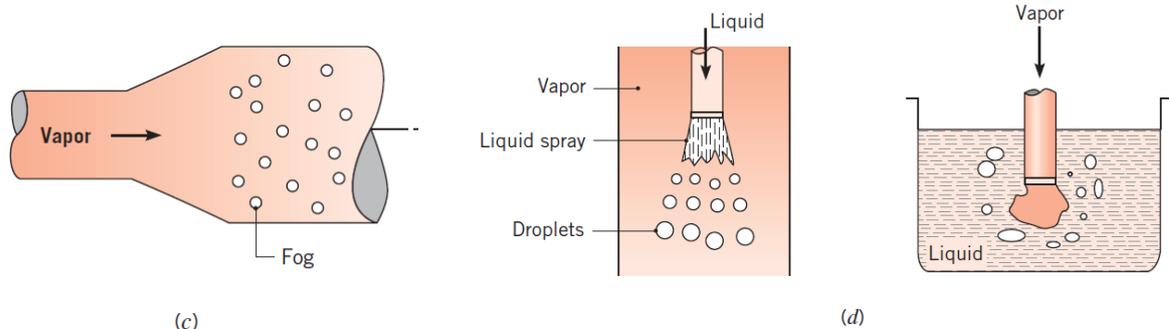


Figure 2.2 : Types de condensation moins courants. (c) condensation homogène, (d) condensation par contact direct [17].

Dans la condensation homogène, la vapeur se condense sous forme de gouttelettes en suspension dans la phase gazeuse pour former un brouillard, et dans le cas d'un contact direct, la condensation se produit lorsque la vapeur entre en contact avec un liquide froid. Dans notre étude, nous ne considérerons que la condensation de surface.

2.4 Les facteurs affectant le transfert de chaleur lors de la condensation

Les surfaces d'échanges utilisées sont souvent très complexes et ne se prêtent pas facilement à l'analyse théorique du phénomène de la condensation. Les phénomènes tels que les vagues sur la surface du film de condensat ou l'arrachement des gouttelettes et l'inondation compliquent davantage l'analyse. À cause de la complexité des interactions entre l'écoulement de vapeur et le film liquide, les coefficients d'échange thermique moyen sont déterminés par les essais effectués sur des montages spécifiques et des corrélations sont établies en utilisant l'analyse dimensionnelle. Une pléthore de ces corrélations empiriques développées pour différentes géométries en fonction des fluides employés est disponible dans la littérature scientifique.

2.4.1 Types et mode de condensation

2.4.1.1 condensation en film

Dans la condensation en film, la surface est recouverte d'un film liquide d'épaisseur croissante, et cette paroi liquide entre la surface solide et la vapeur sert de résistance au transfert de chaleur. La chaleur de vaporisation h_{fg} (chaleur latente de vaporisation) libérée lors de la condensation de la vapeur doit traverser cette résistance avant de pouvoir atteindre la surface solide et être transférée au milieu de l'autre côté.

Nous prenons en compte la condensation du film sur une plaque verticale, comme le montre la figure 2.3. Un film liquide commence à se former au sommet de la plaque et s'écoule vers le bas sous l'effet de la gravité. L'épaisseur du film δ augmente dans la direction d'écoulement x en raison de la condensation continue à l'interface vapeur-liquide. La chaleur d'une quantité de h_{fg} est libérée lors de la condensation et est transférée à travers le film à la surface de la plaque à une température de T_s . La vitesse du condensat à la paroi est nulle du fait de l'état "anti-glissement" et atteint un maximum à l'interface vapeur-liquide. La température des condensateurs est T_s à l'interface et diminue progressivement jusqu'à T_{sat} à la paroi.

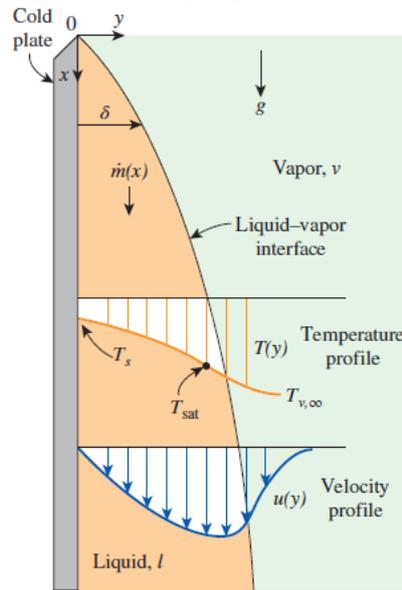


Figure 2.3 : Condensation en film sur une plaque verticale [18].

Le transfert de chaleur dans la condensation dépend du fait que le flux de condensat est laminaire ou turbulent. Comme dans la convection forcée impliquant une phase, la norme du système de débit est fournie par le nombre de Reynolds, qui est défini comme :

$$Re = \frac{\rho_l V_l D_h}{\mu_l} = \frac{4Sh(T_{sat} - T_s)}{p\mu_l h'_{fg}} \quad (2.1)$$

Le nombre de Reynolds pour la condensation sur les surfaces extérieures des tubes ou plaques verticales augmente dans le sens de l'écoulement en raison de l'augmentation de l'épaisseur du film liquide δ . L'écoulement du film liquide présente différents régimes, selon la valeur du nombre de Reynolds. On observe que la surface externe du film liquide reste lisse et sans ondulation pendant environ $Re \leq 30$, comme le montre la Figure 2.4, et donc l'écoulement est clairement laminaire. Des ondulations ou des vagues apparaissent sur la surface libre du flux de condensat à mesure que le nombre de Reynolds augmente, et le flux de condensat devient complètement turbulent à environ $Re \approx 1800$. Le flux de condensat est appelé onduler-laminaire dans la plage de $30 < Re < 1800$ et turbulent pour $Re > 1800$. Cependant, un certain désaccord existe sur la valeur de Re à laquelle l'écoulement devient onduler-laminaire ou turbulent [18].

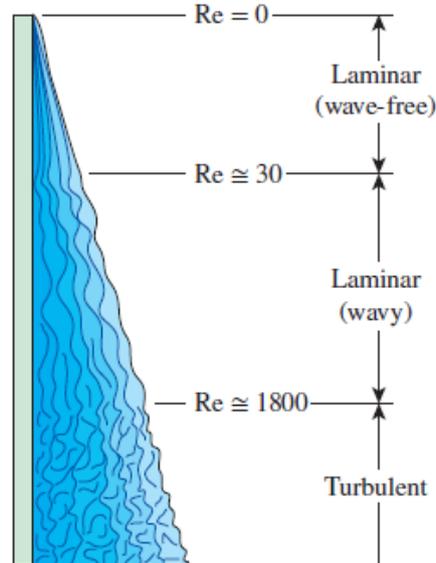


Figure 2.4 : Régimes d'écoulement lors de la condensation d'un film sur une plaque verticale [18].

2.4.1.1.1 Plaque verticale

Considérons une plaque verticale de hauteur H et de largeur b maintenue à une température constante T_s qui est exposée à la vapeur à la température de saturation T_{sat} . La direction vers le bas est considérée comme la direction x positive avec l'origine placée au sommet de la plaque où la condensation commence, comme illustré à la figure 2.5. La température de surface est inférieure à la température de saturation ($T_s < T_{sat}$) et donc la vapeur se condense sur la surface. Le film liquide s'écoule vers le bas sous l'influence de la gravité. L'épaisseur du film δ et donc le débit massique du condensat augmentent avec x en raison de la poursuite de la condensation sur le film existant. Ensuite, le transfert de chaleur de la vapeur à la plaque doit se produire à travers le film, qui offre une résistance au transfert de chaleur. Evidemment, plus le film est épais, plus sa résistance thermique est grande et donc plus le taux de transfert de chaleur est faible [18].

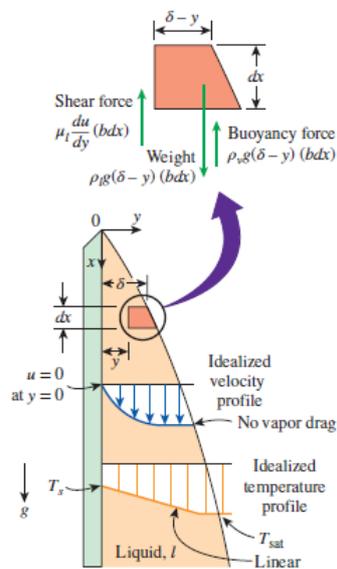


Figure 2.5 : L'élément volumique du condensat sur une plaque verticale considéré dans l'analyse de Nusselt [18].

Comme mentionné précédemment dans le premier chapitre, la relation analytique du coefficient de transfert de chaleur dans la condensation du film sur une plaque verticale décrite ci-dessus a été développée pour la première fois par Nusselt en 1916 sous certaines hypothèses simplificatrices. Avec ces hypothèses, le coefficient de transfert de chaleur moyen de condensation en film laminaire sur une plaque plane verticale de hauteur H est déterminé comme étant :

$$h_{m.ver} = 0.943 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)gh_{fg}\lambda_l^3}{\mu_l H(T_{sat} - T_s)} \right]^{1/4} \quad (2.2)$$

L'équation (2.2), obtenue, donne une bonne idée de la dépendance fonctionnelle du coefficient de transfert de chaleur de condensation. Cependant, l'imprévisibilité du transfert de chaleur a été observée car il ne prend pas en compte les effets du profil de température non linéaire dans le film liquide et le refroidissement du liquide en dessous de la température de saturation. Rohsenow a montré en 1956 que ces deux effets peuvent être calculés en remplaçant h_{fg} par h'_{fg} , il est donné comme suit :

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68c_{pl}(T_{sat} - T_s) \quad (2.3)$$

Avec cette modification, le coefficient de transfert de chaleur moyen de condensation en film laminaire pour ce cas devient comme suit :

$$h_{m.ver} = 0.943 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)gh'_{fg}\lambda_l^3}{\mu_l H(T_{sat} - T_s)} \right]^{1/4} \quad \text{pour : } (0 < Re < 30) \quad (2.4)$$

Des relations empiriques plus ou moins complexes ont été proposées pour le coefficient de transfert de chaleur en fonction de l'état d'écoulement. Les propriétés physiques des condensateurs ont été évaluées à la température du film $T_f = (T_{sat} + T_s)/2$. En supposant $\rho_v \ll \rho_l$ pour simplifier. Les équations sont résumées dans le tableau suivant :

État d'écoulement	Re	$h_{m.ver}$ (W/m ² .K)
Laminaire (0 < Re < 30)	$\frac{4g}{3v_l^2} \left(\frac{\lambda_l}{3h_{m.ver}/4} \right)^3$	$1.47\lambda_l Re^{-1/3} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3}$
Laminaire ondulé (30 < Re < 1800)	$\left[4.81 + \frac{3.70\lambda_l H(T_{sat} - T_s)}{\mu_l h'_{fg}} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3} \right]^{0.82}$	$\frac{Re\lambda_l}{1.08Re^{1.22} - 5.2} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3}$
Turbulent (Re > 1800)	$\left[\frac{0.0690\lambda_l Pr_l^{0.5} H(T_{sat} - T_s)}{\mu_l h'_{fg}} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3} - 151Pr_l^{0.5} + 253 \right]^{4/3}$	$\frac{Re\lambda_l}{8750 + 58Pr_l^{-0.5}(Re^{0.75} - 253)} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3}$

Tableau 2.1 : Équations du coefficient de transfert de chaleur moyen ($h_{m.ver}$) et du nombre de Reynolds (Re) pour la condensation en film sur une plaque verticale en fonction de l'état d'écoulement.

Les coefficients de transfert de chaleur non dimensionnés pour l'écoulement laminaire sans onde, laminaire ondulé et turbulent de condensat sur des plaques verticales sont tracés à la figure 2.6.

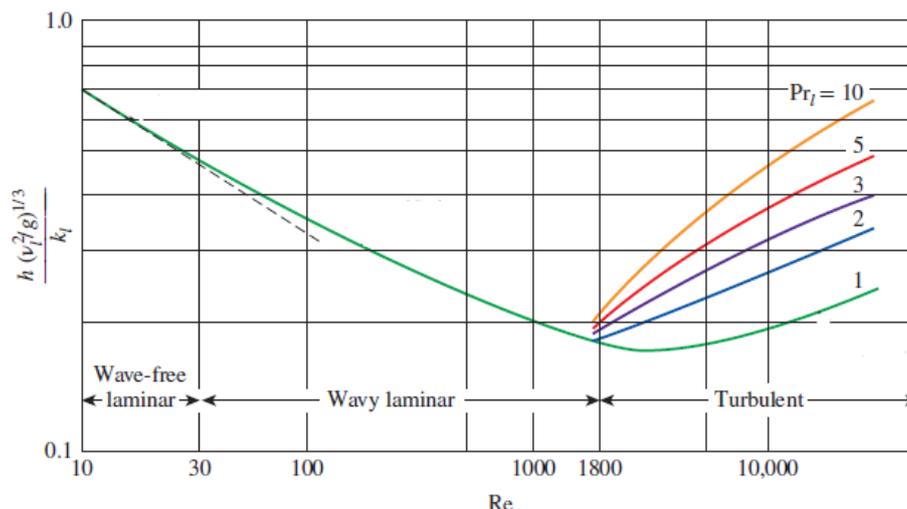


Figure 2.6 : Coefficients de transfert de chaleur non dimensionnels pour l'écoulement laminaire sans ondes, laminaire ondulé et turbulent de condensat sur des plaques verticales [18].

2.4.1.1.2 Plaque inclinée

L'équation (2.4) a été développée pour les plaques verticales, mais elle peut également être utilisée pour la condensation de film laminaire sur les surfaces supérieures des plaques inclinées d'un angle θ par rapport à la verticale, en remplaçant g dans cette équation par $g \cos \theta$ (Figure 2.7). Cette approximation donne des résultats satisfaisants, notamment pour $\theta \leq 60^\circ$. Notez que les coefficients de transfert de chaleur de condensation sur les plaques verticales et inclinées sont liés les uns aux autres par :

$$h_{m.inc} = h_{m.ver}(\cos \theta)^{1/4} \quad (2.5)$$

L'équation (2.4) est développée pour un écoulement laminaire de condensat, mais elle peut également être utilisée pour des écoulements laminaires ondulés comme approximation [19].

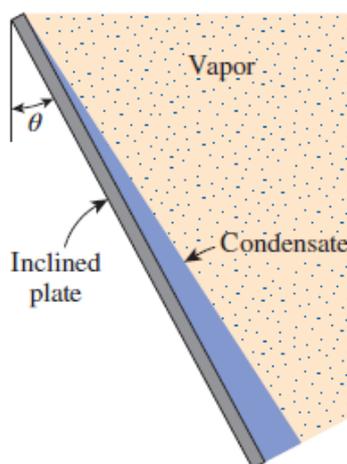


Figure 2.7 : Condensation en film sur une plaque inclinée [18].

2.4.1.1.3 Tube vertical

L'équation (2.4) peut être utilisée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur moyen de la condensation en film laminaire sur les surfaces extérieures des tubes verticaux, à condition que le diamètre du tube soit grand par rapport à l'épaisseur du film liquide ($D \gg \delta$).

