

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 pétrochimiques.

Présenté par :

- **BELKHIR Ishak**
- **DJAOUI Mohamed**

THEME

**Caractérisation expérimentale du phénomène d'ébullition dans  
l'évaporateur H655**

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Examineurs	YAHY Fatma	MCB	UMBB
Examineurs	KHLIFI TOUHAMI Mohamed Salah	MCB	UMBB
Encadreur	BENBRIK Abderrahmane	Professeur	UMBB



## Remerciements

*En premier lieu, nous tenons à remercier notre Dieu, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.*

*Nous adressons nos sincères remerciements à notre promoteur Pr. BENBRIK, d'abord pour avoir accepté de nous diriger, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter notre réflexion et améliorer notre mémoire.*

*Nous tenons à remercier les membres de jury qui nous font le grand honneur d'avoir accepté d'évaluer ce travail, et apporter leurs critiques et corrections.*

*Aussi, nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous les professeurs qui nous ont aidés tout au long de notre cursus universitaire.*

*Enfin, merci à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin, à la finalisation de ce travail.*



# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail :*

*A mes parents qui, sans leur éducation, je n'aurais pas atteint le niveau auquel je suis aujourd'hui, et je n'aurais pas accomplis les ambitions qui étaient hors de ma portée.*

*Spécialement à ma mère, qui a partagé avec moi chaque pas que j'ai pris dans ma vie, et je ne pourrais jamais lui rendre la pareille même si j'aurais consacré tout mon temps. Merci beaucoup, la lumière de ma vie, je te souhaite une santé et un bien-être continus, et que Dieu ne me prive de toi et de ton amour.*

*A ma seule et unique sœur avec qui j'ai vécu les moments de bonheur et de tristesse, je te souhaite, ainsi que ton mari, une longue et heureuse vie.*

*A mon frère d'une autre mère 'STI', grâce à qui j'ai connu le sentiment d'avoir un frère car il était à mon côté dans l'épreuve et l'aisance, 18 ans d'amitié et de fraternité se sont écoulés et j'espère que cela continuera pour des années à venir.*

*A tous mes cousins et cousines, particulièrement mon cousin Walid, que j'ai considéré en tant qu'ami et frère plus que cousin. Également à B. Im, qui m'a aidé à mener à bien ce travail du début jusqu'à la fin, tous mes remerciements et appréciations à toi.*

*A toutes les familles BELKHIR et AIT ABDELKRIM, que Dieu vous protège tous.*

*A tous mes amis avec qui j'ai partagé mes meilleurs moments de vie et souvenirs. Aussi à mes amis gamers, les frères 'BK' avec qui j'ai appris le sens de la patience haha. A 'KBK' et sa OLSEN. E, et à 'HG' et sa petite famille.*

*A mon binôme MOHAMED et toute sa famille, je te souhaite beaucoup de succès dans ton parcours.*

*Et à tous ceux qui me sont chers et que j'ai oublié de mentionner.*

ISHAK



## *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail à :*

*A mes parents, aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont ils ne cessent de me combler. Que dieu leur procure bonne santé et longue vie.*

*A mes chers frères et sœurs.*

*A mes grands-parents et toute la famille DJAOUI.*

*A mes très chers amis.*

*A mes chers copains de chambre.*

*A mon binôme ISHAK et toute sa famille.*

*Je dédie ce travail à toutes les personnes chères à mon cœur, qu'elles trouvent ici l'expression de toute ma gratitude et mon amour.*

**MOHAMED**

### • ملخص:

كان الغليان وسيلة فعالة للغاية لنقل الحرارة لعدة عقود. على وجه التحديد، يظل الغليان في الاناء ظاهرة معقدة ومراوغة للغاية وتعتمد على عدة معايير.

من خلال هذا العمل المتواضع، حاولنا وصف أوضاع الغليان الثلاثة (الحمل الحراري، النووي وعن طريق شريط)، في عملية تبخير المبرد R141b من على السطح الخارجي لأنبوب مملوء نحاسي أفقي.

بدأنا دراسة تجريبية ركزت على انتقال الحرارة أثناء غليان المبرد. أجريت التجارب على عدة مستويات للضغط، وعرضت النتائج على عدة رسوم بيانية بمعايير مختلفة (تدفق حرارة السطح، معامل انتقال حرارة السطح، فرق درجة الحرارة بين المعدن والسائل، التدفق الحراري السطحي الحرج والضغط). تم تفسير هذه الرسوم البيانية، وتمت مقارنة النتائج المتحصل عليها مع نتائج مختلفة من الأبحاث السابقة.

**كلمات مفتاحية:** الغليان، نقل الحرارة، الغليان في الاناء، الحمل الحراري، الغليان النووي، الغليان عن طريق شريط، المبرد R141b، أنبوب مملوء أفقي، الضغط، تدفق حرارة السطح، معامل انتقال حرارة السطح، فرق درجة الحرارة بين المعدن والسائل، التدفق الحراري السطحي الحرج.

### • Résumé :

L'ébullition est mode très efficace de transfert de chaleur depuis plusieurs décennies. L'ébullition en vase précisément reste un phénomène extrêmement complexe et insaisissable et dépendant de plusieurs paramètres.

A travers ce modeste travail, nous avons essayé de caractériser les trois modes d'ébullition (par convection, nucléée et en film), dans le processus d'évaporation du réfrigérant R141b à l'extérieur d'un tube plein horizontal en cuivre.

Nous avons entamé une étude expérimentale qui a été focalisé sur le transfert thermique lors de l'ébullition du réfrigérant. Les expériences ont été faites pour plusieurs niveaux de pression, et les résultats sont présentés sur plusieurs graphes avec divers paramètres (flux de chaleur surfacique, coefficient de transfert de chaleur superficielle, différence de température métal-liquide, flux de chaleur surfacique critique et la pression). Ces graphes ont été interprétés, et les résultats obtenus ont été comparés avec différents résultats de la littérature et du manuel.

**Mots clés :** L'ébullition, transfert de chaleur, l'ébullition en vase, convection, ébullition nucléée, ébullition en film, réfrigérant R141b, tube plein horizontal, la pression, flux de chaleur surfacique, coefficient de transfert de chaleur superficielle, différence de température métal-liquide, flux de chaleur surfacique critique.

- **Abstract :**

Boiling is and has been, for several decades, a very efficient method of heat transfer. Pool boiling specifically remains an extremely complex and elusive phenomenon and depends on several parameters.

Through this project, we have attempted to characterise the three modes of boiling (convective, nucleated and film boiling), in the evaporation process of the refrigerant R141b outside a horizontal full copper tube.

We started an experimental study, which focused on the heat transfer during the boiling of the refrigerant. The experiments were done for several pressure levels, and the results are presented on several graphs with several parameters (surface heat flow, surface heat transfer coefficient, metal-liquid temperature difference, critical surface heat flow and pressure). These graphs have been interpreted, and the results obtained were compared with different results from the literature and the manual.

**Keywords :** Boiling, heat transfer, pool boiling, convective, nucleated boiling, film boiling, refrigerant R141b, horizontal full tube, pressure, surface heat flow, surface heat transfer coefficient, metal-liquid temperature difference, critical surface heat flow.

# Sommaire

<b>Introduction générale</b> -----	1
<b>1 Chapitre 1 Etude bibliographique</b>	
1.1 Introduction-----	3
1.2 Les études et recherches menées autour du phénomène d'ébullition -----	3
1.3 Conclusion-----	7
<b>2 Chapitre 2 Théorie sur le transfert de chaleur par ébullition</b>	
2.1 Introduction-----	8
2.2 Définition de phénomène de l'ébullition -----	8
2.3 Classification du phénomène de l'ébullition -----	8
2.3.1 Classification de l'ébullition en fonction du mouvement de fluide-----	9
2.3.1.1 Ebullition en vase-----	9
2.3.1.2 Ebullition convective -----	9
2.3.2 Classification de l'ébullition en fonction de la température du liquide -----	10
2.3.2.1 Ebullition sous-refroidie-----	10
2.3.2.2 Ebullition saturée -----	10
2.4 L'ébullition en vase -----	11
2.4.1 La courbe de Nukiyama et les régimes d'ébullition -----	13
2.4.1.1 Convection naturelle (du début de la courbe jusqu'au point A)-----	14
2.4.1.2 Ebullition nucléée (entre les points A et C) -----	14
2.4.1.3 Ebullition transitoire (entre les points C et D) -----	15
2.4.1.4 Ebullition en film (au-delà du point D) -----	15
2.4.2 Les effets des différents paramètres sur l'ébullition en vase -----	16
2.5 Les paramètres thermodynamiques liés au phénomène d'ébullition-----	16
2.5.1 La puissance thermique -----	17
2.5.2 Le flux de chaleur surfacique -----	17
2.5.3 Le coefficient de transfert de chaleur surfacique -----	18
2.5.4 Les relations des régimes de la courbe d'ébullition-----	18
2.5.5 Le flux de chaleur surfacique maximal -----	19
2.6 Les équipements concernés par le phénomène d'ébullition -----	20
2.6.1 Les chaudières -----	20

---

2.6.1.1	Les chaudières à tubes de fumées	20
2.6.1.2	Les chaudières à serpentins	21
2.6.2	Les rebouilleurs	22
2.6.2.1	Les rebouilleurs de type fondoir	22
2.6.2.2	Les rebouilleurs à thermosiphon	24
2.7	Conclusion	24
<b>3</b>	<b>Chapitre 3 Présentation de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655</b>	
3.1	Introduction	25
3.2	Définition de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655	25
3.3	Définition du produit utilisé dans cet appareil	26
3.4	Les principaux composants de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655	29
3.4.1	Les composants essentiels	29
3.4.2	Les instruments de mesure	32
3.4.3	Les dispositifs de sécurité	34
3.5	Mise en service de l'appareil	35
3.6	Le logiciel de contrôle de l'appareil H655	36
3.7	Capacité de l'appareil	38
3.8	Conclusion	38
<b>4</b>	<b>Chapitre 4 Expérimentation et analyse des résultats</b>	
4.1	Introduction	39
4.2	Expérimentations	39
4.2.1	Démonstration visuelle des modes d'ébullition	39
4.2.1.1	La convection naturelle	39
4.2.1.2	L'ébullition nucléée	40
4.2.1.3	L'ébullition en film	40
4.2.2	Détermination du flux calorifique et coefficient de transfert de chaleur à pression constante	41
4.2.2.1	Résultats expérimentaux	42
4.2.2.2	L'évolution du flux de chaleur surfacique	45
4.2.2.3	L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle	46
4.2.3	Investigation de l'effet de la pression sur le flux calorifique critique	50
4.2.3.1	Résultats expérimentaux	51
4.3	Comparaison des résultats	52

4.3.1	Comparaison entre les résultats expérimentaux et les données des corrélations	52
4.3.2	Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats du manuel -----	55
4.4	Interprétation générale -----	60
4.5	Conclusion-----	60
	<b>Conclusion générale</b> -----	61
	<b>Références bibliographiques</b> -----	62

# Liste des figures

Figure 2.1 – Ebullition en vase-----	9
Figure 2.2 – Ebullition convective-----	10
Figure 2.3 – Ebullition sous-refroidie-----	10
Figure 2.4 – Ebullition saturée-----	11
Figure 2.5 – L'ébullition saturée d'eau-----	12
Figure 2.6 – Ebullition du bain d'eau avec fil métallique-----	12
Figure 2.7 – La courbe de Nukiyama (Courbe d'ébullition) -----	13
Figure 2.8 – Diagramme « Pression-Température » -----	17
Figure 2.9 – Les éléments principaux d'une chaudière à vapeur à tubes de fumées-----	21
Figure 2.10 – Coupes d'une chaudière à vapeur à tubes de fumées-----	21
Figure 2.11 – Chaudière à serpentins-----	22
Figure 2.12 – Vue externe d'un rebouilleur-----	22
Figure 2.13 – Vue d'un fondoir-----	23
Figure 2.14 – Fonctionnement d'un rebouilleur de type fondoir-----	23
Figure 2.15 – Rebouilleur à thermosiphon-----	24
Figure 3.1 – Photo prise de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655-----	25
Figure 3.2 – Photo prise de la bouteille du réfrigérant R141b-----	26
Figure 3.3 – Fiche technique du R141b-----	27
Figure 3.4 – Fiche technique du R141b-----	28
Figure 3.5 – Fiche technique du R141b-----	29
Figure 3.6 – La chambre de l'appareil-----	30
Figure 3.7 – L'élément chauffant de l'appareil-----	30
Figure 3.8 – La bobine du condenseur-----	31
Figure 3.9 – La commande du réchauffeur-----	31
Figure 3.10 – La soupape de charge-----	31

Figure 3.11 – La soupape de dégagement-----	32
Figure 3.12 – Manomètre du condenseur-----	33
Figure 3.13 – Débitmètre d'eau du condenseur-----	33
Figure 3.14 – Les composants de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655-----	35
Figure 3.15 – Schéma détaillé du programme de l'échangeur thermique par ébullition-----	36
Figure 3.16 – Les sections du programme de HC655-----	37
Figure 4.1 – La convection naturelle-----	39
Figure 4.2 – L'ébullition nucléée-----	40
Figure 4.3 – L'ébullition en film-----	40
Figure 4.4 – Flux thermique surfacique par rapport à la différence de température (P=125kN/m <sup>2</sup> ) -----	42
Figure 4.5 – Flux thermique surfacique par rapport à la différence de température (P=150kN/m <sup>2</sup> ) -----	43
Figure 4.6 – Flux thermique surfacique par rapport à la différence de température (P=200kN/m <sup>2</sup> ) -----	44
Figure 4.7 – L'évolution du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température sans l'état de l'ébullition en film-----	45
Figure 4.8 – L'évolution du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température avec l'état de l'ébullition en film-----	46
Figure 4.9 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport à la différence de température sans l'état de l'ébullition en film-----	47
Figure 4.10 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport à la différence de température avec l'état de l'ébullition en film-----	48
Figure 4.11 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique sans l'état de l'ébullition en film-----	49
Figure 4.12 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique avec l'état de l'ébullition en film-----	50
Figure 4.13 – Variation du flux surfacique critique avec la pression-----	51
Figure 4.14 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique à P = 150 kN/m <sup>2</sup> -----	53

Figure 4.15 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique à  $P = 200 \text{ kN/m}^2$ -----54

Figure 4.16 – L'évolution du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température-----56

Figure 4.17 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport à la différence de température-----57

Figure 4.18 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique-----58

Figure 4.19 – Variation du flux surfacique critique avec la pression-----59

## **Liste des tableaux**

Tableau 2.1 – Les valeurs de $C_{sf}$ dans la corrélation de Rohsenow-----	19
Tableau 4.1 – Les résultats obtenus de l'expérience ( $P= 125 \text{ kN/m}^2$ ) -----	42
Tableau 4.2 – Les résultats obtenus de l'expérience ( $P = 150 \text{ kN/m}^2$ ) -----	43
Tableau 4.3 – Les résultats obtenus de l'expérience ( $P = 200 \text{ kN/m}^2$ ) -----	44
Tableau 4.4 – Les résultats obtenus de l'expérience-----	51
Tableau 4.5 – Les données des corrélations ( $P= 150 \text{ kN/m}^2$ ) -----	52
Tableau 4.6 – Les données des corrélations ( $P = 200 \text{ kN/m}^2$ ) -----	54
Tableau 4.7 – Les résultats du manuel-----	55
Tableau 4.8 – Les résultats du manuel-----	59

# Nomenclature

***Symbole : Désignation***

***Unité SI***

P	Pression	Pa ou kN/m <sup>2</sup>
V	Volume	m <sup>3</sup>
n	Nombre de moles	mol
R	Constante des gaz parfaits	J/kmol.K
T	Température	K ou °C
$\phi$	Puissance thermique	W ou kW
Q	Quantité de chaleur	J
$\Delta t$	Temps	s
$\varphi$	Flux de chaleur surfacique	W/m <sup>2</sup> ou kW/m <sup>2</sup>
S	Surface de transfert de chaleur	m <sup>2</sup>
$\lambda$	Conductivité thermique	W/m.K
e	Epaisseur de la paroi	m
$\Delta T$	Différence de la température	K
$r_{th}$	Résistance thermique surfacique	K/W.m <sup>2</sup>
h	Coefficient de transfert de chaleur superficielle	W/m <sup>2</sup> .K ou kW/m <sup>2</sup> .K
M	Exitance énergétique	W/m <sup>2</sup>
$\varepsilon$	Emissivité	Sans unité
$\sigma_{SB}$	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup>
c	Chaleur spécifique	J/kg.K
$h_{fg}$	Enthalpie de vaporisation	J/kg

Pr	Nombre de Prandtl	Sans unité
C <sub>sf</sub>	Coefficient du couple liquide par rapport à l'état de la surface	Sans unité
u	Viscosité dynamique	kg/m.s
g	Accélération de la pesanteur	m/s <sup>2</sup>
g <sub>0</sub>	Facteur de conversion de force	kg.m/N.s <sup>2</sup>
ρ	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
σ	Tension superficielle liquide-vapeur	N/m
n <sup>*</sup>	Constante expérimentale	Sans unité
D	Diamètre	m
C <sub>p</sub>	Capacité thermique massique de la vapeur	J/kg.K
π	Pi	Sans unité
Q°	Arrivée de chaleur	W

***Indices***

cond	Conduction
conv	Convection
ray	Rayonnement
p	Paroi
f	Fluide
g	Gaz
l	Liquide
v	Vapeur
m	Métal
Ro	Rohsenow
Co	Cooper

## **Introduction générale**

Au fil des années, diverses sciences ont connu des nouveaux développements et innovations qui ont contribué à la compréhension, l'étude et le développement de divers phénomènes scientifiques, afin de mieux les maîtriser et les utiliser dans divers domaines scientifiques.

Les sciences de la thermodynamique existent dans plusieurs domaines industriels, en particulier le pétrole et le gaz naturel. Parmi les phénomènes les plus répandus en thermodynamique et transfert de chaleur, il y a le phénomène d'ébullition.

L'ébullition est un procédé qui permet la génération de vapeur grave à l'addition de la chaleur à un liquide, qui absorbe une grande quantité de cette dernière pendant ce changement de phase. On peut définir ce phénomène par la formation de vapeur qui se produit dans le liquide à la température de saturation.

Dans l'industrie, la vapeur d'eau est source d'énergie pour plusieurs réactions de procédés. Elle est utilisée à plus de 40% dans les processus énergétiques industriels. Le phénomène d'ébullition se trouve dans plusieurs équipements industriels diphasiques (les évaporateurs, les condenseurs etc. ...), soit sont constitués de tubes montés horizontalement ou verticalement où l'ébullition se produit sur la surface interne ou externe des tubes.

- **Problématique**

Dans les équipements que nous avons déjà mentionnés, les écoulements diphasiques liquide-vapeur sont présents dans de nombreuses problématiques industrielles. La caractérisation de la transition entre ces deux états reste un enjeu majeur de compréhension de l'écoulement diphasique. Le mode de transfert de chaleur par ébullition est très difficile à cerner puisqu'il est dépendant de plusieurs paramètres comme la pression de saturation, les propriétés thermophysiques du fluide et matériau, les caractéristiques et l'état de surface, les dimensions, l'orientation, l'épaisseur etc...

Alors en se basant sur ce qui précède, nous avons pu formuler les questions de la problématique suivantes : Quelles sont les caractéristiques du phénomène d'ébullition ? et quel est l'effet de différents paramètres thermodynamiques sur ce phénomène ?

- **Objectif**

Le but de cette étude expérimentale est la caractérisation des trois modes d'ébullition (convection naturelle, nucléée et pelliculaire) dans le processus d'évaporation d'un réfrigérant. Nous prévoyons à travers cette caractérisation de déterminer :

- L'effet de variation des différents paramètres lors des échanges thermiques.
- La relation entre le flux de chaleur surfacique, le coefficient de transfert de chaleur superficielle et la pression

- L'effet de la pression sur l'échauffement critique.

- Structure générale du mémoire

Dans notre travail, nous nous intéressons à l'ébullition produite sur la surface extérieure d'un corps solide sous forme de tube plein, en cuivre, horizontal immergé dans un bain de liquide le réfrigérant R141b. C'est ce qu'on appelle, aussi l'ébullition en vase. Nous avons étudié le transfert thermique.

Ce mémoire est composé de quatre (04) chapitres définis comme suit :

- Le premier chapitre est une étude bibliographique, qui présente les études et les recherches menées précédemment sur le phénomène de transfert de chaleur par ébullition et les résultats obtenus.
- Le deuxième chapitre représente une étude théorique sur le transfert de chaleur par ébullition (précisément l'ébullition en vase), sa classification, ses méthodes de calculs et les équipements concernés par le phénomène etc...
- Dans le troisième chapitre, nous présentons le banc d'essai de notre étude et son fonctionnement (l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655 de P. A. Hilton).
- Le quatrième chapitre est dédié aux expérimentations, la présentation des résultats obtenus et leurs interprétations, ainsi que leurs comparaisons avec les résultats obtenus dans la littérature.
- Une conclusion générale sera donnée à la fin de ce mémoire pour conclure notre travail. Elle rassemblera les principaux résultats obtenus lors de cette étude.

# **1 Chapitre 1**

**Etude bibliographique**

## 1.1 Introduction

Depuis longtemps et jusqu'à nos jours, les unités industrielles ont été confrontées à de nombreuses problématiques sous plusieurs aspects (mécaniques, thermiques ...). Parmi ces problématiques thermiques, le phénomène d'ébullition représente la forme la plus courante de transfert de chaleur. Dans ce chapitre nous allons introduire le développement des recherches concernant ce dernier.

## 1.2 Les études et recherches menées autour du phénomène d'ébullition

Plusieurs articles ont été publiés sur le phénomène d'ébullition, dans ce qui suit nous présentons quelques différentes études qui traitent divers côtés de ce phénomène.

