



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

[M] 1996 CLAUZADE, B.

ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES INDUSTRIES CHIMIQUES**LABORATOIRE DES SCIENCES DU GENIE CHIMIQUE****THESE**

présentée à

L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE

pour l'obtention du grade de

Docteur de l'INPL

Spécialité : **GENIE DES PROCÉDES**

par

BERTRAND CLAUZADE**SUJET : ETUDE DES ECHANGEURS ET EVAPORATEURS
A FILM RUISSELANT SUR PAROIS EN GRAPHITE**

Soutenue publiquement le 31 mai 1996 devant la commission d'examen

Jury :	Président :	A. LAURENT
	Rapporteurs :	A. PENTENERO
		F. MEUNIER
		J.M. BAUER
	Examineurs :	P. LE GOFF
		J.M. HORNUT



D 136 003263 6

Service Commun de la Documentation
INPL
Nancy-Brabois

REMERCIEMENTS

Cette étude a été menée dans le cadre du Laboratoire des Sciences du Génie Chimique sous contrat avec l'Agence Française pour la Maîtrise de l'Energie et la Société le Carbone Lorraine.

J'adresse toute ma gratitude à M. Le Professeur P. LE GOFF qui m'a accueilli dans son équipe dès le stage de DEA, et qui comme directeur de thèse m'a dirigé et conseillé tout le long de mon travail.

Monsieur le Professeur A. PENTENERO a accepté de juger ce mémoire, il m'avait permis de rencontrer Monsieur le Professeur P. LE GOFF. Qu'il en soit très vivement remercié.

Monsieur le Professeur MEUNIER a accepté de bien vouloir examiner mon travail . Qu'il en soit particulièrement remercié.

M. BAUER a accepté de juger ce travail, poursuivant ainsi la participation de la société Le Carbone Lorraine déjà active par la mise à disposition de matériel expérimental. Qu'il en soit tout particulièrement remercié.

Messieurs les Professeurs A. LAURENT et J.M. HORNUT me font l'honneur d'être membres de mon jury d'examen. Je leur en suis très reconnaissant.

Monsieur A. CHENU m'a apporté son nécessaire soutien technique qu'il en soit largement remercié.

Mes remerciements s'adressent aussi à Monsieur H. LE GALL pour ses nombreux et divers conseils techniques.

Madame J. LE GOFF m'a fait profiter de sa gentillesse, et son dynamique pendant mon passage dans l'équipe, je la remercie chaleureusement.

PLAN GENERAL

0 RESUME	p 1
1 INTRODUCTION	
1.1. Présentation générale	p 3
1.2. Présentation du sujet	p 4
1.3. Présentation du rapport	p 5
2 LES STRUCTURES D'EVAPORATEURS A PAROI GRAPHITE	
2.1. Carboplan	p 7
2.2. Carbotube	p 8
2.3. Carboaillette	p 9
2.4. Carbospire	p 10
2.5. Carbobloc	p 11
3 LES FILMS RUISSELANTS	
3.1. Hydraulique	p 12
3.2. Mouillabilité-Stabilité	p 14
3.3. Transfert de chaleur	p 18
3.4. Liste bibliographique	p 19
4 TECHNIQUES EXPERIMENTALES	
4.1. Contexte chronologique	p 13
4.2. Les objets étudiés	p 13
4.3. Les techniques de mesures	p 19
4.4. Etalonnage	p 23
4.5. Bancs d'essais	p 31
4.6. Gammes de fonctionnement	p 36
4.7. Exploitation des mesures	p 38
5 RESULTATS EXPERIMENTAUX	
5.1. Hydrodynamique	p 44
5.2. Echauffement rectiligne	p 49
5.3. Evaporation rectiligne	p 64
6 MODELISATION	
6.1. Etalonnage	p 70
6.2. Hydraulique d'un écoulement ondulé	p 73
6.3. Stabilité d'un écoulement ondulé	p 77
6.4. Transfert thermique d'un écoulement ondulé	p 86
6.5. Ecoulement spiralé	p 100
6.6. Echauffement spiralé	p 117
6.7. Evaluation d'un évaporateur Valeur Technique	p 125

0 RESUME

L'objet du présent travail est l'étude expérimentale du transfert thermique et de l'hydraulique d'un film ruisselant de solution aqueuse sur une paroi verticale lisse ou travaillée et sur une paroi spiralée à faible pente: les parois sont en graphite afin de pouvoir utiliser des solutions de LiBr à une température supérieure à 120°C (limite de corrosion des aciers inoxydables courants), les régimes de transfert de chaleur étudiés sont l'échauffement et l'évaporation (dans le cadre d'un cycle de pompe à chaleur).

L'objet principal de cette étude est le comportement thermique des films ruisselant d'épaisseur ondulée verticalement.

La non-uniformité des films ruisselant a été observée en absence de transfert thermique pour des nombres de Reynolds supérieurs à 400.

Soumis à l'effet thermo-capillaire d'un transfert de chaleur, les films ruisselant sur une paroi lisse verticale sont toujours apparus déformés jusqu'à au moins $Re = 800$ (limite du banc d'essai).

Un modèle décrit le comportement du film non-uniforme en prenant en compte de manière simple les paramètres suivants:

- Energie mécanique (cinétique + surfacique, critère de Hobler, modèle de Nusselt)
- Profils de températures locales moyennes (modèle de Nusselt)
- Transfert dans la paroi conductrice à deux dimensions du flux de chaleur issu d'une source uniforme

Ce modèle qui décrit le couplage du comportement thermique et mécanique dans un film non-uniforme, permet de retrouver théoriquement la stabilité d'un film ondulé verticalement.

Ce travail de modélisation aboutit à la conclusion que le système flux de chaleur / paroi conductrice / film ruisselant doit être considéré dans son ensemble sauf dans les cas où le transfert latéral de chaleur dans la paroi est faible par rapport au transfert perpendiculaire, ou lorsque la densité moyenne du flux de chaleur est faible, ou lorsque le débit est fort.

Les résultats expérimentaux sont donc présentés en précisant les conditions de fonctionnement du système à trois composantes, nombre de Reynolds (entre 100 et 800), densité de flux de chaleur de 5 à 15 kW/m², épaisseur de paroi entre

15 et 17mm. Compte tenu du nombre important de paramètres de ce système nous n'avons pas cherché à les corréler.

De nombreuses géométries de paroi ont été testées, différentes rugosités de parois planes, différentes épaisseurs de paroi, rainures verticales, rainures horizontales, rainures ondulées sur une paroi plane (200mm x 400mm) ou cylindrique ($\varnothing = 170\text{mm}$, Longueur=500mm). Dans des conditions de transfert en échauffement et évaporation, les mesures ont toutes donné des valeurs de coefficient de transfert généralement largement inférieures à celles obtenues avec des films uniformes et surtout dont l'évolution est croissante en fonction du nombre de Reynolds en régime laminaire ondulé. La surface développée par ces méso-macro-rugosités est le paramètre prépondérant pour augmenter le coefficient de transfert global, cependant l'influence du mélangeage local semble efficace dans le cas d'un rainurage vertical ondulé qui permet un mélangeage continu des filets dans l'épaisseur du film sans augmenter de manière rédhibitoire l'épaisseur moyenne du film.

Sur une section d'échangeur à ailette spiralée, il a été étudié qualitativement le comportement hydraulique d'un film ruisselant, on a pu voir comment la force centrifuge agit sur l'écoulement. Un modèle simplissime a été développé pour situer l'influence du débit de recirculation radial sur le coefficient de transfert de chaleur en échauffement et régime laminaire: en accord avec quelques résultats expérimentaux il permet corroborer de l'intérêt intuitif de ce dispositif qui d'ailleurs a fait l'objet d'un dépôt de brevet.

Sur un plan plus théorique une modélisation technique a permis de situer l'influence des paramètres géométriques d'un échangeur cylindrique avec ou sans ailettes rectilignes ou spiralées sur les performances en évaporation et/ou échauffement. Cette étude a permis d'identifier la configuration à trois ailettes spiralant en parallèle comme étant la plus efficace à volume extérieur égal (encombrement), tant sur le plan de la densité volumique de flux de chaleur que sur le plan du taux d'évaporation.

1 INTRODUCTION

1.1 Présentation générale

L'évaporation est l'une des plus vieilles opérations unitaires des procédés industriels. Des évaporateurs modernes, dans des installations à grande échelle, étaient utilisés pour produire du sucre et du sel dès le début du 17^{ème} siècle. Maintenant ces applications couvrent un large domaine d'utilisation en terme de capacité de production ou en termes de qualité de produit : le secteur agro-alimentaire utilise l'évaporation pour la concentration de jus, de mélasse, lactosérum, récupération de parfums... dans l'industrie lourde, les évaporateurs se rencontrent dans la synthèse, et/ou la régénération de grands acides minéraux (sulfurique, phosphorique, nitrique...), dans la re-concentration des solutions salines aqueuses (chlorure de calcium, de sodium, bromure de lithium, soude caustique...). Une même technologie peut être utilisée pour des débits de quelques kilogrammes à plusieurs centaines de tonnes par heure.

La plupart des opérations d'évaporation peuvent être menées avec des équipements simples, mais quand cela n'est pas possible, des équipements mécaniquement plus sophistiqués sont utilisés.

Evaporateurs à film ou à débit forcé

L'évaporation est une opération de concentration d'une solution par évaporation du solvant: La solution concentrée est généralement le produit final, mais parfois le but est de récupérer le solvant.

Au cours de l'évaporation plusieurs phénomènes ont lieu :

- a / Le transfert de la chaleur, depuis la source vers le solution par l'intermédiaire d'une paroi solide, ou parfois même directement par le contact de gaz chaud.
- b / Le transfert simultané de chaleur et de matière de la solution vers la phase vapeur.

Les évaporateurs peuvent être classés en deux grandes familles: les évaporateurs à film et les évaporateurs à circulation forcée.

Dans un évaporateur à film, la chaleur est transférée à un film mince de liquide parcourant rapidement la surface de transfert et l'évaporation s'effectue directement depuis le film, le film peut être tombant ou grimpant ou la combinaison des deux. La vapeur produite, ou la gravité dans le cas du film tombant, force le mouvement du film. Le temps de contact du liquide avec la source de chaleur est faible, le volume de rétention dynamique aussi, ce qui est adéquat pour les produits thermosensibles.

Il est important de noter que pendant le ruissellement et l'évaporation, l'épaisseur du film diminue, il est essentiel d'assurer que le film ne se déchire pas ce qui réduirait l'efficacité de la surface de transfert, provoquerait des encrassements, des sur-concentrations locales. Ceci sous-entend l'importance de la distribution initiale du film et les propriétés de mouillage du système liquide/paroi.

Dans les évaporateurs à circulation forcée, le produit traverse un échangeur dans lequel il est, soit surchauffé puis détendu-éaporé dans un séparateur gaz/liquide externe, soit éaporé directement dans l'échangeur. Les évaporateurs-surchauffeurs à circulation forcée peuvent être utilisés avec de faible écart de température, ce qui est particulièrement indiqué pour des produits encrassants, dans d'autres cas ils peuvent être utilisés avec succès pour produire des cristaux de taille et de pureté voulues. Les évaporateurs-surchauffeurs

n'atteignent que très rarement la concentration voulue directement en un seul passage ce qui nécessite une recirculation et des frais de consommation électrique de pompage. Par rapport aux évaporateurs à film, les temps de séjour sont beaucoup plus longs.

Les limites et les choix

Les évaporateurs à film ou à circulation forcée conviennent dans la plus grande partie des opérations, cependant leur utilisation peut devenir impossible: forte concentration, forte viscosité, présence de solide en suspension ...

Dans ces circonstances, l'une des solutions consiste à créer et entretenir mécaniquement le film : tube chauffé à la vapeur à l'intérieur duquel le film est étendu par des palettes rotatives qui effleurent la surface (évaporateur à surface raclée), cette conception est particulièrement adaptée pour des fluides visqueux, une autre solution consiste à mettre en mouvement la surface même, où le film va s'étendre plutôt que ruisseler, sous l'effet de la force centrifuge, le film ainsi créé est soumis à des forces de cisaillement importantes qui contribuent efficacement au transfert de chaleur et de matière. Ces techniques qui gardent les avantages thermo-hydrauliques des films classiques sont techniquement complexes.

Les sources de chaleur et les matériaux les plus courants

Dans la plupart des industries, les évaporateurs sont chauffés à la vapeur qui est elle-même issue soit d'un précédent effet d'évaporation, soit d'une centrale thermique au gaz ou au fuel lourd. Les évaporateurs directement chauffés par une flamme sont encore très rares pour des raisons de sécurité évidentes.

Dans le secteur agro-alimentaire, les appareils sont habituellement construits en acier inoxydable, en aluminium ou même en cuivre. Dans le secteur de la chimie lourde qui utilise des liquides parfois très corrosifs, surtout à haute température, le choix du matériau résistant à la corrosion est un problème capital: les matériaux les plus variés et sophistiqués sont utilisés (titane, tantale, base nickel, graphite, acier recouvert d'émail, de téflon). Certaines céramiques (carbure, nitrure de silicium) sont prometteuses, mais leur coût est encore prohibitif.

1.2 Présentation du sujet

Dans l'intitulé du sujet il y a trois mots clefs:

- Film ruisselant
- Graphite
- Echangeur - Evaporateur

La technique du film ruisselant, utilisée depuis de nombreuses années est caractérisée en outre par une bonne efficacité thermique. Ceci se traduit par la possibilité d'utiliser des fluides caloporteurs faiblement plus chauds ou plus froids que les fluides du procédé ou par la possibilité de diminuer les surfaces d'échange et donc le coût.

Cette technique du film ruisselant a aussi l'avantage de mettre en oeuvre de faibles quantités de fluides du procédé ce qui dans le cas des P.A.C. notamment, est économique. Les débits plus faibles, les pertes de charges faibles permet aussi de réduire sensiblement le budget tuyauterie et pompe. Une étude sur cette technique déjà bien connue et utilisée dans l'industrie

qui possède tant d'avantages est justifiée parce que cette technique possède aussi un inconvénient majeur, c'est l'instabilité hydraulique du film qui ruisselle sur une paroi chauffée. Cette instabilité est difficilement prévisible, c'est pourquoi, tout nouveau matériau, nouvelle conception, nouveau fluide nécessitent une étude du comportement hydraulique en corrélation avec le comportement thermique.

Le deuxième mot clef est Graphite : ce matériau a été choisi pour ces propriétés anticorrosion face aux solutions aqueuses de liber au delà de 130°C dans le cadre de pompes à chaleur chimiques. Ce matériau possède de bonne qualité thermique avec une conductibilité équivalente à celle de l'acier, il possède aussi une très bonne qualité de mouillage par sa porosité naturelle et enfin il est relativement aisé à usiner en vue par exemple d'améliorer les caractéristiques thermo-hydrauliques de la paroi de ruissellement.

Enfin le troisième mot clef: pourquoi une double étude réchauffeur / évaporateur ? Les caractéristiques thermiques et hydraulique d'un film sont généralement similaire dans les deux cas de fonctionnement, l'échauffement et l'évaporation, or pour des raisons techniques évidentes il est plus facile d'étudier le transfert de chaleur en échauffement simple, d'autant qu'il est alors facile ou simplement possible de visualiser le film, donc le régime d'échauffement a d'abord été étudié pour ensuite appliquer les résultats et techniques au régime d'évaporation.

Globalement cette étude, qui aborde des points très précis de la technique du film ruisselant, s'est inscrite dans le contexte plus général des P.A.C. chimique à liber dont on recherche à augmenter les performances, la puissance le débit d'évaporation et le niveau de température de la chaleur revalorisée au delà de 130°C .

1.3 Présentation du rapport

Le rapport commence par un aperçu des avantages et inconvénients des différentes techniques et géométries d'évaporateur en graphite. Après une étude bibliographique sur l'hydraulique et le transfert thermique des films ruisselants, le rapport décrit en détail les objets expérimentés, les conditions expérimentales, les bancs d'essai, les méthodes de mesure... Enfin les résultats expérimentaux sont développés sur les trois types d'échangeurs en graphite, le Plan, le Tube et la Spire, d'un point de vue hydraulique et thermique. Les résultats sont confrontés dans le chapitre suivant dans la mesure du possible à des modèles hydrauliques et thermiques, une formule est proposée pour évaluer le potentiel technique d'une configuration d'évaporateur. La conclusion est associée à un bilan, à une liste de questions restées sans réponse et de solutions restant à travailler.

2 STRUCTURES D'EVAPORATEURS A PAROI GRAPHITE

1.1 CARBOPLAN	p 7
• Caractéristiques principales	
• Avantages	
• Inconvénients	
1.2 CARBOTUBE	p 8
• Caractéristiques principales	
• Avantages	
• Inconvénients	
1.3 CARBOAILETTE	p 9
• Caractéristiques principales	
• Avantages	
• Inconvénients	
1.4 CARBOSPIRE	p 10
• Caractéristiques principales	
• Avantages	
• Inconvénients	
1.5 CARBOBLOC	p 11
• Caractéristiques principales	
• Avantages	
• Inconvénients	

2 LES STRUCTURES D'EVAPORATEURS A PAROI GRAPHITE

Ce chapitre a pour objectif de présenter succinctement 5 échangeurs de chaleur à film ruisselant à paroi graphite. Cette présentation permet de comparer rapidement différentes géométries d'échangeur avec leurs avantages et inconvénients vis à vis de la technique du film ou de l'évaporation ou des mesures sur un banc d'essai. Ces aperçus ne cherchent pas à classer ces échangeurs, pour chaque appareil, le point de vue est renouvelé sans volonté de comparer systématiquement.

1.1 LE CARBOPLAN

Cet appareil de laboratoire, simple à mettre en oeuvre et à utiliser, a permis de faire les premières mesures fiables et reproductibles en régime d'échauffement d'un film ruisselant sur une paroi graphite.

- Caractéristiques principales

La surface de ruissellement du film est plane et rectangulaire.

La source de chaleur est un caloporteur liquide.

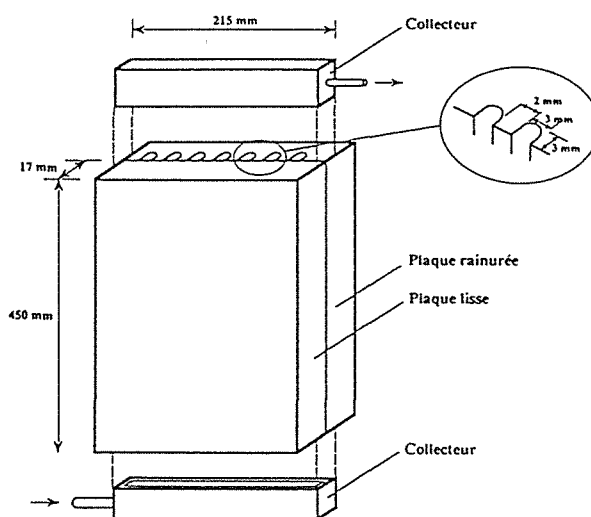


schéma de principe du Carboplan

- Avantages

L'utilisation d'un caloporteur comme moyen de chauffage permet de faire des bilans thermiques croisés avec ceux du film. Seules des température de fluides sont mesurées, elles sont beaucoup plus fiables que des températures de paroi.

Les différents élément constitutifs de l'appareil sont collés, il est ainsi très compact, sans problème d'étanchéité. Le flux de chaleur est uniforme sans perturbation locale due à des brides par exemple, l'absence de "zones mortes" permet une mise en régime rapide de l'appareil.

- Inconvénients

Sa géométrie plane ne lui permet pas de fonctionner simplement sous pression, c'est pourquoi il n'a été utilisé qu'en régime d'échauffement.

La géométrie plane ne permet pas l'utilisation sur la surface d'éléments rapportés, comme des grilles, des tissus: les promoteurs de turbulences doivent être usinés dans la masse.

1.2 CARBOTUBE

Le Carbotube a été conçu pour permettre l'étude des transferts thermiques en échauffement et évaporation sous pression dans une enceinte pour atteindre des niveaux de température plus élevés.

- Caractéristiques principales

Le système de distribution est intégré dans la partie supérieure du tube. La surface de ruissellement extérieure initialement lisse a pu être usinée pour étudier différentes rugosités.

La source de chaleur est de type rayonnante, elle est placée à l'intérieur du tube (brûleur à gaz, résistance électrique)

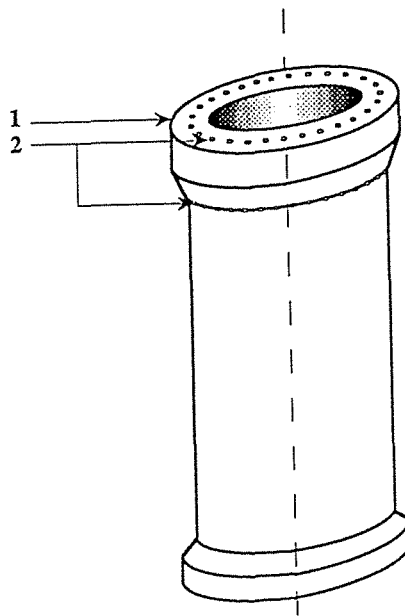


Schéma de principe du Carbotube

- Avantages

La géométrie cylindrique supprime tout effet de bords.

Le diamètre relativement important (170 mm) permet des mesures locales sur le film et la paroi humide.

Des promoteurs de turbulences rapportés peuvent être plaqués efficacement sur la paroi extérieure.

Le distributeur à trous tangents permet de tester dans de bonnes conditions un large intervalle de débits (de laminaire lisse à laminaire ondulé quasi-turbulent)

- Inconvénients

La source de chaleur de type rayonnante n'a pas permis de recouper les bilans thermiques.

Les nécessaires mesures de températures de paroi sont très délicates et pourtant essentielles à la connaissance des coefficients de transfert de chaleur.

La fabrication d'un tel appareil est longue et coûteuse, elle est faite à partir d'un bloc massif usiné.

1.3 CARBOAILETTE

- Caractéristiques principales (Cette conception n'a pas été expérimentée)

Cet évaporateur a pour but de développer, comme tout tube à ailette, une grande surface d'échange rapportée au volume. De nombreux types de tubes à ailettes existent déjà sur le marché industriel, celle en graphite se distingue par les points suivants:

- Les ailettes font masse avec le tube de base.
- L'orientation des ailettes est longitudinale à l'axe du tube.
- La fabrication pourrait se faire de la même manière qu'un tube simple, par extrusion.

