

CONDITIONS D'APPARITION DE L'EBULLITION NUCLEEE EN CONVECTION FORCEEE DANS UN CANAL COURT. INFLUENCE DE LA CONDUCTION LONGITUDINALE DANS LA PAROI EPAISSE

M. HUMBERT et M. MARTIN

Institut National Polytechnique de Lorraine,
Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée,
ENSMIM Parc de Saurupt, 54042 Nancy Cedex, France

(Reçu le 20 novembre 1980)

Résumé — Cette étude apporte des résultats sur les transferts thermiques dans un canal rectangulaire court, vertical, chauffé sur une face (paroi épaisse), en régime thermique non établi. En régime monophasique, on note que le couplage conduction-convection rend inutilisables les corrélations existantes. En régime diphasique, on montre qu'il est possible de détecter et de localiser le point de détachement des bulles. On propose un critère de prévision des conditions d'apparition de ce détachement des bulles valable pour un domaine de vitesses de $0,4-3 \text{ m s}^{-1}$, de sous-refroidissements de $20-90^\circ\text{C}$ et de densités de flux thermique de $0,1-1,5 \text{ MW m}^{-2}$.

NOMENCLATURE

D_H ,	diamètre hydraulique = 2 fois l'épaisseur entre plans [m];
h ,	coefficient d'échange interfacial [$\text{W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$];
L ,	longueur de la plaque chauffante [m];
P ,	pression statique [N m^{-2}];
T ,	température [$^\circ\text{C}$];
V ,	vitesse débitante [m s^{-1}];
x ,	abscisse dans le canal [m];
x^+ ,	abscisse réduite = x/D_H ;
a ,	nombre sans dimension caractérisant le début d'ébullition;
Nu ,	nombre de Nusselt = hD_H/λ ;
Pr ,	nombre de Prandtl;
Re ,	nombre de Reynolds = $\rho V D_H/\mu$.

Indices

E ,	entrée du canal chauffant;
m ,	à la température moyenne du liquide;
p ,	à la paroi;
S ,	sortie du canal chauffant;
SAT,	conditions de saturation du liquide;
SUB,	conditions de sous-refroidissement;
IBE,	au point de détachement des bulles;
NVG,	au point de formation du taux de vapeur;
ONB,	au point de formation des premières bulles.

Symboles grec

ΔT_{SAT} ,	surchauffe de la paroi = $T_p - T_{\text{SAT}}$ [$^\circ\text{C}$];
ΔT_{SUB} ,	sous-refroidissement du liquide = $T_{\text{SAT}} - T_m$ [$^\circ\text{C}$];
ϕ ,	densité de flux de chaleur [W m^{-2}];
μ ,	viscosité dynamique [$\text{kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}$];
λ ,	conductibilité thermique [$\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$];
ρ ,	masse volumique [kg m^{-3}].

INTRODUCTION

LA DETERMINATION des conditions d'apparition de l'ébullition nucléée dans un canal refroidi par de l'eau en convection forcée est d'un intérêt pratique évident. Chaque fois qu'il s'avère nécessaire de transférer un flux de chaleur important au travers d'une interface solide-fluide vaporisable se pose le problème du changement de phase. Si le flux de chaleur est imposé, la température de paroi peut être maintenue à une valeur raisonnable par l'existence de l'ébullition nucléée et de la valeur élevée du coefficient d'échange thermique correspondant à ce type d'écoulement. Cependant, l'augmentation de la température moyenne du liquide et du taux de vapeur peut entraîner l'assèchement de la paroi et un blocage de débit ayant pour conséquence une forte augmentation de la température de paroi et son éventuelle destruction. Il est donc important de prédire avec une précision suffisante les conditions d'apparition de cette ébullition nucléée.

Les nombreuses études effectuées sur ce sujet en France, notamment au Centre d'Etudes Nucléaires, à propos des réacteurs [1-3] apportent des résultats significatifs mais dans des conditions spécifiques, souvent différentes de celles que l'on rencontre dans d'autres problèmes industriels. En particulier, ces études ont été menées le plus souvent sur des canaux de grande longueur, dans lesquels l'écoulement est dynamiquement et thermiquement établi avant l'apparition de l'ébullition. La densité de flux de chaleur imposée est maintenue uniforme sur tout le périmètre mouillé à l'aide d'un chauffage par effet Joule dans la paroi mince servant de résistance électrique, pour laquelle la conduction thermique longitudinale peut être négligée, ce qui suppose l'absence de couplage convection-conduction.

Le but de cette étude est de voir comment sont modifiées les formulations habituelles, lorsque le régime d'écoulement n'est pas thermiquement établi, et que le flux de chaleur est imposé constant sur la face extérieure de la paroi épaisse d'un canal plat, donc en présence d'un fort couplage convection-conduction. Les conditions spécifiques de fonctionnement qui ont été choisies : vitesse de $0-3 \text{ m s}^{-1}$, pression voisine de la pression atmosphérique (1-2 bars), sous-refroidissement compris entre 20 et 90°C , sont proches de celles rencontrées dans un système de refroidissement par lame d'eau d'une lignotière de coulée continue d'acier [4] que cette étude cherchait à modéliser de façon simple [5].

La courte étude bibliographique qui va être présentée maintenant a pour but d'une part, de rappeler de façon schématique et non exhaustive les diverses phases d'apparition de l'ébullition nucléée dans un canal sans couplage et d'autre part, de mentionner les tentatives récentes de prise en compte d'un effet de couplage conduction-convection dans un canal en régime monophasique et diphasique.

