

**Hydrotechnique des liquides industriels****QUESTION II**1<sup>re</sup> PARTIE**RAPPORT 3****ÉTUDE EXPÉRIMENTALE****DE LA CONVECTION MIXTE EN SODIUM**

M. WENDLING, R. RICQUE et R. MARTIN

Département de Transfert et Conversion d'Énergie,  
Service des Transferts thermiques,  
Centre d'Études nucléaires de Grenoble.

Présentation des résultats d'une étude expérimentale de la convection mixte dans un canal vertical de section droite rectangulaire et chauffé sur une seule face. Qualitativement, on retrouve des résultats déjà obtenus sur des fluides classiques notamment pour les faibles valeurs du nombre de Peclet et pour des canaux d'essais de grande section. L'influence des forces de volume est bien corrélée en utilisant le rapport du nombre de Grashof modifié au nombre de Reynolds et la formule proposée conduit à des valeurs du coefficient d'échange proches de celles obtenues dans des cas analogues par les spécialistes soviétiques.

*The results are given of an experimental study of mixed convection in an upright channel with a rectangular cross-section and heat only applied on one side. The qualitative results obtained agreed with previous experimental data for conventional fluids, especially at low Peclet numbers in channels with large cross-sectional areas. Satisfactory correlation of the volume forces was achieved by applying the ratio between the modified Grashof number and Reynolds number. A formula is suggested which gives similar values of the transfer coefficient to those Russian researchers have derived for similar cases.*

**NOMENCLATURE**

- $b$  épaisseur du canal;  
 $D_h$  diamètre hydraulique;  
 $G$  nombre de Grashof;  
 $G^*$  nombre de Grashof modifié,  
 $G^* = G \times N_u$ ;  
 $h$  coefficient d'échange;  
 $N_u$  nombre de Nusselt;  
 $P_r$  nombre de Prandtl;  
 $P_e$  nombre de Peclet;  
 $R_e$  nombre de Reynolds;  
 $T$  température;  
 $W$  vitesse débitante;  
 $Z$  paramètre utilisé par Brown, Volchkov :  $Z = \left( \frac{D_h}{16b} \frac{G^*}{R_e} \right)^{1/4}$ ;  
 $\varphi$  densité de flux thermique.

**Introduction.**

Dans la plupart des applications industrielles, les échanges de chaleur entre une paroi et un fluide s'effectuent par convection forcée; les forces de volume résultant des différences de température ont un effet suffisamment faible pour pouvoir être négligées. Cependant, dans certains cas, leur influence peut être du même ordre que celle due à la convection forcée; l'écoulement est modifié et les formules classiques permettant le calcul des coefficients d'échanges ne peuvent plus être utilisées. L'étude de ces transferts de chaleur particuliers (convection mixte) dans les fluides classiques a montré que les phénomènes étaient très complexes et encore mal connus.

Dans le cas des métaux liquides, les études sont peu nombreuses; c'est la raison pour laquelle a

été effectuée la présente recherche qui a fait l'objet d'une thèse par M. Wendling [1] concernant les problèmes de convection mixte rencontrés, en particulier, dans les réacteurs nucléaires à neutrons rapides refroidis par sodium; la configuration retenue pour les réacteurs intégrés de type Phénix est propice à ce genre d'échange: des masses très importantes de sodium situées entre la cuve contenant le cœur et la cuve de sécurité sont animées des mouvements plus ou moins lents résultant des échanges par convection naturelle et des courants de recirculation créés par le sodium froid refoulé par les échangeurs.

### Dispositif et domaine expérimental.

L'installation d'essais est un circuit fermé (boucle CNNa) sur lequel sont disposés successivement un canal d'essais, un échangeur, une pompe et un débitmètre électromagnétiques. Le dispositif est classique; seul, le canal d'essais présente quelques particularités:

— par ses dimensions: c'est un canal vertical de 2 m de hauteur chauffante; la section droite rectangulaire est réglable de 3,4 cm  $\times$  40 cm à 16,4 cm  $\times$  40 cm;

— par ses conditions aux limites: une face verticale du canal est chauffée indirectement à densité de flux thermique constante (surface chauffée 2 m  $\times$  0,4 m). Les deux faces latérales et la face opposée à la paroi chauffée sont adiabatiques. Cette dernière, constituée par un caisson isolant, permet, par son déplacement parallèlement à elle-même, de faire varier l'épaisseur du canal; cette paroi sera par la suite appelée paroi mobile;

— par son instrumentation: les profils longitudinaux de température sont relevés sur les parois chauffante et adiabatique tous les 8 cm; une sonde rotative à axe vertical permet de relever à sept niveaux fixes dans le canal les profils transversaux de température.

