

# DETERMINATION DES COEFFICIENTS DE CONVECTION D'UN ALLIAGE NaK EN ECOULEMENT TURBULENT ENTRE PLAQUES PLANES PARALLELES

L. DUCHATELLE et L. VAUTREY

Section des Métaux Liquides, Département de Recherche Physique,  
Commissariat à l'Energie Atomique, Paris

(Reçu le 28 Février 1964)

**Résumé**—On présente les résultats\* d'une étude expérimentale des coefficients de convection en écoulement turbulent entre plaques planes parallèles. L'expérimentation a été effectuée à l'aide d'un échangeur à contre courant monté en économiseur, avec de l'eau, puis avec un alliage NaK.

Les résultats obtenus avec l'eau recourent bien les formules classiques.

Les résultats obtenus avec l'alliage NaK sont présentés graphiquement avec d'autres résultats publiés antérieurement, et sont traduits sous forme de relations empiriques.

On donne également pour l'alliage NaK les résultats concernant les mises en régime (régime thermique seul et régime hydrodynamique et thermique superposés).

## NOMENCLATURE

$A, B, C$ , coefficients numériques dans l'expression du nombre de Nusselt, définie en (1);  
 $c$ , chaleur spécifique du fluide;  
 $d_e$ , diamètre hydraulique équivalent;  
 $F$ , coefficient de frottement;  
 $h$ , coefficient de convection;  
 $Nu$ , nombre de Nusselt ( $h d_e / \lambda$ );  
 $Pe$ , nombre de Péclet ( $Re \cdot Pr$ );  
 $Pr$ , nombre de Prandtl ( $c\mu / \lambda$ );  
 $Pr_f$ , nombre de Prandtl à la température moyenne du fluide;  
 $Pr_p$ , nombre de Prandtl à la température de la paroi;  
 $Re$ , nombre de Reynolds  $v d_e \rho / \mu$ ;  
 $v$ , vitesse moyenne du fluide.

## Greek symbols

$\alpha$ , notation pour  $B\phi^{0,8}$ ;  
 $\lambda$ , conductivité thermique du fluide;  
 $\mu$ , viscosité dynamique du fluide;  
 $\rho$ , masse spécifique du fluide;

$\psi$ , rapport des diffusivités turbulentes de la chaleur et de la quantité de mouvement.

DEPUIS plus de dix ans, l'activité de la Section des Métaux Liquides du Commissariat à l'Energie Atomique (Département de Recherche Physique) est centrée sur les problèmes liés à l'utilisation des métaux liquides, sodium et alliages NaK, en tant que fluide de refroidissement des réacteurs.

La grande conductivité thermique des fluides métalliques améliore notablement leurs coefficients d'échange de chaleur par rapport à ceux des fluides classiques, mais les lois qui les régissent sont encore assez mal définies. Les études théoriques ne sont pas toujours en accord avec les résultats expérimentaux, eux-mêmes souvent très dispersés (Fig. 1).

Parmi les différentes études d'échanges thermiques entreprises à la Section des Métaux Liquides, on présente ici les premiers résultats d'une étude expérimentale relative aux coefficients de convection avec un alliage NaK (56 pour cent de K), en écoulement turbulent, entre plaques planes parallèles, avec flux de chaleur sur une seule face. Le domaine exploré va de 3000 à 100000

\* L'essentiel des résultats publiés ici a déjà fait l'objet de la thèse soutenue par L. Duchatelle, en décembre 1963, au Conservatoire National des Arts et Métiers (chaire de Thermique Industrielle, Professeur M. Veron).

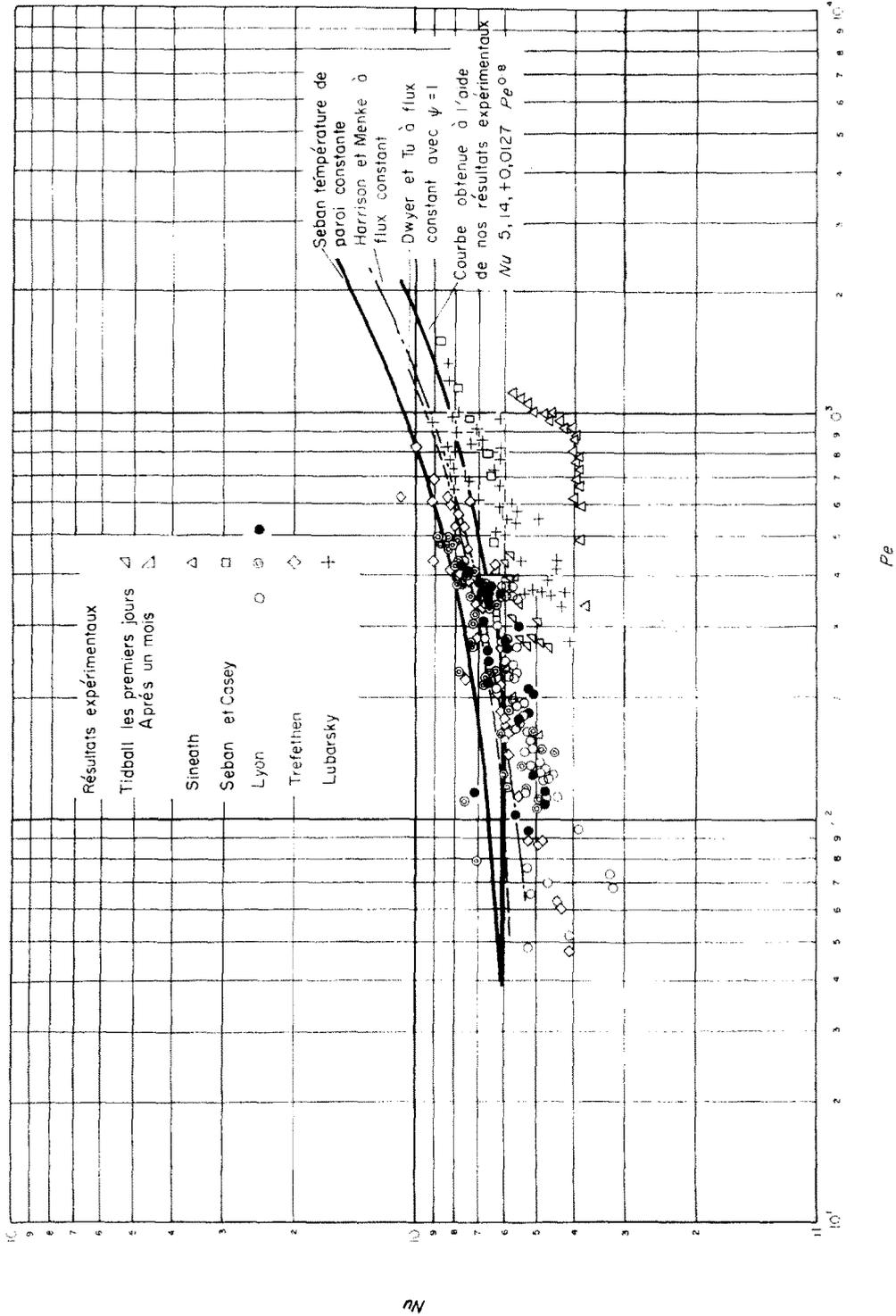


Fig. 1. Valeurs théoriques et expérimentales du nombre de Nusselt pour les métaux liquides en écoulement : entre plaques planes parallèles, dans des espaces annulaires  $De/Di \leq 1,3$ .

environ pour les nombres de Reynolds et de 65 à 1200 environ pour les nombres de Péclet. L'expérimentation a également permis de définir les longueurs d'établissement des régimes hydrodynamique et thermique superposés, ainsi que celles du régime thermique seul.

