

FIG. 3. Effects of  $\gamma$  on the temperature distribution at two times and  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 1$ ,  $\tau_0 = 1$ ,  $\theta_2 = \theta_0 = 0.5$ ,  $\omega = 0.5$ ,  $A_1 = 1$ .

### CONCLUDING REMARKS

A study has been made of the transient transfer of energy due to the combined effects of conduction and radiation for an absorbing, emitting and anisotropically-scattering medium with temperature-dependent thermal conductivity. The DDO method is utilized to solve the radiative transfer equation while a time-marching algorithm is proposed to deal with the unsteady energy equation. It is shown in the present numerical analysis that the temperature dependence of thermal conductivity of the medium has significant effects on both temperature and heat flux distributions of the problem considered.

*Acknowledgement*—This work was supported by the National Science Council of R.O.C. through grants NSC 79-0401-E009-14.

### REFERENCES

1. R. Viskanta and R. J. Grosh, Heat transfer by simultaneous conduction and radiation in an absorbing medium, *J. Heat Transfer* **84**, 63–72 (1962).
2. J. B. Bergquam and R. A. Seban, Heat transfer by conduction and radiation in absorbing and scattering materials, *J. Heat Transfer* **93**, 236–239 (1971).
3. A. L. Crosbie and R. Viskanta, Interaction of heat transfer by conduction and radiation in a nongray planar medium, *Wärme- und Stoffübertragung* **4**, 205–212 (1971).
4. A. Dayan and C. L. Tien, Heat transfer in a gray planar medium with linear anisotropic scattering, *J. Heat Transfer* **97**, 391–396 (1975).
5. W. W. Yuen and L. W. Wong, Heat transfer by conduction and radiation in a one-dimensional absorbing, emitting and anisotropic-scattering medium, *J. Heat Transfer* **102**, 303–307 (1980).
6. H. S. Chu and C. J. Tseng, Thermal performance of ultra-fine powder insulations at high temperatures, *J. Thermal Insulation* **12**, 298–312 (1989).
7. T. W. Tong, D. L. McElroy and D. W. Yarbrough, Transient conduction and radiation heat transfer in porous thermal insulations, *J. Thermal Insulation* **9**, 13–29 (1985).
8. W. H. Sutton, A short time solution for coupled conduction and radiation in a participating slab geometry, *J. Heat Transfer* **108**, 465–466 (1986).
9. J. W. Rish III and J. A. Roux, Heat transfer analysis of fiberglass insulation with and without foil radiant barriers, *J. Thermophys. Heat Transfer* **1**, 43–49 (1987).
10. J. H. Tsai and J. D. Lin, Transient combined conduction and radiation with anisotropic scattering, *J. Thermophys. Heat Transfer* **4**, 92–97 (1990).
11. H. S. Chu and C. J. Tseng, Combined conduction and radiation in an absorbing, emitting and anisotropically scattering medium with temperature-dependent thermal conductivity, to appear in *J. Thermophys. Heat Transfer* (1991).
12. S. Kumar, A. Majumdar and C. L. Tien, The differential-discrete-ordinate method for solutions of the equation of radiative transfer, *J. Heat Transfer* **112**, 424–429 (1990).

## Transfert de chaleur et limite de mouillabilité d'un film ruisselant sur paroi plane inclinée entre 0° et 90°

BAI-QI LIU et PIERRE LE GOFF

Laboratoire des Sciences du Génie Chimique, CNRS-ENSIC-INPL, Nancy, France

(Reçu le 7 Février 1991 et sous forme finale le 12 Juin 1991)

### 1. INTRODUCTION

LA TECHNIQUE du film ruisselant pour le traitement thermique des fluides est largement utilisée dans les industries chimiques et para-chimiques. Cette technique présente cependant plusieurs difficultés pratiques de réalisation :

(1) Des zones sèches se forment sur la paroi, dès que le débit de liquide est trop petit ou que le flux de chaleur est trop grand.

(2) Le distributeur, destiné à répartir le liquide sous forme d'un film mince, d'épaisseur uniforme, est d'un fonctionnement délicat.

De nombreux auteurs ont cherché à éliminer ces défauts et aussi à augmenter les coefficients de transfert de chaleur et de matière, en ajoutant des promoteurs de turbulence sur la paroi, ou bien en traitant cette paroi même pour la rendre rugueuse.

Mais ces travaux ont été limités à l'étude de film ruisselant sur une paroi verticale d'un tube cylindrique. Or, il n'est pas facile de transposer ces résultats au cas de film ruisselant sur une paroi plane, inclinée d'un angle varié entre 0° et 90°, par rapport à l'horizontale. D'ailleurs, les procédés comme la distillation de l'eau de mer en système multi-effets, la distillation de solutions diluées et polluées industrielles en multi-

## NOMENCLATURE

$D$	diamètre des fils de grille [mm]
$g$	accélération de la pesanteur [ $\text{m}^2 \text{s}^{-2}$ ]
$h$	coefficient de transfert de chaleur [ $\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$ ]
$h_m$	coefficient de transfert de chaleur moyenné sur toute la hauteur de la plaque [ $\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$ ]
$L$	hauteur de la plaque [m]
$L_h$	distance horizontale entre deux fils verticaux voisins de la grille à mailles carrées [mm]
$L_v$	distance verticale entre deux fils horizontaux voisins de la grille à mailles carrées [mm]
$M$	débit du film ruisselant [ $\text{g s}^{-2}$ ]
$Nu$	nombre de Nusselt du film ruisselant
$Q$	flux moyen de chaleur transféré [ $\text{kW m}^{-2}$ ]
$q$	densité locale de flux de chaleur transférée [ $\text{kW m}^{-2}$ ]

$Re$	nombre de Reynolds du film ruisselant
$S_1$	surface de la zone sèche [ $\text{cm}^2$ ]
$T$	température de la paroi [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t$	température du film [ $^{\circ}\text{C}$ ].