L'écoulement du fluide est ascendant; la température moyenne du fluide est relevée à l'entrée et à la sortie du canal.

Le domaine expérimental tente de recouvrir les conditions régnant dans l'intercuve.

Les débits et, par suite, les vitesses débitantes du fluide sont faibles; ces dernières sont comprises entre 0,15 et 20 cm/s ce qui correspond à des valeurs du nombre de Péclet (produit du nombre de Reynolds par le nombre de Prandtl) variant entre 5 et 185.

Les densités de flux thermiques sont réalistes, elles ont varié entre 2,6 et 8,1 W/cm<sup>2</sup>, ce qui conduit à des valeurs du nombre de Grashof mo-

difié, caractérisant les échanges de chaleur en convection naturelle et à densité de flux thermique constante (le nombre de Grashof modifié est égal au produit du nombre de Grashof par le nombre de Nusselt) variant entre  $3 \cdot 10^7$  et  $3 \cdot 10^{10}$ .

### Résultats expérimentaux.

Les résultats obtenus peuvent être divisés en deux groupes:

Les uns, qualitatifs, où l'on montre que les phénomènes observés en sodium semblent être analogues à ceux déjà notés pour les fluides classiques. Cette analogie est très importante car les essais de compréhension des phénomènes peuvent alors être réalisés avec des fluides où les mesures sont plus aisées (mesure de vitesses locales notamment).

Les autres, quantitatifs, sont propres au sodium. Pour le domaine expérimental exploré, on propose une corrélation qui permet le calcul des coefficients d'échange.

### Résultats qualitatifs. Profils longitudinaux de température.

Sur la figure 1, on présente un exemple de profils longitudinaux de température; chaque température est donnée en fonction de la cote exprimée en centimètres; les cotes  $Z = 0$  et  $Z = 200$  correspondent respectivement au début et à la fin de la zone chauffante. La courbe supérieure correspond aux températures relevées dans l'épaisseur de la paroi chauffante, la courbe immédiatement inférieure aux températures de la face mouillée de cette paroi, compte tenu du gradient thermique de conduction. Les signes en forme de croix représentent des valeurs de la température de la face mouillée obtenue par extrapolation à partir des relevés des profils transversaux. La droite tracée sur le graphique représente l'évolution de la température moyenne du fluide, calculée par bilan thermique et enfin, la courbe inférieure est celle des températures mesurées sur la paroi mobile.

L'évolution de ces différents profils n'est pas spécifique au sodium; en effet, de nombreux autres expérimentateurs ont obtenu des profils de température de paroi chauffante qui présentent un maximum, lorsqu'on prend comme référence la droite de bilan thermique. Plusieurs explications ont déjà été avancées: A. Pirovano et al. [2] et J.A. Riley [3] supposent que cette valeur maximum de la température de paroi chauffante, qui

correspond pour le coefficient d'échange local à une valeur minimum, représenterait la fin du régime laminaire, l'établissement du régime turbulent se réalisant dans les 10 à 15 cm qui suivent. Cette supposition ne semble pas bien convenir aux essais présentés car, d'une part, l'écoulement à l'entrée du canal présente dans la plupart des cas une valeur du nombre de Reynolds supérieure à la valeur critique et, d'autre part, la forme géométrique du canal avant la partie chauffante (sans longueur de tranquillisation) contribue à perturber l'écoulement.