Les résultats sont également valables pour des sections annulaires minces.

L'expérimentation a été faite préalablement avec de l'eau, dans le but d'étayer les mesures sur le NaK par des résultats sur un fluide classique.

I. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

A. Veines de mesure

Les mesures ont été effectuées sur un échangeur de chaleur (Fig. 2) constitué par deux veines de sections rectangulaires identiques séparées par une plaque épaisse. Cet échangeur est monté en économiseur le fluide chaud circulant dans l'une des veines et le fluide froid circulant à même débit, dans l'autre veine, à contre courant.

Les deux veines ont une section très aplatie ( $4 \times 110$  mm), ce qui permet d'assimiler

l'appareil à des plaques planes infinies dans le sens transversal. La longueur d'échange est d'environ 150 diamètres hydrauliques équivalents ( $d_e$ ), exactement 1221 mm. L'une des veines comporte en outre à une extrémité une longueur d'entrée d'environ  $50 d_e$  (exactement 403 mm) sans échange thermique. Des manchettes coniques raccordent les tuyauteries à l'échangeur et permettent de passer de la section circulaire à la section rectangulaire. La paroi qui sépare les deux veines est suffisamment épaisse (6,5 mm) pour qu'on puisse y loger des thermocouples permettant de connaître avec précision les températures de paroi (voir plus loin). L'appareil est entièrement en nickel, choisi en raison de sa conductivité thermique élevée et de sa bonne tenue à la corrosion par le NaK. Les plaques constituant les veines d'essai ont été soudées par bombardement électronique; on s'était assuré sur un essai préalable que ce mode d'assemblage évitait toute déformation. La mesure de la rugosité des parois des veines a permis de vérifier que les surfaces étaient hydrauliquement lisses (aspérités noyées dans l'épaisseur de la sous couche laminaire). L'échangeur a été

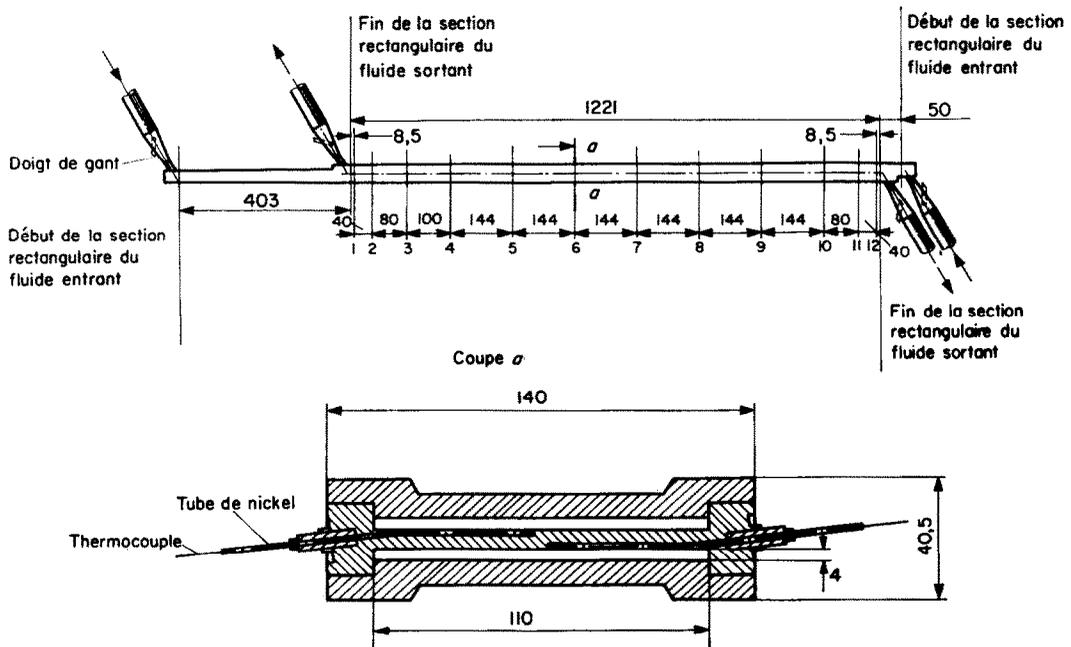


FIG. 2. Echangeur expérimental—repérage des sections d'étude.

nettoyé et décapé avant son utilisation au moyen du traitement suivant :

- dégraissage dans un bain de sels (Sodex),
- décapage par solution sulfonitrique,
- rinçage à l'eau chaude et neutralisation alcaline,
- nouveau rinçage et séchage.

L'échangeur une fois monté sur le circuit est calorifugé et placé dans une boîte parallélépipédique qui sert d'enceinte de sécurité et qui est munie d'un chauffage de garde pour limiter les pertes calorifiques.

### B. Thermocouples

Les mesures de température sont effectuées par :

- des thermocouples placés dans des doigts de gant sur les tuyauteries d'entrée et de sortie de l'échangeur et précédés par des mélangeurs (pales inclinées)
- des thermocouples logés dans la paroi séparant les deux veines de l'échangeur. Ces thermocouples sont situés dans douze sections repérées de 1 à 12 sur la Fig. 2.

Tous ces thermocouples sont constitués par des fils de chromel et d'alumel isolés dans de la poudre de magnésie à l'intérieur d'une gaine en inconel, dont l'extrémité est fermée par soudure. Le diamètre extérieur de la gaine est de 1 mm pour les thermocouples placés dans les doigts de gant, et de 0,5 mm pour les thermocouples logés dans la plaque de l'échangeur.

Le montage des 24 thermocouples dans la plaque de l'échangeur est représenté sur la Fig. 2. On a opéré de la façon suivante : pour chaque thermocouple, un tube de nickel de diamètre extérieur 2 mm et de diamètre intérieur 0,5 mm, est appliqué au fond d'une rainure exécutée à la surface de la paroi ; le tube est ensuite serti en rabattant les lèvres de la rainure ; un usinage final est effectué sur la partie émergente du tube qui vient alors se confondre avec la paroi en contact avec le métal liquide. Le thermocouple est ensuite enfilé à frottement dur dans le tube de nickel jusqu'à venir en contact avec le fond du tube. L'axe du thermocouple est situé nominale-ment à 0,65 mm de la face de la plaque. Pour

chaque thermocouple on a repéré exactement sa position réelle, en mesurant, à  $\frac{1}{100}$  de mm près, la profondeur de la rainure où est logé le tube de nickel. On verra plus loin que les résultats de mesure justifient la valeur du montage utilisé pour les thermocouples dans la paroi.