2.4.1.1.4 A l'extérieur d'un tube horizontal et sphère

Le coefficient de transfert de chaleur moyen pour la condensation du film sur les surfaces extérieures d'un tube horizontal est déterminé comme étant :

$$h_{m.tube.hor} = 0.729 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g h'_{fg} \lambda_l^3}{\mu_l D (T_{sat} - T_s)} \right]^{1/4} \quad (2.6)$$

Où D est le diamètre du tube horizontal. L'équation (2.6) peut facilement être modifiée pour une sphère en remplaçant la constante 0,729 par 0,815.

Une comparaison des relations de coefficient de transfert de chaleur pour un tube vertical de hauteur H (Equation 2.4) et un tube horizontal de diamètre D (Equation 2.7) donne :

$$\frac{h_{m.ver}}{h_{m.tube.hor}} = 1.29 \left(\frac{D}{H} \right)^{1/4} \quad (2.7)$$

Le coefficient de transfert de chaleur est plus élevé en position horizontale. Considérant que la longueur d'un tube dans toute application pratique est plusieurs fois son diamètre, il est courant de placer les tubes dans un condenseur horizontalement pour maximiser le coefficient de transfert de chaleur de condensation sur les surfaces extérieures des tubes.

2.4.1.1.5 A l'extérieur des tubes horizontaux

Les tubes horizontaux empilés les uns sur les autres, comme illustré à la figure 2.8, sont couramment utilisés dans la conception des condenseurs. Le coefficient de transfert de chaleur moyen de la condensation en film pour un ensemble de tubes horizontaux peut être exprimé comme suit :

$$h_{m.N tubes.hor} = \frac{1}{N^{1/4}} h_{m.tube.hor} \quad (2.8)$$

Où :

N : nombre de tubes.

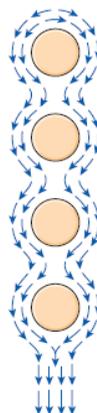


Figure 2.8 : Film de condensation sur un étage vertical de tubes horizontaux [18].

2.4.1.1.6 A l'intérieur d'un tube horizontal

La plupart des processus de condensation rencontrés dans les applications de réfrigération et de climatisation impliquent une condensation sur les surfaces internes des conduits horizontaux ou verticaux. L'analyse du transfert thermique de condensation à l'intérieur des tubes est compliquée par le fait qu'il est fortement influencé par la vitesse de la vapeur et le taux d'accumulation de liquide sur les parois des tubes (Figure 2.9).

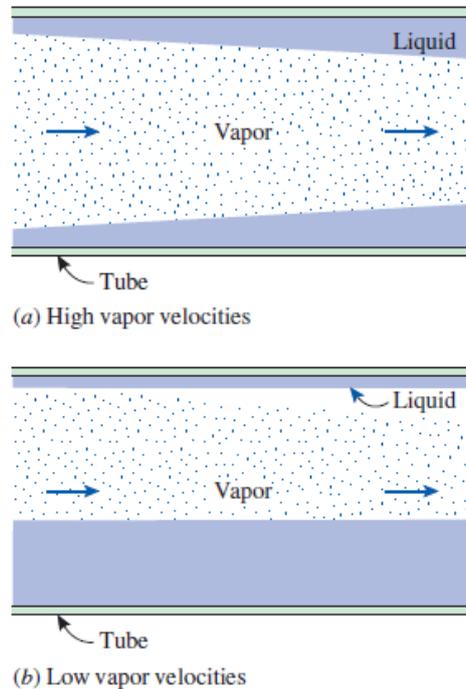


Figure 2.9 : Flux de condensat dans un tube horizontal avec des vitesses de vapeur élevées et faibles [18].

À des vitesses de vapeur plus élevées, le flux est annulaire. La vapeur occupe le cœur de l'anneau et son diamètre diminue à mesure que l'épaisseur du condensat augmente dans le sens de l'écoulement. À des vitesses de vapeur faibles, le condensat s'écoule du haut du tube vers le bas du tube. Pour les faibles vitesses de vapeur, Chato (1962) recommande cette expression pour la condensation :

$$h_{m.int} = 0.555 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g\lambda_l^3}{\mu_l D(T_{sat} - T_s)} \left(h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pl}(T_{sat} - T_s) \right) \right]^{1/4} \quad (2.9)$$

Pour :

$$Re_v = \frac{\rho_v V_v D}{\mu_v} < 35\,000 \quad (2.10)$$

2.4.1.1.7 Tube horizontal à ailettes

Dans le cas des ailettes comme le montre la figure 2.10, les angles aigus du tube à ailettes conduisent à de grandes différences dans la courbure de l'interface liquide-vapeur, et les effets de la tension superficielle peuvent être importants. Pour un tube à ailettes, les forces de tension superficielle ont tendance à augmenter les taux de transfert de chaleur près des extrémités des ailettes en réduisant l'épaisseur du film et à réduire les taux de transfert de chaleur dans la région interne en retenant le condensat. Tout comme la couche de liquide est plus épaisse au fond d'un tube ou d'une boule horizontale non bouchée.

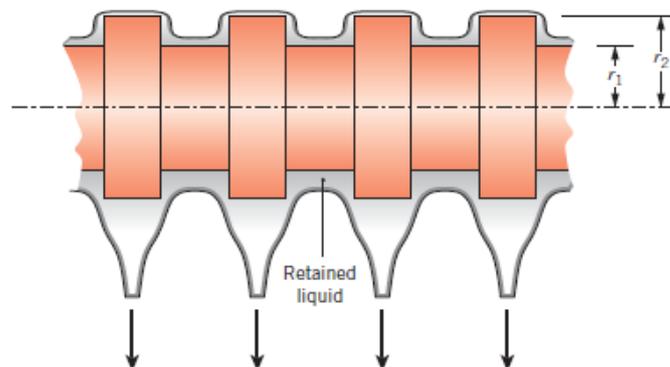


Figure 2.10 : Condensation sur un tube horizontal à ailettes [17].

Les coefficients de transfert de chaleur d'un tube à ailettes dépendent principalement du fluide, de la pression ambiante et de la géométrie des ailettes, et faiblement de la différence entre les températures du tube et ambiante. Des ailettes plus petites, par rapport à celles couramment utilisées dans la convection monophasée, améliorent la surface d'un liquide à forte courbure et peuvent ainsi améliorer considérablement le transfert de chaleur. De petites ailettes peuvent être réalisées, par exemple, en enlevant de la matière d'un tube de rayon r_2 comme illustré à la figure 2.10, éliminant ainsi la résistance de contact à l'interface tube-ailette. De plus, lorsqu'ils sont fabriqués à partir d'un métal à haute conductivité thermique tel que le cuivre, il est souvent raisonnable de supposer que le tube et les petites ailettes ont la même température uniforme.

2.4.1.2 Condensation en gouttelettes

La condensation en gouttes, qui se caractérise par une myriade de gouttelettes de différents diamètres sur la surface de condensation au lieu d'un film liquide continu, est l'un des mécanismes de transfert de chaleur les plus efficaces, dont l'intérêt principal est la condensation en gouttelettes est le fait qu'il permet d'obtenir des coefficients de transfert élevés grâce à la suppression de la valeur thermique de la résistance fournie par le film, qui est plus de 10 fois celle attendue par la formule de Nusselt. Dans la condensation en gouttes, les petites gouttelettes qui se forment sur les sites de nucléation à la surface se développent à la suite d'une condensation continue, se rassemblent en grosses gouttelettes, puis glissent vers le bas lorsqu'elles atteignent une certaine taille, nettoyant la surface et l'exposant à la vapeur. Il n'y a pas de film liquide dans ce cas pour résister au transfert de chaleur. De grands coefficients de transfert de chaleur permettent aux concepteurs d'obtenir un taux de transfert de chaleur

spécifique avec une surface plus petite, et donc un condensateur plus petit (et moins cher). Par conséquent, la condensation goutte à goutte est le mode de condensation préféré dans les applications de transfert de chaleur.

Le défi de la condensation en gouttes n'est pas d'atteindre cet objectif, mais plutôt de le maintenir pendant de longues périodes. La condensation en gouttes peut être obtenue de plusieurs manières, notamment :

- Ajout d'un booster chimique à la vapeur.
- Dépôt sur le tube de condensation d'un produit de même type sous forme liquide ou pâteuse.
- Revêtement de la surface par un matériau hydrophobe solide doué d'une bonne adhérence sur le métal support.
- Revêtement de la surface avec un polymère tel que le téflon ou un métal noble tel que l'or, l'argent, le rhodium, le palladium ou le platine.

Les qualités d'un promoteur organique doivent être sa faible solubilité dans l'eau (pour la condensation de vapeur d'eau), sa faible toxicité, sa bonne adhérence sur le support, son fort caractère hydrophobe et son action prolongée. On emploie généralement les huiles minérales, les acides gras et leurs sels ou les cires.

Les études sur la condensation de la vapeur sur les surfaces en cuivre ont attiré le plus d'attention en raison de leur utilisation généralisée dans les centrales à vapeur. P. Griffith (1983) recommande ces corrélations simples de condensation de vapeur goutte à goutte sur les surfaces en cuivre :

$$h_m = \begin{cases} 51.104 + 2044 T_{sat} \\ 255.510 \end{cases} \text{ pour : } \begin{cases} 22^\circ\text{C} < T_{sat} < 100^\circ\text{C} \\ T_{sat} > 100^\circ\text{C} \end{cases} \quad (2.11)$$

L'effet des vapeurs non condensables dans la vapeur peut être très important. De plus, si le matériau de surface de condensation est non conducteur tel que le cuivre ou l'argent, sa résistance thermique devient un facteur. Étant donné que toute la chaleur est transférée aux gouttelettes, qui sont très petites et largement réparties sur la surface, les lignes de flux de chaleur dans le matériau de surface près des zones actives de condensation se rassembleront, ce qui entraînera une anti-contraction.

La conductivité thermique de la paroi ainsi que son inclinaison jouent également un rôle fondamental dans la prédiction du coefficient d'échange de chaleur en condensation en gouttes. Il n'existe cependant à ce jour aucune méthode générale pour en quantifier les effets.

2.4.2 Vitesse et débit de la vapeur

En présence d'une vitesse de vapeur élevée, il entraîne le liquide à l'interface le long de laquelle la vitesse de vapeur à la surface doit décroître jusqu'à la valeur de la vitesse du liquide. Si la vapeur s'écoule vers le bas (c'est-à-dire dans le même sens que le liquide), cette force supplémentaire augmentera la vitesse moyenne du liquide et réduira ainsi l'épaisseur du film. Ceci, à son tour, réduira la résistance thermique du film liquide et augmentera ainsi le transfert de chaleur. L'écoulement ascendant de la vapeur a des effets opposés : la vapeur exerce une force sur le liquide dans le sens opposé de l'écoulement, et elle épaissit la couche de liquide, réduisant ainsi le transfert de chaleur.

2.4.3 La présence de gaz non condensables

Des études expérimentales montrent que la présence de gaz non condensables dans la vapeur a un effet néfaste sur le transfert de chaleur de condensation. Même de petites quantités d'un gaz non condensable dans la vapeur provoquent des baisses importantes du coefficient de transfert de chaleur pendant la condensation. Par exemple, la présence de moins de 1 % (en masse) d'air dans la vapeur peut réduire de plus de moitié le coefficient de transfert de chaleur de condensation. Par conséquent, il est de pratique courante de purger périodiquement les gaz non condensables qui s'accumulent dans les condenseurs pour assurer un bon fonctionnement.

La réduction drastique du coefficient de transfert de chaleur de condensation en présence d'un gaz incondensable peut s'expliquer comme suit : Lorsque la vapeur mélangée à un gaz incondensable se condense, seul le gaz incondensable reste au voisinage de la surface (Figure 2.11). Cette couche de gaz agit comme une barrière entre la vapeur et la surface et empêche la vapeur d'atteindre la surface. La vapeur doit maintenant diffuser à travers le gaz non condensable avant d'atteindre la surface, ce qui réduit l'efficacité du processus de condensation.

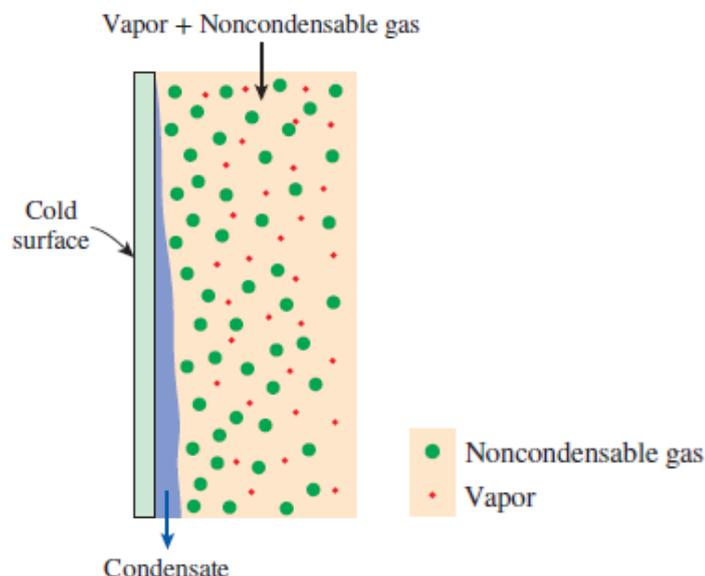


Figure 2.11 : L'état de la présence d'un gaz non condensable dans la vapeur [18].

Des études expérimentales montrent que le transfert de chaleur en présence d'un gaz incondensable dépend fortement de la nature du flux de vapeur et de la vitesse d'écoulement. Comme on pouvait s'y attendre, une vitesse d'écoulement élevée est plus susceptible d'éliminer le gaz non condensable stagnant du voisinage de la surface et d'améliorer ainsi le transfert de chaleur [18].

2.5 Généralités sur les condenseurs

2.5.1 Définition

Un condenseur est un équipement industriel qui agit comme un échangeur de chaleur pour convertir la vapeur en liquide. Il le fait en réduisant la température de la vapeur par contact thermodynamique avec un liquide externe à basse température. Le gaz à traiter est souvent de la vapeur et le liquide extérieur est de l'eau. Comme les condensateurs sont sujets à la corrosion en raison du contact constant avec l'humidité.

Les condenseurs sont utilisés dans une variété d'opérations de traitement chimique et pétrolier, y compris la distillation, la réfrigération et la production d'électricité. Pratiquement, chaque colonne de distillation utilise un condenseur partiel ou total pour liquéfier une partie ou la totalité du flux de vapeur de tête, fournissant ainsi un reflux pour la colonne et (souvent) un flux de produit liquide. Dans les opérations de réfrigération, les condenseurs sont utilisés pour liquéfier la vapeur de réfrigérant à haute pression quittant le compresseur. Les échangeurs de chaleur appelés condenseurs de surface sont utilisés pour condenser les gaz d'échappement des turbines à vapeur qui génèrent de l'énergie en interne pour les opérations de l'usine [19].