N.S. Alferov et al. [4] attribuent cet extremum à une relaminarisation de l'écoulement, l'épaisseur de la sous-couche laminaire croissant jusqu'à une valeur critique correspondant au minimum du

coefficient d'échange ; il y a alors changement de nature de cette sous-couche et le coefficient d'échange augmente. Cet effet de laminarisation due aux forces de volume et que l'on retrouve chez A. Steiner [5] peut être aussi due à une accélération de l'écoulement comme le montrent P.M. Moretti et al. [6] et W.B. Hall [7]. Ce phénomène ne semble toutefois pas expliquer totalement les résultats obtenus : on ne sait que penser, comme on le verra plus loin à propos des valeurs du coefficient d'échange, d'une relaminarisation qui conduit à des coefficients d'échange inférieurs à ceux calculés en laminaire ?

Par contre, le modèle proposé par W.B. Hall [8] semble plus satisfaisant bien que les connaissances actuelles relatives aux échanges par

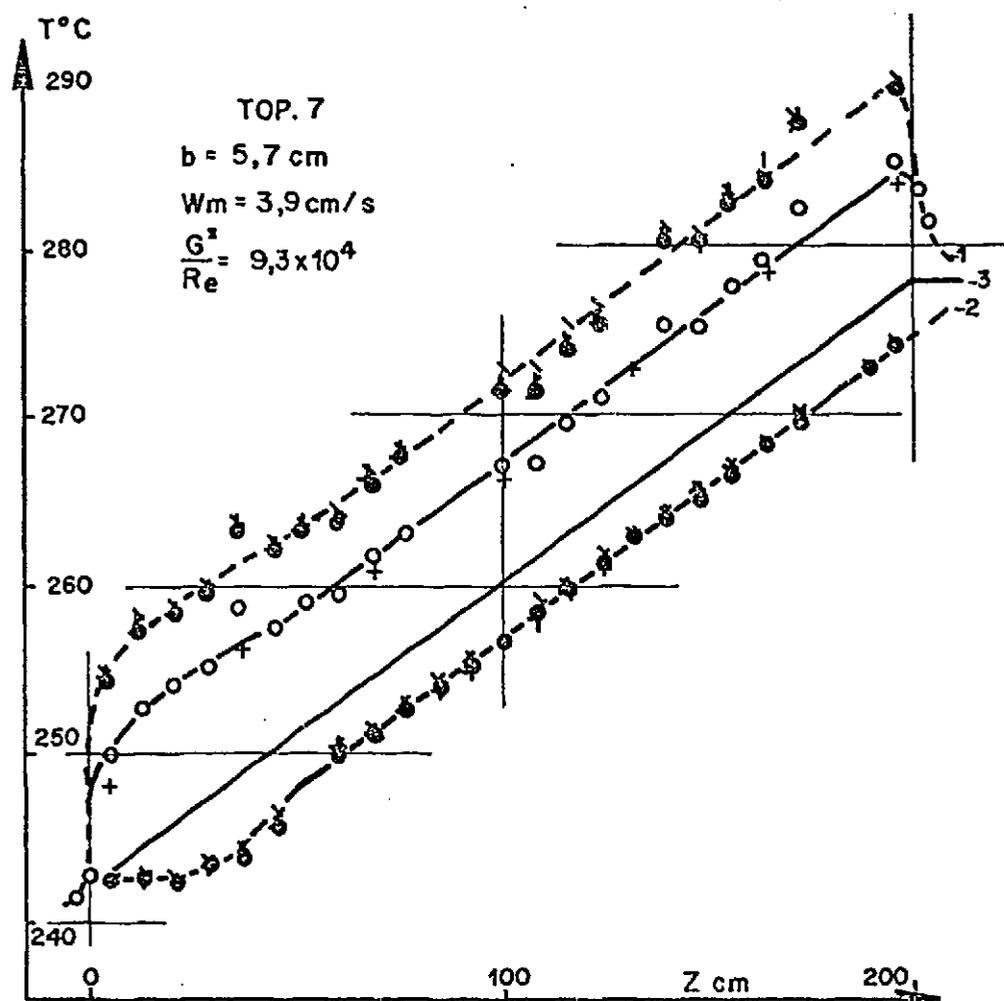


FIG. 1

convection naturelle turbulente soient encore insuffisantes. W.B. Hall suppose que les écoulements dus à la convection naturelle, près de la paroi chauffante et à la convection forcée sont pratiquement indépendants, les échanges entre ces deux écoulements étant d'autant plus importants que les vitesses sont différentes. Il est, par suite, conduit à l'hypothèse que le coefficient d'échange minimum correspond au cas où la vitesse moyenne de l'écoulement forcé est égale à la vitesse maximum de l'écoulement dû à la

