

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie
« HOUARI BOUMEDIENE »

Faculté de Génie Mécanique et de Génie des Procédés
DEPARTEMENT DE GENIE DES PROCEDES

MEMOIRE de MAGISTER
en Chimie Industrielle
Spécialité : Energétique des Procédés

Présenté Par : BAGHDADI YACINE

Sujet

Etude expérimentale de l'ébullition des liquides en
convection forcée

devant le jury composé de :

Mr- S. Belaadi, Professeur, USTHB.	Président
Mr- L. Oufar, Maître de conférence, USTHB.	Directeur de thèse
Mr- A.AZZI, Maître de conférence, USTHB.	Examineur
Mr- A. Mouheb, Chargé de cours, USTHB.	Invité
Mr- M. Belmadani , Chargé de cours, USTHB.	Invité

NOMENCLATURE

Symboles	Définitions	Unités
b	largeur de la plaque	m
C _p	chaleur spécifique	J/kg.°C
D	diamètre	m
e	la distance entre le thermocouple et la surface de la paroi	m
F	facteur de correction	[-]
G	débit massique par section droite	kg/s.m ²
g	accélération de la pesanteur	m/s ²
h	coefficient de transfert de chaleur par convection	W/m ² .°C
k	conductivité thermique	W/m.°C
L	longueur de la plaque	m
L*	dimension caractéristique	m
L _v	chaleur latente de vaporisation	J/kg
p	périmètre de la plaque	m
Q	débit volumique	m ³ /s
q	quantité de chaleur par unité de temps	W
S	facteur de correction	[-]
T _p	température de la surface de la paroi	°C
T _i	températures relevées par les capteurs	°C
T _f	température du liquide	°C
U	vitesse	m/s
X	fraction liquide	[-]

Lettres grecques :

Δp	différence de pression	Pa
ΔT	différence de température	°C
ΔT _{ES}	différence de température entre l'entrée et la sortie du canal	°C
μ	viscosité dynamique	kg/m.s
ν	viscosité cinématique	m ² /s
ρ	masse volumique du liquide	kg/m ³
φ	flux de chaleur	W/m ²
σ	tension superficielle	N/m

Nombres adimensionnels :

$Nu = hL^*/k$	nombre de Nusselt
$Pr = \mu c_p/k$	nombre de Prandtl
$Re = uL^*/\nu$	nombre de Reynolds

I. Introduction

Depuis plusieurs années, les techniques d'intensification des transferts thermiques font l'objet de recherches et de développements importants pour répondre à des exigences d'efficacité et de compacité de plus en plus considérables. A l'origine, le transfert de chaleur par convection était suffisant pour réaliser des échanges thermiques entre un fluide et une paroi. L'accroissement de cette échange se faisait, soit, par augmentation de la surface de la paroi soit par augmentation de la vitesse d'écoulement ; ce qui engendrait des pertes de charge inadmissibles. Pour accroître les flux d'échange thermique, l'ébullition se présentait comme une alternative très intéressante. A titre d'exemple, il faut savoir que dans une chaudière classique les puissances thermiques développées sont de l'ordre de $3.5.10^5$ kcal/m³.h. Dans les réacteurs nucléaires et les moteurs à fusées, ces puissances atteignent 9.10^9 kcal/m³.h.

Les techniques d'échange thermique par ébullition connaissent déjà de nombreuses applications dans des domaines très variés tels que le domaine spatial, le refroidissement d'équipements électriques ou électroniques et les échangeurs de chaleur. Bien qu'elles soient utilisées depuis plusieurs années, la compréhension des phénomènes qui les régissent reste insuffisante. Aussi, ces phénomènes nécessitent des études plus approfondies afin d'optimiser le fonctionnement de tels systèmes.

C'est à partir de 1925 que des chercheurs ont commencé à s'intéresser à l'ébullition comme mode de transfert de chaleur. Nous citerons parmi ces chercheurs : Jakob , Fritz , Ende , Farber, Scorah, Mac Adams et surtout le Japonais Nukiyama qui fut le premier à avoir établi une courbe qui relie le flux de chaleur à la température de la paroi appelée courbe d'ébullition de Nukiyama.

Dans cette étude, on s'intéresse à la détermination expérimentale des coefficients d'échange de chaleur par convection lors de l'ébullition d'un liquide en écoulement sur une paroi plane. Pour cela, un montage expérimental a été réalisé dans le but d'étudier l'influence de certains paramètres tels que : la vitesse d'écoulement, la nature du liquide et le flux de chaleur, sur la valeur du coefficient d'échange thermique.

II.1 Modes de transfert thermique

Le transfert d'énergie a lieu lorsqu'un gradient de température existe à l'extérieur d'un système ou lorsque deux systèmes à températures différentes sont mis en contact. Ce phénomène peut se produire selon trois modes différents : Conduction, convection et rayonnement.

1. Conduction

La conduction est le phénomène au moyen duquel la chaleur s'écoule à l'intérieur d'un milieu solide liquide ou gazeux, d'une région à haute température vers une autre à basse température ou entre différents milieux mis en contact. L'énergie se propage par contact direct des molécules sans un déplacement appréciable de ces molécules.

La densité du flux de chaleur Φ transmise par conduction obéit à la loi de Fourier :

$$\Phi = -\lambda \text{ grad } T \quad (1)$$

2. Convection

La convection est un mode combiné de transport d'énergie par l'action de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. C'est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluides adjacentes. Cette chaleur sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules fluides. Ensuite, les particules fluides vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température afin de leur transférer une partie de leur énergie.

La densité de flux transmise par convection est donnée par la loi de Newton :

$$\Phi = h (T_1 - T_2) \quad (2)$$

3. Rayonnement

Le rayonnement est le mécanisme par lequel la chaleur se transmet d'un corps à haute température vers un autre à température plus basse par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques. La densité de flux de chaleur Φ transmise par rayonnement est calculée par la loi de Stephan-Boltzman :

$$\Phi = \sigma \varepsilon (T_1^4 - T_2^4) \quad (3)$$

où

σ : constante de Stephan-Boltzman $\sigma = 5,8 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^{-4}$

ε : facteur d'émissivité

T_1 : température de la paroi chaude.

T_2 : température de la paroi froide

II.2 Transfert de chaleur avec changement de phase

Pendant longtemps, le transfert de chaleur ayant lieu lors d'un changement de phase n'a été remarqué que pour deux raisons :

1. Le phénomène se produit à température constante.
2. Il y a passage de l'état liquide à l'état vapeur lors de l'ébullition, ou l'inverse lors de la condensation.

Cependant, avec le développement technologique, l'extraction de puissances calorifiques très importantes à partir de surfaces réduites a nécessité l'amélioration du processus de transfert de chaleur par voie d'ébullition.

1. Historique

- **Avant 1930**

HELLER fût le premier en 1746, à étudier la caléfaction comme mode de transfert lors de l'ébullition d'un liquide. La caléfaction se produit lorsqu'une goutte de liquide est déposée sur une plaque portée à une température très supérieure à celle de saturation de ce liquide. C'est un phénomène que l'on rencontre lors de la trempe des métaux.

Les études modernes sur le transfert de chaleur avec changement de phase ont commencé en 1916 avec la publication de NUSSELT sur le processus de condensation par film et les travaux de LORD RAYLEIGH sur la collision des bulles en 1917.

- **1930 –1940**

Durant cette période, une avancée considérable a été réalisée dans la compréhension des mécanismes de l'ébullition, surtout avec les travaux de NUKIYAMA sur la courbe caractéristique de l'ébullition. D'autres travaux ont été menés par JACOB et FRITZ en 1931 et 1935 sur l'ébullition des liquides sur des surfaces rugueuses.

- **1940-1950**

Le développement technologique des procédés industriels a accéléré la recherche sur l'ébullition surtout en écoulement forcé. Les travaux de MAC ADAMS et al en 1949 constituent une référence dans ce domaine.

- **1950-1960**

Cette décennie a vu l'avènement de l'énergie nucléaire et la conquête spatiale, ce qui a stimulé la recherche sur l'ébullition. En 1952, ROHSENOW présenta un modèle sur l'ébullition nucléée en vase clos. En 1956, NISHIKAWA apporta une contribution fondamentale à la compréhension de l'ébullition nucléée. Durant cette période, de nouvelles techniques d'investigation sont apparues, telle que la photographie ultra-rapide, techniques utilisées dans la recherche pour la compréhension des mécanismes de l'ébullition.

- **1960-1970**

Le refroidissement des équipements électroniques par ébullition a fait son apparition. Beaucoup de modèles et de travaux ont marqué cette période. On citera : le modèle de HAHN et GRIFFITH sur la prédiction de la courbe d'ébullition en 1965 et les études expérimentales et analytiques de VAN STARLEN sur l'ébullition en vase clos en 1966.

D'autres travaux de recherche sur le phénomène de burnout ont également été réalisés durant cette période.

- **1970-1980**

Des études sur les aspects thermodynamiques de l'ébullition ainsi que la sécurité dans les réacteurs nucléaires ont été menées par MOORE et RETEIG. Le développement de l'informatique et des programmes de calcul ont été très utiles pour la recherche dans le domaine de l'ébullition.

- **1980-1990**

Cette décennie a vu la tenue de plusieurs congrès sur le transfert de chaleur, où des dizaines de travaux sur l'ébullition ont été présentés. Le congrès de Munich en 1982 a été très riche en exposés sur l'ébullition. Durant cette période, plusieurs ouvrages dans le domaine de l'ébullition ont aussi fait leur apparition.

- **A partir de 1990**

Des études ont porté sur la physique de l'ébullition, l'analyse des mécanismes de transfert de chaleur à l'interface paroi-fluide pour différentes configurations d'écoulement, en particulier l'incidence du mouvement de la surface d'échange sur le transfert de chaleur par ébullition.

Durant cette période aussi, des études expérimentales ont été menées sur le transfert de chaleur à partir des puces électroniques à haute performance, et plus précisément sur les micro-canaux et les micro-structures, dont le rôle est de dissiper des puissances thermiques de plus en plus denses, et ce par ébullition dans des micro-échangeurs de chaleur.

2. L'ébullition

Il est bien connu que le transfert de chaleur par convection peut être décrit par des paramètres physiques tels que : la viscosité, la densité, la conductivité thermique, les coefficients d'expansion et des paramètres géométriques. En ébullition, d'autres variables liées au changement de phase affectent le transfert de chaleur. Il s'agit de l'enthalpie de vaporisation, le point d'ébullition, la différence de densité entre le liquide et la vapeur ($\rho_l - \rho_v$), la différence entre la température de la surface chauffante et la température de saturation du liquide $\Delta T = (T_p - T_s)$, la tension de surface et même la structure du matériaux constituant la surface de chauffe.

D'autres part, la formation des noyaux, la croissance des bulles et leur montée dans le liquide, représentent le processus essentiel qui gouverne le mécanisme de transfert de chaleur

en ébullition. Il est bien connu que les bulles de vapeur émergent de sites distincts au sein de la surface de chauffe et leur nombre augmente avec la densité du flux de chaleur.

3. Théorie du transfert de chaleur en ébullition.

L'ébullition (Fig.1) est définie comme étant un processus de vaporisation intensive qui se produit au sein d'un volume de liquide porté à sa température de saturation [1]. Ce processus est accompagné par la formation de bulles de vapeur ainsi que par un apport permanent de chaleur.

Le transfert de chaleur en ébullition peut être classé comme un mode de convection puisqu'il y a mouvement de matière lors de l'ébullition, mais des traits particuliers le caractérisent de la convection classique. Alors que la convection classique peut être décrite par les propriétés physiques telles que la viscosité, la densité, la conductivité thermique, le coefficient d'expansion thermique, ainsi que des paramètres géométriques ; l'ébullition nécessite d'autres variables aussi importantes en relation avec le changement de phase. Nous citerons l'enthalpie de vaporisation, le point d'ébullition, la densité de la vapeur et la tension superficielle à l'interface liquide-vapeur. En raison du nombre important de ces variables, il est encore difficile de calculer les coefficients de transfert de chaleur en ébullition avec une grande précision. Cependant, durant les cinquante dernières années, d'énormes progrès ont été réalisés grâce surtout aux moyens technologiques fiables qui ont permis de mettre en évidence les différents régimes d'ébullition et leurs mécanismes de transmission de chaleur.



Figure1. Ebullition de l'eau sur un fil chauffant

II.2. Expérience de Nukiyama

C'est en 1934 que le japonais Nukiyama [2] a observé les différents régimes d'ébullition d'un fluide dans une cuve traversée par un fil métallique en Nickel-chrome chauffé par effet Joule (Fig.2). Il a établi ainsi la relation entre le flux thermique échangé entre la surface du fil et le fluide, et la différence de température ΔT_{sat} . Il a obtenu la courbe d'ébullition pour l'eau à la pression atmosphérique.