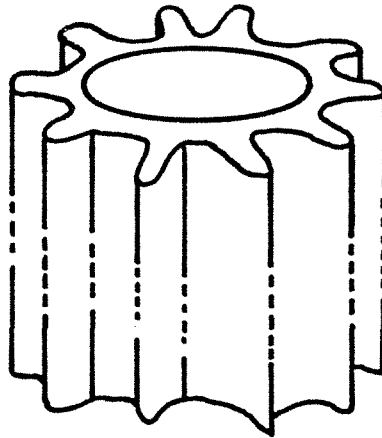


schéma de principe du Carboaillette

- Avantages

Ce type de tube offre un rapport surface d'échange sur volume extérieur important. La possibilité de le fabriquer par extrusion est adaptée à une échelle industrielle.

- Inconvénients

Les nombreuses discontinuités géocentriques sont peu favorables à la stabilité du film.

1.4 CARBOSPIRE

De conception originale, cet appareil est constitué d'un tube vertical sur lequel viennent s'enrouler une ou plusieurs ailettes sur lesquelles s'écoule le liquide. Cet appareil de nouvelle conception a permis l'étude d'écoulement de type hélicoïdal .

- Caractéristiques principales

La longueur importante d'écoulement du film, rapportée à la surface d'échange permet d'atteindre des taux de concentration élevés. L'ailette fait bloc avec le tube, l'ensemble est usiné dans un bloc.

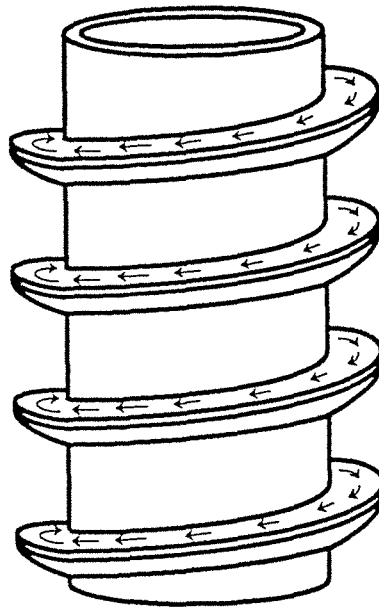


schéma de principe du Carbospire

- Avantages

La faible pente de l'écoulement permet d'expérimenter de faibles débits, beaucoup plus faibles que dans des écoulement verticaux.

La grande longueur d'écoulement permet des taux d'évaporation importants.

Le nombre des paramètres géométriques qui définissent la surface de ruissellement (rayon du tube de base, largeur de l'ailette, pas d'enroulement), permet d'adapter l'appareil à de nombreux fluides et cas de fonctionnement.

- Inconvénients

La réalisation de cet appareil, usiné dans un bloc massif de graphite, rend son prix de revient élevé, mais il paraît tout à fait possible par une conception plus modulaire de le rendre économiquement plus attractif.

1.5 CARBOBLOC

- Caractéristiques principales (Cette conception n'a pas été expérimentée)

Le Carbobloc est une conception d'échangeur en graphite largement développée notamment par "LE CARBONE LORRAINE", pour des applications monophasiques mais aussi diphasiques. Le Carbobloc est constitué de blocs de section cylindrique percés de deux séries de trous, l'une est verticale où s'écoule le fluide à évaporer, l'autre horizontale est parcourue par le fluide caloporteur. L'échange est localement à courant croisé et à contre courant d'ensemble.

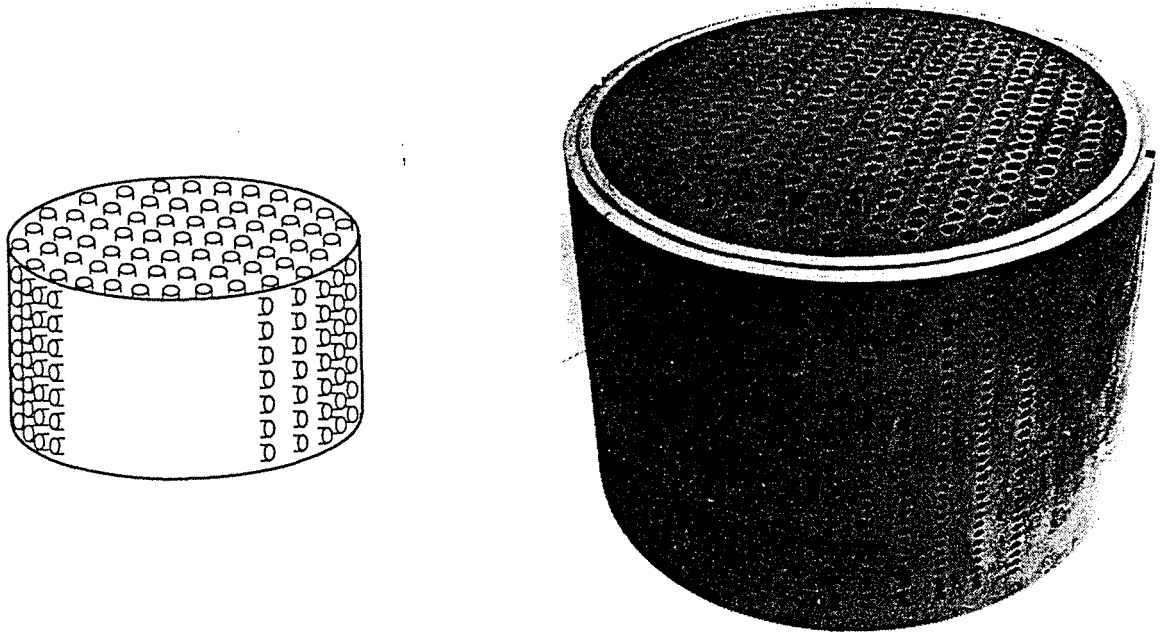


Schéma et photo d'un Carbobloc

- Avantages / Inconvénients

La conception modulaire dont les avantages de fabrication sont évidents ont l'inconvénient pour les film ruisselants de nécessiter autant de dispositifs de distribution que de modules. La présence de joints entre chaque bloc pose le problème de leur tenue et de leur entretien.

3 LES FILMS RUISSELANTS

3.1 HYDRAULIQUES	p 12
• Régimes laminaires	
- Laminaire lisse	
- Laminaire ondulé	
• Régime turbulent	
3.2 MOUILLABILITE STABILITE	p 14
• Mouillabilité et adhésion-énergie de surface	
• Stabilité	
- Evolution d'une perturbation	
- Stabilité du système paroi-film	
- Effet Marangoni	
3.3 TRANSFERT DE CHALEUR	p 18
• Corrélations échauffement	
• Corrélations évaporation	
3.4 LISTE BIBLIOGRAPHIQUE	p 19

3 LES FILMS RUISSELANTS

Ce chapitre fait un tour d'horizon bibliographique de quelques caractéristiques choisies d'un film ruisselant: les régimes d'écoulement, les mécanismes de mouillage, les mécanismes d'apparition de zones sèches, d'instabilité et un aperçu des corrélations de transfert thermiques en échauffement

3.1 HYDRAULIQUE

Un film ruisselant s'écoule en fonction de son débit et de sa température, suivant différents régimes hydrauliques: le régime laminaire lisse, le régime laminaire ondulé ou le régime turbulent. Le passage du régime laminaire ondulé au régime turbulent se fait continûment sans qu'une limite puisse partager précisément les domaines, ainsi les nombres de Reynolds limites mentionnés plus loin sont-ils des valeurs indicatives.

Rappel: Nombre de Reynolds d'un film ruisselant Re

$$Re = \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces de viscosité}}$$

Comme pour un écoulement dans une conduite

$$Dh = 4 \frac{\text{section du film}}{\text{périmètre mouillé}} \quad \text{soit } Dh = 4 \cdot \text{épaisseur du film} = 4\delta$$

$$\text{soit} \quad Re = 4 \frac{\bar{u}\delta}{\nu} = 4 \frac{\Gamma}{\mu}$$

avec	$\bar{u}$	: vitesse moyenne de ruissellement du film (m/s)
	δ	: épaisseur du film (m)
	ν	: viscosité cinématique (m ² /s)
	μ	: viscosité dynamique (kg/m.s)
	Γ	: débit massique par unité de largeur d'écoulement (kg/m.s)

• Régimes Laminaires

- Laminaire lisse

Pour $Re < 50$ il est possible d'observer un film parfaitement lisse. Pour des fluides usuels (solution aqueuse) ce régime d'écoulement est rarement atteint car alors le film, très peu épais, est très fragile, il se rompt à la moindre perturbation.

Rappel: Le modèle de Nusselt, décrit hydrodynamiquement un film ruisselant en régime laminaire, où les forces de pesanteur s'exerçant sur un élément de volume du film sont équilibrées par les forces de frottement.

$$\rho g \, dx \, dy \, dz - \mu \frac{du}{dy} \, dx \, dz = 0$$

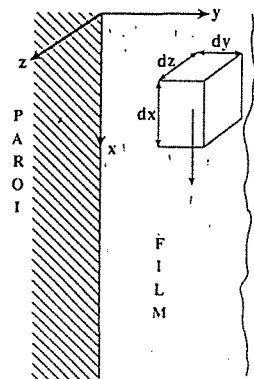
avec les conditions limites:

$$u = 0 \text{ à la paroi en } y = 0$$

$$\frac{du}{dy} = 0 \text{ à l'interface libre du film } y = \delta$$

Le profil de vitesse s'écrit:

$$u_x(y) = \frac{\rho g}{\mu} \left(\delta y - \frac{y^2}{2} \right), \quad u_y = 0, \quad u_z = 0.$$



Les grandeurs moyennes suivantes se déduisent:

Le débit par unité de largeur d'écoulement (kg/m.s): $\Gamma = \rho \delta \bar{u} = \rho^2 g \delta^3 / 3 \mu$

La vitesse moyenne (m/s): $\bar{u} = \rho g \delta^2 / 3 \mu$

L'épaisseur moyenne (m): $\delta = (3 \mu \Gamma / \rho^2 g)^{-1/3}$

Par définition, l'épaisseur adimensionnelle δ^+ d'un film ruisselant s'écrit: $\delta^+ = \delta \frac{u^*}{\nu}$

avec δ : Epaisseur moyenne du film (m)

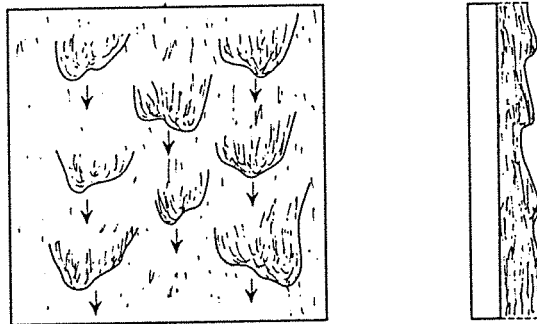
ν : Viscosité cinématique (m²/s)

u^* : Vitesse de frottement $u^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$ (m/s) avec $\tau_0 = \mu \left(\frac{du}{dy} \right)_{\text{paroi}}$

Le régime laminaire lisse est bien décrit par le modèle de Nusselt et $\delta^+ = 0.866 \text{Re}^{0.5}$

- Laminaire ondulé

Pour $50 < \text{Re} < 1600$, le régime d'écoulement est appelé "laminaire ondulé". La surface du film est déformée, balayée de haut en bas par des ondulations, des vaguelettes larges de 5 à 10 cm se succèdent plus ou moins régulièrement. L'épaisseur locale du film fluctue autour d'une valeur moyenne uniforme. Malgré ces perturbations le modèle de Nusselt décrit bien ce régime d'écoulement: Kapitza propose la formule expérimentale de l'épaisseur adimensionnelle du film $\delta^+ = 0.7746 \text{Re}^{0.5}$, qui est à 11% près celle proposée par le modèle de Nusselt.



Vaguelette d'un film ruisselant

• Régime Turbulent

Le passage au régime turbulent se fait sans transition visuellement remarquable: Les vaguelettes sont de plus en plus nombreuses, se chevauchent, toute la surface du film est ridée. Seule l'épaisseur adimensionnelle permet d'identifier le changement de régime.

A partir de $\text{Re} > 1600$ de nombreux auteurs proposent des corrélations de la forme

$$\delta^+ = a \text{Re}^b \text{ avec } 0.8 \leq b < 1$$

BRAUER	$\delta^+ = 0.0947 \text{Re}^{0.8}$	[8]
--------	-------------------------------------	-------

TAKAHAMA	$\delta^+ = 0.1090 \text{Re}^{0.789}$	[9]
----------	---------------------------------------	-------

et KATO

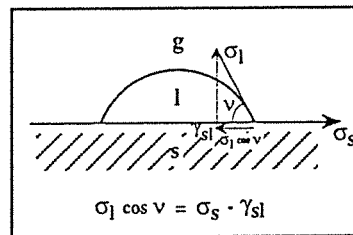
3.2 MOUILLABILITE STABILITE

L'utilisation d'un film ruisselant dans une opération de transfert de chaleur et/ou de matière est très fortement conditionnée par l'aptitude du film à ruisseler sur son support: Ce chapitre expose différentes approches utilisées pour caractériser et modéliser l'aptitude d'un film à ruisseler en film sur une paroi.

• Mouillabilité et Adhésion Energie de surface

- Mouillabilité

La mouillabilité d'un solide par un liquide représente l'aptitude du liquide en régime isotherme et statique à s'étendre sur le solide, cette caractéristique est la conséquence des tensions superficielles solide / liquide, liquide / gaz, gaz / solide. Pour la première fois en 1805 YOUNG [2] écrit un bilan des forces sur la ligne d'interface commune aux trois phases:



avec $\sigma_s - \gamma_{sl} = \sigma_l \cos v$

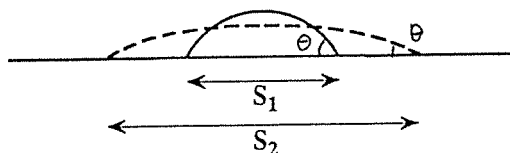
v : angle de mouillage
 σ_s : tension superficielle de l'interface solide/gaz (N/m)
 γ_{sl} : tension superficielle de l'interface solide/liquide (N/m)
 σ_l : tension superficielle de l'interface liquide/gaz (N/m)

Un liquide s'étend d'autant plus sur un support que l'angle de contact à l'interface triphasique est fermé. Cette équation est cependant discutée par plusieurs auteurs qui remarquent que le bilan de forces suivant l'axe perpendiculaire à la surface du support est passé sous silence[4],[5],[6].

La propriété de mouillabilité d'un système gaz / liquide / solide qui se traduit par un angle de mouillage θ est la conséquence macroscopique d'interactions moléculaires entre le solide, le liquide et le gaz (composés de SCHILOW [3]). Cette propriété de mouillabilité est donc intrinsèquement liée à l'état moléculaire de surface des matériaux [5].

- Adhésion-Energie de Surface

L'aptitude d'un liquide à recouvrir une surface solide ou même liquide peut être exprimée en terme d'énergie.



$$\Delta E = (S_2 - S_1) (\sigma_l + \gamma_{sl} - \sigma_s)$$

$$\Delta E = (S_2 - S_1) \sigma_l (1 - \cos \theta)$$

Cette évolution géométrique du liquide qui s'étale, s'accompagne d'une variation d'énergie pour rompre des interactions moléculaires et en créer de nouvelles. Soit S_l l'interface solide/liquide de la goutte et la paroi: la variation d'énergie surfacique entre les deux états du système solide/liquide/gaz s'écrit simplement si on suppose la variation de surface de la goutte au contact du gaz égale à celle au contact du solide.

• Stabilité

La mouillabilité d'un système quantifie le potentiel d'un liquide à former un film ruisselant; ce potentiel est diminué ou renforcé par d'autres phénomènes liés au transfert de chaleur et de matière et à l'énergie cinétique de l'écoulement.

Un film ruisselant sur une paroi, soumis à une perturbation (variation locale d'épaisseur, de tension superficielle...) sera stable, par définition, s'il peut retrouver son état initial après la perturbation, il sera instable si la perturbation initiale s'amplifie jusqu'à rompre la continuité du film et laisser apparaître une zone sèche de paroi. Plusieurs approches permettent de décrire la stabilité d'un film: elles étudient les bilans de force ou d'énergie à l'intérieur du film ruisselant supposé uniforme, au contraire d'autres étudient la stabilité et l'évolution d'une déformation naissante ou déjà établie, mettant ou non en jeu les propriétés de la paroi...

- Evolution d'une perturbation

* Critère de longueur d'onde: soit une perturbation sinusoïdale de l'épaisseur δ du film $\delta = \bar{\delta}(1 + \varepsilon \sin(kz))$ avec $\varepsilon = \pm 1$. ANDERSEN [14] compare la pression dynamique de l'écoulement $\rho_v u^2$ et la pression capillaire engendrée par la déformation de l'interface liquide/gaz $\sigma \delta k^2$: $P = P_0 - \rho_l g z + (\rho_v u^2 - \sigma \delta k^2) \varepsilon \sin(kz)$. Si le terme de pression dynamique est supérieur à celui de pression capillaire due à la courbure de l'interface alors la perturbation s'amplifie et le film est instable. L'auteur en déduit une longueur d'onde critique dans le cadre du modèle de Nusselt:

$$\lambda_c = 2\pi \left(\frac{\sigma}{\rho_v g} \frac{1}{Re} \right)^{1/2} \quad (\rho_v \text{ masse volumique vapeur})$$

* Critère de nombre de Reynolds: de nombreux auteurs, LIN [15], ALEINIKOF [17], BANKOFF [18] ont étudié la stabilité des films en présence de condensation ou évaporation en appliquant une perturbation de la forme $\delta = a e^{ik(z-ct)}$ au système d'équations de Navier-Stokes, qui après linéarisation donne l'équation de ORR-SOMMERFELD. LIN [15] en déduit un nombre de Reynolds critique fonction de l'angle d'inclinaison β de l'écoulement, du nombre de Weber, du paramètre N caractérisant le changement de phase et de K la constante du film. L'expression de Re_{crit} fait apparaître un terme positif ou négatif dû au changement de phase qui a un effet stabilisant en condensation et destabilisant en évaporation.

$$Re_{crit} = \frac{\cot g \beta + \left(\cot g^2 \beta \pm \frac{8N}{3(K+1)} \left(\frac{6}{5} - \frac{K|We|}{2(K+1)} \right)^{1/2} \right)}{2 \left(\frac{6}{5} - \frac{K|We|^2}{2(K+1)} \right)}$$

- Stabilité du système paroi-film

Cette approche consiste à comparer les forces ou énergies mises en jeu dans un système (film + paroi) lors de l'apparition ou de la disparition d'une zone sèche au milieu de l'écoulement ou sur les bords du film. STAUB et ZUBER [16] définissent les critères adimensionnels suivants:

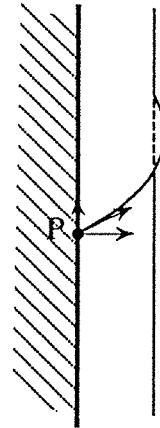
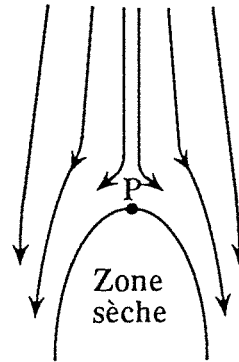
$$\Pi_1 = \frac{\sigma(1 - \cos \theta)}{\frac{1}{2}\rho \int_0^\delta u^2(y) dy} = \frac{\text{forces capillaires de surface}}{\text{forces d'inertie}}$$

$$\Pi_2 = \frac{\left| \frac{\partial \sigma}{\partial T} \right| \frac{Q}{S} \frac{\delta}{\lambda} \cos \theta}{\frac{1}{2}\rho \int_0^\delta u^2(y) dy} = \frac{\text{forces thermocapillaires}}{\text{forces d'inertie}}$$

$$\Pi_3 = \frac{\rho_v \frac{Q^2}{S \rho_v L_v} \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \delta \cos^2 \theta}{\frac{1}{2}\rho_l \int_0^\delta u^2(y) dy} = \frac{\text{forces de pression de vapeur}}{\text{forces d'inertie}}$$

avec λ la longueur d'onde de la déformation

HARTLEY et MURGATROYD [7] s'attache à décrire le film et la paroi en un point précis P à la jonction du film et de la zone sèche.



HARTLEY et MURGATROYD en déduisent une épaisseur moyenne de film, donc un débit, au delà de laquelle les forces surfaciques en P ne sont plus suffisantes par rapport à la force dynamique du film pour que la zone sèche continue à exister. Cette approche est développée par ZUBER [16], HSU SIMON LAD [19] [20], BANKOFF [18], en tenant compte des forces de cisaillement et de la pression due à l'évaporation dans la zone du ménisque.

HARTLEY [7] aborde différemment la modélisation de la stabilité d'un film ruisselant en écrivant aussi un bilan de débit d'énergie cinétique et surfacique: le film devant s'étaler jusqu'à atteindre un minimum. HOBLER [13] écrit plus simplement un bilan d'énergie cinétique et surfacique en tenant compte de l'angle de mouillage du système paroi/film.

Ces critères définis sans transfert de chaleur ni de matière se mettent sous la forme d'épaisseur d'équilibre critique ou minimale:

HARTLEY

$$\text{critère de force } \delta_{crit} = \left(\frac{15\mu^2\sigma}{\rho^3 g^2} \right)^{1/5} (1 - \cos \theta)^{1/5}$$

$$\text{critère d'énergie } \delta_{crit} = \left(\frac{15\mu^2\sigma}{\rho^3 g^2} \right)^{1/5} 0.779$$

HOBLER

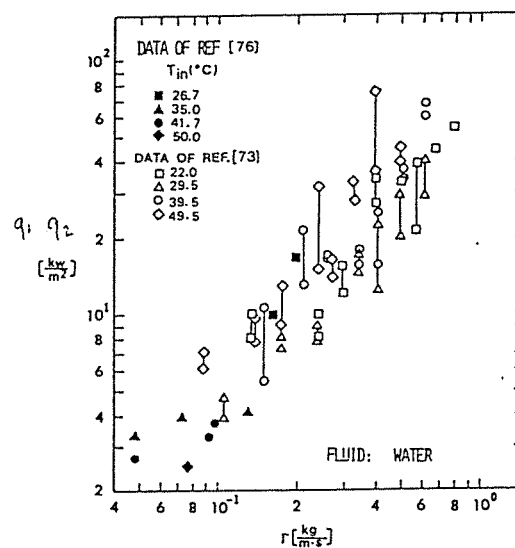
$$\text{critère d'énergie } \delta_{crit} = \left(\frac{15\mu^2\sigma}{\rho^3 g^2} \right)^{1/5} \left(\frac{3}{2} \right)^{1/5} (1 - \cos\theta)^{1/5}$$

FUJITA et UEDA[10], [11] ont déterminé expérimentalement sur des films ruisselants autour de tubes chauffés, les flux de chaleur caractéristiques des limites de stabilité du film: ils distinguent q_1 et q_2 fonction du débit, le premier est le flux de chaleur nécessaire, pour faire apparaître les premières zones asséchées non stables du tube, le deuxième est le flux de chaleur au dessous duquel une zone sèche déjà formée et stable n'est plus stable: q_1 et q_2 quantifient la stabilité du système fluide/paroi et l'hystérèse des phénomènes de mouillage.