convection naturelle. Ces hypothèses, partiellement vérifiées par des mesures de niveau de turbulence, qui pourraient expliquer l'évolution du coefficient d'échange moyen en fonction de la vitesse (lorsque la vitesse moyenne de l'écoulement croît, le coefficient d'échange moyen passe par une valeur minimum) peuvent probablement être utilisées dans notre cas pour expliquer l'évolution du coefficient d'échange local (donc celle de la température de paroi chauffée) dans la zone d'établissement de régime.

### Profils transversaux de température.

Sur les figures 2 et 3, on présente deux profils transversaux de température : la différence de température  $T_{\text{paroi}} - T_y$  est portée en fonction de la distance réduite  $y$ .

Pour des valeurs du rapport  $G^*/R_e$  inférieures à  $10^6$  (fig. 2), on observe sur la figure que pour des cotes  $Z$  supérieures à 36 cm (l'origine étant au début de la paroi chauffante) les profils trans-

versaux sont pratiquement tous confondus, permettant ainsi de justifier l'existence d'un régime établi sur la deuxième moitié du canal. Il semble, d'après les résultats obtenus, que l'épaisseur de la couche thermique diminue lorsque le rapport  $G^*/R_e$  augmente, les échanges thermiques se localisant donc de plus en plus près de la paroi chauffante.

Pour des valeurs du rapport  $G^*/R_e$  supérieures à  $10^6$  (fig. 3) les profils relevés sont différents. La zone de gradient thermique transversal nul s'est