2.5.2 Géométries et configurations des condenseurs

La plupart des condenseurs utilisés dans les industries de procédés chimiques sont des échangeurs multitubulaires ou des échangeurs refroidis par air. Dans ce dernier cas, la vapeur de condensation s'écoule à l'intérieur d'un ensemble de tubes à ailettes et l'air ambiant soufflé à travers les tubes par les ventilateurs agit comme un fluide caloporteur. D'autres types d'équipements, tels que les échangeurs bitubes, les échangeurs à plaques et cadres et les condensateurs à contact direct sont moins couramment utilisés. Dans la condensation par contact direct, le réfrigérant est pulvérisé directement dans la vapeur de condensation. Cette méthode est parfois utilisée pour éliminer la chaleur intermédiaire des colonnes de distillation et l'adsorption via des pompes. Alors que le contact direct fournit un taux élevé de transfert de chaleur avec une faible chute de pression [19].

2.5.2.1 Condenseur horizontal côté calandre

La plupart des grands condenseurs des industries de process sont orientés horizontalement afin de minimiser le coût des structures de support et de faciliter les opérations de maintenance. La vapeur qui se condense est souvent un composé ou un mélange organique et le fluide caloporteur est le plus souvent de l'eau, combinaison qui favorise l'utilisation de tubes à ailettes. Par conséquent, la vapeur de condensation est le plus souvent placée dans l'enveloppe (côté

aillettes) et l'eau de refroidissement, généralement plus sujette à l'encrassement, circule dans les tubes [19].

Le condenseur à coque en E à chicanes (Figure 2.12) est largement utilisé et est le type de condenseur horizontal le moins cher. Il peut avoir une tête flottante, comme illustré, ou des plaques tubulaires fixes. Les chicanes sont généralement coupées verticalement pour un écoulement latéral et entaillées au fond pour faciliter le drainage du condensat. Une buse supplémentaire en haut de la coque près de la tête arrière est utilisée pour évacuer les gaz non condensables. Un mécanisme est requis dans tous les condenseurs pour empêcher l'accumulation d'incondensables qui autrement nuirait aux performances de l'unité. Une protection contre les impacts est également nécessaire car la vapeur pénètre généralement dans la coque à ou près de son point de rosée [19].

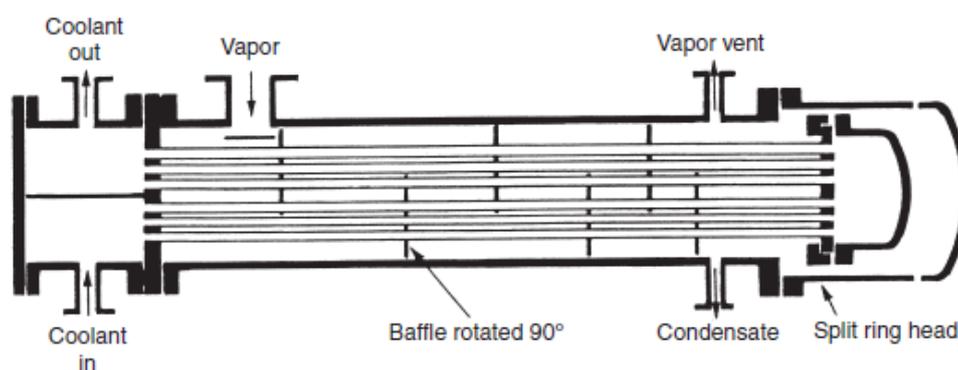


Figure 2.12 : Condenseur horizontal côté calandre, type AES [19].

Si la chute de pression côté calandre est un problème, des chicanes segmentaires à double coupe ou des chicanes à tige peuvent être utilisées. Alternativement, une coque J (Figure 2.13) ou coque X (Figure 2.14) peut être utilisée. Une coque en X fournit une très faible chute de pression et, par conséquent, est souvent utilisée pour les services de vide. La ventilation peut cependant être un problème avec ces unités, car le ou les événements doivent être situés là où les incondensables s'accumulent, c'est-à-dire là où le condensat a tendance à s'accumuler, comme indiqué à la (Figure 2.14) [19].

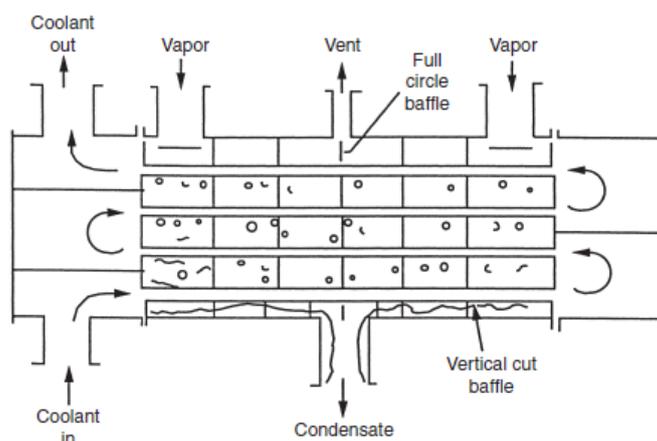


Figure 2.13 : Condenseur horizontal côté calandre avec calandre à flux divisé (type J) [19].

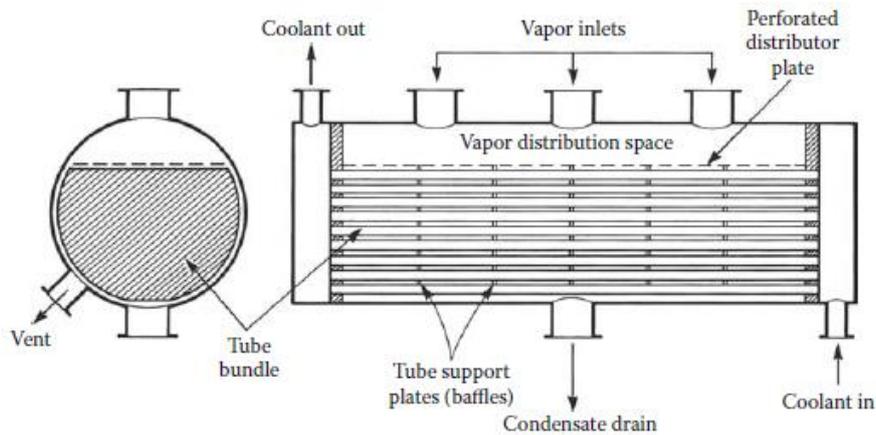


Figure 2.14 : Condenseur horizontal côté calandre avec calandre tangentielle (type X) [19].

2.5.2.2 Condenseur horizontal côté tube

Cette configuration, illustrée à la figure 2.15, est parfois utilisée pour condenser des vapeurs à haute pression ou corrosives. Cela se produit également dans les rebouilleurs à bouilloire et à thermosiphon horizontal lorsque le fluide chauffant est de la vapeur ou un flux de processus de condensation. Plusieurs passes côté tube (généralement deux) peuvent être utilisées ainsi que la passe unique illustrée à la figure 2.15. Les régimes d'écoulement diphasiques sont une considération importante dans la conception de ces unités car les instabilités d'écoulement peuvent causer des problèmes opérationnels [19].

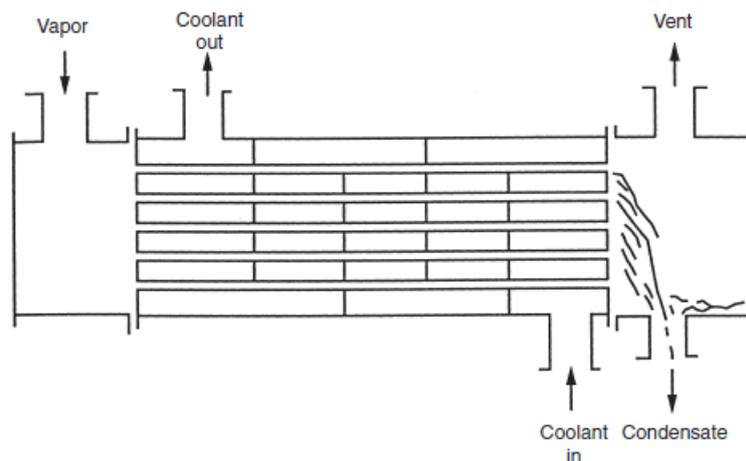


Figure 2.15 : Condenseur horizontal côté tube [19].

Exemple :

Au cours du stage pratique de fin d'étude de formation de master, effectué dans le complexe GP1/Z, activité liquéfaction et séparation, division GNL & GPL, j'ai pris connaissance du condenseur horizontal côté tube (32-E-8006 A/B) (Figure 2.16) de section déethaniseur.



Figure 2.16 : Condenseur horizontal côté tube (32-E-8006 A).

Le condenseur (32-E-8006 A ou B) a pour rôle de condenser le C3 du mélange vapeur (C2 + C3) venant de la tête de la colonne de distillation. Ce mélange est refroidi par le propane réfrigérant C3 qui est la température de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, circulant côté calandre, puis le mélange (C2 + C3), à la température de $16\text{ }^{\circ}\text{C}$, circulant côté tubes, est envoyé sous forme liquide (C3) et vapeur (C2) vers le ballon de reflux où C3 (sous forme de liquide) est renvoyée ensuite en tête de la colonne de distillation, et C2 (sous forme de vapeur), est utilisée dans le four pour servir de combustible.

Le tableau suivant montre quelques caractéristiques de ce condenseur :

	Côté calandre	Côté tube
Fluides	Propane (C3)	Ethane + Propane (C2+C3)
Pressions de service	3.1 barG	21.8 barG
Températures de service	$-5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$16 \rightarrow 5\text{ }^{\circ}\text{C}$
Volumes	15 m^3	3.2 m^3

Tableau 2.2 : Quelques caractéristiques du condenseur (32-E-8006 A/B).

2.5.2.3 Condenseur vertical côté calandre

Cette configuration, illustrée à la figure 2.17, est plus couramment rencontrée dans les rebouilleurs à thermosiphon verticaux lorsque le fluide chauffant est de la vapeur ou un flux de processus de condensation. La vapeur pénètre par le haut de la coque et s'écoule vers le bas avec le condensat, qui est éliminé par le bas. L'évent est placé près du bas de la coque où les incondensables s'accumulent. Le faisceau de tubes peut être soit à déflecteur, soit sans déflecteur [19].

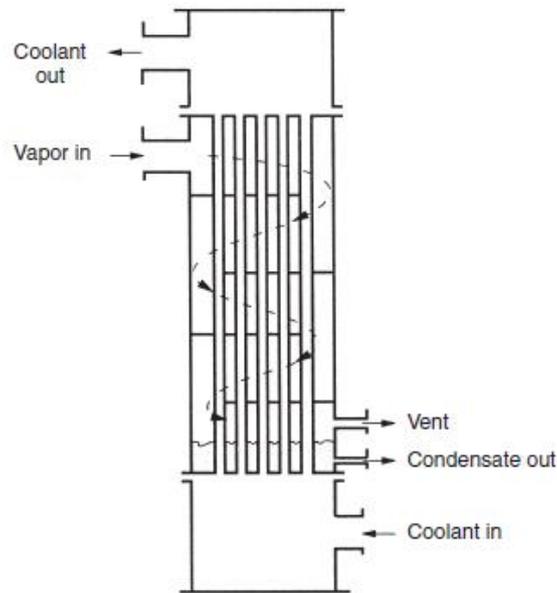


Figure 2.17 : Condenseur vertical côté calandre [19].

2.5.2.4 Condenseur vertical à flux descendant côté tube

Cette configuration (Figure 2.18) est souvent utilisée dans l'industrie chimique. Il se compose d'une coque en E avec soit une tête flottante, soit des plaques tubulaires fixes. La tête inférieure est surdimensionnée pour accueillir le condensat et un évent pour les incondensables. La plaque tubulaire supérieure est également munie d'un évent pour empêcher tout gaz non condensable, tel que l'air, qui peut entrer avec le liquide de refroidissement de s'accumuler dans l'espace entre la plaque tubulaire et la buse de liquide de refroidissement supérieure. Le condensat s'écoule dans les tubes sous la forme d'un film annulaire de liquide, maintenant ainsi un bon contact avec la surface de refroidissement et la vapeur restante. Par conséquent, cette configuration tend à favoriser la condensation de composants légers à partir de mélanges à point d'ébullition large. Un inconvénient est que le liquide de refroidissement, qui est souvent plus sujet à l'encrassement, se trouve du côté de la coque [19].

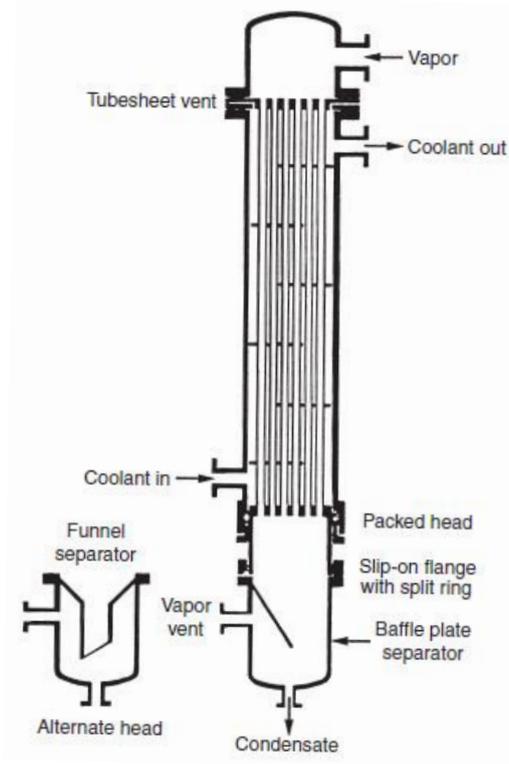


Figure 2.18 : Condenseur vertical à flux descendant côté tube [19].

2.5.2.5 Condenseur à reflux

Un condenseur à reflux, également appelé condenseur à évent, est un condenseur à tube vertical dans lequel la vapeur s'écoule vers le haut, comme indiqué à la figure 2.19. Ces unités sont généralement utilisées lorsque des quantités relativement faibles de composants légers doivent être séparées d'un mélange de vapeur. Les composants les plus lourds se condensent et s'écoulent vers le bas le long des parois du tube, tandis que les composants légers restent en phase vapeur et sortent par l'évent du collecteur supérieur. Dans les applications de distillation, ils sont le plus souvent utilisés comme condenseurs internes, où le condensat retourne dans le haut de la colonne de distillation pour alimenter le reflux, ou comme condenseurs secondaires attachés à des accumulateurs (Figure 2.20). Ces unités ont d'excellentes caractéristiques de ventilation, mais la vitesse de la vapeur doit être maintenue faible pour éviter l'entraînement excessif de condensat et la possibilité d'inondation. Le placement du fluide (liquide de refroidissement dans la coque) entraîne le même inconvénient que le condenseur à flux descendant côté tube.

