

CYCLES DE CONFERENCES SUR
LES SOURCES FROIDES DES CENTRALES ELECTRIQUES

ROYAUMONT : 6 - 10 OCTOBRE 1975

CONDENSATION EN GEOMETRIE COMPLEXE

F. LAURO

CENTRE D'ETUDES NUCLEAIRES DE GRENOBLE

L'étude théorique de la condensation, c'est-à-dire un développement mathématique amenant à la détermination du coefficient d'échange de condensation, ne peut être conduit avec un certain succès que pour des cas bien limités : petite plaque verticale ou inclinée, tube horizontal, tube vertical de faible hauteur.

Parmi les principales hypothèses prises en compte pour ce développement mathématique on considère toujours, pour le condensat, un régime d'écoulement laminaire et pour la surface une température uniforme.

Dans la pratique il existe des formes de surfaces qui augmentent, très sensiblement, le transfert de chaleur lors de la condensation d'une vapeur sur une surface mouillable par le condensat.

Pour ce type de surface, une étude théorique du coefficient d'échange, même pour des conditions très restrictives comme vu précédemment pour une surface plane (théorie de Nusselt), devient très vite inextricable et l'on doit se contenter pour l'instant de résultats globaux expérimentaux.

Les surfaces en question sont des surfaces non lisses de telle sorte que le condensat est soumis à l'effet de tension superficielle, négligeable pour les surfaces planes ou à grand rayon de courbure. Il est intéressant de noter que pour de telles surfaces la nature du matériau peut jouer un rôle important. En effet, si pour une surface d'échange plane les gradients de températures en surface sont nuls ou très faibles, il n'en est pas de même pour des surfaces à petites courbures.

Un certain nombre de résultats d'essais sur des tubes à formes spéciales, aussi bien en France qu'à l'Etranger, illustrera ce phénomène.

1. AVANT PROPOS.

L'effet de géométrie a une très grande importance dans les phénomènes de condensation et, en dehors de la plaque plane de faibles dimensions, verticale ou inclinée, toutes les autres géométries peuvent être considérées comme complexes. Il en découle que dans la pratique la plupart des surfaces d'échange utilisées pour la condensation, sont telles qu'il est difficile d'obtenir par le calcul, en particulier par la résolution des équations de Navier Stokes, des résultats satisfaisants dans la connaissance des valeurs des coefficients d'échanges.

Il est assez révélateur, à ce propos, de noter que pour le cas de la condensation sur un tube horizontal cylindrique lisse la corrélation encore souvent utilisée aujourd'hui est celle de Nusselt, or cette corrélation pour plusieurs expérimentateurs, dont nous mêmes, s'est révélée imprécise par défaut de quelque 20 à 30 % pour de la vapeur d'eau...

Sans doute l'une des principales lacunes des méthodes mathématiques, pour tenter d'atteindre par le calcul le coefficient d'échange de condensation, réside dans le fait que l'on fait la plupart du temps l'hypothèse que la température de surface solide réfrigérée reste constante. Cette hypothèse déjà très grossière pour des surfaces à grand rayon de courbure devient inacceptable pour des surfaces à faible rayon de courbure.

D'une façon générale, l'écoulement du condensat sur la surface est considéré comme laminaire jusqu'à des Nombres $Re = \frac{4 \zeta}{\mu}$ de l'ordre de 300 à 800, suivant les cas et les auteurs.

- μ étant la viscosité dynamique du condensat (à la t° de saturation).

- ζ étant le débit du film de condensat par unité de largeur de surface perpendiculairement à la direction de l'écoulement.

Des nombres de Reynold supérieurs à ces valeurs ne se rencontrent dans la pratique que pour des tubes verticaux de grande longueur.

2. EFFET DE RUGOSITE.

Comme cela vient d'être dit, dans la plupart des cas pratiques l'écoulement du condensat est laminaire sur la surface d'échange. Si nous considérons un écoulement à Reynolds critique de 500 par exemple, la relation : $\zeta = \frac{g \rho^2}{3 \nu} h^3$ (pour un écoulement laminaire vertical),

avec ν g = accélération de la pesanteur.

ρ = masse spécifique du condensat.

h = épaisseur du condensat.

ζ et ν (voir § 1).

permet d'obtenir $h \leq \left(\frac{3,500 \cdot \nu^2}{\rho^2 g} \right)^{1/3}$

soit pour de l'eau à 30° C $h \leq 0,3$ mm.

pour de l'eau à 100° C $h \leq 0,15$ mm.

Il est logique d'imaginer que pour des épaisseurs aussi faibles la rugosité de la surface puisse avoir un effet.

Le développement mathématique d'un écoulement laminaire d'un film sur une surface rugueuse (idéalisée par une surface sinusoidale), même en négligeant les effets de tension superficielle est très compliquée ; elle doit utiliser une méthode du type "relaxation" comme celle de SOUTHWELL par exemple.

Sans entrer dans le détail, signalons simplement que la rugosité (de faible amplitude) est dans tous les cas néfaste.