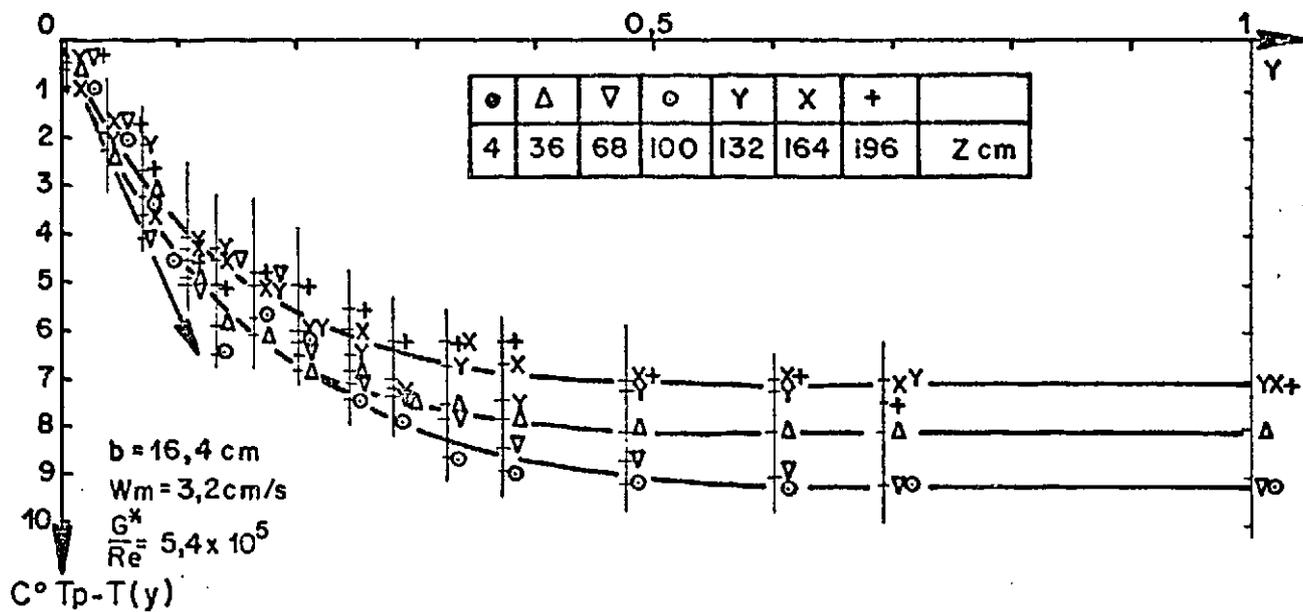


FIG. 2

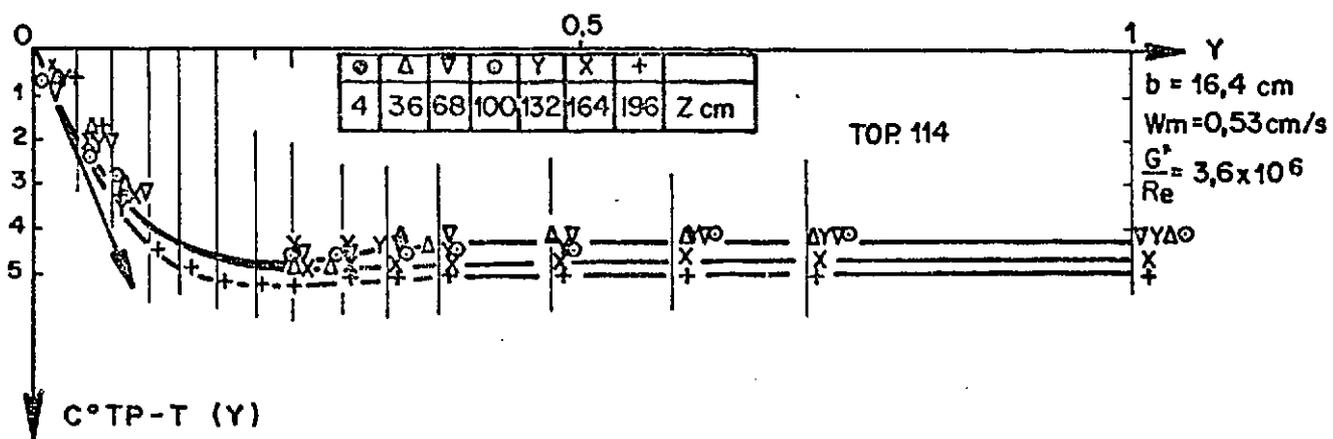


FIG. 3

agrandie et les profils présentent un minimum dont l'amplitude relative croît avec le rapport  $G^*/R_e$ . Ces profils obtenus en sodium caractérisent certainement la présence de courant de retour (reverse-flow) comme l'ont montré les études de T.J. Hanratty [9] sur des écoulements d'eau dans des tubes pour des faibles valeurs du nombre de Reynolds et on est amené à se demander si le profil longitudinal de température relevé sur la paroi mobile, à la forme si particulière, ne rend pas compte de la température du fluide

dans le pseudo parabolöide visualisé par T.J. Hanratty.

### Résultats quantitatifs. Corrélation adimensionnelle des résultats.

Les valeurs du nombre de Nusselt ont été portées en fonction du rapport  $G^*/R_e$  dont l'importance a été particulièrement soulignée par T.J.