Une soudure froide de référence est placée dans de la glace fondante. Les liaisons entre les fils de chromel et d'alumel et les connexions en fils de cuivre sont effectuées par des bornes sur une plaque de cuivre placée à la température ambiante. Les mesures sont réalisées au moyen d'un potentiomètre manuel avec galvanomètre électronique sensible au  $\frac{1}{20}$   $\mu$ V. Un potentiomètre enregistreur est utilisé pour suivre l'établissement du régime thermique. Des commutateurs permettent, soit de mesurer les températures individuellement, soit de mesurer les différences entre les indications de deux thermocouples. Tous les thermocouples ont été étalonnés à  $\pm 1$   $\mu$ V près avant d'être montés sur l'installation par comparaison avec un appareil étalon à résistance de platine. On a d'autre part vérifié la cohérence des indications des différents thermocouples après montage sur le circuit par des fonctionnements isothermes à différents niveaux thermiques ; les écarts par rapport aux étalonnages ne sont jamais supérieurs au  $\frac{1}{10}$  de degré.

## II. CIRCUITS EXPERIMENTAUX

### A. Circuit d'essai à l'eau

L'installation représentée sur la Fig. 3 fonctionne avec de l'eau de ville en circuit ouvert. Un réservoir muni d'un trop plein permet le dégazage de l'eau avant son entrée dans le circuit et alimente une pompe centrifuge sous une charge constante, à travers un filtre. La pompe envoie l'eau dans un des canaux de l'échangeur d'essai, puis dans trois réchauffeurs électriques montés en parallèle, d'une puissance totale maximale de 108 kW, ensuite dans l'autre canal de l'échangeur et enfin à l'égout. Le débit d'eau, qui peut varier de 0,6 à 7 m<sup>3</sup>/h, est mesuré avec un diaphragme normalisé au moyen de deux tubes en U contenant l'un du mercure, l'autre du tétrabrométhane. Les températures sont mesurées comme indiqué plus haut.

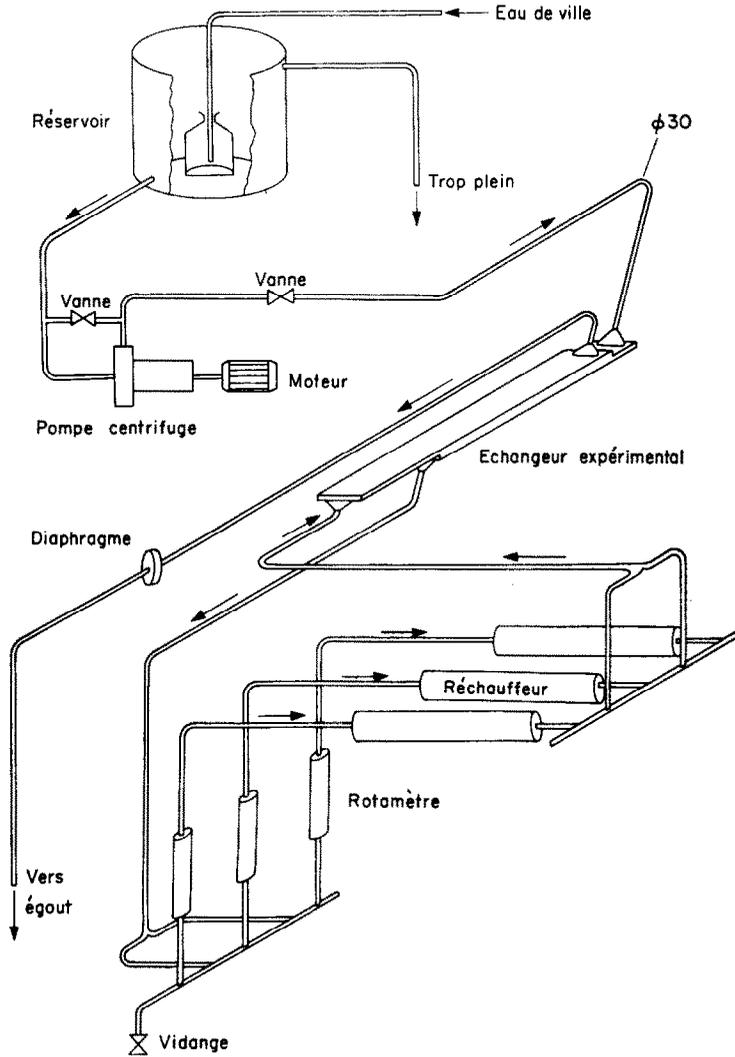


FIG. 3. Schéma du circuit d'essais à l'eau.

**B. Circuit d'essai à NaK**

L'installation représentée sur la Fig. 4 est constituée par un circuit fermé, dans lequel le NaK est mis en circulation au moyen d'une pompe centrifuge verticale *P*, à niveau libre, de caractéristiques: 15 m<sup>3</sup>/h—5 bars. Le fluide sortant de la pompe traverse un refroidisseur à eau *R*<sub>1</sub>, puis un réchauffeur électrique *C*, de puissance réglable de 0 à 36 kW, avant d'entrer dans un canal de l'échangeur *E*. Dans les cas de fonctionnement isotherme de l'échangeur, dont

il a été question précédemment, un by-pass *b* amène le fluide dans le second canal de l'échangeur immédiatement après la sortie du premier; la température du fluide est alors réglée par *C* ou *R*<sub>1</sub>. En régime de marche normal, le réchauffeur *C* définit la température du fluide entrant dans l'échangeur *E*; deux refroidisseurs en série *R*<sub>2</sub> et *R*<sub>3</sub> fixent l'écart de température désiré entre fluide chaud et fluide froid. Un piège froid placé en dérivation sur le circuit principal assure la purification continue du

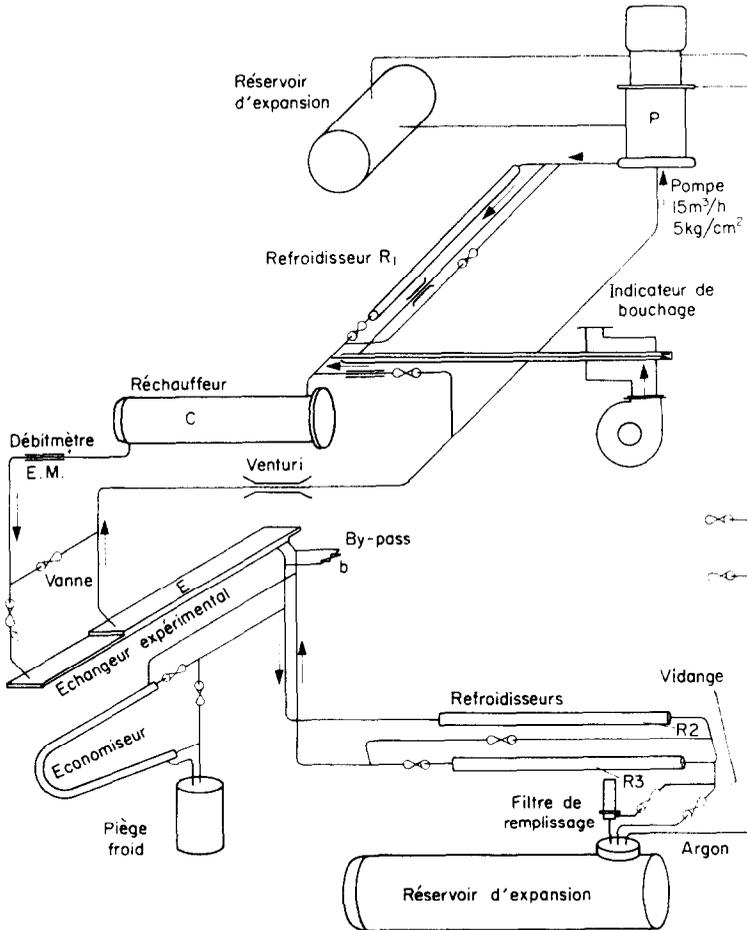


FIG. 4. Schéma du circuit d'essais à métal liquide (alliage NaK).