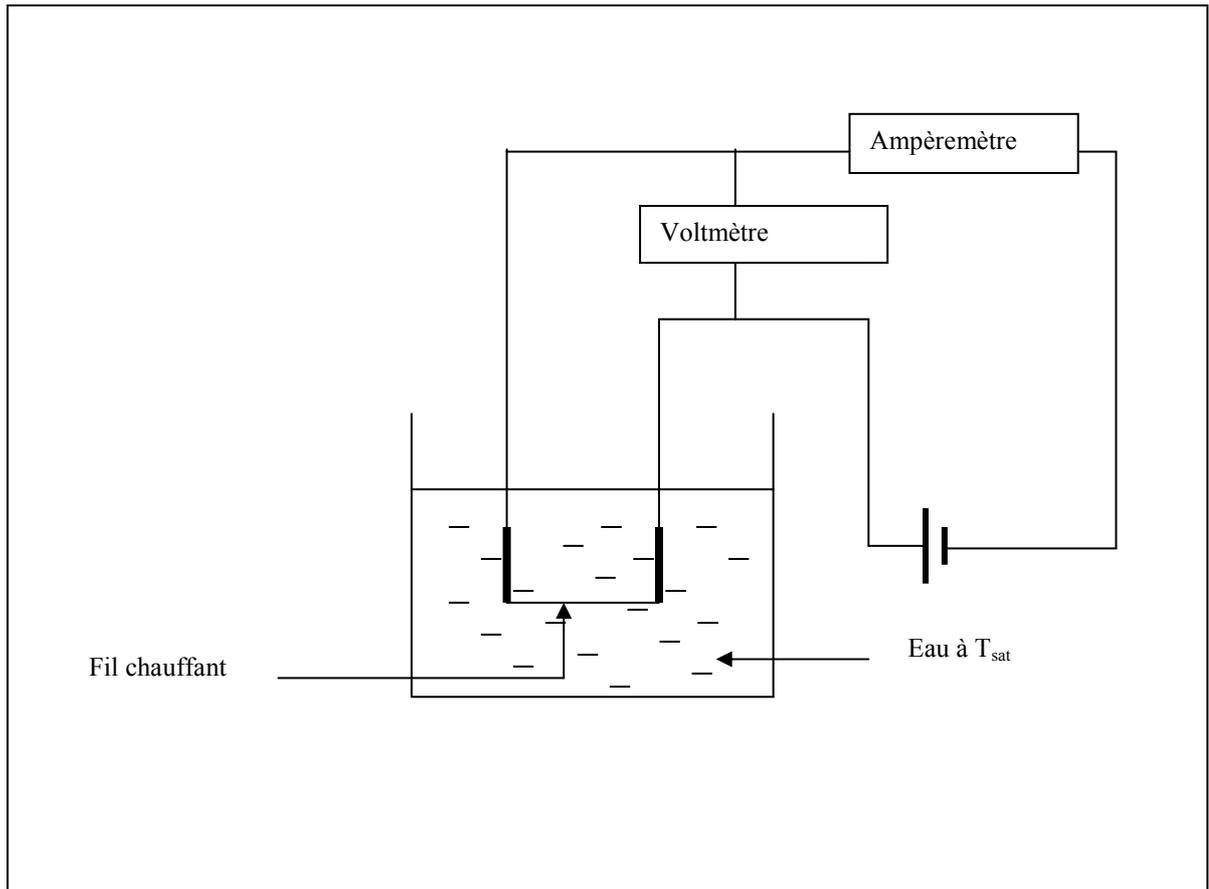


Figure 2. L'expérience de Nukiyama pour l'étude de l'ébullition en vase clos

1. La courbe d'ébullition

La courbe d'ébullition (Fig.3) représente la densité de flux échangé en fonction de la différence de température entre la paroi (T_p) et le liquide saturé (T_{sat}).

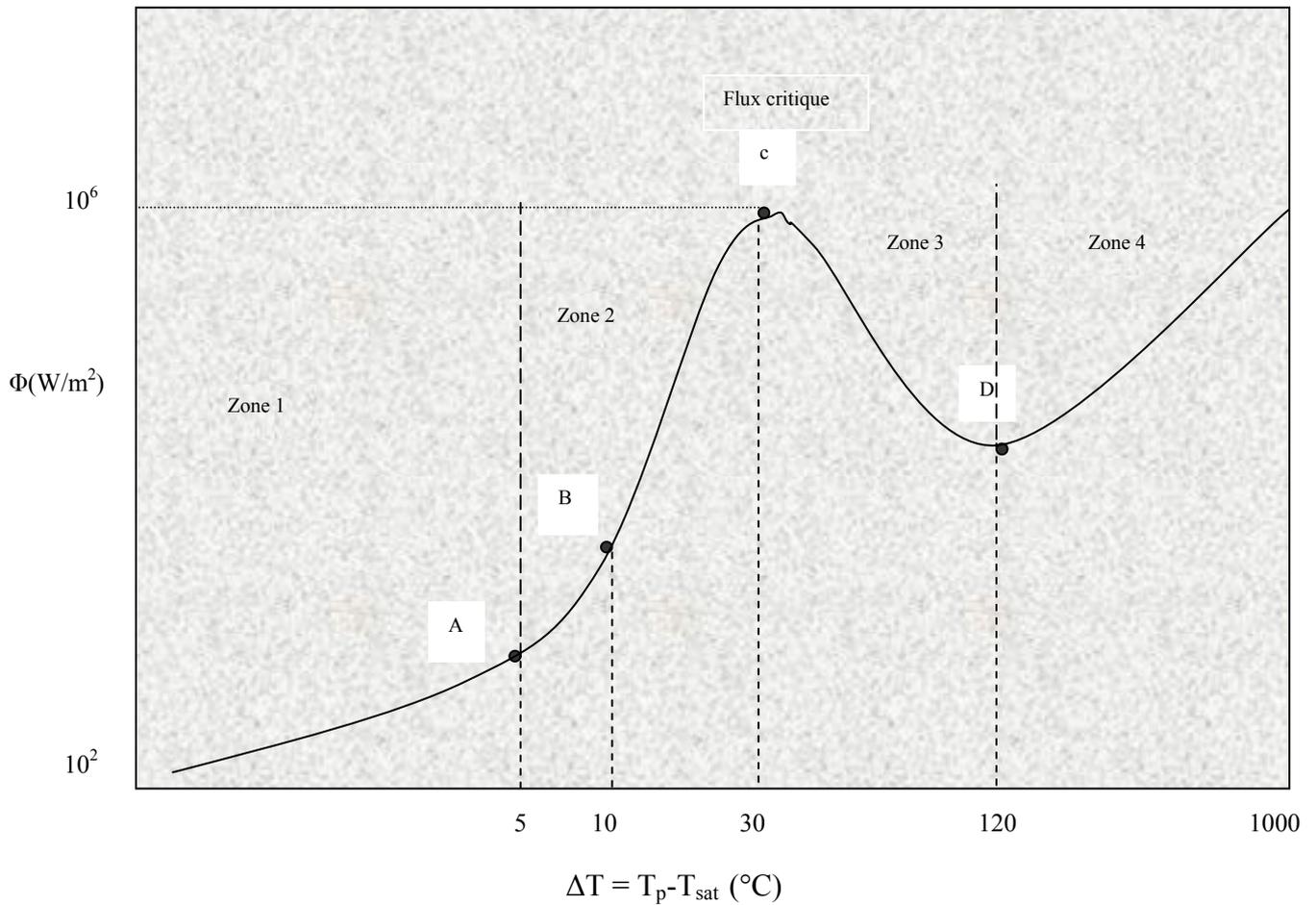


Figure 3. Courbe d'ébullition de l'eau à 1 atm.

Zone 1 : ΔT_{sat} est inférieure à 5°C , le transfert de chaleur se fait par convection libre.

2. Régimes d'ébullition

En analysant la courbe, on peut distinguer différentes zones qui représentent chacune un mode de transfert de chaleur particulier [3].

Zone 1 : ΔT_{sat} est inférieure à 5°C , le transfert de chaleur se fait par convection libre.

Il n'y a pas suffisamment de vapeur dans la phase liquide pour provoquer l'ébullition. Toutefois, un début d'ébullition peut avoir lieu mais le mouvement du fluide est dû essentiellement à la convection libre. Selon la nature de l'écoulement, h est fonction de $\Delta T_{\text{sat}}^{1/4}$ ou $\Delta T_{\text{sat}}^{1/3}$, ce qui implique que q est fonction de $\Delta T_{\text{sat}}^{5/4}$ ou $\Delta T_{\text{sat}}^{4/3}$.

Zone2 : lorsque ΔT_{sat} est compris entre 5°C et 30°C , c'est **l'ébullition nucléée**. Dans cette zone, on peut distinguer deux régimes :

Dans la région AB, les bulles de vapeur se séparent de la surface à partir des sites de nucléation. Ce détachement des bulles provoque le mélange du fluide près de la surface, ce qui augmente considérablement la valeur de h et, par conséquent, celle de q . Durant ce régime, le transfert de chaleur se fait directement de la surface vers le liquide qui est en mouvement près de la surface et non pas à travers les bulles de vapeur. Cette région constitue une zone de transition.

Au delà du point B, plus de sites de nucléation s'activent et la formation de bulles augmente. Ces bulles se mélangent et coalescent pour former des jets ou des colonnes de vapeur. L'extrême densité des bulles inhibe le mouvement du fluide près de la paroi.

A cause des taux de transfert de chaleur élevés associés à des valeurs de température d'excès relativement faibles, il serait très intéressant d'exploiter les installations de transfert de chaleur en régime d'ébullition nucléée.

Zone 3 : ΔT_{sat} est compris entre 30°C et 120°C , c'est le régime **d'ébullition en film instable**.

Un film de vapeur instable couvre partiellement la surface de la plaque. La proportion de la surface couverte augmente avec ΔT_{sat} . Ce phénomène est dû au fait que la conductivité thermique de la vapeur est très faible devant celle du liquide, par conséquent h « et donc q » diminue lorsque ΔT_{sat} augmente.

Zone 4 : Lorsque $\Delta T_{\text{sat}} > 120^{\circ}\text{C}$, c'est **l'ébullition en film stable**. La surface est complètement couverte par une couche de vapeur. Au début de cette zone, le flux de chaleur est à son minimum. Le transfert de chaleur de la surface vers le liquide se fait par convection et par rayonnement à travers la vapeur. A mesure que la température de la paroi augmente le rayonnement devient prépondérant.

Chacun des régimes de transfert décrits ci-dessus possède son propre mécanisme physique. Dans la pratique, l'ébullition nucléée est la plus intéressante. L'amélioration du transfert thermique dans ce cas est due essentiellement à un effet local de micro-convection causé par les bulles de vapeur. Celles-ci, par la fréquence de leur naissance, l'augmentation de leur volume et leur départ de la paroi, créent une agitation qui détruit la couche limite qui se trouve au contact de la paroi. Cette couche représente la principale résistance au transfert de chaleur de la paroi au fluide.

II.4. Effet du transfert de chaleur sur ΔT_{sat}

ΔT_{sat} qui représente la différence entre la température de la surface solide et la température de saturation du liquide en contact avec cette surface, est communément appelée température d'excès. Dans le liquide en ébullition, les bulles de vapeur provoquent des turbulences près de la surface chauffante. L'intensité du transfert de chaleur est liée à la résistance thermique qu'offre la fine couche de liquide qui se trouve près de la paroi. Ce transfert de chaleur est favorisé par le phénomène de mouillage de la surface de chauffe à travers laquelle il se fait par conduction [4].

II.5. Différents types de transfert de chaleur avec changement de phase

On distingue le transfert de chaleur à température imposée et le transfert de chaleur à flux imposé [4] :

- **Transfert de chaleur à température imposée :** Lorsque la température de la surface chauffante est contrôlée, comme par exemple, lors d'une combustion ou une condensation de vapeur, un changement graduel, où une transition de l'ébullition nucléée vers l'ébullition en film peut être observée.
- **Transfert de chaleur à flux imposé :** Lorsque le flux de chaleur est contrôlé, par exemple lorsque la chaleur est d'origine nucléaire ou électrique, il se produit une transition brusque par saut de l'ébullition nucléée vers l'ébullition en film. Si la puissance de chauffe n'est pas réduite, le système subit une augmentation considérable de la température de la surface chauffante qui peut entraîner sa destruction par fusion. Si la puissance de chauffe est réduite, le retour à l'ébullition nucléée se produit en ligne droite à q_{min} . Nous obtenons ainsi une sorte d'hystérésis thermique lorsqu'on utilise une puissance de chauffe électrique.

II.6. Les hypothèses du mécanisme de transfert de chaleur par ébullition

Généralement, trois modèles sont adoptés :

1. L'hypothèse de la micro-convection

Elle explique le taux élevé de transfert de chaleur près de la paroi par un courant de convection croissant ou par des micro-pulsations provoquées par la croissance et le départ rapide des bulles suivi par un recouvrement de la paroi du liquide froid. Le liquide près de la paroi est tout le temps en mouvement rapide.

2. L'hypothèse de la conduction thermique transitoire

Elle suppose qu'un flux de chaleur par conduction près de la paroi surchauffe les couches de liquide jusqu'à ce que les cavités deviennent actives. Les bulles adhèrent étroitement à la paroi sans qu'il y ait présence d'un film liquide entre les bulles et la paroi. Les bulles de vapeur grossissent grâce à l'énergie interne des couches limites surchauffées.

3. La théorie des micro-couches

Elaborée par VAN STADEN [5], cette théorie suppose que les bulles de vapeur grossissent à l'extérieur des micro-couches surchauffées qui se trouvent au dessus des bulles. Ainsi, la température de la paroi décroît dès que les bulles commencent à grossir du fait que le film liquide au dessus des bulles libère de l'énergie. Ceci est en accord avec les observations expérimentales faites par MOORE et MESLER [5]. Après une courte période de croissance la couche liquide sous la bulle est épuisée et ne fournit plus d'énergie. Ainsi, la température de la paroi augmente de nouveau.