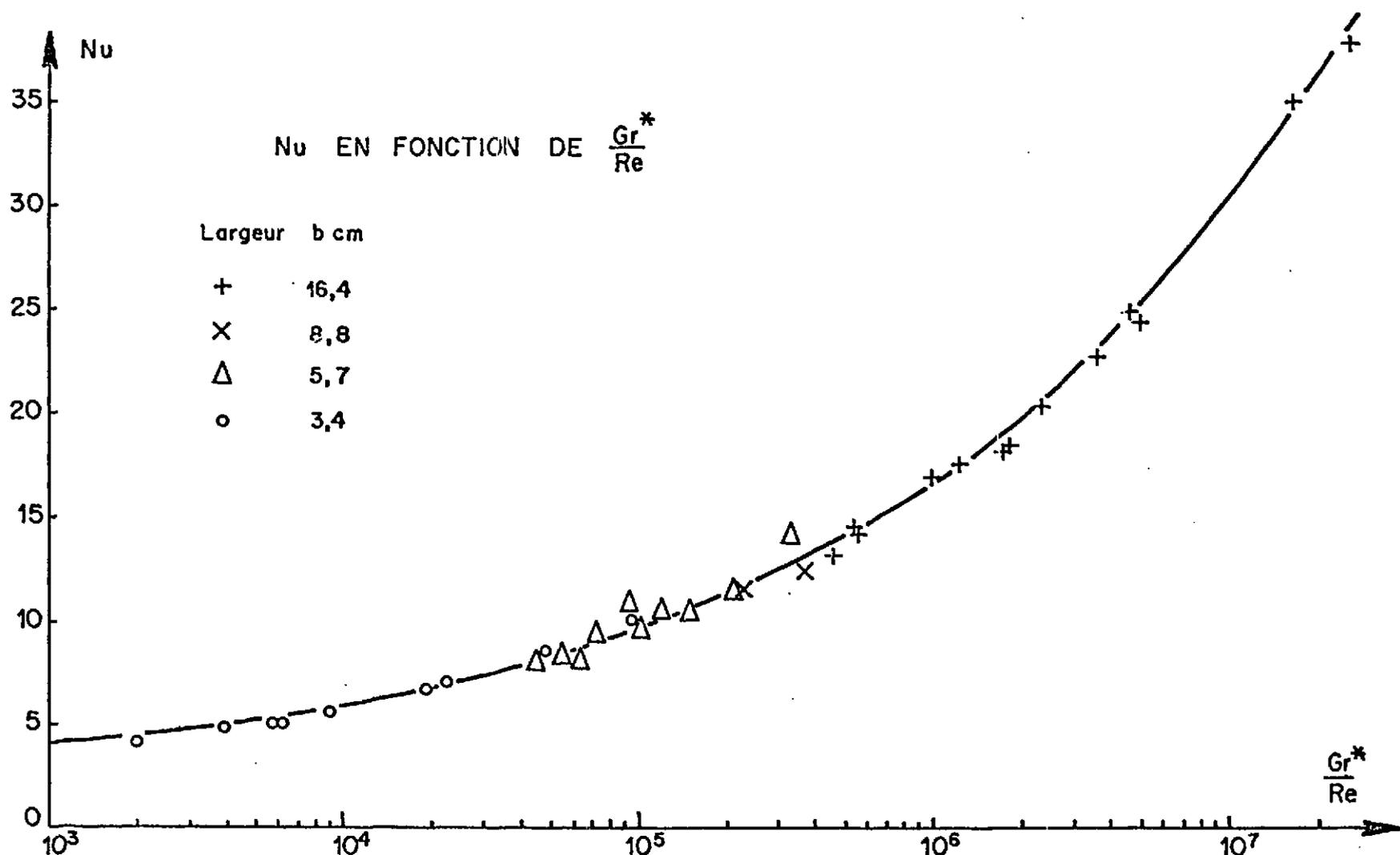


FIG. 4

Hanratty [9] et T.M. Hallman [10]. Le calcul des nombres adimensionnels est effectué en prenant comme longueur caractéristique le diamètre hydraulique du canal et comme température de référence pour les propriétés physiques la température moyenne du fluide entre l'entrée et la sortie du canal.

Dans le domaine expérimental considéré : nombre de Péclet inférieur à 200 et rapport  $G^*/R_e$  compris entre  $3 \cdot 10^7$  et  $3 \cdot 10^{10}$ , l'expression :

$$Nu = 2 + 0,31 \left( \frac{G^*}{R_e} \right)^{0,28}$$

permet de calculer le coefficient d'échange moyen avec une précision évaluée à  $\pm 12\%$  (fig. 4).