métal liquide en éliminant les oxydes. La pureté du NaK est contrôlée par un indicateur de bouchage qui indique la teneur en oxyde du métal liquide. Les débits peuvent être mesurés par un débitmètre électromagnétique ou par un venturi. Le débitmètre électromagnétique a été étalonné avec une précision de  $\pm 2$  pour cent, le venturi a été étalonné à l'eau avec une précision de  $\pm 1$  pour cent (en admettant une identité de fonctionnement à l'eau et au NaK). On a vérifié au cours des premiers essais que les indications des deux appareils étaient identiques à 1 pour cent près. Les mesures ont ensuite été effectuées avec le débitmètre électromagnétique.

### III. EXPÉRIMENTATION ET DÉTERMINATION DES COEFFICIENTS DE CONVECTION

On a d'abord vérifié la validité des mesures de température obtenues par les thermocouples logés dans la paroi intermédiaire de l'échangeur : il s'agissait de s'assurer que les indications données par deux thermocouples situés sur les faces opposées de la paroi permettaient par extrapolation d'obtenir les températures correctes des deux faces de la paroi (Fig. 5). Cette vérification a été faite en évaluant les valeurs du flux thermique dans la zone centrale de l'échangeur, d'une part à l'aide de l'écart transversal de température dans la paroi, et d'autre part à l'aide de l'écart longitudinal de température

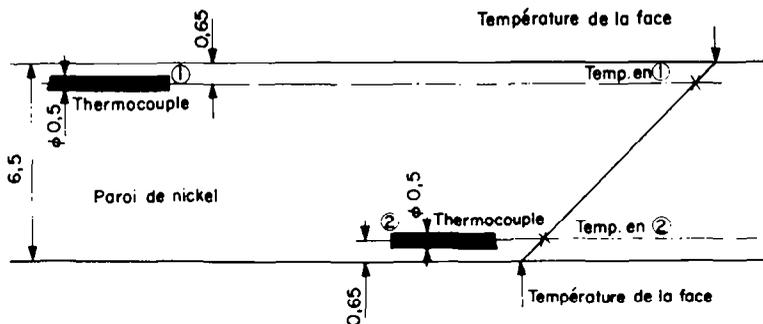


FIG. 5. Repérage des températures dans la paroi.

entre différentes sections de mesure. Pour connaître le flux déduit de l'écart transversal de température, on a fait mesurer le coefficient de conductibilité thermique du nickel\* utilisé dans l'expérience (mesure à  $\pm 1$  pour cent). Le flux déduit de l'écart longitudinal de température est obtenu à partir de la quantité de chaleur reçue ou cédée par le NaK; en effet, dans la zone centrale de l'échangeur le flux thermique est uniforme et les écarts longitudinaux de température dans le fluide et sur la paroi sont identiques. Les propriétés physiques du NaK utilisées sont celles données par le *Liquid Metals Handbook* [1]; on a auparavant vérifié la composition du NaK (56 pour cent de K) par la détermination de son point de fusion.†

Les deux méthodes de détermination du flux calorifique ont donné des valeurs qui diffèrent en moyenne de  $\pm 2,5$  pour cent, ce qui confirme la valeur des mesures de température de paroi. Les valeurs du flux utilisées pour l'exploitation des résultats sont celles obtenues par l'écart longitudinal de température dans le cas du NaK, celles données par l'écart transversal dans la paroi, dans le cas de l'eau.

La détermination du coefficient de convection en régime établi exige ensuite la connaissance de l'écart de température entre fluide et paroi. Cette question a été traitée différemment dans le cas de l'eau et dans le cas du NaK, comme indiqué ci-dessous.

#### A. Mesures avec de l'eau

D'autres auteurs [2] ont déjà montré que l'influence de l'entrée de l'échangeur sur le coefficient de convection n'était sensible que sur une longueur très courte, inférieure à  $7 d_e$  environ dans notre domaine de mesure. On a effectivement vérifié qu'une variation supposée linéaire de la température du fluide entre les valeurs mesurées à l'entrée et à la sortie donnait une droite parallèle à la droite représentant la variation longitudinale de température de surface (la température de surface est obtenue comme indiqué sur la Fig. 5).

Les écarts de température entre fluide et paroi ainsi obtenus et la connaissance du flux ont permis de déterminer les coefficients de convection relatifs au fluide chaud et ceux relatifs au fluide froid. Il faut noter en effet que ces coefficients sont nettement distincts du fait des nombres de Reynolds différents, par suite de la variation rapide de la viscosité dynamique dans le domaine expérimenté (16 à  $39^\circ\text{C}$ ).

#### B. Mesures avec le NaK

Dans le cas du NaK les effets d'entrée sur le coefficient de convection sont très sensibles, comme on le verra plus loin. Par contre dans le domaine de température expérimenté les variations des propriétés physiques entre le fluide chaud et le fluide froid sont très faibles; ainsi les coefficients de convection peuvent-ils être considérés comme identiques sur les deux faces de la paroi intermédiaire.

L'écart de température entre fluide et paroi est donc le même sur les deux faces. En

\* Valeurs obtenues: à  $100^\circ\text{C}$ ,  $0,719 \text{ W/cm degC}$ ; à  $20^\circ\text{C}$ ,  $0,763 \text{ W/cm degC}$ .

† Point de fusion mesuré:  $6,2^\circ\text{C}$ .

conséquence, cet écart a été déterminé de la façon suivante: la différence entre la température moyenne du fluide chaud et du fluide froid est connue et égale dans toute section à la différence des températures d'entrée et de sortie à chaque extrémité de l'échangeur;\* il suffit de retrancher l'écart transversal de température dans la paroi (Fig. 5); l'écart cherché entre fluide et paroi est égal à la moitié du résultat obtenu. Les propriétés physiques des fluides ont toujours été prises à la température moyenne qui est celle du milieu de la paroi intermédiaire.

On a déjà indiqué que l'une des extrémités de l'échangeur permet de déterminer les longueurs d'établissement des régimes thermiques seuls, l'autre extrémité permet de déterminer celles des régimes hydrodynamiques et thermiques superposés. Dans ces deux cas, les densités de flux de chaleur ont été calculées à l'aide de l'écart de températures entre les deux faces de la paroi, obtenu par les thermocouples correspondants.

\* Les écarts de température entre entrée et sortie mesurés aux 2 extrémités ne diffèrent jamais de plus de 0,2°C environ.

Le coefficient de convection dans la zone d'entrée est déterminé en supposant que le coefficient d'échange du fluide sortant ne subit aucune perturbation.