En plus de ces théories, il existe d'autres modèles sur le transfert de chaleur en ébullition qui dérivent dans la plus part des cas du théorème classique de BOSNJAKOVIC [5] qui stipule que le transfert de chaleur se produit à la surface des bulles et non pas dans les fines couches de liquide qui entourent les bulles. Particulièrement, le mouvement à l'interface liquide-vapeur causé par la différence dans la tension superficielle à cette interface pourrait être un facteur important. Le transfert de chaleur est alors soumis à un mouvement à l'interface provoqué par le gradient de tension superficielle. Ce mouvement donne naissance à des courants micro-convectifs. Toutefois, il semblerait que parmi toutes ces hypothèses, la plus appropriée est celle qui stipule que durant leur départ, les bulles de vapeur entraînent dans leur sillage une partie de la couche limite surchauffée tandis que du liquide plus froid s'écoule dans les cavités et se réchauffe au contact de la paroi par conduction.

II.7. Mécanisme de transfert de chaleur en ébullition

Le mécanisme de transfert de chaleur en ébullition diffère de celui de la convection dans un liquide mono-phasique. En ébullition, les bulles de vapeur jouent un grand rôle dans le transfert de masse et de chaleur de la couche limite vers le liquide. Le phénomène de la naissance des bulles de vapeur, leur grossissement et leur détachement de la paroi conduit à d'intenses transferts de chaleur comparés à la convection classique.

Pour provoquer l'ébullition, il faut créer une surchauffe du liquide par rapport à l'état saturé. Cette surchauffe doit être de plusieurs degrés. Les expériences montrent que cette surchauffe dépend de plusieurs facteurs : pression, état de la surface chauffante, etc. En principe, elle peut atteindre 40 à 50°C , mais en réalité, sur la paroi chauffante se trouvent des trous contenant de l'air piégé, des défauts locaux de mouillabilité qui favorisent le déclenchement de l'ébullition à des surchauffes beaucoup plus faibles. Ces trous sont appelés sites d'ébullition. Sur ces sites, les bulles de vapeur naissent, grossissent et se détachent ensuite sous l'effet des forces de flottabilité ou des forces d'entraînement provoquées par l'écoulement du liquide.

1. Théorie des bulles de vapeur

Introduction

Le phénomène de l'ébullition est toujours lié à l'apparition plus ou moins intense de bulles de vapeur à des points répartis d'une façon aléatoire sur la surface de chauffe. Ces points sont appelés sites de nucléation. Dans ces sites, naissent des noyaux de vapeur. Ces noyaux grossissent et se détachent de leurs sites, se mettent en mouvement ascendant jusqu'à atteindre la surface libre du liquide. Alors de nouvelles bulles se forment dans les sites et le processus se répète [6].

1. La tension superficielle

C'est la tension superficielle σ qui influe d'une façon importante sur la formation des bulles. Pour les liquides σ diminue lorsque la température augmente suivant la loi de BATSHINSKY :

$$\sigma = c(\rho_l - \rho_v) \quad (4)$$

où, c est un coefficient empirique (m^3/s^2).

La bulle naît sur un site avec un diamètre minimal appelé diamètre critique d_{cr} . Pour que ceci arrive, et aussi pour que la bulle continue d'exister ; la pression de vapeur à l'intérieur de la bulle ne doit pas être inférieure à la somme des forces extérieures qui agissent sur elle. Ces forces sont la pression du liquide et la tension superficielle de la bulle elle-même. L'équation de Laplace décrit bien l'équilibre entre toutes ces forces :

$$\Delta p = 2\sigma/R_{cr} \quad (5)$$

Le rayon critique R_{cr} correspond à la taille des sites de vaporisation.

Si $\Delta p > 2\sigma/R_{cr}$ alors la taille de bulle augmente.

2. Diamètre de séparation de la bulle

La bulle de vapeur qui est toujours sur son site grandit jusqu'à ce que son diamètre atteigne une valeur d_0 appelée diamètre de séparation. A ce moment, la bulle se détache de la surface de chauffe sous l'effet des forces de flottabilité (poussée d'Archimède). Ce diamètre est donné par la relation suivante [7]:

$$d_0 = 0.0208 \theta (\sigma/g (\rho_l - \rho_v))^{1/2} \quad (6)$$

II.8. Facteurs influençant le transfert de chaleur lors de l'ébullition

1. Etat de la surface de la paroi

Les mécanismes de transfert de chaleur en ébullition sont étroitement liés à l'état de surface . Dans la pratique, des surfaces lisses comportent toujours des aspérités. Une augmentation de la rugosité déplace la courbe d'ébullition vers de faibles surchauffes. Ainsi, la rugosité des surfaces augmente le flux de chaleur dans le régime d'ébullition nucléée. Cette influence sur la courbe d'ébullition est due à l'augmentation de la densité des sites de nucléation et à l'augmentation de leur taille . Dans le commerce, on trouve des surfaces accélératrices de l'ébullition réalisées soit par dépôt d'une couche poreuse soit, par usinage mécanique de cavités. De telles surfaces peuvent augmenter le transfert thermique d'un facteur 10. BERENSON a démontré qu'en augmentant la rugosité de la surface de la paroi, on peut augmenter le flux de chaleur transféré lors de l'ébullition nucléée. Yamagata [7] a mis en évidence cette influence à travers la corrélation suivante :

$$Q = C \Delta T^{1.2} n^{1/3} \quad (7)$$

Où, n représente le nombre de sites de nucléation par unité de surface. Ce nombre augmente lorsqu'on augmente la rugosité de la surface de chauffe. C et n varient considérablement d'une combinaison surface-liquide à une autre. Il a été montré que n est proportionnel à ΔT^5 ou ΔT^6 .

2. Pression

En augmentant la pression, les dimensions des bulles de vapeur diminuent au moment de leur formation et de leur séparation de la paroi chauffante. Les propriétés thermo-physiques varient aussi avec la pression : le transfert de chaleur augmente lorsque la conductivité thermique augmente puisque la résistance thermique de la couche liquide présente au voisinage des bulles de vapeurs diminue. D'un autre coté, le transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de la viscosité puisque l'épaisseur de la couche limite au voisinage de la paroi augmente. Ceci entraîne une réduction de l'agitation provoquée par le départ des bulles de vapeur, et par conséquent, une baisse de la valeur du coefficient de transfert convectif.

3. Sous-refroidissement du liquide

Le transfert de chaleur par ébullition d'un liquide sous-refroidi a lieu lorsqu'à une distance quelconque de la paroi chauffante, la température du liquide n'a pas atteint le point de saturation. Les bulles de vapeur quittent la paroi et se condensent dans la masse du liquide sous- refroidi.

4. Vitesse d'écoulement

L'écoulement du liquide lors de l'ébullition provoque des perturbations supplémentaires sur la couche liquide au voisinage de la paroi. La convection forcée affecte ainsi directement le

mécanisme de vaporisation. Cet effet se manifeste surtout sur l'angle de mouillage θ ainsi que sur le diamètre de départ des bulles de vapeur de leurs sites de nucléation.

5. Additifs

Le coefficient d'échange de chaleur en ébullition peut être amélioré par l'abaissement de la tension superficielle en ajoutant au liquide un agent mouillant de la surface.

III. Corrélations régissant l'ébullition nucléée

Ce régime existe lorsque la température d'excès ΔT_{sat} est comprise entre 5 et 30°C. C'est le régime le plus important car le coefficient de transfert de chaleur atteint des valeurs relativement élevées. Cependant, face à la complexité du phénomène et le nombre important de paramètres qui interviennent dans l'ébullition, son analyse théorique s'avère extrêmement compliquée. Les équations théoriques qui décrivent le phénomène n'existent pas, elles sont remplacées par des corrélations empiriques qui prennent en considération le plus de détails possibles. Ces corrélations sont des combinaisons des propriétés physiques et thermiques des liquides et de leurs vapeurs. Elle se classent suivant le type d'ébullition en deux catégories: En vase clos et en écoulement.

1. Corrélations pour l'ébullition en vase clos

L'ébullition en vase clos a lieu lorsque le mouvement du liquide en ébullition n'est dû à aucune force extérieure mais seulement au mouvement des bulles de vapeur et au transfert de masse convectif.

- **Corrélation de ROHSENOW :**

ROHSENOW [7] a tenté de prédire le coefficient d'échange de chaleur en ébullition nucléée par le biais d'une combinaison entre les nombres de NUSSELT et de PRANDTL.

$$\phi = \mu_l L_v (g (\rho_L - \rho_v) / \sigma)^{0.5} [C_{Pl} \Delta T_e / (C L_v Pr_l^n)]^3 \quad (8)$$

où, C est un coefficient empirique qui dépend du couple liquide/paroi utilisé ; sa valeur varie entre 0.003 et 0.015 (Table 1).

Table 1. Quelques valeurs de C et n dans l'équation de ROHSENOW.

Combinaison Liquide-paroi	C	N
Eau-cuivre		
Entaillé	0.0068	1.0
Polie	0.0130	1.0
Eau-acier inoxydable	0.0130	1.0
Eau-laiton	0.0060	1.0
Eau-nickel	0.006	1.0
Eau-platine	0.0130	1.0
n-Pentane-cuivre		
Polie	0.0154	1.7
Lapped	0.0049	1.7
Benzène-chrome	0.001	1.7
Ethanol-chrome	0.0027	1.7

• **Corrélation de COOPER :**

Devant la difficulté de l'utilisation de la corrélation de ROHSENOW, COOPER [7] proposa la corrélation dimensionnelle suivante :

$$h = 40.Pr^{0.12-\log\epsilon} \cdot (1-\log P_{rd})^{-0.55} M^{-0.5} q^{2/3} \quad (9)$$

• **Corrélations de ZUBER et LIENHARD :**

Plaque horizontale :

$$q_{cr} = 0.149.L_v \rho_v^{1/2} [\delta(\rho_l - \rho_v)g]^{1/4} \quad (10)$$

Cette corrélation donne des résultats corrects sous deux conditions :

- la plaque doit être limitée par des parois verticales ;
- la plus petite dimension L de la plaque doit être telle que : $L > 32.6.[\delta/g(\rho_l - \rho_v)]^{1/2}$

Cylindre horizontal :

Une relation de SUN et LIENHARD exprime le flux critique comme étant :

$$q_{cr} = [0.116 + 0.3 \cdot \exp(-3.44.r^{*1/2})] L_v \rho_v^{1/2} [\delta(\rho_l - \rho_v)g]^{1/4} \quad (11)$$

où, r^* rayon adimensionnel du cylindre défini par :

$$r^* = r[\delta/g(\rho_l - \rho_v)]^{-1/2} \quad (12)$$

2. Ebullition en convection forcée

Le fluide est maintenu en écoulement, par conséquent à la convection naturelle due à l'ébullition s'ajoute l'effet de la convection forcée.

Les écoulements de fluide en ébullition entrent dans la catégorie des écoulements biphasiques (une phase liquide et une phase vapeur). Ce cas est très complexe, car en plus des nombreuses variables qui régissent l'aspect thermique du phénomène, s'ajoutent les paramètres hydrodynamiques liés au débit, aux pertes de charge et à la vitesse. En effet, l'écoulement convectif provoque des perturbations au niveau de la couche liquide qui se trouve en contact avec la paroi ; ce qui affecte sensiblement le processus de naissance des bulles de vapeur, leur détachement de la paroi et leur mouvement dans le liquide et par conséquent tout le processus d'ébullition.

Les corrélations pour le calcul du flux de chaleur ou du coefficient de convection thermique dans le cas de l'ébullition en convection forcée sur une plaque plane sont inexistantes. Par contre, pour le cas des conduites cylindriques des travaux expérimentaux existent dans la littérature. Nous citerons à titres d'exemples la corrélation de CHEN décrite ci-dessous.

- **Corrélation de CHEN :**

En 1966, CHEN [8] présenta une corrélation utilisée pour prédire le transfert thermique par ébullition dans les liquides en écoulement bi-phasique. Sa théorie suppose que le coefficient de transfert par ébullition est le résultat d'une contribution commune entre la micro-convection et la macro-convection, ou :

$$h = h_{mic} + h_{mac} \quad (13)$$

Pour calculer h_{mac} , CHEN utilisa la corrélation de DITTUS-BOELTER (1930):

$$h_{mac} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} (k_l F/D) \quad (14)$$

Avec $Re_l = G(1-x)D/\mu_l$; $Pr = C_{pl}\mu_l/k_l$; $F = \{Re_{(ebul)}/Re_{(conv)}\}^{0.8}$

Les propriétés sont calculées à $T_{moy} = (T_p + T_l)/2$.

Pour h_{mic} , et en se basant sur le travail de ZUBER-FOSTER COLLIER propose, la relation suivante :

$$h_{mic} = 0,00122[(k_l^{0.79} C_l^{0.45} \rho_l^{0.49})/(\delta^0 \mu_l^{0.29} L_v^{0.24} \rho_v^{0.24})](T_p - T_{sat})^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} S \quad (15)$$

Avec $\Delta P_{sat} = L_v(T_p - T_{sat})/[T_{sat}(1/\rho_v - 1/\rho_l)] \quad (16)$

IV. Partie expérimentale

Dans cette partie, l'objectif est d'obtenir l'ébullition d'un liquide en écoulement sur une paroi métallique plane, et ceci afin de déterminer le coefficient de transfert de chaleur par convection. Une installation expérimentale a été mise au point pour nous permettre de réaliser de telles expériences.