## Symboles grecs

$\Gamma$	débit du film ruisselant [ $\text{g m}^{-1} \text{s}^{-1}$ ]
$\epsilon$	fraction de la surface mouillable
$\theta$	angle d'inclinaison par rapport à l'horizontale
$\lambda$	conductivité thermique du film ruisselant [ $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ]
$\mu$	viscosité dynamique du film ruisselant [ $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$ ]
$\nu$	viscosité cinématique du film ruisselant [ $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ ].

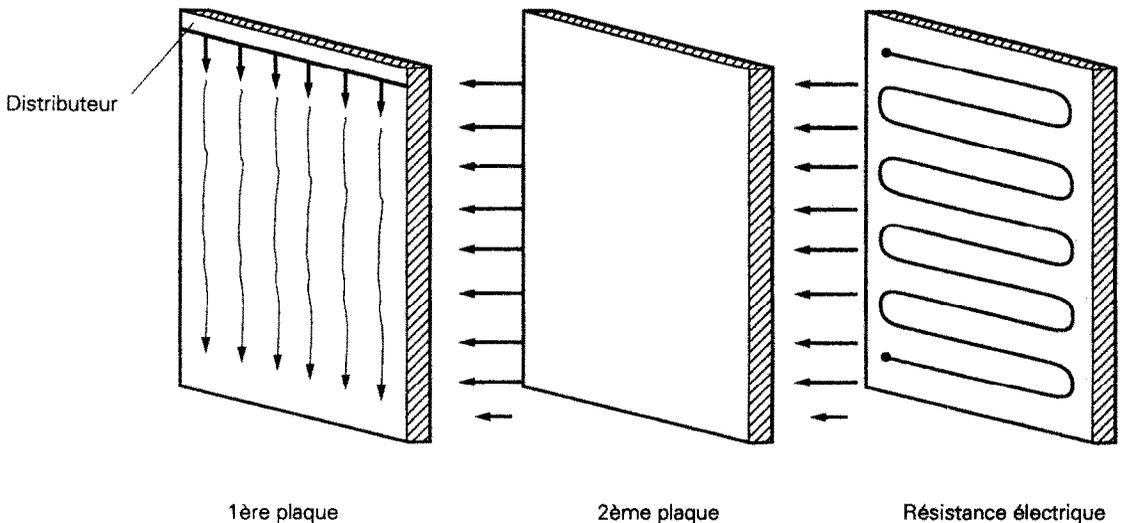


FIG. 1. Principe de construction de l'appareil.

effets, etc., exigent une étude plus approfondie de la technique d'un film ruisselant sur une paroi plane. Le présent travail est précisément destiné à couvrir ce domaine, encore peu connu.

## 2. DESCRIPTION DE L'APPAREIL

La Fig. 1 montre le principe de construction de l'appareil.

Le film liquide ruisselle sur une plaque plane de cuivre de 2 mm d'épaisseur, 1000 mm de hauteur et 200 mm de largeur. Cette plaque est chauffée par rayonnement par une seconde plaque de cuivre de 5 mm d'épaisseur et de mêmes dimensions. La distance entre ces deux plaques est de l'ordre de 3 mm. La densité de flux de rayonnement est donc quasi-uniforme. Les pertes par les effets de bord ne perturbent pratiquement pas les mêmes que décrites plus loin.

La deuxième plaque est elle-même chauffée par un panneau en ciment réfractaire dans lequel a été creusé un sillon où est logé la résistance électrique de chauffage. Entre la deuxième plaque en cuivre et le panneau en ciment est intercalé une plaque d'amiante de 6 mm d'épaisseur pour éviter le court-circuit et mieux répartir la chaleur.

Cet ensemble est monté sur un axe horizontal de rotation pour varier son inclinaison entre  $0^{\circ}$  et  $90^{\circ}$ .

La Fig. 2 donne le schéma des circuits de fluides, et montre que 6 thermocouples ( $T$ ) sont soudés au sein de la première

plaque afin de déterminer le profil de température de haut en bas.

D'autrepart, la température *moyenne* de l'eau du film est mesurée grâce à un thermocouple placé en sortie d'un collecteur en forme "d'entonnoir" plat de 10 cm de largeur, que l'on place à divers niveaux dans le film.

## 3. ECHAUFFEMENT DU FILM RUISSELANT

## 3.1. Paroi lisse

La technique décrite ci-dessus nous a permis de déterminer les deux profils de température  $T$  dans la plaque et  $t$  dans le film ruisselant. A titre d'exemple, la Fig. 3 montre ces profils pour un débit de liquide:  $\Gamma = 21,6 \text{ g m}^{-1} \text{ s}^{-1}$  en écoulement horizontal et pour une densité moyenne du flux de chaleur transféré:  $Q = 7,0 \text{ kW m}^{-2}$ . On constate que ces deux profils de température sont linéaires.