$q \propto Re^{1.33}$ en régime laminaire ($Re < 2000$)

$q \propto Re^{2.12}$ en régime turbulent ($Re > 2000$)

Les auteurs mettent en évidence la dépendance du flux q_2 avec la hauteur de l'écoulement.



- Effet Marangoni [27]

La tension superficielle d'un film ruisselant au cours d'un transfert de chaleur ou de matière n'est jamais uniforme, à cause des gradients surfaciques de température ou de matière. Les molécules surfaciques de liquide sont donc soumises à des forces parallèles à l'interface du liquide qui les font migrer depuis les zones à faible tension vers les zones à forte tension superficielle. Ces flux de matière sont auto-entretenus et déstabilisant dans le cas où une diminution locale de matière entraîne une diminution locale de la tension superficielle.

Conclusion: Un film ruisselant est soumis principalement à deux types de forces, surfaciques et cinétiques, du même ordre de grandeur dans le régime laminaire. Les forces cinétiques sont stabilisantes, c'est l'inertie du film à conserver sa distribution de vitesse initiale. Les forces surfaciques mettant en relation le liquide et la paroi sont rarement (voir jamais) stabilisantes, les angles de mouillage sont rarement nuls. Les forces surfaciques mettant en relation le liquide et la phase gazeuse sont stabilisantes dans le cas où le film est refroidi par la paroi ou si la phase gazeuse se condense sur le film. La mouillabilité isotherme ou non est un phénomène soumis à une hystérèse.

3.3 TRANSFERT DE CHALEUR

L'aptitude d'un film ruisselant à transférer de la chaleur est décrite par le nombre adimensionnel de Nusselt.

$$Nu = \frac{h}{\lambda} \left(\frac{\nu^2}{g \sin \alpha} \right)^{1/3}$$

- h : coefficient de transfert de chaleur (W/m²°C)
 λ : conductivité du fluide (W/m°°C)
 ν : viscosité cinématique du fluide (m²/s)
 g : accélération de la pesanteur (9.81m/s²)
 α : angle d'inclinaison de l'écoulement (°)

En régime laminaire la chaleur (échauffement ou évaporation) se transmet par conduction. Ainsi, à nombre de Reynolds croissant le nombre de Nusselt est décroissant, ceci traduit simplement l'augmentation de l'épaisseur du film. En régime turbulent au contraire les coefficients de transfert augmentent en fonction du débit ce qui traduit les phénomènes de convection dans le film. De nombreux auteurs proposent des corrélations théoriques ou expérimentales de Nu en fonction de Re et Pr de la forme:

$$Nu = a Re^b Pr^c \text{ avec } b \text{ négatif et } c=0 \text{ en régime laminaire} \\ \text{et } b \text{ positif et } c \cong 1/3 \text{ en régime turbulent}$$

exemples de corrélations en échauffement

Théorique

$$Nu = 2.27 Re^{-1/3} \quad [1]$$

Expérimental

$$Nu = 1.76 Re^{-1/3} \quad \text{avec } Re \leq Re_{lim} \quad [24] \\ \text{avec } Re_{lim} = 2460 Pr^{-0.646}$$

Une liste très complète de corrélations en échauffement et en évaporation se trouve dans la thèse de M.BARKAOUI. [22]

Cependant de nombreux résultats expérimentaux [22], [23], [25], [26], [12] [10] ne s'accordent pas avec ces corrélations empiriques ou théoriques voir schéma ci-dessous: ces résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur peut augmenter avec le débit du film même en régime laminaire. Ces résultats sont souvent très dispersés surtout à faible débit et presque toujours très sensiblement inférieurs au modèle de Nusselt: ils sont attribués à la présence de zones sèches, à la déformation du film, soumis à des flux de chaleur importants.

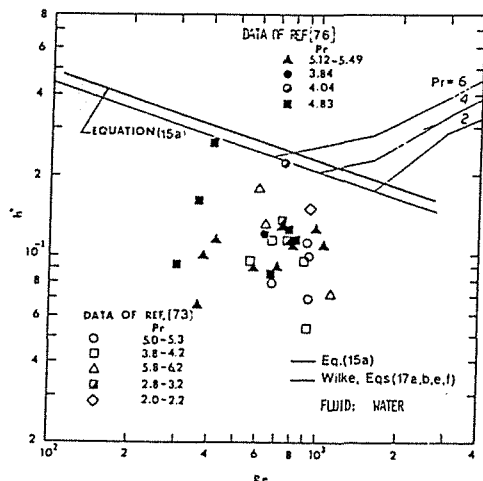


figure extraite de la référence [10]

3.4 LISTE BIBLIOGRAPHIQUE

- 1 / NUSSELT W.: Z. vor Dt. Ing Forsch, 1910, 54, 1154
- 2 / YOUNG T. : Phil. Trans. 1805, 95, 65; ibid, 82
- 3 / SCHILOW N. A. : Z. Phys., 1930, 150, 31
: Kolloid Zeitschrift, 1930, 50, 170.
- 4 / GUASTALA J.: Adhésion liquide-solide et mouillage, bulletin de la société chimique de France 1970, 3211-3217.
- 5 / BOUASSE : Capillarité, Delagrave, 1924, Paris.
- 6 / DUVAL X.: Cours "Interfaces" classe de maîtrise chimie-physique 1985, Nancy.
- 7 / HARTLEY et MURGATROYD
: Criteria for the break-up of thin liquid layer flowing isothermally over a solid surfaces. Int. J. Heat Mass Transfer, 1964, vol 7, 1003-1015.
- 8 / BRAUER H. : Strömung und Wärmeübergang bei Rieselfilm, 1956, VDI-Forschungsheft, 457.
- 9 / TAKAHAMA H., KATO S.
: Longitudinal flow characteristics of vertically falling liquids without concurrent gas flow. 6th international heat transfer conference. Toronto, 1978, 487-491.
- 10 / FUJITA T., UEDA T.
: Heat transfer to falling liquid film and film break down. I- subcooled liquid film. Int. J. Heat Mass Transfer, 1978, vol 21, 97-108.
- 11 / FUJITA T., UEDA T.
: Heat transfer to falling liquid film and film break down. II- saturated liquid film with nucleate boiling. Int. J. Heat Mass Transfer, 1978, vol 21, 109-118.
- 12 / GANIC E.N., MASTANAIAH K.
: Hydrodynamics and heat transfer in falling film flow: Fundamentals of low Reynolds number forced convection-Hemisphere publishing corporation, 1983, 487-527.
- 13 / HOBLER T. : Experimental verification of the theory of minimal surface wetting. Chemia Stosow, 1964, vol 2B, 145.
- 14 / ANDERSON: Low-flow film boiling heat transfer on vertical surfaces. I-theoretical model. AIChE Symp. Ser- St Louis, 1976, vol 73, n° 164, 2-5.

- 15 / LIN S. P. : Stability of liquid flow down a heated inclined plane. Letters in heat and mass transfer, 1975, vol 2, 361-370.
- 16 / ZUBER N. STAUB F.W.
: Stability of dry patches forming in liquid films flowing over heated surfaces. Int. J Heat Mass Transfer, 1966, vol 9, 897-905.
- 17 / ALEINIKOV S.M: Stability of nonisothermal flow of film of a viscous liquid on a inclined plane. Mekhonika Zhidkosti i gaza, 1979, n°4, 145-148.
- 18 / BANKOFF G.: Stability of liquid flow down a heated inclined plane. Int. J. Heat Mass Transfer, 1971, vol 14, 377-385.
- 19 / HSU Y.Y. SIMON F.F. LAD J.F
: Destruction of a thin liquid film flowinf over a heating surface. AIChE Symp. Ser. 1965,57 vol 61, 139-152.
- 20 / SIMON F.F HSU Y.Y
: Thermocapillary induced break-down of falling liquid films, 1970, NASA-TND 5624.
- 21 / CHUN R.R. SEBAN R.A.
: Heat transfer to evaporating liquid film. J. of Heat Transfer, 1971, vol 11, 391-397.
- 22 / BARKAOUI M. : Thèse de doctorat d'état es sciences physiques 15 janvier 1986 , NANCY. "Nouveaux moyens de stockage et valorisation de l'énergie par séparation et mélangeage. Etude d'un évaporateur-condenseur-séparateur à films ruisselants.
- 23 / GANIC E.N. ROPPO M.N.
: A note on heat transfert to falling liquid films on vertical tubes. Letters in Heat and Mass Transfer, 1980, vol. 7, 145-154.
- 24 / WILKE W. :Wärmeübergang an Rieselfilm, VDI Forschungsheft, 1962, B28, 490.
- 25 / GARCIN I. : Thèse de doctorat de l'I.N.P.L. Spécialité Génie des procédés et de Chimie Physique (26-04-1989) ."Les évaporateurs à film ruisselant: application au solvant organique de retraitement des combustibles nucléaires".
- 26 / RAMADANE A. :Thèse de Doctorat d'état es science physiques (génie des procédés) (1987)"Les Evaporateurs-Absorbeurs-Echangeurs, nouveaux Concepts-Modélisation-Exploitation"
- 27 / MARANGONI C.: Nuovo Cimento 5-6, 239 (1871).
- 28 / SCHNABEL G.: Thèse (KARLSRUHE 1980) " Wärmeübertragung von senkrechten Wänden an nichtsiedende und siedende flüssigkeit."

30 / DAVIES, J.T. and SHAWKI, A. M., Chem. Eng. Science, vol. 29 pp.1801-1808 (1974).

31 / 1^{er} BREVET .Demande déposée le 14/11/89

BR 2831 sous le numéro: 89-15283-

"Procédé et dispositif d'échange thermique avec film ruisselant"

Inventeur: Pierre LE GOFF, Bertrand CLAUZADE

Déposant: PECHINEY Recherche.

32 / 2^{ème} BREVET .Demande déposée le 15/09/92

BR 3028 sous le numéro: 92-11234-

"Contacteur gaz liquide à film ruisselant"

Inventeur: Pierre LE GOFF

Déposant: PECHINEY Recherche.

NOMENCLATURE

D_h : diamètre hydraulique [m]
 g : accélération de la pesanteur [9.81m/s^2]
 h : coefficient de transfert de chaleur [$\text{W/m}^2\text{°C}$]
 u : vitesse moyenne de l'écoulement [m / s]
 u : vitesse moyenne de l'écoulement [m / s]
 u_x : composante de la vitesse suivant l'axe x [m / s]
 u_y : composante de la vitesse suivant l'axe y [m / s]
 u_z : composante de la vitesse suivant l'axe z [m / s]
 u^* : Vitesse de frottement [m / s]

Lettres Greques

α : angle d'inclinaison de l'écoulement [°]
 δ : épaisseur du film [m]
 δ : épaisseur adimensionnelle du film
 γ_{sl} : tension superficielle de l'interface solide/liquide [N/m]
 Γ : débit linéique massique [kg/m.s]
 λ : conductivité du liquide [$\text{W/m}^2\text{°C}$]
 λ_c : longueur d'onde critique de la perturbation d'un film [m]
 μ : viscosité dynamique du liquide [kg/m.s]
 ν : angle de mouillage [°]
 ν : viscosité cinématique du liquide [m^2/s]
 ρ : masse volumique liquide [kg/m^3]
 ρ_v : masse volumique vapeur [kg/m^3]
 σ_s : tension superficielle de l'interface solide/gaz [N/m]
 σ_l : tension superficielle de l'interface liquide/gaz [N/m]
 τ_0 : contrainte de frottement à la paroi [kg/ m s^2]

Groupes adimensionnels

Re : Nombre de Reynolds $Re = 4 \Gamma / \mu$
Nu : Nombre de Nusselt $Nu = h / \lambda D_h$

4 TECHNIQUES EXPERIMENTALES

4.1 CONTEXTE CHRONOLOGIQUE	p 13
4.2 LES OBJETS ETUDIES	
4.2.1 CARBOPLAN	p 13
• Objectifs	
• Description	
4.2.1 CARBOTUBE	p 15
• Objectifs	
• Description	
4.2.1 CARBOSPIRE	p 17
• Objectifs	
• Description	
4.3 LES TECHNIQUES DE MESURES	
4.3.1 CARBOPLAN	p 19
• Débits liquides	
• Températures de fluides	
4.3.1 CARBOTUBE	p 19
• Débit de film	
• Débit de caloporteur condenseur	
• Température de film	
• Température de condenseur	
• Température de paroi de tube	
4.3.1 CARBOSPIRE	p 22
• Débits liquides	
• Epaisseur de film	
• Température de film	
• Température de paroi	
4.4 ETALONNAGE	
4.4.1 CARBOPLAN	p 23
4.4.2 CARBOTUBE	p 23
• Méthode d'étalonnage	
• Méthode infrarouge	p 25
4.4.2 CARBOSPIRE	p 30
4.5 BANC D'ESSAIS	
4.5.1 CARBOPLAN	p 31
4.5.2 CARBOTUBE	p 32
• Brûleur à gaz	p 33
4.5.3 CARBOSPIRE	p 35
4.6 GAMME DE FONCTIONNEMENT	
4.6.1 CARBOPLAN	p 36
4.6.2 CARBOTUBE	p 36
4.7 EXPLOITATION DES MESURES	
4.7.1 CARBOPLAN	p 38
4.7.2 CARBOTUBE	
• Régime d'échauffement	p 39
• Régime d'évaporation	p 40
4.7.3 CARBOSPIRE	p 41

4 - TECHNIQUES EXPERIMENTALES

4.1 CONTEXTE CHRONOLOGIQUE

La démarche expérimentale est développée dans deux directions: les films ruisselants rectilignes verticaux et les films ruisselants spiralés. Les expériences sur les films rectilignes se sont déroulées en trois étapes: les premières mesures sont effectuées sur le Carbotube avec lequel les premiers résultats atypiques sont obtenus, ainsi en deuxième étape le Carboplan est conçu pour répondre à un besoin de s'affranchir des mesures des températures de paroi en régime d'échauffement, des résultats sont alors obtenus sur surface lisse ou rugueuse et la troisième étape consiste à transposer les résultats sur le Carbotube en régime d'échauffement puis en régime d'évaporation.

Dans le deuxième volet expérimental, les films spiralés sont expérimentés sur le pilote appelé Carbospire: les moyens techniques mis en oeuvre sont rudimentaires car ils visent à renseigner sur le comportement qualitatif du film sur cette nouvelle technique aux nombreux paramètres à explorer.

4.2 LES OBJETS ETUDIES

4.2.1 CARBOPLAN

- Objectif

Le Carboplan a été mis conçu pour permettre le calcul des coefficients de transfert paroi/film en régime d'échauffement (avec évaporation négligeable) en utilisant des mesures de température de liquide uniquement car faciles à maîtriser et à étalonner contrairement aux mesures de températures de paroi. Il est léger et rapide à mettre en oeuvre. Cet appareil a permis de réaliser un grand nombre de mesures pour différentes géométries de paroi lisses et rugueuses.

- Description

Le Carboplan est fabriqué à partir d'une plaque lisse en graphite de 17 mm d'épaisseur initiale et d'une plaque rainurée d'échangeur à courant croisé commercialisé par LE CARBONE LORRAINE dont les rainures ont été arasées en partie, pour réduire la profondeur à 3mm. En collant cette face contre la plaque lisse, 43 canaux sont ainsi formés pour la circulation du caloporteur dans le sens longitudinal de la plaque. Chaque extrémité des canaux est coiffée par un collecteur.

Le film ruisselant est alimenté par un distributeur à trous tangents, demi-circulaires, collé sur la partie supérieure de la plaque lisse, il possède deux alimentations à ses extrémités. Les diamètres des trous et de la cavité du distributeur sont tels que : $\Delta P_{\text{cavité}} \ll 10 \times \Delta P_{\text{trou}}$. Ceci garantit une bonne répartition initiale du film même à faible débit.

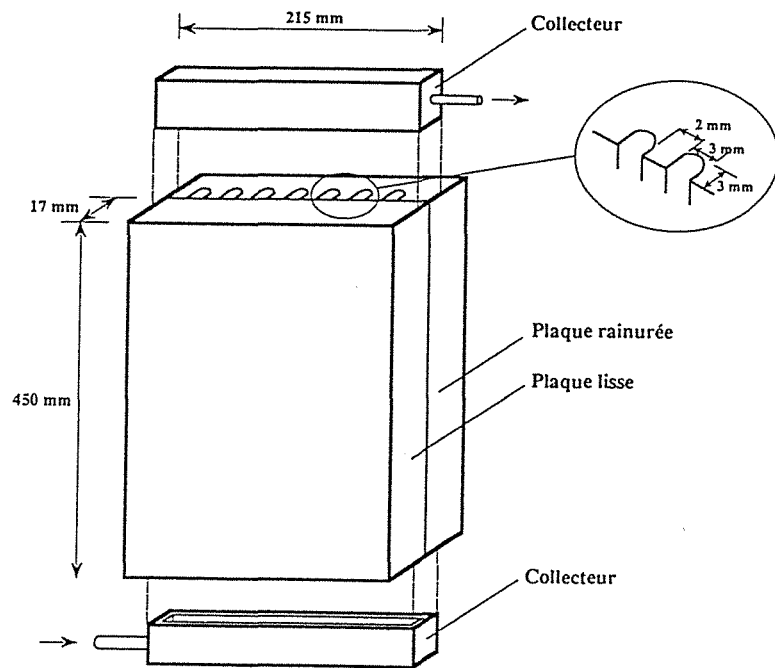


schéma: vue éclatée du Carboplan

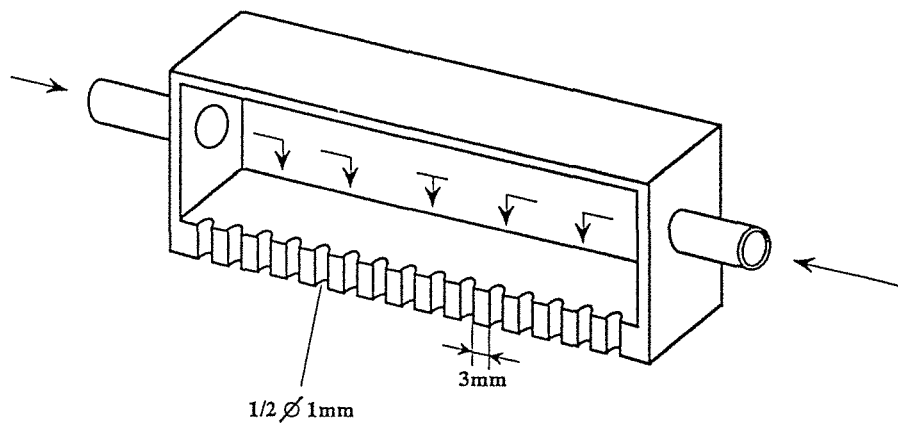


schéma du distributeur de film

Cet échangeur a été conçu pour réduire au minimum les zones mortes, être chauffé par un caloporteur et ne pas nécessiter des mesures de température de paroi. Il est de petite dimension et sa paroi épaisse a permis l'usinage de plusieurs rugosités profondes de 1 mm chacune. Les cinq éléments de cet échangeur sont collés avec de la résine phénolique + poudre de graphite et catalyseur.

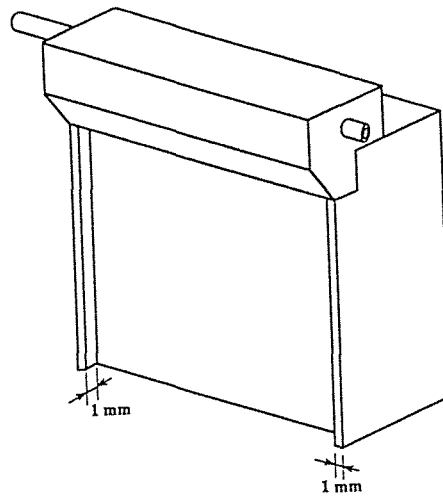


schéma de la surface de ruissellement

Deux murets latéraux de 1 mm de large sur les 200mm de hauteur de la plaque au total donnent au film deux lignes latérales d'ancrage, ils peuvent éventuellement perturber le flux de chaleur issu du caloporteur. Mais cet appareil a été utilisé sans calorifuge, ce qui reste acceptable, compte tenu de la faible température du film aux environ de 35 °C maximum, moyennant quelques précautions d'étalonnage des pertes thermiques.

4.2.2 CARBOTUBE

- Objectifs

Le Carbotube est conçu pour évaporer une solution aqueuse de LiBr dans une enceinte cylindrique le VACOSEP avec une source de chaleur radiante, résistance électrique ou brûleur à gaz. Comme toujours dans ce cas là, il a d'abords été utilisé en régime d'échauffement simple pour pré-tester les méthodes de mesure des températures et les différentes rugosités de paroi humide.

- Description

Le tube a été conçu pour être utilisé en lieu et place dans l'enceinte d'évaporation et de condensation "VAPORISATEUR-CONDENSEUR-SEPARATEUR" de M.BARKAOUÏ [22]. Il en tire les dimensions extérieures suivantes: diamètre 17cm, longueur=55cm.

- Epaisseur: Le niveau de température 130°C souhaité dans l'enceinte du "VACOSEP" correspond à une pression de 2 bar. Pour résister à cette pression extérieure, et pour permettre plusieurs usinages de la surface (rainures, promoteurs de turbulence), l'épaisseur du tube a été volontairement surdimensionnée et fixée à 10 mm.

- Epaulements: L'épaulement inférieur permet l'encastrement d'un disque qui, par l'intermédiaire d'une butée et de ressorts, permet à l'épaulement supérieur de venir plaquer la bride supérieure de l'enceinte "VACOSEP".