BIBLIOGRAPHIE

La Fig. 1 donne le schéma type de l'évolution de l'écoulement dans un canal chauffé sur une face à densité de flux constante, en l'absence de couplage par la paroi. On a également fait figurer l'évolution des températures moyenne et pariétale dans le cas où l'écoulement est dynamiquement établi à l'entrée et où l'ébullition apparaît dans la zone thermiquement établie.

Dans la littérature, trois points de transition servent à caractériser le début de l'ébullition :

le point ONB (onset of nucleate boiling) correspondant au début d'apparition des bulles ;

le point IBE (initial bubbles ejection) correspondant au début de détachement des bulles ;
le point NVG (net vapor generation) correspondant au point à partir duquel le taux de vapeur croît rapidement.

Collier [6] situe le point ONB à l'abscisse x_{ONB} où une bulle de vapeur peut se développer à la paroi dans l'épaisseur de la couche limite thermique. Il se caractérise par une augmentation moins rapide de la température de paroi due à l'accroissement du transfert thermique causé par la micro-convection induite par l'agitation des bulles de vapeur. Ces bulles apparaissent lorsque la surchauffe de la paroi ΔT_{sat} atteint une valeur minimale $\Delta T_{\text{sat,ONB}}$ dont l'expression est notamment donnée par Bergles et Rohsenow [7] et Hsu et Graham [8]. Elle précise le point de raccordement des courbes de transfert en convection forcée simple phase et en ébullition saturée, indépendamment de la vitesse de l'écoulement puisqu'en régime thermiquement établi le critère repose sur la répartition de la température à proximité de la paroi.

La distinction entre le point IBE et les points ONB ou NVG (respectivement repérés par x_{IBE} , x_{ONB} et x_{NVG} sur la Fig. 1) n'est pas toujours faite dans la littérature. En effet, selon les auteurs et les méthodes expérimentales utilisées, le point IBE est soit ignoré, soit confondu avec le point NVG (ou le point ONB).

A notre connaissance, Ünal [9] est sans doute celui qui suggère la description la plus claire de ces points. Dans [9] il observe par cinématographie ultra rapide le passage de la première bulle de vapeur à la sortie du canal d'ébullition. Les valeurs du sous-refroidissement de l'eau et de la densité de flux de chaleur définissent alors les conditions correspondant au début du détachement des bulles (point IBE). Les bulles détachées de la paroi sont entraînées par le liquide dans une couche de faible épaisseur ou se recondensent, de sorte que le

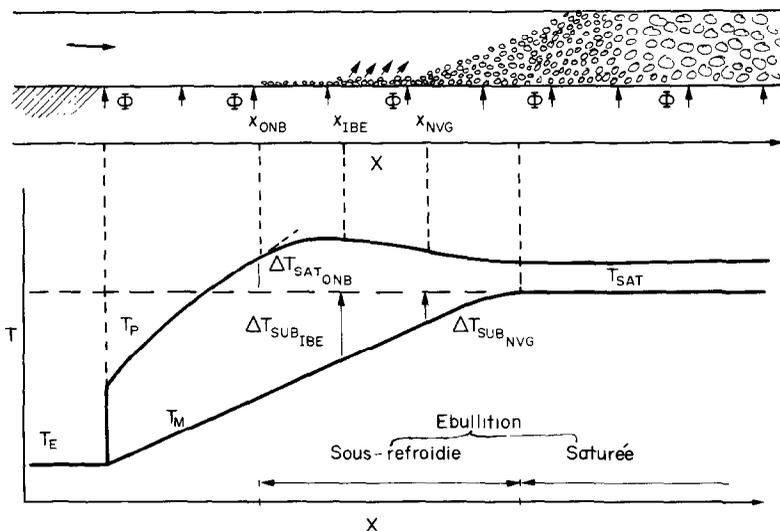


FIG. 1.

taux de vapeur dans une section du canal, reste négligeable. Ce détachement survient lorsque le sous-refroidissement atteint la valeur critique $\Delta T_{\text{SUB}_{\text{IBE}}}$ que l'auteur relie à la densité de flux de chaleur et au coefficient d'échange thermique en écoulement monophasique établi. Dans [10], avec la même technique expérimentale, il mesure le taux de vapeur pour des densités de flux imposées croissantes, et note à partir de quelles conditions thermiques ce taux de vapeur croît rapidement dans le canal. Ces conditions correspondent à celles du point NVG. L'accroissement du taux de vide s'explique par l'élévation de la température moyenne du liquide qui engendre à la paroi un plus grand nombre de bulles qui migrent ensuite au sein du liquide dans lequel elles ne se recondensent plus. Costa [11] détecte le même point par la mesure de la chute brutale de la pression dans le canal consécutive à l'accélération du fluide causée par l'existence d'un taux de vapeur important.

Au point NVG, c'est la valeur du sous-refroidissement qui est reliée à la densité de flux de chaleur et au coefficient de transfert thermique en écoulement monophasique pour Ünal et à la densité de flux de chaleur et la vitesse massique pour Costa. La formule donnant la valeur du sous-refroidissement aux points IBE et NVG fait intervenir la vitesse de façon explicite pour Costa et implicite pour Ünal par l'intermédiaire de la valeur du coefficient d'échange monophasique h . En revanche, au point ONB le sous-refroidissement est indépendant de la vitesse.