- Nukiyama a été le premier à identifier expérimentalement en 1934 différents régimes d'ébullition en piscine et a inventé la courbe d'ébullition. En contrôlant la puissance (flux thermique), il y avait une boucle d'hystérésis entre la branche chauffage et la branche de refroidissement de la courbe d'ébullition. La courbe classique d'ébullition en piscine est un tracé du flux de chaleur «  $q$  » en fonction de la température excessive «  $\Delta T = T_w - T_{sat}$  ». Différentes méthodes expérimentales peuvent être utilisées pour définir la courbe d'ébullition de la piscine, le contrôle de température constante et le contrôle de flux de chaleur constant sont les deux plus couramment cités [1].
  
- En 1952, W. Rohsenow a présenté une corrélation qui indique que l'amélioration de transfert de chaleur dans des conditions d'ébullition, est le résultat de la circulation du liquide dans la région locale, à proximité de la surface de chauffage promu par des détachements de bulles successives. Considérant ce phénomène physique, un nombre Stanton défini localement pourrait être écrit en termes de nombre de Reynolds qui est aussi local, et le nombre de Prandtl liquide. Le nombre de Stanton local a été dérivé à la vitesse de la masse de vapeur quittant la surface, alors que le nombre de Reynolds a été écrit en termes de la même vitesse de masse, et une dimension caractéristique proportionnelle au diamètre du détachement de la bulle. Après quelques manipulations, une corrélation a été obtenue indiquant la relation entre le coefficient de transfert de chaleur et le flux de chaleur [2].
  
- K. Cornwell et J.G. Einarsson en 1983, ont présenté des mesures de transfert de chaleur d'ébullition sur un tube conçu pour produire la variation périphérique du coefficient de transfert de chaleur sans interférer avec la densité du site de nucléation. On retrouve une variation allant jusqu'à 25% autour du tube avec un maximum à la base. La photographie cinématographique à grande vitesse a été utilisée pour estimer la variation de l'épaisseur moyenne de la couche de bulles et des vitesses moyennes avec l'angle.

Un bilan thermique itératif autour de la périphérie a indiqué une diminution des vides d'environ l'unité à la base à 0,3 - 0,6 à 90° [3].

- M. Cooper en 1984, a proposé une corrélation qui permet à prédire le transfert de chaleur. Il a alors analysé les données de plus d'une centaine d'expériences, et a conclu que l'exactitude des données était insuffisante pour justifier la complexité de la plupart des équations qui avaient été précédemment établies. Les données expérimentales pour l'ébullition nucléée en vase à saturation sont ajustées avec une corrélation d'un nouveau type simple, utilisant uniquement une pression réduite, un poids moléculaire et une rugosité de surface. La simplicité a de grands avantages, non seulement pour l'application pratique, mais aussi pour révéler la base commune de nombreuses corrélations existantes, pour éviter des pistes d'analyses peu rentables, et pour développer des corrélations plus puissantes sans être d'une complexité intolérable [4].
  
- M.W Brown et P.K Bansal en 1999, ont présenté un article sur un aperçu des caractéristiques de transfert de chaleur des évaporateurs à calandre et tubes, de l'ébullition à l'extérieur des tubes et faisceaux de tubes. Plus de 80 articles sont examinés dans le processus, ou l'ébullition à l'extérieur des tubes horizontaux est étudiée. Les observations expérimentales générales sont mises en évidence ainsi que les modèles théoriques pour prédire les coefficients de transfert de chaleur sur des tubes simples et des faisceaux de tubes. Les avantages et les inconvénients de ces approches sont présentés en référence aux résultats de diverses études. L'examen révèle qu'historiquement, les évaporateurs ont été conçus avec des données d'ébullition en piscine pour des tubes uniques, ce qui est intrinsèquement inexact en raison de la grande amélioration de la montée des bulles de vapeur dans les faisceaux de tubes. Il révèle également que l'application des modèles d'ébullition par convection forcée est encore provisoire et nécessite une enquête plus approfondie [5].
  
- IL Piore, W. Rohsenow et S.S Doerffer en 2004, ont présenté un article qui gère le transfert de chaleur à ébullition nucléaire (examen des effets paramétriques de la surface d'ébullition). Cet article se compose de deux parties : la première partie est une passe en revue et examine les effets des principaux paramètres de surface d'ébullition affectant le transfert de chaleur nucléé-ébullition, et la deuxième partie est une passe en revue et examine les méthodes de prédiction existantes pour calculer le coefficient de transfert de chaleur nucléé-bouillant (HTC). Une revue de la littérature des tendances paramétriques souligne que le flux de chaleur, la pression de saturation et les propriétés thermo-physiques d'un fluide de travail sont les principaux paramètres affectant le HTC dans des conditions d'ébullition en piscine nucléée. Par conséquent, ces effets sur ce dernier ont été les plus étudiés et sont assez bien établis. D'autre part, les effets des caractéristiques de surface telles que les propriétés thermo-physiques du matériau, les

dimensions, l'épaisseur, l'état de surface, la microstructure, etc...., ne peuvent toujours pas être quantifiés et des recherches supplémentaires sont nécessaires. Une attention particulière doit être accordée aux caractéristiques des surfaces d'ébullition [6].

- Dans cet article, J.M Saiz Jabardo, E. Fockink Da Silva, G. Ribatski et S.F. Barros en 2004 ont présenté les résultats d'une enquête sur les performances du type de corrélation de Rohsenow lorsqu'il est appliqué à l'ébullition nucléée de réfrigérants halocarbures sur des surfaces cylindriques de différents matériaux. Les données expérimentales pour les réfrigérants R-11, R-123, R-12 et R-134a ont été relevées et ajustées selon deux procédures différentes. Il a été déterminé que les exposants « m et n » sont faiblement affectés par le réfrigérant, le matériau de surface et la finition. Les combinaisons liquide/surface et la rugosité de surface affectent le coefficient Csf. Une corrélation a été développée pour le Csf en termes de combinaison liquide/surface et de rugosité de surface. La corrélation résultante a été évaluée à travers les données expérimentales utilisées dans le processus d'ajustement et les résultats obtenus ailleurs. Les écarts de corrélation par rapport au coefficient de transfert de chaleur expérimental se situent dans des plages acceptables [7].
  
- S. Bhaumik, V.K. Agarwal et S.C. Gupta en 2004, ont fait une étude expérimentale sur l'ébullition en piscine nucléée d'eau distillée, de benzène et de toluène à partir d'un tube chauffant en acier inoxydable simple posé horizontalement à pression atmosphérique. L'objectif principal de l'enquête est d'étudier la variation du coefficient de transfert de chaleur autour de la circonférence du tube chauffant et ainsi de déterminer la relation fonctionnelle du coefficient de transfert de chaleur local et moyen avec le flux de chaleur et la pression. En outre, une corrélation généralisée du coefficient de transfert de chaleur d'ébullition de divers liquides a été développée pour examiner la cohérence des données expérimentales menées sur des surfaces chauffantes de caractéristiques différentes [8].
  
- Myeong-Gie Kang en 2005, a fait une étude sur les coefficients d'ébullition de la piscine locale sur les tubes horizontaux. Il s'agit d'une étude expérimentale de l'ébullition locale de la piscine sur les surfaces extérieures et intérieures d'un tube de 51 mm de diamètre dans le sens horizontal dans de l'eau saturée à pression atmosphérique. De nombreuses variations des coefficients de transfert de chaleur locaux ont été observées le long de la périphérie du tube sur la surface extérieure, le maximum et le minimum sont observés à  $\Theta = 45^\circ$  et  $\Theta = 180^\circ$  respectivement. Cependant, sur la surface intérieure, seul le minimum a été observé à  $\Theta = 0^\circ$ . Les principaux mécanismes sur la surface extérieure sont l'agitation liquide et la coalescence des bulles tandis que ceux de la surface intérieure sont une évaporation de microcouche et agitation du liquide. Au fur et à mesure que le flux thermique augmente, l'agitation de liquide devient efficace à la fois sur les surfaces extérieures et intérieures. Les coefficients locaux mesurés à  $\Theta = 90^\circ$

peuvent être recommandés comme valeurs représentatives des surfaces extérieures et intérieures [9].

- Dans son document, J. Mitrovic a montré en 2006 comment on peut créer une surface efficace pour l'ébullition nucléée. Il fait en général un aperçu historique des idées sur la génération de bulles. Ensuite, à partir des conditions de suivi d'une bulle de vapeur dans un liquide à gradient de température, un critère est obtenu pour la création de telles structures. L'efficacité d'une surface chauffante recouverte d'une structure est considérée comme idéale si la différence de température de conduite ne change pas avec le flux thermique. Des expériences montrent que la constance de la surchauffe de la paroi peut être réalisée sur des surfaces pourvues d'une microstructure appropriée. Les propriétés requises de la structure sont : Elle doit être générée à partir d'éléments identiques disposées en mono-motif sur la surface chauffante, les éléments de structure doivent piéger la vapeur après le détachement de la bulle et générer une ligne triphasée (TPL) éventuellement longue, formée par l'intersection de l'interface vapeur-liquide avec la surface chauffante [10].
  
- R. Przemyslaw et son équipe en 2008, ont examiné une approche pour éviter une distribution de température périphérique existant pendant l'ébullition nucléée en vase sur un cylindre horizontal avec de faibles densités de flux de chaleur, et a été présentée. L'idée de l'approche est locale et un agrandissement du transfert de chaleur par une application de la couche poreuse sur une partie de la surface de chauffage a été obtenu. Une expérience du transfert de chaleur a été exécutée pendant l'ébullition nucléée en vase de cylindres horizontaux aux températures de saturation, les liquides utilisés sont le R141b et l'eau sous pression atmosphérique. Des expériences ont été menées en utilisant l'acier inoxydable, des mesures de l'intérieur de la distribution de la température périphérique ont été réalisées [11].
  
- En 2009, Jabardo José M. Saiz, Ribatski Gherhard et Stélute Elvio ont présenté les résultats d'une enquête expérimentale menée pour déterminer les effets de la rugosité de surface de différents matériaux sur le transfert de chaleur par ébullition nucléée des réfrigérants R-134a et R-123. Des expériences ont été réalisées sur des surfaces cylindriques en cuivre, laiton et acier inoxydable. Les surfaces ont été traitées par différentes méthodes afin d'obtenir une rugosité moyenne, Ra variant de 0,03  $\mu\text{m}$  à 10,5  $\mu\text{m}$ . Les courbes d'ébullition à différentes pressions réduites ont été relevées dans le cadre de l'enquête. Les résultats obtenus ont montré des effets significatifs du matériau de surface, le laiton étant le plus performant et l'acier inoxydable le moins bon. Les surfaces polies semblent présenter des performances légèrement meilleures que le papier de verre rugueux. L'ébullition sur des surfaces très rugueuses présente un comportement particulier caractérisé par de bonnes performances thermiques à faibles

flux thermiques, les performances se dégradant à des flux thermiques élevés par rapport aux surfaces plus lisses [12].

- Au cours de ces dernières années, en 2016, BAKI Touhami a soutenu une thèse dont l'étude était expérimentale, une simulation du phénomène de l'ébullition à l'extérieur d'un tube horizontal. La thèse été composée de plusieurs parties, au début, un traitement de la théorie de l'ébullition avec tous ses aspects. Une relation a été déduite entre les paramètres identifiés et le coefficient de transfert de chaleur à l'extérieur d'un tube horizontal, à travers une analyse de données expérimentales. Ensuite, une autre analyse des corrélations existantes de l'ébullition à l'extérieur de ce tube a été réalisée, leurs validations avec des données expérimentales tirées de la littérature, une proposition d'une nouvelle corrélation a été élaborée et validée par les mêmes données expérimentales et comparée aux autres corrélations. Enfin, une étude des coefficients de transfert de chaleur, lors de l'ébullition en vase d'un tube horizontal plongé dans un réfrigérant R141b, a été réalisée, pour différentes pressions et différents flux de chaleur. Les données expérimentales ont été comparées avec quatre corrélations disponibles dans la littérature pour l'ébullition en vase, les modèles proposées pour l'étude actuelle prévoient favorablement les données expérimentales liées au réfrigérant R141b sur un éventail de pression. Une courbe a été obtenue liant le CHF à la pression montrant une augmentation du CHF lorsque la pression augmente, et convenait avec la corrélation de Kutateladze. La répartition de la température autour du tube a été obtenue avec la simulation de modèles diphasique mixture et Eulérien non-equilibrium et comparée à des données expérimentales. Le modèle Eulérien non-equilibrium a donné une bonne concordance sur la circonférence du tube sauf aux points d'arrêt, le modèle mixture a donné des résultats probants avec un léger écart. La vitesse et la fraction de volume de la phase vapeur ont été comparées entre les deux modèles [13].

### **1.3 Conclusion**

L'ébullition représente un phénomène très compliqué qui a intéressé de nombreux chercheurs à comprendre ses différents aspects. Dans ce chapitre à caractère bibliographique nous avons présenté plusieurs études concernant ce phénomène, leurs développements et leurs résultats. Cependant, on n'est pas encore arrivé pleinement à éviter ses cotés négatifs. A travers notre travail, nous visons la détermination de la caractérisation des trois modes d'ébullition dans le processus d'évaporation d'un réfrigérant, afin de déterminer les échanges thermiques, le coefficient de transfert de chaleur et l'effet de la pression dans différents cas.

# **2 Chapitre 2**

**Théorie sur le transfert de  
chaleur par ébullition**

## **2.1 Introduction**

La condensation se produit lorsque la température de la vapeur est inférieure à la température de sa saturation pour une pression spécifiée. Aussi, à une pression donnée, si la température du liquide est égale à la température de saturation, on obtient le phénomène de l'ébullition. Ces deux phénomènes sont considérés comme étant des formes de transfert de chaleur diphasique (double phase) par convection, avec des coefficients de transfert de chaleur généralement beaucoup plus élevés que ceux rencontrés dans d'autres formes de convection en une seule phase. La base essentielle pour l'étude du transfert thermique lors de l'ébullition est la thermodynamique de changement de phase.

## **2.2 Définition de phénomène de l'ébullition**

L'ébullition est un phénomène accompagnant le passage d'un corps de l'état liquide à l'état gazeux, et qui consiste à la formation des bulles de vapeur dans la masse du liquide. Elle se produit lorsque la pression de vapeur saturante est égale ou supérieure à la pression du liquide à une température spécifique nommée température d'ébullition ou point d'ébullition.

La pression de vapeur saturante c'est la pression pour laquelle la phase liquide et la phase vapeur, de même corps, sont en équilibre thermodynamique. Quand la température atteint la température de changement de phase, une bulle de vapeur peut se former dans le liquide. La taille de cette dernière est celle qui contrôle la surpression à l'intérieur de cette bulle. Lorsqu'elle est petite, la surpression est grande, et vice versa (la surpression causée par la différence de tension de surface entre les deux phases). Les bulles de vapeur se produisent dans des points de surface nommés les sites de nucléation, qui se trouvent dans les surfaces rugueuses. La rugosité permet la naissance des bulles contrairement aux surfaces parfaitement lisses. Une fois qu'une bulle est apparue, il est plus facile pour le liquide de se vaporiser en augmentant la taille de celle-ci. Les bulles formées sur les sites de nucléation vont se développer jusqu'à atteindre une taille critique. Dans ce cas, ces bulles deviennent stables et peuvent donc remonter à la surface.

Le point d'ébullition d'un liquide varie suivant la pression, tel qu'un liquide placé dans un vide partiel avec un point d'ébullition plus bas qu'à la pression atmosphérique, et inversement, un liquide sous pression avec un point d'ébullition plus élevé.

Il ne faut pas confondre l'ébullition avec l'évaporation. En effet, les deux mots ne sont pas des synonymes et il existe des différences significatives entre les deux. On parle d'évaporation lorsque le phénomène est lent, il n'a pas besoin pas du réchauffement de toute la masse, car ça ne concerne que la surface du liquide.

## **2.3 Classification du phénomène de l'ébullition**

Le phénomène d'ébullition peut être classé en deux catégories :

- Classification en fonction du mouvement de fluide.
- Classification en fonction de la température du liquide.

Ces deux classifications permettent la détermination de types d'ébullition.

### 2.3.1 Classification de l'ébullition en fonction du mouvement de fluide

#### 2.3.1.1 Ebullition en vase

Dans l'ébullition en vase (Figure 2.1), le mouvement du liquide n'est pas dû à un apport extérieur d'énergie, mais au courant naturel de convection engendré par les bulles de vapeur s'élevant vers le haut sous l'influence de la flottabilité. Ce phénomène peut apparaître lorsque le liquide est au repos dans un réservoir par exemple.

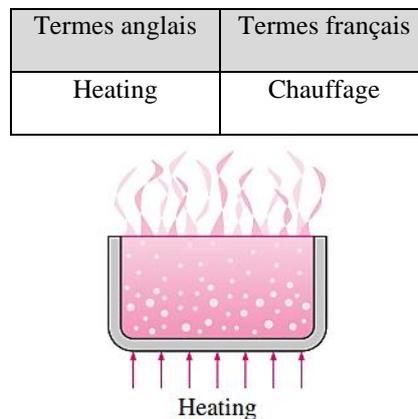


Figure 2.1 – Ebullition en vase [14]

#### 2.3.1.2 Ebullition convective

En ébullition convective (Figure 2.2), le mouvement du liquide est forcé à se déplacer sur une surface par une source externe (une pompe par exemple), il subit un processus de changement de phase. L'ébullition dans ce cas présente les effets combinés de la convection et l'ébullition en vase.

Selon l'écoulement forcé du liquide, l'ébullition convective est classée en :

- L'ébullition convective externe sur une plaque chauffée ou un cylindre : Elle est similaire à l'ébullition en vase, mais l'écoulement ajouté augmente à la fois le flux de chaleur d'ébullition nucléée et le flux critique considérablement (plus la vitesse augmente, plus le flux de chaleur et le flux critique augmentent).
- L'ébullition convective à l'intérieur d'un tube : Elle est beaucoup plus compliquée car il n'y a pas de surface libre pour que la vapeur puisse s'échapper, et donc à la fois le liquide et la vapeur sont obligés de s'écouler ensemble. L'écoulement diphasique dans un tube présente différents régimes d'écoulement d'ébullition, en fonction des quantités relatives des phases liquide et vapeur. Cela complique encore plus l'analyse.

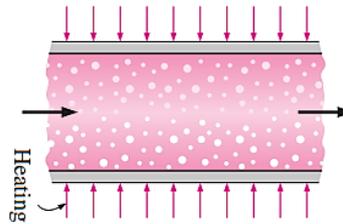


Figure 2.2 – Ebullition convective [14]

### 2.3.2 Classification de l'ébullition en fonction de la température du liquide

L'ébullition en vase et convective sont aussi classées en deux types :

#### 2.3.2.1 Ebullition sous-refroidie

L'ébullition sous-refroidie apparait quand la température du liquide est inférieure à la température de saturation (le terme sous-refroidissement désigne un liquide existant à une température inférieure à son point d'ébullition normal). Les bulles qui apparaissent à la surface chaude se détachent et disparaissent en s'élevant (elles se condensent dans le liquide), comme il est représenté dans la figure suivante (Figure 2.3).

Termes anglais	Termes français
Heating	Chauffage
Bubble	Bulle
Subcooled water	Eau sous-refroidi

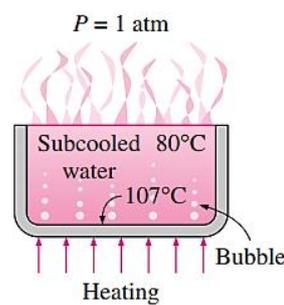


Figure 2.3 – Ebullition sous-refroidie [14]

#### 2.3.2.2 Ebullition saturée

Le terme saturation définit une condition dans laquelle un mélange de vapeur et de liquide peut exister à une température et une pression données. La température à laquelle l'ébullition commence à se produire pour une pression donnée, est appelée température de saturation ou point d'ébullition. La pression à laquelle l'ébullition commence à se produire pour une

température donnée, s'appelle la pression de saturation. En ébullition saturée (Figure 2.4), la température du liquide est à la température de saturation (ou la dépasse légèrement). Elle peut se produire lorsque la température du système augmente ou lorsque la pression du système chute au point d'ébullition. Dans ce cas, les bulles de vapeur ne s'effondreront pas dans le liquide, mais elles forment de plus grosses bulles, ensuite elles sont propulsées dans le liquide par les forces de la flottabilité. Eventuellement ces dernières s'élèvent vers la surface du liquide.

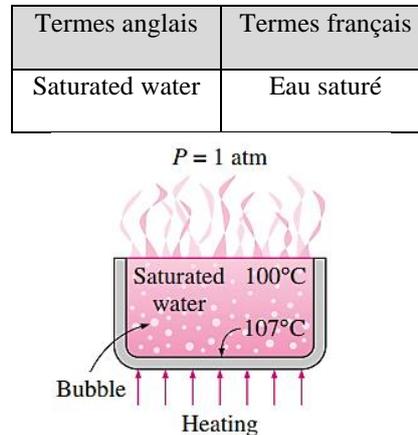


Figure 2.4 – Ebullition saturée [14]

❖ Dans notre travail, nous sommes intéressés par l'ébullition en vase.

## 2.4 L'ébullition en vase

L'ébullition qui prend naissance sur une paroi chauffée (avec le liquide au repos en absence de chauffage) est dite ébullition en vase, nommée aussi ébullition en fluide stagnant.