Nous en avons déduit la variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la distance parcourue par ce film. Le coefficient de transfert de chaleur est comme suit:

$$h = q/(T-t)$$

où  $q$  est la densité locale du flux de chaleur. La Fig. 4 montre les résultats de ces mesures, pour divers débits, et donc diverses valeurs du nombre de Reynolds:  $Re \equiv \Gamma/\mu$ , entre 116 et 628. On constate que, pour les faibles valeurs de  $Re$ ,

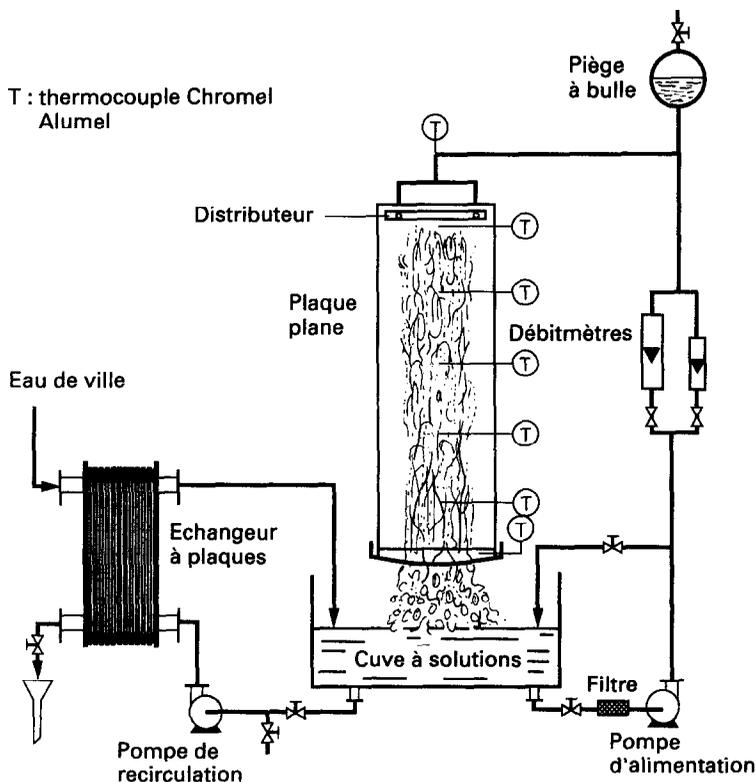


FIG. 2. Schéma des circuits de fluide dans l'appareil.

le coefficient de transfert est à peu près constant, mais pour les grandes valeurs de  $Re$ , il décroît très fortement.

Nous avons effectué des séries d'expériences similaires, en variant le nombre de Reynolds et en variant l'angle d'inclinaison  $\theta$ , sur l'horizontale, entre  $0^\circ$  et  $90^\circ$ . Pour comparer nos résultats à ceux des autres auteurs, nous exprimons le coefficient de transfert sous la forme d'un nombre de Nusselt défini par

$$Nu = \frac{h_m}{\lambda} \left( \frac{v^2}{g} \right)^{1/3}$$

avec  $h_m$  coefficient de transfert de chaleur moyenné sur toute la hauteur de la plaque, défini par

$$h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h \, dl.$$

Sur la Fig. 5 est portée, en fonction de  $\sin \theta$ , la valeur du nombre de Nusselt, pour trois valeurs du débit, soit

$$M = 16,9 \text{ gs}^{-1}, \text{ soit } Re = 115$$

$$M = 21,6 \text{ gs}^{-1}, \text{ soit } Re = 145$$

$$M = 62,8 \text{ gs}^{-1}, \text{ soit } Re = 380.$$

On constate que  $Nu$  varie comme  $\sin \theta$ , à la puissance 0,2-0,24. Ce résultat est en bon accord avec celui de Garwin et Kelly [1] qui ont également mesuré un exposant de  $\sin \theta$  égal

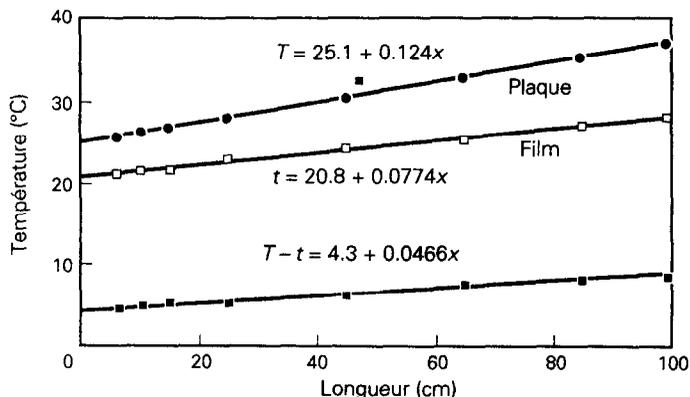


FIG. 3. Les profils de température de la plaque ( $T$ ) et du film ( $t$ ) pour  $Q = 7 \text{ kW m}^{-2}$  et pour  $\theta = 0^\circ$ .

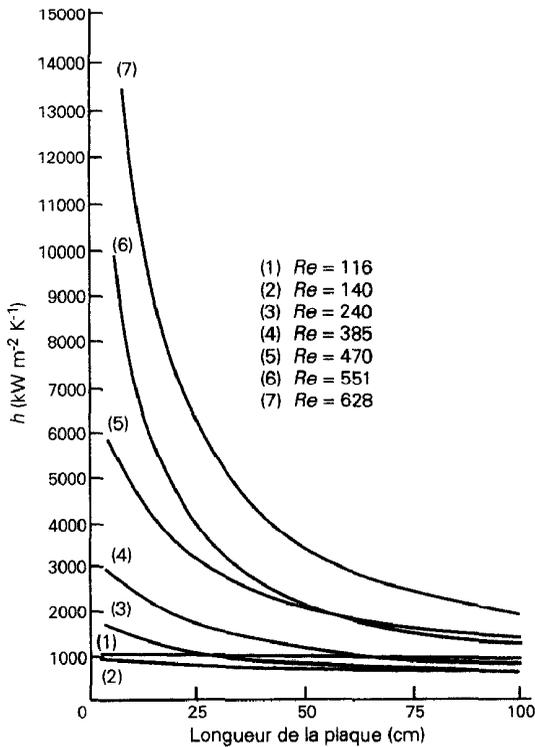


FIG. 4. Coefficient de transfert de chaleur du film le long de la plaque pour différents débits et pour  $\theta = 0^\circ$

à 0,2, mais il est en désaccord avec Davies et Shawki [2] qui ont observé un exposant égal à 0,35.