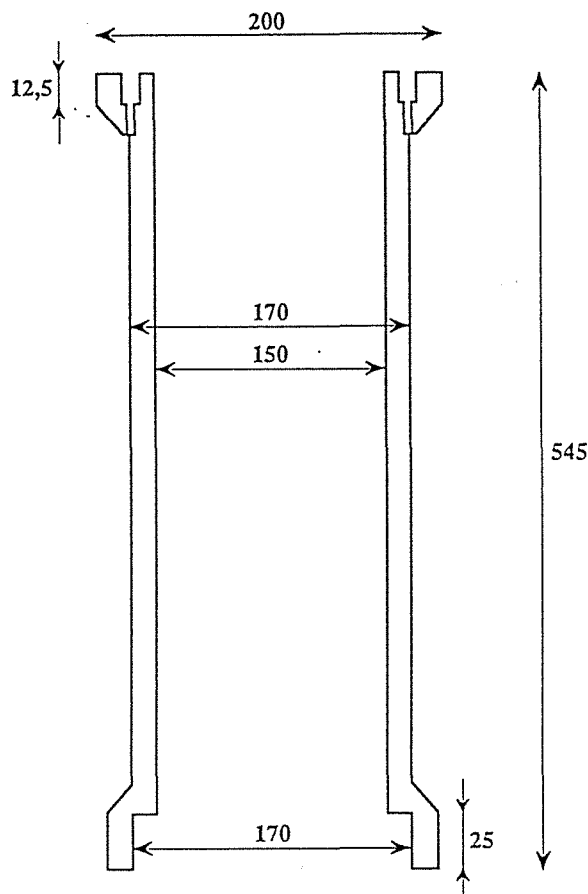


schéma cotes générales du tube à paroi lisse

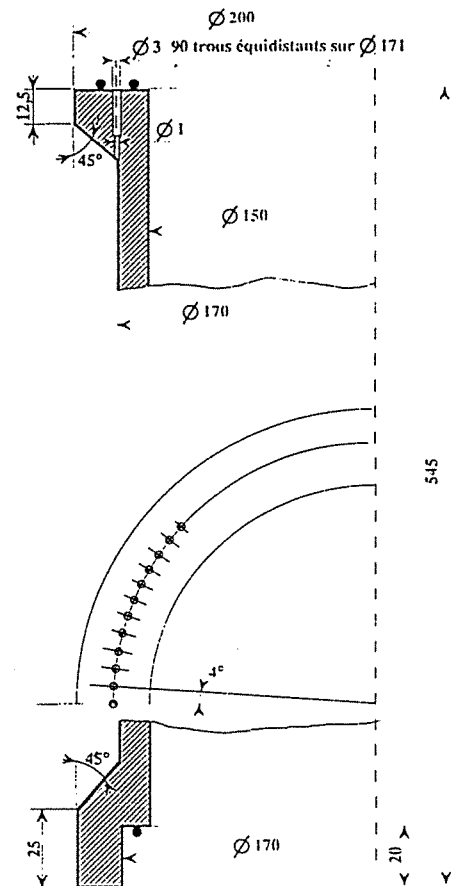


schéma des extrémités du tube

- Distributeur: Le distributeur se compose de deux parties: une chambre annulaire située sur la bride supérieure et une série de 90 trous cylindriques de diamètre 1 mm dans l'épaulement du tube. L'étanchéité entre les deux parties est assurée par deux joints toriques de part et d'autre des trous de l'épaulement. La chambre annulaire soudée sur la face supérieure de la bride communique avec les 90 trous du tube par l'intermédiaire de trous de diamètre 10 mm. La chambre annulaire est alimentée par deux piquages diamétralement opposés. Dans l'épaulement du tube, le grand nombre de trous (un trou tout les 6mm) et leur faible diamètre permet une bonne répartition à faible débit, leur position tangente à la surface extérieure du tube permet de forts débits sans éclaboussure. La vitesse de sortie du film ruisselant des trous du distributeur a pu varier entre 0.2 m/s et 1.2 m/s sans problème.

- Ensemble Tube-Bride-Calandre: Le schéma ci-dessous décrit le module "VACOSEP" tel qu'il a été adapté pour recevoir le tube d'évaporation en graphite (1).

- Cylindre de condensation (2), cette partie n'a subi aucune modification, c'est une plaque de 60 cm de haut, diamètre 50 cm, de marque "CETREM", parcourue par un canal de circulation du caloporteur.

- Bride supérieure: elle comporte un orifice central du même diamètre que le tube permettant la mise en place du brûleur(3). Autour du disque évidé, est soudé la chambre du distributeur avec deux piquages d'alimentation(4). Dans le plat de la bride, deux piquages (5) permettent le branchement d'un manomètre et le dégazage de l'enceinte.

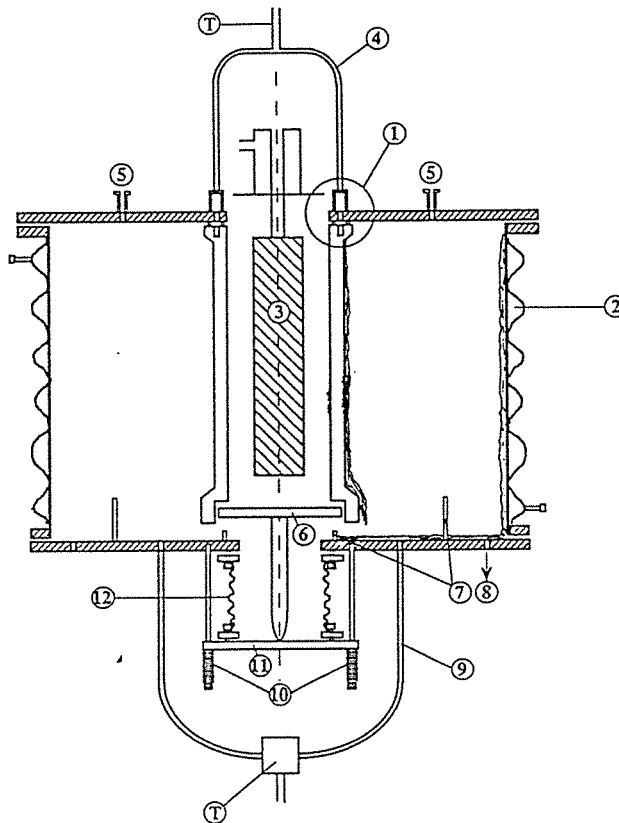


schéma du "VACOSEP" + tube

- Bride inférieure (6) est évidée en son centre sur un diamètre de 10 cm pour permettre le passage de la butée. Deux cloisons (7) de 5 cm de haut séparent la bride en deux zones: l'une est réservée au condensat, l'autre est réservée au concentrat. Quatre trous de diamètres 12mm permettent l'évacuation du concentrat sans risquer l'engorgement, seulement deux collecteurs de 12 mm de diamètre sont suffisants pour permettre l'évacuation du condensat ruisselant sur la plaque "CETREM".

- Par la partie évidée de la bride inférieure passe un axe de 15 cm de long (6) soudé au disque encastré dans l'épaulement inférieur du tube. Cet axe transmet l'effort de quatre ressorts (10) reliant la bride inférieure et une autre bride de 20 cm de diamètre (11) au contact de l'extrémité de l'axe. Ces deux brides inférieures sont reliées par un soufflet métallique (12); Ce système permet de compenser la différence de dilatation entre le tube en graphite et la calandre extérieure refroidie du "VACOSEP".

4.2.3 LE CARBOSPIRE

- Objectifs

Cet appareil prototype de petite surface a permis de se familiariser avec les particularités hydrauliques de l'écoulement spiralé, d'effectuer des mesures d'épaisseur moyenne de film et de tester une technique de mesure de température de paroi et de film.

- Description

Le Carbospire se compose d'une ailette trapézoïdale de 5 cm de large et 1 cm d'épaisseur qui s'enroule de manière hélicoïdale autour d'un cylindre de base de diamètre 17 cm, le pas d'enroulement est de 2 cm par tour, la pente moyenne de l'écoulement est 5,8°.

L'ailette et le tube ont été usinés dans un bloc de graphite. Le film ruisselle uniquement sur la face supérieure de l'ailette. La hauteur totale de l'ensemble est 35 cm ce qui permet 5 spires, la surface d'échange est 0.38 m² pour une largeur d'écoulement constante de 5cm et un volume global de 0,10 m³.

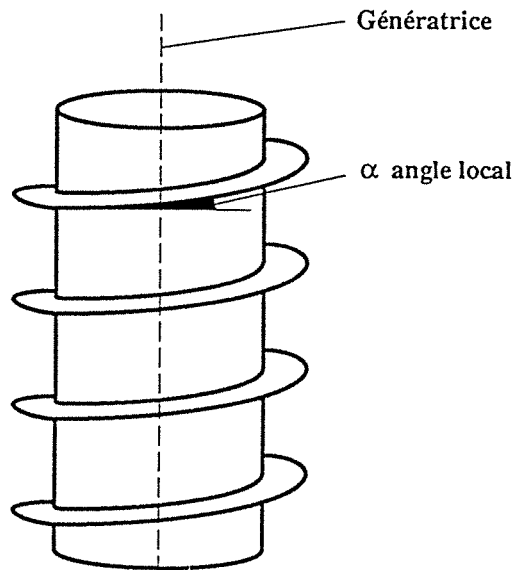


schéma de principe du Carbospire

- Distributeur: Le film ruisselant est alimenté simplement par l'orifice de sortie du tube d'alimentation de diamètre 12 mm. Un distributeur plus sophistiqué n'est pas nécessaire car la courbure de l'ailette établit une distribution uniforme du film en un quart de tour.

- Collecteur: L'extrémité du ruban que forme l'ailette, est équipée d'un entonnoir qui collecte le film ruisselant.

- Résistance électrique: Le Carbospire est chauffé par une résistance électrique de 60 cm de long placée à l'intérieur du tube de base de la spire. Cette résistance électrique est constituée d'un fil de résistivité appropriée s'enroulant autour d'une âme en plâtre réfractaire. La puissance d'alimentation de la résistance est 12 kW.

- Cylindres de garde: La longueur de la résistance a nécessité la mise en place de deux cylindres de garde en haut et en bas du Carbospire. Ces cylindres sont refroidis par un film ruisselant stabilisé par un filet tendu sur la surface.

4.3 LES TECHNIQUES DE MESURE

4.3.1 LE CARBOPLAN

-Débits liquides: Les débits liquides de film et de caloporteur sont mesurés par des débitmètres à flotteur.

-Températures des Fluides:

Film: un thermocouple plonge perpendiculairement dans la canalisation d'alimentation du distributeur. La température du film en bas de la plaque est mesurée par un thermocouple plongé dans le collecteur qui récupère la totalité du film en le mélangeant. Le niveau dans le collecteur est maintenu constant à l'aide d'une garde hydraulique. Le temps de renouvellement du liquide dans cette capacité est inférieure à 15 s.

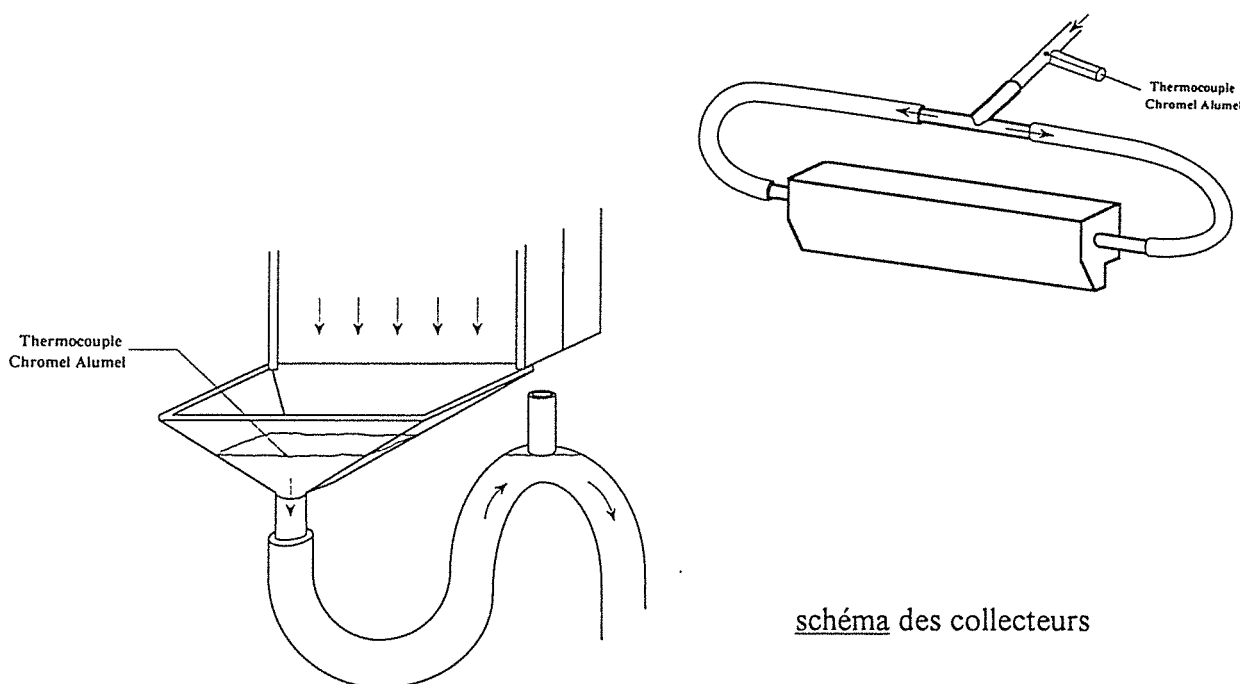


schéma des collecteurs

Caloporteur: deux thermocouples plongent dans les canalisations d'alimentation et d'évacuation du caloporteur, dans des T de cuivre situés à 3cm de l'embouchure des collecteurs.

4.3.2 LE CARBOTUBE

- Débit de film: Un débitmètre à flotteur permet de mesurer le débit volumique. Il est étalonné pour différentes températures et concentrations de LiBr, pour connaître le débit massique.

- Débit de Caloporteur Condenseur: Le débit est contrôlé par un débitmètre à flotteur

- Température de film: La température d'entrée du film est mesurée avant la chambre annulaire de distribution. La température de sortie du concentrat est mesurée dans un collecteur (T) situé sous la bride inférieure du "VACOSEP".

- Caloporteur du condenseur: Deux thermocouples plongent dans la canalisation d'entrée et de sortie de la plaque de condensation.

- Paroi du tube: Les expériences menées sur le VACOSEP visent à déterminer les coefficient de transfert de chaleur entre le film ruisselant et la paroi externe (humide) du tube. Mais pour des raisons pratiques, il a été préféré de mesurer les températures interne du tube et en déduire par calcul la température de la paroi humide.

Les raisons pratiques du choix:

1: Pour pouvoir travailler, usiner, la surface de ruissellement il est nécessaire d'installer les thermocouples sur l'autre face de la paroi.

2: Compte tenu de l'effet intrusif important du thermocouple il est préférable de le positionner loin de la surface d'échange avec le film et pouvoir étalonner la perturbation.

3: Compte tenu de la formation éventuelle de zone sèche il est préférable d'éloigner les thermocouples de la paroi non-uniforme.

Pour les raison mentionnée ci-dessus il est nécessaire de placer ces thermocouples sur la paroi intérieure, sèche du tube tournée vers la source de chaleur: deux technique sont été utilisées: l'une pour résister à des températures de paroi humide limitées à 80°C, l'autre pour monter beaucoup plus haut en température, au moins 150°C.

Soudure à l'étain (80 °C): des thermocouples Chromel/Alumel sont brasés à l'étain dans des plaquettes en cuivre elles mêmes collées sur la paroi interne du tube.

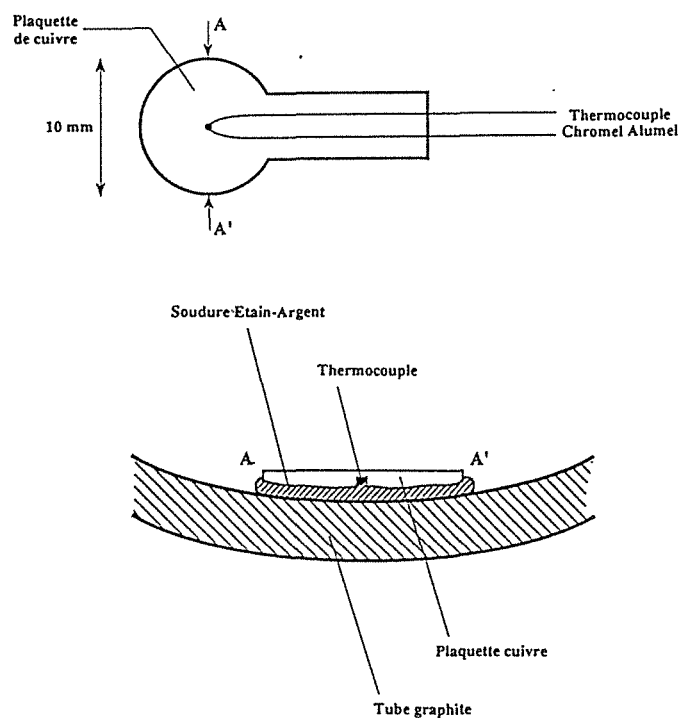


schéma d'un thermocouple brasé à l'étain dans une plaquette de cuivre

Cette technique a pour but de perturber le moins possible le flux issu du brûleur au voisinage du thermocouple, car le cuivre et la soudure étain/argent ont des conductivités peu différentes. Trois thermocouples sont placés sur la paroi, décalés les uns des autres par rapport à la verticale pour éviter qu'une perturbation d'uniformité du film ne se répercute verticalement sur tous les thermocouples.

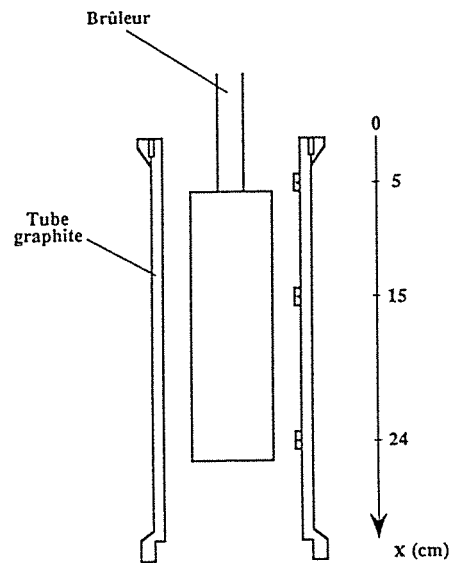


schéma d'implantation des thermocouples

- Soudure à la résine (150°C): Une rainure de 2 mm de section carrée et de 30mm de longueur est pratiquée dans le paroi intérieure du tube, parallèlement à l'axe. Le thermocouple placé à l'intérieur est noyé dans une résine chargée de poudre de graphite. L'état de surface intérieur du tube est ensuite uniformisé au papier abrasif.

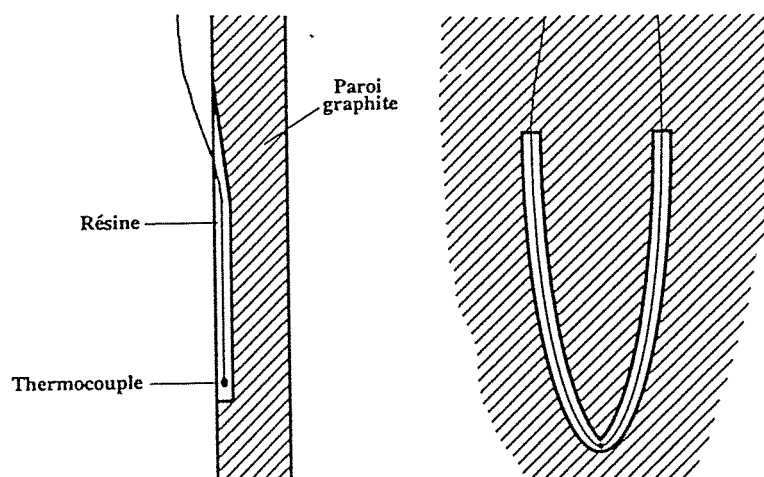


schéma de positionnement des thermocouples "résine"

Le premier thermocouple est placé 5 cm au dessous du bord supérieur du tube soit 2.5cm de l'extrémité du distributeur c'est à dire relativement loin de la masse perturbatrice de l'épaulement. Le deuxième thermocouple est placé à 24 cm c'est à dire à mi-hauteur, et légèrement décalé du 1^{er} thermocouple. Le troisième est placé à 43 cm, juste au dessus de la base du brûleur et avec un même décalage latéral.

4.3.3 LE CARBOSPIRE

- Débits liquides: le débit liquide du film sur l'ailette est mesuré par un débitmètre à flotteur étalonné par empotage.

- Epaisseur du film: Pour différents débits de film, l'épaisseur moyenne a été mesurée par la méthode de rétention dynamique et statique.

- Températures de film: La température d'entrée du film est mesurée par un thermocouple plongé en amont du distributeur. La température du film au cours du ruissellement est mesurée localement par prélèvement d'une partie du débit. Le prélèvement se fait par un siphon auto-amorçant par capillarité. Un thermocouple est placé dans la canule.

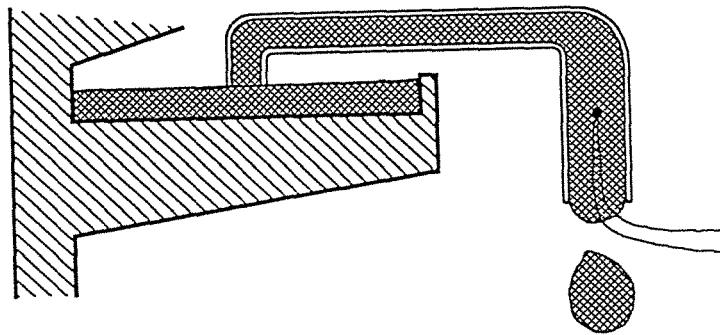


schéma du dispositif de mesure locale de température du film

- Températures de paroi: Des thermocouples chromel/alumel de contact sont placés, collés sur la face envers de l'ailette sans isolation compte tenu du manque de place disponible entre les deux spires. Cette technique facile et rapide à mettre en oeuvre n'a pas permis d'obtenir des mesures suffisamment précises pour en tirer des résultats, compte tenu du gradient vertical de température (qui est pourtant négligé dans les modèles d'ailette).

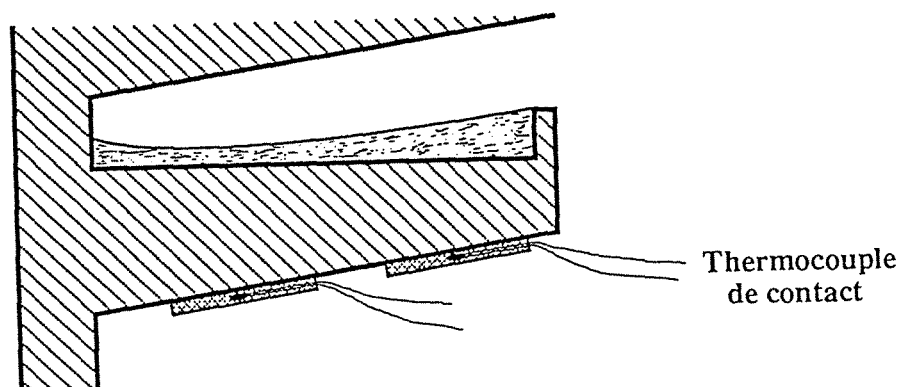


schéma du positionnement des thermocouples de paroi

4.4. ETALONNAGE

4.4.1 LE CARBOPLAN

Par sa géométrie plane, cet échangeur nécessite un étalonnage des pertes thermiques du caloporteur en plus des étalonnages classiques des thermocouples et débitmètres à flotteur.