La figure 1 donne une idée de cet effet pour une surface verticale. Nous n'avons pas, nous-mêmes, fait des essais sur ce sujet.

Dans la pratique, avec les tubes lisses actuellement utilisés (en faisceaux horizontaux ou verticaux), l'effet de rugosité est globalement négligeable puisque ζ est très faible et Re très grand uniquement au commencement de l'établissement du film de condensat (haut du tube vertical ou génératrice haute du 1er tube horizontal d'un faisceau horizontal).

Bien que n'ayant pas été mis précisément en évidence, à ma connaissance, pour les tubes à surface ondulée, (voir § 4), il est certain que dans ce cas la rugosité de surface peut jouer un grand rôle sur la valeur globale moyenne du coefficient d'échange de tels tubes.

En effet pour de tels tubes, sur un pourcentage non négligeable de leur surface, (partie convexe) le coefficient d'échange local est excellent car l'épaisseur du film de condensat est très faible d'où une grande influence de la rugosité.

Remarque : Effet d'ailette.

Bien que l'effet de rugosité n'a rien à voir avec l'effet d'ailette, il est bon de rappeler brièvement que l'utilisation de surface ailettée pour la condensation est sans aucun intérêt dans les cas courants et ceci pour les raisons principales suivantes :

- les coefficients d'échange de condensation sont relativement bons sur les surfaces lisses (tube ordinaire),
- difficulté d'assurer un bon balayage des incondensables autour des ailettes.

La courbe de la figure 2(a) donne un exemple de rendement d'ailette en fonction du paramètre $h \sqrt{\frac{H}{\lambda \beta}}$.

Pour la vapeur d'eau sur tube en CuNi 90-10, on peut prendre pour $\frac{H}{\lambda}$ une valeur moyenne de 250 il s'en suit que pour avoir un rendement minimum de 50 % on devrait avoir :

$$\frac{h}{\sqrt{\beta}} \leq 0.1 \quad \text{ce qui est évidemment absurde.}$$

Certaines ailettes, judicieusement placées sur la surface d'échange, ayant pour rôle "d'essuyer" celle-ci de son condensat, augmentent sensiblement le coefficient d'échange moyen.

Les figures 2(b) et 2(c) illustrent ce phénomène respectivement pour un tube horizontal et un tube vertical. Nous avons nous-mêmes expérimenté le cas de la figure 2(b), les ailettes latérales étant remplacées par une zone de même largeur rendue Hydrophobe.

3. FAISCEAU DE TUBES HORIZONTAUX. (Condensation en film)

Un faisceau de tubes horizontaux est également une géométrie complexe vis-à-vis de la condensation, même si nous faisons abstraction des problèmes importants des pertes de charges qui abaissent la température de saturation, ainsi que les effets de contraintes superficielles qui s'exer-

cent sur le film de condensat, du fait des grandes vitesses que peut atteindre la vapeur dans la pénétration d'un très gros faisceau.

Si l'on s'en tient donc uniquement à l'effet de géométrie de la surface sur le coefficient d'échange de condensation, on constate que lors d'une condensation en film sur plusieurs tubes horizontaux dans un même plan vertical, le coefficient d'échange de condensation moyen d'un tube va en diminuant dans le sens de la gravité.

C'est Nusselt le premier qui, analytiquement a donné une corrélation pour traduire cet effet :

$$h_N = h_1 \times N^{-\frac{1}{4}}$$

N = nombre de tubes horizontaux dans le même plan vertical.

h_1 = coefficient d'échange du 1er tube (le plus haut).

h_N = coefficient d'échange moyen de N tubes successifs dans le même plan vertical.

En ce qui concerne h_1 , nous avons déjà dit précédemment que pour la vapeur d'eau la corrélation de Nusselt est très sous estimée.

La diminution en $N^{-1/4}$ donnée par Nusselt est également pessimiste.

Généralement on apporte donc à cette formule les corrélations suivantes :

$$h_N = k \cdot \varphi(N) \cdot h_1 \cdot N^{-\frac{1}{4}}$$

k étant une constante et $\varphi(N)$ une fonction de N qui minimise la diminution en $N^{-1/4}$.

Pour la valeur de k , nos propres essais, sur notre boucle OMER de Grenoble, nous ont conduit à choisir 1,28. Pour ce qui est de $\varphi(N)$ nos essais viennent de démarrer sur la boucle CGFT à Grenoble qui est schématisée sur la figure Fig 3(c).

Le graphique de la Fig 3(a) donne l'allure des résultats déjà obtenus.

Les schémas de la Fig 3(b) explique la difficulté que l'on peut rencontrer dans la reproductibilité des essais dès que le rapport : pas des tubes sur diamètre extérieur des tubes descend en dessous d'une certaine valeur. Il y a alors possibilité d'un "échappement latéral" des gouttes de condensat. Ces gouttes sont relativement grosses et oscillent souvent avant de se détacher. Dans ce cas, il est évident que le coefficient d'échange est meilleur, l'épaisseur moyenne de condensat sur l'ensemble des tubes étant inférieure à celle d'un écoulement bien vertical du condensat.