La Fig. 6 présente le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour une paroi verticale ( $\theta = 90^\circ$ ). Nos

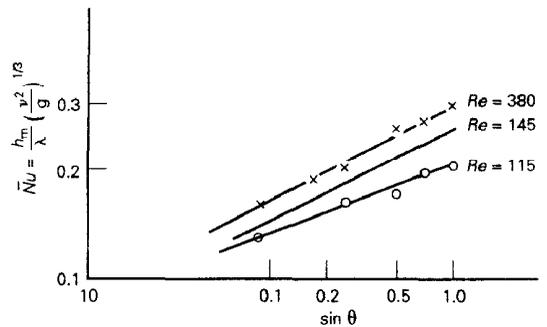


FIG. 5.  $Nu$  en fonction de  $\sin \theta$  pour différents débits.

résultats expérimentaux sont représentés par la courbe 1. Six autres courbes présentent des relations proposées par les divers auteurs [3–8]. On peut constater que nos propres résultats sont bien situés au sein du “nuage” des résultats bibliographiques. Nous observons bien une diminution du coefficient de transfert de chaleur pour les faibles valeurs de  $Re$ . Toutefois, nous observons la transition d’un régime à l’autre, pour une valeur de  $Re$  plus faible que les autres auteurs.

### 3.2. Paroi munie de promoteurs de turbulence

La Fig. 7 montre les promoteurs de turbulence utilisés qui sont des barreaux cylindriques de 3 mm de diamètre. Ces barreaux sont maintenus horizontalement à une distance de 0,4 mm de la paroi (d’après nos expériences et les calculs théoriques, cette distance est justifiée par l’épaisseur du film pour un grand domaine d’écoulement, en régime laminaire et aussi en régime turbulent), grâce à 3 lames métalliques de 0,4 mm d’épaisseur disposées verticalement.

Le liquide est forcé de passer sous les barreaux, ce qui provoque une accélération locale du liquide et la formation d’un tourbillon en arrière de ce rétrécissement, dès que le

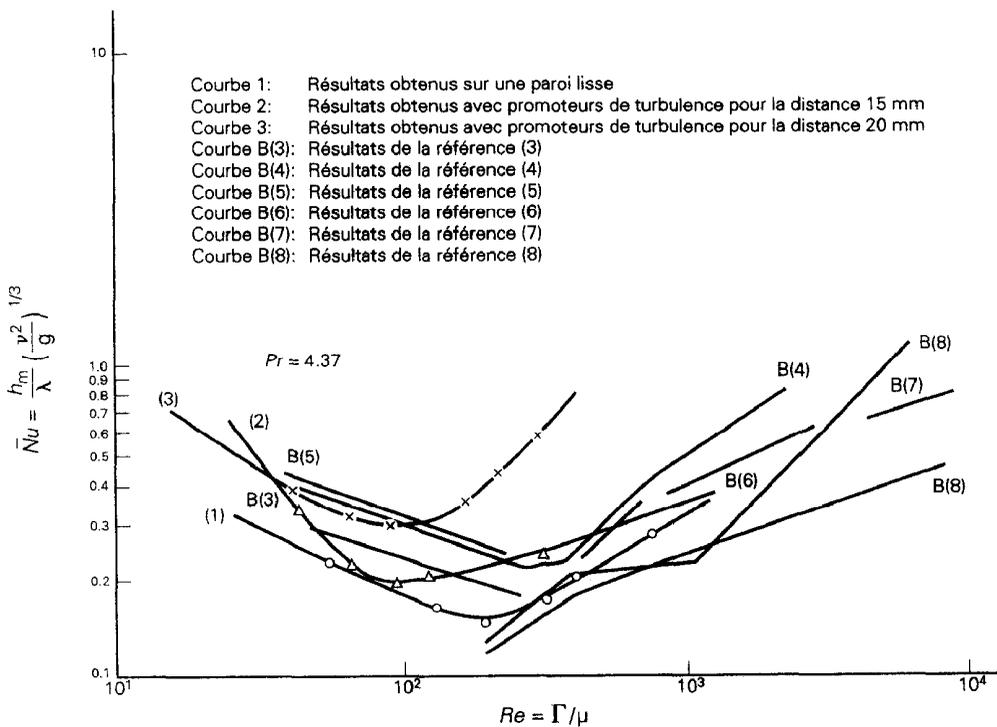


FIG. 6.  $Nu$  en fonction du  $Re$  pour  $\theta = 90^\circ$ .

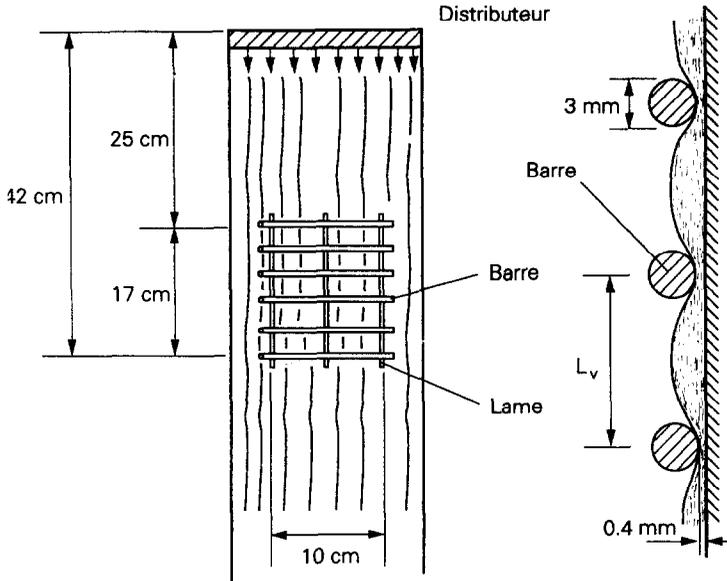


FIG. 7. Plaque munie de promoteurs de turbulence.

débit est suffisant. La distance verticale  $L_v$  entre deux barreaux horizontaux voisins a été variées entre 15 et 40 mm. Notre objectif a été de déterminer la distance optimale entre barreaux.