- Pertes thermiques:

L'appareil n'est pas calorifugé, compte tenu des fréquents démontages prévus. Il faut donc évaluer ses pertes thermiques par convection de l'air ambiant: en prenant soin de calorifuger la face avant réservée au film ruisselant par une plaque de mousse (épaisseur 20mm), l'étalonnage consiste à mesurer la variation de température entrée/sortie du caloporteur pour différents niveaux de température entrée entre 25°C et 50°C avec de l'air ambiant à 18°C (le débit de circulation est constant).

- Thermocouples:

L'étalonnage consiste à plonger simultanément les quatre thermocouples dans un bain thermostaté. La correction d'étalonnage est l'écart entre la valeur affichée par le bain et le lecteur auquel sont reliés les thermocouples : sur l'intervalle 10°/ 40°C chaque correction est constante.

Remarque : une correction d'étalonnage est une valeur attribuée à un thermocouple, une entrée de lecteur, et un lecteur.

- Débitmètres: Le débitmètre de film ruisselant est étalonné par empotage à 12°C. La courbe obtenue a été utilisée dans l'intervalle [8°C,18°C] sans réajustement.

Le débitmètre du caloporteur est prévu pour fonctionner toujours à 100 % de son échelle, mais à des températures différentes. L'étalonnage par empotage a été effectué entre 25°C et 45°C.

4.4.2 LE CARBOTUBE

La détermination des coefficients de transfert de chaleur paroi / film sur le Carbotube nécessite les mêmes mesures et mêmes étalonnages que sur le Carboplan

Cependant la source de chaleur radiante du Carbotube, nécessite la mesure d'une température de paroi du tube, dans ce cas l'étalonnage classique des thermocouples servant à la mesure s'accompagne de l'étalonnage de la résistance de contact de transfert de chaleur entre les thermocouples et la paroi.

-Méthode d'étalonnage des thermocouples de paroi

La résistance globale de transfert thermique entre les thermocouples installés sur la paroi sèche et le film ruisselant sur la paroi humide s'écrit:

$$R = R_{tp} + R_{pp} + R_{pf}$$

R ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$) est calculée à partir des mesures expérimentales du flux de chaleur transmis traversant la paroi et récupéré par la film, et les mesures de températures de paroi et de film.

$$R = 1 / \varphi (T_t - T_f)$$

R_{pp} ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$) est la résistance au transfert de chaleur de la paroi .

$$R_{pp} = \text{épaisseur} / \text{conductivité}$$

R_{pf} ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$) est résistance thermique entre le film ruisselant et la paroi, cette valeur est en principe assez bien connu pour une paroi lisse et un film dont on connaît le débit, le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl.

R_{tp} ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$) est résistance thermique de contact des thermocouples sur la paroi.

$$R_{tp} = (T_t - T_f) / \varphi - R_{pp} - R_{pf}$$

φ est le flux de chaleur reçue par le film (W/m^2)

T_t est la température du thermocouple ($^{\circ}\text{C}$)

T_f est la température du film ($^{\circ}\text{C}$).

R_{pp} est facilement déterminé et on dispose de nombreuses corrélations pour déterminer R_{tp} [10] , [22]. Il paraît donc facile de déterminer de manière semi-expérimentale et semi-théorique la valeur de R_{tp} .

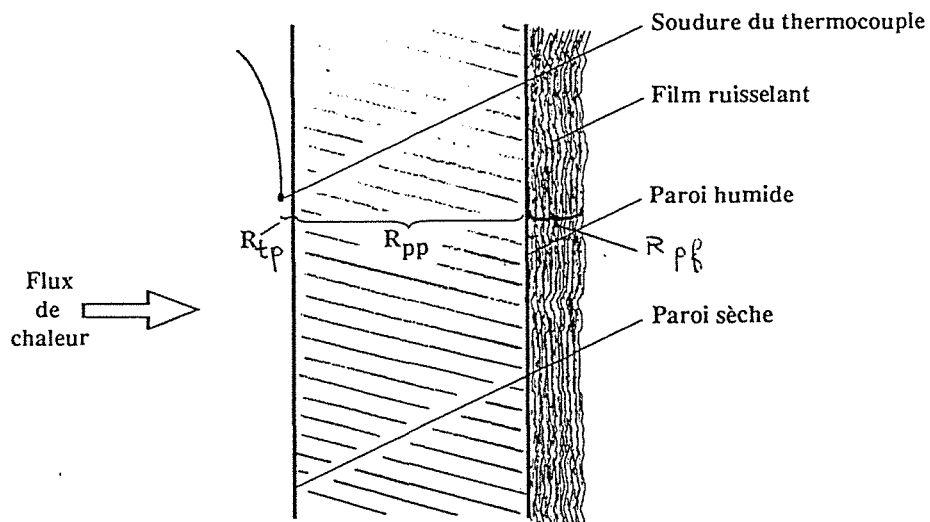


schéma de principe du thermocouple+paroi+film

Cependant les premiers résultats ont montré que les corrélations bien connues permettant de calculer R_{pf} ne sont pas adapté au comportement des films sur le Carbotube, c'est pourquoi cette méthode simple a dû être abandonnée pour la suivante.

- METHODE INFRAROUGE

Présentation

Cette méthode consiste à mesurer en plus des températures du film et de la paroi, la température d'une zone sèche maîtrisée à l'aide d'un capteur thermo-infrarouge. En faisant varier la taille de cette zone sèche, on peut alors par extrapolation déduire la température de la paroi humide lorsque la surface de zone sèche est nulle, la connaissance de cette température permet de déterminer la valeur de la résistance de contact entre les thermocouples et la paroi.

Description

Appareillage: Le thermomètre infrarouge "Infratherm D 260 C" est un appareil portatif dont on colle "l'oeil" sur la paroi à mesurer. La zone de mesure est un disque de diamètre 8 mm. La température est mesurée en moins de 5 secondes, la précision donnée par le constructeur est de l'ordre du degré Celsius.

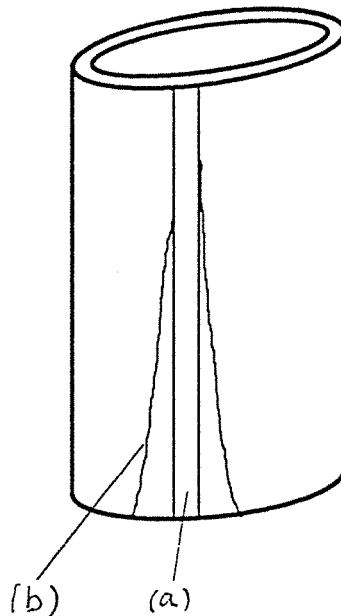


schéma de la zone de mesure et de l'écoulement

(a) : zone de mesure délimitée par des cordelettes en caoutchouc, non alimentée en liquide et donc non refroidie.

(b) : limite du film qui s'éloigne de la zone non refroidie par effet thermo-capillaire.

Conditions expérimentales

Flux de chaleur: Les mesures ont été effectuées pour un seul réglage de débit de gaz dans le brûleur, un seul flux de chaleur $\phi = 18,2 \text{ kW/m}^2$, calculé à partir de la quantité de chaleur récupérée par le film.

Fluide: Les essais des étalonnages ont été effectués avec une solution de LiBr à 45 % à trois débits : $\Gamma = 79/123/233 \text{ g/ms}$

Zone sèche de mesure: La zone de mesure est une bande verticale du tube délimitée par deux cordelettes en caoutchouc mouillable (diamètre = 0,5 mm) collées à la paroi par de la colle cyanhydrique. Cette zone de mesures est diamétralement opposée aux thermocouples à étalonner pour ne pas perturber leurs mesures. Quatre largeurs ont été expérimentées $L = 8/16/30/40$ mm. L'exploitation des mesures montrera que les deux plus faibles largeurs auraient été suffisantes.

Description de l'écoulement: au voisinage de la bande non mouillée, donc non refroidie, le flux de chaleur est localement plus important que sur le reste du tube. Ceci entraîne une perturbation thermo-capillaire du film à proximité de la zone, qui a pour effet de faire éloigner le film ruisselant de la zone sèche qui s'éloigne du couloir sec au fur et à mesure qu'il s'écoule. Cette perturbation est d'autant plus marquée que la largeur de la zone est importante et que le débit du film est faible.

Mesure de température du film: Pour mesurer la puissance de chaleur reçue par le film il est nécessaire de mesurer la profil d'élévation de la température du film. La température locale moyenne du film est mesurée à différentes hauteurs d'écoulement (comme le montre le récapitulatif des mesures ci-après), loin de toute perturbation due à la zone sèche (15 cm), à l'aide d'un thermocouple plongeant dans une cuillère de 3 cm de large appliquée à la surface du tube et prélevant le film s'écoulant sur cette largeur. Cette série de mesures s'effectue de bas en haut, rapidement, sans avoir besoin d'attendre la remise en équilibre des températures après chaque mesure, puisque la perturbation due à chaque mesure se situe en-dessous du point de mesure.

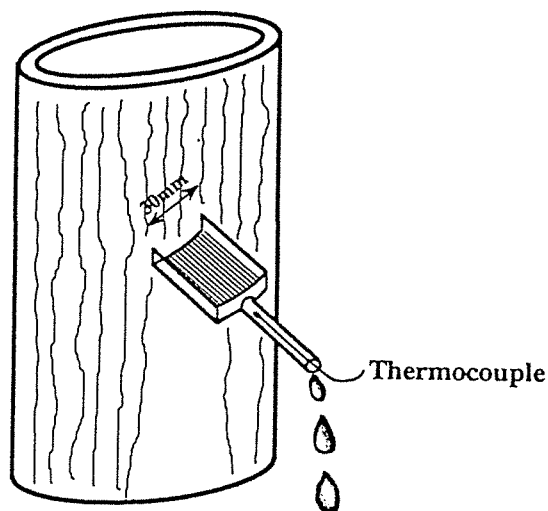


schéma mesure locale de la température du film

Résultats expérimentaux

Une fois le débit de film réglé et les températures stabilisées, la série de mesures de températures peut commencer. Les températures de paroi sèche sont relevées en premier, en second les températures de paroi intérieure et en troisième, les températures de film.

exemple de mesure:

Largeur de couloir sec $L = 8 \text{ mm}$, Débit $\Gamma = 79 \text{ g/ms}$

Liste des températures relevées

$T_i(x)$ = température de thermocouple de paroi intérieure placé à x cm du distributeur.

$T_f(x)$ = température moyenne du film à x cm du distributeur.

$T_g(x)$ = température de la zone sèche à x cm du distributeur.

Thermocouples de paroi intérieure

$$T_i(5) = 34,0^\circ\text{C}$$

$$T_i(24) = 53,8^\circ\text{C}$$

$$T_i(43) = 54,2^\circ\text{C}$$

Température au milieu du couloir sec

$$T_g(5) = 20,0^\circ\text{C}$$

$$T_g(10) = 26,0^\circ\text{C}$$

$$T_g(15) = 31,0^\circ\text{C}$$

$$T_g(20) = 37,0^\circ\text{C}$$

$$T_g(24) = 41,0^\circ\text{C}$$

$$T_g(30) = 46,0^\circ\text{C}$$

$$T_g(35) = 48,0^\circ\text{C}$$

$$T_g(43) = 43,0^\circ\text{C}$$

$$T_g(45) = 42,0^\circ\text{C}$$

$$T_g(50) = 37,0^\circ\text{C}$$

Température du film moyen, loin du couloir

$$T_f(0) = 11,7^\circ\text{C}$$

$$T_f(3) = 14,5^\circ\text{C}$$

$$T_f(8) = 16,4^\circ\text{C}$$

$$T_f(13) = 19,2^\circ\text{C}$$

$$T_f(18) = 22,3^\circ\text{C}$$

$$T_f(28) = 28,7^\circ\text{C}$$

$$T_f(38) = 36,0^\circ\text{C}$$

$$T_f(45) = 38,3^\circ\text{C}$$

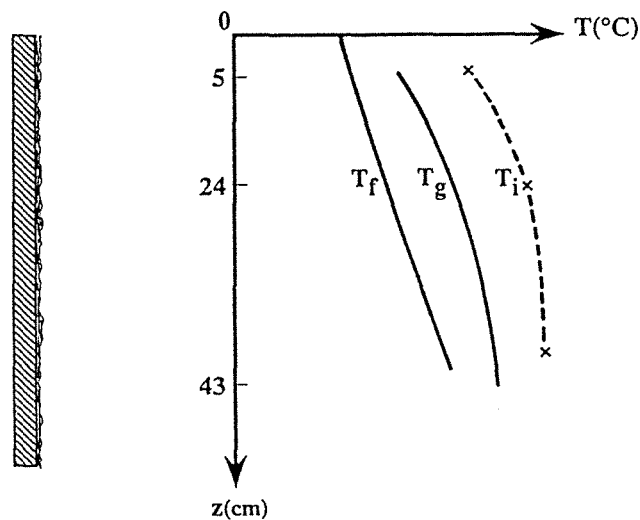


schéma de l'évolution des températures

Représentation des mesures: Les courbes ci-dessous portent l'écart de température entre les trois thermocouples et la paroi externe aux cotes $x=5$ cm , $x=24$ cm et $x=43$ cm pour les 4 largeurs de couloir et les 3 débits de film expérimentés.

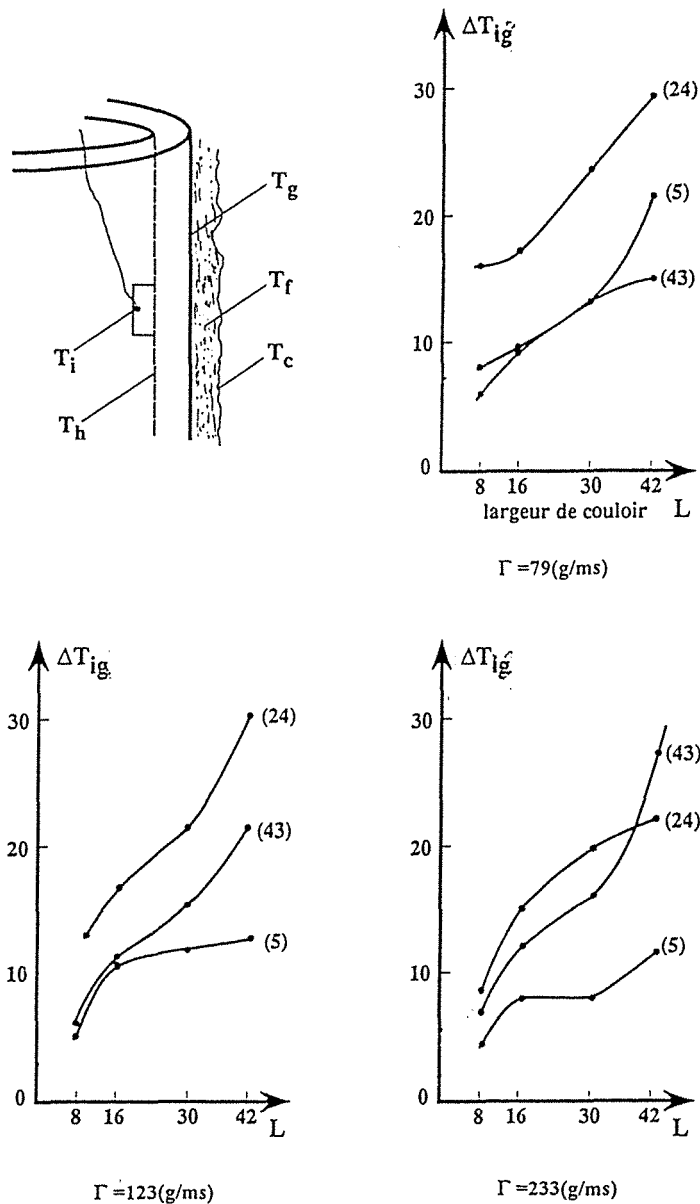


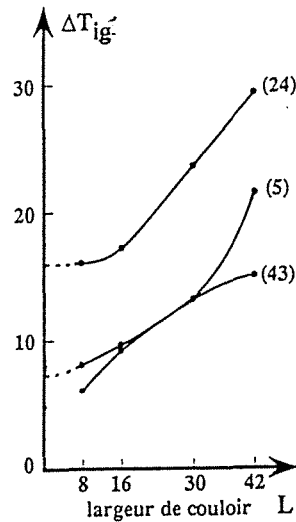
schéma des courbes expérimentales de température

Exploitation des courbes: L'allure très peu régulière des courbes représentées ci-dessus ne permet pas d'extrapolations intuitives en $L = 0$, certaines valeurs limites pouvant être ainsi négatives. C'est pourquoi il a été nécessaire d'effectuer un calcul numérique pour "comprendre" l'effet de la perturbation de la zone sèche en fonction de sa largeur et ainsi extrapoler "correctement" les courbes expérimentales en $L = 0$.

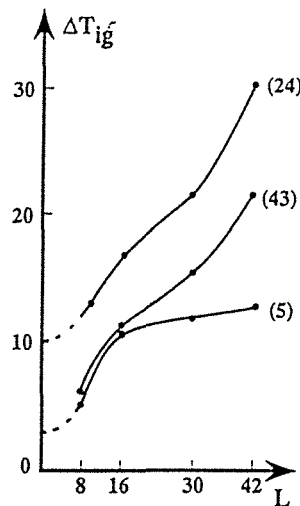
Interprétation des résultats: Les résultats des calculs par élément finis sont loin de rendre compte de l'expérience. Cela est d'autant plus vrai que la largeur du couloir de mesure est grande, car la perturbation du film au voisinage du couloir est proportionnelle à la

perturbation du flux de chaleur. Cependant, les courbes théoriques apportent l'information essentielle pour faire les extrapolations des courbes expérimentales: en $L = 0$, $\frac{dT}{dL} = 0$

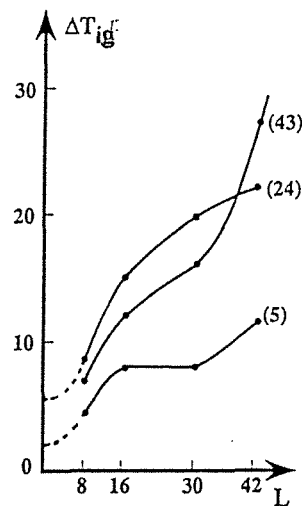
Ce calcul est décrit au chapitre "Modélisation", il nous apprend que la courbe ΔT_{ig} en fonction de L a une pente nulle en $L=0$ et on se rend compte que seules les deux plus faibles largeurs de couloir $L = 8 - 16$ mm sont à considérer pour extrapoler en $L = 0$ avec une tangente nulle, comme le montrent les parties de courbes en pointillés.



$\Gamma = 79(\text{g/ms})$



$\Gamma = 123(\text{g/ms})$



$\Gamma = 233(\text{g/ms})$

schéma de l'extrapolation des courbes expérimentales

Résultats étalonnage

Le tableau ci-dessous récapitule les écarts de températures estimés entre T_g la température de la paroi humide quand $L = 0$ et T_i la température des thermocouples de paroi interne .

$T_i - T_g$ (°C)	79	123	233	Γ (g/ms)
Thermocouple n°1 (5cm)	$16 \pm 1,5$	$16 \pm 1,5$	$16 \pm 1,5$	Indépendant du débit
Thermocouple n°2 (24cm)	$13 \pm 1,5$	$13 \pm 1,5$	$13 \pm 1,5$	

i: thermocouple de paroi interne
g: paroi externe humide

La zone de mesure autour du thermocouple n°3 à 43 cm du distributeur est trop perturbée par l'effet thermo-capillaire pour en exploiter les mesures. Aux précisions de mesure près, on vérifie bien que ces écarts de température sont indépendants du débit de film ruisselant. Ces différences de température sont uniquement proportionnelles au flux de chaleur et la résistance thermique des matériaux $(T_i - T_g) = \varphi \cdot \frac{1}{h_{ig}}$ Cette résistance thermique est égale à la somme des deux résistances thermiques en série : la résistance de contact du thermocouple avec la paroi et la paroi elle-même $\frac{1}{h_{ig}} = \frac{1}{h_{ih}} + \frac{1}{h_{paroi}}$. La résistance thermique de la paroi est calculée de manière bien connue $\frac{1}{h_{paroi}} = \frac{E}{\lambda}$ avec la conductibilité thermique du graphite $\lambda = 50 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ et son épaisseur $E = 10\text{mm}$. La valeur recherchée de la résistance de contact des thermocouples sur la paroi interne du tube s'écrit $\frac{1}{h_{ih}} = \frac{(T_i - T_g)}{\varphi} - \frac{E}{\lambda}$

Les valeurs numériques de l'étalonnage des résistances de contacts ainsi obtenues sont :

h_{ih} du 1^{er} thermocouple en $z = 5 \text{ cm}$: $1,58 \text{ kW/m}^2\text{C}$
 h_{ih} du 2^{ème} thermocouple en $z = 24 \text{ cm}$: $1,94 \text{ kW/m}^2\text{C}$

4.4.3 LE CARBOSPIRE

Aucun étalonnage particulier n'a été nécessaire pour obtenir les premiers résultats expérimentaux sur le Carbospire.

Compte tenu de la précision des mesures de température de fluide et de paroi, les indications directement lues ont été utilisées, cependant l'exploitation de ces mesures a montré que le principe même des mesures était à mettre en cause, l'étalonnage n'a pas été nécessaire pour arriver à ce résultat négatif.

Pour les mesures de poids de liquide recueilli après interruption de l'alimentation, l'étalonnage usiné de la balance électronique n'a pas été remis en cause bien sûr.

4.5 BANC D'ESSAI

4.5.1 LE CARBOPLAN

Le banc d'essai dans lequel s'intègre le Carboplan se compose de:

1. cuve 500 litres du caloporteur
2. serpentin de refroidissement de (1)
3. trois résistances électriques de 5kW chauffe (1)
4. une pompe volumétrique pour le caloporteur
5. un filtre sur le circuit caloporteur
6. débitmètre à flotteur
7. le Carboplan
8. débitmètre à flotteur
9. sondes de température Chromel/Alumel

La température du caloporteur est régulée par l'utilisation combinée du serpentin de refroidissement (2) et des résistances électriques(3), le caloporteur tourne en circuit fermé, le film est alimenté par le réseau d'eau de ville.