4. CONDENSATION SUR SURFACE NON PLANE.

Nous entendons par surfaces non planes, des surfaces possédant à la fois des convexités et des concavités à faibles rayons de courbure. Dans ce cas le condensat, pendant son écoulement sous l'effet de la gravité, voit sa surface libre suivre, plus ou moins, la forme de la surface solide. Elle possède donc, elle aussi, des rayons de courbures relativement faibles donnant naissance, par tension superficielle à des gradients de pression très élevés.

Les figures 4(a) et 4(b) illustrent ce phénomène.

Il faut noter également qu'à cet effet purement géométrique, que l'on pourrait également constater dans l'écoulement adiabatique d'un film d'eau sur une telle surface, se superpose l'effet Marangoni dû aux gradients de température dans le film.

Le phénomène est semblable à celui que l'on peut rencontrer symétriquement dans l'évaporation d'un film liquide sur la même surface.

On suppose que les vitesses, (voir Fig 4(a)) atteintes dans la partie mince du film (sur la convexité de la surface) sont plusieurs fois supérieures à celle de l'écoulement vertical du condensat dans le fond de la cannelure et qu'il y a alors renouvellement très rapide à la surface du condensat ce qui explique les très bons coefficients d'échange obtenus.

Pour avoir leur meilleure efficacité ce type de surface doit travailler verticalement.

Dans les études que nous avons menées pour le dessalement de l'eau de mer, de telles surfaces se présentent sous forme de tubes verticaux dont les cannelures apparaissent à la fois vers l'intérieur et l'extérieur. A titre d'exemple de comparaison la figure 4(c) montre la différence de coefficient d'échange que l'on peut obtenir entre un tube lisse et un tube cannelé axialement. Précisons que dans le cas de cette figure, il y a vaporisation d'un film liquide descendant à l'intérieur du tube avec un

$$Re = \frac{4V}{\mu} \quad \text{compris entre 5 000 et 15 000.}$$

De tels tubes ont été essayés dans notre station d'essai de Toulon.

Notons que ces tubes conservent, la plupart du temps, une partie cylindrique à leurs extrémités pour faciliter la fixation sur les plaques tubulaires.

5. CONDENSATION SUR TUBES HORIZONTALS NON LISSES. (Tubes corrugués)

Nous dirons quelques mots sur ce type de tube bien que, le gain sur le coefficient d'échange global obtenu avec celui-ci, se fasse surtout sur le côté intérieur du tube (convection forcée) et très peu côté condensation.

Avec ce modèle de tube, voir Fig 5(a), on recherche avant tout une amélioration du coefficient d'échange côté eau, (vitesse de l'eau de 1 à 4 m/s), par destruction périodique de la couche limite laminaire à la paroi du tube, couche dans laquelle réside la quasi totalité de la résistance thermique.

Pour obtenir ce résultat il est nécessaire d'avoir des obstacles de hauteurs et de pas déterminés suivant l'axe du tube. Le moyen le plus économique pour la réalisation de ces obstacles intérieurs est d'effectuer un simple moletage hélicoïdal, si possible "à creux", d'un tube initial cylindrique. L'épaisseur du tube restant pratiquement constante il s'en suit que, côté extérieur du tube, on retrouve le même profil. Ces cannelures extérieures n'ont qu'un effet secondaire sur le transfert de chaleur côté condensation avec la vapeur d'eau, car elles ont une longueur, dans le sens vertical, trop courte pour un tube isolé et, dans le cas d'un faisceau de tubes, il y a "redistribution" du débit de condensat à chaque passage d'un tube sur l'autre.

Côté intérieur du tube, la cannelure doit avoir une pénétration comparable à l'épaisseur de la couche limite. Le pas est à optimiser en relation avec cette pénétration.

Il est bien évident qu'avec de tels tubes, l'augmentation du coefficient d'échange s'accompagne d'un accroissement du coefficient de frottement.

Nous avons expérimenté à Grenoble plusieurs types de tubes en titane avec des pas et des hauteurs de corrugations différents. Le graphique de la figure 5(b) donne un exemple des résultats obtenus pour un nombre de $Re = 50\ 000$. En ordonnée on trouve le rapport des nombres de Nusselt intérieur du tube corrugué sur celui du tube lisse. et en abscisse, le rapport des coefficients de frottement tube corrugué sur tube lisse.

Dans notre station de dessalement nous avons testé simultanément vis-à-vis des salissures dans les conditions de condenseurs de dessalement

ou de centrale électrique, (Eau de mer froide chlorée à 2,5 ppm) des tubes lisses et corrugués en CuNi 90-10.

Les résultats se sont avérés satisfaisants.