#### IV. RESULTATS

##### A. Essais à l'eau

Les nombres de Reynolds ont varié de 3400 à 40000, la température du fluide allant de 16 à 39°C.

Les résultats des mesures sont représentés sur la Fig. 6. Sur cette figure on a porté en fonction du nombre de Reynolds le groupement:

$$\frac{Nu}{Pr^{0,43} (Pr_f/Pr_p)^{0,25}}$$

pour comparer nos résultats avec la formule de Mikheev [3]:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p}\right)^{0,25}$$

On a également représenté sur la figure, la relation de Ribaud et Brun:

$$Nu = \frac{1}{2} F Re \frac{Pr}{1 + 0,75 (Pr^{2/3} - 1)}$$

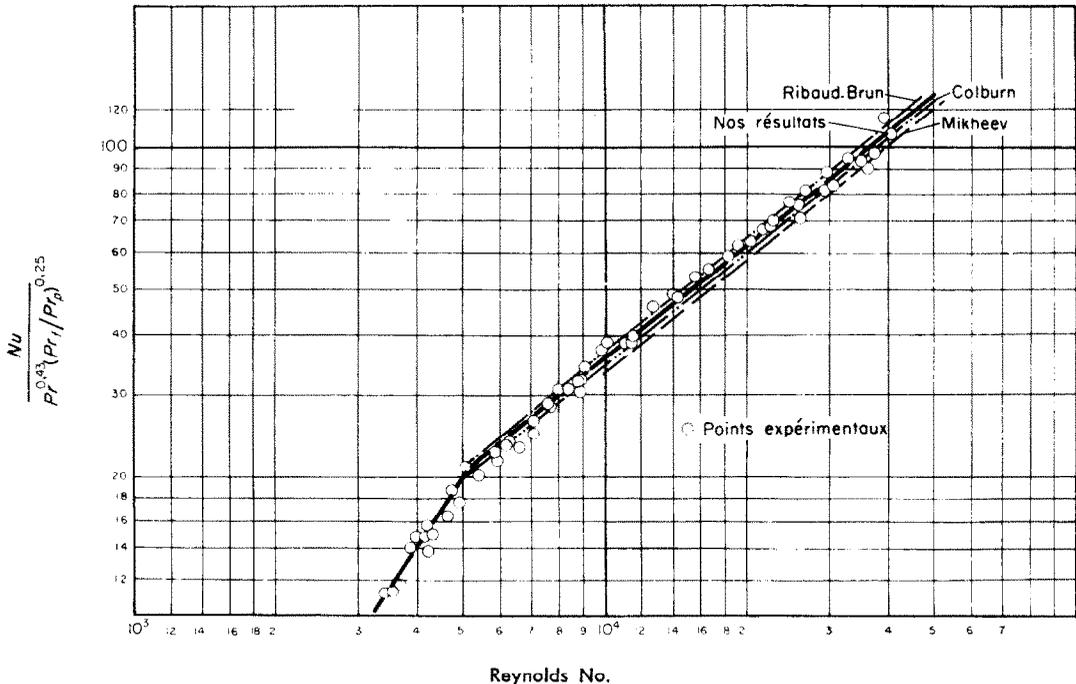


FIG. 6. Variation du nombre de Nusselt de l'eau en convection forcée.

avec  $F = 0,046Re^{-0,2}$  et celle de Colburn

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

La courbe qui représente au mieux nos points expérimentaux correspond à la relation suivante :

$$Nu = 0,0225 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25}$$

pour  $5000 \leq Re \leq 40000$

Cette courbe correspond à des valeurs de  $Nu$  supérieures de 7 pour cent à celles données par la formule de Mikheev, elle est encadrée par les courbes correspondant à la formule de Ribaud et Brun et à celle de Colburn.

La courbe obtenue présente une cassure nette pour Reynolds égal 5000, indiquant le passage dans la zone de transition hydrodynamique.

**B. Essais au NaK**

Les débits ont varié de 0,6 à 6,5 m<sup>3</sup>/h, ce qui correspond dans les canaux de l'échangeur à des nombres de Reynolds de 2990 à 102000. Le domaine de température expérimenté va de

125° à 340°C, les nombres de Prandtl correspondants allant de 0,022 à 0,01. Les nombres de Péclet étaient compris entre 70 et 1200.

La pureté du NaK a été maintenue pendant toutes les mesures à un niveau correspondant à une température de bouchage de 40°C environ (teneur en oxygène inférieure à une quinzaine de ppm).

On a d'abord vérifié si un mouillage de la paroi par le NaK pouvait influencer les coefficients obtenus. Le mouillage avait été étudié préalablement en utilisant comme critère l'adhérence d'un film de liquide sur une paroi trempée dans le fluide puis retirée. On a trouvé que l'adhérence subsiste (donc qu'il y a mouillage), avec du NaK purifié, à partir d'une température comprise entre 270° et 290°C. On a donc effectué les premières mesures d'échange thermique avec du NaK de température toujours inférieure à 220°C. On a ensuite porté le fluide à une température de 350°C avant d'effectuer de nouvelles mesures. On n'a observé aucune différence dans les résultats obtenus avant et après mouillage.

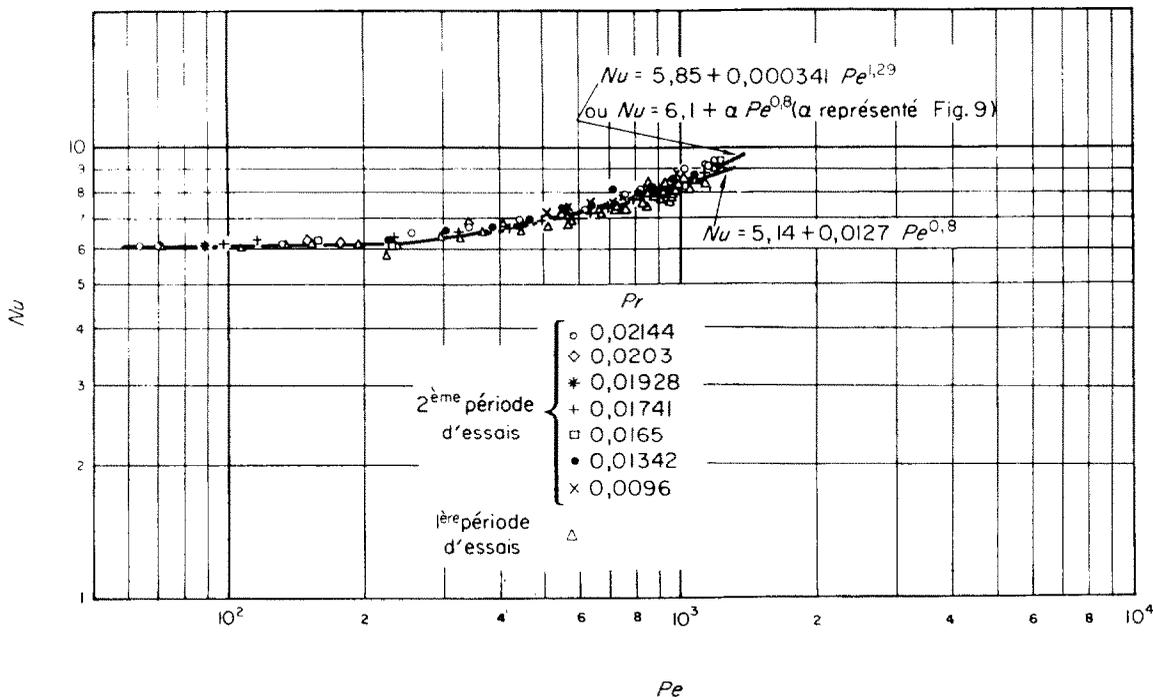


FIG. 7. Valeurs du nombre de Nusselt obtenues dans nos essais avec l'alliage NaK.