Comme un simple exemple de l'ébullition en vase, nous pouvons parler d'un phénomène que nous rencontrons toujours dans notre vie quotidienne, c'est l'ébullition de l'eau dans une sauteuse au-dessus d'une plaque chauffante (fourneau de cuisine etc...). Alors, l'eau est à une température (20°C) inférieure de sa température d'ébullition (100°C) à la pression atmosphérique (01 atm). Au début de l'ébullition, il y a aucun changement dans l'eau chauffé, juste des petites bulles sur la surface de la sauteuse. Ces bulles sont provoquées par la libération de molécules d'air dissous dans l'eau liquide et ne sont pas des bulles de vapeur d'eau. Ensuite, avec l'augmentation de la température de l'eau à cause de la plaque chauffante, nous remarquons un léger mouvement de haut en bas suite aux courants de convection naturelle, avec formation des petites bulles à la surface de la sauteuse. Elles se détachent de cette dernière et montent vers la surface libre du liquide, mais elles finissent par s'effondrer dans l'eau (avec l'augmentation de la température d'eau, la formation, le nombre et le volume des bulles de vapeur augmentent), c'est l'ébullition sous-refroidi. Enfin, quand la température d'eau atteint sa température de saturation (100°C), les bulles de vapeur ne s'effondrent plus et s'échappent de la surface libre du liquide, c'est l'ébullition saturée comme il est montré dans l'image suivante (Figure 2.5).



Figure 2.5 – L'ébullition saturée d'eau [15]

Les premiers travaux expérimentaux relatifs à l'ébullition en vase étaient réalisés par Nukiyama, qui a analysé l'échange entre un fil métallique de platine chauffé électriquement par effet Joule, et placé horizontalement dans un grand bain d'eau distillée à saturation (maintenue à 100°C). Cette installation est illustrée dans la figure suivante (Figure 2.6).

Termes anglais	Termes français
Water	Eau
Bubbles	Bulles
Heating element	Élément de chauffage

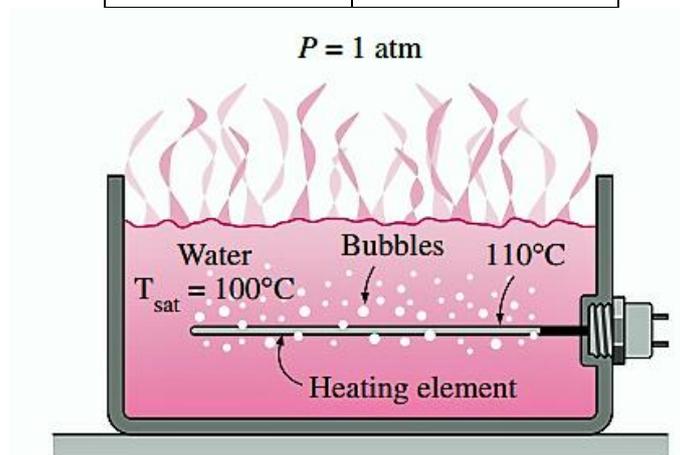


Figure 2.6 – Ebullition du bain d'eau avec fil métallique [14]

Nukiyama a remarqué que l'ébullition prend différentes formes selon la valeur de la différence de température, cette remarque lui permet d'obtenir la courbe de Nukiyama (courbe d'ébullition). Cette courbe permet de représenter les caractéristiques de l'échange dans un diagramme du flux de chaleur en fonction de la différence de température entre la paroi et la valeur de saturation. Quatre régimes d'ébullition différents sont observés :

- Convection naturelle.
- Ébullition nucléée.
- Ébullition transitoire.
- Ébullition en film.

### 2.4.1 La courbe de Nukiyama et les régimes d'ébullition

La courbe de Nukiyama et ces régimes d'ébullition sont représentés dans la figure suivante (Figure 2.7) :

Termes anglais	Termes français
Natural convection boiling	Convection naturelle
Nucleate boiling	Ébullition nucléée
Transition boiling	Ébullition transitoire
Film boiling	Ébullition en film
Bubbles collapse in the liquid	Les bulles s'effondrent dans le liquide
Bubbles rise to the free surface	Les bulles montent à la surface libre
Maximum (critical) heat flux	Flux de chaleur maximal (critique)
Leidenfrost point	Point de Leidenfrost

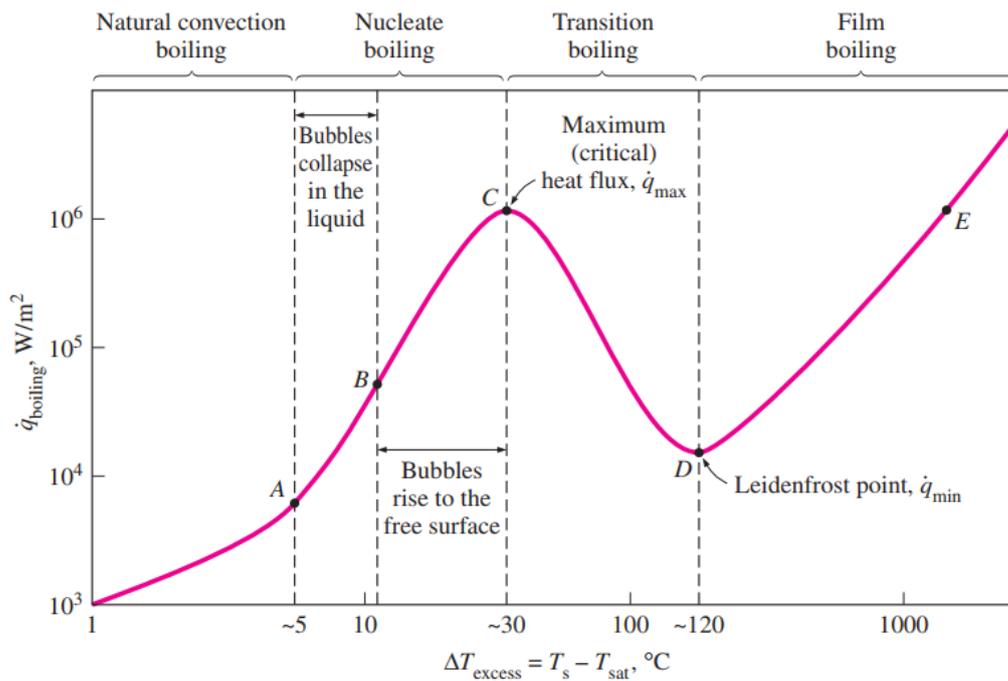


Figure 2.7 – La courbe de Nukiyama (Courbe d'ébullition) [14]

### 2.4.1.1 Convection naturelle (du début de la courbe jusqu'au point A)

Dans cette partie :

- La chaleur est évacuée par conduction et convection naturelle.
- Le mouvement du fluide dans ce mode d'ébullition est régi par les lois de convection naturelle.
- Le transfert de chaleur passe de la surface de chauffe au fluide par convection naturelle.

### 2.4.1.2 Ebullition nucléée (entre les points A et C)

Au point A de la courbe d'ébullition, les premières bulles commencent à se former sur différents sites préférentiels de la surface de chauffage. La vitesse de formation de bulles et le nombre des sites de nucléation sont d'une façon croissante le long de l'ébullition nucléée (jusqu'au point C). Ce régime peut être séparé en deux zones :

- La première zone c'est du point A à B : Dans cette partie, les bulles de vapeur isolées se forment en différents sites préférentiels sur la surface chauffée. Ces bulles s'effondrent dans le liquide après quelque temps de leur détachement de la surface de chauffage. L'espace vide laissé par le trajet de la montée des bulles est rempli par le liquide au voisinage de la surface chauffée. Ce processus se répète successivement. L'agitation causée par l'entraînement du liquide à la surface chauffée garantit un très bon transfert thermique, donc une très forte augmentation du flux de chaleur.
- La deuxième zone c'est du point B à C : Dans cette partie, la température de chauffage augmente encore, ce qui provoque l'augmentation de la formation des bulles de vapeur et le nombre des sites de nucléation, qui forment de nombreuses colonnes continues de vapeur dans le liquide de la surface de chauffage jusqu'à la surface libre. Quand les bulles arrivent à la surface libre, elles s'éclatent et libèrent leur contenu de vapeur. L'effet combiné de l'entraînement et de l'évaporation du liquide cause les grands flux de chaleur. Quand la température excède des grandes valeurs, le taux d'évaporation à la surface de chauffage atteint des valeurs très élevées et une grande partie de cette dernière devient couverte par des bulles de vapeur, ce qui empêche le liquide à arriver facilement à la surface chauffée (remouillage difficile). A cause de ça, le flux de chaleur augmente à un taux plus faible avec l'augmentation de la température, et atteint un maximum au point C (le flux de chaleur à ce point est appelé flux de chaleur critique ou maximum, l'eau par exemple dépasse  $10^6$  MW/m<sup>2</sup>).

Dans la pratique, l'ébullition nucléée est le régime d'ébullition le plus convenable grâce à l'augmentation des taux de transfert de chaleur avec des valeurs de petits gradients de température (dans le cas de l'eau, il peut avoir le flux de chaleur maximum pour une température inférieur ou égale 30°C).

### 2.4.1.3 Ebullition transitoire (entre les points C et D)

Si la température augmente au-delà du point C, une grande partie de la surface de chauffage sera recouverte par un film de vapeur. Ce dernier joue le rôle d'un isolant thermique contre le flux de chaleur à cause de la faible conductivité thermique de la vapeur par rapport à celle du liquide. Alors dans ce régime, le flux de chaleur diminue. L'ébullition transitoire est comprise entre deux points avec différents modes d'ébullition :

- Ebullition nucléée au point C.
- Ebullition pelliculaire au point D.

En pratique, contrairement à l'ébullition nucléée, l'ébullition transitoire est un régime instable et à éviter (pour l'eau, ce régime se produit quand la température est environ 30° C à 120°C).

### 2.4.1.4 Ebullition en film (au-delà du point D)

En 1756, J.C Leidenfort a observé que les gouttelettes d'eau supportées par le film de vapeur s'évaporent lentement lorsqu'elles se déplacent sur la surface chaude. Au niveau du point D qui est nommé aussi le point de Leidenfort, le flux de chaleur atteint une valeur minimale. A partir de ce point, la surface chauffante devient recouverte complètement par un film de vapeur isolant, l'échange thermique est fortement dégradé donc la température de paroi monte très rapidement et il y a un passage direct en ébullition en film. La présence de ce film entre la surface chauffante et le liquide est responsable des faibles taux de transfert de chaleur. Le transfert de chaleur de la surface au liquide se produit par conduction et rayonnement à travers la vapeur. Au fur et à mesure que la température de surface augmente, le rayonnement à travers le film de vapeur devient plus important et le flux de chaleur augmente avec l'augmentation de la température excessive.

Le point E sur la courbe d'ébullition correspond à des températures de surface très élevées. Ces températures sont le point de fusion de la plupart des matériaux, alors un burn-out (point de fusion) se produit (le problème de la fusion éventuelle de l'élément chauffant). La plupart des équipements de transfert de chaleur à ébullition fonctionnent en pratique légèrement en dessous de  $q_{\max}$  pour éviter tout burn-out désastreux. A cause du point de la fusion de platine qui est beaucoup plus élevé, l'épuisement de fil est évité et le flux de chaleur atteint des valeurs supérieures à  $q_{\max}$  (quand la puissance électrique appliquée dépasse légèrement  $q_{\max}$  avec d'autres matériaux comme nichrome, la température du fil augmente brusquement et le fil se rompt suite à la fusion). Alors avec le platine, l'expérience continue au-delà du point E.

En cas de réduction progressive du flux, on obtient la courbe de refroidissement avec une chute soudaine de la température excessive lorsque  $q_{\min}$  est atteint.

### 2.4.2 Les effets des différents paramètres sur l'ébullition en vase

Comme toute autre expérience, le changement de différents paramètres dans le transfert de chaleur par ébullition en vase cause le changement des résultats de ce transfert. Dans ce qui vient, on donne la relation de quelques paramètres avec le coefficient de transfert de chaleur :

- Le flux de chaleur :

Le coefficient de transfert de chaleur dépend du flux de chaleur, tel que lorsqu'on augmente le flux de chaleur, le coefficient de transfert de chaleur devient plus intense et le transfert devient plus intensif.

- L'état de surface :

La rugosité de la surface du chauffage a une influence positive sur le coefficient de transfert de chaleur, tel que plus cette surface est rugueuse plus le nombre des sites de nucléation sont nombreux, plus la valeur de coefficient de chaleur augmente.

- Le diamètre de l'élément chauffant :

Le diamètre a une influence variée sur le coefficient de transfert de chaleur. Pour chaque matériau, l'augmentation de la valeur du diamètre ne nécessite pas toujours l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur. Par exemple, si le diamètre dépasse une valeur précise pour un matériau donné, on peut avoir une diminution du coefficient de transfert de chaleur, et pour d'autres valeurs ce coefficient peut prendre une valeur stable etc....

- La viscosité du liquide :

L'augmentation de la viscosité du liquide provoque l'augmentation de la densité de flux thermique critique.

## 2.5 Les paramètres thermodynamiques liés au phénomène d'ébullition

La courbe P-T représente la relation entre la pression et la température d'un corps pur. Elle sépare l'état monophasique sous refroidit de la région liquide à gauche de la courbe, et la région de vapeur surchauffée vers la droite. Le mélange diphasique de liquide et de vapeur existe sur la courbe. Cette dernière se termine par un point critique, et l'état supercritique est identifié dans la région où la température et la pression dépassent les valeurs critiques respectives. Cela est représenté sur le diagramme « Pression-Température » (Figure 2.8).

Pour la région de vapeur, le rapport entre la pression, le volume et la température est représenté par la loi des gaz parfait :

$$P.V = n.R.T$$

Termes anglais	Termes français
Liquid	Liquide
Vapor	Vapeur
Supercritical state	Etat supercritique

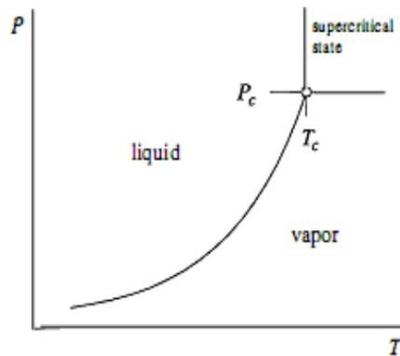


Figure 2.8 – Diagramme « Pression-Température » [16]

### 2.5.1 La puissance thermique

La puissance de chauffage (puissance thermique ou l'arrivé de chaleur) est la quantité de chaleur traversant une surface isotherme par unité de temps. Elle est exprimée en watt (W), kilowatt (kW) ou joule par seconde (J/s). Elle est nommée aussi le flux de chaleur ou flux thermique.

$$\Phi = \frac{Q}{\Delta t}$$

### 2.5.2 Le flux de chaleur surfacique

Le flux de chaleur surfacique (la densité de flux thermique) est la puissance thermique par unité de surface (la surface de transfert de chaleur). Son unité est le watt par mètre carré ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) ou kilowatt par mètre carré ( $\text{kW}/\text{m}^2$ ).

$$\varphi = \frac{\Phi}{S}$$

Ce flux est calculé par différentes méthodes dans les trois modes de transfert de chaleur :

- Dans la conduction thermique :

Le transfert thermique est décrit par la loi de Fourier :

$$\varphi_{\text{cond}} = \frac{\lambda}{e} \times \Delta T = \frac{\Delta T}{r_{\text{th cond}}}$$

- Dans la convection :

Le transfert thermique est décrit par la loi de Newton :

$$\varphi_{\text{conv}} = h \times (T_p - T_f) = \frac{(T_p - T_f)}{r_{\text{th conv}}}$$

- Dans le rayonnement :

Le transfert thermique est décrit par la loi de Stefan-Boltzmann :

$$\varphi_{\text{ray}} = M = \varepsilon \cdot \sigma_{\text{SB}} \cdot T^4$$

Tel que  $\sigma_{\text{SB}} = 5,6703 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ .

### 2.5.3 Le coefficient de transfert de chaleur surfacique

Le coefficient de transfert de chaleur surfacique est le flux de chaleur par la différence de température entre la surface de chauffage et le liquide multipliée par la surface de transfert de chaleur (ou le flux de chaleur surfacique par la différence de température). Il est exprimé en kilowatt par kelvin-mètre carré ( $\text{kW/K.m}^2$ ). Plus ce coefficient est grand, plus le transfert thermique est facile.

$$h = \frac{\varphi}{\Delta T} = \frac{\Phi}{S \cdot \Delta T}$$

### 2.5.4 Les relations des régimes de la courbe d'ébullition

La courbe de Nukiyama contient différents régimes d'ébullition, pour chaque régime il y a différentes relations de transfert de chaleur à utiliser.

- Dans le régime de convection libre :

Le transfert de chaleur est déterminé par les corrélations de convection naturelle.

- Dans l'ébullition nucléée :

Le taux de transfert de chaleur dépend de l'état de la surface de chauffage et la nature de nucléation. Cette dernière dépend aussi sur le nombre des sites de nucléation sur la surface de chauffage, la vitesse de formation de bulles au niveau de chaque site etc.... Pour ce régime d'ébullition, la corrélation la plus utilisé pour le taux de transfert de chaleur est la corrélation de Rohsenow [2] :

$$\varphi = \left( \frac{\Delta T \cdot c_l}{h_{fg} \cdot Pr_1^{n^*} \cdot C_{sf}} \right)^3 \cdot u_l \cdot h_{fg} \cdot \left[ \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma \cdot g_0} \right]^{0.5}$$

Tel que  $n^*$  égale à 1 pour l'eau et 1,7 pour les autres fluides.

L'enthalpie de vaporisation influe sur l'augmentation significative du taux de transfert de chaleur à des pressions élevées pendant l'ébullition nucléée. Les valeurs de  $C_{sf}$  peuvent se prendre d'après le tableau suivant (Tableau 2.1) :

Solide	Fluide	$C_{sf}$
Nickel	Eau	<b>0.006</b>
Platine	Eau	<b>0.013</b>
Cuivre	Eau	<b>0.013</b>
Cuivre	R141b	<b>0.0063</b>
Chrome	Benzène	<b>0.01</b>

Tableau 2.1 – Les valeurs de  $C_{sf}$  dans la corrélation de Rohsenow [2]

➤ Dans le régime de l'ébullition en film :

Une théorie a été développée par Bromley [17] pour le calcul de flux de chaleur en ébullition pelliculaire à l'extérieur de surface de chauffage cylindrique ou sphérique. L'expression obtenue est :

$$h = 0,62 \times \left[ \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \rho_v \cdot \lambda_v^2 \cdot h_{fg} \cdot C_p}{D \cdot Pr_v \cdot \Delta T} \right]^{1/4}$$

### 2.5.5 Le flux de chaleur surfacique maximal

Le flux de chaleur surfacique maximal (critique) dans l'ébullition nucléée en vase a été déterminé théoriquement par S.S. Kutateladze en Russie en 1948 [18] et N. Zuber aux Etats-Unis en 1958 [19]. L'expression du flux de chaleur surfacique critique obtenue est [20] :

$$\varphi = \frac{\pi}{24} \cdot \rho_v^{1/2} \cdot h_{fg} \cdot \sqrt[4]{g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \sigma}$$

Le flux de chaleur surfacique critique est proportionnel à l'enthalpie de vaporisation, alors les grandes valeurs de ce flux critique peuvent être obtenus en utilisant des fluides avec une grande enthalpie de vaporisation (l'eau par exemple).

## 2.6 Les équipements concernés par le phénomène d'ébullition

Le transfert de chaleur par ébullition occupe une large application dans l'industrie chimique, réfrigération, pétrochimique et alimentaire. Il y a plusieurs équipements de transfert de chaleur par ébullition, leur principe est le changement de phase sur la surface des tubes qui sont immergés dans le liquide. On peut mentionner quelques équipements les plus utilisés :

### 2.6.1 Les chaudières

Les chaudières en générale sont des appareils permettant de transférer en continu de l'énergie thermique à un fluide caloporteur (généralement c'est l'eau). L'énergie thermique transférée peut être soit la chaleur dégagée par la combustion (de charbon, de fioul, de gaz etc...), soit la chaleur contenue dans un autre fluide ou soit encore d'autres sources de chaleur (chaudières électriques, par exemple). Ainsi que le fluide caloporteur peut être soit uniquement chauffé (reste en phase liquide), soit chauffé et vaporisé, soit chauffé, vaporisé puis surchauffé [21].

#### 2.6.1.1 Les chaudières à tubes de fumées

Une chaudière vapeur à tubes de fumées est constituée d'un grand réservoir d'eau (la calandre) traversé par un faisceau de tubes dans lesquels circulent les fumées. Le premier tube qui est d'un très grand diamètre, constitue la chambre ou le foyer dans lequel se développe la flamme, et la combustion du brûleur (gaz ou fioul etc...) installé en amont produit des fumées qui circulent dans les tubes immergés de la chaudière. La vapeur est ainsi produite en chauffant ce volume d'eau à l'aide de ces fumées. C'est la technique la plus classique pour la production de vapeur saturée ou de vapeur surchauffée dans quelques installations spécifiques, pour une gamme de puissance allant de 250 à 50000 Kg/h (175 à 34000 kW) [22].

Les chaudières à tube de fumées sont installées dans des processus où la pression ne dépasse pas 30 Bar avec une durée généralement de 30 à 40 ans, ce qui nécessite un minimum d'entretien et mises en conformité. Elles sont beaucoup utilisées dans les procédés industriels pétrochimique et agro-alimentaire etc.... [22].