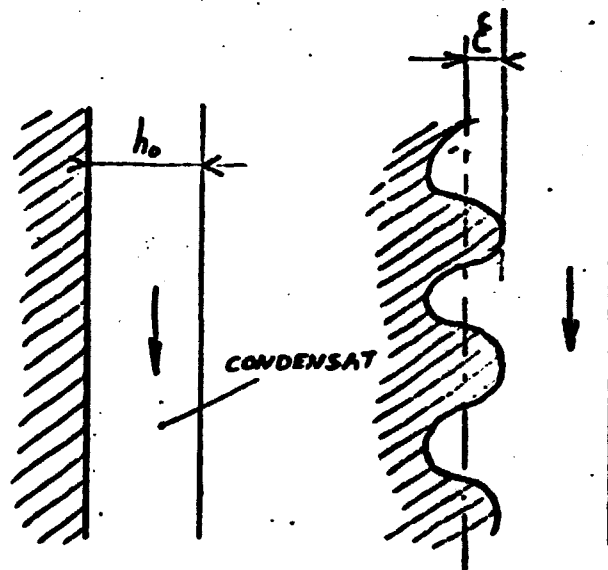
On peut obtenir avec ces tubes des augmentations du coefficient d'échange global de 30 à 40 % par rapport aux tubes lisses pour une augmentation du coefficient de frottement (et non pas perte de charge) d'un facteur 2.

Six tubes en titane, fabriqués par la société Vallourec suivant les profils de corrugation que nous lui avons définis ont été montés sur l'un des condenseurs de la centrale électrique de BOUCHAIN, au mois de Mai 1974. Aujourd'hui après environ 10 000 heures de fonctionnement aucun problème n'est apparu, malgré les écartements des plaques supports du condenseur assez mal adaptés pour ces tubes.

5. CONCLUSION.

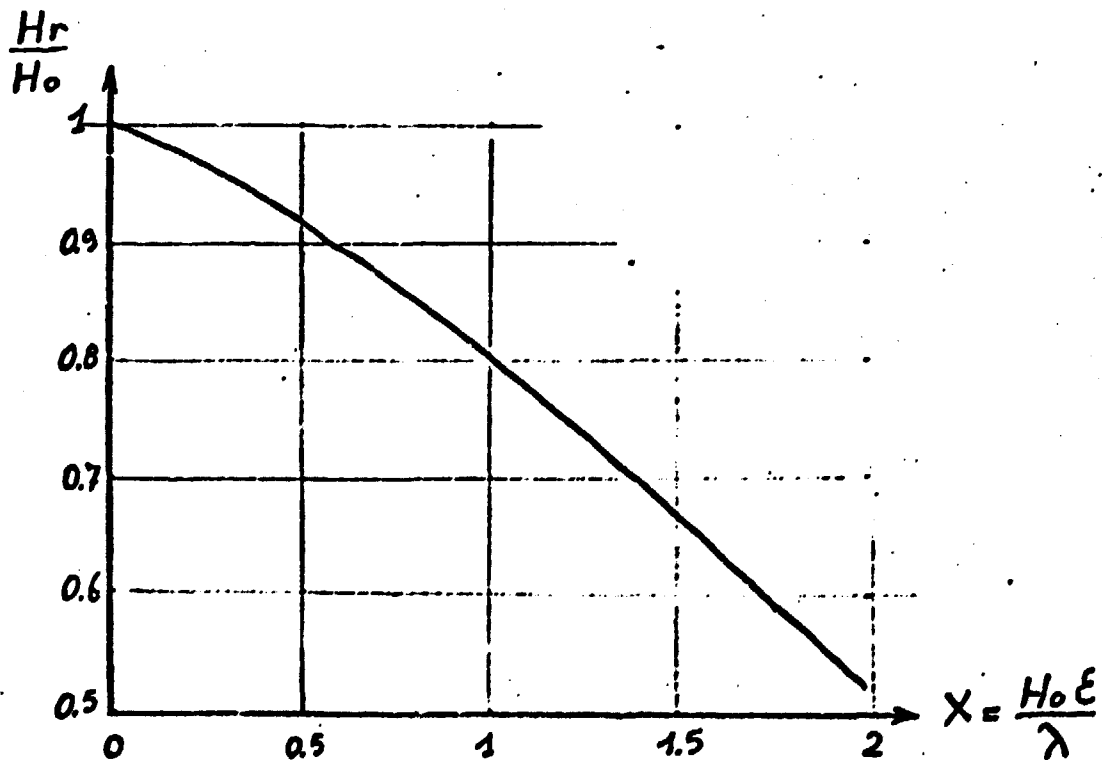
La période d'énergie et matières premières de base chères que nous vivons, devrait donner un intérêt certain à la recherche de géométries spéciales adaptées dans le but d'amplifier les coefficients d'échange de condensation. Les transferts de chaleur avec de telles géométries entraînent une conduction à travers le matériau de la surface d'échange qui n'est plus perpendiculaire à celle-ci d'où la différence très sensible que l'on peut obtenir pour une même géométrie avec des matériaux différents. Les essais globaux pratiques de ces différentes surfaces devront donc se faire pour tous les matériaux envisageables.