### 1. Régimes établis

L'ensemble de nos résultats est représenté sur la Fig. 7, qui donne  $Nu$  en fonction de  $Pe$ . Sur cette figure les points expérimentaux représentés par un triangle ont été obtenus au cours de 550 heures de fonctionnement à partir de juillet 1963. L'installation est restée ensuite à l'arrêt pendant 3 mois sans être vidangée. Les mesures ultérieures ont été effectuées au cours de 920 heures de marche pendant les mois de décembre et janvier suivants. Il apparaît que les résultats obtenus au cours de la première période conduisent à des nombres de Nusselt inférieurs à ceux obtenus dans la seconde période; la différence bien que faible est apparente (de l'ordre de 4 pour cent). On peut penser qu'une résistance de contact à la paroi, présente pendant la première période a ensuite disparu; cette résistance pourrait être attribuée, sous toute réserve, à la présence initiale d'oxyde sur la paroi. Ce phénomène n'ayant pu toutefois être suffisamment établi, tous les points expérimentaux ont été utilisés conjointement dans la présentation des résultats.

Différents auteurs [4, 5, 6] ont montré que l'on pouvait exprimer les lois d'échange thermique par métaux liquides sous la forme:

$$Nu = A + B(\psi Pe)^C \quad (1)$$

$\psi$  étant le rapport des diffusivités turbulentes de la chaleur et de la quantité de mouvement. Nous avons admis l'hypothèse simplificatrice habituelle  $\psi = 1$  indispensable dans une expérimentation comme la nôtre où le rapport des diffusivités ne peut être atteint.

Nous avons d'autre part choisi a priori  $C = 0,8$  par analogie avec l'exposant affecté au nombre de Reynolds pour les fluides classiques, et suivant en cela l'exemple de plusieurs autres auteurs. Nous avons donc cherché une expression de la forme:

$$Nu = A + B Pe^{0,8}$$

La Figure 8 représente nos points expérimentaux sous la forme:

$$Nu \text{ fonction de } Pe^{0,8}$$

La détermination des coefficients  $A$  et  $B$  effectuée sur machine électronique a conduit à la relation (Fig. 7 et 8):

$$Nu = 5,14 + 0,0127 Pe^{0,8}$$

valable pour  $Pe > 200$ .

Tous nos points expérimentaux, pour  $Pe > 200$ , satisfont à cette relation à  $\pm 5$  pour cent près.

Pour  $Pe < 200$  les points expérimentaux se placent sur une droite:

$$Nu = 6,1$$

ce qui peut traduire l'importance de la conduction moléculaire dans ce domaine.

Il importe toutefois de noter que la puissance 0,8 utilisée dans la formule donnée ci-dessus correspond à un choix a priori. On peut en effet signaler, sans en tirer trop de conclusions que l'expression de la forme  $Nu = A + B Pe^C$  déterminée à la machine électronique, qui satisfait au mieux à nos résultats de mesure est (Fig. 7):

$$Nu = 5,85 + 0,000341 Pe^{1,29} \quad (2)$$

On peut supposer, sans pouvoir l'affirmer, que la fonction  $\psi$  de  $Pe$  que l'on a prise égale à 1 vient fausser en apparence l'exposant de  $Pe$  dans cette dernière expression. On remarquera en effet que l'expression (2) pourrait par exemple s'écrire:

$$Nu = 6,1 + a Pe^{0,8}$$

$a$  variant en fonction de  $Pe$  comme représenté sur la Fig. 9.  $a$  serait égal à 0 pour toutes les valeurs de  $Pe$  inférieures à 170 et varierait jusqu'à  $10^{-2}$  dans le domaine de  $Pe$  expérimental. Le facteur  $a$  représenterait le produit  $B \psi^{0,8}$  de l'équation (1), sans qu'il soit possible de séparer  $B$  et  $\psi$ .

La figure 9 représente des résultats obtenus avec différentes valeurs du nombre de Prandtl. Etant donné la faible variation de  $Pr$  en fonction de la température, il n'est pas possible d'en tirer des conclusions sur le meilleur exposant à affecter à  $Pr$ .

### 2. Longueurs d'établissement des régimes

La figure 10 représente les résultats de mise en régime thermique, la Fig. 11 donne les résultats de Mises en régime hydrodynamique et thermique superposées. Dans ces deux figures on a porté le rapport  $Nu$  non établi à  $Nu$  établi en

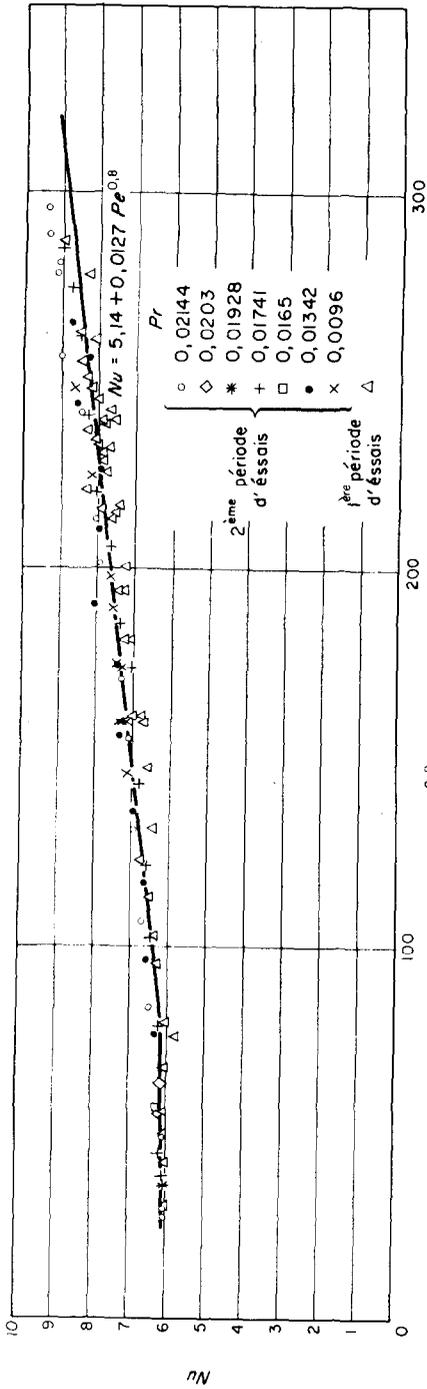


FIG. 8. Valeurs du nombre de Nusselt obtenues dans nos essais avec l'alliage NaK.