La Fig. 8 montre  $\overline{Nu}$  en fonction de  $Re$ , pour un écoulement horizontal ( $\theta = 0^\circ$ ), et pour les trois distances : 20, 28 et 40 mm, ainsi que pour la paroi lisse.

De même la Fig. 9 montre  $\overline{Nu}$  en fonction de  $Re$  pour un écoulement incliné à  $45^\circ$ , et pour les trois distances 15, 20 et 40 mm, ainsi que pour la paroi lisse.

Enfin les courbes 2 et 3 sur la Fig. 6 montrent nos résultats

pour une paroi verticale ( $\theta = 90^\circ$ ) et pour deux distances 15 et 20 mm.

L'ensemble des résultats présentés sur les Figs. 6, 8 et 9 conduit aux conclusions suivantes :

- (1) La présence de promoteurs de turbulence augmente le coefficient de transfert de chaleur dans un rapport de l'ordre de 2 et même parfois 3.
- (2) Cette augmentation est en générale plus grande en régime laminaire qu'en régime turbulent.
- (3) Pour une inclinaison donnée, il existe une distance

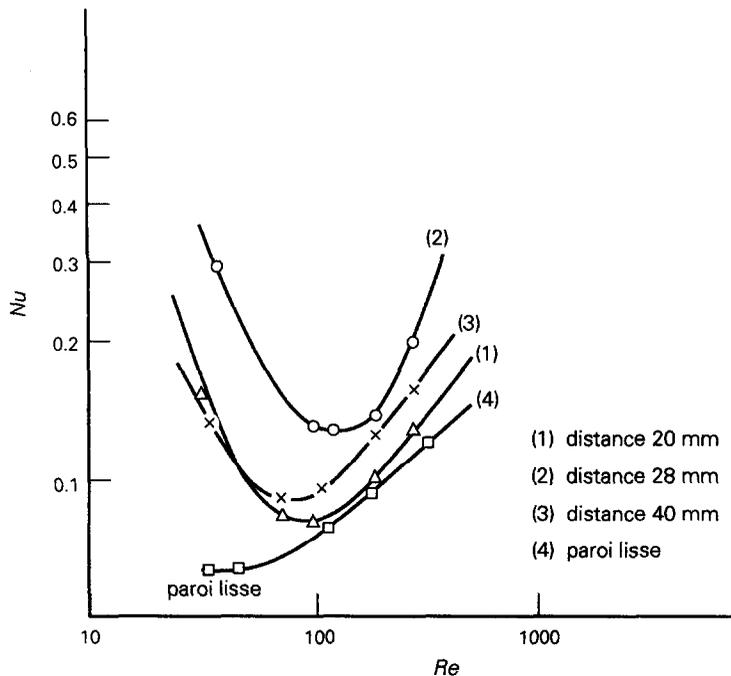


FIG. 8.  $Nu$  en fonction du  $Re$  pour  $\theta = 0^\circ$  et pour les différentes dimensions de grilles.

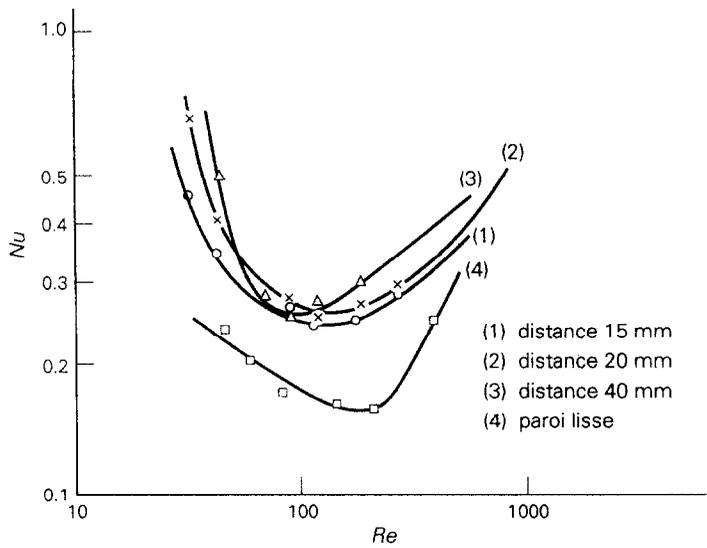


FIG. 9.  $Nu$  en fonction du  $Re$  pour  $\theta = 45^\circ$  et pour les différentes dimensions de grilles.

optimale entre les barreaux. Cette distance est de l'ordre de 20 mm pour  $\theta = 0^\circ$  et de l'ordre de 30 mm pour  $\theta > 0$ .

(4) La transition du régime laminaire au régime turbulent se fait à une valeur de  $Re$ , qui est plus faible en présence de la grille.

#### 4. LIMITE DE MOUILLABILITE

On peut constater, d'après toutes les figures précédentes, que nous n'avons pu réellement effectuer nos expériences que pour des nombres de Reynolds supérieurs à environ 30.

En dessous de cette valeur, des zones sèches apparaissent, ce qui a les inconvénients suivants :

- (a) diminuer le coefficient de transfert de chaleur ;
- (b) diminuer la surface de transfert de chaleur entre paroi et film ;
- (c) et laisser se former des points de surchauffe, pouvant à la limite conduire à une modification de la surface de paroi et même éventuellement à sa destruction.