Dans notre étude, nous nous intéressons à l'apparition de l'ébullition au point IBE. En effet, l'écoulement n'étant pas thermiquement établi, la couche limite n'est pas assez épaisse pour qu'un critère tel que celui de Bergles et Rohsenow puisse s'appliquer sur la surchauffe de la paroi. Le point ONB n'existe donc pas. D'autre part, le canal étant de courte longueur, le sous-refroidissement ne peut atteindre sa valeur $\Delta T_{\text{SUB}_{\text{NVG}}}$ à partir de laquelle le taux de vapeur devient significatif. On observera donc le point de détachement des bulles tel qu'il est décrit par Ünal [9] et qui, ici, se confond avec le point ONB.

Le problème du transfert de chaleur en convection forcée avec couplage conductif dans la paroi, a été étudié par un certain nombre d'auteurs mais généralement dans des conditions différentes des nôtres.

Luikov [12] et Gosse [13] donnent une solution analytique au problème du couplage, en écoulement laminaire sur un plaque plane pour laquelle la conduction longitudinale peut être négligée (faible valeur du nombre de Brun). On peut ainsi accéder au nombre de Nusselt avec effet de couplage transversal.

Dans l'article de Sakakibara et Endoh [14], on trouve une solution numérique à l'évolution longitudinale du nombre de Nusselt pour un écoulement turbulent entre deux plans dont l'un est chauffé à température ou densité de flux constante sur la face extérieure au canal. Dans ce cas, on prend en compte la conduction bidimensionnelle dans la paroi.

L'augmentation de l'épaisseur de paroi et du rapport des conductivités thermiques du solide et du fluide, entraîne une diminution des variations en x de la température de l'interface et une évolution plus rapide du nombre de Nusselt vers sa valeur en régime établi.

Pour un canal en ébullition nucléée, les auteurs s'intéressent plus particulièrement à la valeur du coefficient d'échange thermique qui varie en fonction de l'épaisseur de la paroi chauffante. A partir de résultats en opposition apparente donnés par plusieurs auteurs, Chuck et Myers [15] arrivent à concilier les points de vue en remarquant que le coefficient d'échange augmente ou diminue avec l'épaisseur de la paroi selon que l'écart de température entre le fluide saturé et la paroi est élevé ou faible. Cependant, l'épaisseur de la paroi ne dépasse pas 0,13 mm tout comme dans la configuration étudiée par Bartolini, Guglielmini et Nannei [16] avec chauffage par effet Joule dans une couche métallique de 5–50 μm . Pour ces auteurs, l'effet du couplage sur le coefficient de transfert thermique est indépendant de l'épaisseur de paroi au-dessus d'une valeur limite de quelques dizaines de μm pour certains métaux et totalement insensible à l'épaisseur d'une paroi de cuivre. Cependant, aucune mention n'est faite sur la sensibilité de la position du point d'apparition de l'ébullition à l'épaisseur de la paroi.

Tous ces travaux ont donc trait à un couplage conduction-convection, généralement en paroi mince, avec chauffage dans l'épaisseur de paroi. Ils visent surtout à qualifier le transfert thermique par rapport à sa valeur en absence de couplage, sans considération sur l'apparition de l'ébullition.

MONTAGE EXPERIMENTAL

La veine d'essais est constituée d'un canal plat, en acier inoxydable de 900 mm de longueur totale, de 4 mm d'épaisseur et 50 mm de largeur (Fig. 2) dans lequel circule une lame d'eau en écoulement turbulent.

L'apport de flux thermique s'effectue par conduction dans une plaque de cuivre de 14 mm d'épaisseur et 200 mm de longueur utile, encadrée dans un corps en acier inoxydable à mi-longueur du canal. La plaque est chauffée par une résistance en graphite, électriquement isolée par un dépôt réfractaire d'alumine sur le cuivre. Elle est équipée de 30 thermocouples chromel-alumel de 1 mm de diamètre, brasés à l'argent dans 15 sections du canal réparties sur la longueur chauffante de 200 mm. Les soudures chaudes des thermocouples, alignées sur l'axe longitudinal du canal, sont situées à 3 mm et 6 mm de l'interface cuivre-eau dans chaque section (Fig. 3). En regard de cette plaque chauffante se trouve un hublot transparent permettant d'observer la formation des bulles et la position de leur point d'apparition. Le canal est monté verticalement dans le circuit en boucle fermée dans lequel on peut faire varier le sens de l'écoulement, sa vitesse et sa température (Fig. 4). Il comprend :

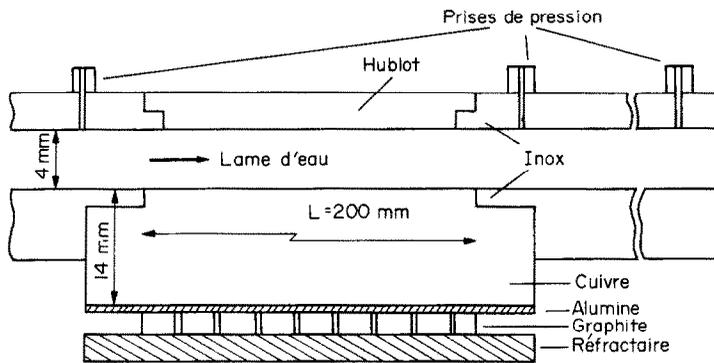


FIG. 2.

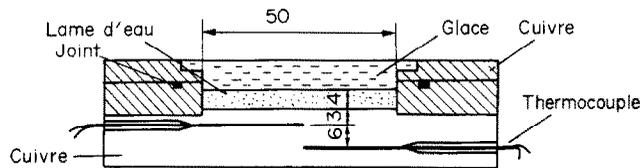


FIG. 3.