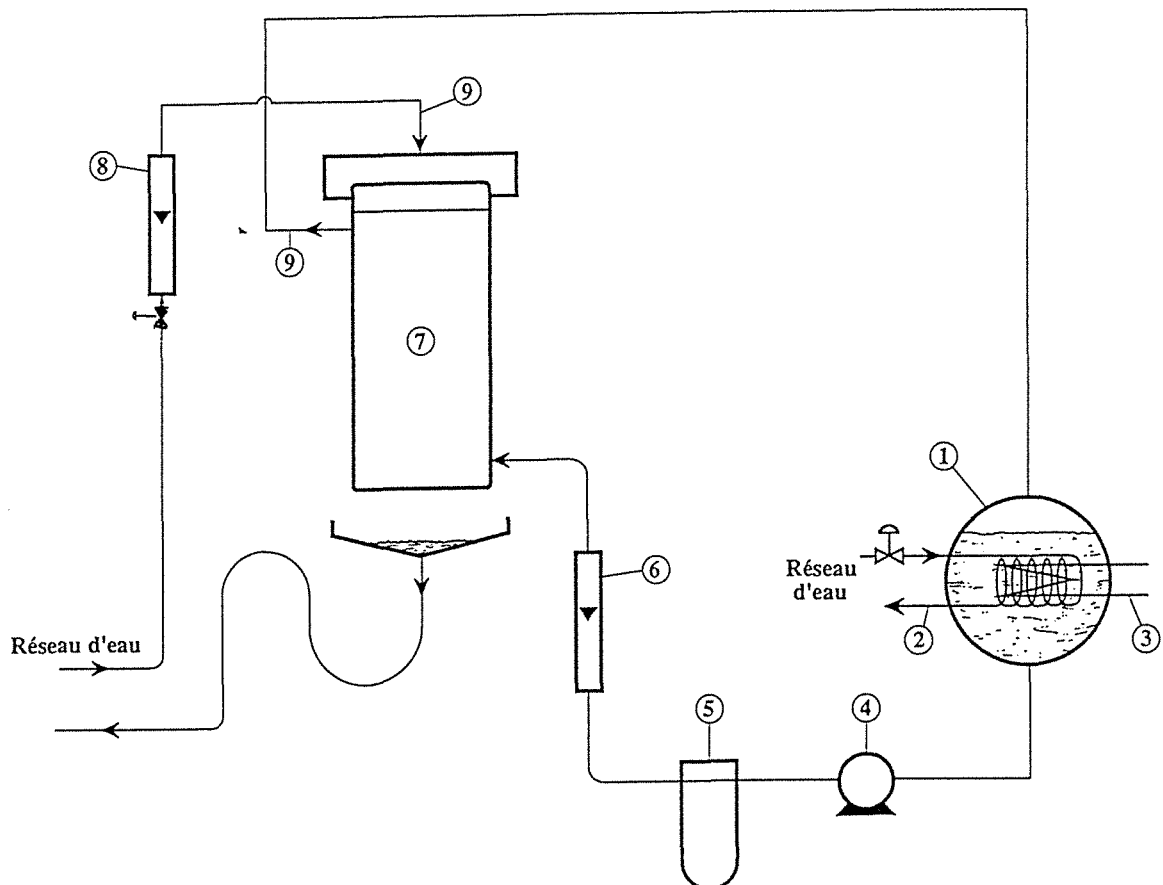


schéma du banc d'essai

4.5.2 LE CARBOTUBE

- schéma d'installation: Le schéma ci-dessous représente l'ensemble des éléments nécessaires au fonctionnement du "VACOSEP"

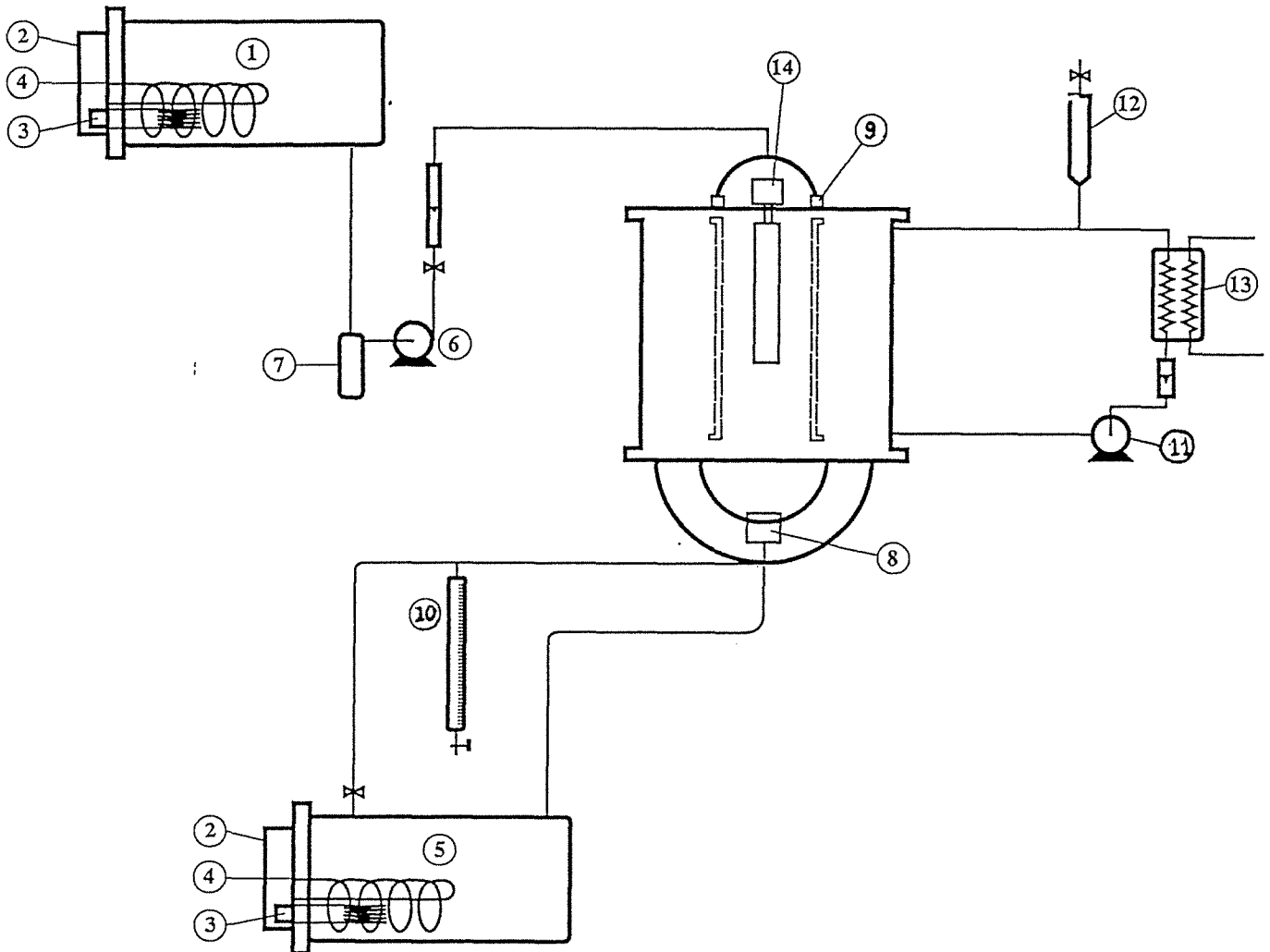


schéma du banc d'essai

1. réservoir de 300 litres d'alimentation en solution, équipé d'un tube de niveau (2) d'une résistance électrique de 4.5kW (3), d'un serpentin de refroidissement (4) et de divers piquages.

5. réservoir de 300 litres dont la résistance de chauffage est modulable de 1 à 5 kW pour réguler la température de la solution lors du fonctionnement en boucle fermée.

6. pompe volumétrique

7. filtre

8. collecteur de concentrat avec thermocouple

9. distributeur de solution diluée

10. collecteur de distillat (ampoule en verre graduée)

11. pompe du caloporteur de la paroi de condensation

12. vase d'expansion, réservoir du circuit caloporteur

13. échangeur à plaque et joint pour réguler la température du caloporteur

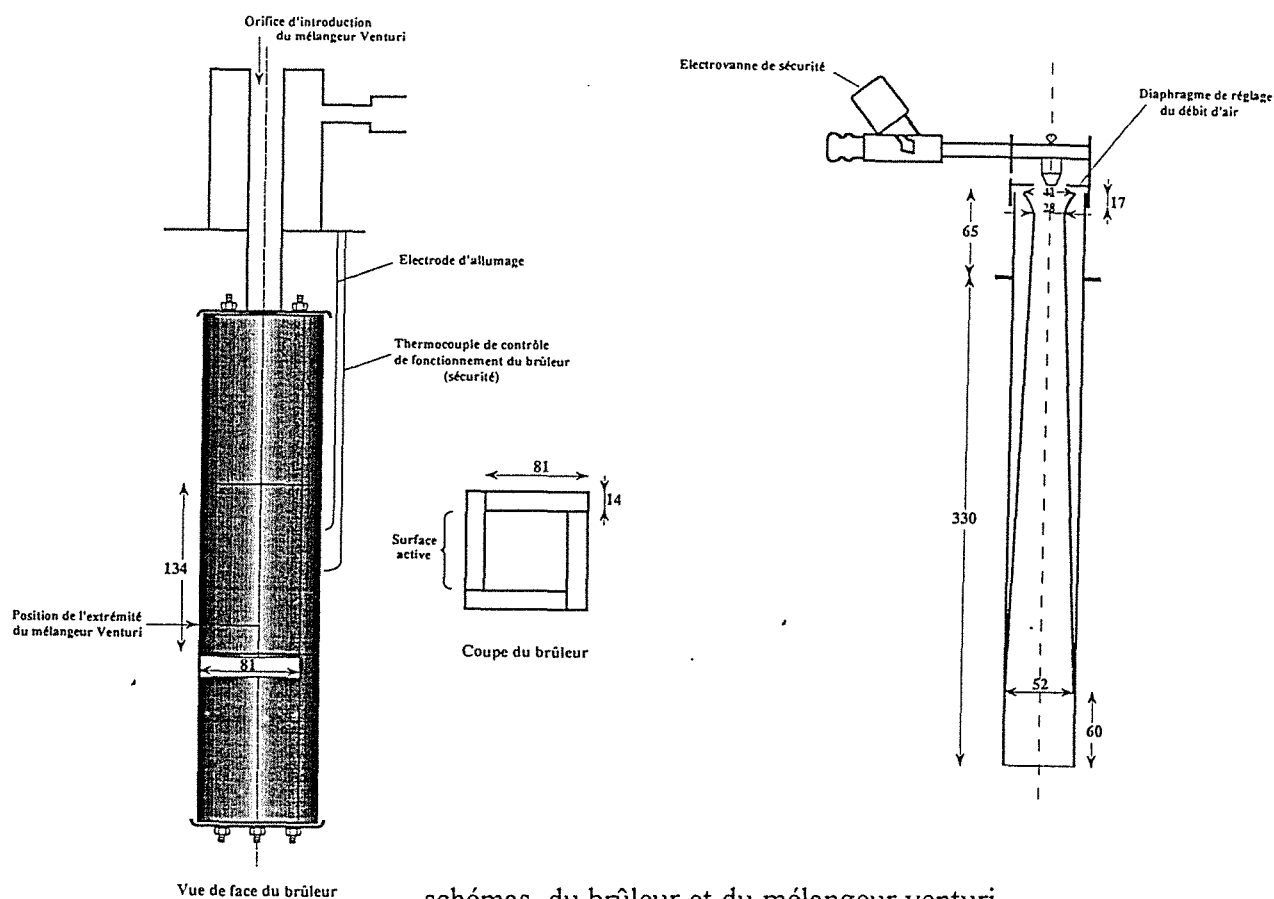
14. brûleur à gaz

La saumure à évaporer circule en circuit ouvert entre deux cuves: la cuve d'alimentation est régulée en température, la solution concentrée est collectée dans une deuxième cuve. Le condensat est récupéré séparément, son débit est mesuré dans une ampoule graduée. Pendant les phases de démarrage il est possible de fonctionner en circuit fermé, le concentrat et le condensat retournant dans la cuve d'alimentation.

Le circuit caloporteur du condenseur est une boucle d'eau pressurisée régulée en température par un échangeur à plaques et joints.

Brûleur à gaz

- Description: le brûleur à gaz est un élément parallélépipède placé à l'intérieur du tube graphite. Il mesure 40 cm de haut, il est formé de 12 plaquettes poreuses d'une céramique réfractaire, assemblées par un ciment, comme le montre le schéma de gauche. Chaque plaquette a pour dimension 81x134 mm. La densité de trou (diamètre 1 mm) est de 380000 par m². La surface totale du brûleur est de 0.018 m². Le mélange gaz/air est obtenu grâce à un éjecteur-venturi, représenté sur le schéma de droite, le système d'allumage par électrode et le système de sécurité est conçu par la société SOLARONICS.



schémas du brûleur et du mélangeur venturi

- Circuiterie de gaz du brûleur: le circuit comporte une vanne d'arrêt générale, puis un compteur volumétrique, un tube manomètre en U rempli d'eau colorée placé en dérivation de l'alimentation, une vanne électromagnétique commandée par le boîtier de sécurité.

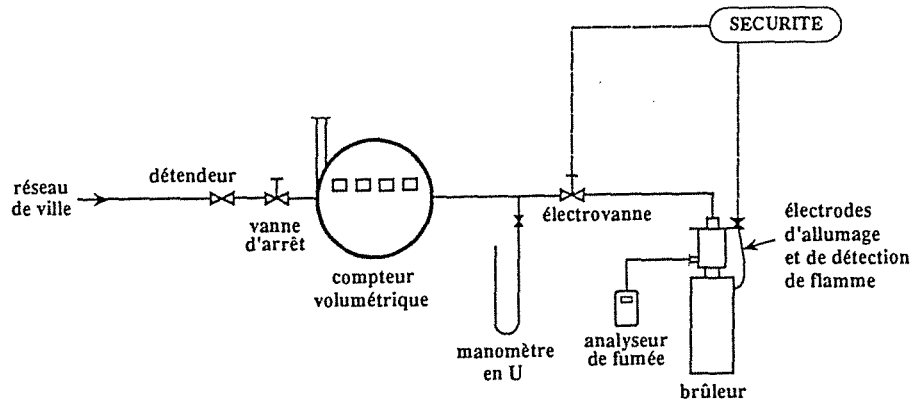


schéma global du circuit gaz

4.5.3 LE CARBOSPIRE

Les divers éléments décrits pour le fonctionnement du Carbospire sont représentés sur le schéma suivant. La spire est alimentée en eau par le réseau de ville.

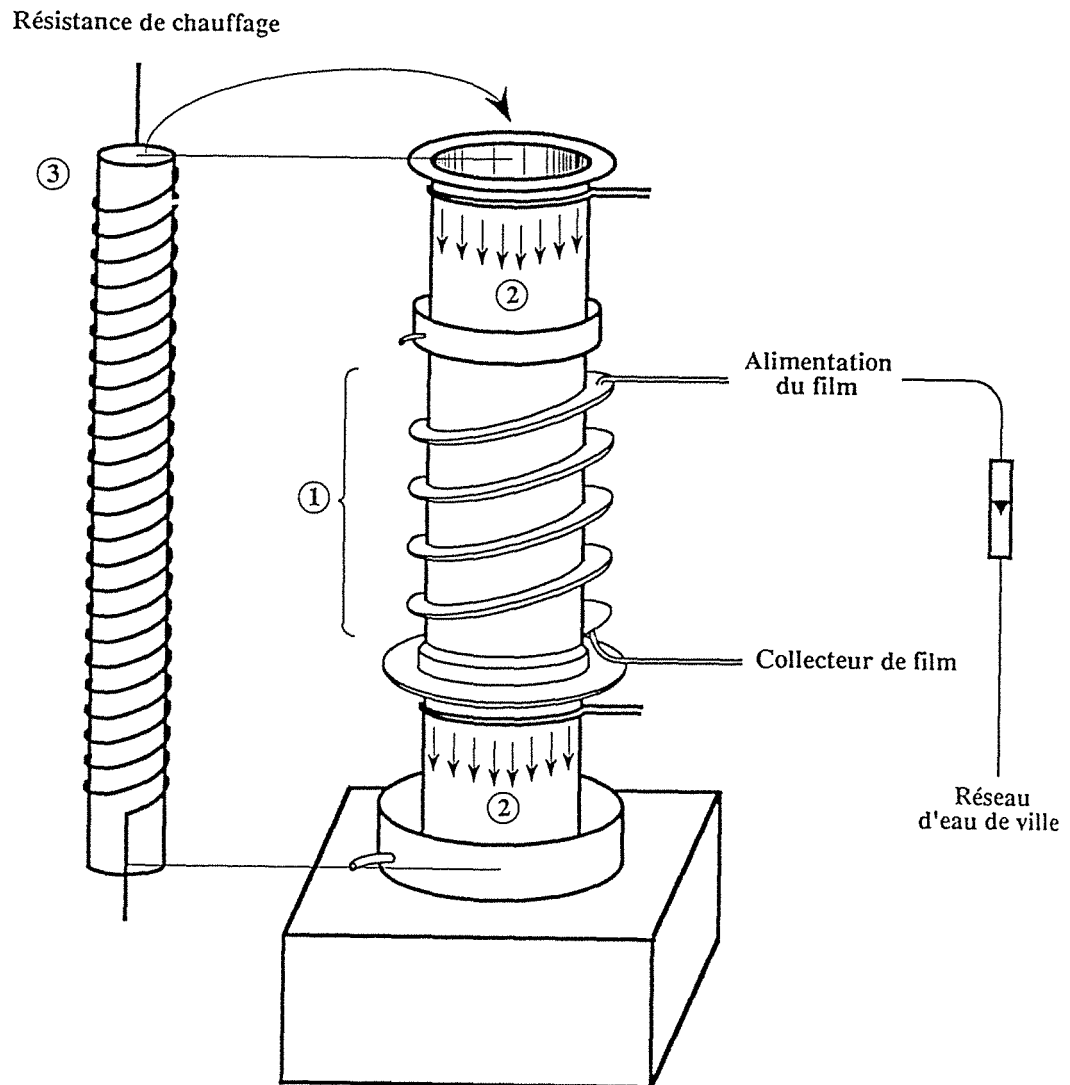


schéma du banc d'essai

- 1 - Carbospire
- 2 - Tubes de garde
- 3 - Résistance électrique

4.6 GAMME DE FONCTIONNEMENT

4.6.1 LE CARBOPLAN

Film: Le fluide d'alimentation du film ruisselant est l'eau du réseau de ville, la gamme des nombres de Reynolds $Re = 4\Gamma / \mu \in [80, 600]$.

Caloporteur: Le débit du caloporteur est maintenu constant (aux corrections d'étalonnage près), 100% de l'échelle du débitmètre, pour toutes les expériences c'est à dire pour toute la gamme de variation de température d'alimentation du caloporteur entre 25°C et 45°C. Le flux de chaleur transmis au film ruisselant varie ainsi entre 5 et 35 kW/m². Cette valeur maximale est limitée par la température de sortie du film ruisselant fixée à 35°C pour limiter la part d'évaporation à une valeur négligeable. Le coefficient de transfert de chaleur du caloporteur est de l'ordre de $h=10000 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Le temps de mise en régime thermique de l'échangeur est inférieur à 10 secondes.

4.6.2 LE CARBOTUBE

Débit du condenseur: Le condenseur n'est utilisé qu'à un seul point de fonctionnement: débit(maxi)=300l/h et $T=120^\circ\text{C}$, soit un nombre de Reynolds de 20000.

Puissance transmise: La source de chaleur est un brûleur à gaz dont on a vérifié l'uniformité du flux. La puissance est réglable entre 3 kW et 7 kW de manière imprécise par un manomètre de gaz à colonne de liquide.

Le fluide ruisselant est une solution de LiBr à 45% environ.

La température de mise en équilibre de l'échangeur est de l'ordre de 5 minutes essentiellement pour stabiliser la température de sortie du film.

Fonctionnement Evaporateur

Le système d'évaporation est constitué d'un tube cylindrique vertical chauffé par un brûleur à gaz fournissant une source de chaleur uniforme (vérifiée par l'uniformité de la température d'échauffement du film). A l'extérieur du tube qui mesure 50cm de haut ruisselle un film de solution aqueuse de LiBr alimenté par un distributeur à trous tangents. Une enceinte double enveloppe parcourue par un caloporteur entoure le tube, et condense la vapeur.

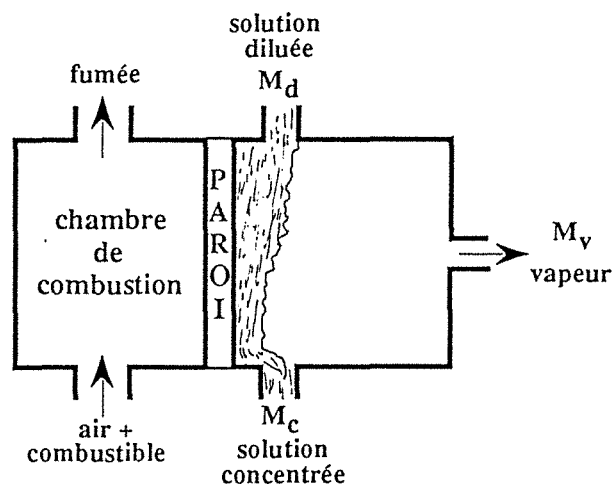


schéma de l'évaporateur

Mise en régime thermique et purge

Pendant la phase de démarrage le circuit Saumure/Concentrat/Condensat tourne en circuit fermé. La solution est amenée à température d'ébullition par le chauffage de la cuve d'alimentation (une résistance électrique), et le chauffage du tube (le brûleur à gaz). Le volume d'air compris dans l'enceinte est progressivement remplacé par la vapeur qui s'évapore du film, lorsque l'on estime que tous les incondensables sont chassés, la vanne de dégazage est fermée. Le caloporteur du condenseur est porté progressivement à la température souhaitée, 110°C par exemple pour une pression de fonctionnement de 1,43bar.

Démarrage d'une expérience

Pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur du film ruisselant en régime d'évaporation, il faut mesurer le débit d'entrée de la saumure, son titre, ses températures entrée/sortie, les températures de paroi interne de tube, le débit de condensat et sa température.

- Le titre de la solution est mesurée par l'intermédiaire de son indice de réfraction, un échantillon étant prélevé à l'entrée du distributeur pendant le fonctionnement.

- Les deux températures de saumure, les cinq températures de paroi et les deux températures du caloporteur sont lues, l'une après l'autre sur un "MESURIX"

- Le débit de saumure est lu sur l'échelle d'un débitmètre à flotteur.

- Le débit de condensat est mesuré par empotage dans une ampoule graduée.

- Le débit de caloporteur.