Les figures suivantes représentent les éléments principaux des chaudières à tubes de fumées (Figure 2.9 / 2.10) :

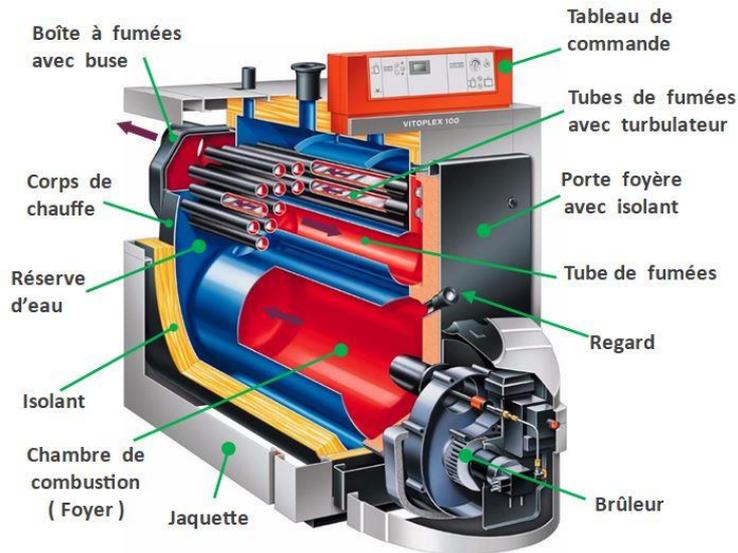


Figure 2.9 – Les éléments principaux d’une chaudière à vapeur à tubes de fumées [23]

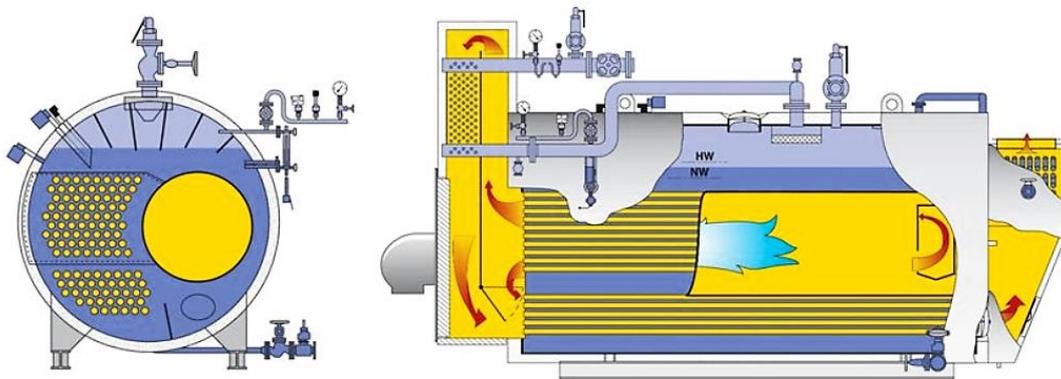


Figure 2.10 - Coupes d’une chaudière à vapeur à tubes de fumées [23]

**2.6.1.2 Les chaudières à serpents**

Les chaudières à serpents (Figure 2.11) sont des chaudières plus économes en énergie, plus rapides à produire la vapeur, plus faciles et plus sûres à utiliser. Elles sont dotées d’un brûleur modulant qui crée une entrée de chaleur définie avec précision pour un double serpent de tube d’acier à travers laquelle une quantité précise d’eau d’alimentation est pompée. Seule une petite quantité d’eau excédentaire est introduite dans le serpent qui, une fois chauffée, se transforme progressivement en vapeur. A la sortie du serpent, un séparateur vapeur/eau est intégré pour assurer des bonnes conditions de production de vapeur dans le serpent lui-même (éviter la surchauffe), et donc d’obtenir de la vapeur sèche de bonne qualité à la sortie du séparateur [24].



Figure 2.11 – Chaudière à serpentins [25]

### 2.6.2 Les rebouilleurs

Les rebouilleurs (Figure 2.12) sont des échangeurs de chaleur raccordés à la partie inférieure de colonne de fractionnement ou de distillation. Ils servent à assurer l'ébullition des liquides du plateau inférieur (liquide de fond), pour générer des vapeurs qui sont renvoyées dans la colonne pour entraîner le processus de séparation par distillation. Les rebouilleurs peuvent vaporiser partiellement ou totalement le débit qu'ils reçoivent, ils sont généralement des échangeurs de chaleur à foyer et tubes, sauf « Le Kettel » qui est un type particulier d'échangeur à tubes et calandre [26].



Figure 2.12 - Vue externe d'un rebouilleur [26]

#### 2.6.2.1 Les rebouilleurs de type fondoir

Le rebouilleur de type fondoir (Figure 2.13) est probablement le type le plus prédominant en raison de sa flexibilité et sa facilité de contrôle. Il contient en bas un large volume de liquide et est aisément accessible pour la maintenance. Les fondoirs sont constitués habituellement d'un faisceau de tubes en U horizontal placé en bas d'un foyer surdimensionné, avec un espace au-

dessus du niveau de liquide du déflecteur utilisé pour libérer la vapeur émanant des éclaboussures et des pulvérisations au-dessus du faisceau. L'agent chauffant circule à travers les tubes, tandis que les liquides de processus passent autour de la surface externe, aboutissant dans l'espace de dégagement de vapeur au-dessus du faisceau de tubes. Le niveau de liquide au-dessus du faisceau est contrôlé au moyen d'une chicane. Le liquide excédentaire se déverse de la chicane dans la section terminale, où le niveau est contrôlé au moyen d'un contrôleur de niveau. Ce contrôle de niveau dans le rebouilleur permet de vérifier le niveau de résidu dans la colonne. Le fonctionnement de ce type de rebouilleur est illustré dans la figure 2.14 [27].

Les liquides en excès qui ne sont pas vaporisés s'écoulent d'un déversoir vers le stockage ou un autre procédé. Ils peuvent nécessiter le pompage des résidus liquides de la colonne dans le fondoir, ou le liquide de tête peut être suffisant pour fournir le liquide au rebouilleur [27].

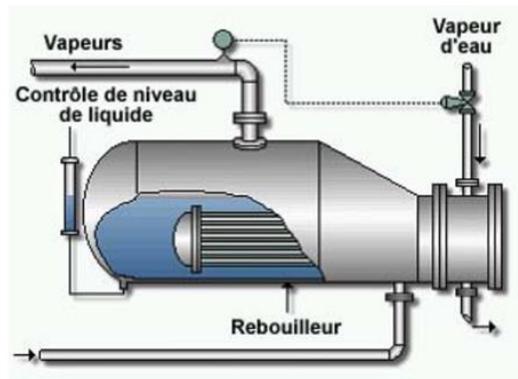


Figure 2.13 – Vue d'un fondoir [27]

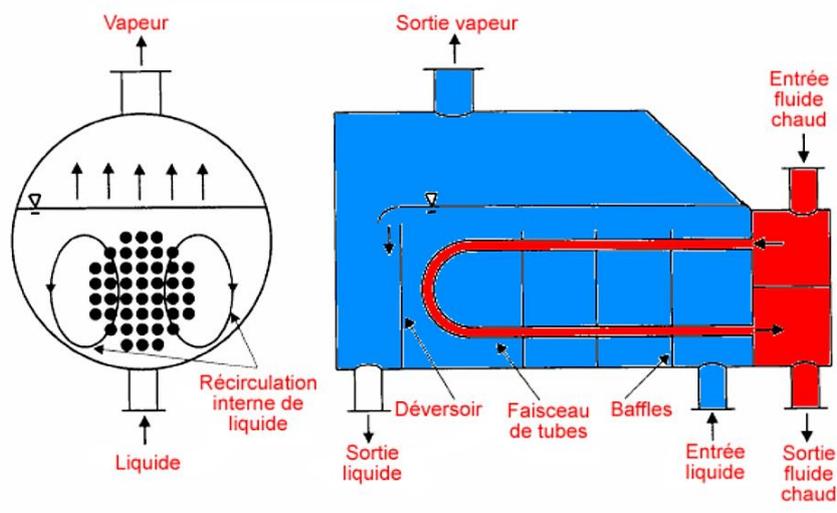


Figure 2.14 - Fonctionnement d'un rebouilleur de type fondoir [27]

### 2.6.2.2 Les rebouilleurs à thermosiphon

Les rebouilleurs à thermosiphon (Figure 2.15) sont des échangeurs de chaleur installés à une hauteur légèrement inférieure à celle de la colonne de fractionnement, de sorte que le niveau dans le bas de la colonne de fractionnement soit toujours au-dessus du sommet des tubes dans le rebouilleur. Le liquide à évaporer passe de la colonne à la calandre du rebouilleur. Les vapeurs sont récupérées et véhiculées à l'intérieur de la colonne de distillation. Le liquide chaud circule à l'intérieur des tubes du rebouilleur et la chaleur de vapeur fournie dans ce dernier, issue d'une portion de la solution entrante provenant des déversoirs et du mélange chaud, plus légère, est renvoyée dans la section inférieure du régénérateur. Une soupape de régulation est généralement installée dans la conduite de vapeur de condensation afin de réguler l'apport de chaleur requis au distillateur. Le noyage par vapeur du rebouilleur doit être systématiquement évité car il peut entraîner une corrosion importante au fil du temps [27].

Le rebouilleur à thermosiphon n'implique pas le pompage des liquides résiduels de la colonne dans le rebouilleur. La circulation naturelle s'effectue à cause de la différence de densité entre les liquides résiduels de la colonne d'admission du rebouilleur et le mélange liquide/vapeur évacué du ce dernier, pour obtenir un liquide de tête suffisant et acheminer ainsi les résidus de la colonne au rebouilleur. Le fluide s'écoule de haute à basse pression, par conséquent, un écoulement est généré au niveau du thermosiphon. Le produit de fond pénètre dans le rebouilleur sous l'action de la gravité. L'ajout de chaleur entraîne la vaporisation d'une partie du liquide dans le rebouilleur et le liquide chauffé se dilate [27].

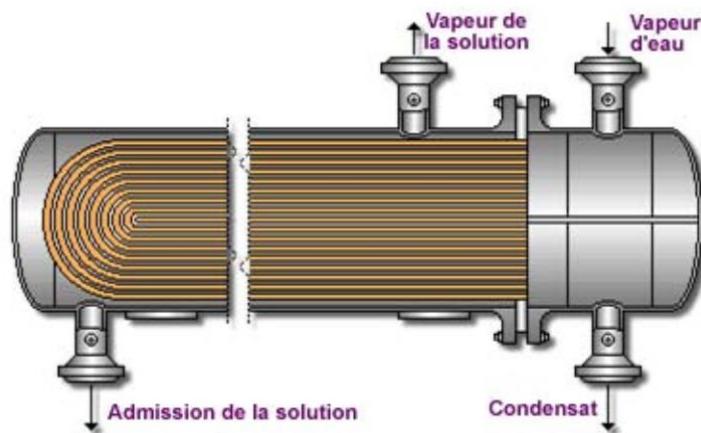


Figure 2.15 – Rebouilleur à thermosiphon [27]

## 2.7 Conclusion

L'ébullition est un mode de transfert de chaleur très efficace permettant de transférer une énorme quantité de chaleur à des bas gradients de température. Dans ce chapitre, la classification des différents types de transfert de chaleur en ébullition et ses caractéristiques ont été présentées. La connaissance de ces caractéristiques nous permet de bien maîtriser notre appareil et bien contrôler ce phénomène.

# <sup>3</sup> **Chapitre 3**

**Présentation de l'appareil de  
transfert de chaleur par  
ébullition H655**

### **3.1 Introduction**

L'ébullition et la condensation sont des maillons essentiels du transfert de chaleur d'un endroit chaud à un endroit plus froid dans innombrables applications et équipements. Le dispositif expérimental mis en place dans cette étude a été conçu dans le but de caractériser le phénomène d'ébullition, en donnant des résultats quantitatifs concernant le transfert de chaleur lors de l'ébullition en vase à l'extérieur d'un tube horizontal submergée.

### **3.2 Définition de l'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. Le principe général de cet appareil est la production de différents modes d'ébullition et permet d'obtenir les paramètres de transfert de chaleur au fil des expérimentations.

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.

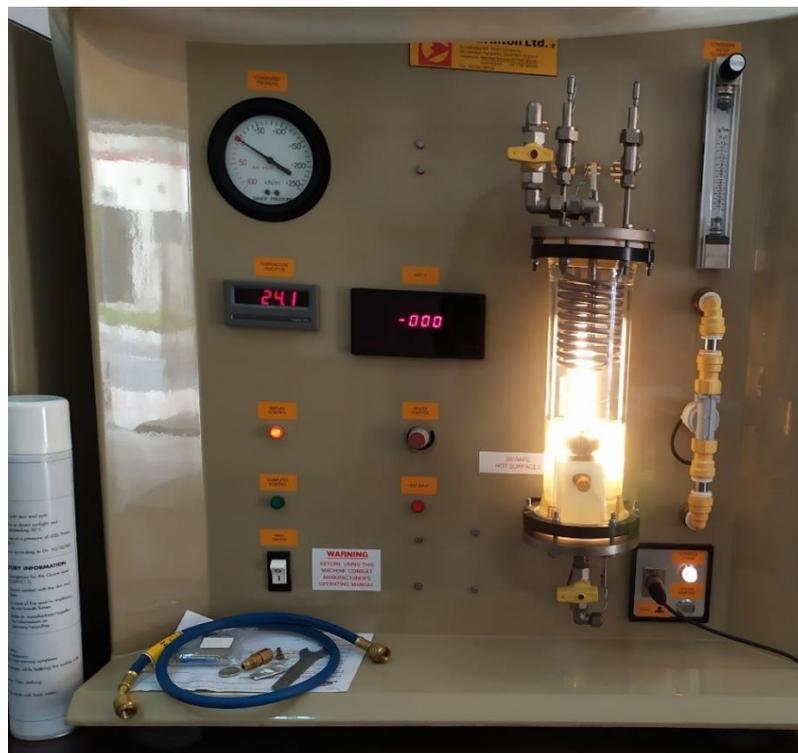


Figure 3.1 – Photo prise de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655

### 3.3 Définition du produit utilisé dans cet appareil

C'est un gaz réfrigérant solvant R141b (Figure 3.2). Le 1,1-dichloro-1-fluoroéthane est un haloalcane de formule  $C_2Cl_2F-CH_3$ , 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 [28]. Le réfrigérant R141b a les caractéristiques physico-chimiques suivantes [28]:

- 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 3.2 – Photo prise de la bouteille du réfrigérant R141b

Plus d'information sur l'hygiène et la sécurité du R141b se trouve dans la fiche technique suivante (Figure 3.3, 3.4 et 3.5) :

<b>1. IDENTIFICATION</b>	
1.1 Synonymes	1,1-Dichloro-1-fluoroéthane, R-141b
1.2 Usages	Agent de soufflage de mousse en plastique, solvant
<b>2. COMPOSITION (substances ou impuretés dangereuses)</b>	
Substance	1,1-Dichloro-1-fluoroéthane, R-141b
Impuretés	aucun
<b>3. CARACTERISTIQUES PHYSIQUES</b>	
A 20°C	liquide
3.1 Etat physique	couleur : incolore odeur : légèrement étherique
3.2 Températures	point de fonte: -103,5°C point d'ébullition: 32,0°C température critique: 205°C température de décomposition: 500°C
3.3 pH	neutre
3.4 Solubilité	dans l'eau à 20°C: 0,54 % par poids dans les solvants: miscible avec les hydrocarbures aliphatiques, aromatiques, la cétone, les dérivés chlorés et les éthers.
3.5 Pression de vapeur	à 20°C: 0,81 bar      à 50°C: 1,83 bar
3.6 Densité	(liquide) à 25°C: 1,24 g/cm <sup>3</sup> (vapeur) à 32°C 5,018 kg/m <sup>3</sup>
3.7 Autres données	pression critique: 43,4 bar
<b>4. ENTREPOSAGE ET MANUTENTION</b>	
4.1 Précautions spéciales d'entreposage et de manutention	Entreposer entre 0° et 50°C dans un endroit bien aéré. Produit entreposé dans des bidons spécialement renforcés.
4.2 Matériaux d'emballage	Eviter les alliages avec au moins 2% de magnésium ou d'aluminium. Eviter les plastiques. Utiliser des bidons en acier ou en polyéthylène.
4.3 Produits de décomposition	Stable à température ambiante, mais décomposition thermique à des températures élevées avec émission d'acides hydrochloriques et fluorhydriques et éventuellement de phosgène.
4.4 Réactions dangereuses	Avec flamme nue ou surfaces métalliques chaudes
4.5 Prévention individuelle et mesures de protection	Gants et lunettes de protection recommandés. Eviter le contact du liquide avec la peau et les yeux, et l'inhalation de la vapeur.

CAS 1717-00-6

EINCS 404-080-1

**Fiche technique de santé et sécurité**

**HRPR**

HRP Refrigerants Limited  
Gellihirion Industrial Estate  
Pontypridd  
Mid Glamorgan  
CF37 5SX

**TEL: 01443 842255**

March 1995

JP160395D

Figure 3.3 – Fiche technique du R141b [29]

4.6	Mesures de protection spéciales	Aérer la zone de travail. Interdiction de fumée. Pas de flammes nues.
4.7	Mesures après déversement ou fuite	Si la zone de travail est enfermée, aérer ou porter un appareil de respiration indépendant (risque d'asphyxie/anoxie). Laisser s'évaporer ou pomper dans un récipient sûr. Eviter l'infiltration dans les égouts, sous-sols etc.
4.8	Destruction d'un récipient contaminé	Renvoyer au fournisseur
4.9	Autres recommandations	Entreposer à une température inférieure à 50°C, dans un endroit aéré, à l'écart des sources de chaleur ou d'allumage.
<b>5. ALLUMAGE ET EXPLOSION</b>		
5.1	Point éclair	aucun
5.2	Température d'auto-allumage	aucun
5.3	Risques spéciaux d'incendie et d'explosion	Produit ininflammable. La décomposition thermique émet des fumées toxiques d'acides hydrochloriques et fluorhydriques et du phosgène.
5.4	Extinction	N/A
5.5	Mesures particulières pendant la lutte incendiaire	Porter des appareils de respiration indépendants et des vêtements de protection totalement résistants à l'acide.
5.6	Autres recommandations	Tenir les récipients à l'écart des sources de chaleur. Refroidir avec de l'eau pour éviter la surpression. S'assurer que le produit n'entre pas en contact avec les flammes nues ou les surfaces métalliques chaudes.
<b>6. INFORMATIONS TOXICOLOGIQUES</b>		
		Les employeurs doivent être conscient du fait que ce produit est un solvant dont l'abus peut avoir des conséquences hallucinogènes.
	Vapeur	Une dose 2500 ppm pendant 30 à 60 minutes provoquera des problèmes de vertige, somnolence et respiration. Peut provoquer une délicatesse accrue du myocarde à plus de 12 500 ppm.
	Liquide	Un contact répété et prolongé avec la peau provoque des risques de dermatose. Un contact avec les yeux provoque des irritations, rougeurs et des risques de conjonctivite modérée.

CAS 1717-00-6  
EINCS 404-080-1

**Fiche technique de santé et sécurité**



HRP Refrigerants Limited  
Gellihirion Industrial Estate  
Pontypridd  
Mid Glamorgan  
CF37 5SX

**TEL: 01443 842255**

March 1995

Figure 3.4 – Fiche technique du R141b [29]

<p><b>RISQUES SPECIFIQUES</b></p> <ul style="list-style-type: none"><li>● Tout contact avec le liquide provoquera des gelures graves</li><li>● Se décompose lorsque brûlé et émet des fumées toxiques et corrosives</li><li>● Les récipients risquent d'exploser s'ils sont trop chauffés</li><li>● Risque d'asphyxie à haute concentration</li></ul>	
<p><b>7. PREMIERS SOINS</b></p> <p><b>Contact avec la peau</b> Rincer abondamment à l'eau.</p> <p><b>Inhalation</b> Respirer de l'air frais. Appliquer de l'oxygène si la respiration est difficile. Consulter un médecin.</p> <p><b>Contact avec les yeux</b> Rincer immédiatement et abondamment à l'eau. Consulter un ophtalmologue.</p>	
<p><b>8. PRECAUTIONS SPECIALES POUR ELIMINATION</b></p> <p>Ce produit est soumis aux restrictions de la Loi sur la Protection de l'Environnement et ne doit pas être dégagé dans l'atmosphère. Les produits à éliminer peuvent être renvoyés à HRPR. Le déplacement de réfrigérant pour remboursement ou destruction doit être fait avec soin et nécessite une documentation appropriée pour une élimination contrôlée.</p>	
<p><b>9. DONNEES SPECIFIQUES</b></p> <p><b>Limites d'exposition professionnelle</b> 500 ppm établi par Elf Atochem</p>	
	<p><b>FORANE®</b> <b>141b</b></p> <p>CAS 1717-00-6 EINCS 404-080-1</p> <p><b>Fiche technique de santé et sécurité</b></p> <p><b>HRPR</b></p>

Figure 3.5 – Fiche technique du R141b [29]

### 3.4 Les principaux composants de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655

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 [29].

On peut décomposer cet échangeur en plusieurs parties [29]:

#### 3.4.1 Les composants essentiels

### Chapitre 3    Présentation de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition

- 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 m<sup>3</sup> 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 3.6).



Figure 3.6 – 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 3.7). Il est de 42 mm de longueur utile, 12,7 mm de diamètre et une superficie de chauffage utile environ 0.0018 m<sup>2</sup>. La température maximale permise en cette surface est 220°C.



Figure 3.7 – L'élément chauffant de l'appareil

- La bobine du condenseur :

C'est un tube de 09 bobines en cuivre nickelé (Figure 3.8), avec une superficie moyenne environ  $0.032 \text{ m}^2$ . Le condenseur est le dispositif qui sert à contrôler la pression dans la chambre d'expérience.



Figure 3.8 – 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 3.9.



Figure 3.9 – La commande du réchauffeur

- La soupape de charge :

Elle est installée sur la plaque du bas (Figure 3.10), et elle a pour rôle de charger ou décharger le liquide.



Figure 3.10 – La soupape de charge

- La soupape de dégagement :

Elle se trouve en haut du condenseur (sommets de la chambre, Figure 3.11), 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 3.11 – 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 (les thermocouples) :

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 :

Deux thermomètres en verre avec 150 mm de longueur. Ces thermomètres mesurent :

- N°01 : La température d'arrivée et de sortie de l'eau (0 à 50°C).