- EFFET de RUGOSITÉ -



PAROI LISSE

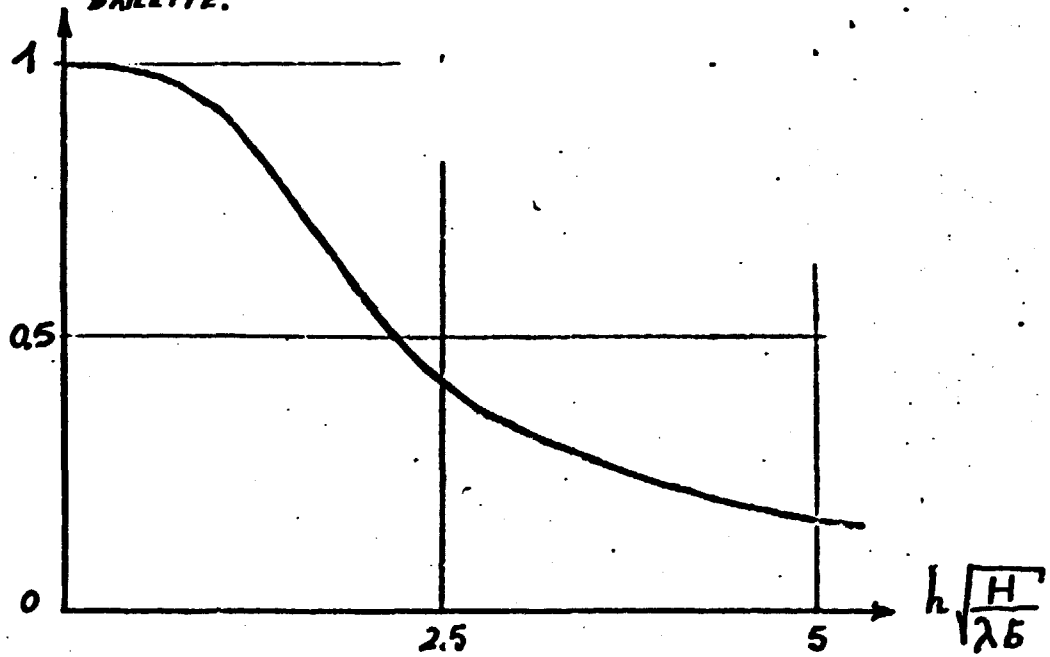
PAROI RUGUEUSE



H_0 : Coef. échange moyen pour une paroi verticale lisse de hauteur donnée.
 H_r : " " " " " rugueuse de même hauteur.
 λ : Conductibilité thermique du condensat.
 ϵ : Amplitude de la rugosité (supposée sinusoïdale)

EFFET D'AILETTE.

η = RENDEMENT
D'AILETTE.



H = Coef. d'échange de condensation.
 λ = Conductibilité thermique du matériau de l'ailette.
 δ = demi-épaisseur à la base d'ailette.
 h = hauteur d'ailette.

Fig 2 (a)

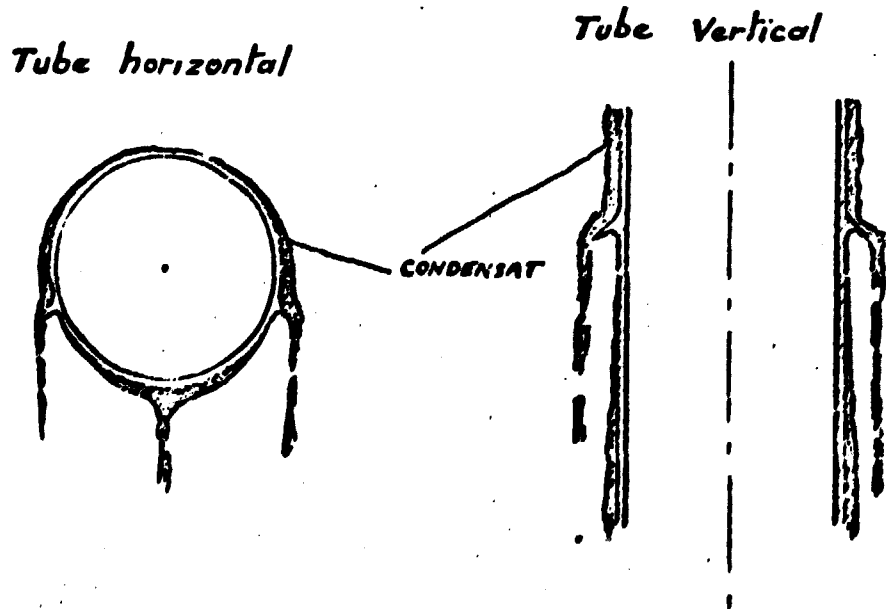


Fig 2 (b)

Fig 2 (c)