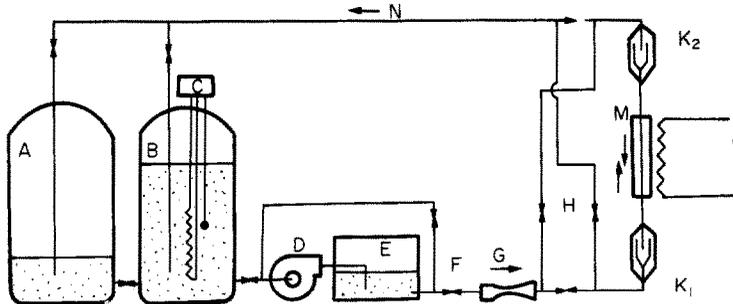


FIG. 4.

deux réservoirs (A, B) de 2 m^3 dont l'un (B) est réglé en température dans la plage $20\text{--}100^\circ\text{C}$ (puissance électrique de 10 kW). Ceci permet d'effectuer des essais à température d'eau constante en pompant dans le réservoir thermostaté et en refoulant dans l'autre, les deux étant isolés entre eux par une vanne; une pompe en charge (D) débitant dans un réservoir (E) de 300 l , servant de stabilisateur de débit et de pressuriseur; un venturi (G). Il est précédé par une vanne de réglage de débit (F) et un 'by-pass'; un système de tuyauteries-vannes (H) permettant l'inversion du sens d'écoulement dans la veine d'essais verticale (M); deux pots de mélange, à l'amont (K_1) et à l'aval (K_2) de la veine d'essais, permettant l'homogénéisation

de la température de l'eau et sa mesure (T_E et T_S) par thermocouples, ainsi que la mesure des pressions statiques d'entrée P_E et de sortie P_S ; le circuit de retour (N) et de distribution dans les réservoirs.

L'ensemble du circuit et les réservoirs sont calorifugés pour éviter au maximum les pertes thermiques. L'ajustement de la puissance électrique fournie à la lame d'eau est assuré par une armoire de régulation (L) (redresseur à thyristors triphasé) alimentée par un transformateur propre à l'installation (160 kVA). Le réglage de puissance se fait dans la gamme $0\text{--}300\text{ V}$, $0\text{--}500\text{ A}$.

Chaque essai entrepris sur la boucle consiste, à pression, température d'entrée et vitesse constantes, à obtenir par variation de la puissance de chauffage, un

régime d'écoulement monophasique et un régime avec ébullition dans le canal, prenant naissance à une abscisse fixe correspondant au point IBE.

Un bilan conductif dans l'épaisseur de la paroi permet, à partir de la connaissance de quatre températures voisines, d'accéder à la température de paroi T_p et à la densité de flux pariétale ϕ_p dans chaque section de mesure. La Fig. 5 montre une coupe longitudinale partielle d'une telle section de mesure. Les variables nécessaires sont définies sur la figure. Le bilan s'effectue sur un rectangle, de côtés ΔX et ΔY entourant le thermocouple central (température T). Pour une largeur unité de canal, la conservation du flux s'écrit

$$\Delta X \phi_p = \Delta X \phi_1 + \Delta Y (\phi_2 + \phi_3).$$

Les densités de flux ϕ_1 , ϕ_2 , ϕ_3 sont supposées constantes respectivement sur chacun des côtés du rectangle, et évaluées à partir des gradients de température $(T_1 - T)/\Delta Y$, $(T_2 - T)/\Delta X$ et $(T_3 - T)/\Delta X$, ce qui suppose l'indépendance des conductions longitudinales et transversales. La connaissance de ϕ_p permet d'accéder ensuite, à partir de la température T , à l'évaluation de T_p (approximation au premier ordre).

On peut alors tracer pour chaque essai, les courbes d'évolution en x de la température de paroi $T_p(x)$, de la densité de flux locale $\phi_p(x)$, d'où la température moyenne $T_m(x)$ et le nombre de Nusselt $Nu(x)$.

DETECTION ET POSITIONNEMENT DE L'EBULLITION

En écoulement monophasique, la paroi très épaisse et le rapport de conductivité thermique solide-fluide important, ont pour conséquence un étalement de la température de surface, conformément à ce qui est écrit plus haut. La présence de fuites thermiques par conduction dans la paroi en début de canal, contribue également à cet étalement donc à la diminution de la longueur d'établissement du régime thermique, puisque le coefficient d'échange prend en début de canal, une valeur moins grande qu'en absence de couplage où il serait théoriquement infini à l'abscisse $x^+ = 0$ correspondant au début de la zone chauffante.

Dans la partie thermiquement établie, le coefficient d'échange atteint une valeur identique à celle qu'il aurait en absence de couplage, conformément à [16], la corrélation la plus proche de nos résultats étant celle de Lafay [17]:

$$Nu = 0,0329 Re^{0,766} Pr^{0,356} (\mu_p/\mu_m)^{0,26}.$$

Au-delà d'une vitesse de 3 m s^{-1} dans le canal, le repérage visuel du début d'ébullition ne serait plus possible sans moyen de détection approprié mais la connaissance de la courbe $T_p(x)$ le permet.

Sur la Fig. 6 sont reportées les évolutions de T_p en fonction de x/D_H pour trois sous-refroidissements distincts ΔT_{SUB_e} , à l'entrée du canal: 83, 51 et 24°C (respectivement courbes I, II, III). Pour chacune de ces valeurs de ΔT_{SUB_e} , sont reportées les évolutions de T_p en régime monophasique (indice a) et avec naissance de l'ébullition au premier tiers du canal entre $x^+ = 8$ et $x^+ = 9$ (indice b).