### Chapitre 3    Présentation de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition

- N°02 : 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/m<sup>2</sup> pour indiquer la pression dans le condenseur, comme c'est montré sur l'image suivante (Figure 3.12).



Figure 3.12 – 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.m/s (Figure 3.13). 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 3.13 – 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/m<sup>2</sup> 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/m<sup>2</sup> (elle se remet en marche automatiquement).

- 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.

- 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/m<sup>2</sup> (cette pression est équivalente à une température ambiante ou une température de saturation de vapeur d'environ 72°C).

- 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 30mA (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).

En général, on peut résumer ces composants dans la figure suivante (Figure 3.14) :

## Appareil de transfert de chaleur par ébullition H655

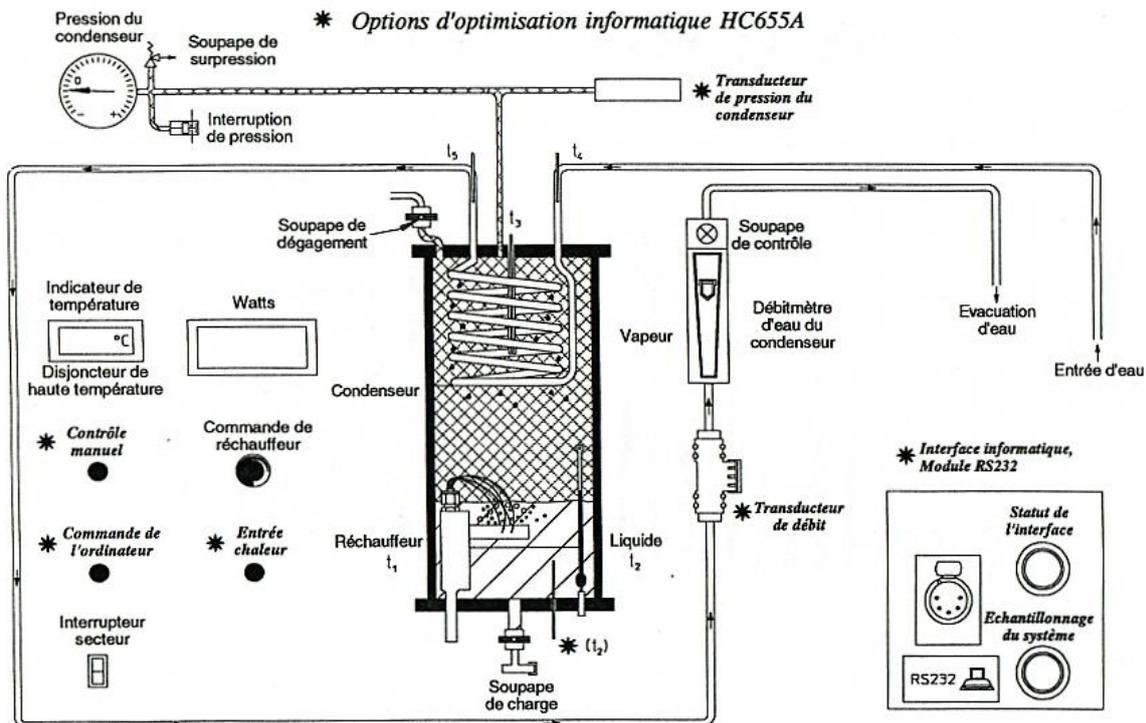


Figure 3.14 – Les composants de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition H655 [29]

### 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 :  $30 \text{ cm}^3/\text{s}$  (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/m<sup>2</sup> car la coque de la chambre de verre de cet appareil à une pression de service sans danger de 300 kN/m<sup>2</sup>.

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 H655

Le H655 a été 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 3.15).

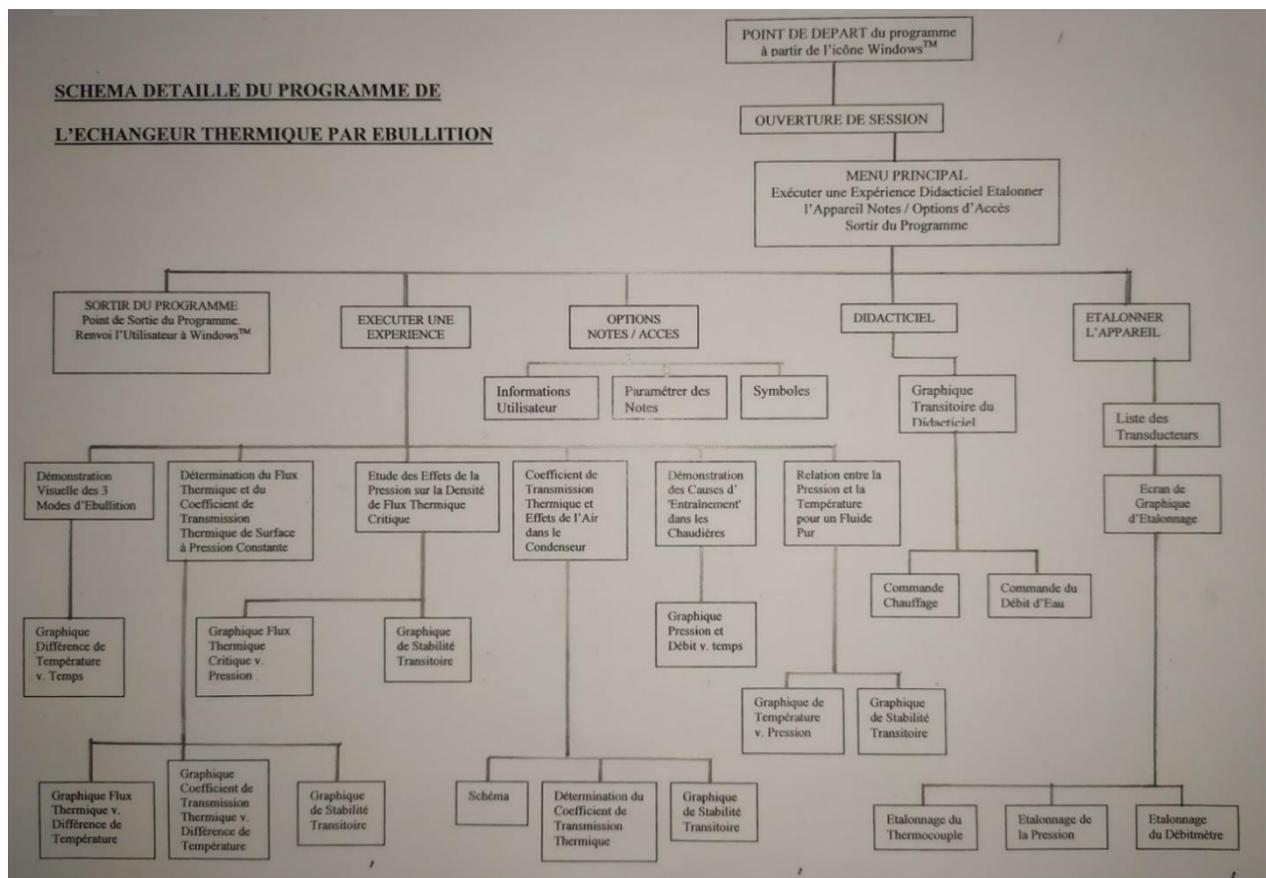


Figure 3.15 – Schéma détaillé du programme de l'échangeur thermique par ébullition [30]

## Chapitre 3 *Présentation de l'appareil de transfert de chaleur par ébullition*

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 3.16).

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

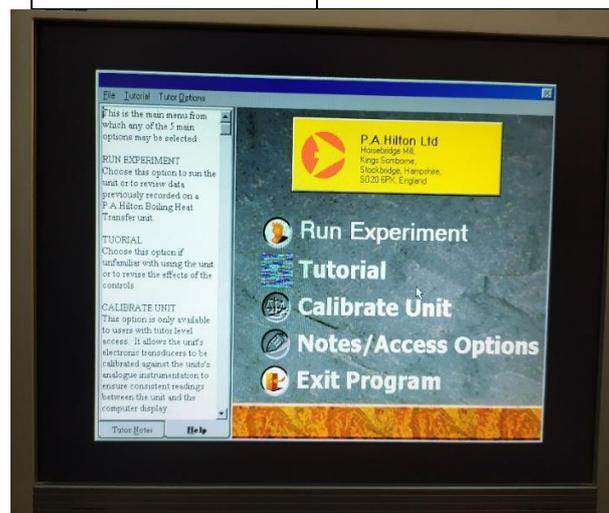


Figure 3.16 – Les sections du programme de HC655

➤ **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.

- Etalonner 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).

- ❖ Nous nous intéressons à l'option 'Exécuter une expérience'.

### **3.7 Capacité de l'appareil**

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

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

- ❖ Dans notre travail, nous sommes intéressés par les trois premières expériences.

### **3.8 Conclusion**

L'appareil de transfert de chaleur par ébullition de Hilton a été construit pour améliorer la compréhension du transfert de chaleur par ébullition. Il permet une étude à la fois visuelle et analytique de ce procédé.

# **Chapitre 4**

**Expérimentation et analyse  
des résultats**

## 4.1 Introduction

Après avoir totalement compris le fonctionnement et la commande de l'appareil H655, ce dernier nous a permis d'effectuer plusieurs opérations différentes afin de mieux comprendre le phénomène d'ébullition, et connaître l'effet de divers paramètres sur ce phénomène. Dans ce chapitre, nous contrôlerons divers paramètres thermodynamiques tels que l'arrivée de la chaleur, la pression du système etc..., et nous notons le développement de ce phénomène avec ces changements et l'effet de ces paramètres sur le flux calorifique et le coefficient de transfert de chaleur.

## 4.2 Expérimentations

Il y a plusieurs expériences qui peuvent être réalisées sur cet appareil. Dans notre cas, nous sommes intéressés par les expérimentations suivantes :

### 4.2.1 Démonstration visuelle des modes d'ébullition

Cette expérience nous permet de visualiser les trois modes d'ébullition (ébullition par convection naturelle, nucléée et en film). Pour obtenir ces trois modes, il faut ajuster l'arrivée de chaleur de l'élément chauffant et le débit d'eau du condenseur. Pour chaque ajustement, un mode d'ébullition apparaît.

#### 4.2.1.1 La convection naturelle

D'abord, on met en marche l'appareil et on ouvre le robinet d'alimentation en eau le circuit du condenseur. Ensuite, on règle l'apport de chaleur et le débit d'eau du condenseur à très bas niveau (inférieur à 20 watts). Après un certain temps (quelques minutes pour que l'indicateur de température se stabilise, et la température de l'élément chauffant augmente), on observe des courants de convection dans le liquide chauffé (comme il est montré dans la figure 4.1), et le phénomène de condensation sur le serpentín (bobines du condenseur) caractérisé par la formation de gouttelettes qui tombent dans le liquide, indiquant que l'évaporation se poursuit.



Figure 4.1 – La convection naturelle

#### 4.2.1.2 L'ébullition nucléée

Avec l'augmentation de la puissance (à une valeur supérieure à 20 watts), on garde la pression de vapeur à une valeur constante de notre choix en ajustant le débit d'eau du condenseur à l'aide de la soupape de contrôle. L'ébullition nucléée se déclenche et les bulles de vapeur commencent à se former sur les sites de nucléation. Elles se détachent et montent vers la surface libre du liquide (Figure 4.2), en montant vers la partie supérieure de la chambre où se trouve le condenseur. A ce niveau, la vapeur se condense et retombe vers le liquide pour une autre évaporation. La différence de température entre le liquide et le métal étant toujours modérée (inférieure à 20 K).



Figure 4.2 – L'ébullition nucléée

#### 4.2.1.3 L'ébullition en film

On augmente encore la puissance de plus en plus, quand elle atteint une valeur entre 300 et 400 watts, la nature de l'ébullition va changer de façon remarquable, en même temps la différence de température métal-liquide augmente rapidement. Le taux d'évaporation diminue à un niveau bas. On réduit le débit d'eau du condenseur pour maintenir une pression de condenseur stable, aussi, on maintient l'arrivée de chaleur à environ 40 watts. Quand on examine soigneusement la surface du réchauffeur, on observe qu'il est enveloppé d'une pellicule pratiquement ininterrompue de vapeur (Figure 4.3). Ceci est la cause du taux réduit de transfert de chaleur (cette pellicule ou film de vapeur représente un isolant thermique).



Figure 4.3 – L'ébullition en film

- Au moment où la différence de température métal-liquide diminue, l'ébullition devient à l'état de l'ébullition nucléée.

#### 4.2.2 Détermination du flux calorifique et coefficient de transfert de chaleur à pression constante

Pour cette expérience, d'abord on ajuste l'arrivée de la chaleur à environ 30 watts, en même temps on contrôle le débit d'eau du condenseur afin de stabiliser la pression de condenseur à la valeur désirée (pour notre étude on a choisi trois valeurs de pression du condenseur pour trois cas). Lorsque la pression est stable, on attend 05 minutes et on commence l'observation. On note les valeurs de la pression choisie, l'arrivée de chaleur, la température du métal et la température du liquide. D'après ces paramètres on peut calculer le flux de chaleur surfacique, la différence de température métal-liquide et le coefficient de transfert de chaleur (tous ces paramètres sont mentionnés dans les tableaux des expériences).

Ensuite, on augmente encore une fois l'arrivée de chaleur à une autre valeur de notre choix (par exemple 50 watts), on ajuste le débit d'eau pour garder la même pression ( $125 \text{ kN/m}^2$  pour le premier cas), et on refait les mêmes étapes que la première fois. On continue de la même façon jusqu'à la valeur 400 watts de l'arrivée de chaleur (c'est la valeur maximale de l'appareil, si on dépasse cette valeur ce dernier s'arrête).

A la fin, en utilisant les lois de calcul du flux de chaleur surfacique et du coefficient de transfert de chaleur superficielle (qui sont déjà mentionnées), et les résultats de l'appareil, on obtient les résultats mentionnés dans les tableaux 4.1, 4.2 et 4.3.

4.2.2.1 Résultats expérimentaux

➤ Le premier cas : La pression de condenseur égale à 125 kN/m<sup>2</sup>

Q°	30	50	70	100	150	190	250	305	350	400
T <sub>m</sub>	64,5	65,75	66,75	67,5	68,75	69,5	70,25	74	78	82
T <sub>l</sub>	55	55,25	55,5	55,5	55,75	56	56	56	56	56
φ	16,67	27,78	38,89	55,56	83,33	105,56	138,89	169,44	194,44	222,22
ΔT	9,5	10,5	11,25	12	13	13,5	14,25	18	22	26
h	1,75	2,65	3,46	4,63	6,41	7,82	9,75	9,41	8,84	8,55

Tableau 4.1 - Les résultats obtenus de l'expérience (P = 125 kN/m<sup>2</sup>)

Sur la figure 4.4, nous représentons la courbe du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température métal-liquide à la pression 125 kN/m<sup>2</sup>. Nous constatons que la courbe de ce flux surfacique évolue rapidement de 16,67 à 138,89 kW/m<sup>2</sup> entre ΔT = 9,5 à 14,25 K, puis linéairement de 138,89 à 222,22 kW/m<sup>2</sup> entre ΔT = 14,25 à 26 K.

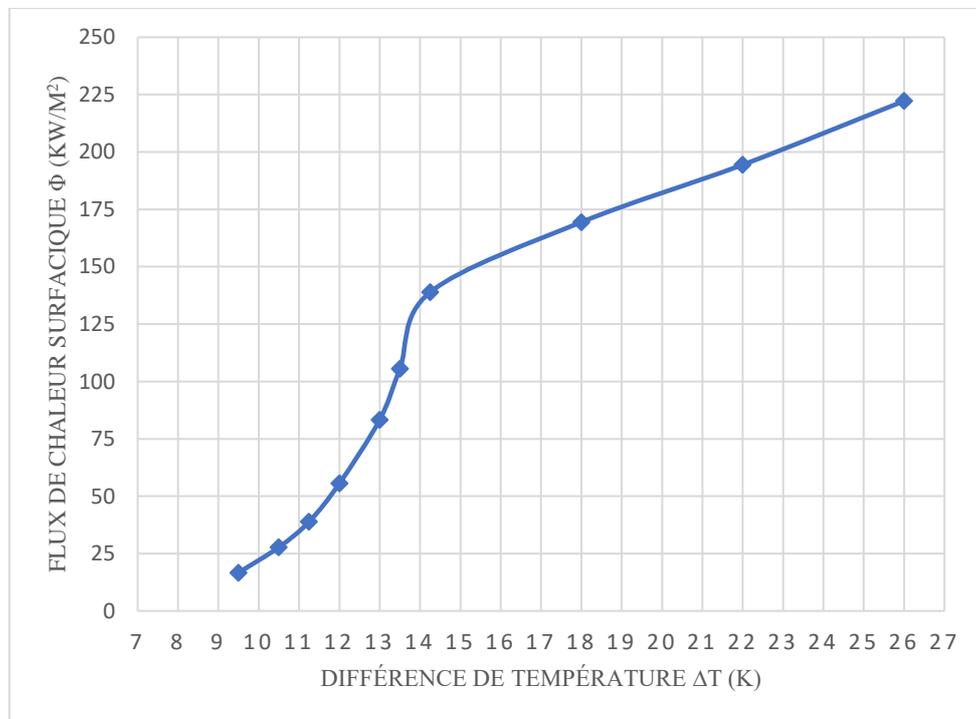


Figure 4.4 – Flux thermique surfacique par rapport à la différence de température (P=125kN/m<sup>2</sup>)

➤ Le deuxième cas : La pression de condenseur égale à 150 kN/m<sup>2</sup>

Q°	30	50	70	100	150	190	250	305	350	400
T <sub>m</sub>	67,75	69	70	71	72,5	73	73,8	77	81	85
T <sub>l</sub>	59	59,25	59,25	59,5	60	60	60	60	60	60
φ	16,67	27,78	38,89	55,56	83,33	105,56	138,89	169,44	194,44	222,22
ΔT	8,75	9,75	10,75	11,5	12,5	13	13,8	17	21	25
h	1,91	2,85	3,62	4,83	6,67	8,12	10,06	9,97	9,26	8,89

Tableau 4.2 – les résultats obtenus de l'expérience (P = 150 kN/m<sup>2</sup>)

La figure ci-dessous (Figure 4.5) représente l'évolution du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température métal-liquide pour la deuxième valeur de pression (150 kN/m<sup>2</sup>). Nous constatons que la courbe de ce flux surfacique évolue rapidement, puis linéairement pour les mêmes valeurs du flux surfacique que ceux du premier cas (de 16,67 à 138,89 kW/m<sup>2</sup> et de 138,89 à 222,22 kW/m<sup>2</sup>), respectivement entre ΔT = 8,75 à 13,8 K et ΔT = 13,8 à 25 K. Nous remarquons que les valeurs de la différence de température sont plus petites par rapport au premier cas, pour les mêmes valeurs du flux de chaleur surfacique.

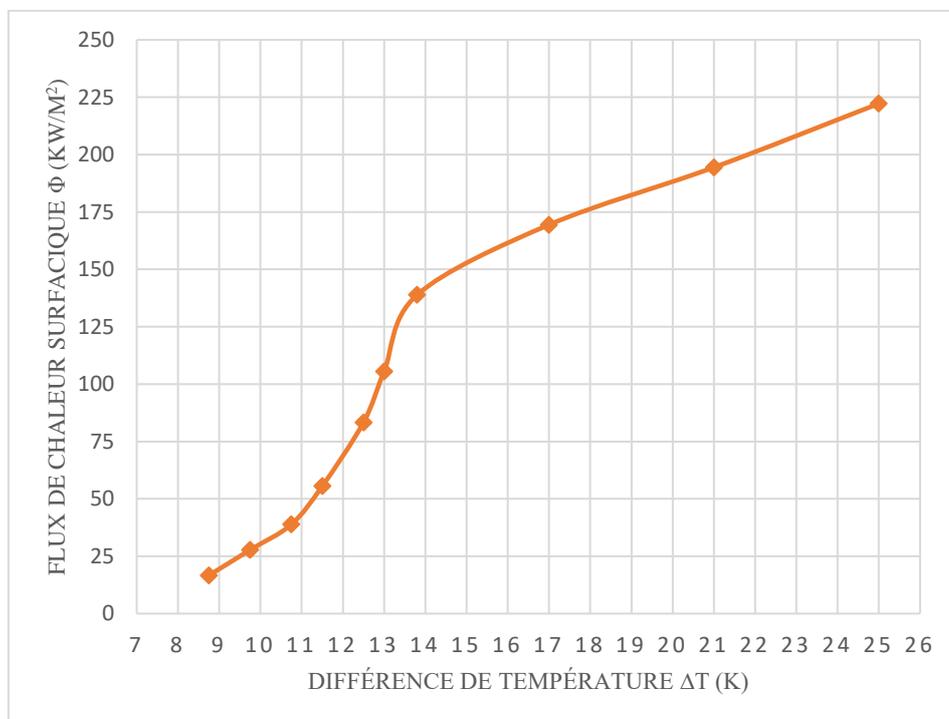


Figure 4.5 – Flux thermique surfacique par rapport à la différence de température (P=150kN/m<sup>2</sup>)

➤ Le troisième cas : La pression de condenseur égale à 200 kN/m<sup>2</sup>

Q°	30	50	70	100	150	190	250	305	350	400
T <sub>m</sub>	75	76	77	78,5	80	80,75	81,5	84,5	88,5	92
T <sub>l</sub>	66,75	66,75	67	67,5	68	68	68	68	68	68
φ	16,67	27,78	38,89	55,56	83,33	105,56	138,89	169,44	194,44	222,22
ΔT	8,25	9,25	10	11	12	12,75	13,5	16,5	20,5	24
h	2,02	3,00	3,89	5,05	6,94	8,28	10,29	10,27	9,48	9,26

Tableau 4.3 – Les résultats obtenus de l’expérience (P = 200 kN/m<sup>2</sup>)

Sur la figure 4.6, nous représentons la courbe du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température métal-liquide pour la dernière valeur de pression (200 kN/m<sup>2</sup>). Nous constatons que la courbe de ce flux surfacique évolue rapidement puis linéairement pour les mêmes valeurs du flux surfacique dans les deux cas précédents, entre ΔT = 8,25 à 13,5 K et ΔT = 16,5 à 24 K respectivement. Pour une deuxième fois, il y a une dégradation des valeurs de la différence de température par rapport au cas précédent (et logiquement par rapport au premier cas), pour les mêmes valeurs du flux de chaleur surfacique.