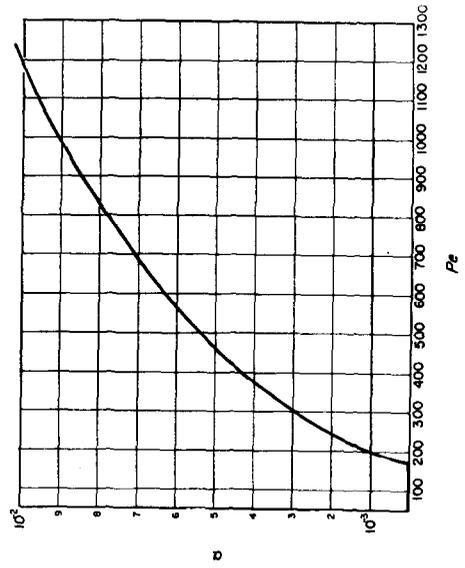


FIG. 9. Variation de  $\alpha$ .

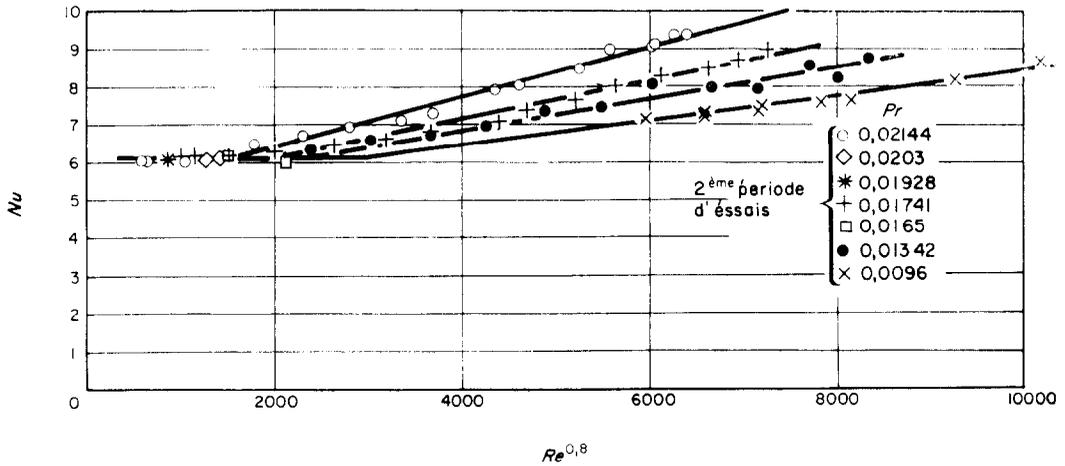


FIG. 10. Valeurs du nombre de Nusselt obtenues avec l'alliage NaK à différents nombres de Prandtl.

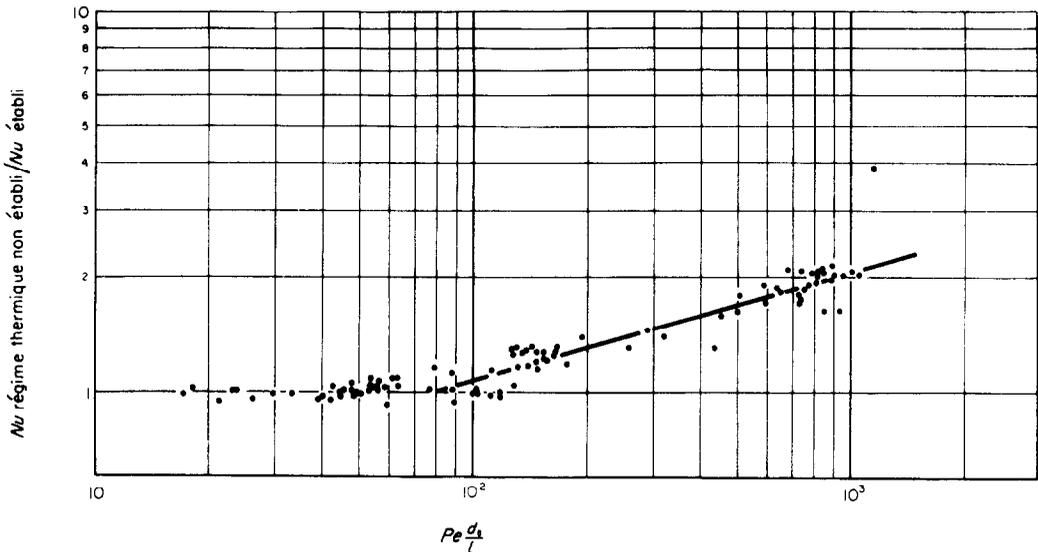


FIG. 11. Variation du nombre de Nusselt dans la région d'établissement du régime thermique.

fonction de  $Pe \cdot d_e/l$ . Les points expérimentaux correspondant aux mesures effectuées sur les sections 1, 2, 3 et 4 d'une part, 9, 10, 11, 12 d'autre part.

On voit d'après les figures que l'établissement du régime thermique seul exige une longueur  $l$  telle que:

$$Pe \frac{d_e}{l} = 80$$

(par exemple  $l = 12 d_e$ , pour  $Pe = 1000$ )

l'établissement des régimes hydrodynamique et thermique superposés nécessite une longueur  $l$  telle que:

$$Pe \frac{d_e}{l} = 25$$

(soit  $l = 40 d_e$ , pour  $Pe = 1000$ )

### 3. Comparaison avec des résultats antérieurs

A titre de comparaison on a représenté sur

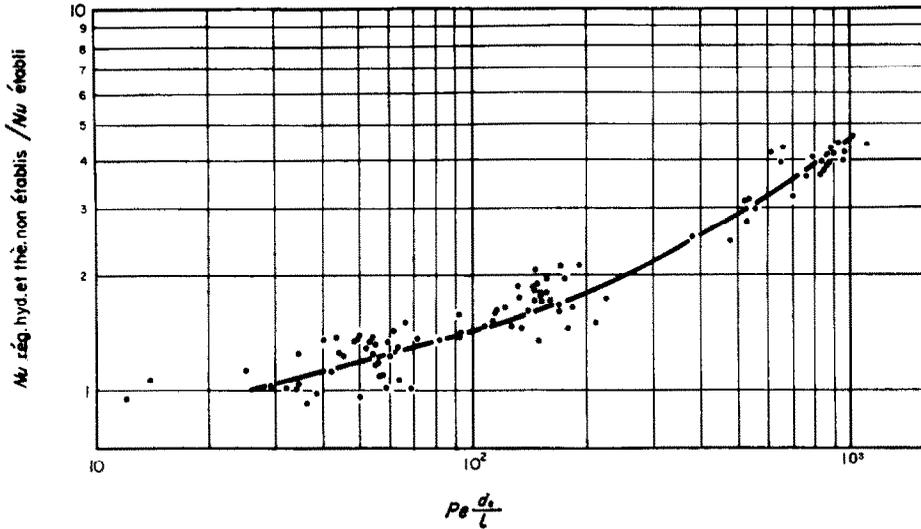


FIG. 12. Variation du nombre de Nusselt dans la region d'établissement des régimes hydrodynamique et thermique.

la Fig. 1, avec notre courbe expérimentale, les résultats suivants:

—formule théorique de Seban [7]—(plaques planes)

$$Nu = 5,8 + 0,02 Pe^{0,8}$$

—résultats théoriques d'Harrison et Menke [8] formulés par Lyon

$$Nu = 4,9 + 0,0175 Pe^{0,8}$$

(plaques planes)

—formule théorique de Dwyer et Tu [9] (plaques planes et espaces annulaires minces)

$$Nu = 5,32 + 0,0215 (\bar{\psi} Pe)^{0,768}$$

—points expérimentaux pour des sections rectangulaires et des sections annulaires minces:

Tidball	[10]	Canaux rectangulaires. NaK.
Sineath	[11]	Canaux rectangulaires. Mercure.
Seban et Casey	[12]	Espaces annulaires. Pb-Bi.
Lyon	[13]	Espaces annulaires. NaK.