On constate sur la courbe I_b , relative au fort sous-refroidissement, une chute rapide de T_p après apparition de l'ébullition, ainsi qu'un point d'inflexion, manifestation inexistante sur la courbe I_a relative au régime monophasique. La chute de T_p dans ce dernier cas, en bout de canal, correspond aux fuites thermiques par conduction aux extrémités. Les mêmes remarques sont encore valables pour les courbes II relatives à un sous-refroidissement moyen. Pour les courbes III, il n'est plus possible de distinguer le régime d'ébullition du régime monophasique en raison de la conduction dans la paroi qui atténue les variations longitudinales de flux et de température (phénomène de couplage). Sur l'ensemble des essais, ce critère de détection s'est révélé satisfaisant pour des sous-refroidissements supérieurs à 35°C .

La Fig. 7 montre les évolutions de $T_p(x)$ à vitesse et sous-refroidissement constant ($V = 1 \text{ m s}^{-1}$, $T_{SUB_e} = 48^\circ\text{C}$) pour des densités de flux moyennes de 52, 58, 64, 69, 75 W cm^{-2} [respectivement courbes (1) à (5)]. La courbe (1) correspond à un régime monophasique, les courbes (2) à (5) à un début d'ébullition situé respectivement aux abscisses $x^+ = 16,25$; $11,25$; $8,75$ et $5,1$. La première abscisse où $dT_p/dx^+ = 0$, coïncide avec le

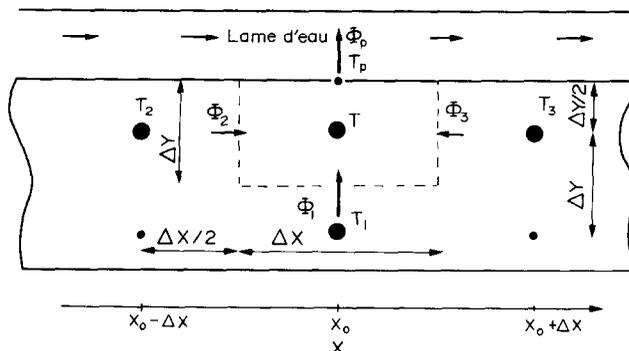


FIG. 5.

début d'ébullition pour les courbes (2), (3) et (4). Pour la courbe (5), la coïncidence n'est pas réalisée à cause de la proximité de l'entrée du canal chauffant où se manifestent les effets de fuites et d'établissement thermique. Sur l'ensemble des essais, ce critère s'est révélé satisfaisant pour localiser un début d'ébullition situé entre les abscisses $x^+ = 7,5$ et 19 pour une longueur chauffante $L/D_H = 25$. Il faut noter l'extrême sensibilité de la position du début d'ébullition avec la variable densité de flux. Ceci est imputable à la forte conduction thermique du cuivre induisant un fort couplage dans la paroi qui tend à étaler les variations longitudinales de $\phi_p(x)$ donc à destabiliser la position du point IBE. Aucune étude, à notre connaissance ne s'est attachée à étudier le déplacement du point IBE dans le cas d'un fort couplage par paroi épaisse non chauffée dans la masse. Généralement, les études ont porté sur la valeur du coefficient d'échange, en présence d'une paroi mince, chauffée par effet Joule, comme il a été dit plus haut. Il faut noter que si la position du point IBE est très sensible à la densité de flux de chaleur, il a été possible cependant d'ajuster avec précision ce point dans le canal, évitant ainsi une prise en bloc de l'ébullition.

CONDITIONS THERMIQUES AU POINT D'APPARITION DE L'EBULLITION

On trouve généralement, au point IBE, des expressions de type $\Delta T_{SUB} = K\phi/V$ ou $K\phi/h$ pour des canaux chauffés à densité de flux constante, sans effet de couplage et en écoulement thermiquement établi [8, 9].

Pour un ensemble d'essais groupés dans le temps sur une même plaque de cuivre, ceci afin de s'affranchir des effets de vieillissement de l'eau et de la surface d'échange, la Fig. 8 donne deux représentations de $\Delta T_{SUB,IBE}$ en fonction de ϕ_p/V et ϕ_p/h . On note sur la première qui correspond au modèle de Bowering [18], une disper-

sion importante des points expérimentaux autour de la droite des moindres carrés. Elle s'explique par le fait que, l'écoulement n'étant pas établi thermiquement avant le détachement des bulles, le critère d'équilibre de la bulle dans la couche limite ne peut s'appliquer. La seconde représentation proposée par Ünal utilise la valeur de h en écoulement monophasique établi, régime qui est supposé précéder le point de début d'ébullition. Or, tel n'est pas le cas pour nos essais où le coefficient de transfert thermique avant l'ébullition est supérieur à sa valeur en écoulement établi, puisque le point IBE apparaît dans la zone d'établissement du régime thermique. Ünal donne pour valeur du rapport $a = (\Delta T_{SUB,IBE})/(\phi/h)$, $a = 0,665 \pm 27,5\%$ ce qui reste compatible avec nos résultats expérimentaux pour lesquels les valeurs de a sont comprises entre 0,46 et 0,73.