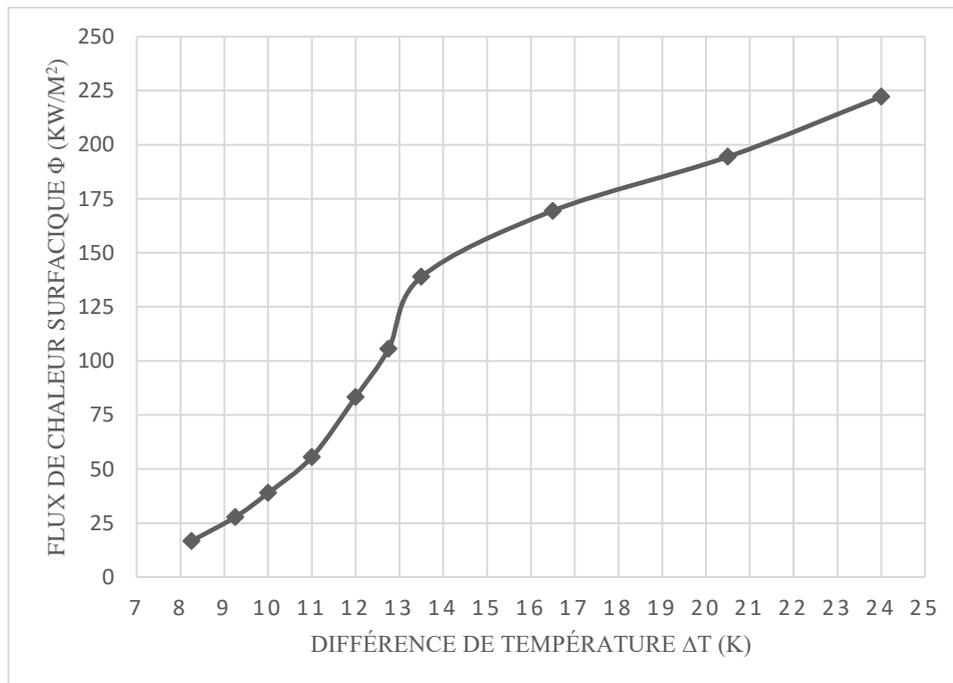


Figure 4.6 – Flux thermique surfacique par rapport à la différence de température (P=200kN/m<sup>2</sup>)

- ❖ L'expérience a été effectuée pour trois niveaux de pression (125, 150 et 200 kN/m<sup>2</sup>), les données ont été collectées en incrémentant la puissance par palier. La température de saturation du R141b pour chaque pression a été de 56, 60 et 68°C respectivement, et le flux de chaleur surfacique moyen de 16,67 à 222,22 kW/m<sup>2</sup>. Dans les trois cas, la différence entre la température du métal et la température du liquide était comprise entre 8,25 et 26 K, et le coefficient de transfert de chaleur obtenu était de 1,75 jusqu'à 10,25 kW/K.m<sup>2</sup>.

#### 4.2.2.2 L'évolution du flux de chaleur surfacique

Les deux graphes suivants (Figure 4.7 et 4.8) illustrent l'évolution du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température métal-liquide pour les trois cas de pression, sans et avec l'état d'ébullition en film.

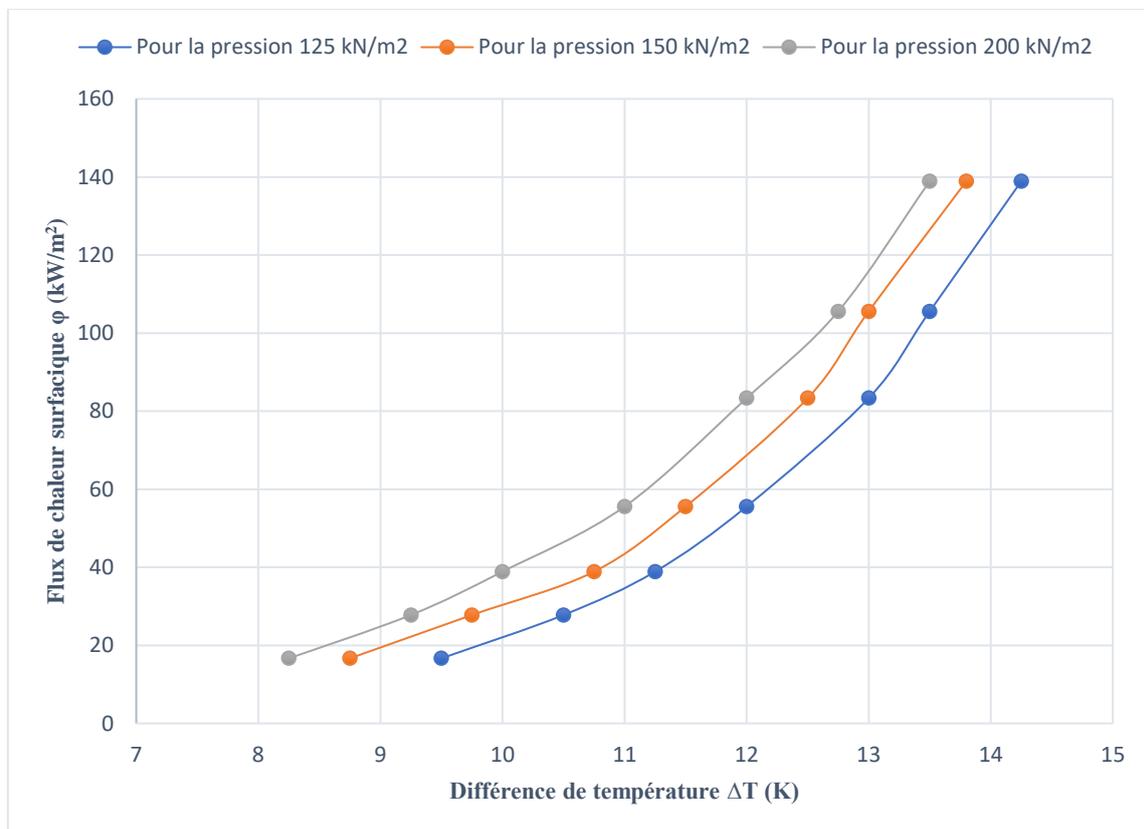


Figure 4.7 – L'évolution du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température sans l'état de l'ébullition en film

Dans l'état de l'ébullition nucléée (Figure 4.7), nous constatons que le flux de chaleur surfacique augmente rapidement sous forme d'une courbe pour les trois cas de pression. Nous remarquons que chaque fois la pression augmente, pour les mêmes valeurs du flux surfacique, on obtient des valeurs de la différence de température plus petites que la pression précédente.

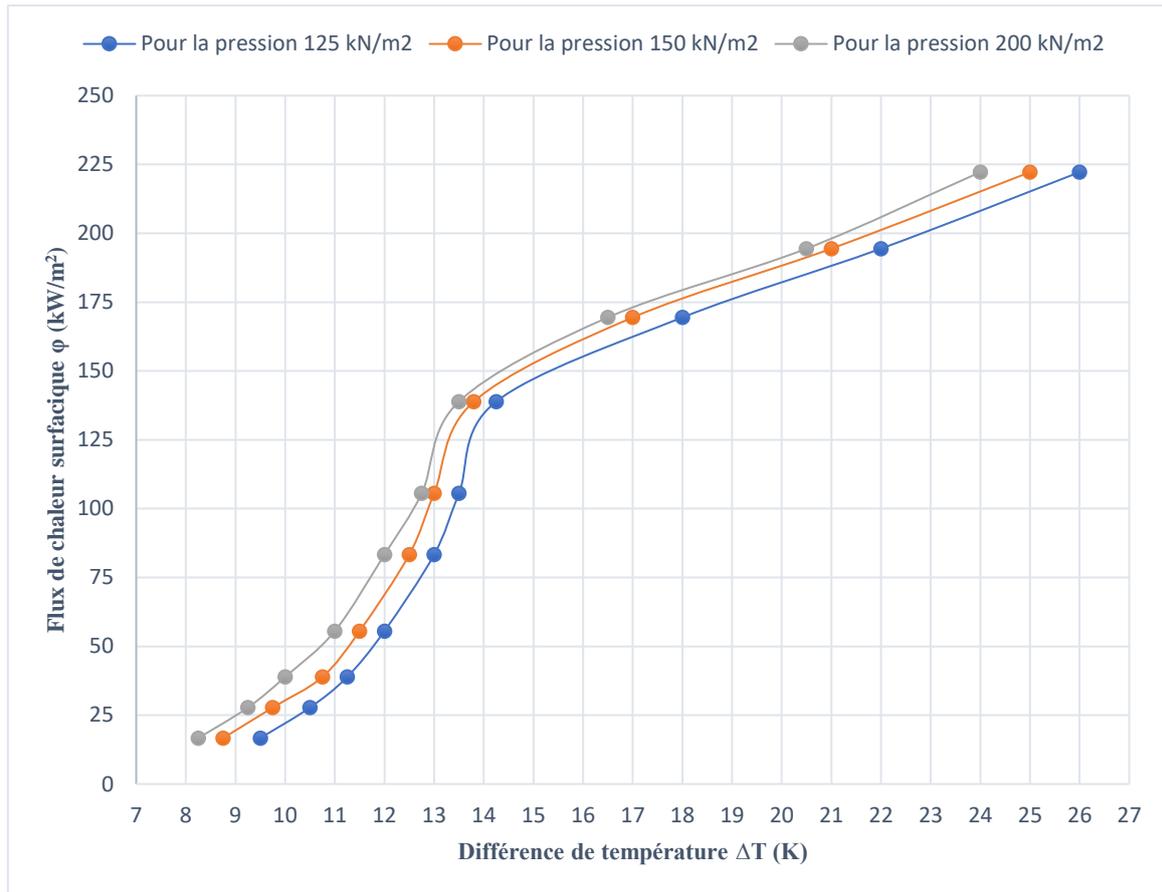


Figure 4.8 – L'évolution du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température avec l'état d'ébullition en film

Après l'ébullition nucléée, avec l'augmentation de l'arrivée de chaleur, l'ébullition en film commence à partir de  $\Delta T = 14,25$  K,  $\Delta T = 13,8$  K et  $\Delta T = 13,5$  K, respectivement pour les trois pressions (125, 150 et 200  $\text{kN/m}^2$ ). Le flux de chaleur surfacique continue à augmenter linéairement. De même façon que l'état de l'ébullition nucléée, avec l'augmentation de la pression, pour les mêmes valeurs du flux surfacique la différence de la température se dégrade (Figure 4.8).

#### 4.2.2.3 L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle

Après avoir étudié l'évolution des changements du flux de chaleur surfacique, et la différence de température métal-liquide à des pressions constantes au cours des différentes étapes du phénomène d'ébullition, c'est logique que le coefficient de transfert de chaleur superficielle soit également affecté puisqu'il dépend de ces deux paramètres. On peut montrer cette évolution dans les graphes suivants (Figure 4.9, 4.10, 4.11 et 4.12).

- L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport à la différence de température :

Pour les trois cas de pression, on obtient les résultats suivants (Figure 4.9 et 4.10).

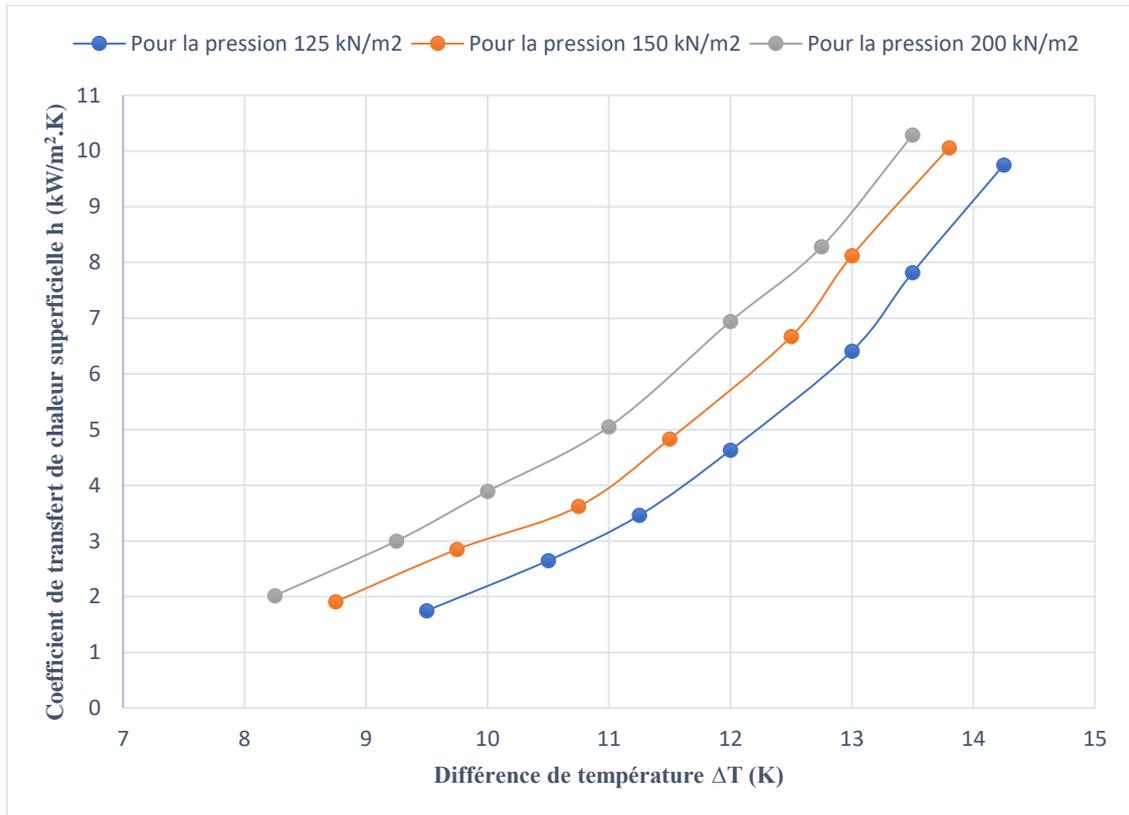


Figure 4.9 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport à la différence de température sans l'état de l'ébullition en film

Dans l'état de l'ébullition nucléée (Figure 4.9), nous constatons que la courbe du coefficient de transfert de chaleur superficielle augmente rapidement pour les trois cas de pression par rapport à la différence de température. Nous remarquons que chaque fois la pression augmente (pour les mêmes valeurs du flux de chaleur surfacique), le coefficient de transfert de chaleur superficielle prend des valeurs supérieures et la différence de température métal-liquide diminue par rapport à la pression précédente, tel que :

Pour le premier cas (la pression égale à 125 kN/m<sup>2</sup>) : le coefficient de transfert de chaleur superficielle augmente de 1,75 à 9,75 kW/m<sup>2</sup>.K avec  $\Delta T = 9,5$  à 14,25 K.

Pour le deuxième cas (la pression égale à 150 kN/m<sup>2</sup>) : le coefficient de transfert de chaleur superficielle augmente de 1,91 à 10,06 kW/m<sup>2</sup>.K avec  $\Delta T = 8,75$  à 13,8 K.

Pour le troisième cas (la pression égale à 200 kN/m<sup>2</sup>) : le coefficient de transfert de chaleur superficielle augmente de 2,02 à 10,29 kW/m<sup>2</sup>.K avec  $\Delta T = 8,25$  à 13,5 K.

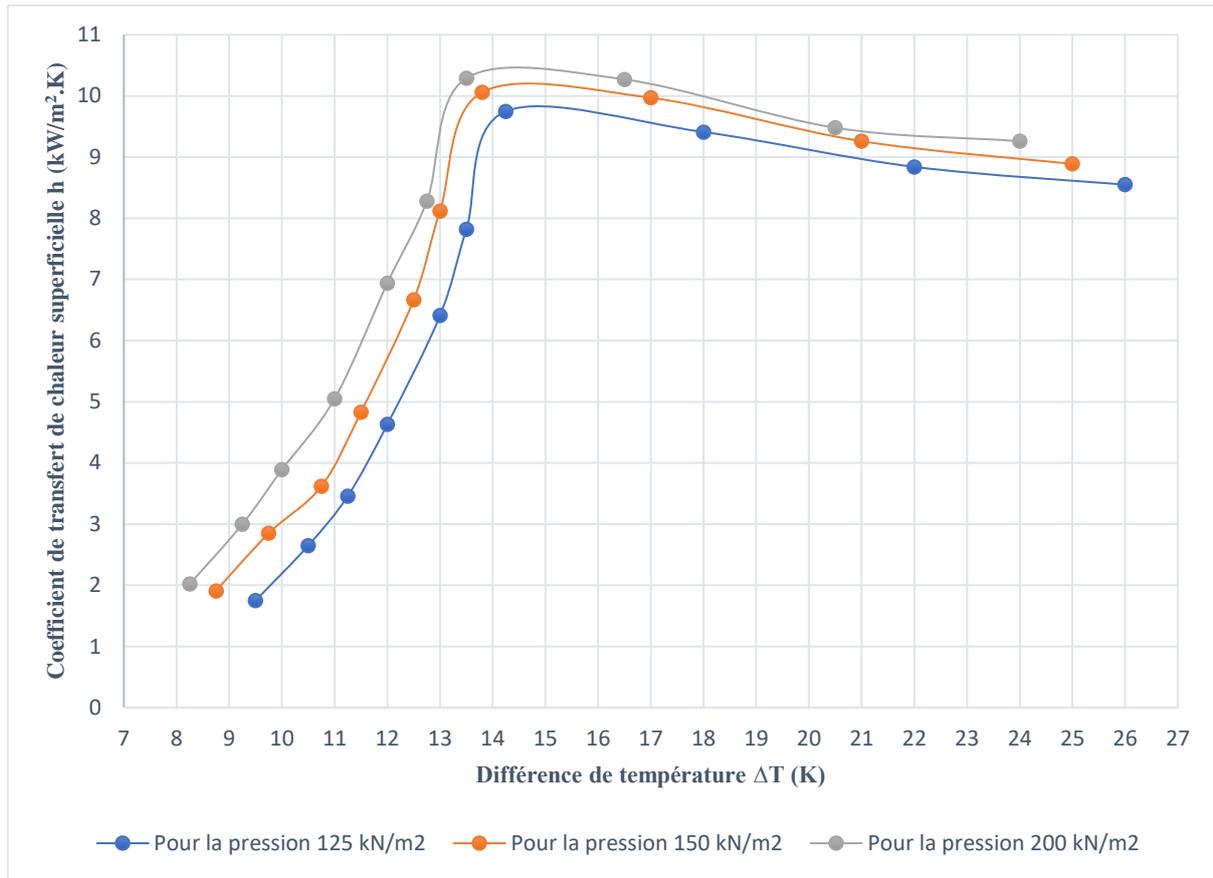


Figure 4.10 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport à la différence de température avec l'état de l'ébullition en film

Après l'ébullition nucléée, avec l'augmentation de l'arrivée de chaleur, l'ébullition en film commence à partir de  $\Delta T = 14,25$  K,  $\Delta T = 13,8$  K et  $\Delta T = 13,5$  K pour les trois pressions 125, 150 et 200  $\text{kN/m}^2$  respectivement. Le coefficient du flux de chaleur superficielle diminue d'une façon presque linéaire (Figure 4.10). De même façon que l'état de l'ébullition nucléée, avec l'augmentation de la pression, les valeurs de ce coefficient sont supérieures par rapport à la pression précédente (pour les mêmes valeurs du flux de chaleur surfacique).

- L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique :

Pour les trois cas de pression, on obtient les résultats suivant (Figure 4.11 et 4.12).