##### 4.1. *Un raisonnement simpliste*

On pouvait a priori imaginer que la présence d'une grille au contact de la paroi aurait une influence bénéfique, pour stabiliser le film et empêcher qu'il se déchire.

A la vérité, nous devons comprendre que ce phénomène est très complexe et dépend essentiellement de la différence

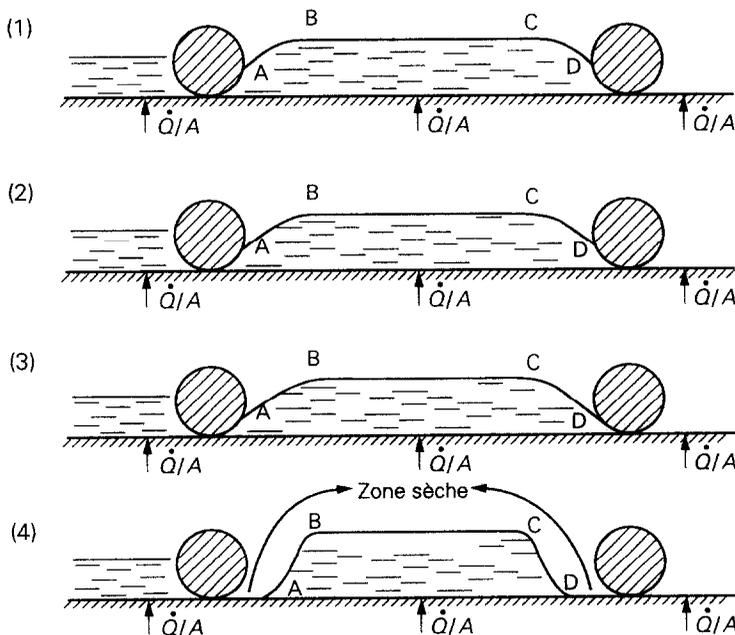


FIG. 10. Coupe horizontale montrant le mode de formation de zones sèches au voisinage de fils verticaux moins mouillables que la paroi.

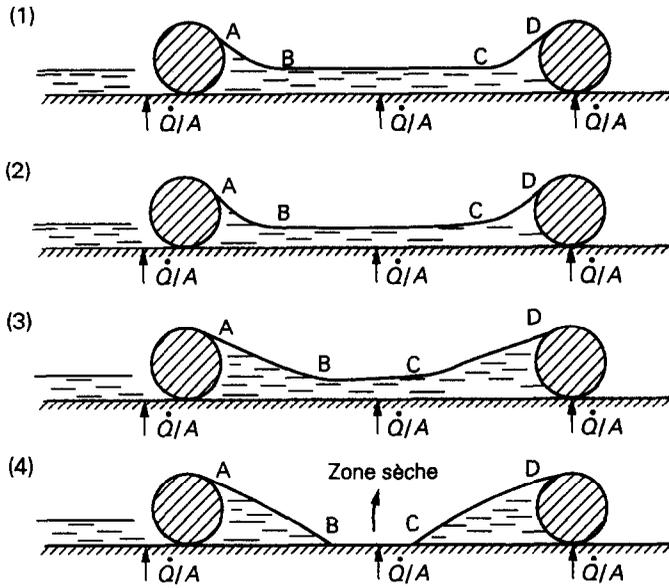


FIG. 11. Coupe horizontale montrant le mode de formation de zones sèches sur plaques nues situées entre fils verticaux plus mouillables que la paroi.

de mouillabilité du matériau constituant la paroi et de celle du matériau constituant la grille.

Pour mieux comprendre cet effet, imaginons que le débit de liquide soit ajusté à la valeur critique minimale, en dessous de laquelle, des zones sèches apparaissent spontanément.

La Fig. 10 montre l'évolution du film dans le cas où la grille est *moins mouillable* que la paroi. Dans ces conditions, le film s'amincit aux points A et D voisins d'un fil de grille. C'est donc en ces points que se formeront des zones sèches.

La Fig. 11 montre cette évolution dans le cas contraire où la grille est *plus mouillable* que la paroi. Dans ces conditions, le film s'amincit dans la zone centrale B, C et c'est là que se formera une zone sèche.

Ce raisonnement simpliste semblait donc conduire à la conclusion que la présence d'une grille ne pourrait pas abaisser le seuil critique d'apparition des zones sèches.

4.2. Résultats expérimentaux

Notre étude a consisté à examiner une petite surface rectangulaire de 10 cm de largeur et de 20 cm de hauteur, située entre 25 et 45 cm de la tête de la plaque. Nous déterminons, par observation directe, la surface  $S_1$  de la zone sèche sur cette paroi de 200 cm<sup>2</sup> et nous en déduisons la fraction de surface mouillable  $\epsilon$  définie par :

$$\epsilon = 1 - S_1/200 \quad (\text{voir la Fig. 12}).$$

Nous avons testé deux sortes de grille à mailles carrées en acier inoxydable (voir la Fig. 13), soit :

grille 1 :  $L_h \times L_v \times D = 12 \times 24 \times 2$  mm

grille 2 :  $L_h \times L_v \times D = 6,2 \times 6,2 \times 0,6$  mm

(avec fils verticaux au contact de la paroi) et nous avons utilisé deux sortes de paroi support :

(a) une paroi en cuivre lisse, donc plus mouillable que la grille en acier inoxydable ;

(b) une paroi en cuivre couverte d'une couche de peinture, donc pour la rendre moins mouillable que la grille.