Nos moyens de mesure nous permettant d'accéder aux valeurs locales de ϕ_p et h au point IBE, nous avons gardé l'idée d'une représentation de $\Delta T_{SUB,IBE}$ en fonction de ϕ_p/h , mais en prenant sa valeur locale c'est-à-dire $T_p - T_m$ au point IBE. Les mêmes points expérimentaux que ci-dessus sont portés sur la Fig. 9. Ils sont relatifs à des écoulements ascendant et descendant, pour trois vitesses différentes 0,5 ; 1 et 1,5 $m s^{-1}$ et pour un sous-refroidissement compris entre 25 et 82°C. La faible dispersion des points expérimentaux autour de leur régression linéaire qui sépare le plan en deux régions (monophasique et ébullition sous-refroidie), permet d'écrire qu'au point IBE, le rapport

$$\left(\frac{T_{SAT} - T_m}{T_p - T_m} \right) \text{ est constant.}$$

Dans le but d'accroître le champ d'application de ce résultat relatif à une courte période d'expérimentation, on a rassemblé sur la Fig. 10 les résultats d'essais portant sur une période plus longue. On prend ainsi on compte d'une part, une dégradation possible de l'eau

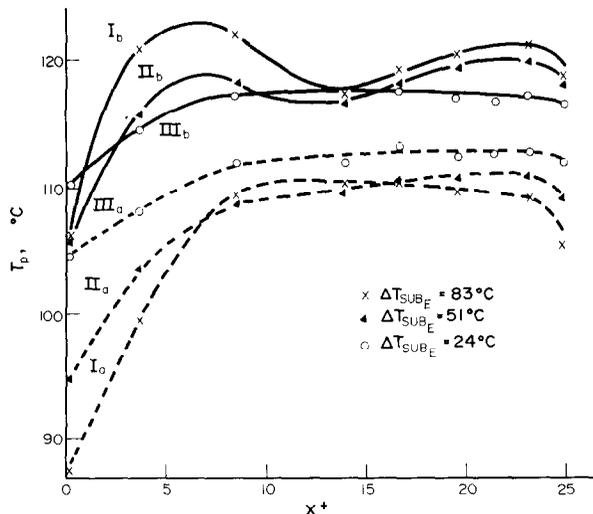


FIG. 6.

dégazée (chargement en particules) et d'autre part, une modification volontaire et involontaire de l'état de la surface d'échange (formation progressive d'un dépôt). De plus, cela permet de porter sur la même figure les points obtenus pour des plages de vitesse, de sous-refroidissement et de densité de flux élargies. Pour ces essais, le début d'ébullition s'est situé dans le canal entre $x^+ = 7,5$ et 19, donc à divers stades de l'établissement du régime thermique, pour les deux sens possibles de l'écoulement.

Pour un domaine limité par $V = 0,4-3 \text{ m s}^{-1}$, $\Delta T_{\text{SUB}_E} = 20-90^\circ\text{C}$, $\phi = 0,1-1,50 \text{ MW m}^{-2}$ et indépendamment des conditions expérimentales de sens d'écoulement, d'établissement du régime thermique, d'intensité du couplage par la paroi et d'état de surface, on trouve au point IBE de naissance de l'ébullition

$$a = \left(\frac{T_{\text{SAT}} - T_m}{T_p - T_m} \right) = 0,83 \pm 9\%$$

La précision obtenue ici avec les valeurs locales des variables est très supérieure à celle que donne Ünal car cet auteur rassemble les résultats de nombreux expérimentateurs pour lesquels les conditions de fonctionnement et de détection de l'ébullition ne sont pas uniformes ni toujours bien connues. La valeur trouvée pour a , supérieure à celle de Ünal, semble logique dans la mesure où ce dernier utilise une valeur de h sans doute inférieure à sa valeur réelle puisque dans des conditions d'écoulement établi, l'ébullition commence avant le détachement des bulles. Celles-ci éclatent en paroi, induisant une microconvection efficace pour le

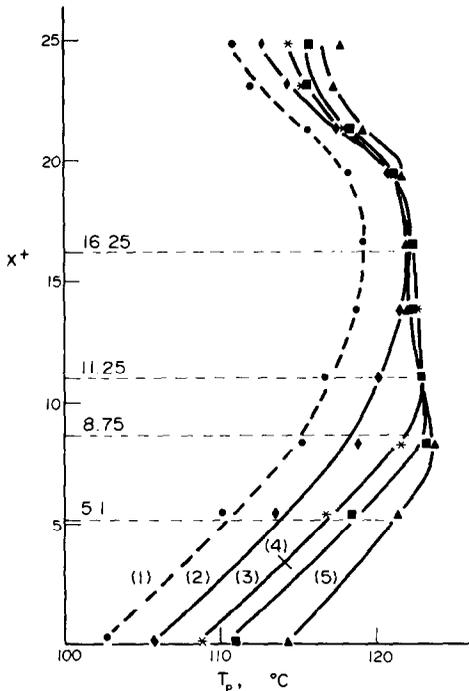


FIG. 7.

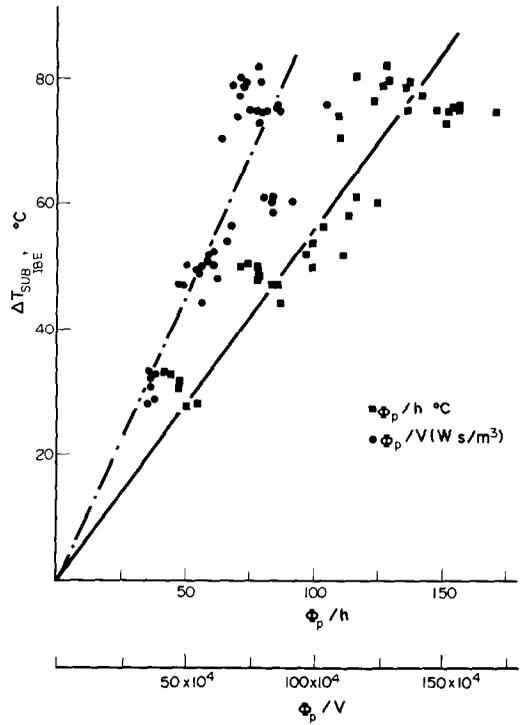


FIG. 8.