IV.1.1 Description de l'installation

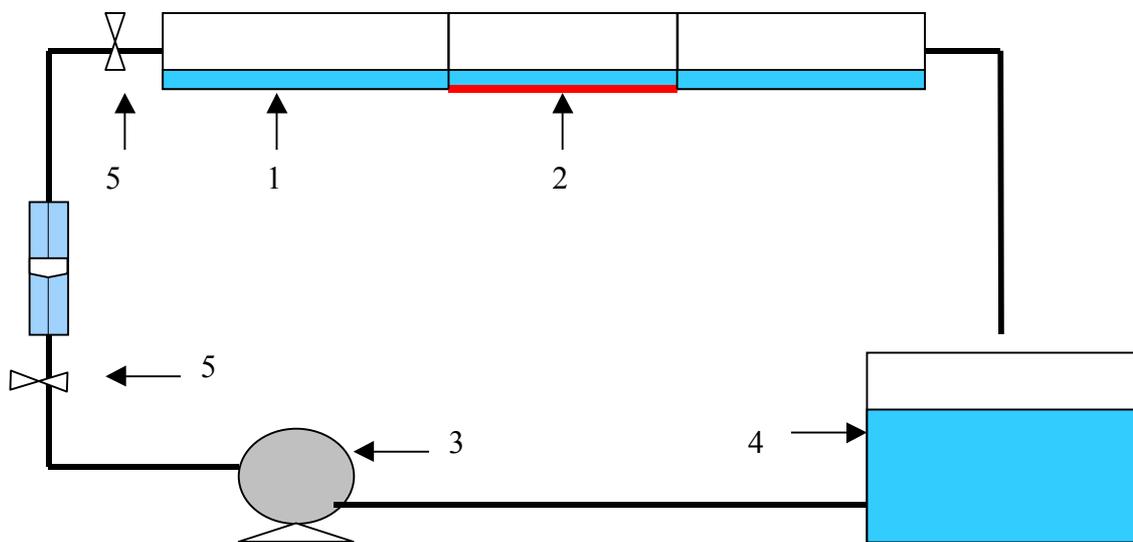


Figure 4. Schéma de l'installation expérimentale

L'installation (fig.4) est constituée des éléments suivants :

1. Un canal de section carrée (150x12) cm en verre avec une partie centrale de 50cm de long en aluminium. Cette partie centrale est constituée d'une paroi en aluminium de 50 cm de long, de 12 cm de large et de 1.6 cm d'épaisseur.
2. Une résistance chauffante placée dans un banc calorifugé sous la partie centrale du canal.
3. Une pompe centrifuge reliée à des conduites en acier galvanisé pour maintenir l'écoulement dans le canal.
4. Un réservoir de 20 litres.
5. Des vannes de contrôle.

Le système de chauffage est constitué :

1. D'une résistance chauffante de 30Ω .
2. Une couche isolante constituée principalement de poudre de perlite.
3. D'un gradateur pour faire varier la puissance.

Le système de mesure est constitué de :

1. Un rotamètre en Plexiglas gradué de 1 à $10 \text{ ft}^3/\text{h}$.
2. Deux multimètres à lecture digitale, l'un de marque Black Star 4503 pour le voltage, l'autre de marque velleman DVM890 pour le courant.
3. Des thermocouples de type K (Chromel-Alumel) pour la mesure de la température.
4. Un lecteur de température de marque Philips digital 378, de précision $\pm 1^\circ\text{C}$.

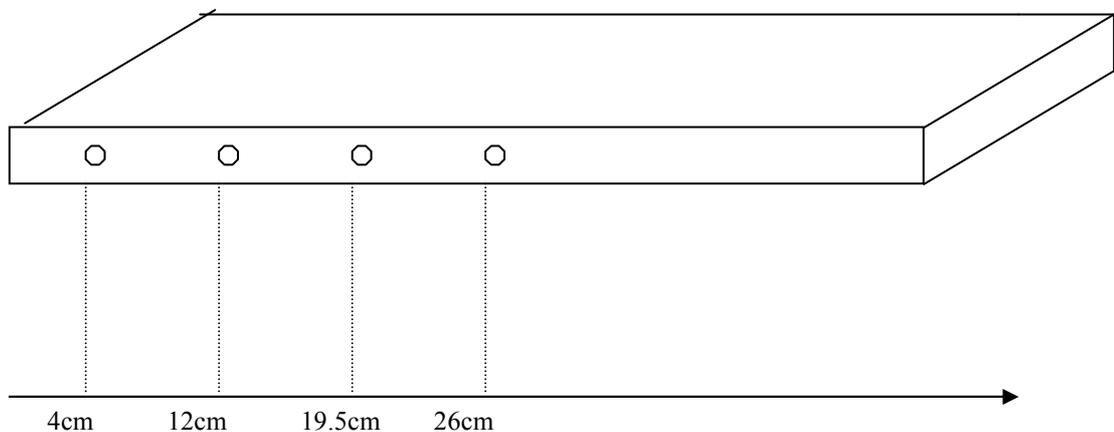


Figure 5. Disposition des thermocouples le long du canal

Pour chaque flux imposé, on fait varier le débit et on relève les températures mesurées par les thermocouples disposés comme indiqué sur la figure 5.

IV.1.2 Procédure expérimentale

La procédure utilisée pour la réalisation d'une expérience est la suivante :

1. Mettre tous les capteurs de température en place :
Quatre thermocouples sont placés chacun dans un trou le long du canal (fig.5) et un thermocouple est placé dans le liquide, à une distance de 0.5 cm au dessus de la plaque d'Aluminium. Ce thermocouple est mobile, de façon à pouvoir le glisser le long de la paroi afin de relever la température du liquide à différentes abscisses.

2. Remplir le réservoir avec le liquide à étudier (l'eau ou l'éthanol).
3. Allumer la pompe pour faire circuler le liquide. Le débit est contrôlé au moyen d'une vanne placée à l'entrée du canal et la lecture se fait sur le rotamètre de mesure.
4. Allumer le gradateur de puissance pour alimenter la résistante chauffante. Le flux de chaleur est fixé en connaissant le voltage et le courant.
5. Une fois la puissance de chauffe fixée, relever les températures de la paroi et celle du liquide une fois que celles-ci se stabilisent. Le temps nécessaire au régime permanent est d'environ deux heures.
6. Augmenter le débit d'écoulement et relever les températures une fois stabilisées.
7. Continuer ainsi jusqu'à couvrir la plage de débit désirée.

IV.2. Détermination de la température de la paroi

Le flux de chaleur fourni par la résistance chauffante est transmis; par conduction à travers l'épaisseur de la plaque, puis par convection de la surface de la plaque vers le liquide en écoulement. Cinq valeurs du flux de chaleur ont été utilisées, à savoir: 112.5W , 230W , 455W, 940W et 1480W.

En régime stationnaire, on peut donc écrire que:

$$q = \frac{k.A}{e} (T_i - T_p)$$

$$d'ou : T_p = T_i - \frac{q.e}{k.A} = T_i - \frac{\Phi.e}{k} \quad (17)$$

où, T_i est la température donnée par le thermocouple

La valeur de la quantité $(\Phi.e/k)$ peut être calculée pour chaque valeur de la puissance de chauffe. Les résultats sont donnés dans la table 2.

Table 2. Valeurs de $(\Phi.e/k)$ obtenues aux différents flux

(W)	$\Phi(W/m^2)$	$\Phi.e/k$
112.5	1875	0.0375
230	3833	0.076
455	7590	0.15
940	15667	0.31
1480	24640	0.50

Pour tous les flux utilisés, il est constaté que la valeur $(\phi.e/k)$ est très faible. Ce qui veut dire que la différence entre la température T_i relevée par le thermocouple et la température à la surface de la paroi T_p est très faible. La résistance thermique due à la conduction à travers la paroi n'affecte pratiquement pas la température de la surface. Ceci est dû à deux raisons :

- ◆ L'aluminium, métal constituant la paroi, a une grande conductivité thermique, $k=200\text{W/m.}^\circ\text{C}$
- ◆ La distance entre le thermocouple et la surface de la paroi est faible.

Par conséquent et pour tous les calculs entrepris, La température de la paroi T_p sera considérée égale à T_i mesurée par le thermocouple. L'erreur étant inférieure à 1°C .

IV.3. Détermination du coefficient de convection h.

Dans cette partie de l'étude, l'écoulement de l'eau est en circuit ouvert et fermé. La valeur du coefficient de transfert de chaleur h, sera expérimentalement déterminée.

IV.3.1 Cas de l'écoulement de l'eau en circuit fermé

L'eau est mise en circulation grâce à la pompe. La puissance de chauffe est alors appliquée et maintenue constante jusqu'à ce que les températures se stabilisent. A ce moment, on relève les températures de la paroi T_1 , T_2 , T_3 et T_4 , ainsi que les températures de l'eau aux différentes abscisses correspondantes respectivement à T_1 , T_2 , T_3 et T_4 . Les résultats sont représentés sur la figure 6. Les détails sont donnés en Annexe 1.

Les premières constatations que l'on peut faire peuvent être résumées comme suit :

1. La température de la paroi augmente lorsque le flux de chaleur augmente. Ceci est tout à fait normal puisque l'énergie interne du matériau qui constitue la paroi croit lorsque la puissance de chauffe augmente. Cette augmentation de l'énergie interne se manifeste par l'accroissement de la température de la paroi.
2. Quelque soit le flux de chaleur imposé ou le débit d'écoulement, la température à la paroi subit une augmentation assez importante à partir du point $x=4$ cm. Elle varie ensuite très peu et reste relativement constante. Ce phénomène que l'on a rencontré dans toutes les expériences réalisées est dû probablement à une mauvaise répartition de la puissance de chauffe à l'entrée du canal. La résistance chauffante doit être légèrement décalée par rapport à l'entrée du canal. C'est pourquoi nous calculerons h à $x=4$ cm, séparément. Pour les autres points, on prendra la température moyenne de la paroi.
3. Pour les 3 premières valeurs du flux ($\Phi=1875 \text{ W/m}^2$, $\Phi=3833 \text{ W/m}^2$ et $\Phi=7425 \text{ W/m}^2$), la température de l'eau augmente faiblement le long du canal quelque soit le débit d'eau. ΔT_{ES} est assez faible. Par contre pour $\Phi=15833 \text{ W/m}^2$ et $\Phi=24640 \text{ W/m}^2$, la température de l'eau augmente d'une manière significative comme indiqué ci-après :

$$\Phi=1875 \text{ W/m}^2. \Delta T_{ES} = 1 \text{ à } 2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Phi=3833 \text{ W/m}^2 \Delta T_{ES} = 1 \text{ à } 2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Phi=7425 \text{ W/m}^2 \Delta T_{ES} = 1 \text{ à } 3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Phi=15667 \text{ W/m}^2 \Delta T_{ES} = 3 \text{ à } 7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Phi=24640 \text{ W/m}^2 \Delta T_{ES} = 3 \text{ à } 9 \text{ }^\circ\text{C}$$

A priori, deux raisons possibles peuvent expliquer ce phénomène :

1. L'eau est un liquide caloporteur de capacité calorifique relativement élevée.
2. Pour de faibles valeurs du flux ($\Phi=1875 \text{ W/m}^2$, $\Phi=3833 \text{ W/m}^2$ et $\Phi=7425 \text{ W/m}^2$), la puissance de chauffe n'est pas assez suffisante pour vaincre les effets de déperdition thermique de l'eau. L'eau s'écoule en permanence et subit des pertes thermiques avec le milieu extérieur.

Par conséquent pour les trois valeurs du flux, on prendra la température moyenne de l'eau le long du canal, hypothèse jugée acceptable.

Calcul du coefficient h :

D'après la loi de Newton le flux de chaleur transféré d'une paroi vers un fluide est donné par la relation suivante :

$$q = h.A(T_p - T_f)$$
$$d'où : h = \frac{q}{A(T_p - T_f)} = \frac{\Phi}{(T_p - T_f)} \quad (18)$$

où, T_p : température de la paroi et T_f la température moyenne du fluide .