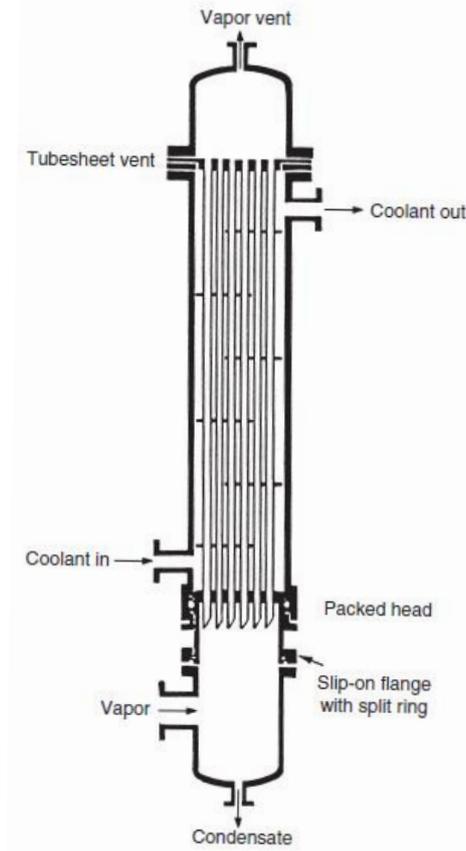


Figure 2.19 : condenseur à reflux [19].

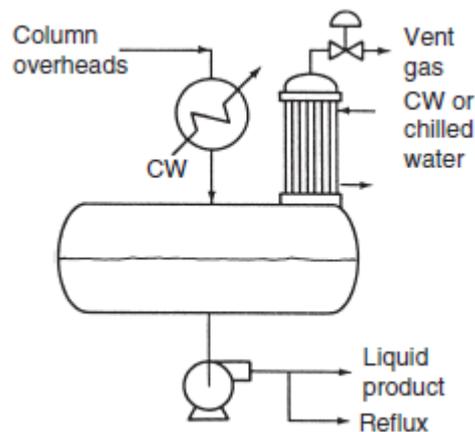


Figure 2.20 : Un condenseur à reflux utilisé comme condenseur secondaire sur un accumulateur [19].

2.5.2.6 Condenseurs à plaques

Il existe trois principaux types d'échangeurs à plaques : les échangeurs à plaques et cadres, à plaques spiralées et à plaques et ailettes :

Les échangeurs de chaleur à plaques et cadres (joints d'étanchéité) (Figure 2.21), sont généralement limités aux flux de fluide avec des pressions inférieures à environ 25 bars et des températures inférieures à environ 250°C. Les échangeurs de chaleur à joints sont

principalement développés pour les écoulements monophasiques. Ils ne sont pas bien adaptés aux condenseurs en raison de la taille des pièces dans les plaques qui sont petites pour gérer des débits de vapeur importants. Cependant, ils sont fréquemment utilisés avec de la vapeur de service d'un côté pour chauffer certains flux de processus [20].

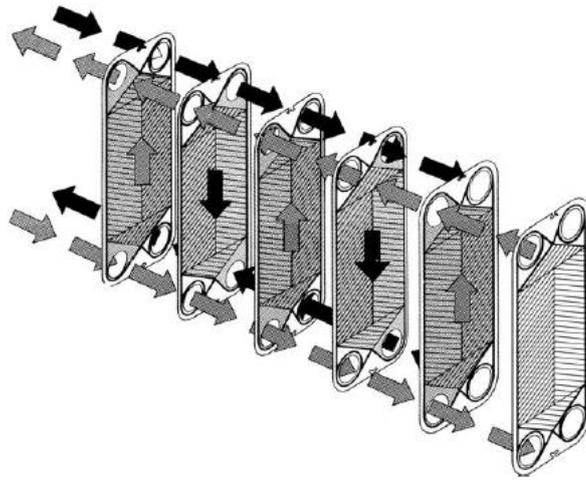


Figure 2.21 : Un diagramme montrant les voies d'écoulement dans un échangeur de chaleur à plaques et joints [20].

Un échangeur de chaleur en spirale en tant que condenseur est illustré à la figure 2.22. Ceux-ci peuvent fonctionner à des pressions jusqu'à environ 20 bars et à des températures jusqu'à environ 400°C [20].

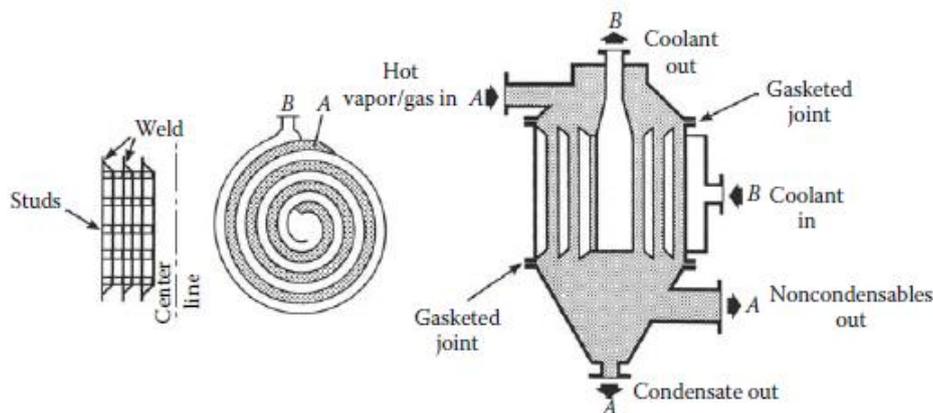


Figure 2.22 : Échangeur de chaleur en spirale pour les applications de condenseur [20].

Les échangeurs de chaleur à plaques et ailettes (Figure 2.23) sont des unités très compactes avec une densité de surface élevée pour le transfert de chaleur, ils sont souvent utilisés dans les installations à basse température (cryogéniques) où la différence de température entre les flux est faible. (1-5 °C). Les canaux d'écoulement dans les échangeurs à ailettes sont petits et présentent souvent de nombreuses irrégularités. Cela signifie que la perte de charge est élevée avec des vitesses d'écoulement élevées. Non nettoyable mécaniquement par conséquent, leur utilisation est limitée aux liquides propres [20].

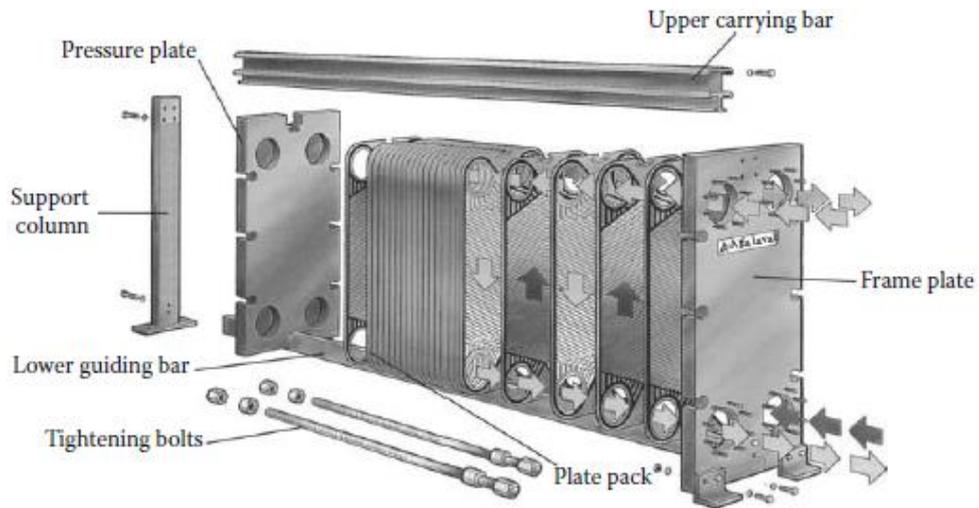


Figure 2.23 : Échangeurs de chaleur à plaques et ailettes [20].

2.6 Conclusion

Le transfert de chaleur lors de la condensation prend une place considérable dans les processus industriels vu les quantités de chaleur mises en jeux .Les formules utilisées pour le transfert de chaleur lors du phénomène de condensation indiquent la complexité du phénomène et la difficulté de l'étudier car il comprend un grand nombre de paramètres et de facteurs l'affectant.

Chapitre **3**

Présentation du banc d'essai
H655

3.1 Introduction

L'étude et l'analyse de la condensation sont essentielles pour des applications et des équipements industriels plus efficaces et moins d'énergie gaspillée. Lors de l'étude de ce phénomène, les chercheurs éprouvent des difficultés en raison de la complexité des surfaces d'échange thermique utilisées dans ces équipements, Par conséquent, divers appareils expérimentaux sont conçus pour mener des expériences et étudier ce phénomène, l'un de ces appareils est l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655 pour améliorer la compréhension du transfert de chaleur lors de l'ébullition et la condensation, que nous présenterons dans ce chapitre.

3.2 Appareil de transfert de chaleur par ébullition H655

L'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655 (Figure 3.1) est un appareil thermodynamique produit par la société P.A. Hilton Ltd. Il a été conçu pour améliorer la compréhension du transfert de chaleur par ébullition et par condensation et permet une étude à la fois visuelle et analytique de ces procédés.

Il est constitué fondamentalement d'un panneau rigide qui supporte un cylindre de verre vertical contenant un élément chauffant monté horizontalement et immergé dans le liquide. Cet élément est la source du phénomène d'ébullition. Au sommet du cylindre se trouve un serpentin (bobine de condensation) à travers lequel l'eau de refroidissement s'écoule. Cette dernière partie a le rôle de condenser la vapeur produite par l'ébullition, et le liquide formé retourne au fond du cylindre pour que le processus se répète. L'apport de chaleur qui arrive à l'élément chauffant peut être varié pour contrôler le flux de chaleur et donc le mode d'ébullition, de même, le débit d'eau de refroidissement est contrôlé aussi pour maintenir la pression constante pendant une expérience.



Figure 3.1 : Photo prise de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655.

Une vue schématique de l'appareil H655 est présentée sur la figure 3.2.

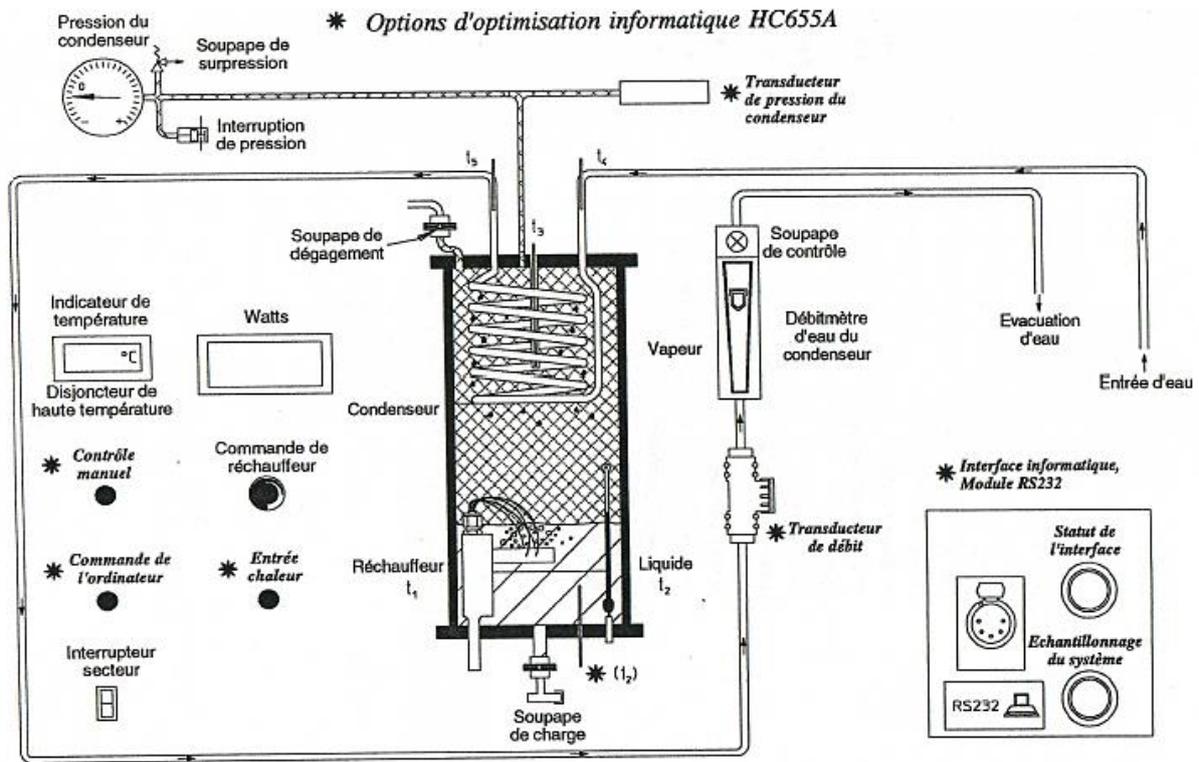


Figure 3.2 : Les composants de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655 [22].

3.3 Fluide caloporteur

L'appareil H655 est préconçu pour fonctionner avec le gaz réfrigérant solvant R141b (Figure 3.3). Le 1,1-dichloro-1-fluoroéthane est un halo alcane de formule $C_2H_2Cl_2F$, c'est l'un des trois isomères du dichlorofluoroéthane (HCFC-R-141b). Le R141b est un produit chimique non toxique, incolore avec une odeur légèrement éthérée, très volatil avec une faible valeur ODP et une excellente stabilité chimique, qui bout à température ambiante (il est liquide dans les conditions atmosphériques). Il a été le premier réfrigérant employé couramment en raison de son haut point d'ébullition, il est utilisé comme un réfrigérant en général et dans les systèmes de nettoyage [21]. Le réfrigérant R141b a les caractéristiques physico-chimiques suivantes [21] :

- **La stabilité chimique** : Il peut être stocké à température ambiante sans décomposition.
- **La dissolvabilité** : Il peut se dissoudre dans la plupart des solvants organiques, de l'alcool et de l'éther. Il a une excellente compatibilité avec la graisse et le lubrifiant, et aucun effet évident sur la plupart des polymères, y compris les plastiques et les caoutchoucs.
- **La toxicité** : Les épreuves de toxicité conduites par le signal allié et l'Atochem indiquent qu'il n'a aucun effet irritant sur la peau humaine et les yeux, mais l'inhalation du réfrigérant R141b hautement concentré provoquera un effet anesthésique.

- **L'inflammabilité** : Le R141b est difficile à s'enflammer, mais il devrait être stocké dans l'endroit aéré sans flamme.



Figure 3.3 : Photo prise de la bouteille du réfrigérant R141b.

➤ Quelques autres propriétés physiques

- **Températures** :
 - Point de fonte : -103.5 °C.
 - Point d'ébullition : 32.0 °C.
 - Température critique : 205 °C.
 - Température de décomposition : 500 °C.
- **pH** : neutre.
- **Solubilité** :
 - Dans l'eau à 20 °C : 0.45 % par poids.
 - Dans les solvants : miscible avec les hydrocarbures aliphatiques, la cétone, les dérivés chlorés et les éthers.
- **Pression de vapeur** :
 - À 20 °C : 0.81 bar.
 - À 50 °C : 1.83 bar.

- **Densité :**
 - Liquide à 25 °C : 1.24 g/cm³.
 - Vapeur à 32 °C : 5.018 kg/m³.
- **Autres données :**
 - Pression critique : 43.4 bar.