4.7. EXPLOITATION DES MESURES

4.7.1 LE CARBOPLAN

Mesures et Calcul du Nombre de Nusselt

Pour déterminer le coefficient de transfert paroi/film d'un film ruisselant six mesures sont nécessaires:

- Indice de débitmètre du film
- Indice de débitmètre du caloporteur
- Température entrée du film
- Température sortie du film
- Température entrée du caloporteur
- Température de sortie du caloporteur

Exploitation des Mesures

Pour calculer le coefficient de transfert paroi/film à partir des mesures, les étapes d'exploitation sont les suivantes:

1-Correction par étalonnage des températures relevées

2-Calcul du débit de film à partir de l'étalonnage: $\dot{M}_f$

3-Calcul du débit caloporteur à partir de l'étalonnage: $\dot{M}_c$

4-Calcul des pertes thermiques du caloporteur: Q_{perte}

5-Calcul du flux de chaleur cédé par le caloporteur:

$$\dot{Q}_c = \dot{M}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) - Q_{perte}$$

6-Calcul du flux de chaleur sensible reçu par le film:

$$\dot{Q}_f = \dot{M}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

7-Calcul de la différence de température moyenne logarithmique entre le caloporteur et le film : ΔT_{lm}

8-Calcul du coefficient de transfert moyen global:

$$\bar{h}_g = \frac{(\dot{Q}_c + \dot{Q}_f) / 2}{S \Delta T_{lm}} \quad S : \text{surface d'échange}$$

9-Calcul du coefficient de transfert caloporteur paroi:

$$h_p = 0.028 \text{Re}_c^{0.8} \text{Pr}_c^{0.33} \lambda_c / Dh$$

10-Calcul du coefficient de transfert à travers la paroi:

$$h_p = \lambda_p / E_p$$

11-Calcul du coefficient de transfert paroi/film:

$$\bar{h}_{pf} = \left(\frac{1}{h_g} - \frac{1}{h_c} - \frac{1}{h_{th}} \right)^{-1}$$

12-calcul du nombre de Nusselt de l'écoulement:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}_{pf}}{\lambda_f} \left(\frac{v_f^2}{g} \right)^{1/3}$$

La précision du calcul est donnée par l'écart entre Q_c et Q_f

4.7.2 LE CARBOTUBE

REGIME D'ECHAUFFEMENT

Mesures et calcul du nombre de Nusselt

Pour déterminer le coefficient de transfert paroi/film les mesures suivantes sont nécessaires :

- Indice de débitmètre du film
- Prélèvement d'un échantillon de la solution à l'entrée
- Température d'entrée du film
- Température de sortie du film
- Températures de la paroi interne du tube
- Aucune mesure n'est faite sur le brûleur

Exploitation des Mesures

Pour calculer le nombre de Nusselt de l'écoulement, les étapes sont les suivantes:

- 1-Détermination par réfractométrie de la concentration de la solution de LiBr
- 2-Correction des températures lues par l'étalonnage
- 3-Détermination des propriétés physiques de la solution à la température moyenne
- 4-Détermination du débit massique du film $\dot{M}_f$
- 5-Calcul du flux de chaleur reçu par le film

$$\dot{Q}_f = \dot{M}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

- 6-Détermination de la surface d'échange

$$S = \pi d L = 0.224 \text{ m}^2$$

d = diamètre extérieur du tube = 0.17 m

L = longueur du tube soumis au transfert de chaleur 0.42 m

L est déterminée par un suivi local des températures de film et de paroi.

7-Calcul de la différence de température moyenne paroi/film : le profil linéaire de la température du film montre que le flux de chaleur est bien uniforme. C'est pourquoi la différence de température logarithmique est égal à la moyenne arithmétique des différences de température.

- 8-Calcul du coefficient de transfert global

$$h_g = \dot{Q}_f / (S \Delta T_{pf})$$

- 9-Calcul du coefficient de transfert paroi/film

$$\bar{h}_{pf} = \left(\frac{1}{h_g} - \frac{1}{h_c} - \frac{1}{h_{th}} \right)^{-1}$$

avec

λ_p : Conductibilité de la paroi

E_p : Epaisseur de la paroi

h_{th} : Coefficient de transfert thermocouple/paroi

h_{th} : 7562 W/m²°C pour le tube 1

h_{th} : 2575 W/m²°C pour le tube 2

- 10-Calcul du nombre de Nusselt de l'écoulement

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}_{pf}}{\lambda_f} \left(\frac{v_f^2}{g} \right)^{1/3}$$

REGIME D'EVAPORATION

Exploitation des mesures

A partir des relevés expérimentaux les calculs suivants sont effectués:

- Température moyenne du film
- Titre moyen de la solution en tenant compte du débit de condensat
- Propriétés physico-chimiques moyennes du film
- Nombre de Reynolds du film
- Flux de chaleur sensible emporté par le film

$$\varphi_c = M_f C_p (T_{fs} - T_{fe}) / (LH)$$

- Flux de chaleur latente récupéré par le caloporteur

$$\varphi_e = M_c C_p (T_{cs} - T_{fe}) / (LH)$$

- Flux de chaleur latente récupéré sous forme de distillat

$$\varphi_v = V_d \rho C_p \Delta H_v / (LH)$$

- Gradient moyen de température entre la paroi et le film

$$\Delta T_{pf} = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 \Delta T_{pfi}$$

avec L le périmètre du tube d'évaporation
et H la hauteur d'évaporation du tube

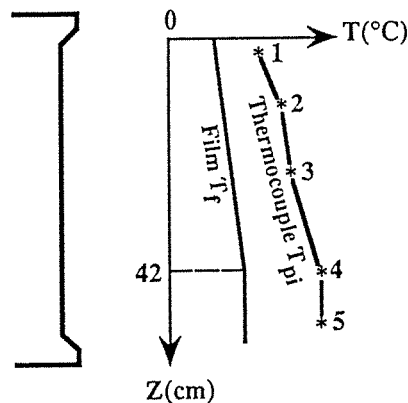


schéma des profils de température

- Coefficient de transfert global thermocouple de paroi/film

$$h_g = \left[\varphi_c + \frac{(\varphi_e + \varphi_v)}{2} \right] / \Delta T_{pf}$$

- Coefficient de transfert global paroi humide/film

$$h_f = \left(\frac{1}{h_g} - \frac{Ep_{tube}}{\lambda_{tube}} - R_t \right)^{-1}$$

avec R_t la résistance thermique de contact des thermocouples (cf. étalonnage p 41)

- Nombre de Nusselt

$$Nu = \frac{h_f}{\lambda_{sol}} \left(\frac{v_{sol}^2}{g} \right)^{1/3}$$

4.7.3LE CARBOSPIRE

Mesure et calcul de l'épaisseur moyenne du film

L'épaisseur moyenne du film est déduite de la quantité de liquide M présente à la surface de l'ailette pendant l'écoulement.

$$\bar{\delta} = M / \rho S$$

- ρ : la masse volumique du liquide
- S : la surface de ruissellement.
- M la masse de rétention est la somme de deux valeurs mesurées : Ms, la masse de rétention statique et Md la masse de rétention dynamique $M = M_s + M_d$.
- Ms est la quantité de liquide, retenue par effet capillaire, qui se trouve encore à la surface de l'ailette deux minutes après interruption de l'alimentation. Cette valeur est obtenue par pesée de l'échangeur avant et après l'expérience d'écoulement.
- Md est la masse de liquide continuant à s'écouler de l'ailette après interruption de l'alimentation, pendant deux minutes.
- Incertitude de mesure correspondant à 0,5 seconde de décalage entre l'arrêt de l'alimentation et le début de la mesure, soit $\pm 2\%$ à $\pm 5\%$ suivant le débit.

NOMENCLATURE

C_p : capacité calorifique du liquide [J/kg °C]
 d : diamètre extérieur du tube [m]
 E_p : épaisseur de la paroi [m]
 g : accélération de la pesanteur [9.81m/s²]
 $\bar{h}_o$: coefficient de transfert moyen global [W / m² °C]
 h_{cp} : coefficient de transfert caloporteur paroi [W / m² °C]
 h_g : coefficient de transfert global [W / m² °C]
 h_p : coefficient de transfert à travers la paroi [W / m² °C]
 h_{pf} : coefficient de transfert paroi / film [W / m² °C]
 h_{th} : coefficient de transfert thermocouple/paroi [W / m² °C]
 H : hauteur d'évaporation du tube [m]
 h_f : coefficient de transfert global paroi humide/film [W / m² °C]
 h_g : coefficient de transfert global thermocouple de paroi/film [W / m² °C]
 ΔH_v : chaleur latente de condensation [J/kg]
 L : largeur de la zone de mesure de température par lecteur infrarouge [m]
 L : longueur du tube soumis au transfert de chaleur [m]
 L : périmètre du tube d'évaporation [m]
 M : masse de rétention totale sur l'ailette spiralée [kg]
 $\dot{M}_c$: débit caloporteur [kg / s]
 M_d : masse de rétention dynamique spiralée [kg]
 $\dot{M}_f$: débit massique de film ruisselant [kg / s]
 M_s : masse de rétention statique spiralée [kg]
 Q_{perte} : pertes thermiques du caloporteur [W]
 $\dot{Q}_c$: flux de chaleur cédé par le caloporteur [W]
 $\dot{Q}_c$: flux de chaleur sensible reçu par le film [W]
 R : résistance globale de transfert entre le thermocouple et le film [°C m²/W]
 R_{pf} : résistance thermique entre le film ruisselant et la paroi [°C m²/W]
 R_{pp} : résistance de transfert de chaleur de la paroi [°C m²/W]
 R_{tp} : résistance thermique de contact des thermocouples sur la paroi [°C m²/W]
 S : surface d'échange , surface de ruissellement [m²]
 $T_f(x)$: température moyenne du film à x cm du distributeur [°C]
 $T_g(x)$: température de la zone sèche à x cm du distributeur [°C]
 $T_i(x)$: température de thermocouple de paroi intérieure placé à x cm du distributeur [°C]
 T_t : température du thermocouple [°C]
 ΔT_{lm} : différence de température moyenne logarithmique entre le caloporteur et le film [°C]
 ΔT_{pf} : gradient moyen de température entre la paroi et le film [°C]
 V_d : volume de distillat [m³]

Lettres Greques

$\bar{\delta}$: épaisseur moyenne du film sur l'ailette spiralée [m]

ϕ : densité de flux de chaleur reçue par le film [W/m²]

Γ : débit linéique massique [kg/m.s]

ϕ_v : Flux de chaleur latente récupéré sous forme de distillat [W]

λ_p : conductibilité thermique de la paroi [W / m °C]

λ_f : conductibilité thermique du liquide [W / m °C]

ν_f : viscosité cinématique du liquide [m²/s]

ρ : masse volumique liquide [kg/m³]

5 RESULTATS EXPERIMENTAUX

5.1 HYDRODYNAMIQUE	
5.1.1 ECOULEMENT RECTILIGNE	p 44
5.1.2 ECOULEMENT SPIRALE	p 46
5.2 ECHAUFFEMENT RECTILIGNE	
5.2.1 CARBOPLAN	p 49
A SURFACES LISSES	p 50
B RAINURES VERTICALES RECTILIGNES	p 52
C RAINURES VERTICALES ONDULEES	p 57
D RAINURES HORIZONTALES RECTILIGNES	p 57
5.2.2 CARBOTUBE	
A SURFACE LISSE	p 60
B RAINURES VERTICALES RECTILIGNES	p 61
C RAINURES HORIZONTALES RECTILIGNES	p 62
D CONCLUSION	p 63
5.3 EVAPORATION RECTILIGNE	
A SURFACE LISSE	p 64
B RAINURES VERTICALES RECTILIGNES	p 66
C RAINURES HORIZONTALES RECTILIGNES	p 67
D CONCLUSION	p 68

5 RESULTATS EXPERIMENTAUX

5.1 HYDRODYNAMIQUE

Ce chapitre rassemble des observations et mesures hydrauliques effectuées sur le Carboplan Carbotube et Carbospire.

5.1.1 ECOULEMENT RECTILIGNE (CARBOPLAN ET CARBOTUBE)

L'hydrodynamique des films ruisselants est largement décrite depuis de nombreuses années: en régime laminaire ondulé la surface libre d'un film est balayée dans le sens de l'écoulement par des vaguelettes, elles font varier localement l'épaisseur du film autour d'une valeur moyenne uniforme sur toute la hauteur et la largeur de l'écoulement (voir Ch 2). Cependant dans les conditions expérimentales décrites plus loin il a été observé de manière reproductible une déformation supplémentaire superposée à celle de vaguelettes.

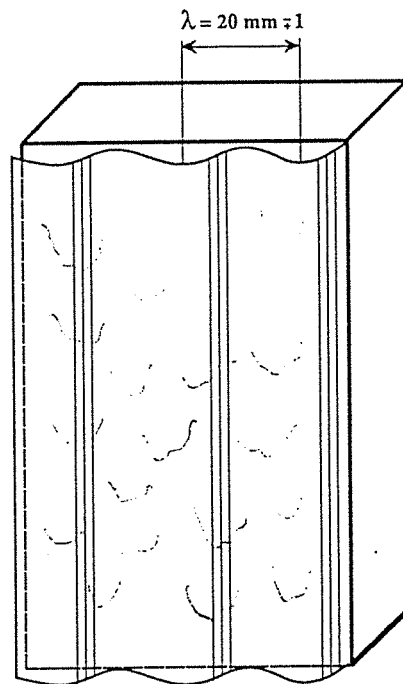


schéma du film ondulé

A- DESCRIPTION

- *Description qualitative de l'écoulement*
- *Conditions expérimentales*

description qualitative de l'écoulement: Le schéma ci-dessus représente comment les ondulations observées se superposent aux vaguelettes de l'écoulement laminaire ondulé. Les ondulations ou cannelures verticales, dont les sommets sont distants de 20 mm environ, débutent à quelques centimètres du distributeur (5 cm) et s'étendent sur toute

la hauteur (40 à 50 cm) et la largeur (20 à 50 cm) de l'écoulement. Ce régime d'écoulement cannelé est apparu sans transfert thermique à des nombres de Reynolds supérieurs ou égaux à 400 pour l'eau ($Re = 4 \Gamma/\mu$) ; lorsque le film est chauffé, ces ondulations apparaissent à des débits beaucoup plus faibles, à la limite inférieure de l'intervalle de régime laminaire ondulé. La longueur d'onde des ondulations est toujours du même ordre de grandeur 20 ± 1 mm quel que soit le débit (laminaire ondulé) et le fluide (eau, solution de LiBr 50 %), quel que soit le flux de chaleur (2 à 20 kW/m²) et la géométrie cylindrique ou plane de l'écoulement.

Conditions expérimentales

Types de paroi: les expérimentations ont été effectuées sur deux formes géométriques de paroi:

Carbotube : paroi cylindrique lisse en graphite, d'une épaisseur de 10 mm, diamètre extérieur 170 mm, longueur 560 mm.

Carboplan : paroi rectangulaire lisse en graphite, d'une épaisseur de 15 mm, largeur 200 mm, longueur 400 mm.

Types de fluide: deux fluides ont été expérimentés, soit de l'eau de ville, soit des solutions aqueuses de LiBr à la concentration massique voisine de 50 %, entre la température ambiante et 45°C.

Débits: la variation des débits, la nature des fluides et leur température a permis de couvrir tout l'intervalle hydrodynamique appelé "Laminaire Ondulé", c'est-à-dire: $Re \in [60, 700]$ avec $Re = 4 \Gamma/\mu$.

Sources de chaleur: dans le Carboplan, la source de chaleur est un caloporteur, circulant à contre-courant et délivrant un flux de chaleur compris entre 0 et 35 kW/m². Le Carbotube est équipé d'un brûleur à gaz à plaques radiantes dont le flux de chaleur uniforme maximal utilisé est 20kW/m².

Alimentation des distributeurs: le distributeur du tube est raccordé par des tuyaux rigides à une pompe à engrenage. Le distributeur du plan est raccordé par des tuyaux souples au réseau d'eau de ville.

5.1.2 ECOULEMENT SPIRALE

L'étude hydrodynamique de l'écoulement sur l'ailette spiralée se compose d'une partie qualitative où l'écoulement, le profil d'épaisseur du film sont décrits et l'épaisseur moyenne est mesurée. Dans la deuxième partie, plusieurs approches numériques modélisent les profils de vitesse et d'épaisseur de l'écoulement. La dernière partie décrit les mesures d'épaisseur moyenne du film en fonction du débit.

A-DESCRIPTION

- Faible débit
- Moyen débit
- Fort débit
- Filets supérieurs-inférieurs
- Roulage d'une bille

Suivant le débit, l'épaisseur du film adopte trois profils différents.

Faible débit: Lorsque le débit est faible, les forces capillaires développées par les bords latéraux verticaux (cylindre de base et muret extérieur de l'ailette) sont prépondérantes. Ainsi le film se compose de deux filets latéraux laissant le milieu de l'ailette asséché. La mouillabilité de l'ailette, la hauteur du muret extérieur sont des paramètres influents sur la limite supérieure de ce régime d'écoulement. Cette limite est repoussée aussi par la valeur du gradient $d(\text{pente})/dr$, plus il est grand (plus le cylindre de base a un faible diamètre), plus le débit doit être fort pour que les deux filets se rejoignent. L'espace libre au-dessus de l'ailette doit être suffisant, supérieur au diamètre d'Oetvös, pour éviter un engorgement vers la base de l'ailette.

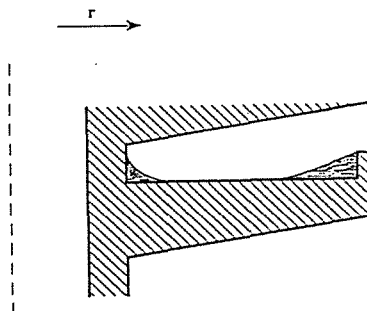


schéma de l'écoulement à faible débit

Moyen débit: Le débit moyen est atteint lorsque l'interface du film ne présente plus de discontinuité. L'épaisseur du film présente un minimum, situé dans la demi-largeur intérieure de l'ailette. Ce minimum est le résultat de deux forces: la force capillaire appliquée au film par la paroi du cylindre de base et la force centrifuge qu'équilibre l'augmentation de l'épaisseur du film en fonction de r .

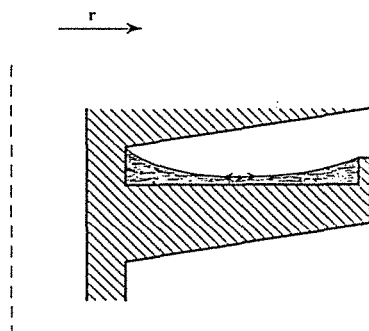


schéma de l'écoulement à moyen débit

Fort débit: Le débit fort est atteint lorsque l'épaisseur du film présente deux optima.

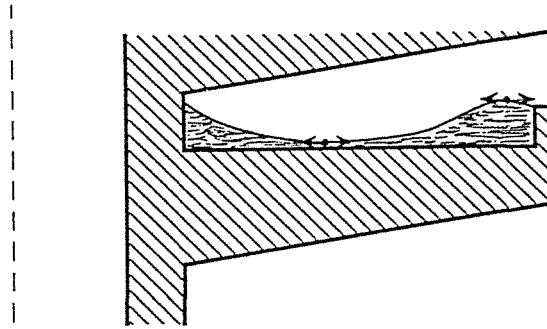


schéma de l'écoulement à fort débit

Le deuxième optimum est un maximum ; il apparaît dans la demi-largeur extérieure de l'ailette, lorsque l'épaisseur d'équilibre théorique liée à la force centrifuge en $r = r_{\text{ext}}$ est supérieure à la hauteur du Muret. Les forces capillaires empêchent alors le film de déborder.

Plus la hauteur du muret est grande, plus l'intervalle d'écoulement "fort débit" est étroit par rapport à l'intervalle "moyen débit".

Filets supérieurs-inférieurs: La description qualitative de l'écoulement spiralé est complétée par la mise en évidence de deux types de filets. En déposant une goutte de colorant à la surface du film, on observe que la tache colorée s'écoule de deux manières.

Les couches supérieures du film entraînent, à grande vitesse, le liquide coloré en se déplaçant latéralement vers l'extérieur de l'ailette.

Les couches inférieures du film entraînent beaucoup plus lentement l'autre partie du liquide coloré en se rapprochant de l'intérieur de l'ailette.

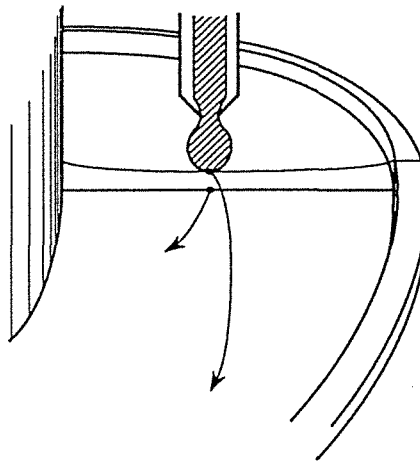


schéma mise en évidence du déplacement radial du film

Roulage d'une bille: La pente locale sur l'ailette est d'autant plus grande que l'on est proche du cylindre de base, $\alpha_1 > \alpha_2$, la ligne de plus grande pente sur l'ailette est celle perpendiculaire au rayon de l'ailette; ainsi une bille lâchée sans vitesse initiale démarre perpendiculairement au rayon de l'ailette quel que soit r .