- ◆ Pour les 3 premiers flux, le calcul de h donne les résultats suivants :

Pour $\Phi=1875 \text{ W/m}^2$: $T_p=40.5^\circ\text{C}$ et $T_f=36^\circ\text{C}$ d'où : $h_1=430 \text{ W/m}^2.^\circ\text{C}$

Pour $\Phi=3833 \text{ W/m}^2$: $T_p=49^\circ\text{C}$ et $T_f=41^\circ\text{C}$ d'où: $h_2=459 \text{ W/m}^2.^\circ\text{C}$

Pour $\Phi=7425 \text{ W/m}^2$: $T_p=62^\circ\text{C}$ et $T_f=49^\circ\text{C}$: $h_3=594 \text{ W/m}^2.^\circ\text{C}$

- ◆ Pour les flux élevés, i.e. $\Phi=15833 \text{ W/m}^2.^\circ\text{C}$ et $\Phi=24640 \text{ W/m}^2.^\circ\text{C}$:

On constate que, bien que la température de la paroi reste indépendante du débit, la température de l'eau le long du canal varie d'une manière significative, et cette variation dépend sensiblement du débit. C'est pourquoi nous calculerons la valeur de h tout le long du

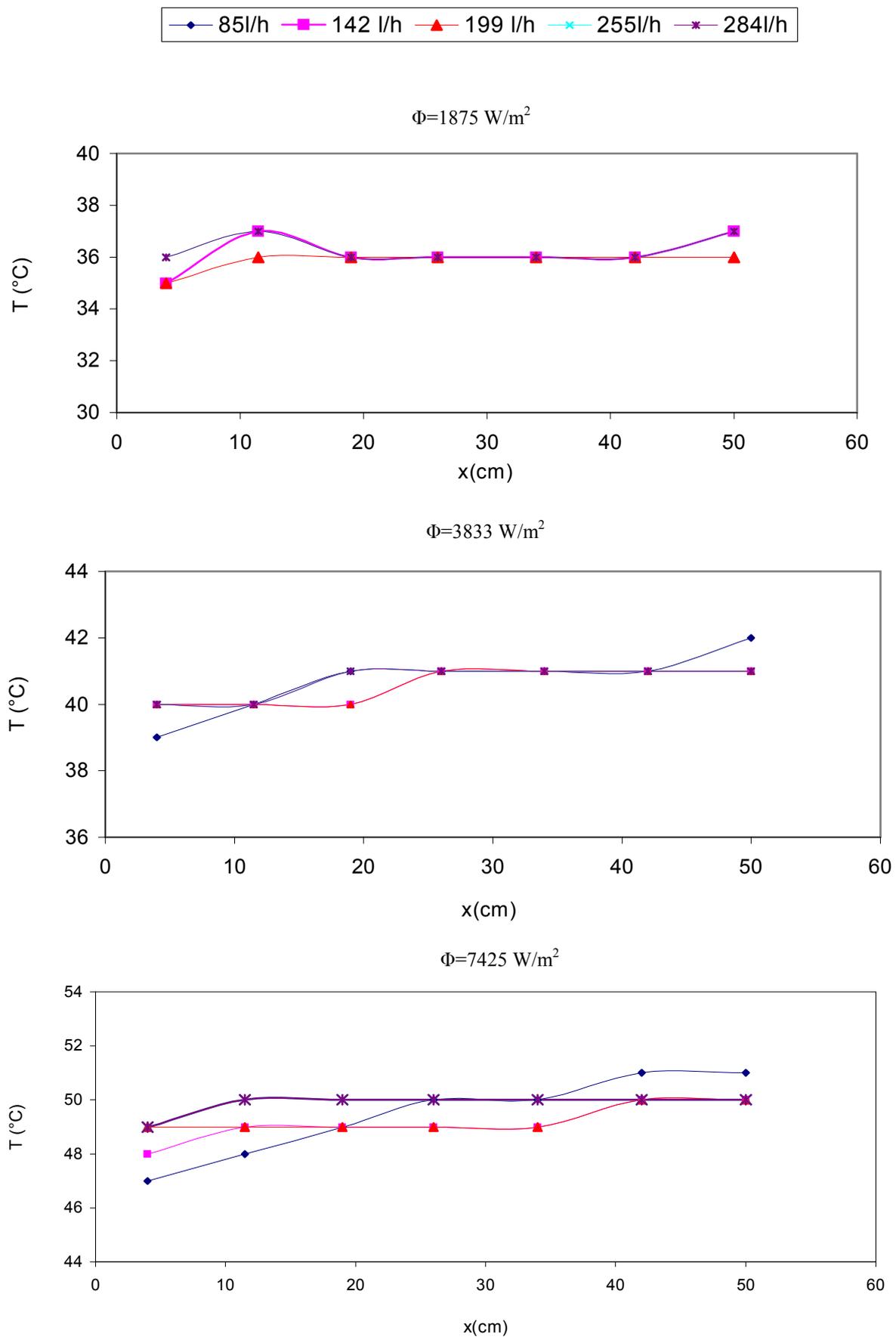


Figure 6. Evolution de la température de l'eau le long du canal en circuit fermé pour différents débits et à différents flux.

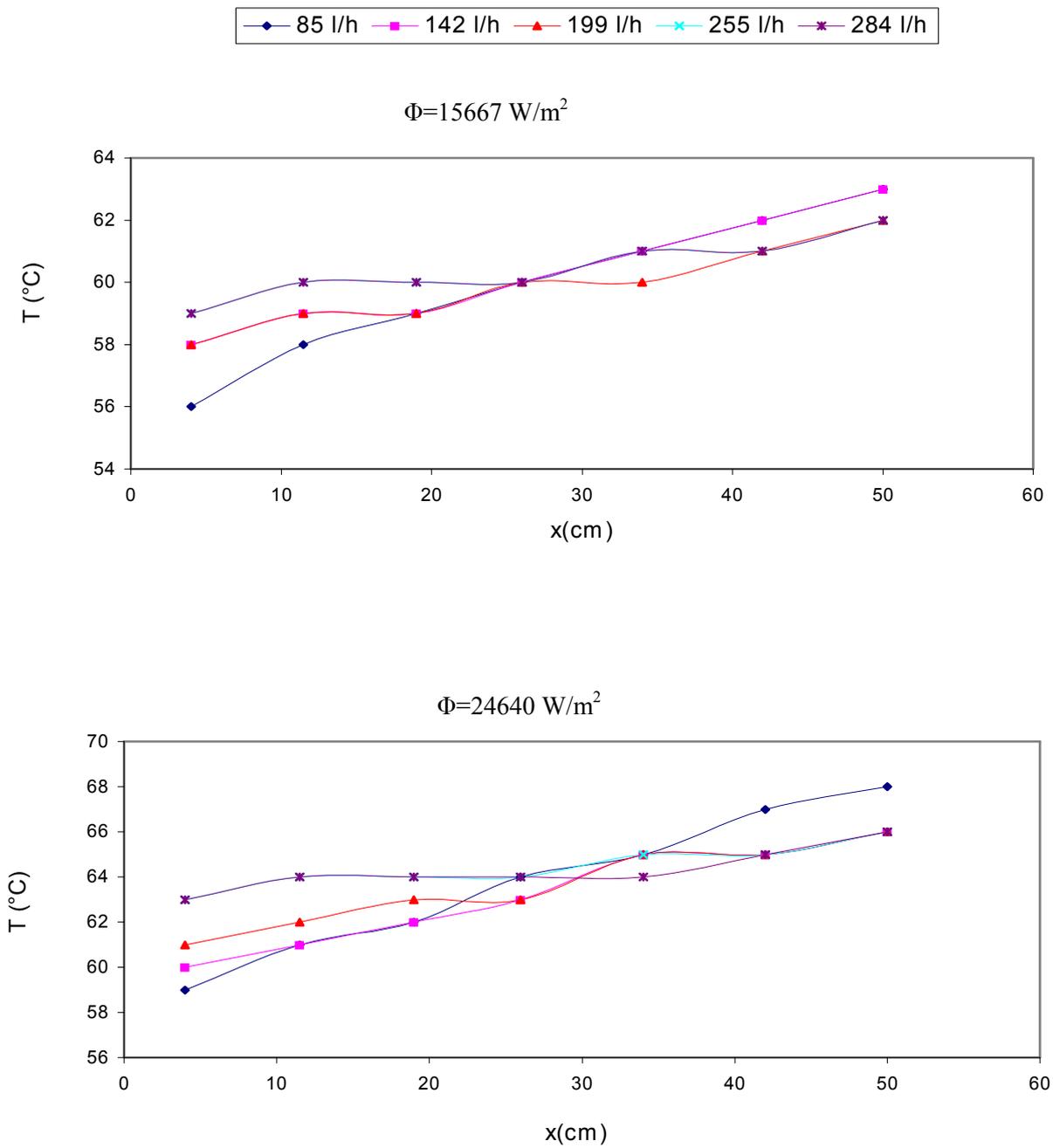


Figure 6 (suite). Evolution de la température de l'eau le long du canal en circuit **fermé** pour différents débits et à différents flux.

canal aux points $x= 4 \text{ cm}, 11.5 \text{ cm}, 19 \text{ cm}, 26 \text{ cm}, 34 \text{ cm}, 42 \text{ cm}$ et 50 cm . Les résultats sont représentés sur les tableaux suivants et la figure 7.

Table 3. Les valeurs de h le long du canal pour $\Phi =15667 \text{ W/m}^2$

Débit(l/h)	4	11,5	19	26	34	42	50	h_{moy}
85	870	643	671	701	734	770	810	743
142	921	643	671	671	701	734	770	730
199	921	635	635	662	662	691	723	704
255	1044	662	662	662	691	691	723	733
284	1044	662	662	662	691	691	723	733

Table 4. Les valeurs de h le long du canal pour $\Phi =24640 \text{ W/m}^2$

débit(l/h)	4	11,5	19	26	34	42	50	h_{moy}
85	1071	830	859	924	960	1041	1087	967
142	1120	821	849	880	947	947	985	936
199	1173	840	869	869	935	935	972	942
255	1296	869	869	869	901	901	935	949
284	1296	869	869	869	869	901	935	944

IV.3.2 Cas de l'écoulement de l'eau en circuit ouvert

L'eau est mise en circulation en circuit ouvert. Autrement dit, elle ne passe qu'une seule fois dans le canal. Une fois que le transfert de chaleur est stabilisé, on relève les différentes températures. Les résultats sont représentés sur la figure 8. Les détails sont donnés en annexe 1. Un premier aperçu des résultats montre que même dans ce cas, les constatations faites pour le circuit fermé sont aussi valables, et que seules les valeurs atteintes par la température diffèrent. Pour les trois premiers flux, nous prendrons la température moyenne de la paroi et la température moyenne pour l'eau.

- ◆ Pour les 3 premiers flux, le calcul de h donne les résultats suivants :

Pour $\Phi=1875 \text{ W/m}^2$: $T_p=29^\circ\text{C}$ et $T_f=23^\circ\text{C}$ d'où : $h_1=318 \text{ W/m}^2$

Pour $\Phi=3833 \text{ W/m}^2$: $T_p=35^\circ\text{C}$ et $T_f=25^\circ\text{C}$ d'où: $h_2=390 \text{ W/m}^2$

Pour $\Phi=7425 \text{ W/m}^2$: $T_p=41^\circ\text{C}$ et $T_f=27^\circ\text{C}$: $h_3=529 \text{ W/m}^2$

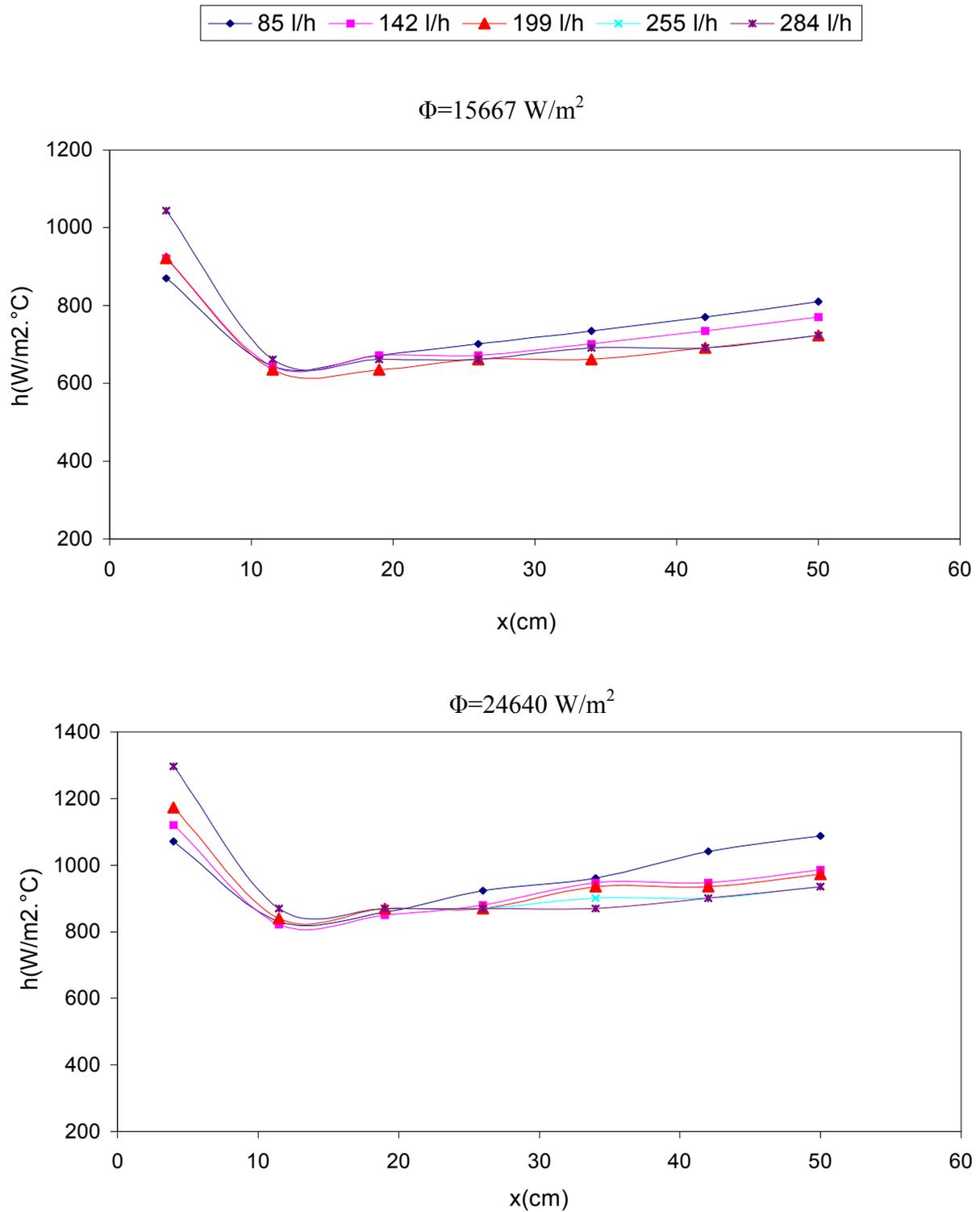


Figure 7. Evolution de h le long du canal pour l'eau en circuit **fermé** pour différents débits et pour les flux élevés.