➤ **Risques spécifiques**

- Tout contact avec le liquide provoquera des gelures graves.
- Se décompose lorsqu'il est brûlé et émet des fumées toxiques et corrosives.
- Les récipients risquent d'exploser s'ils sont trop chauffés.
- Risque d'asphyxie à haute concentration.

3.4 Les principaux composants de l'appareil

L'appareil a les dimensions suivantes : 760 mm d'hauteur, 760 mm de largeur et 485 mm de profondeur, avec un poids de 49 Kg. Il doit être installé sur une table à bonne hauteur près de l'approvisionnement en électricité et en eau et près d'un écoulement. Aussi, il ne faut pas qu'il soit soumis aux rayons du soleil pendant des périodes prolongées, à cause du risque de perdre le réfrigérant quand la pression dans le cylindre qui contient le liquide augmente [22].

On peut décomposer cet échangeur en plusieurs parties [22] :

3.4.1 Les composants essentiels

- Le panneau :

- le panneau est un moulage GRP de haute qualité sur lequel les autres composants sont montés.

- La chambre :

- la chambre est un cylindre de verre à mur épais d'environ 80 mm d'alésage, 300 mm de longueur et 0.0015 m³ de volume, avec des plaques nickelées en extrémités. Cette chambre abrite l'élément chauffant et la bobine du condenseur comme c'est montré sur l'image suivante (Figure 3.4).



Figure 3.4 : La chambre de l'appareil.

- L'élément chauffant :

- c'est un réchauffeur à cartouche de 600 W de haute densité en Watt, embouti dans un manchon aux murs de cuivre épais pour donner une température de surface régulière (Figure 3.5). Il est de 42 mm de longueur utile, 12,7 mm de diamètre et une superficie de chauffage utile environ 0.0018 m². La température maximale permise en cette surface est 220°C.



Figure 3.5 : L'élément chauffant de l'appareil.

- La bobine du condenseur :

- c'est un tube de 09 bobines en cuivre nickelé (Figure 3.6), avec une superficie moyenne environ 0.032 m². Le condenseur est le dispositif qui sert à contrôler la pression dans la chambre d'expérience.



Figure 3.6 : La bobine du condenseur.

- **La commande du réchauffeur :**

- la commande du réchauffeur c'est le contrôleur d'angle de phase qui permet de varier l'apport de chaleur qui parvient jusqu'à l'élément chauffant, il est montré sur la figure 3.7.



Figure 3.7 : La commande du réchauffeur.

- **La soupape de charge :**

- elle est installée sur la plaque du bas (Figure 3.8), et elle a pour rôle de charger ou décharger le liquide.



Figure 3.8 : La soupape de charge.

- La soupape de dégagement :

- elle se trouve en haut du condenseur (sommet de la chambre, Figure 3.9), et permet de dégager l'air qui a été admis dans le système en toute sécurité dans le vide à l'intérieur du panneau d'instruments.



Figure 3.9 : La soupape de dégagement.

- Le liquide :

- le liquide qui est utilisé dans cet appareil est le R141b. Dans la chambre, ce dernier ne doit pas être à moins de 50 mm au-dessus de l'élément chauffant (environ 0,55 l) et loin des rayons du soleil pour longue durée.

3.4.2 Les instruments de mesure

- Wattmètre :

- un instrument numérique pour mesurer l'entrée électrique de l'élément chauffant (le taux de transfert de chaleur réel).

- Indicateur de température :

- c'est un indicateur de température avec une résolution de 1,0 °C pour indiquer la température de la surface de l'élément chauffant.

- Thermomètres en verre :

- l'appareil est constitué de :
 - Trois thermomètres en verre avec 150 mm de longueur :

- Deux pour mesurer la température d'arrivée et de sortie de l'eau (0 à 50 °C).
- Un pour mesurer la température du liquide (-10 à +110 °C).

- Un seul thermomètre de 300 mm de longueur pour mesurer :
 - La température de la vapeur (-10 à +110 °C).

- **Manomètre du condenseur :**
 - jauge allant de -100 à +250 kN/m² pour indiquer la pression dans le condenseur, comme c'est montré sur l'image suivante (Figure 3.10).



Figure 3.10 : Manomètre du condenseur.

- **Débitmètre d'eau du condenseur :**
 - une sorte d'une pipette en verre conique avec un flotteur en acier inoxydable et une soupape de contrôle, allant de 0 à 12 g/s (Figure 3.11). Le débitmètre est connecté avec la source d'eau de refroidissement à l'aide du tuyau renforcé. En plus, un robinet isolant extérieur est alimenté avec le tuyau du débitmètre pour arrêter l'écoulement d'eau de l'appareil en cas de dégâts externes provoquant une cassure de ce tuyau.



Figure 3.11 : Débitmètre d'eau du condenseur.

3.4.3 Les dispositifs de sécurité

- Interrupteur de haute température :

- réglé pour arrêter l'alimentation électrique à l'élément chauffant si la température de l'élément dépasse 160 °C. De même, l'approvisionnement électrique au réchauffeur sera restitué lorsque la température de surface descend en dessous de 160 °C (elle se remet en marche automatiquement).

- Interrupteur de haute pression

- réglé pour arrêter l'alimentation électrique à l'élément chauffant si la pression du condenseur dépasse 200 kN/m² sur la jauge, avec un clic sonore s'entend lorsque l'interrupteur se déclenche. De même, le réchauffeur devrait automatiquement se remettre en marche une fois la pression descendue jusqu'à environ 120 kN/m² (elle se remet en marche automatiquement).

- Soupape de sûreté :

- c'est une soupape installée au niveau du condenseur dans le cas d'une panne de l'interrupteur de haute pression, ou de l'entreposage de l'appareil à haute température ambiante dans les tropiques. Son rôle est de décharger la vapeur du condenseur si la pression dépasse 240 kN/m² (cette pression est équivalente à une température ambiante ou une température de saturation de vapeur d'environ 72 °C).

- Interrupteur de surcharge :

- c'est un interrupteur à bascule avec position marche/arrêt (On / Off) en cas de contact accidentel à la terre ou de court-circuit.

- Coupe-circuit de courant résiduel (RCCB) :

- le coupe-circuit de courant résiduel est situé à l'intérieur du panneau. Il coupe le courant à l'intérieur de l'appareil si le courant d'arrivée et le courant de sortie diffère de plus de 30 mA (fuite à la terre par exemple).

- Coupe-circuit miniature (MCB) :

- c'est l'interrupteur de secteur sur l'avant du panneau (un MCB). Il disjonctera en cas de surcharge due à un court-circuit à la terre (en cas de disjonction, l'appareil devra être débranché de l'alimentation).

3.5 Mise en service de l'appareil

Pour que l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655 se mette en état de bon fonctionnement sans problèmes, il est nécessaire d'assurer ces services requis :

- L'électricité : 600 Watts, 110 V, 60 Hz et 1 ph (avec terre).
- L'eau froide : 30 cm³/s (108 l/h) à 5 m de hauteur (minimum).
- Une évacuation à écoulement libre.
- Le liquide : réfrigérant R141b (aucun autre fluide ne doit être utilisé dans le système).

Avant de commencer tout test, il faut vérifier que :

- L'eau de refroidissement est connectée et prête à être utilisée.
- La pression et la température du liquide réfrigérant R141b correspondent à celle des conditions de saturation. Dans le cas contraire, il y a une existence d'air et il est nécessaire de procéder au dégagement de l'air.
- Le secteur est connecté convenablement et l'appareil mis à la terre correctement.
- La soupape de charge et la soupape de dégagement doivent être fermées pendant tout service normal ou à l'arrêt.

Alors l'appareil est prêt à l'utilisation. D'abord, on ouvre l'alimentation électrique de secteur de l'appareil, et on vérifie que l'indicateur de température indique la même température que le thermomètre du réfrigérant (il faut attendre quelques minutes pour que l'instrument se chauffe).

Ensuite, pendant l'usage, la pression de saturation est contrôlée soit par la variation du taux d'écoulement d'eau du condenseur à l'aide de la soupape de contrôle, soit par la variation de la

puissance alimentée au réchauffeur à l'aide de la commande du réchauffeur. Au cours des expériences, cette pression ne doit pas excéder 300 kN/m² car la coque de la chambre de verre de cet appareil à une pression de service sans danger de 300 kN/m².

Enfin, après la finition de manipulation, pour arrêter l'appareil il faut toujours fermer l'alimentation électrique et débrancher l'appareil du courant de secteur. Aussi, pour que la pression tombe au niveau de la pression atmosphérique ou plus bas (selon la température ambiante), il faut faire circuler l'eau du refroidissement.

3.6 Le logiciel de contrôle de l'appareil

L'appareil est conçu pour fonctionner sans aucun problème avec une optimisation informatisée en option, permettant de recueillir les données des transducteurs et de les envoyer à un PC pour afficher le changement des résultats au cours des expériences (sous format graphique par exemple).

Le logiciel de l'échangeur thermique par ébullition Hilton HC655 est piloté par un menu, et est structuré en format arborescent. Le menu principal se trouve en haut de l'arbre comme c'est indiqué dans la figure suivante (Figure 3.12).

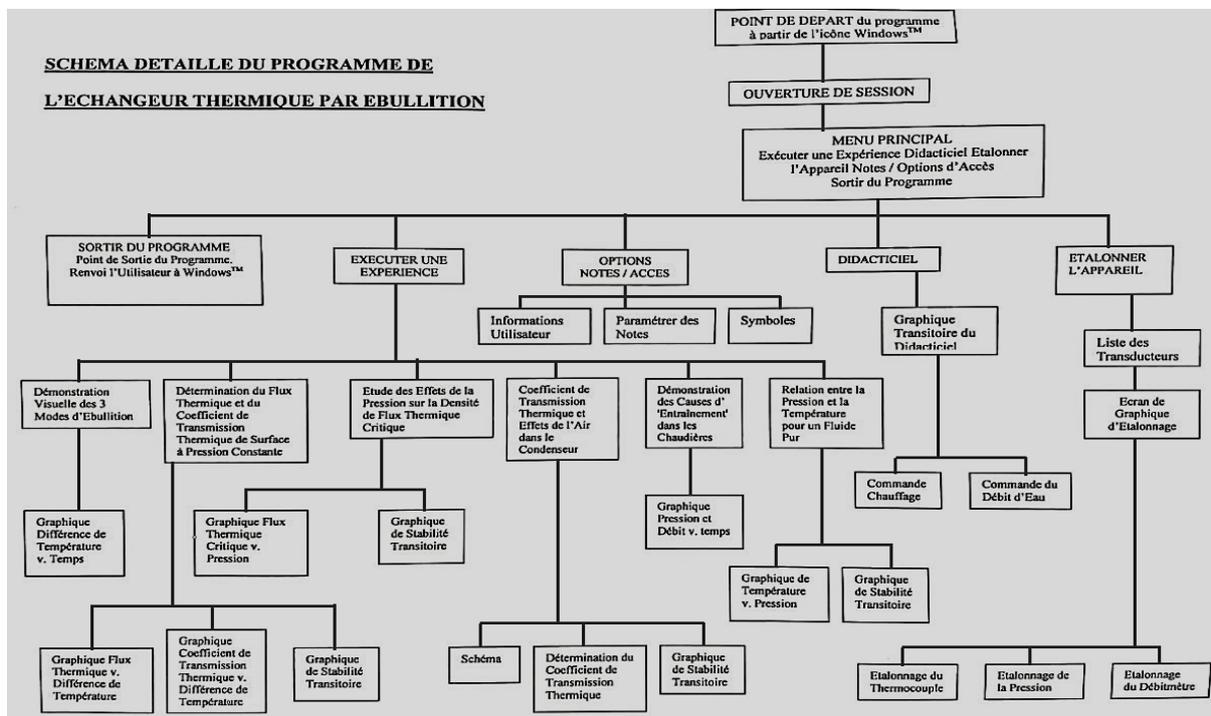


Figure 3.12 : Schéma détaillé du programme de l'échangeur thermique par ébullition [23].

La procédure expérimentale et les résultats sont similaires à l'appareil H655 standard, et pour que le logiciel de HC655 fonctionne, il faut que le câble série entre le H655 et l'ordinateur soit bien connecter. Le programme effectuera le test de communication avec le H655, si la communication n'est pas établie (à cause d'une panne de communication), une zone de message apparaîtra avertissant qu'aucun appareil n'été détecté. D'autre part, lorsque la communication

avec l'appareil a bien été établie, le menu principal apparaîtra à l'écran et le programme est prêt à l'utilisation.

Le menu principal permet d'accéder à toutes les autres sections du programme. Cinq options sont disponibles à partir de ce menu comme indique la figure suivante (Figure 3.13).

Termes anglais	Termes français
Run experiment	Exécuter une expérience
Tutorial	Didacticiel
Calibrate Unit	Etalonner l'appareil
Notes/Access options	Notes/Option d'accès
Exit program	Sortir du programme

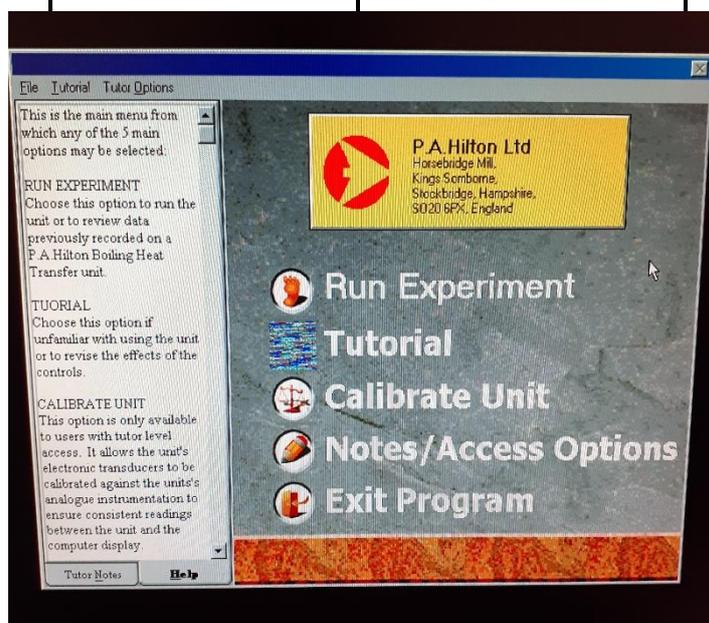


Figure 3.13 : Les sections du programme de HC655.

- **Exécuter une expérience**

Cette section est la section principale du programme. Elle permet d'afficher un des six écrans contenant une expérience lors de l'enregistrement de données du HC655 ou lors de la visualisation de données enregistrées au préalable.

- **Didacticiel**

Cette option permet aux utilisateurs de se familiariser avec le HC655 reliée à un ordinateur, et de s'entraîner à utiliser les commandes de chauffage et de débit d'eau.

- **Étalonner l'appareil**

Cette fonction permet d'étalonner les capteurs électroniques de l'appareil par rapport aux instruments analogiques de l'appareil, afin de s'assurer de la compatibilité des lectures entre l'appareil et l'affichage sur l'ordinateur.