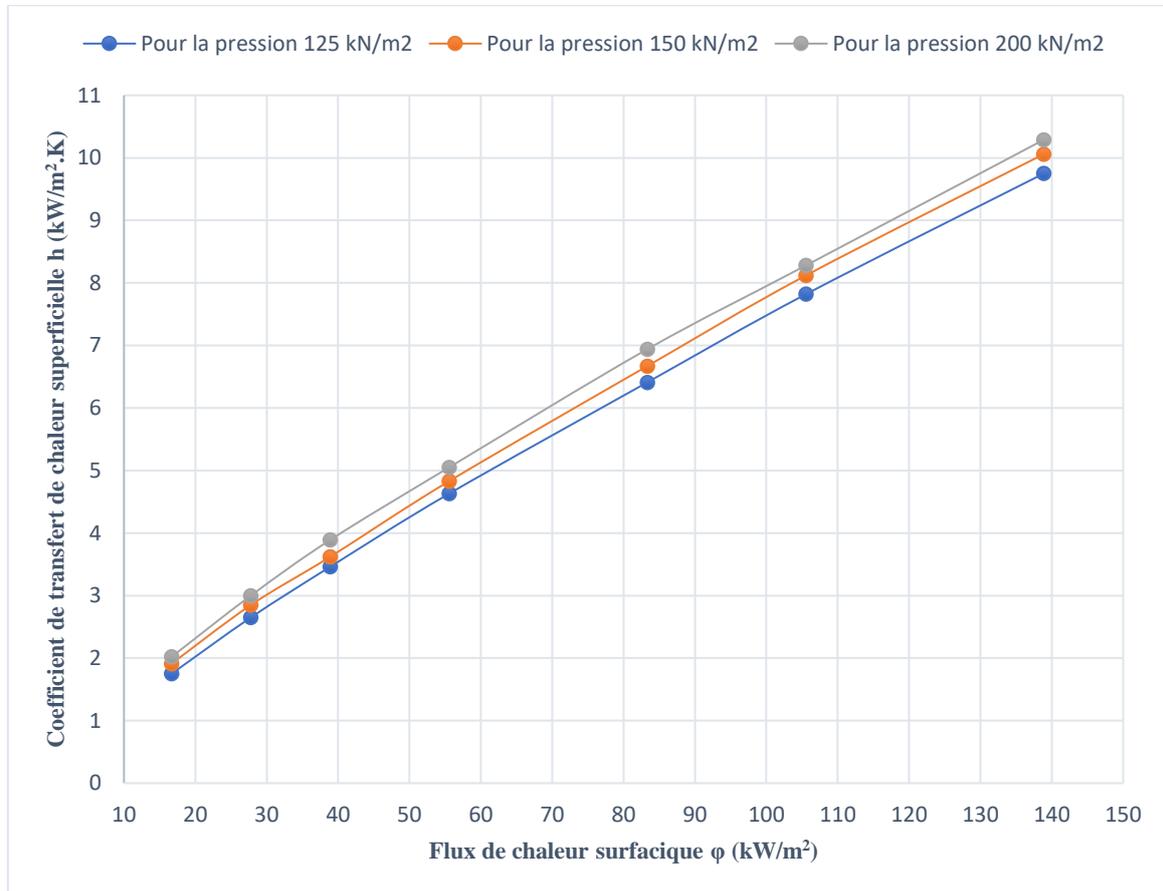


Figure 4.11 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique sans l'état de l'ébullition en film

Sur la figure 4.11, nous représentons l'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique dans l'état de l'ébullition nucléée (de 16,67 à 138,89 kW/m<sup>2</sup>). Nous remarquons que pour les trois cas de pression, avec l'augmentation du flux surfacique, le coefficient de transfert de chaleur superficielle augmente. Chaque fois la pression augmente (de 125 à 150 à 200 kN/m<sup>2</sup>) les valeurs de ce coefficient, pour les mêmes valeurs du flux surfacique, sont supérieures par rapport à la pression précédente.

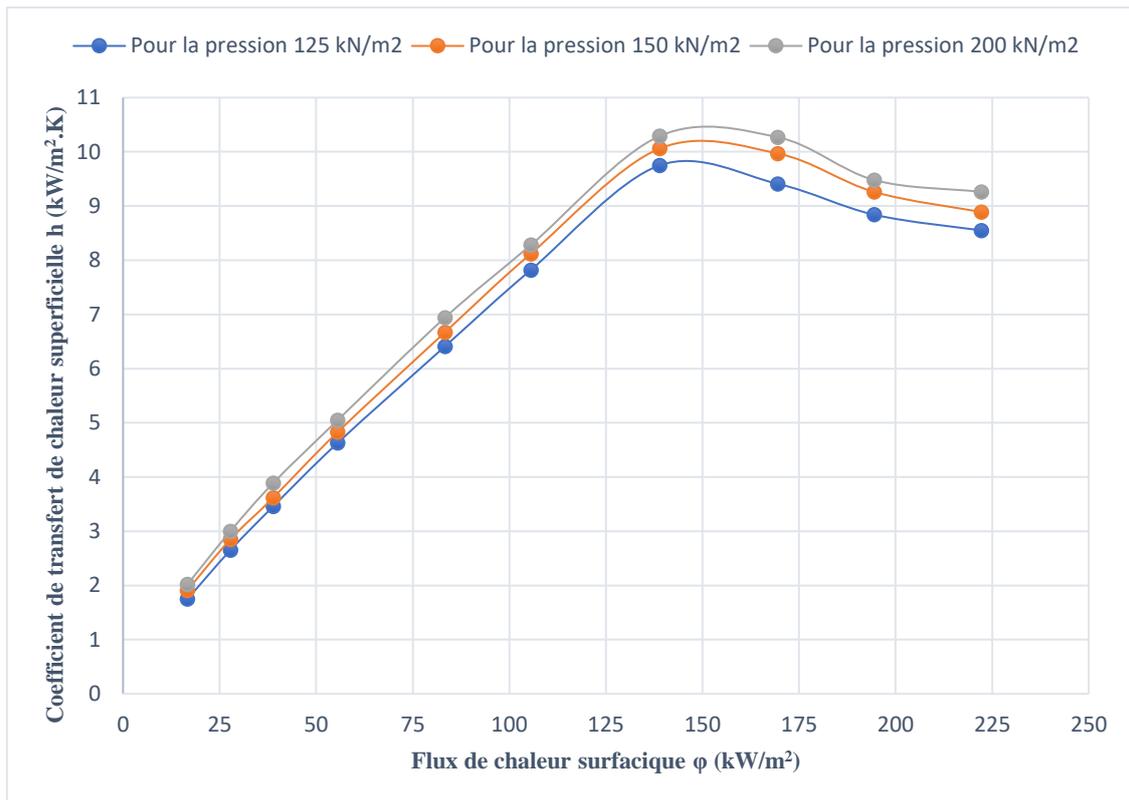


Figure 4.12 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique avec l'état de l'ébullition en film

Après l'ébullition nucléée, avec l'augmentation de l'arrivée de chaleur, l'ébullition en film commence à partir de 138,89 à 222,22 kW/m<sup>2</sup>. Le coefficient de transfert de chaleur superficielle diminue avec l'augmentation du flux surfacique. De même façon que l'état de l'ébullition nucléée, avec l'augmentation de la pression, les valeurs de ce coefficient sont supérieures par rapport à la pression précédente (pour les mêmes valeurs du flux surfacique).

### 4.2.3 Investigation de l'effet de la pression sur le flux calorifique critique

La méthode utilisée dans cette expérience ressemble à celle de l'expérience précédente (La détermination du flux calorifique et du coefficient de transfert de chaleur à pression constante). D'abord, on fixe le débit d'eau du condenseur à une valeur choisie, et on ajuste soigneusement l'arrivée de chaleur. Chaque fois on augmente la puissance, on attend quelques minutes pour la stabilisation du phénomène, une fois cette dernière est atteinte, on observe l'état de l'ébullition. On continue de la même façon jusqu'on obtient la transition entre l'ébullition nucléée et l'ébullition en film, dans ce cas on note la valeur de puissance et la valeur de la pression absolue. D'après la valeur de la puissance obtenue, on peut calculer le flux de chaleur surfacique critique.

Ensuite, on fixe le débit d'eau du condenseur à une autre valeur et on refait les mêmes étapes que la première fois (nous avons arrêté notre expérience quand on a obtenu la valeur du flux surfacique critique pour la valeur de puissance maximale de l'appareil, qui est de 400 watts).

A la fin, pour différentes valeurs du débit d'eau du condenseur, on obtient les résultats mentionnés dans le tableau suivant (Tableau 4.4).

4.2.3.1 Résultats expérimentaux

Q°	335	355	360	370	380	400
P	76	105	120	138	165	200
φ	186,11	197,22	200	205,56	211,11	222,22

Tableau 4.4 – Les résultats obtenus de l'expérience

Sur la figure 4.13, nous représentons la courbe du flux de chaleur surfacique critique en fonction de la pression. Nous constatons qu'avec l'augmentation de la pression, la valeur du flux surfacique critique augmente irrégulièrement avec une pente de 0,29.

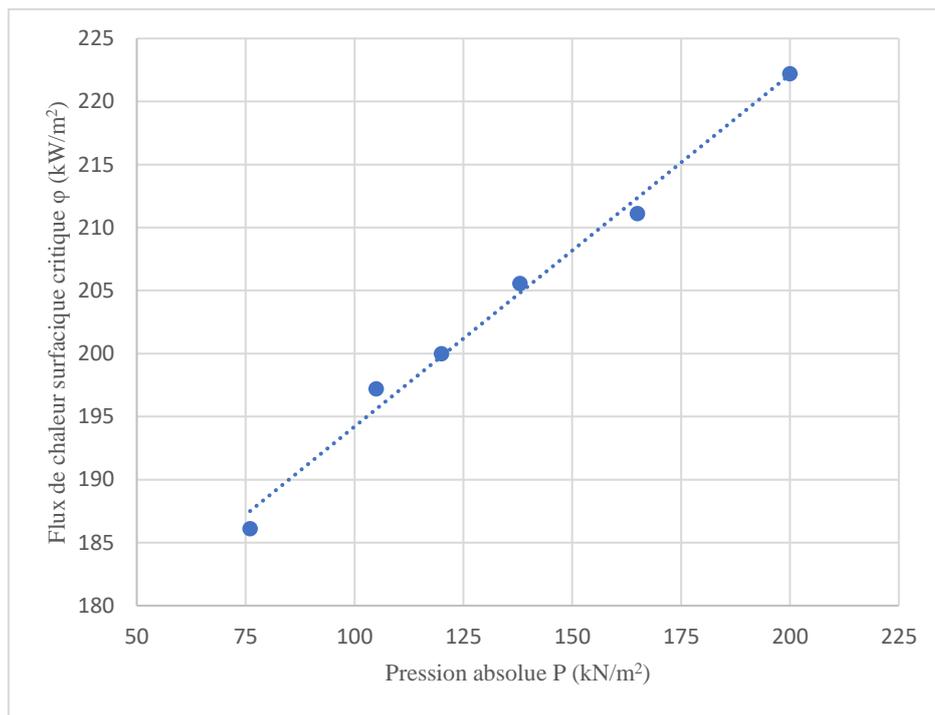


Figure 4.13 – Variation du flux surfacique critique avec la pression

- ❖ L'expérience a été effectuée pour différentes valeurs de débit. Les données ont été collectées en incrémentant la puissance jusqu'à avoir la transition entre l'ébullition nucléée et l'ébullition en film. Le flux surfacique critique obtenu était de 186,11 jusqu'à 222,22 kW/m² pour des valeurs de pression comprises entre 76 à 200 kN/m².

### 4.3 Comparaison des résultats

Après avoir discuté les résultats obtenus dans les expériences que nous avons effectués, nous allons comparer ces derniers avec les différentes données des corrélations obtenues par les chercheurs précédents et les résultats du manuel.

#### 4.3.1 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les données des corrélations

Dans ce qui suit, nous allons comparer les résultats d'expérimentation du transfert de chaleur lors de l'ébullition nucléée avec les données des corrélations de Rohsenow [2] et Cooper [4] (Tableaux 4.5 et 4.6).

➤ Pour la pression égale à 150 kN/m<sup>2</sup> :

$\varphi$	16,67	27,78	38,89	55,56	83,33	105,56	138,89
$h$	1,91	2,85	3,62	4,83	6,67	8,12	10,06
$h_{Ro}$	1,7	2,4	3	3,8	4,8	5,6	6,6
$h_{Co}$	1,8	2,6	3,3	4,1	5,2	6,1	7,2

Tableau 4.5 – Les données des corrélations ( $P = 150 \text{ kN/m}^2$ ) [13]

Sur la figure 4.14, nous représentons l'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique, pour les trois différents résultats mentionnés dans le tableau 4.5 à la pression 150 kN/m<sup>2</sup>.

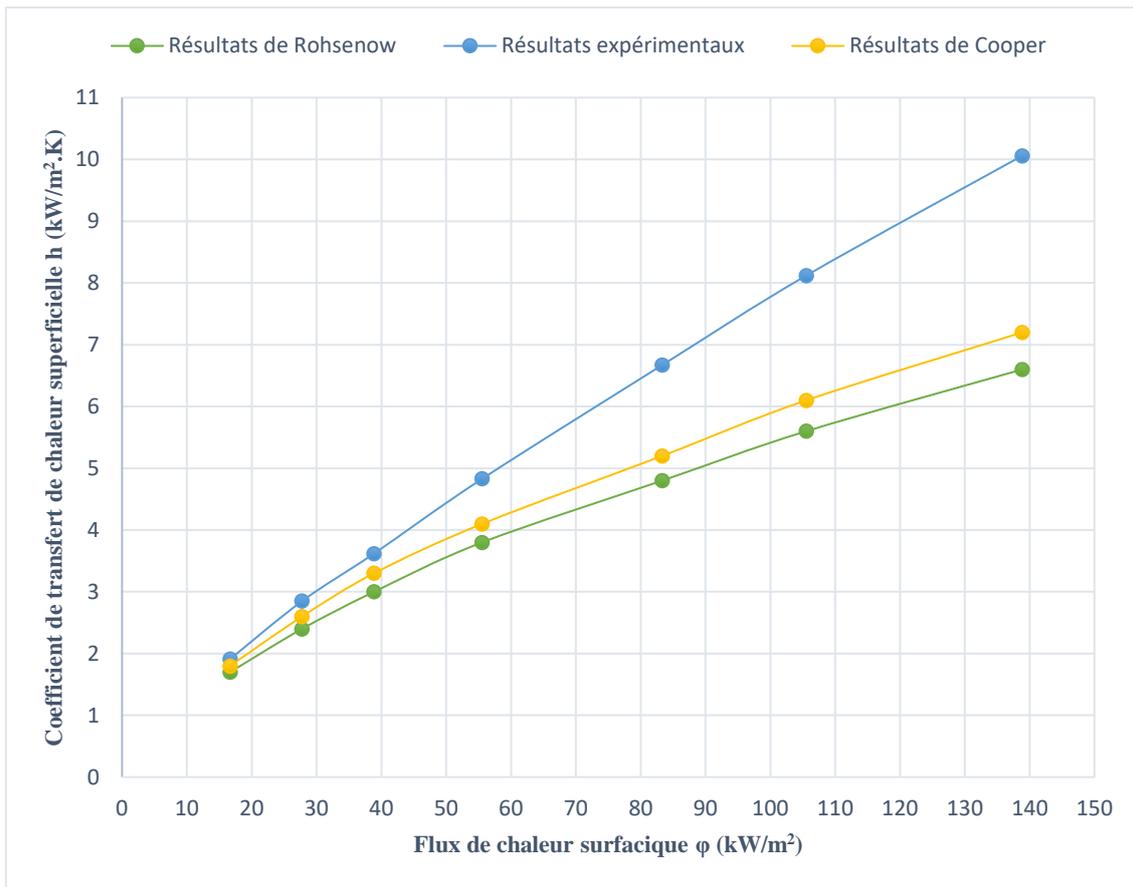


Figure 4.14 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique à  $P = 150 \text{ kN/m}^2$

Nous constatons que les trois courbes augmentent presque de la même façon, avec un écart presque négligeable entre les résultats expérimentaux et les données des corrélations au début, et augmente avec l'augmentation du flux de chaleur surfacique.

➤ Pour la pression égale à 200 kN/m<sup>2</sup> :

$\varphi$	16,67	27,78	38,89	55,56	83,33	105,56	138,89
h	2,02	3,00	3,89	5,05	6,94	8,28	10,29
$h_{Ro}$	1,8	2,7	3,3	4,2	5,5	6,3	7,5
$h_{Co}$	1,9	2,9	3,6	4,5	5,9	6,8	8,1

Tableau 4.6 – Les données des corrélations ( $P = 200 \text{ kN/m}^2$ ) [13]

Sur la figure 4.15, nous représentons l'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique, pour les trois différents résultats mentionnés dans le tableau précédent (Tableau 4.6) à la pression 200 kN/m<sup>2</sup>.

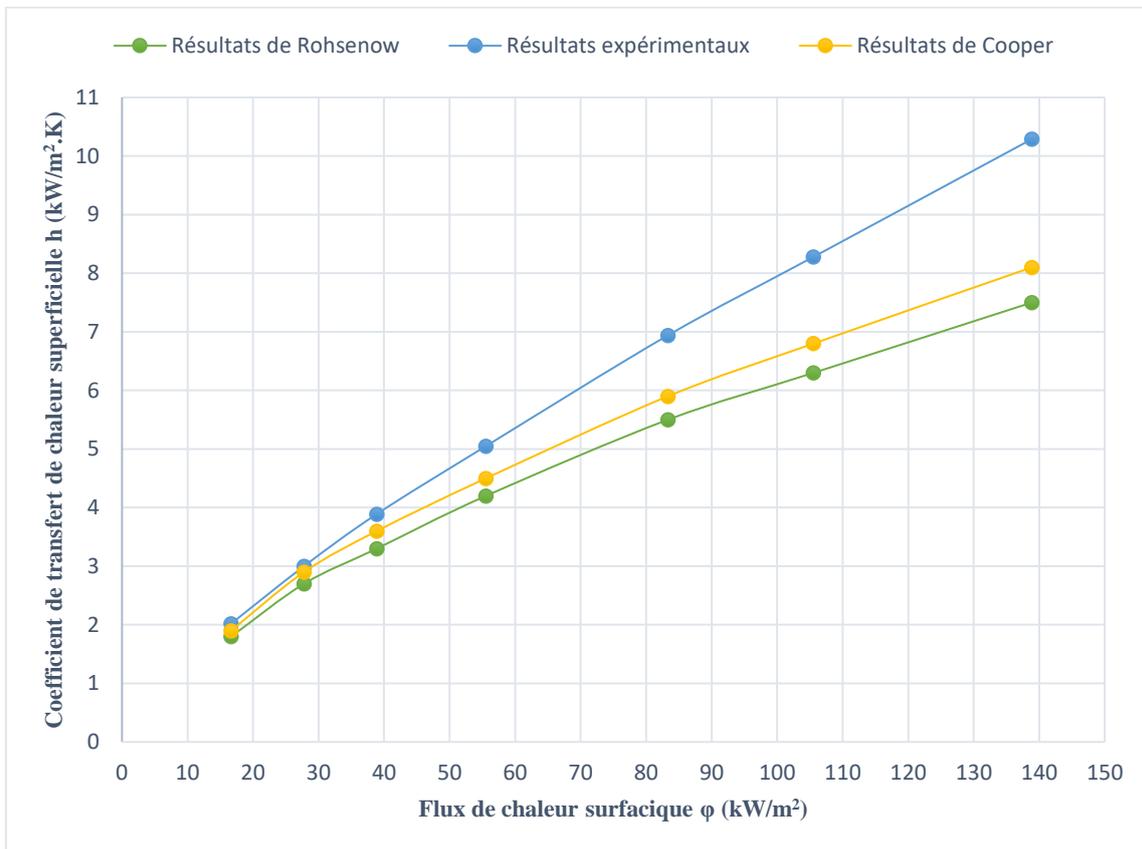


Figure 4.15 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique à  $P = 200 \text{ kN/m}^2$

Nous constatons que les trois courbes augmentent de la même façon comme le premier cas de pression, avec un écart presque négligeable entre les résultats expérimentaux et les données des corrélations au début, et augmente avec l'augmentation du flux de chaleur surfacique. La valeur

de cet écart pour les mêmes valeurs du flux surfacique diminue par rapport à la pression précédente (le cas de  $P = 150 \text{ kN/m}^2$ ).

### 4.3.2 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats du manuel

Dans cette partie, nous allons comparer les résultats d'expérimentation de transfert de chaleur, avec les résultats obtenus du manuel d'utilisation et d'entretien de l'appareil H655, à la pression  $125 \text{ kN/m}^2$ . Les résultats du manuel sont illustrés dans le tableau suivant (Tableau 4.7) :

$Q^\circ$	65	112	190	250	305	335	350	360
$T_m$	49	51	53	54	55	58	60	64
$T_1$	37	37	38	38	38	38	38	38
$\varphi$	36	62	106	139	169	186	194	200
$\Delta T$	12	14	15	16	17	20	22	26
$h$	3,01	4,44	7,04	8,68	9,97	9,31	8,84	7,69

Tableau 4.7 – Les résultats du manuel [29]

Dans ce qui suit, nous avons fait diverses comparaisons pour différents paramètres :

- Flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température métal-liquide :

La figure 4.16 représente l'évolution du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température.