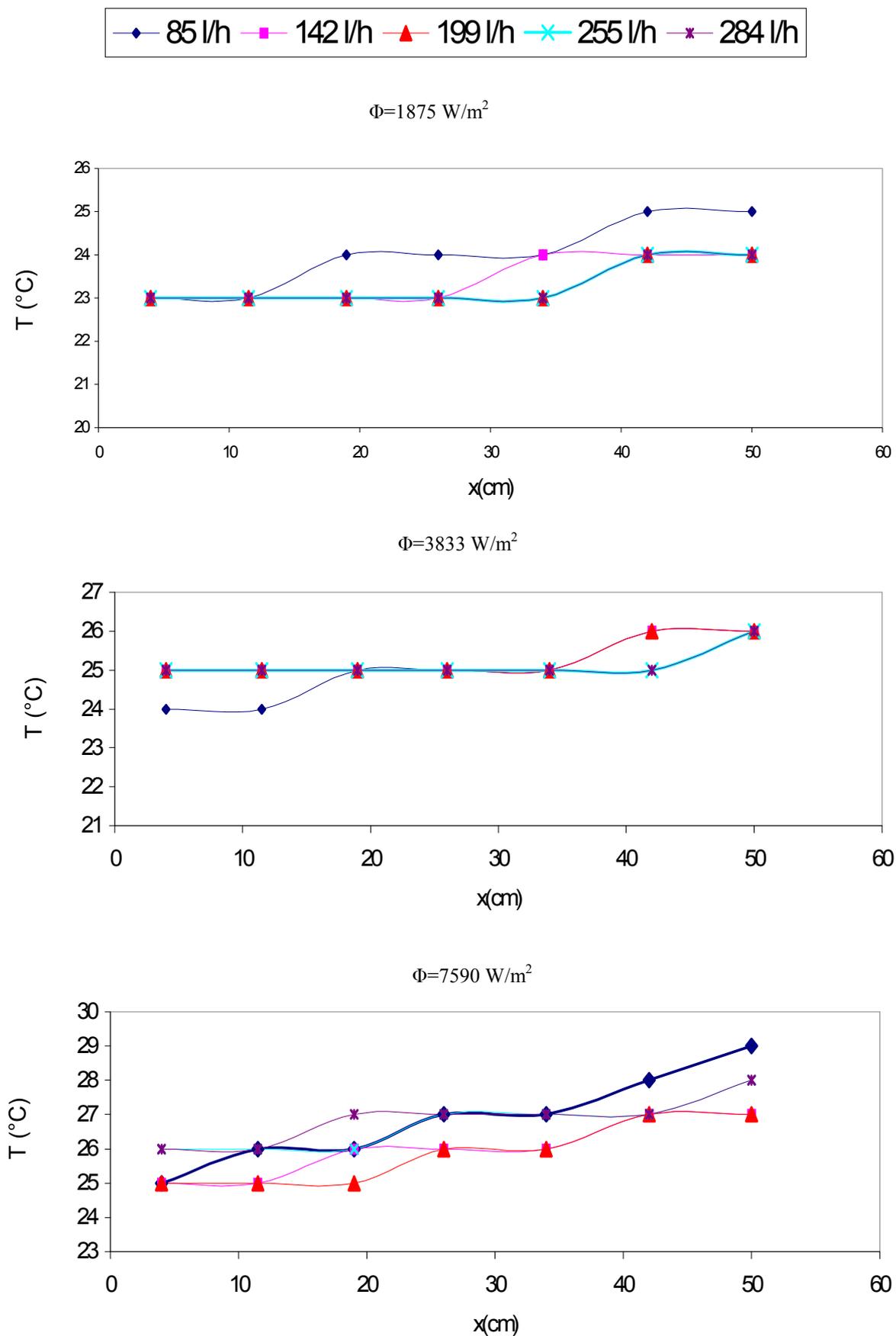


Figure 8. Evolution de la température de l'eau le long du canal en circuit ouvert pour différents débits et à différents flux.

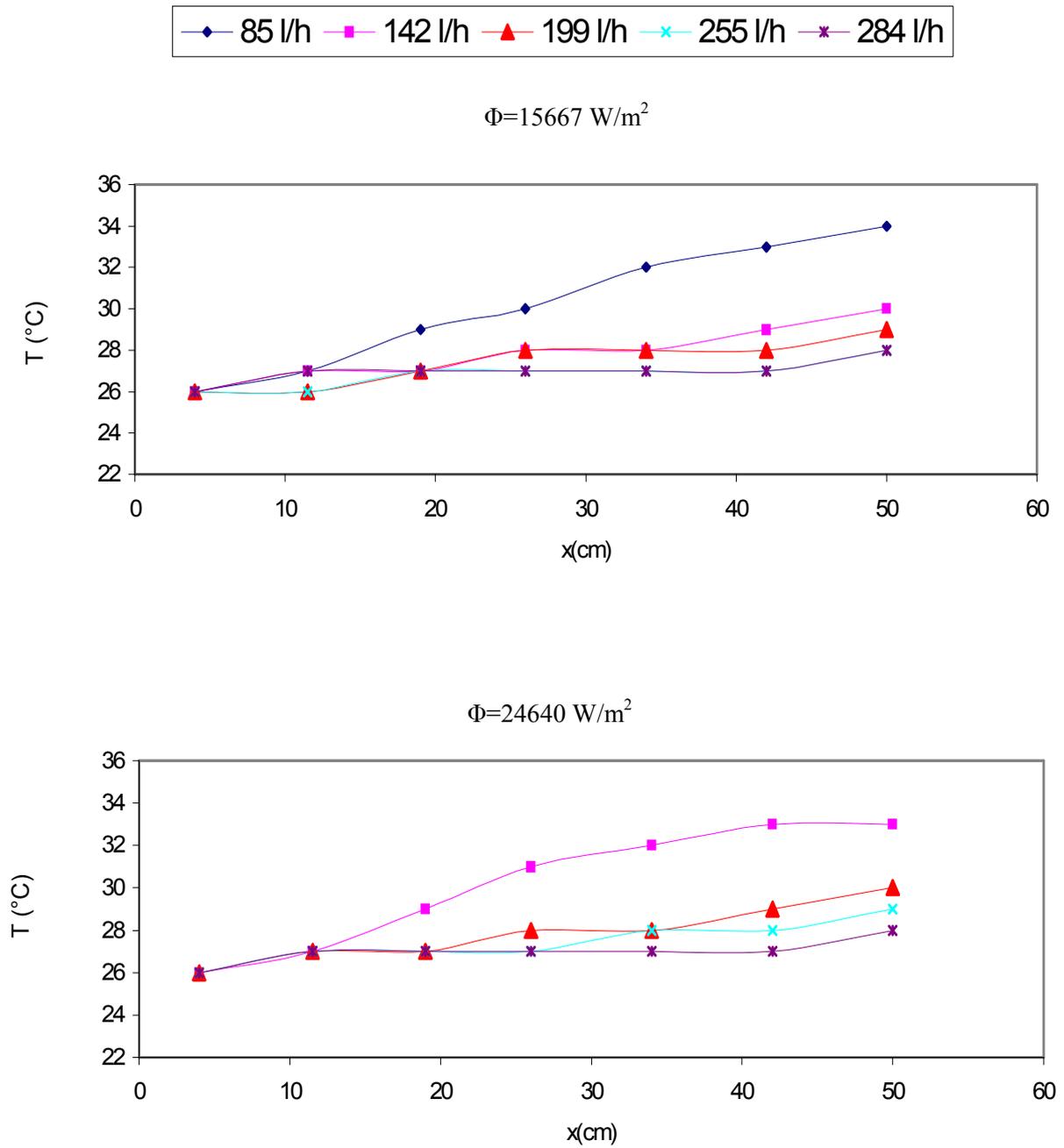


Figure 8 (suite). Evolution de la température de l'eau le long du canal en circuit **ouvert** pour différents débits et à différents flux.

◆ Pour les flux suivant $\Phi = 15667 \text{ W/m}^2$ et $\Phi = 24640 \text{ W/m}^2$:

Nous calculerons le coefficient de transfert de chaleur h le long de la paroi chauffante aux différentes abscisses suscitées, et ce pour les mêmes raisons évoquées dans le cas de l'écoulement fermé. Les résultats sont représentés sur les tableaux suivants et la figure 9.

Table 5. Les valeurs de h le long du canal pour $\Phi = 15667 \text{ W/m}^2$

Débit(l/h)	4	11,5	19	26	34	42	50	h_{moy}
85	783	595	644	671	734	770	810	715
142	746	587	587	610	610	635	662	634
199	783	553	573	595	595	595	618	616
255	783	559	580	580	580	580	602	609
284	783	587	587	587	587	587	610	619

Table 6. Les valeurs de h le long du canal pour $\Phi = 24640 \text{ W/m}^2$

Débit(l/h)	4	11,5	19	26	34	42	50	h_{moy}
85	912	717	762	812	840	901	935	840
142	880	691	732	778	803	830	830	792
199	880	684	684	704	704	724	746	732
255	880	678	678	678	697	697	717	718
284	880	678	678	678	678	678	697	709

IV.4. Discussion et interprétation des résultats

Pour toutes les expériences réalisées, que ce soit pour l'écoulement de l'eau en circuit fermé ou en circuit ouvert, les observations suivantes s'imposent :

- Le coefficient de transfert de chaleur par convection augmente lorsqu'on augmente le flux de chaleur imposé, c.a.d la puissance de chauffe. Ceci est le résultat de l'élévation de la température qui affecte les paramètres thermo-physiques de la couche du liquide au contact de la paroi. Cette couche de faible épaisseur constitue la couche limite thermique. Le gradient de température au sein de cette couche augmente lorsqu'on augmente le flux de chaleur.
- Bien que le débit ait augmenté de plus de 03 fois (85 l/h à 284 l/h); le coefficient de convection ne varie que très peu à flux constant. On peut même dire qu'il reste constant malgré que la température du liquide varie sensiblement. Le débit de l'eau n'est pas assez fort pour réduire la couche limite qui se constitue près de la paroi. Dans cette couche se situe la résistance thermique au transfert de chaleur par convection.

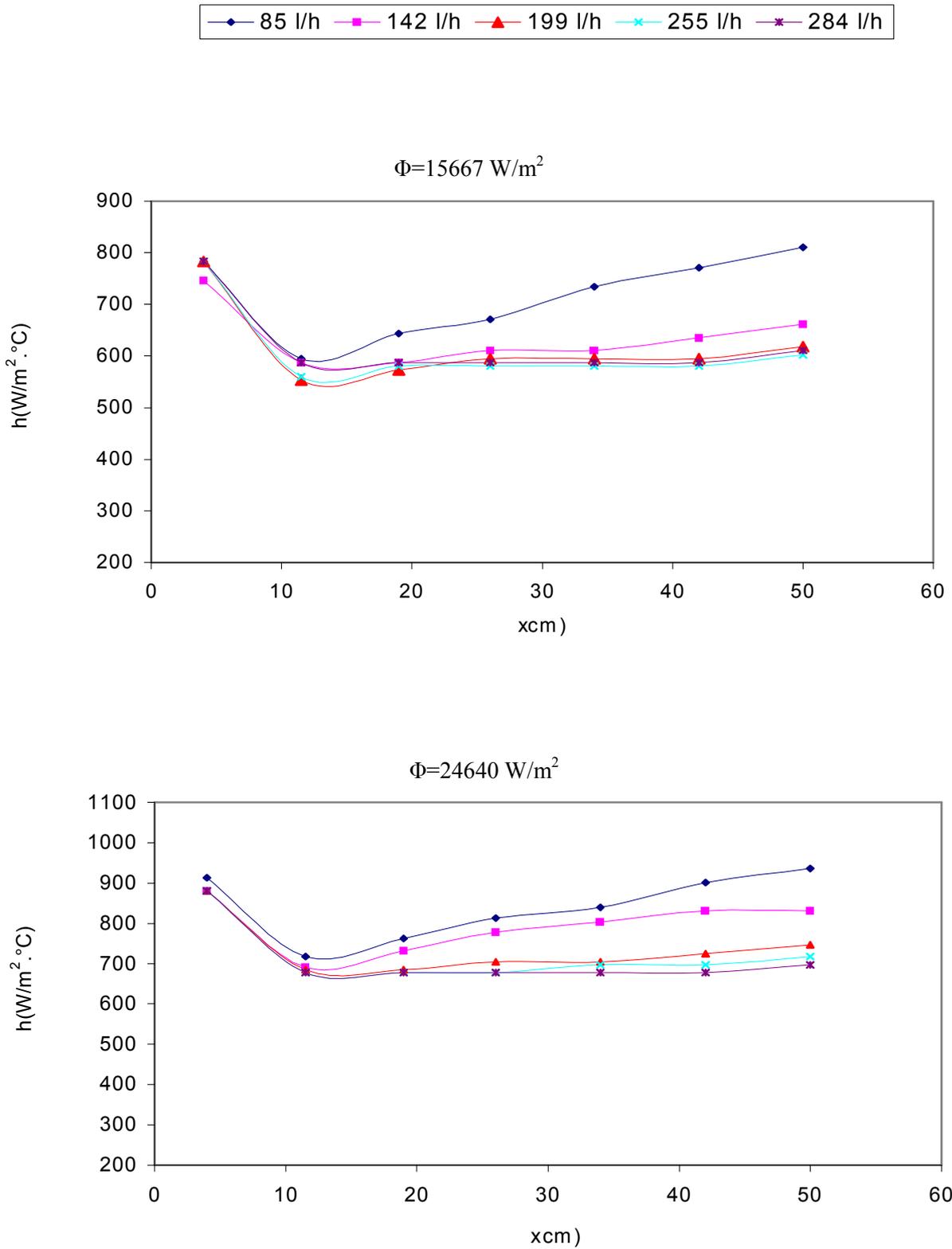


Figure 9. Evolution de h le long du canal pour l'eau en circuit **ouvert** pour différents débits et à différents flux.