La procédure expérimentale a consisté à mesurer la fraction de surface mouillable, en fonction du débit, quand on diminue très lentement ce débit. A titre d'exemple, la Fig. 14 montre les courbes obtenues, pour une paroi en cuivre nue, inclinée à 10°, avec un flux de chaleur de 3 kW m<sup>-2</sup>, soit soit munie de l'une ou de l'autre grille.

On constate que la surface cesse d'être mouillée à 100% à partir d'un certain nombre de Reynolds qui vaut :

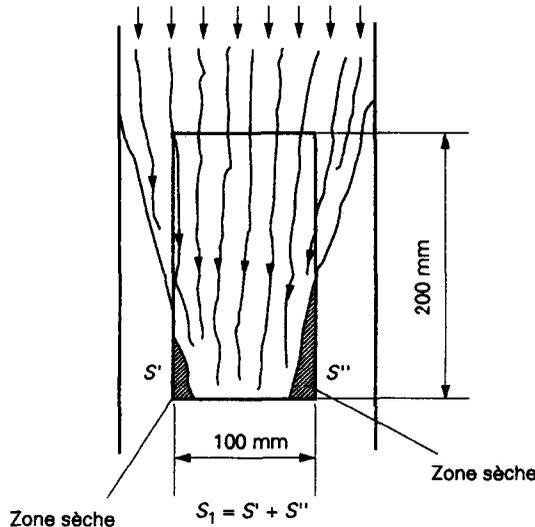


FIG. 12. Mesure de la fraction de surface mouillable.

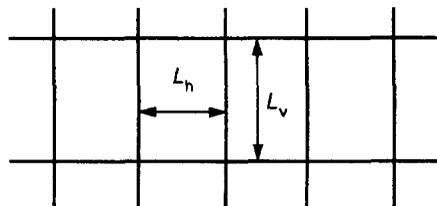


FIG. 13. Taille de la grille à mailles carrées.

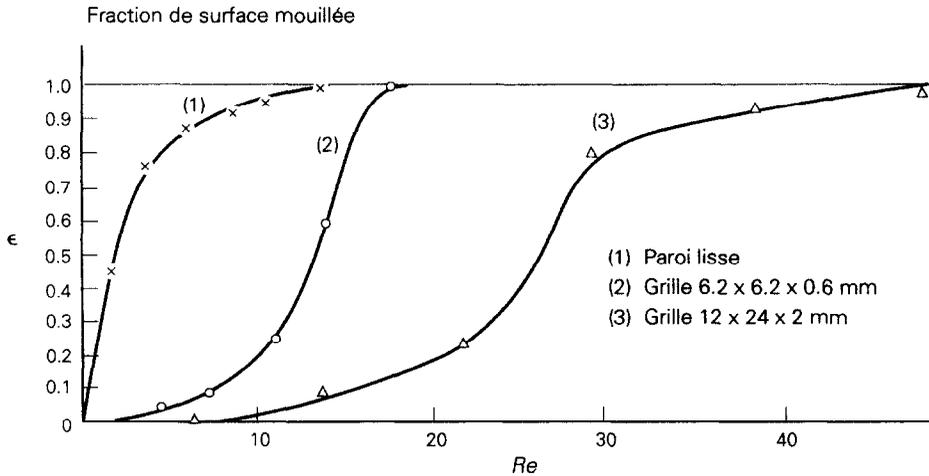


FIG. 14. Fraction de surface mouillée pour  $\theta = 10^\circ$ , et pour paroi lisse, munie de la grille  $6,2 \times 6,2 \times 0,6$  mm et munie de la grille  $12 \times 24 \times 2$  mm.

- (a) 14 pour la paroi lisse ;  
(b) 18 pour la paroi munie de la grille 2 ;  
(c) 46 pour la paroi munie de la grille 1.

D'autre part la Fig. 15 montre la fraction de surface mouillable en fonction de  $Re$ , pour la plaque nue munie de la grille 1, et pour diverses inclinaisons entre  $0^\circ$  et  $90^\circ$ . On voit que cette inclinaison a une très grande influence.

Enfin les Figs. 16 et 17 donnent le nombre de Reynolds critique (seuil d'apparition des zones sèches) en fonction de l'angle d'inclinaison, pour une même paroi, soit lisse, soit avec grille 1, pour un flux de chaleur de  $3 \text{ kW m}^{-2}$ . Dans la Fig. 16, la paroi de cuivre est nue, donc *plus* mouillable que la grille. Au contraire, dans la Fig. 17, la paroi est couverte de peinture, donc *moins* mouillable que la grille. On constate que, dans les deux cas, la grille a une influence *défavorable* : la paroi lisse est toujours plus mouillable que couverte d'une grille.

## 5. CONCLUSION

L'addition de grilles à une paroi support d'un film ruisselant en cours d'être chauffé, est bénéfique pour les débits correspondant à un régime d'écoulement "intermédiaire". En effet, pour les très grands nombres de Reynolds, l'écoulement est déjà spontanément turbulent et l'addition de promoteurs de turbulence n'augmente presque pas le coefficient de transfert.

D'autrepart, pour les très faibles nombres de Reynolds, le film, qui s'écoule en régime laminaire, a une épaisseur très faible. Il tend spontanément à se déchirer pour former des zones sèches. L'addition de grille ne diminue pas ce phénomène, au contraire il l'intensifie.

Dans la zone de transition intermédiaire, une grille à mailles carrées de dimensions environ 10 à 30 mm peut multiplier le coefficient de transfert par un facteur 2 et même 3.