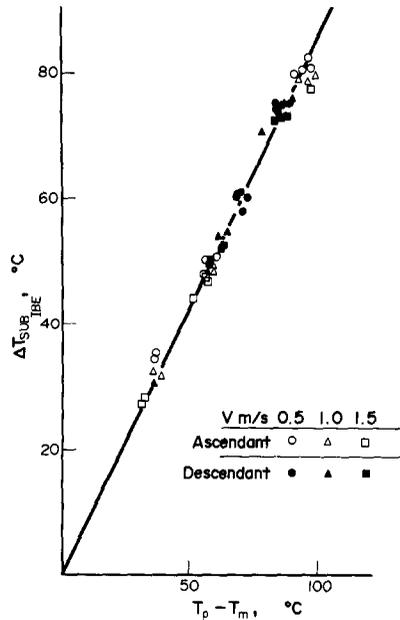


FIG. 9.

transfert thermique qui se superpose à l'échange monophasique quasiment constant.

Les résultats de cette étude ont été appliqués avec succès au système de refroidissement par lame d'eau des lingotières de coulée continue d'acier. En particulier, on peut prévoir avec une meilleure précision qu'Ünal, les conditions d'apparition de l'ébullition dans le canal. Par exemple, en tirant de [4], un point de fonctionnement d'une lingotière caractérisé par ϕ/h

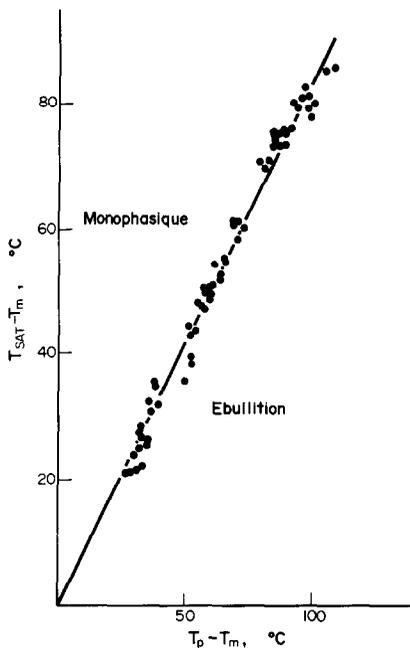


FIG. 10.

= 95°C, la corrélation de Únal conduirait à une valeur $\Delta T_{SUB_{IBE}} = 52^\circ\text{C}$ avec une incertitude de 25°C tandis que, pour la même valeur du sous-refroidissement, celle présentée ici donne sur $\Delta T_{SUB_{IBE}}$ une incertitude de seulement $\pm 5,5^\circ\text{C}$ à $T_p - T_m = 63^\circ\text{C}$. Ceci permet, moyennant une instrumentation de la lingotière pour connaître la température de paroi, de prévoir avec une bonne précision le risque de mise en ébullition de la lame d'eau et d'éviter ainsi les conséquences d'un accident de refroidissement.

CONCLUSION

L'étude expérimentale qui est décrite ici apporte des résultats nouveaux sur les transferts en régimes mono et diphasique, dans un canal vertical court, de section rectangulaire, chauffée sur une face, par conduction dans une plaque de cuivre épaisse et courte, où le régime thermique n'est pas établi.

En régime monophasique, on montre que les résultats de la littérature ne peuvent généralement pas s'appliquer directement dans une telle configuration en raison de l'existence d'effets d'extrémité et de couplage par la paroi.

Pour les régimes diphasiques, on montre qu'il est possible, à partir de la connaissance de la température de paroi, de détecter le début de l'ébullition qui correspond au détachement des bulles. On donne pour ce point particulier, une relation permettant de prévoir avec une bonne précision les conditions thermiques d'apparition de l'ébullition, indépendante des paramètres tels que la vitesse, le sous-refroidissement initial, l'état de surface, l'intensité de couplage en paroi, et le degré de développement de la couche limite thermique

$$\left(\frac{T_{\text{sat}} - T_m}{T_p - T_m} \right)_{\text{IBE}} = 0,83 \pm 9\%$$

L'application de ce résultat aux systèmes de refroidissement par lame d'eau des lingotières de coulée continue d'acier a pu être faite dans les cas de bon fonctionnement. La nécessité de connaître la température de paroi lors d'un accident de refroidissement qu'il est impensable de provoquer volontairement, n'a pas permis jusqu'alors de vérifier la valeur critique du rapport $(T_{\text{SAT}} - T_m)/(T_p - T_m)$. Cependant, dans tous les cas de fonctionnement normal du système de refroidissement, on a pu vérifier que l'on se trouvait bien du côté monophasique de la courbe de la Fig. 10.