- En augmentant le débit, la variation de la température du liquide le long de la paroi devient de moins en moins évidente : Pour les faibles débits, la variation de la température du liquide le long de la paroi atteint les 10°C. Pour des débits plus grands, cette variation est assez faible (2 à 3°C). A notre sens, le temps de contact du liquide avec la paroi chauffante est responsable de ce phénomène.
- Le coefficient de transfert de chaleur h , augmente faiblement le long de la paroi du canal

IV.5. Cas de l'éthanol

Les expériences utilisant l'éthanol ont été réalisées pour les valeurs du flux les plus élevées à savoir: $\Phi=15667 \text{ W/m}^2$ et $\Phi=24640 \text{ W/m}^2$. Ceci dans le but d'atteindre la température d'ébullition de l'éthanol. Les résultats sont représentés sur la figure 10. Les détails sont donnés en Annexe 1.

Les valeurs de h sont représentées sur les tableaux suivants et la figure 11.

Table 7. Les valeurs de h le long du canal pour $\Phi =15667\text{W/m}^2$

Débit (l/h)	4	11,5	19	26	34	42	50	hmoy
85	681	505	540	580	626	681	681	613
142	653	484	500	534	553	573	573	553
199	681	495	511	528	528	528	546	545
255	712	511	511	511	511	528	528	544

Table 8. Les valeurs de h le long du canal pour $\Phi =24640\text{W/m}^2$

Débit (l/h)	4	11,5	19	26	34	42	50	hmoy
85	947	754	778	830	859	890	924	855
142	880	691	732	778	778	803	803	780
199	880	704	724	746	724	746	746	753
255	880	697	717	717	717	739	739	744

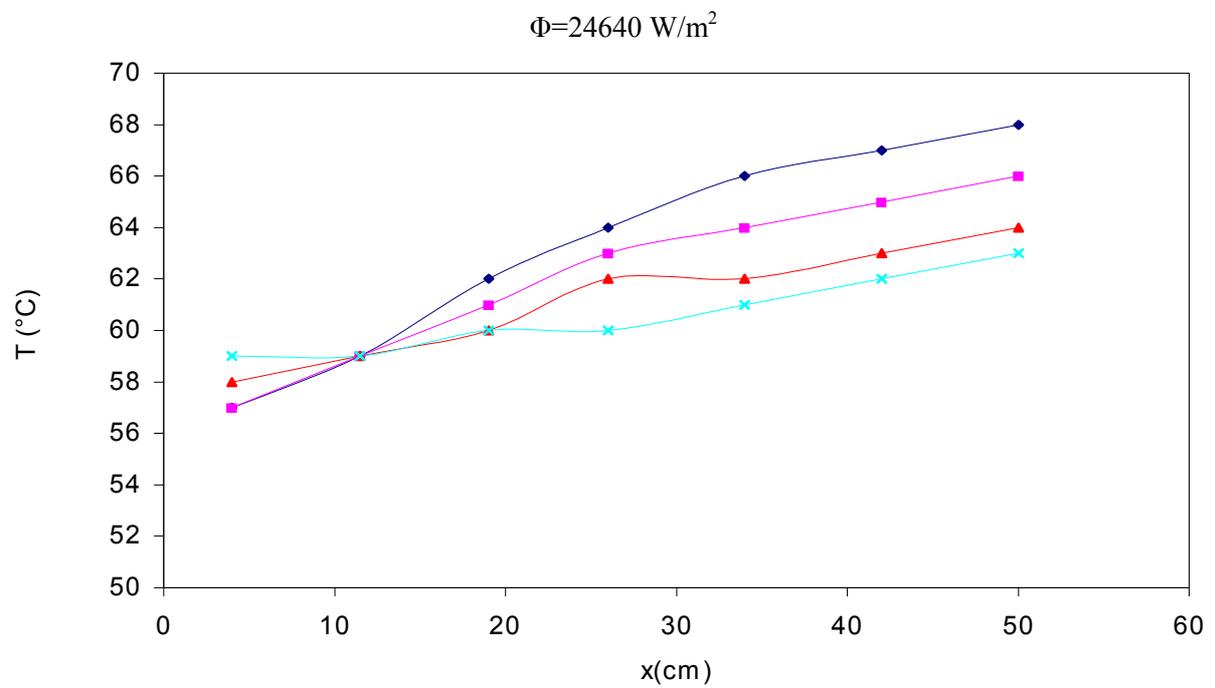
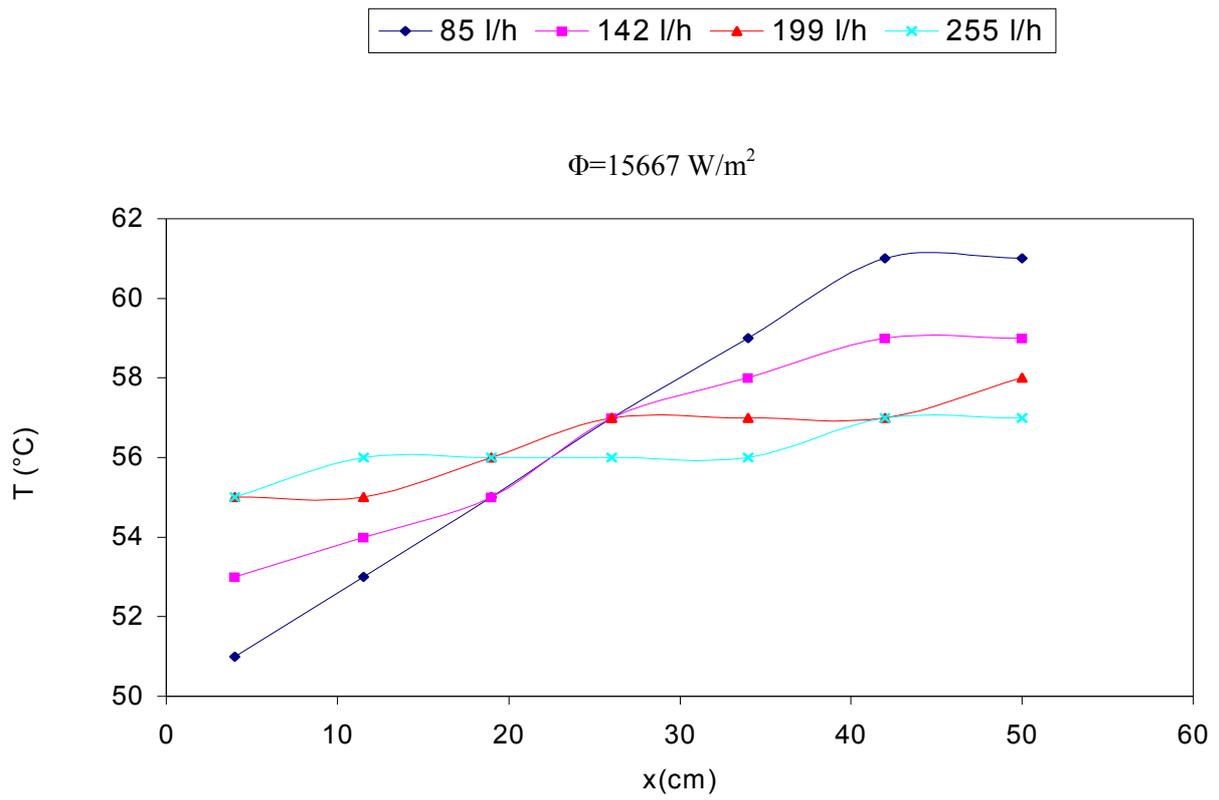


Figure 10. Evolution de la température de l'éthanol le long de la paroi à différents débits et pour les flux élevés.

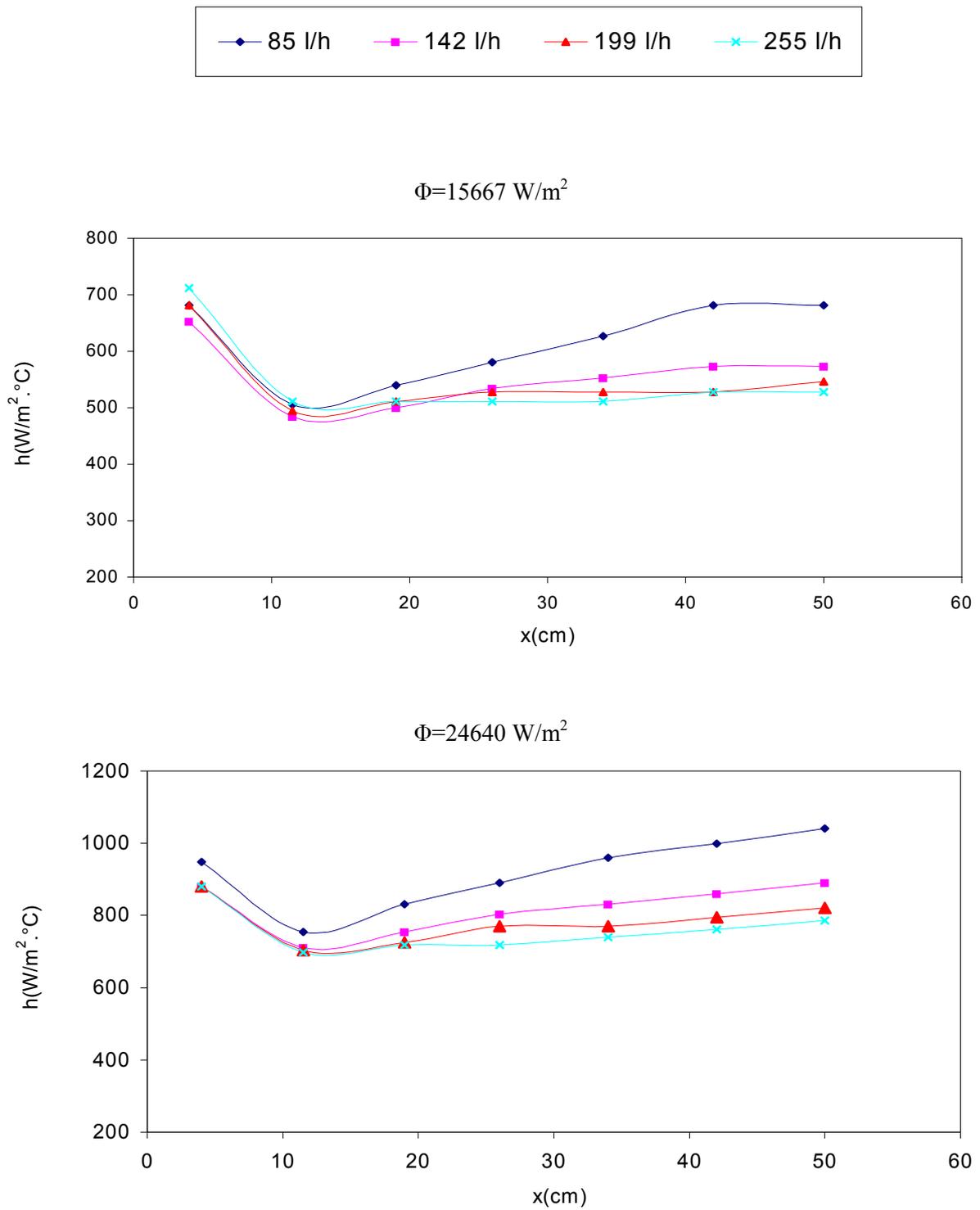


Figure 11. Evolution de h le long du canal pour l'éthanol pour différents débits et à différents flux.

IV.5.1 Résultats et interprétations

Les premières constatations à faire concernent l'apparition de bulles de vapeur :

1. Lorsque la température moyenne de la paroi atteint 35°C, de petites bulles se forment sur la surface de la paroi chauffante et plus précisément sur la bande située sur le périmètre. Leur répartition n'est pas uniforme et leur densité diminue considérablement sur la partie centrale de la paroi
2. Lorsque la température du liquide atteint 56°C. Les bulles deviennent plus nombreuses et leur répartition gagne la partie centrale de la paroi.
3. En augmentant le débit, les bulles de vapeur sont arrachées de la surface de la paroi et sont entraînées par l'écoulement. L'observation visuelle indique que les bulles n'atteignent pas la surface libre du liquide. Elles disparaissent au sein de la masse fluide.
4. Il y a évaporation partielle de l'éthanol caractérisée par un dégagement de vapeur modéré à la surface libre. Ces vapeurs, au contact des parois métalliques très chaudes se sont révélées dangereuses en provoquant une flamme sur la surface libre de l'éthanol.
5. L'ébullition proprement dite, n'a pas été observée globalement ni dans le liquide, ni à sa surface et ce, bien que la température de la paroi ait dépassé la température d'ébullition de l'éthanol .