- **Notes/Option d'accès**

Elle permet la création de groupes d'utilisateurs, de déterminer des options d'accès utilisateur et d'écrire des notes de guidage pour chaque écran et/ou chaque groupe d'utilisateurs.

- **Sortir du programme**

Cette option permet de fermer le programme de manière méthodique. La sélection de cette fonction invite l'utilisateur à sauvegarder les données si elles ont été entrées (pour une autre utilisation par exemple).

3.7 Capacité de l'appareil

L'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655 nous permet essentiellement de réaliser :

1. La démonstration visuelle de l'ébullition par convection, avec bulles et superficielle.
2. La détermination du flux calorifique et du coefficient de transfert de chaleur en surface à pression constante.
3. L'investigation de l'effet de la pression sur le flux calorifique critique.
4. La démonstration de la condensation par pellicule et mesure du coefficient d'ensemble du transfert de chaleur.
5. La démonstration de la cause de transfert de liquide ou primage dans les chaudières.
6. La détermination du rapport pression/température d'un corps pur.
7. L'investigation de l'effet de l'air dans un condenseur.
8. La démonstration de la loi des pressions partielles.

3.8 Conclusion

L'appareil de transfert de chaleur par ébullition de Hilton permet de mener des expériences sur le phénomène de l'ébullition et celui de la condensation. Dans ce qui suit, nous effectuerons des expériences sur la condensation qui fait l'objet de notre étude.

Chapitre 4

Expérimentations et analyse des résultats

4.1 Introduction

Après avoir compris le principe de fonctionnement et le contrôle de l'appareil H655, nous pouvons maintenant effectuer des expériences afin d'étudier le phénomène de condensation et l'effet de divers facteurs sur celui-ci. Ainsi, dans ce chapitre, nous allons réaliser des expériences en faisant varier certains paramètres influents tels que l'arrivée de chaleur, la pression du système. Et nous terminerons ce chapitre par l'analyse et discussion des résultats obtenus.

4.2 Expériences

Dans mon étude du phénomène de condensation, j'ai mené deux expériences, la première concerne la condensation par pellicule et à mesurer le coefficient d'ensemble du transfert de chaleur entre la vapeur de condensation et l'eau de refroidissement dans différentes conditions, et la seconde consistait à déterminer le rapport et la relation entre la pression saturante et la température d'un corps pur lors de la condensation.

4.2.1 Condensation pelliculaire

Lorsque la vapeur se condense sur une surface solide, elle produit deux formes distinctes de condensation, la condensation pelliculaire et la condensation par gouttes. La condensation pelliculaire, que nous réaliserons dans nos prochaines expériences, il se caractérise par la formation d'un film liquide continu à la surface de la condensation, et elle agit comme une résistance au transfert de chaleur entre la vapeur et la surface. Quant à la condensation par gouttes, elle se produit lorsqu'un grand nombre de gouttelettes de diamètres différents se forment à la surface de la condensation. Ce type de condensation permet d'obtenir des coefficients de transfert de chaleur élevés par rapport à la condensation pelliculaire.

Sur la figure 4.1, on voit clairement la condensation pelliculaire, où le film condensé se forme autour de la bobine (serpentin) du condenseur et coule vers le bas par gravité dans la phase liquide R141b. Puis de nouveau, après échauffement, il s'évapore et vient se mettre en contact de la bobine du condenseur (recyclage du phénomène évaporation-condensation).

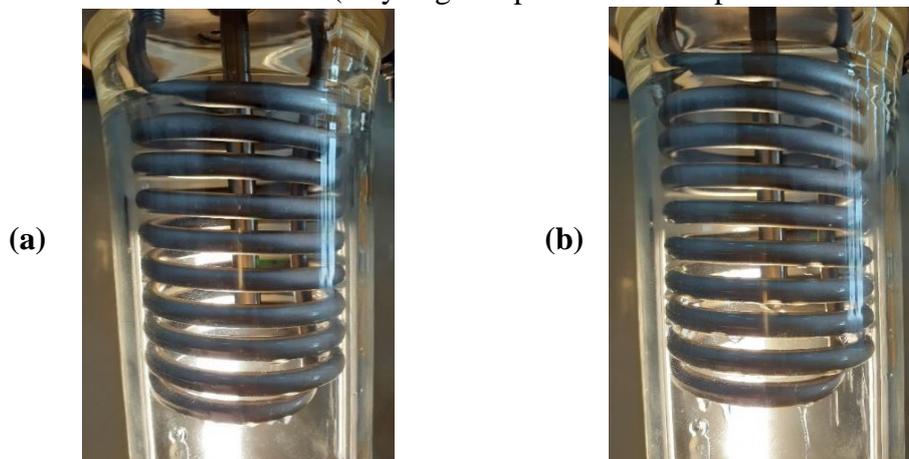


Figure 4.1 : Condensation en film du réfrigérant R141b sur la bobine du condenseur, ((a) faible taux de condensation, (b) taux de condensation élevé).

4.2.1.1 Procédures d'expérimentation

Dans cette expérience, on ajuste d'abord l'arrivée de chaleur et le débit d'eau du condenseur afin de stabiliser la pression du condenseur à la valeur souhaitée (dans cette étude, nous avons considéré les 3 pressions suivantes : 50, 100 et 150 kN/m²).

Lorsque la pression décidée (dans le premier cas 50 kN/m²) se stabilise nous attendons environ 5 minutes puis nous prélevons les valeurs du flux de chaleur qui alimente l'élément chauffant se trouvant dans le bain du R141b liquide et le débit d'eau de refroidissement du la bobine de condensation, ainsi que les différentes températures de fonctionnement de l'appareil T_2 (température de saturation du R141b), T_4 (température d'arrivée de l'eau froide) et T_5 (température de sortie d'eau).

La position de mesure des différentes températures est indiquée dans la figure suivante :

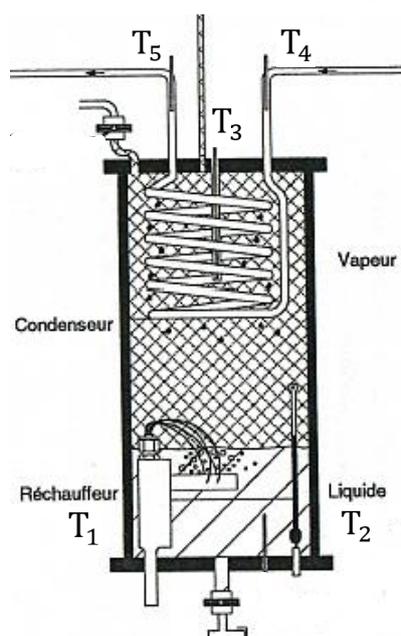


Figure 4.2 : Schéma montrant différents emplacements de mesure de température.

Ensuite, nous augmentons à nouveau l'arrivée de chaleur à une autre valeur de notre choix, ajustons le débit d'eau pour maintenir la même pression et répétons les mêmes étapes que la première fois, nous répétons cette procédure avec la même pression de 50 kN/m² jusqu'à atteindre la valeur maximale du flux de chaleur supporté par l'appareil et le débit d'eau de refroidissement.

Ces mêmes manipulations seront répétées pour les valeurs de pression 100 et 150 kN/m².

A partir des données recueillis, nous calculons le flux de chaleur évacué par le condenseur et la température moyenne logarithmique. Puis, nous calculons le coefficient de transfert de chaleur global entre la vapeur de condensation et l'eau de refroidissement circulant à l'intérieur du serpentins de la bande du condenseur. Dans ce qui suit nous présentons les formules de calcul.

- Flux de chaleur évacuée par le condenseur

$$\phi = \dot{m} c_{p.eau} (T_5 - T_4) \quad (4.1)$$

- Température moyenne logarithmique

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.2)$$

où :

$$\Delta T_1 = T_2 - T_4 \quad (4.3)$$

et :

$$\Delta T_2 = T_2 - T_5 \quad (4.4)$$

- Coefficient de transfert de chaleur global

$$h_g = \frac{\phi}{S_c \Delta T_{LM}} \quad (4.5)$$

4.2.1.2 Données expérimentales

- Cas 1 : pression du condenseur égale à 50 kN/m².

Q (W)	100	115	130	147	165	185	220	250	273	285
\dot{m} (g/s)	2	3	4.25	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	11	12
T₂ (°C)	42.34	42.33	42.30	42.15	42.38	42.17	42.46	43.11	43.32	43.49
T₄ (°C)	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
T₅ (°C)	34	34	34	34	34	34	34	34.5	34.5	35
ϕ (W)	83.6	125.4	177.65	229.9	271.7	313.5	355.3	416.95	482.79	551.76
h_g (W/m²K)	205.87	309.05	438.86	575.21	666.98	783.12	866.08	989.35	1126.75	1302.30

Tableau 4.1 : Les résultats de la première expérience à la pression 50 kN/m².

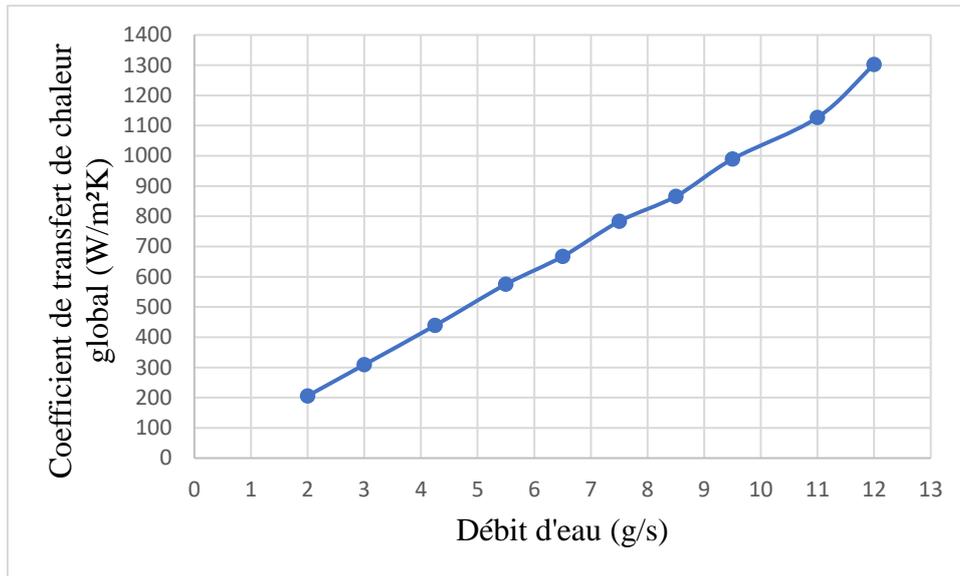


Figure 4.3 : Coefficient de transfert de chaleur global par rapport à le débit d'eau à une pression de 50 kN/m².

La figure 4.3 montre la relation entre les valeurs du débit d'eau et le coefficient de transfert de chaleur global à la pression 50 kN/m². Nous notons que l'évolution de la courbe est presque linéaire, et qu'avec l'augmentation du débit d'eau, le coefficient de transfert de chaleur global augmente, où sa valeur au débit d'eau 2 g/s vaut 205,87 W/m²K pour atteindre 1302,30 W/m²K au débit 12 g/s.

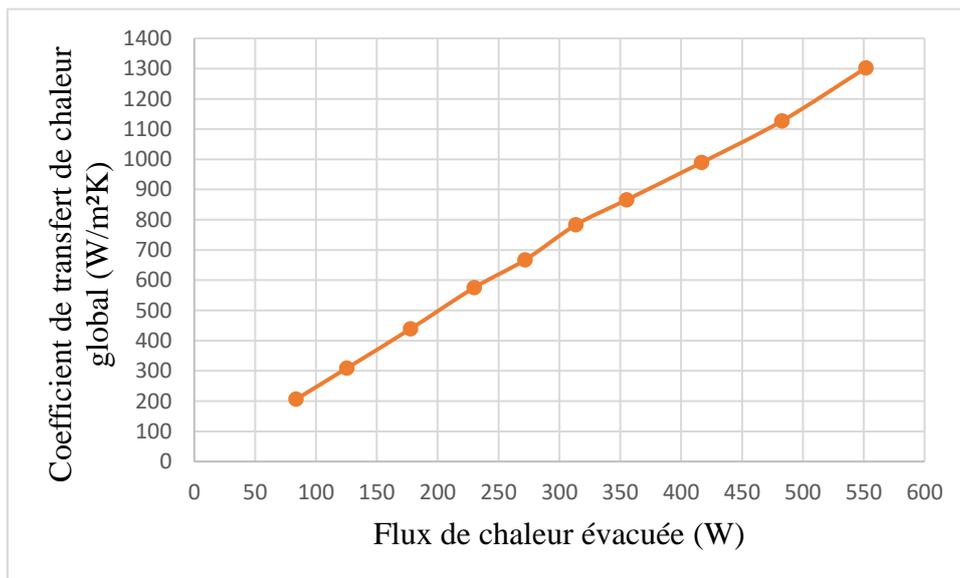


Figure 4.4 : Coefficient de transfert de chaleur global en fonction du flux de chaleur évacuée par le condenseur à $P = 50 \text{ kN/m}^2$.

La figure 4.4 représente l'évolution du coefficient de transfert de chaleur global en fonction du flux de chaleur évacuée par le condenseur à une pression égale à 50 kN/m². On constate que la courbe évolue de manière quasi linéaire, et que plus le flux de chaleur évacuée augmente,

plus là le coefficient de transfert de chaleur total augmente, à mesure que la valeur de h_g augmente de 205.87 à 1302.30 W/m^2K , et cela tout en augmentant le flux de chaleur évacuée de 83.6 à 515.76 W. Cela est dû à une augmentation à la fois de l'arrivée de chaleur et du débit d'eau de refroidissement.

- **Cas 2** : pression du condenseur égale à 100 kN/m^2 .

Q (W)	170	200	215	245	265	290	310	330	360	380
\dot{m} (g/s)	1.5	2.25	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5
T_2 (°C)	52.89	52.01	52.99	52.76	52.90	52.52	52.16	52.22	52.32	52.30
T_4 (°C)	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
T_5 (°C)	39	39	39	39	40	41	41	41	41	41
ϕ (W)	94.05	141.08	188.10	219.45	267.52	319.77	355.3	390.83	426.36	461.89
h_g (W/m^2K)	143.51	225.40	285.48	336.99	421.37	532.95	604.42	662.69	718.65	779.38

Tableau 4.2 : Les résultats de la première expérience à la pression 100 kN/m^2 .