Trefethen [14]      Espaces annulaires. Mercure.

Lubarsky [15]      Espaces annulaires. Pb-Bi.

### V. CONCLUSION

On a effectué des études de coefficients de convection en écoulement turbulent entre plaques planes parallèles, avec de l'eau puis avec du NaK.

1. Avec l'eau. Pour  $5000 < Re < 40000$ , les résultats obtenus sont représentés par la formule:

$$Nu = 0,0225 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25}$$

Les valeurs de  $Nu$  données par cette formule sont supérieures de 7 pour cent à celles données par la formule de Mikheev, supérieures de 3 pour cent à celles données par la formule de Ribaud et Brun et inférieures de 3 pour cent à celles données par la formule de Colburn.

2. Avec le NaK. On n'a observé aucune influence du mouillage. Mais au cours de l'expérimentation les valeurs de  $Nu$  obtenues ont augmenté d'environ 4 pour cent sans qu'on puisse en donner une explication certaine.

Les nombres de Reynolds ont varié de 3000 à 102000 environ, les nombres de Prandtl de 0,01 à 0,022, les nombres de Péclet de 70 à 1200.

Dans le domaine  $200 < Pe < 1220$ , nos résultats peuvent être représentés à  $\pm 5$  pour cent près par la formule:

$$Nu = 5,14 + 0,0127 Pe^{0,8}$$

Pour  $Pe < 200$ , nos résultats s'expriment par:

$$Nu = 6,1$$

L'ensemble de nos résultats pour  $Pe$  inférieur à 1220 peut également être représenté par l'expression:

$$Nu = 6,1 + \alpha Pe^{0,8}$$

les valeurs de  $\alpha$  en fonction de  $Pe$  étant données par la Fig. 9.

Les longueurs d'établissement de régime peuvent être traduites par les relations suivantes:

$$Pe \frac{d_e}{l} = 80 \quad \text{pour le régime thermique seul}$$

$$Pe \frac{d_e}{l} = 25 \quad \text{pour les régimes hydrodynamique et thermique superposés.}$$

Les formules ci-dessus obtenues dans des canaux de sections rectangulaires aplaties ( $4 \times 110$  mm) doivent être également applicables à des sections annulaires dont le rapport des diamètres est inférieur à 1,3 environ [6].

#### BIBLIOGRAPHIE

1. CAREY B. JACKSON, *Liquid Metals Handbook*, Sodium NaK supplement, Third Edition. USAEC (1955).
2. G. RIBAUD et E. BRUN, La convection forcée de la

- chaleur en régime d'écoulement turbulent. *Mémorial des Sciences Physiques*, 1942.
3. M. A. MIKHEEV, Transmission de chaleur, écoulement turbulent dans les tubes, *Izv. Akad. Nauk SSSR* 10, 1448-1454 (1952).
4. M. VERON, Discussion d'une communication de M. ROBIN (Section des Métaux Liquides—CEA) aux *J. Int. Transmission Chaleur*, Compte rendu tome, 2, 1109-1113 Juin (1961).
5. O. E. DWYER, Eddy transport in liquid metal heat transfer, *J. Amer. Inst. Chem. Engrs* 9, 261-268 (1963).
6. R. N. LYON, Liquid metal heat transfer coefficients, *Chem. Engng Prog.* 47, 75-79 (1951).
7. R. A. SEBAN, Heat transfer to a fluid flowing turbulently between parallel walls with asymmetric wall temperature, *Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs* 72, 789-795 (1950).
8. W. B. HARRISSON et J. R. MENKE, Heat transfer to liquid metals flowing in asymmetrically heated channels, *Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs* 7, 797-803 (1949).
9. O. E. DWYER et P. S. TU, Unilateral heat transfer to liquid metals flowing in annuli, *Nuclear Sci. Engng* 15, 58-68 (1963).
10. R. A. TIDBALL, Performances of small liquid metal heat exchangers, Heat transfer symposium series n° 5, *J. Amer. Inst. Chem. Engrs* 49, 43-49 (1953).
11. H. SINEATH, Heat transfer to mercury: The asymmetric case. Thesis University of Tene (1949).
12. R. A. SEBAN et D. F. CASEY, Heat transfer to lead bismuth in a turbulent flow in an annulus. *TID 7529 (1-2) Reactor Heat Transfer Conference* (1956).
13. R. N. LYON, Forced convection heat transfer theory and experiments with liquid metals. *ORNL 361—AECU 419* (1949).
14. L. TREFETHEN, Heat transfer properties of liquid metals *NP 1788*. Atomic Energy Establishment, Harwell, Berks. (1951).
15. B. LUBARSKY et KAUFMAN, Review of experimental investigation of liquid metals. Heat transfer. *NACA TN 3 336* (1955).

**Abstract**—The results of an experimental study of convection coefficients for turbulent flow between parallel plates are presented. The experiments have been performed with a counterflow heat exchanger installed as an economizer first with water and then with a NaK alloy.

The results obtained with water correlate well with the classical equations. The results obtained with the NaK alloy are plotted with the previously published results and are represented by empirical relations. For the NaK alloy, the results concerning the entrance regions are given (thermal regime alone, and superposed hydrodynamic and thermal regimes).

**Zusammenfassung**—Es werden die Ergebnisse einer experimentellen Untersuchung der Wärmeübergangskoeffizienten bei turbulenter Strömung zwischen planparallelen Platten wiedergegeben. Die Versuche werden mit Hilfe eines Gegenstromwärmeübertrages und eines Vorwärmers an Wasser und einer NaK Legierung durchgeführt. Die für Wasser erhaltenen Ergebnisse bestätigen gut die klassischen Gleichungen.

Die für die NaK Legierung erhaltenen Ergebnisse werden zusammen mit früher veröffentlichten Resultaten graphisch dargestellt und in Form von Gebrauchsgleichungen angegeben.

Für die NaK Legierung werden auch verschiedene Einflüsse gezeigt, die auf thermischen Vorgängen allein, oder auf der Überlagerung hydrodynamischer und thermischer Vorgänge beruhen.

**Аннотация**—Представлены результаты экспериментального исследования коэффициентов конвекции при турбулентном течении между плоскими параллельными пластинами. Эксперименты проведены с помощью противоточного теплообменника в экономайзере вначале с водой, затем со смесью NaK.

Результаты полученные с водой резко нарушают классические формулы.

Результаты, полученные со смесью NaK, представлены графически вместе с другими ранее опубликованными результатами и приведены к форме эмпирических соотношений.

Приведены также результаты, касающиеся входа в режим для NaK (только тепловой режим и суперпозиция теплового и гидродинамического режимов).