Les essais n'ont pas permis de préciser l'influence des autres paramètres comme le nombre de Prandtl ou le rapport  $L/D$  ; le nombre de Prandtl moyen a peu varié au cours de l'étude et les essais effectués avec des longueurs chauffantes plus faibles n'ont pas permis de définir avec précision une zone de régime établi suffisamment longue, donc un coefficient d'échange moyen. Pour permettre la comparaison avec les essais réalisés dans des conditions analogues (écoulements de métaux liquides dans des tubes

verticaux) de L.G. Volchkov [11] et N.A. Ampleev [12], on a représenté sur la figure 5 les variations du nombre de Nusselt en fonction du paramètre  $Z$  défini par W.G. Brown [13] : dans un canal de section rectangulaire

$$Z^4 = \frac{D_h G^*}{16 b R_e}$$

( $D_h$  et  $b$  étant respectivement le diamètre hydraulique et l'épaisseur du canal). Pour des valeurs de  $Z$  comprises entre 10 et 20, les résultats semblent en bon accord.

Sur la même figure, on a porté les résultats obtenus avec les hypothèses de l'écoulement laminaire dans un tube, d'après Brown [13] et pour un canal plan d'après P. Vernier [14] et A. Fiore [15].

On voit que les valeurs du nombre de Nusselt obtenues par le calcul en écoulement laminaire établi sont nettement supérieures aux valeurs expérimentales. Un résultat analogue a été déjà noté par C.K. Brown et W.H. Gauvin qui, au cours d'essais de convection mixte en air dans un tube vertical, ont observé que l'apparition de la turbulence s'accompagnait d'une réduction du coefficient d'échange. M.E. Shitsman [17], E.R.G.

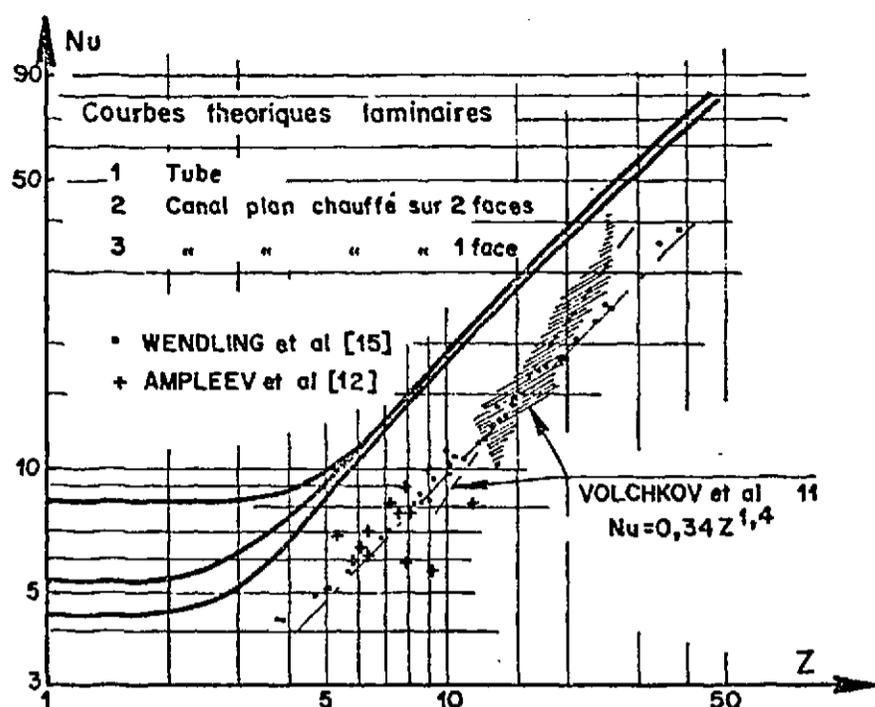


Fig. 5

Eckert et al. [18] ont obtenu également dans des canaux de grand diamètre des coefficients d'échange inférieurs de 25 % aux résultats de calcul en laminaire.

### Conclusions.

La convection mixte dans les métaux liquides ne semble avoir été étudiée jusqu'à présent que comme élément perturbateur. Peu d'études systématiques ont été effectuées et l'interprétation des résultats obtenus est encore délicate. S'il est nécessaire d'effectuer des essais en sodium pour obtenir des résultats quantitatifs (coefficients d'échanges) la compréhension des phénomènes peut être facilitée par des essais réalisés avec des fluides classiques qui présentent des difficultés technologiques de mise en œuvre moins importantes et des possibilités de mesures qui n'existent pas encore pour les métaux liquides.