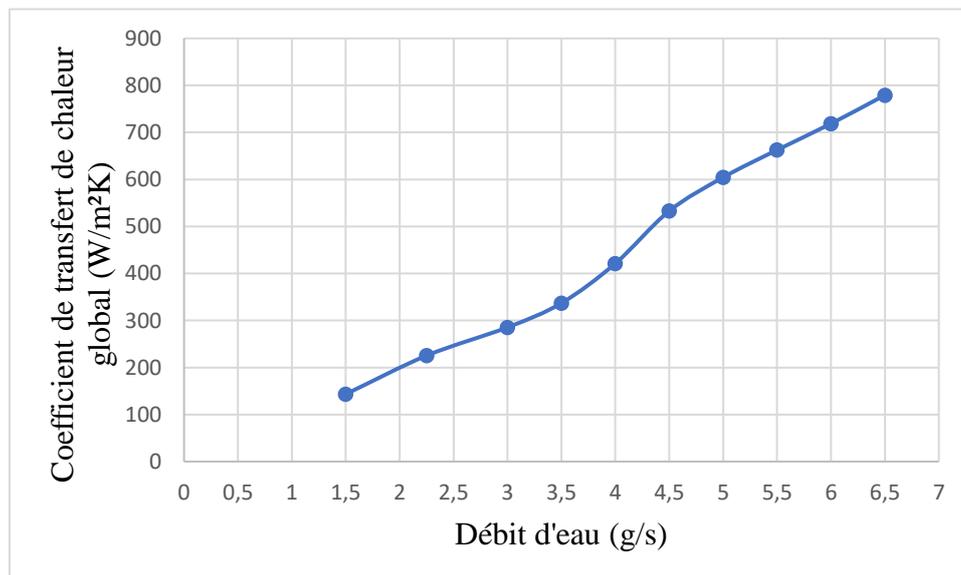


Figure 4.5 : Coefficient de transfert de chaleur global par rapport à le débit d'eau à une pression de 100 kN/m^2 .

La figure 4.5 représente l'évolution du coefficient de transfert de chaleur global par rapport à la valeur du débit d'eau à une pression de 100 kN/m^2 . On remarque qu'avec une augmentation du débit d'eau, le coefficient de transfert de chaleur global augmente est de 143.51 W/m^2K à la valeur de débit d'eau 1,5 g/s , puis atteint 779,38 W/m^2K lorsque le débit est de 6,5 g/s . Nous notons que pour obtenir la pression de 100 kN/m^2 , nous avons besoin de plus grandes valeurs

d'arrivée de chaleur et de moins de débit d'eau que dans le premier cas à la pression de 50 kN/m².

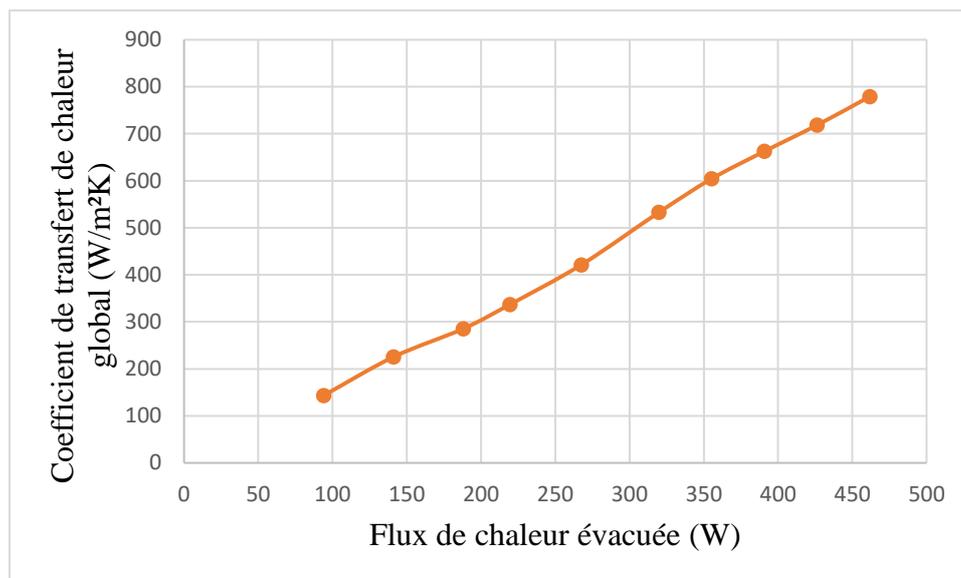


Figure 4.6 : Coefficient de transfert de chaleur global en fonction du flux de chaleur évacuée par le condenseur à P = 100 kN/m².

La figure 4.6 représente la relation entre le coefficient de transfert de chaleur global avec le flux de chaleur évacué par le condenseur à la pression 100 kN/m². On remarque que la courbe est presque linéaire, et que plus le flux de chaleur évacué est important. On constate que le coefficient de transfert de chaleur global h_g passe de 143.51 à 779.38 W/m²K, lorsque le flux de chaleur évacué passe de 94.05 à 461.89 W. On note également que les valeurs du coefficient de transfert de chaleur global ont diminué par rapport aux valeurs obtenues à une pression de 50 kN/m².

- **Cas 3 :** pression du condenseur égale à 150 kN/m².

Q (W)	190	210	240	270	305	335	365	395
ṁ (g/s)	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
T₂(°C)	60.24	59.42	58.21	58.24	57.99	57.30	57.68	57.56
T₄(°C)	25	25	25	25	25	25	25	25
T₅(°C)	36	36	37	38	39.5	40.5	42	43
ϕ (W)	68.97	91.96	125.40	163.02	212.14	259.16	319.77	376.20
h_g (W/m²K)	73.31	100.59	146.44	194.44	264.75	341.58	431.65	525.54

Tableau 4.3 : Les résultats de la première expérience à la pression 150 kN/m².

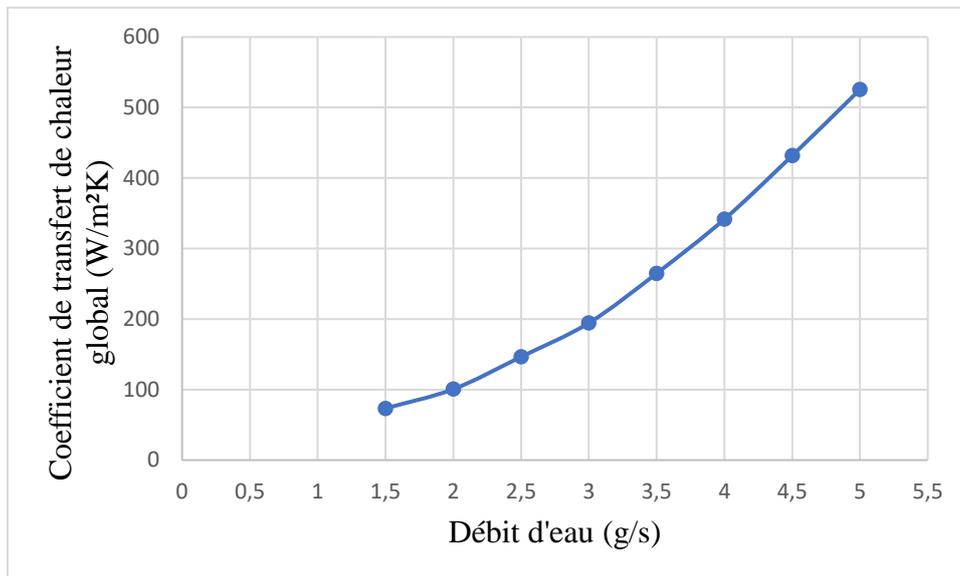


Figure 4.7 : Coefficient de transfert de chaleur global par rapport à le débit d'eau à une pression de 150 kN/m².

La figure 4.7 représente l'évolution du coefficient de transfert de chaleur global en fonction du débit d'eau à une pression égale à 150 kN/m². On remarque que plus le débit d'eau est élevé, plus le coefficient de transfert de chaleur global est élevé. Pour un débit d'eau de 1,5 g/s le h_g vaut 73,31 W/m²K, puis passe à 525,54 W/m²K pour un débit de 5 g/s. On note aussi que pour obtenir une pression de 150 kN/m², il faut un apport de chaleur plus élevée et un débit d'eau plus faible par rapport aux deux cas précédents.

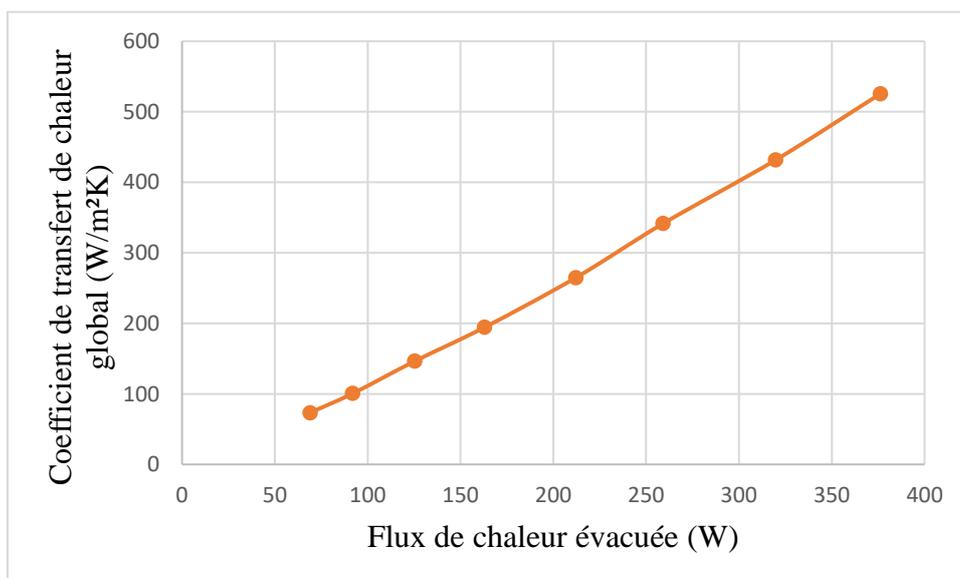


Figure 4.8 : Coefficient de transfert de chaleur global en fonction du flux de chaleur évacuée par le condenseur à P = 150 kN/m².

La figure 4.8 représente la relation entre les valeurs du flux de chaleur évacué par le condenseur avec le coefficient de transfert de chaleur global à une pression égale à 150 kN/m². On remarque que la courbe est presque linéaire, et qu'en augmentant le flux de chaleur évacué, le coefficient de transfert de chaleur global augmente de 73,31 à 525,54 W/m²K, lorsque le flux de chaleur évacué passe de 68,97 à 376,20 W. On remarque également une diminution des valeurs du coefficient de transfert de chaleur global par rapport aux deux cas précédents.

4.2.1.3 L'évolution du coefficient h_g

Nous représentons l'évolution du coefficient de transfert de chaleur global en fonction de la variation de la valeur du débit d'eau de refroidissement (Figure 4.9), et en fonction du flux de chaleur évacué par le condenseur (Figure 4.10) au cours des trois cas.

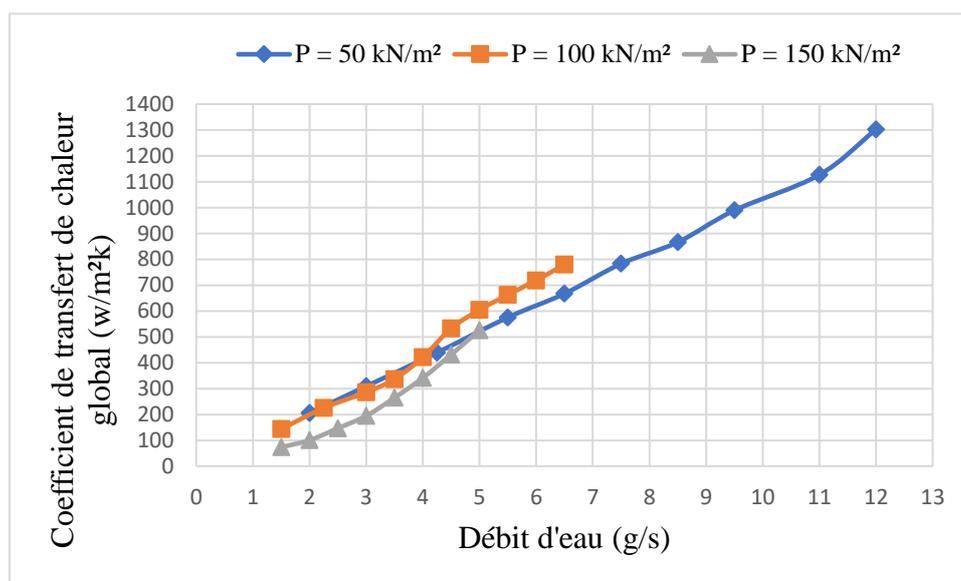


Figure 4.9 : L'évolution du coefficient de transfert de chaleur global par rapport à la valeur du débit d'eau au cours des trois cas.

Nous notons sur la figure 4.9 que le coefficient de transfert de chaleur global a augmenté de manière significative à la pression 50 kN/m² par rapport aux pressions 100 et 150 kN/m². Nous notons également qu'à la pression 50 kN/m², nous pouvons augmenter le débit d'eau jusqu'à 12 g/s, tandis qu'à d'autres pressions, nous avons utilisé un débit inférieur, en raison de notre approche de la valeur maximale de l'arrivée de chaleur que l'appareil peut supporter.

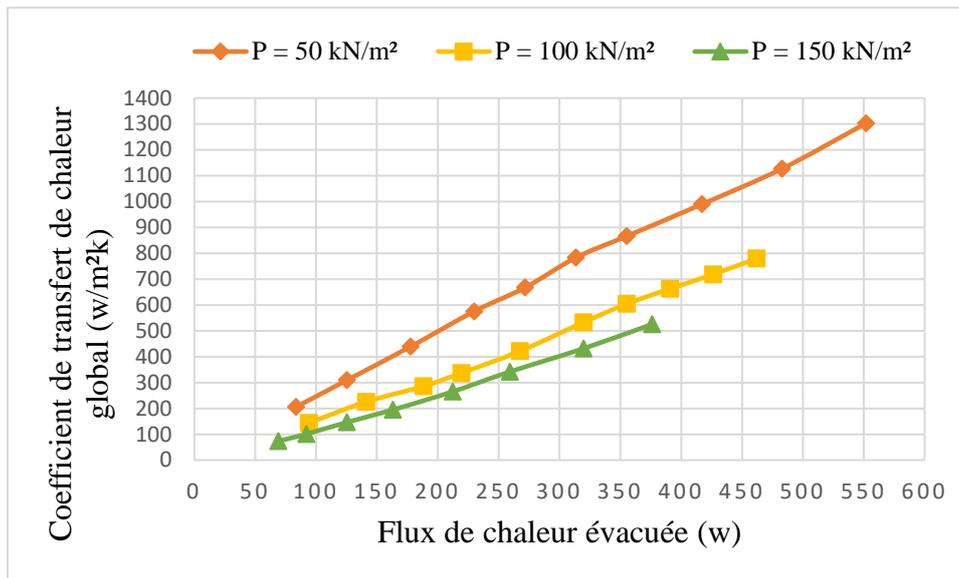


Figure 4.10 : L'évolution du coefficient de transfert de chaleur global par rapport à la valeur du flux de chaleur évacuée par le condenseur au cours des trois cas.

Nous remarquons que les courbes évoluent presque linéairement comme le montre la figure 4.10. Nous remarquons également que le coefficient de transfert de chaleur global augmente significativement à la valeur de pression 50 kN/m² par rapport aux valeurs de pression plus grandes 100 et 150 kN/m². On note également que plus les valeurs de pression sont élevées, plus les valeurs du flux de chaleur évacué par le condenseur et le coefficient de transfert de chaleur global sont faibles.