V. Calcul théorique du coefficient de transfert thermique h de l'eau.

Pour calculer h, la corrélation de CHURCHIL et OZOE [9] est utilisée. Cette équation est donnée par :

$$Nu = 0.4637 * Re^{1/2} * Pr^{1/3} / [1 + (0.0207 / Pr)^{2/3}]^{0.25}$$

Où, $Re = U * L / \nu$, avec :

U : vitesse d'écoulement, $U = Q / Se$

L : dimension caractéristique de la paroi chauffante. $L = 4 * Se / Per_1$. Se la section de passage qui dépend de la profondeur du liquide dans le canal, z et Per_1 est le périmètre mouillé, $Per_1 = 2 * (1 + z)$

et, $Nu = h * D / k$ avec D: dimension caractéristique spécifique à cette corrélation donnée par.

$D = A / Per_2$, avec $A = L * l$ et $Per_2 = 2 * (L + l)$ d'où : $D = 4.839 \text{ cm}$

Le tableau suivant donne les différents paramètres nécessaires au calcul de h :

Q(l/h)	Q(cm ³ /s)	z(cm)	Se(cm ²)	L*(cm)
85	23,61	1,25	15	2,264
142	39,44	1,55	18,6	2,745
199	55,28	1,85	22,2	3,205
255	70,83	2,1	25,2	3,574
284	79	2,25	27	3,79

Avec :

z : Hauteur atteinte par le liquide sur la paroi

Se : section de passage du liquide sur la paroi

L* : dimension caractéristique de la paroi.

V.1. Cas de l'eau en circuit fermé

Pour calculer h le long du canal, on a besoin des valeurs de k, Pr et ν que l'on prendra à la température moyenne entre la surface de la paroi et le liquide. Pour les deux derniers flux utilisés (15667 et 24640 W/m²), la température de la paroi au point x=4cm diffère sensiblement de celles des points suivants, c'est pourquoi on calculera h à x=4cm séparément. Pour les autres points (x=12, x=19, x=26, x=34, x=42, x=50cm), la température varie faiblement et les paramètres k, Pr et ν ne changent presque pas. On considérera donc les mêmes valeurs de h tout le long du canal.

Le tableau suivant donne les valeurs de k , Pr et ν à la température moyenne entre celle de la paroi et celle de l'eau.

Table 9. Calcul des propriétés physiques de l'eau

Q (W)	Φ (W/m ²)	T _{p moy} (°C)	T _{f moy} (°C)	T(°C)	k(W/m.°C)	Pr	$\nu \cdot 10^2$ (cm ² /s)
112.5	1875	40.5	36	38	0.6225	4.66	0.696
230	3833	49	40.5	45	0.6367	3.67	0.566
445.5	7590	62	49.5	56	0.6477	3.14	0.493
950	15667	82	61	71.5	0.6587	2.61	0.42
1480	24640	91	64	78	0.6665	2.3	0.375

Les valeurs de h calculées, pour les différents flux, sont récapitulées sur le tableau suivant et la figure 12. Les détails sont représentés en Annexe1.

Table 10. Valeurs de h calculées pour différents flux et à différents débits.

Q(l/h)	$\Phi=1875$ W/m ²	$\Phi=3833$ W/m ²	$\Phi=7590$ W/m ²	$\Phi=15667$ W/m ²	$\Phi=24640$ W/m ²
85	190	220	242	268	287
142	241	281	310	343	367
199	283	329	373	401	430
255	317	369	407	450	482
284	333	388	427	473	506

V.2 Cas de l'eau en circuit ouvert

De la même manière, on calculera h à différents points le long du canal, pour différents flux de chaleur et à différents débits. Ce qui change par rapport à l'écoulement en circuit fermé, ce sont les températures atteintes par le fluide lors de son écoulement sur la plaque chauffante.

Le tableau suivant donne les valeurs de k , Pr et ν à la température moyenne entre celle de la paroi et celle de l'eau :

Table 11. Calcul des propriétés physiques de l'eau

Q (W)	Φ (W/m ²)	T _{p moy} (°C)	T _{f moy} (°C)	T(°C)	k(W/m.°C)	Pr	$\nu \cdot 10^2$ (cm ² /s)
112.5	1875	29	23	26	0.6084	5.65	0.826
230	3833	35	25	30	0.6122	5.35	0.787
445.5	7590	42	27	34.5	0.6235	4.66	0.696
950	15667	52	28	40	0.6262	4.363	0.597
1480	24640	61	29	45	0.6367	3.67	0.566

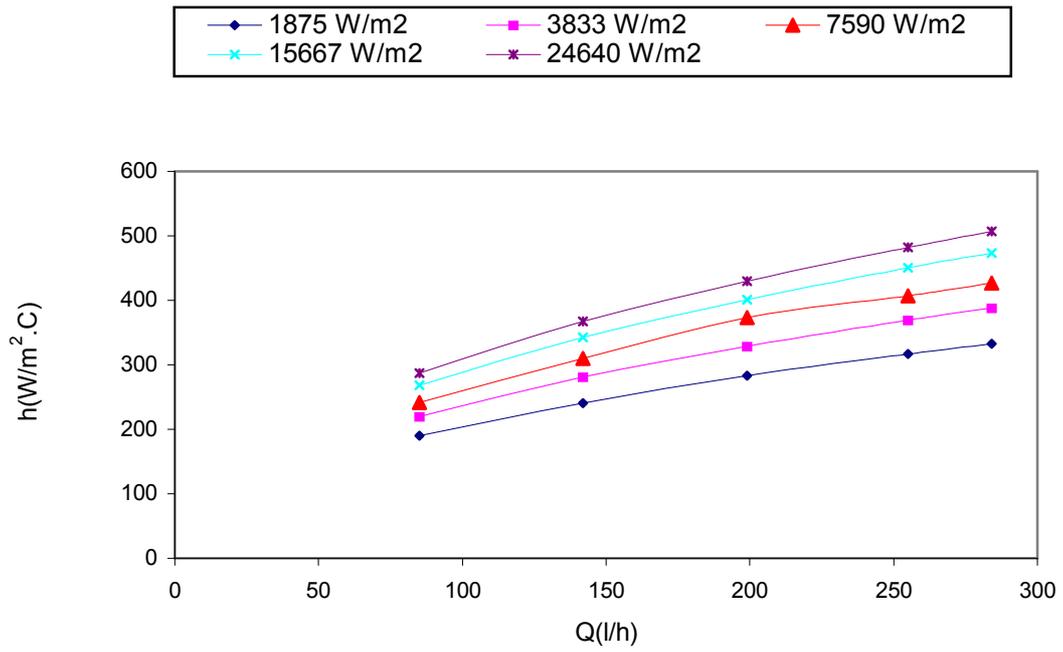


Figure.12 Variation du coefficient de transfert thermique h en fonction du débit et à différents flux, en circuit fermé.

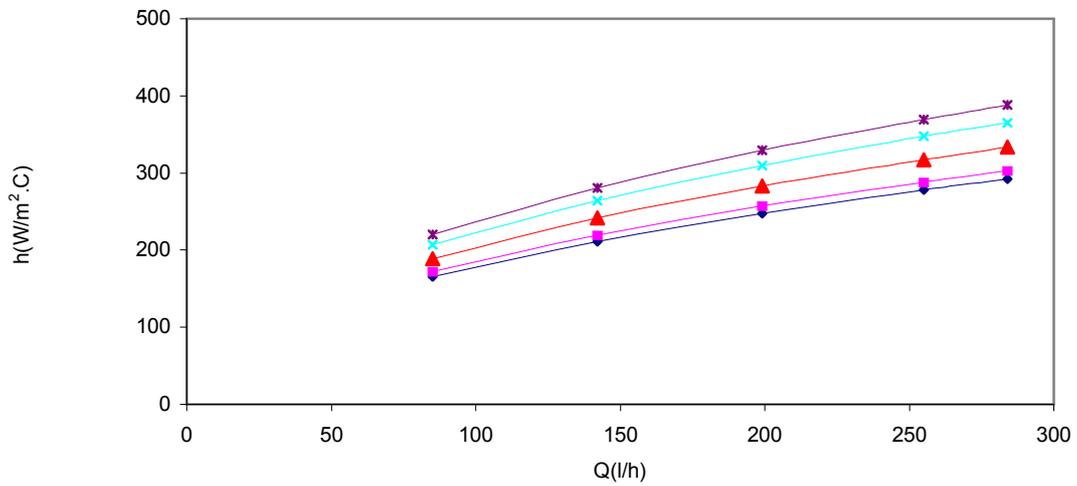


Figure.13 Variation du coefficient de transfert thermique h en fonction du débit et à différents flux, en circuit ouvert.

Les valeurs de h calculées, pour les différents flux, sont représentées sur le tableau suivant et la figure 13. Les détails figurent en Annexe 1:

Table 12. Valeurs de h calculées pour différents flux et à différents débits.

Q(l/h)	$\Phi=1875$	$\Phi=3833$	$\Phi=7590$	$\Phi=15667$	$\Phi=24640$
85	165	172	189	207	220
142	211	220	242	264	281
199	248	257	283	310	329
255	278	288	317	347	369
284	292	303	333	365	388

V.3. Interprétations des résultats

D'après les figures 12 et 13, le coefficient de transfert de chaleur h augmente d'une manière significative avec la densité du flux de chaleur. Les valeurs théoriques sont inférieures aux valeurs trouvées expérimentalement. Cet écart assez important entre les valeurs théoriques et les valeurs expérimentales est dû, à priori, aux pertes thermiques entre le liquide en écoulement et le milieu extérieur à travers les conduites, pas ou peu isolées, le réservoir, et surtout le canal. Ces pertes sont aussi favorisées par l'écoulement du liquide car le coefficient de transfert thermique h augmente avec la vitesse d'écoulement.

Conclusion

Bien que l'objectif final de l'étude était d'obtenir l'ébullition d'un liquide en écoulement; afin de pouvoir étudier l'influence de la vitesse de l'écoulement, la température de la paroi sur le transfert de chaleur, On pourra dire que les expériences effectuées ont montré que l'échange de chaleur par convection entre une surface solide et un liquide est assez compliqué ; le coefficient de transfert par convection varie sensiblement avec la température, en fonction de la nature du fluide, ainsi qu'en fonction de l'écoulement. En effet la valeur de h augmente le long de la paroi et ce quelque soit le débit.

Pour l'éthanol, bien que la température de la paroi chauffante ait atteint $94\text{ }^{\circ}\text{C}$, qui dépasse sa température d'ébullition, et a provoqué l'apparition des bulles de vapeur près de la paroi chauffante, l'ébullition en masse n'a pas été obtenue car la température moyenne de l'éthanol dans le canal n'a pas atteint le point de saturation.

L'ébullition du liquide en écoulement nécessite des conditions expérimentales assez difficiles à mettre en œuvre, parmi ces conditions nous citerons :

- Une puissance de chauffe beaucoup plus importante.
- Un circuit hydraulique bien isolé, ce qui réduira les pertes thermiques à travers le réservoir, les conduites et le canal.
- Des capteurs de température plus petits, qui permettront d'obtenir un profil de température plus précis.
- Utiliser une méthode de calibrage de façon à situer exactement la position des thermocouples dans la plaque. Ceci permettra de déterminer d'une façon plus précise la résistance par conduction entre le thermocouple et la surface de la plaque.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Sacadura, J.F. , « Initiation aux transferts thermiques », Technique et Documentation, Paris,1980.
- [2] Nukiyama, S. , « The maximum and minimum values of boiling of water under atmospheric pressure », Japan Soc. Mech eng. (Translation : Int.J. Heat and mass transfer), 1966.
- [3] Incropera. F. P. and De Witt, D.P. , « Fundamentals of heat and mass transfer », 5th edition. John Willey and Sons, 2001.
- [4] Holman, J.P. , « Heat transfer », 6th edition. , Mc Graw Hill Inc, 1986.
- [5] Eckert, E.R.G. and Drake, R.M. , « Heat and mass transfer », Mc Graw Hill , 1959.
- [6] Hahne, E., and Grigull, U. , « Heat transfer in boiling » , Hemisphere Publishing Corporation, Waslington, London, 1977.
- [7] Hans Dieter Baehr and Karl Stephan « Heat and Mass transfer », Springer, 1998
- [8] Churchill, S.W. and Ozoe, H. , « Correlations for laminar forced convection in flow over an isothermal flat plate and in developing and fully developed flow in an isothermal tube », J. Heat Transfer, Vol, 95, 1973.
- [9] Whitaker, S. , « Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres and for flow in packed beds and tube bundles » ,J..Heat Transfer, vol 18, 1972.
- [10] Kreith, F. , « Principles of heat transfer », 2nd edition, International Text Book Company.
- [11] Techniques de l'ingénieur. J1, 12-1996.
- [12] Adrian, B. , «Convection heat transfer », 2nd edition, John Willey and Sons,1995.
- [13] Brown, A.I., and Marco, S.M. , « Introduction to heat transfer », 3rd edition, Mc Graw Hill, N.Y, 1958.

- [14] Isachenko, V.P., Osipova, V.A., and Sukomel A.S., « Heat transfer », Mir Publishers Moscow, 1977.
- [15] Ginet, N. , Louahlia, H. , Cioulachtjian, S. , Lallemand, M., « Etude expérimentale de la croissance d'une bulle isolée en ébullition nucléée », Centre de technique de Lyon, UMR CNRS 5008, Institut National des Sciences Appliquées, 2002.
- [16] Lei Zhang and Masahiro Shaji « Nucleation site interaction in pool boiling on the artificial surface », International of Heat and Mass Transfer, N°3, Vol. 46, April 2003.
- [17] Usmani, M.K., Altamush Siddiki, M., Alam.S.S., Jaïrajpuri. A.M. and Kamil. M, « Heat Transfer studies during naturel convection boiling in an internally heated annulus », International of Heat and Mass Transfer, N°6, Vol. 46, April 2003.