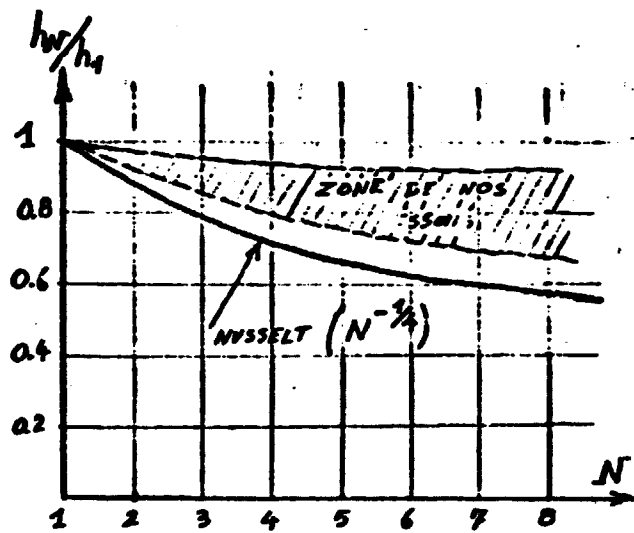


Fig 3(a)

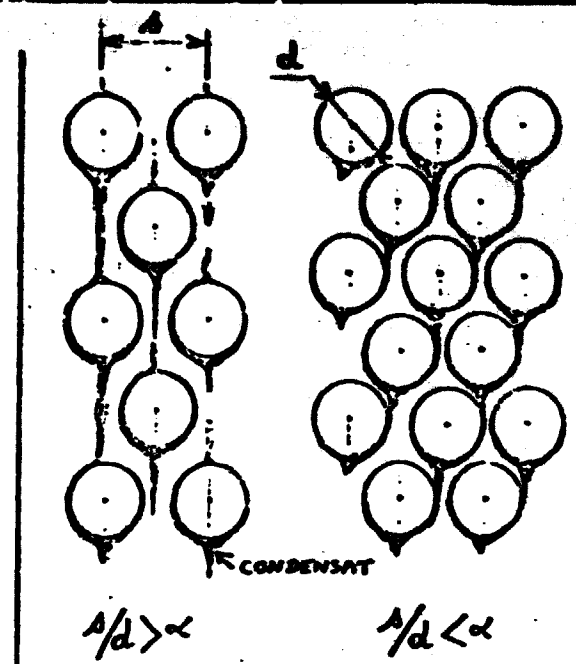


Fig 3(b)