4.2.1.4 Interprétation des résultats

À partir des résultats obtenus dans la première expérience à différentes valeurs de pressions 50, 100 et 150 kN/m², nous voyons que lorsque le débit d'eau de refroidissement augmente, le flux de chaleur évacué par le condenseur augmente, et de là une augmentation du coefficient de transfert de chaleur global. Ceci est dû à l'augmentation de l'arrivée de chaleur, et de là à la formation de plus grandes quantités de vapeur du côté du serpentin du condenseur. Lorsque celle-ci augmente, nous sommes obligés d'augmenter le débit d'eau de refroidissement pour maintenir la valeur de pression constante.

Les valeurs du coefficient de transfert de chaleur global étaient importantes lorsque la pression était réduite. Cela est dû à l'utilisation de grands débits d'eau de refroidissement. Lorsque nous utilisons une petite pression, nous devons augmenter le débit d'eau de refroidissement. A mesure que sa vitesse augmente, l'eau absorbe de grandes quantités de chaleur. Par conséquent, le flux de chaleur évacué par le condenseur augmente, ce qui entraîne un taux de condensation plus élevé.

4.2.2 Déterminations du rapport pression/température d'un corps pur

4.2.2.1 Procédures suivies au cours de l'expérience

Dans cette expérience, on fixe d'abord l'arrivée de chaleur à environ 200 W et on donne la valeur maximale du débit d'eau de refroidissement, puis on attend que la pression du condenseur se stabilise. On enregistre la valeur de la pression et de la température de saturation de vapeur, après, on répète les mêmes étapes pour une valeur de débit d'eau inférieur au premier jusqu'à ce que nous atteignons sa valeur la plus basse.

4.2.2.2 Résultats expérimentaux

Le tableau suivant montre les résultats obtenus au cours de l'expérience, avec une arrivée de chaleur d'environ 200 W :

\dot{m} (g/s)	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
T_3 (°C)	41.49	42.02	42.64	43.09	43.58	44.59	45.63	47.20	49.26	52.31	59.01	67.66
P (kN/m ²)	52	53	54	55	58	61	67	75	84	103	145	205

Tableau 4.4 : Les résultats obtenus lors de la deuxième expérience avec une arrivée de chaleur d'environ 200 W.

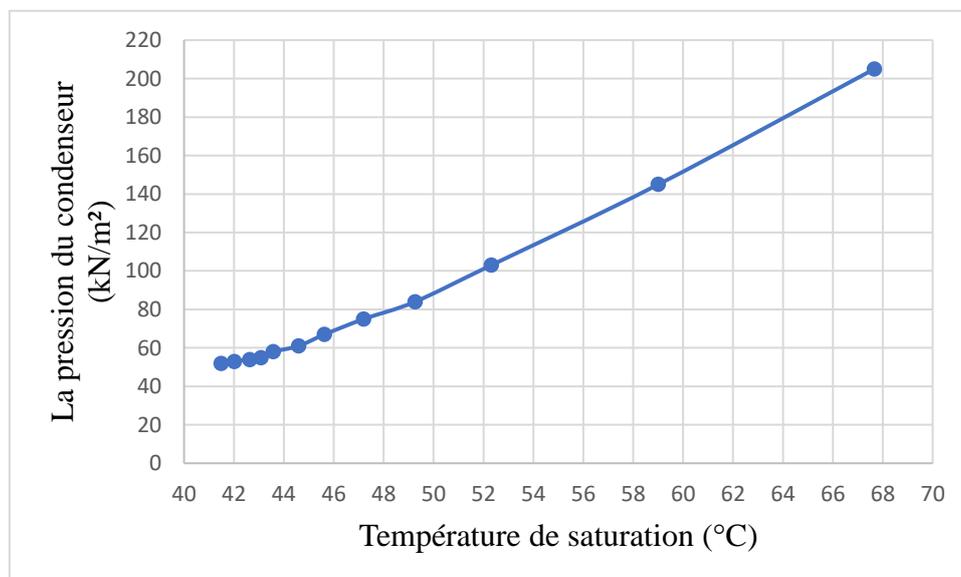


Figure 4.11 : Variation de la pression du condenseur en fonction de la température de saturation de la vapeur du R141b.

La figure 4.11 représente l'évolution de la pression du condenseur en fonction de l'évolution de la température de saturation de la vapeur R141b. On note l'augmentation de la pression lors de l'augmentation de la température de saturation. L'augmentation de la pression s'est faite à un rythme faible de 52 à 61 kN/m² lorsque les températures sont passées de 41.49 à 44.59 °C. Ensuite, il a commencé à augmenter de manière significative, atteignant une valeur de 205 kN/m² à une température de 67,66 °C.

4.2.2.3 Comparaison entre résultats

Nous comparerons les résultats obtenus avec les résultats d'une expérience du manuel d'utilisation de l'appareil H655 [22], comme le montre la figure suivante :

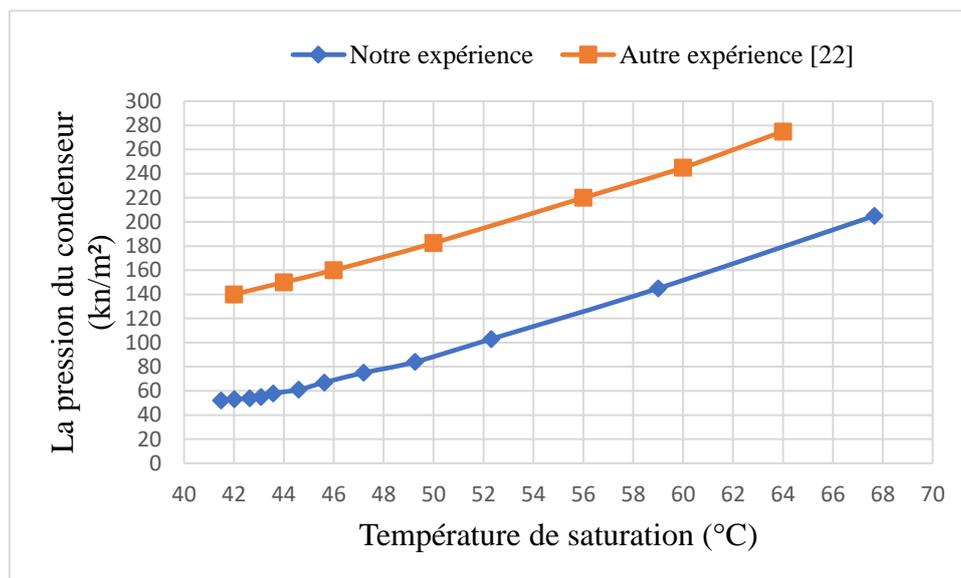


Figure 4.12 : Comparer des résultats.

À partir de la figure 4.12, nous remarquons que nos résultats et les résultats de l'expérience du manuel d'utilisation de l'appareil H655 [22] évoluent de la même manière. La pression augmente avec l'augmentation de la température de saturation de la même manière, mais les valeurs de pression lors de l'autre expérience étaient nettement supérieures aux valeurs que nous avons obtenues.

4.2.2.4 Interprétation des résultats

L'augmentation des valeurs de pression du condenseur et de température de saturation de vapeur est due à la diminution du débit d'eau de refroidissement et cela est cohérent avec la première expérience. Lorsque cette dernière diminue, le taux de condensation de la vapeur diminue avec elle. Donc la quantité de vapeur sur le serpentin du condenseur augmente, ceci entraîne une augmentation de la pression du condenseur et de la température de saturation de la vapeur.

Des résultats cohérents avec l'autre expérience du constructeur de l'appareil H655 [22], ont été obtenus en termes d'évolution de la pression du condenseur lorsque la température de saturation de la vapeur a changé.

La raison des petites valeurs de pression par rapport à celles du constructeur est probablement due à la différence de température de l'eau de refroidissement entrant dans le condenseur, puisque la température de ce dernier a un effet sur la valeur de pression du condenseur. Cela pourrait également être dû au fait que les propriétés du réfrigérant R141b changent avec le temps.

4.3 Conclusion

Les résultats expérimentaux obtenus grâce à notre étude du phénomène de condensation ont montré à quel point le phénomène est affecté par la modification des paramètres principaux. La pression et le débit de l'eau de refroidissement ont eu un impact significatif sur le taux de condensation et sur la façon dont le coefficient de transfert de chaleur global a été développé, nous avons également conclu comment la pression du condenseur évolue lors du changement de la température de saturation de la vapeur.

Conclusion générale

Conclusion générale

Notre étude expérimentale sur le phénomène de condensation menée sur l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655 a apporté à notre connaissance des idées importantes sur la technologie des échangeurs de chaleur en général et sur les condenseurs en particulier.

Dans cette étude expérimentale, nous avons mené des expériences de condensation de la vapeur du réfrigérant R141b. Ce qui nous a permis de comprendre le phénomène de condensation. Comme il a été mentionné dans notre recherche bibliographique, la performance du phénomène de condensation est caractérisée par son coefficient de transfert de chaleur global. Nos expériences ont été axées sur la variation des principaux paramètres (flux de chaleur, la pression du condenseur et le débit d'eau de refroidissement) pour améliorer ce coefficient, ainsi que déterminer la relation entre la pression du condenseur et la température de saturation de la vapeur.

A travers les résultats que nous avons obtenus nous avons conclu ce qui suit :

- La pression a un impact important sur le fonctionnement du condenseur.
- Aux faibles pressions, le coefficient de transfert de chaleur augmente linéairement avec l'augmentation du flux de chaleur et du débit d'eau de refroidissement.
- Au-delà de la pression de 100 kN/m², l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur cesse à de faibles débits d'eau de refroidissement.
- L'effet positif de la chute de pression sur l'augmentation des valeurs du flux de chaleur évacué et des valeurs du coefficient de transfert de chaleur global.
- Le débit et la température de l'eau de refroidissement ont une influence significative sur la température de saturation de la vapeur et la pression du condenseur.
- La conformité de la théorie bien connue relative à la dépendance de la température de saturation de la vapeur du R141b en fonction de la pression saturante.

Par ailleurs, il est bien connu, que le phénomène de condensation est aussi affecté par d'autres facteurs tels que la géométrie des surfaces d'échange thermique, les gaz incondensables, etc.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] W. Nusselt, 1916. “Die oberflächenkondensation des wasserdampfes”. V.D.I. Zeitschrift, Vol. 60, pp.541-546 et pp.569-575.
- [2] E. Schmidt, W. Schurig et W. Sellschopp, “Versuche u`ber die kondensation in Film- und tropfenform”. Tech. Mech. Thermodynamik, 1, 53-63, 1930.
- [3] E. J. Le Fevre et J. W. Rose, 1965. “An experimental study of heat transfer by dropwise condensation”. Int. J. Heat Mass Transfer, 8, 1117-1133.
- [4] D.G. Thomas, “Enhancement of film condensation rate on vertical tubes by longitudinal fins”. A.I.Ch.E. Journal, vol.14, n°4, pp.644-649, juill. 1968.
- [5] D.W. Tanner, D. Pope, C.J. Potter et D. West, “Heat transfer in dropwise condensation at low steam pressures in the absence and presence of non-condensable gas”. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 11, pp. 181–190, 1968.
- [6] H.R. Nagendra, “Effect of inclination on laminar film condensation”. Appl. Sei. Res. Vol. 28, pp.261-277, 1973.
- [7] H. A. Hasanein, M. S. Kazimi et M. W. Golay, “Forced convection in-tube steam condensation in the presence of non-condensable gases”. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 13, pp. 2625-2639, 1996.
- [8] R. Chaynane, M. Asbik, H. Boushaba, B. Zeghmami, A. Khmou “Etude de la condensation en film laminaire d’une vapeur pure et saturée sur la paroi poreuse d’une plaque inclinée”. Mécanique & Industries, Vol. 5, No. 4, pp. 381-391, 2004.
- [9] H. Lee, J. Yoon, J. Kim et P.K. Bansal, 2006. “Condensing heat transfer and pressure drop characteristics of hydrocarbon refrigerants”. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 49, pp 1922-1927.
- [10] L. Shao, J. Han, G. Su et J. Pan, 2007. “Condensation heat transfer of R-134a in horizontal straight and helically coiled tube-in-tube heat exchangers”. J. Hydrodyn., Ser. B, Vol. 9, No. 6, pp.677-682.
- [11] D. Khoeini, M. A. Akhavan-Behabadi et A. Saboonchi, “Experimental study of condensation heat transfer of R-134a flow in corrugated tubes with different inclinations”. International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 1, pp. 138-143, 2012.
- [12] A. A. Karamallah, A. H. Yousif et B. M. Mohammed, “Experimental analysis of heat transfer with dropwise and filmwise condensation on inclined double tubes heat exchanger”. Eng. & Tech. Journal, Vol. 32, Part (A), No. 7, pp. 1640-1654, 2014.

- [13] J.D. Berrichon, H. Louahlia-Gualous, P. Bandelier et N. Bariteau, “Experimental and theoretical investigations on condensation heat transfer at very low pressure to improve power plant efficiency”. *Energy Conversion and Management*, 87, pp. 539-551, 2014.
- [14] R. Ali et N. P. Gulhane, “Experimental study of condensation heat transfer in helical coil heat exchanger”. *International conference on Advances in Thermal Systems, Materials and Design Engineering (ATSMDE2017)*, pp. 01-04, 2017.
- [15] N. Hamed, R. Hassan, A. Ali et N. Hamid, “Experimental study of condensation heat transfer for R141b in intermittent flow regime within a smooth horizontal tube”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 105, pp. 109-122, 2019.
- [16] M. Sikora, T. Bohdal et K. Formela, 2021. “Experimental study of HFE 7000 refrigerant condensation in horizontal pipe minichannels”. *Materials* 2021, 14, 6886, pp. 01-18.
- [17] L. Theodore. Bergman et Adrienne S. Lavine, 2017. “Fundamentals of heat and mass transfer”. Huitième édition, pp 616, 627.
- [18] Cengel, A. Yunus et Ghajar, J. Afshin, 2020. “Heat and mass transfer : Fundamentals and applications”. Sixième édition, pp 638-647, 651, 653, 654.
- [19] Robert W. Serth et Thomas G. Lestina, 2014. “Process heat transfer. Principles, applications and rules of thumb”. Deuxième édition, pp 431-435.
- [20] Sadik Kakaç, Hongtan Liu et Anchasa Pramuanjaroenkij, 2012, “Heat exchangers : Selection, rating, and Thermal Design”. Troisième édition, pp 12, 452, 501, 502.
- [21] “R141B Refrigerant, R141B Flushing Agent, Fluido Refrigerante R141B Supplier in China”. <https://www.uiszl.com/r141b-refrigerant>.
- [22] P.A HILTON LTD, “Manuel d’utilisation et d’entretien / Appareil de transfert de chaleur par ébullition H655”. DEC 97.
- [23] P.A HILTON LTD, “Annexe B / Echangeur thermique par ébullition / Manuel de l’utilisateur du logiciel HC655B”. DEC 98.