Dans le domaine des faibles valeurs du nombre de Péclet et pour Z compris entre 10 et 20, les corrélations empiriques de Volchikov et de la présente étude semblent pouvoir fournir avec une bonne approximation la valeur du coefficient d'échange.

### Références.

[1] WENDLING M. — Contribution à l'étude de la convection mixte dans le sodium. Thèse de Docteur Ingénieur, Faculté des Sciences de l'Université de Grenoble, décembre 1970.

[2] PIROVANO, VIANNAY S. et JANNOT M. — Convection naturelle en régime turbulent le long d'une plaque plane. 4<sup>e</sup> Congrès international, Versailles 1970. Communication N.C. 1-8.

[3] RILEY J.A. — Combined convective heat transfer in a vertical channel of rectangular cross section. *The Journal of the British Nuclear Energy Society*, octobre 70.

[4] ALFEROV N.S., RYBIN et B.F. BALUNOV. — Heat Transfer with turbulent water flow in a vertical tube under conditions of appreciable influence of free convection. *Teploenergetika*, 16(12)66-70-1969.

[5] STEINER A. — On the reverse transition of a turbulent flow under the action of buoyancy forces. *J. Fluid mech.* (1971), vol. 47, part 3, pp. 503-512.

[6] MORETTI P.M., KAYS W.M. — Heat transfer to a turbulent boundary layer with varying free stream velocity and varying surface temperature - an experimental study. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 8, p. 1187-1202, 1965.

[7] HALL W.B., JACKSON J.D. — Laminarisation of a turbulent pipe flow by buoyancy forces, 11th National Heat Transfer Conf. Special Session on Laminarisation, turbulent flow, Minneapolis, paper n° 69 HT 55, 1969.

[8] HALL W.B., PRICE P.H. — Mixed forced and free convection from a vertical plate to air, 4<sup>e</sup> Congrès International Versailles 1970, Communication N.C. 3.3.

[9] HANRATTY T.J., ROSEN E.M. et KABEL. — Effect of heat Transfer on flow field at low Reynolds numbers in vertical tubes. *Industrial and Engineering Chemistry*, 50-5 (1968), p. 815-820.

[10] HALLMAN T.M. — Combined forced and free convection in a vertical tube. Thesis, Purdue University, may 1968.

[11] VOLCHKOV L.G., GORTCHAKOV M.K., KIRILOV P.L. et KOSLOV F.A. — Echanges thermiques du sodium et de l'alliage sodium potassium dans des tubes verticaux courts en convection mixte. *Métaux liquides*, p. 32-43 (1967). Editions Moscou.

[12] AMPLEV N.A., KIRILOV P.L., SUBBOTIN V.I., SUVOROV M.Y. — Echanges thermiques par métaux liquides dans un tube vertical pour de faibles valeurs du nombre de Péclet. *Métaux liquides*, p. 15-32 (1967). Editions Moscou.

[13] BROWN W.G. — The superposition of natural and forced convection at low flow rates in a vertical tube - *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieur wesens* 26. *V.D.I. Forschungsheft*, 480 (1960).

[14] VERNIER Ph. — Le problème des propriétés physiques variables pour un écoulement monophasique dans un canal chauffant prismatique vertical. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 13, p. 1199-1214 (1970).

[15] FIORE A., WENDLING M. — Convection naturelle en régime laminaire établi dans les conditions de la bouche CNNA. *Note Service Transferts Thermiques*, n° 303-1969, CENG Grenoble.

[16] BROWN C.K. et W.H. GAUVIN. — Combined free and forced convection heat transfer. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, 43-6 (1965), p. 306.

[17] SHITSMAN M.E. — *Teplofizika vysokikh temperatur*, 1963(2).

[18] ECKERT E.R.G., DIAGUILA and CURRAN A.N. — Experiments on mixed free and forced convective heat transfer connected with turbulent flow through a short tube. *N.A.C.A. Technical note* 2974, 1953.