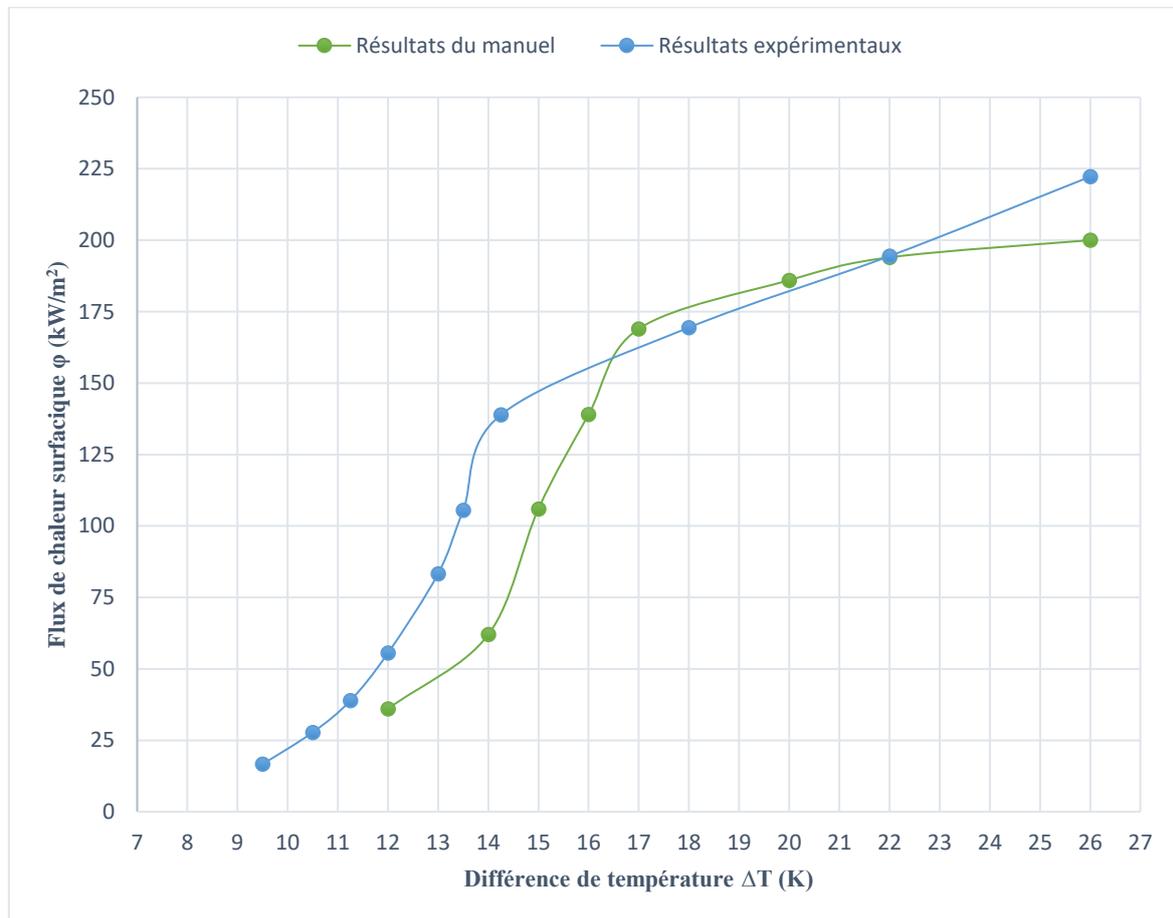


Figure 4.16 – L'évolution du flux de chaleur surfacique par rapport à la différence de température

Nous remarquons que les résultats expérimentaux et du manuel augmentent de la même façon, mais pour différentes valeurs des paramètres représentés.

- Coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport à la différence de température métal-liquide :

Dans la figure 4.17, nous représentons l'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport à la différence de température.

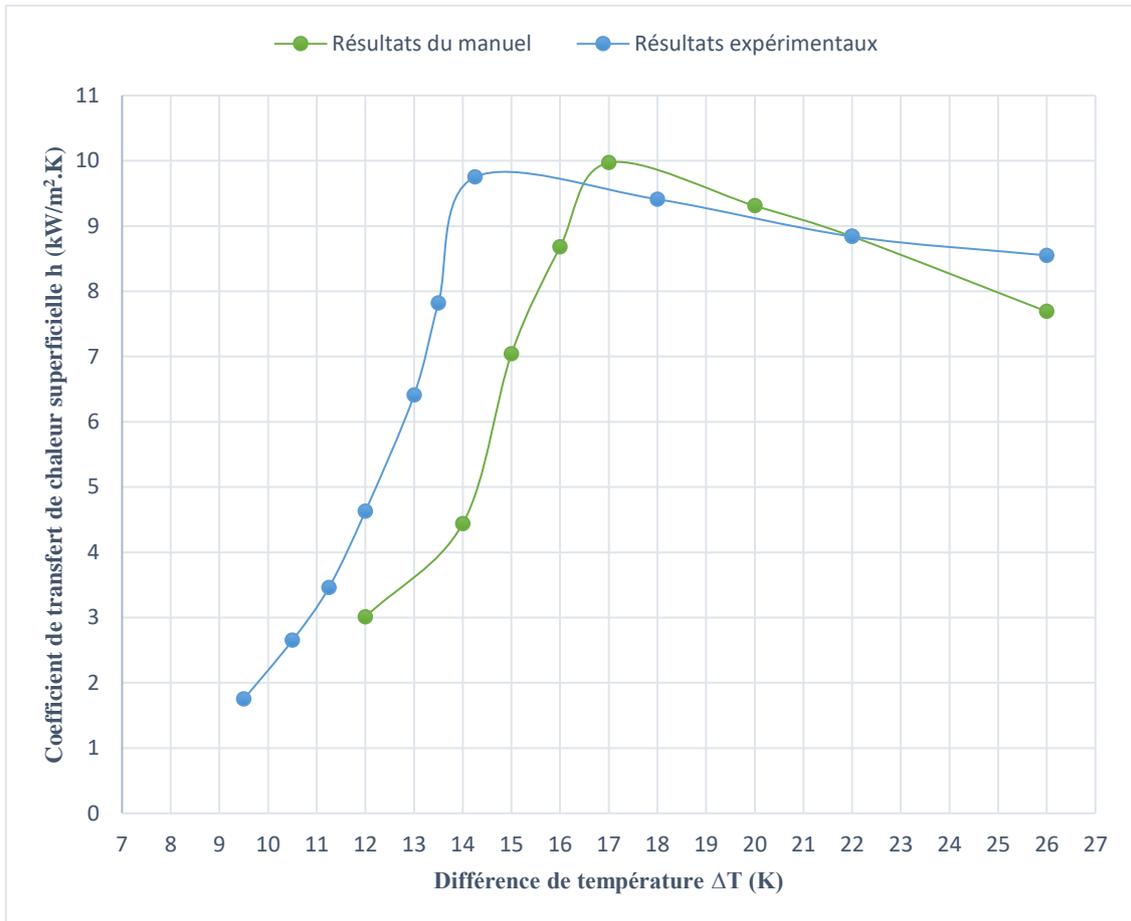


Figure 4.17 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport à la différence de température

Nous remarquons que les résultats expérimentaux sont en bon accord avec les résultats du manuel. Dans les deux cas, le coefficient de transfert de chaleur augmente puis diminue, mais pour des différentes valeurs de ces deux paramètres.

- Coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique :

Sur la figure 4.18, nous représentons l'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique.

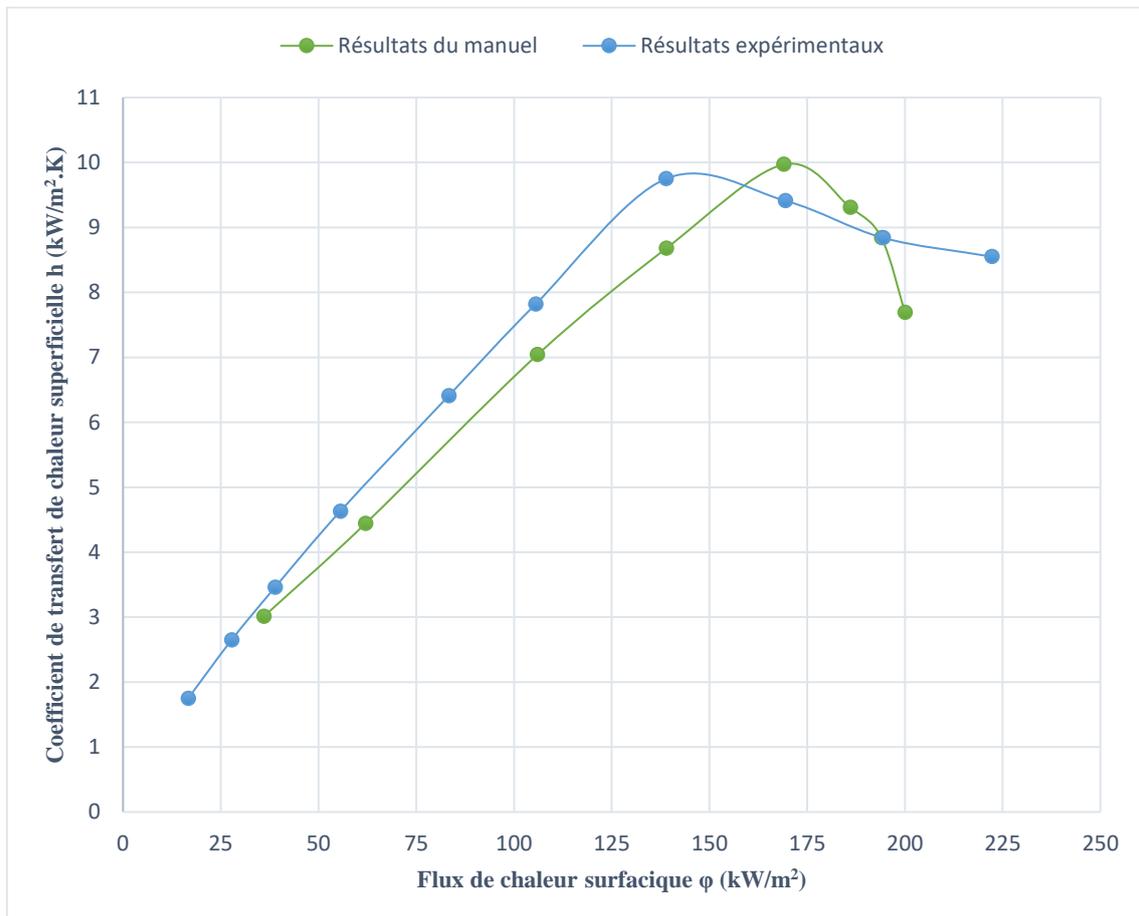


Figure 4.18 – L'évolution du coefficient de transfert de chaleur superficielle par rapport au flux de chaleur surfacique

Là aussi, nous constatons que les deux résultats expérimentaux et du manuel sont soumis à une augmentation rapide puis une diminution, mais pour un intervalle du flux surfacique et des valeurs du coefficient superficiel différents.

➤ Variation du flux de chaleur surfacique critique par rapport à la pression :

D’après le manuel d’utilisation et d’entretien de l’appareil H655, On a obtenu le tableau suivant (Tableau 4.8) :

Q°	335	350	360	370	385	400	415
P	65	80	100	125	150	175	200
φ	186	194	200	206	214	222	231

Tableau 4.8 – Les résultats du manuel [29]

La figure 4.19 représente la variation du flux de chaleur surfacique critique par rapport à la pression.

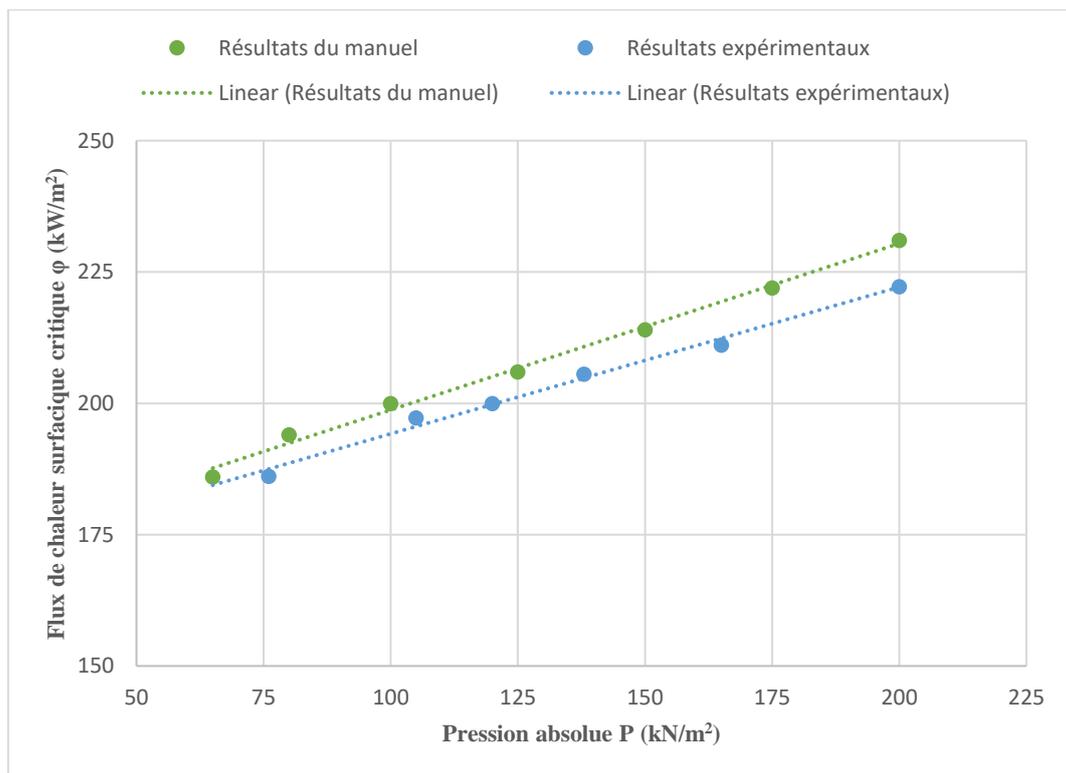


Figure 4.19 – Variation du flux surfacique critique avec la pression

Nous constatons que les deux graphes des résultats expérimentaux et du manuel augmentent linéairement avec des pentes proches, 0,29 et 0,33 respectivement (donc les résultats sont acceptables).

#### 4.4 Interprétation générale

D'après les diverses expériences que nous avons effectuées, dans ce qui suit, on peut conclure quelques résultats généraux :

- D'après les premières expériences de la détermination du flux calorifique surfacique et du coefficient de transfert de chaleur superficielle, nous déduisons que pour les faibles valeurs de différence de température métal-liquide, une grande quantité du flux de chaleur surfacique est évacuée. Ces expériences nous montrent aussi la relation entre la pression, le flux de chaleur surfacique et la différence de température métal-liquide, telle en augmentant la pression, le flux de chaleur surfacique augmente pour les moindres différences de température. Et que le phénomène d'ébullition en vase est accéléré lorsque la pression du système augmente. De même pour les valeurs du coefficient de transfert de chaleur superficielle, qui deviennent plus intenses pour des pressions élevées.
- D'après les expériences de l'investigation de l'effet de la pression sur le flux surfacique critique, nous déduisons que dans le cas de l'ébullition en vase, l'augmentation de la pression influe positivement sur l'accroissement du flux de chaleur surfacique limite.
- D'après les comparaisons que nous avons réalisés par rapport aux résultats des corrélations [13] et les résultats du manuel [29], nous avons confirmé que nos résultats sont en bon accord avec ces derniers, avec des écarts acceptables et logiques.

Alors, le phénomène d'ébullition en vase d'un tube horizontal prolongé dans un réfrigérant est plus efficace, donne des bons résultats, et la limite du coefficient de transfert de chaleur superficielle du mode de l'ébullition nucléée augmente de plus en plus, à chaque fois la pression est plus élevée.

#### 4.5 Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons pu réaliser une étude expérimentale générale sous plusieurs aspects de l'évolution du flux de chaleur surfacique, coefficient de transfert de chaleur superficielle, et le flux de chaleur surfacique critique par rapport à des différents niveaux de pression. Nous avons conclu que la pression a un effet positif sur le développement du phénomène d'ébullition en vase.

## **Conclusion générale**

A travers cette étude expérimentale, nous avons pris connaissance des caractéristiques du phénomène d'ébullition et ses différents aspects. Il s'agit d'une étude qui apporte une contribution supplémentaire à la compréhension de ce phénomène.

La compréhension du fonctionnement de l'appareil utilisé dans notre étude et ses composants, nous a facilité sa manipulation et l'exécution de nos expériences.

Une étude expérimentale de l'ébullition en vase a été réalisée sur le banc d'essai H655 de P. A. Hilton, dans lequel un corps solide en cuivre sous forme de tube horizontal est immergé dans le réfrigérant R141b, pour la détermination des trois modes d'ébullition (convection naturelle, nucléée et en film).

Plusieurs expériences ont été effectuées dans le but de la détermination de l'évolution du flux de chaleur surfacique, du coefficient de transfert de chaleur pour trois niveaux de pression, ainsi que la détermination de l'effet de la pression sur le flux de chaleur critique. Nous avons aussi comparé nos résultats par rapport à ceux de la littérature [13] et ceux du manuel [29].

Dans ce modeste travail, nous confirmons que la variation de la pression influe positivement sur l'augmentation des valeurs du flux de chaleur surfacique, et du coefficient de transfert de chaleur superficielle pour des moindres différences de température métal-liquide, tel que avec l'augmentation de cette dernière le phénomène de l'ébullition en vase devient plus performant. De même pour le flux surfacique critique qui est proportionnelle à la pression, d'une façon où la valeur de ce dernier augmente avec l'augmentation de pression. D'autre part, nous pouvons affirmer la conformité des résultats obtenus avec les travaux expérimentaux déjà réalisés.

L'ébullition est un phénomène complexe et sensible qui se caractérise par différents paramètres, ce qui explique la variation des résultats, mais la marge reste acceptable, et ce phénomène restera un sujet de recherche et de curiosité, puisque bon nombre de publications sont éditées chaque année.

## **Références bibliographiques**

- [1] « Pool Boiling Curve - an overview | ScienceDirect Topics ». <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/pool-boiling-curve>.
- [2] « Rohsenow, W.M., 1952, “A Method for Correlating Heat-Transfer Data for Surface Boiling of Liquids,” Transactions of ASME, Vol. 74, pp. 969-976. - Google Search ».
- [3] K. Cornwell et J. G. Einarsson, « Peripheral variation of heat transfer under pool boiling on tubes », *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 4, n° 3, p. 141-144, sept. 1983.
- [4] M. Cooper, « SATURATION NUCLEATE POOL BOILING - A SIMPLE CORRELATION », 1984.
- [5] M. W. Browne et P. K. Bansal, « Heat transfer characteristics of boiling phenomenon in flooded refrigerant evaporators », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 19, n° 6, p. 595-624, juin 1999.
- [6] I. L. Pioro, W. Rohsenow, et S. S. Doerffer, « Nucleate pool-boiling heat transfer. I: review of parametric effects of boiling surface », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, n° 23, p. 5033-5044, nov. 2004.
- [7] J. M. S. Jabardo, E. F. da Silva, G. Ribatski, et S. F. de Barros, « Evaluation of the rohsenow correlation through experimental pool boiling of halocarbon refrigerants on cylindrical surfaces », *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, vol. 26, p. 218-230, juin 2004.
- [8] S. Bhaumik, V. K. Agarwal, et S. C. Gupta, « A generalized correlation of nucleate pool boiling of liquids », *INDIAN J CHEM TECHNOL*, p. 7, 2004.
- [9] M.-G. Kang, « Local pool boiling coefficients on horizontal tubes », *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 19, n° 3, p. 860-869, mars 2005.
- [10] J. Mitrovic, « How to create an efficient surface for nucleate boiling? », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 45, n° 1, p. 1-15, janv. 2006.
- [11] P. R. Dominiczak et J. T. Cieśliński, « Circumferential temperature distribution during nucleate pool boiling outside smooth and modified horizontal tubes », *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 33, n° 1, p. 173-177.
- [12] J. M. S. Jabardo, G. Ribatski, et E. Stelute, « Roughness and surface material effects on nucleate boiling heat transfer from cylindrical surfaces to refrigerants R-134a and R-123 », *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 33, n° 4, avr. 2009.
- [13] « doc\_num.pdf ». [http://www.univ-usto.dz/theses\\_en\\_ligne/doc\\_num.php?explnum\\_id=2307](http://www.univ-usto.dz/theses_en_ligne/doc_num.php?explnum_id=2307)
- [14] « heat-transfer-a-practical-approach-by-y-a-cengel - Google Search ».
- [15] « ebullition d'eau - Google Search ». <https://www.google.com/search?q=ebullition>.

- [16] « Satish G. Kandlikar, Masahiro Shoji, Vijay K. Dhir, 1999, Handbook of phase change, boiling and condensation, Taylor & Francis. - Google Search ».
- [17] « Bromley, L. A. (1950), ' Heat transfer in stable film boiling'. Chern. Engng. Prog.; 46, 221 -227. - Google Search ».
- [18] « Kutateladze, S. S., 1948, “On the Transition to Film Boiling under Natural Convection,” *Kotloturbostroenie*, No. 3, pp. 10–12 - Google Search ».
- [19] « Zuber, N., 1958, “On the Stability of Boiling Heat Transfer”, *Trans. Of the ASME*, v. 80, pp. 711-720 - Google Search ».
- [20] J. H. Lienhard, V. K. Dhir, et D. M. Riherd, « Peak Pool Boiling Heat-Flux Measurements on Finite Horizontal Flat Plates », *J. Heat Transf.*, vol. 95, n° 4, p. 477-482, nov. 1973.
- [21] « Chaudière », *Wikipédia*. mars 04, 2021. Consulté le: juill. 30, 2021. <https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Chaudi%C3%A8re&oldid=180540905>
- [22] « Chaudière vapeur à tubes de fumées », *MIDITEC - Spécialiste chaufferie et réseau de vapeur industrielle*, nov. 08, 2017. <https://miditec.fr/produits/chaudieres-industrielles/chaudiere-tubes-de-fumees>.
- [23] « les chaudières à tubes de fumées - Google Search ».
- [24] « Chaudières serpentins Archives », *Babcock Wanson*. <https://www.babcock-wanson.com/fr/categorie-produit/chaudieres-serpentins>.
- [25] « les chaudières à serpentins - Google Search ».
- [26] « Rebouilleur | Magnetrol ». <https://www.magnetrol.com/fr/rebouilleur>.
- [27] « (PDF) ÉQUIPEMENT RÉCHAUFFEURS ET FOURS | Mohamed BENSLAIM - Academia.edu ». <https://www.academia.edu>.
- [28] « R141B Refrigerant, R141B Flushing Agent, Fluido Refrigerante R141B Supplier in China ». <https://www.uiszl.com/r141b-refrigerant>.
- [29] P.A HILTON LTD, « MANUEL D'UTILISATION ET D'ENTRETIEN / APPAREIL DE TRANSFERT DE CHALEUR PAR EBULLITION H655 ». DEC 97.
- [30] P.A HILTON LTD, « ANNEXE B / ECHANGEUR THERMIQUE PAR EBULLITION / MANUEL DE L'UTILISATEUR DU LOGICIEL HC655B ». DEC 98.