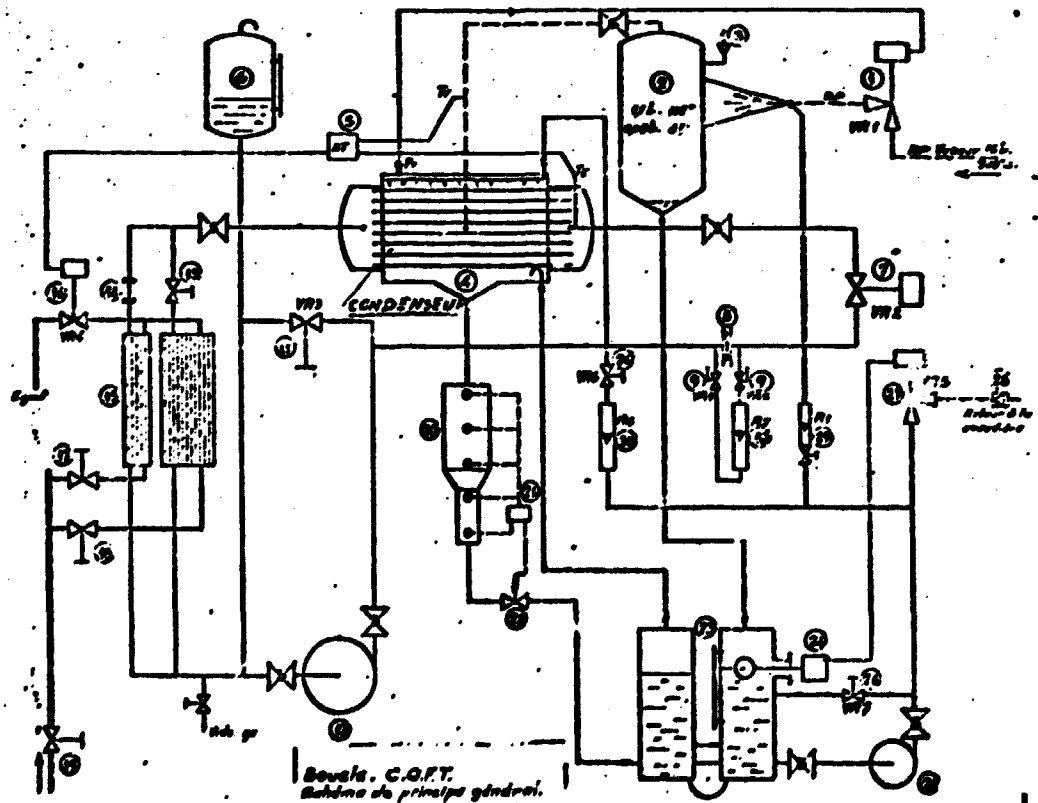
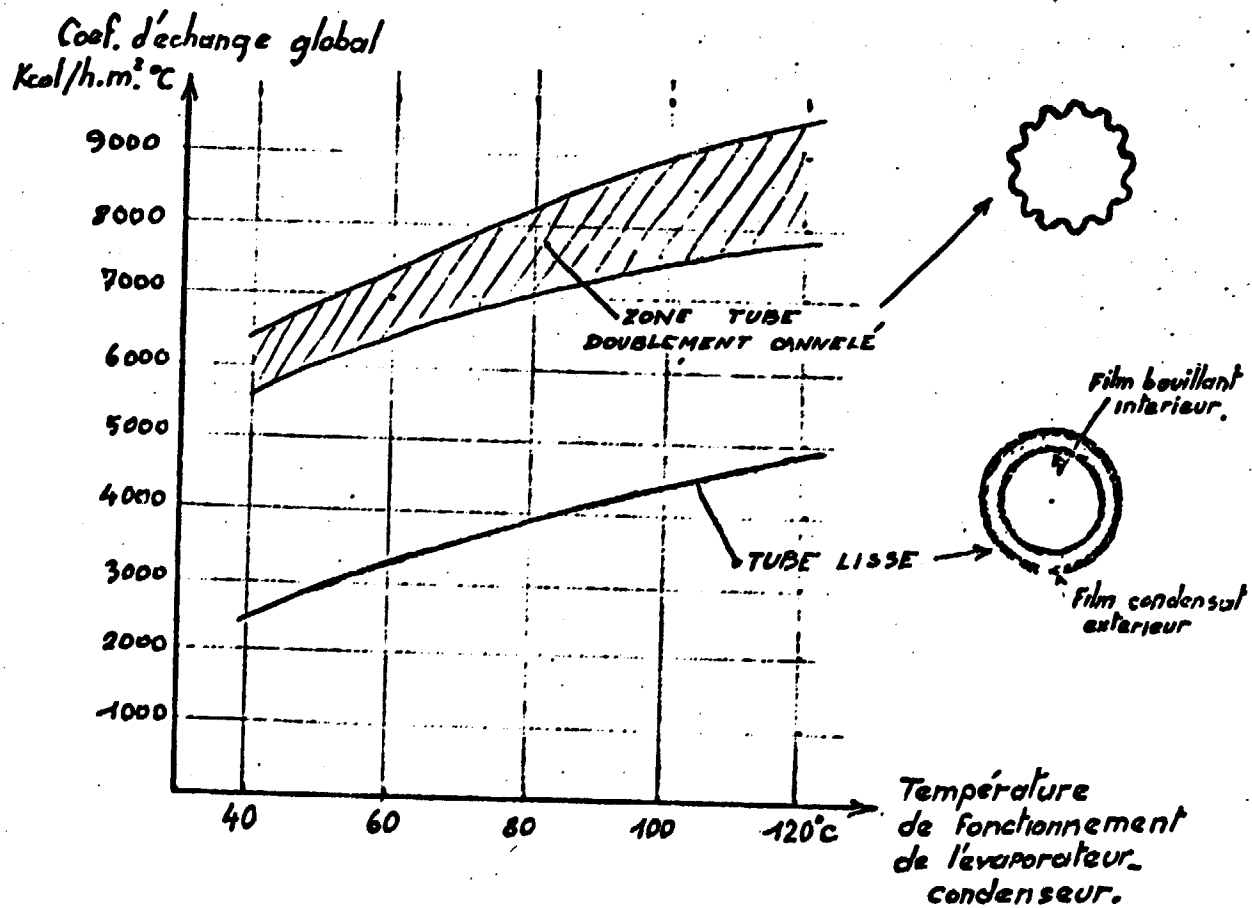
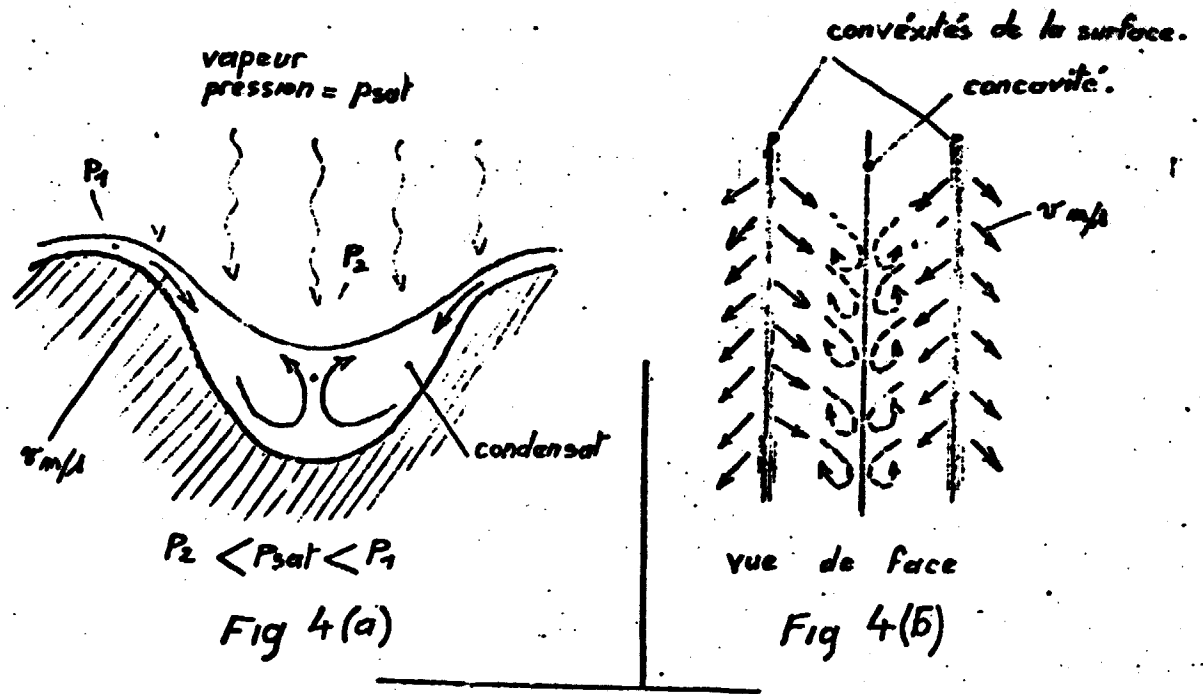