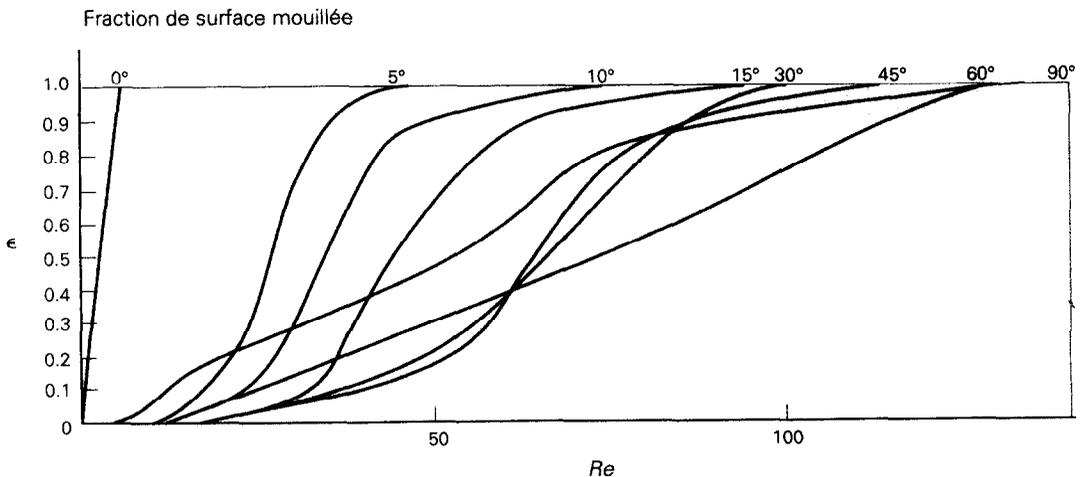


FIG. 15. Fraction de surface mouillée en fonction du  $Re$  pour divers angles d'inclinaison et pour une paroi munie de la grille  $12 \times 24 \times 2$  mm.

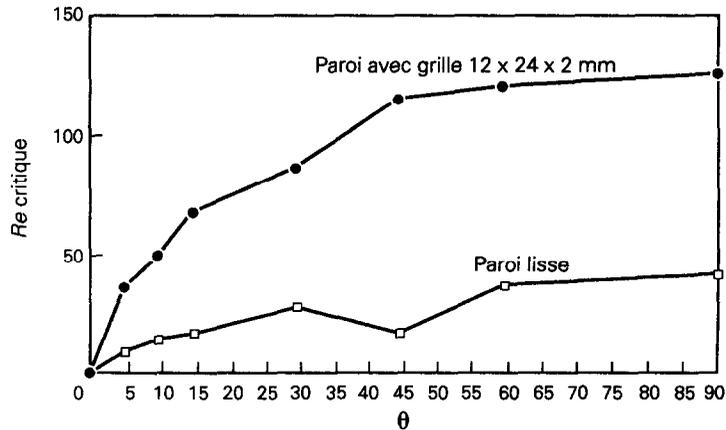


FIG. 16. Comparaison de  $Re$  critique en fonction de l'angle d'inclinaison entre une paroi et une paroi lisse munie de la grille  $12 \times 24 \times 2$  mm.

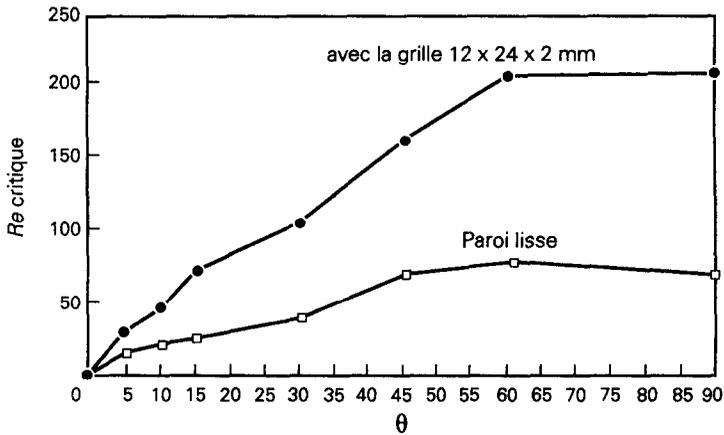


FIG. 17. Comparaison de  $Re$  critique en fonction de l'angle d'inclinaison entre une paroi couverte de peinture et une paroi couverte de peinture munie de la grille  $12 \times 24 \times 2$  mm.

REFERENCES

1. L. Garwin and W. Kelly, *Ind. Engng Chem.* **47**, 392 (1945).
2. J. T. Davies and A. M. Shawki, Heat transfer from turbulent falling films of water and non-Newtonian solutions, on smooth and on ridged plates, *Chem. Engng Sci.* **29**, 1801-1808 (1974).
3. T. Ueda and T. Tanaka, Studies of liquid film flow in two-phase annular and annular-mist flow regimes (Part I, Downflow in a vertical tube), *Bull. J.S.M.E.* **17** (107), 603-613 (1974).
4. W. Wilke, Wärmeübergang an Riesselfilme, *ForschHft. Ver. Dt. Ing.* **409**, B28 (1962).
5. A. Faghri and P. Payvar, Transport to thin falling liquid films, *Int. J. Energy Heat Mass Transfer* No. 2, 153-173 (1979).
6. T. Fujita and T. Ueda, Heat transfer to falling liquid films and film breakdown—I, *Int. J. Heat Mass Transfer* **21**, 97-108 (1978).
7. G. Gimbitis, Heat transfer of a turbulent vertically falling film, *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Tokyo, Vol. II, pp. 85-89 (1974).
8. Z. Jiang, T. Ma, J. Zhao and X. Huo, Operating limit of gravity pipes due to falling film breakdown, *IHPC, Sixth Int. Heat Pipe Conf.*, Grenoble, France, 25-29 May, pp. 430-435 (1987).
9. B. Q. Liu, Pompes à chaleur à absorption pour hautes et très hautes températures, Thèse de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, Nancy, France, 18 Déc. (1990).