REFERENCES

1. M. Courtaud et K. Schleisiek, Pertes de pression en ébullition locale à basse pression dans les canaux de section rectangulaire. Note CEA-N-1054, Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble (1969).
2. R. Ricque et R. Siboul, Ebullition locale de l'eau en convection forcée. Rapport CEA-R-3894, Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble (1970).
3. S. Fabrega, Le calcul thermique des réacteurs de recherche refroidie par eau. Rapport CEA-R-4114, Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble (1971).
4. R. Albery, A. Leclercq, D. Amaury et M. Lahousse, La lingotière de coulée continue de brames et son bilan thermique, *Revue de Métallurgie* 73, 545 (1976).
5. M. Martin et M. Humbert, Etude locale du transfert thermique dans les zones d'apparition de l'ébullition nucléée dans un canal rectangulaire court soumis à un haut flux de chaleur. Compte rendu d'étude pour la D.G.R.S.T. (1980).
6. J. G. Collier, *Convective Boiling and Condensation*, Chap. 5. McGraw-Hill (1972).
7. W. M. Bergles et W. M. Rohsenow, The determination of forced convection surface boiling heat transfer, *J. Heat Transfer* 86, 365-372 (1964).
8. Y. Y. Hsu et R. W. Graham, *Transport Processes in Boiling and Two Phase Systems*, Chap. 8. McGraw-Hill (1976).
9. H. C. Únal, Void fraction and incipient point of boiling during the subcooled nucleate flow boiling of water, *Int. J. Heat Mass Transfer* 20, 409-419 (1977).
10. H. C. Únal, Determination of the initial point of net vapor generation in flow boiling systems, *Int. J. Heat Mass Transfer* 18, 1095-1099 (1975).
11. J. Costa, Mesure de la perte de pression par accélération et étude de l'apparition du taux de vide en ébullition locale à basse pression. Note T.T. 244, Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble (1966).
12. A. V. Luikov, Conjugate convective heat transfer problems, *Int. J. Heat Mass Transfer* 17, 257-265 (1974).
13. J. Gosse, Analyse simplifiée du couplage conduction-convection pour un écoulement à couche limite laminaire sur une plaque plane. Communication aux Journées d'Etudes CNRS à ORSAY (1977) et *Revue Générale de Thermique*, XIX, pp. 967-971 (1980).
14. M. Sakakibara et K. Endoh, Effect of conduction in wall on heat transfer with turbulent flow between parallel plates, *Int. J. Heat Mass Transfer* 20, 507-516 (1977).
15. T. L. Chuck et J. E. Myers, The effect of heater plate thickness on boiling heat transfer coefficients, *Int. J. Heat Mass Transfer* 21, 187-191 (1978).
16. R. Bartolini, G. Guglielmini et E. Nannei, Experiments of forced convection nucleate boiling: influence of thickness

- and thermal properties of heating walls, *XV International Congress of Refrigeration*, B1-13, Venezia (Sept. 1979).
17. J. Lafay, *Mesure du coefficient d'échange thermique de l'eau en convection forcée dans un canal rectangulaire*. Note CEA-N-1144, Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble (1969).
18. R. W. Bowering, *Physical model based on bubble detachment and calculation of steam voidage in the subcooled region of a heated channel*. Halden Reactor Project, HPR 10 (1962).

CONDITIONS FOR NUCLEATE BOILING OCCURRENCE IN FORCED CONVECTION FLOW IN A SHORT CHANNEL. INFLUENCE OF LONGITUDINAL CONDUCTION IN A THICK WALL

Abstract — This study gives new results about heat transfer in a vertical, rectangular short channel, heated on one side (thick wall), in condition of a thermally non-established flow.

Without boiling, we point out that usual correlations are not valid, because combined effects of wall-conduction and convection. With two-phase flow, detection and localization of the initial point of bubbles departure is possible.

A criterion is proposed to predict the thermal conditions on the occurrence of this point, applicable in the following ranges: velocity $0.4-3 \text{ m s}^{-1}$, subcooling from $20-90^\circ\text{C}$ and heat flux from $0.1-1.5 \text{ MW m}^{-2}$.

ERSCHEINUNGSBEDINGUNGEN DES SIEDENS IN ERZWUNGENER KONVEKTION IN EINEM KÜRZEN KANAL. INFLUENZ DER LÄNGSWÄRMELEITUNG IN EINER DICKE WAND

Zusammenfassung — Untersuchungsergebnisse über der Wärmeübergang in einem einseitigen gewärmten senkrechten kurzen und recht-eckigen Kanal, in thermisch unetablierten System, werden hier vorgeführt.

Ohne Sieden, wegen der Kopplung Wärmeleitfähigkeit-Wärmeübergang, sind die bestehenden Korrelationen nicht verwentbar. Die Aufspürung und Begrenzung des Entlösungspunktes der Blasen werden in einem zwei phasischen System ermöglicht.

Ein Voraussichtskriterium für die Erscheinung des Blasenlösungspunktes gültig in den Bereichen der Geschwindigkeit von $0,4 \text{ bis } 3 \text{ m s}^{-1}$, der Unterkühlung von $20 \text{ bis } 90^\circ\text{C}$ und der Wärmestromdichte von $0,1 \text{ bis } 1,5 \text{ MW m}^{-2}$, wird vorgeschlagen.

УСЛОВИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ПУЗЫРЬКОВОГО КИПЕНИЯ ПРИ ТЕЧЕНИИ С ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИЕЙ В КОРОТКОМ КАНАЛЕ. ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ СТЕНКИ БОЛЬШОЙ ТОЛЩИНЫ

Аннотация — Приводятся новые результаты по теплопереносу в вертикальном прямоугольном коротком канале, одна из стенок которого (большой толщины) нагревается, а течение в канале является термически неустановившимся. Показано, что при отсутствии кипения нельзя использовать общепринятые соотношения из-за совместного влияния теплопроводности стенки и конвекции. При двухфазном течении можно определить местоположение начальной точки отрыва пузырьков. Предложен критерий для определения термических условий, необходимых для возникновения отрыва, который можно использовать в следующих диапазонах изменения параметров: скорости от $0,4 \text{ до } 3 \text{ м/сек}$, недогрева от $20 \text{ до } 90^\circ\text{C}$ и теплового потока от $0,1 \text{ до } 1,5 \text{ МВт/м}^2$.