Fig 3(c)



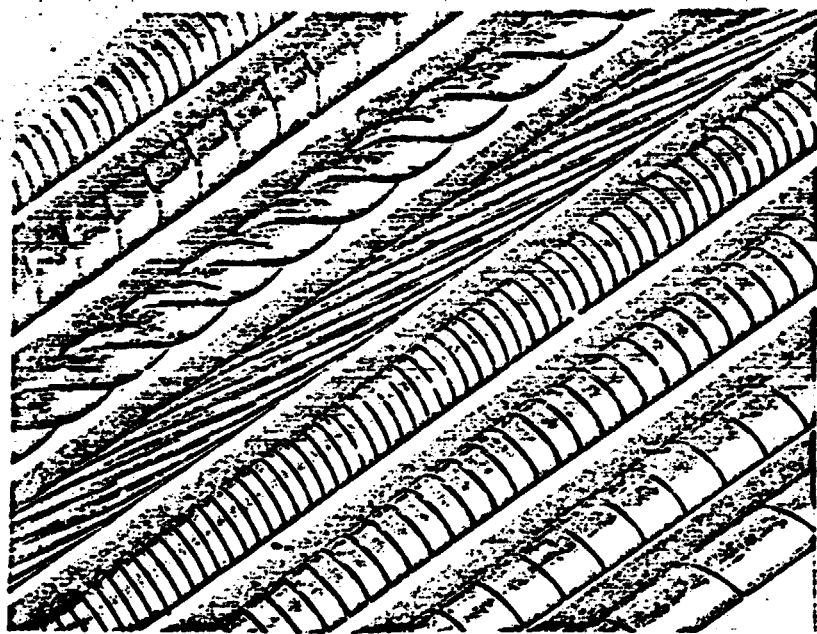


Fig 5(a)

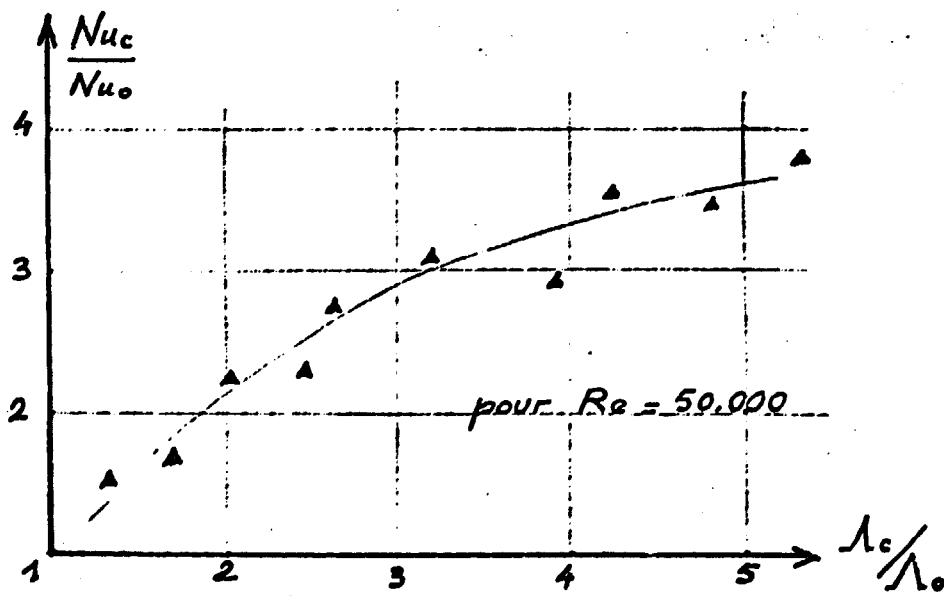


Fig 5(b)