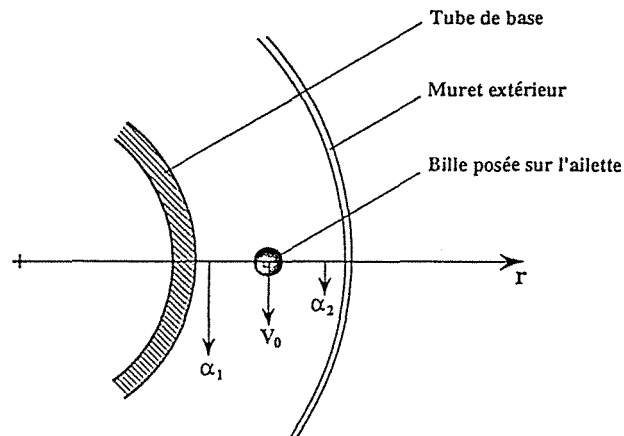


schéma de la ligne de plus grande pente sur l'ailette

B-EPAISSEUR DU FILM SPIRALE

Dans le cadre d'une première approche des écoulements spirales, l'épaisseur moyenne du film a été mesurée pour différents débits par la méthode de rétention dynamique (chap. 4)

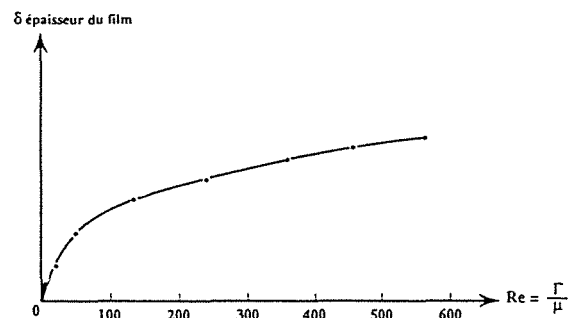


schéma de la variation de l'épaisseur du film en fonction du nombre de Reynolds

Le graphique suivant représente l'épaisseur δ de film ruisselant à la surface de l'ailette en fonction du nombre de Reynolds de l'écoulement $Re = 4 \Gamma / \mu$. Les résultats expérimentaux sont comparés à ceux d'un écoulement rectiligne de même inclinaison (pente moyenne de l'ailette) donnés par la formule $\bar{\delta} = (3\nu^2 / (g \sin \theta) Re)^{1/3}$. L'écart entre les deux courbes est important et non constant: 23% à $Re=20$ et 40 % d'écart à $Re=450$. L'écart à faible débit peut être attribué aux effets de bords à l'intérieur et à l'extérieur de l'ailette l'effet capillaire qui se traduit par la rétention statique, à fort débit cet écart est attribuable à la recirculation radiale (perpendiculaire à la direction de l'écoulement) qui modifie, ralentit, de ce fait sensiblement le profil de vitesse dans le sens de l'écoulement. Dans le chapitre modélisation la courbe du modèle simplifié sera comparé et discuté.

5.2 ECHAUFFEMENT RECTILIGNE

Les corrélations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds en régime d'échauffement et en régime d'évaporation sont très semblables. C'est pourquoi les performances thermiques des échangeurs et de leur paroi de ruissellement sont testées d'abord en régime d'échauffement qui est plus simple à mettre en oeuvre. Malgré les écarts enregistrés entre les mesures et les résultats théoriques attendus, ce parallèle de comportement en régime d'échauffement et d'évaporation persiste dans notre série expérimentale ce qui est peut-être triviale compte tenu des phénomènes physiques en jeu dans les deux cas.

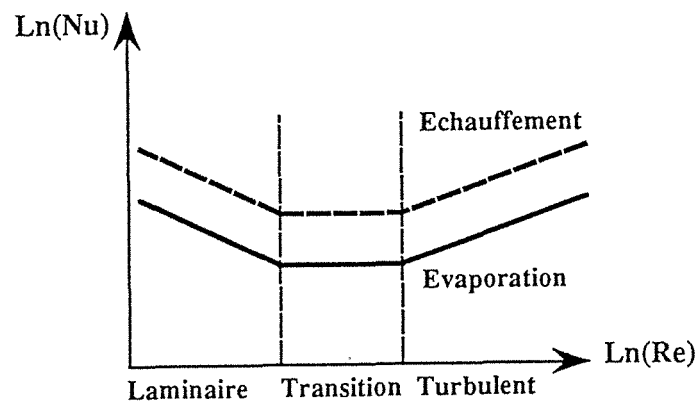


schéma comparatif des courbes de transfert de chaleur en échauffement et évaporation

5.2.1 CARBOPLAN

Une première série de mesure effectuée sur la Carboplan à paroi lisse est présentée, elle permet de mettre en valeur la tendance générale des résultats ainsi que l'influence du flux de chaleur, ensuite une première série de rainures est testée, leur géométrie est parallèle à l'écoulement dans le but de créer de manière artificielle le même type de perturbation dans l'épaisseur du film que celle observée sur paroi lisse, les paramètres de la perturbation, écartement, amplitude sont étudiés

Au contraire, la série suivante de rugosité est conçue perpendiculaire à l'écoulement afin de créer un effet de remélange et d'augmentation de surface développée.

Enfin sur le Carboplan est testé une rainure alternativement perpendiculaire puis parallèle à l'écoulement dans un mouvement ondulé visant à effectuer une opération de mélange continu entre les filets d'épaisseurs différentes de l'écoulement.

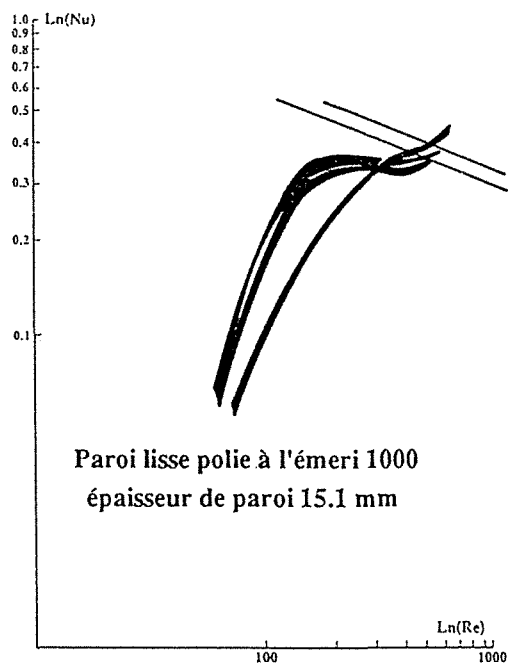
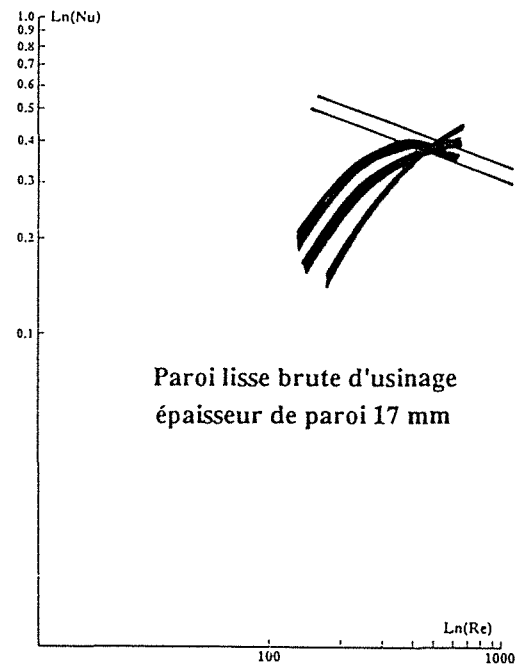
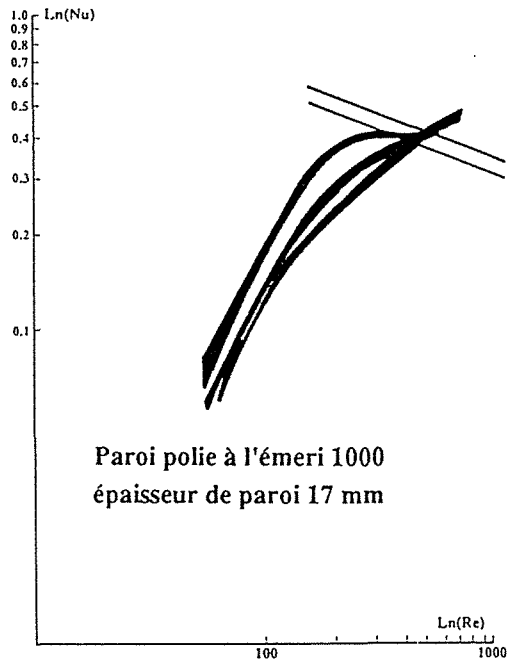
A-SURFACES LISSES

Les trois graphiques suivants représentent $\ln(Nu)$ en fonction de $\ln(Re)$ pour les trois surfaces lisses du Carboplan expérimentées. Sur chaque graphe les deux droites parallèles et décroissantes délimitent la zone de résultats attendus par les corrélations bibliographiques théoriques les plus connues.

surface lisses1 - Brute de livraison avec traces d'usinage inférieures à 1/10mm

surface lisses2 - Polie à l'émeri 1000 avec épaisseur de paroi $E_p=17.0\text{mm}$

surface lisses3 - Polie à l'émeri 1000 avec épaisseur de paroi $E_p=15.2\text{mm}$



schémas d'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

-Plusieurs courbes sont représentées sur chaque graphique, elles correspondent à différents niveaux de température d'entrée du caloporteur, c'est à dire différents niveaux de flux de chaleur transmis.

exemple:

Te cal(°C)	22	22	22	25	25	25
φ (kW/m²)	11.1	8.3	3.8	12.3	9.6	4.7

Commentaires

D'après le modèle de Nusselt la courbe Nu vs Re d'un film ruisselant en régime laminaire devrait être décroissante: ceci traduisant le phénomène de conduction de chaleur dans l'épaisseur croissante du film, $h \approx \lambda / (e/2)$ (λ :conductivité du liquide, e: épaisseur du film).

Description des résultats expérimentaux

- $Re \leq 300$, les courbes expérimentales sont régulièrement croissantes et toujours inférieures aux valeurs théoriques attendues. A $Re \approx 50$ le nombre de Nusselt est très sensible au flux de chaleur et plus le flux est grand plus Nu est petit, à $Re \approx 300$ l'ensemble des courbes expérimentales se regroupe et coupe les courbes théoriques, l'effet du flux de chaleur disparaît.

- $Re \geq 300$, à faible flux de chaleur, le nombre de Nusselt suit les courbes théoriques, mais plus le flux de chaleur est grand, plus les courbes expérimentales redeviennent croissantes.

Le graphe ci-dessous schématise les trois types de courbes expérimentales obtenues suivant différents niveaux de flux de chaleur. L'influence du flux de chaleur sur Nu pour $Re \leq 300$ pourrait traduire la déformation du film par effet thermo-capillaire: dans le chapitre suivant il sera exposé comment la déformation du film peut expliquer l'évolution croissante des courbes

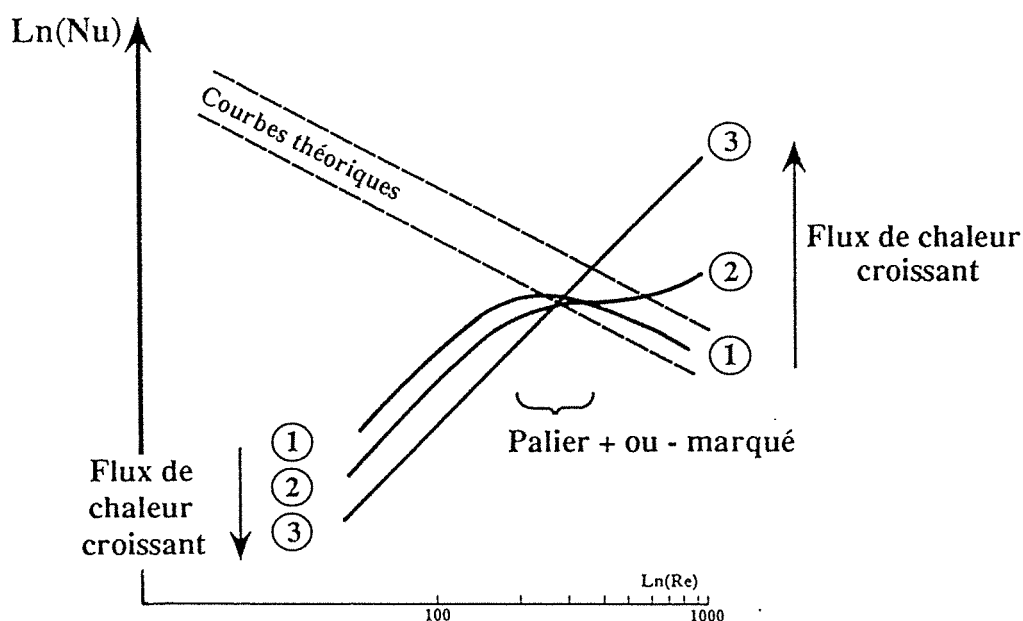


schéma des trois types de courbes expérimentales

Nos résultats expérimentaux sont en désaccord avec la majeure partie des prévisions théoriques: nous avons observé des évolutions croissantes de Nu en fonction de Re . L'interprétation est rendue difficile par le manque de support théorique pour comprendre les performances thermiques des films très sensibles au flux de chaleur par leur non-uniformité et beaucoup moins sensible à la géométrie des obstacles disposés à la surface de la paroi pour perturber ou canaliser l'écoulement.

B-RAINURES VERTICALES RECTILIGNES

Après avoir expérimenté 3 types de surfaces planes avec des rugosités quantitativement peu différentes, les séries suivantes visent à observer l'influence de rugosité plus importante (une taille de l'ordre du millimètre), ces éléments parallèles à l'écoulement sont conçus pour être des promoteurs d'ondulations verticales de l'épaisseur du film. On espère ainsi observer l'influence de la géométrie de la perturbation, l'écartement des rainures et leur profondeur, sur la courbe des coefficients de transfert sur le rôle du flux de chaleur.

La surface de ruissellement est recouverte de rainures verticales de hauteur H et d'espacement L .

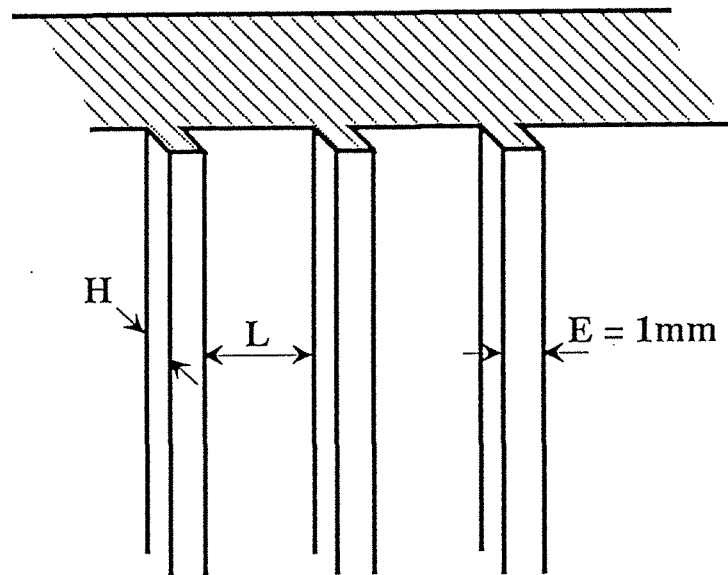


schéma des rainures verticales

Six géométries ont été testées, dont les caractéristiques géométriques sont les suivantes:

1/ $L=12\text{mm}$	$H=0.5\text{mm}$	4/ $H=1\text{mm}$	$L=3\text{mm}$
2/ $L=12\text{mm}$	$H=1.0\text{mm}$	5/ $H=1\text{mm}$	$L=6\text{mm}$
3/ $L=12\text{mm}$	$H=1.8\text{mm}$	6/ $H=1\text{mm}$	$L=12\text{mm}$

Les 3 premières géométries sont prévues pour mettre en évidence l'influence de l'amplitude de la perturbation des films.

Les 3 dernières géométries sont prévues pour mettre en évidence l'influence de la longueur d'onde de la perturbation.

Observation hydraulique: L'effet de bords (géo-capillaire) des murets est considérable, à faible débit il se forme un filet dans l'angle de chaque muret. Le débit minimal nécessaire au mouillage complet de la surface est d'autant plus grand que les murets sont hauts.

B-1 INFLUENCE DE LA HAUTEUR des rainures: elle est étudiée pour une largeur relativement importante entre rainures 12 mm et les hauteurs successives $H = 0.5 / 1.0 / 1.8 \text{ mm}$ permettent de suivre l'apport de ces corrugations sur une surface lisse.

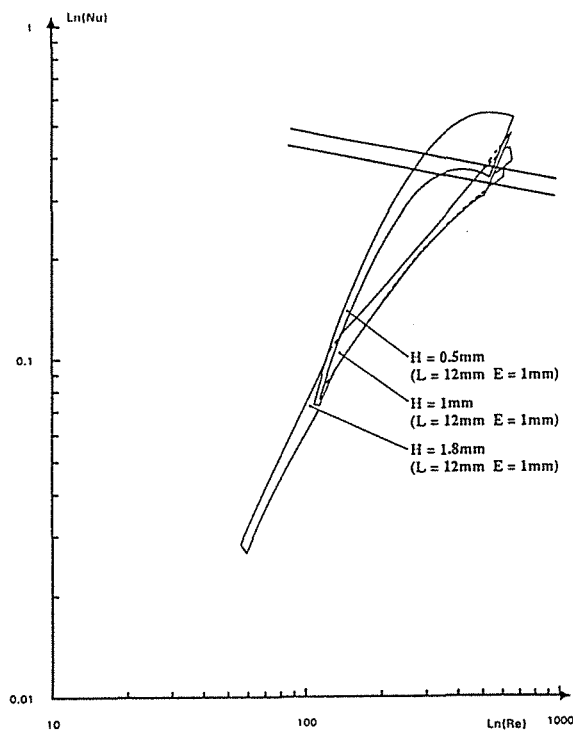


schéma des trois faisceaux de courbes rapportées à la surface de base

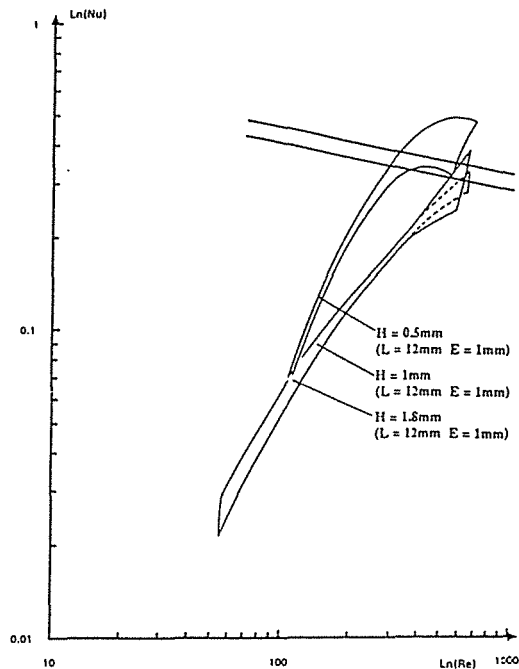


schéma les trois faisceaux de courbes rapportées à la surface développée

- Comparaison avec une surface lisse: d'une façon générale les courbes "avec rainures" ont bien la même allure que celles obtenues avec des surfaces lisses, on retrouve des courbes de types 1 et 3 précédemment décrites. On retrouve le point de croisement ou d'inversion en $Re \approx 350$.

- Comparaison des courbes entre elles: le muret de hauteur $H=0.5\text{mm}$ ne donne que des courbes de type 1 même à fort flux de chaleur. Les murets de hauteur 1.0mm et 1.8mm donnent des courbes de type 3, avec le classement suivant $1.0 < 1.8$, cependant rapportées à leur surface réelle d'échange (développée) les courbes deviennent indifférentiables.

En $Re < 350$ la plus faible déformation géo-capillaire du film avec $H=0.5\text{mm}$ conduit à des valeurs de Nu supérieures aux valeurs de $H=1.0 / 1.8\text{mm}$. Ces valeurs restent cependant inférieures à celles sur surface lisse ce qui tend à prouver que les résultats atypiques sur surface lisse sont bien dûs à la déformation du film.

En $Re > 350$ l'influence du flux de chaleur sur $H=0.5\text{mm}$ ne se traduit pas par une variation de la forme de la courbe, passant d'une allure 1 à une allure 2 par exemple, mais par une translation de la courbe de type 1 vers des valeurs plus élevées: $H=1\text{mm}$ devient plus sensible au flux de chaleur que $H=1.8\text{mm}$

Quelque soit le débit et le flux de chaleur, augmentation de surface développée prise en compte ou non, les murets $H=0.5\text{mm}$ sont plus efficaces que les murets plus hauts, et moins efficaces que les surfaces lisses jusqu'à $Re=350$. Aucune discontinuité, inflexion, dans les courbes thermiques n'est observé qui pourrait rendre compte de l'évolution du mouillage.

B-2 INFLUENCE DE L'ESPACEMENT des rainures: il est étudié trois espacements de rainures : $L=3 / 6 / 12\text{mm}$ et une hauteur $H=1\text{mm}$.

Observation hydraulique: Pour les trois essais les rainures sont de même hauteur 1 mm donc elles ont la même influence géo-capillaire de drainage de l'écoulement, lorsque le débit augmente le seuil de réunion des filets est déplacé à cause de leur écartements initialement différents

Thermiques: Avant d'entrer dans le détail de l'interprétation des résultats expérimentaux voici les résultats bruts car comparable directement à la surface lisse. Ainsi placées sur le même graphe les courbes expérimentales des trois maquettes sont presque indiscernable surtout à faible débit. Autrement dit pour l'utilisateur final ces rainure n'apportent rien les unes par rapport aux autres. Par contre on peut étudier l'influence sur le résultat global des paramètres suivants: surface développée par les rainures, largeur de l'écoulement.

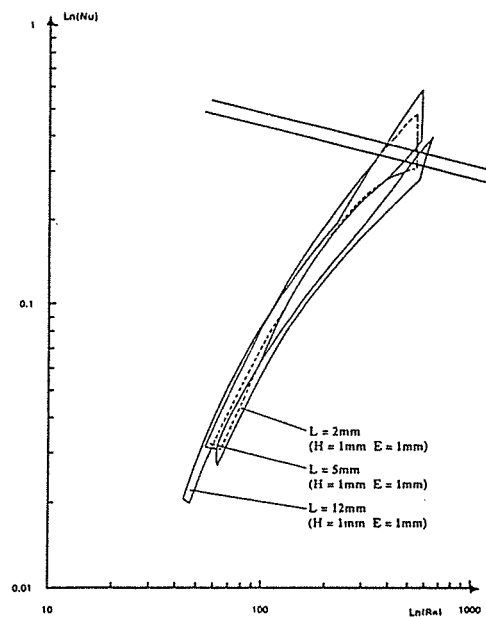


schéma faisceaux de courbes pour trois espacements rapporté à la surface de base

- Comparaison à même surface de base et section de passage totale : Globalement les géométries se classent entre elles simplement en fonction de leur "densité" de surface développée: $12 < 6 < 3$.

- à $Re < 350$ les courbes avec murets n'apportent rien par rapport aux surfaces lisses.

- à $Re > 350$, lorsque la corrélation de Nusselt est dépassée, l'influence des murets et du flux de chaleur transmis est plus marquée, l'augmentation peut atteindre un facteur 3 à $Re=700$.

- Comparaison à même surface d'échange développée et même section de passage Globalement les géométries se classent entre elles toujours dans le même ordre: $12 < 6 < 3$.

- à $Re < 350$ les courbes avec murets sont plutôt moins efficaces que les surfaces lisses (facteur 1.5).

- à $Re > 350$, lorsque la corrélation de Nusselt est dépassée, l'influence des murets et du flux de chaleur transmis est toujours marquée, et l'augmentation atteint encore un facteur proche de 2 à $Re=700$.

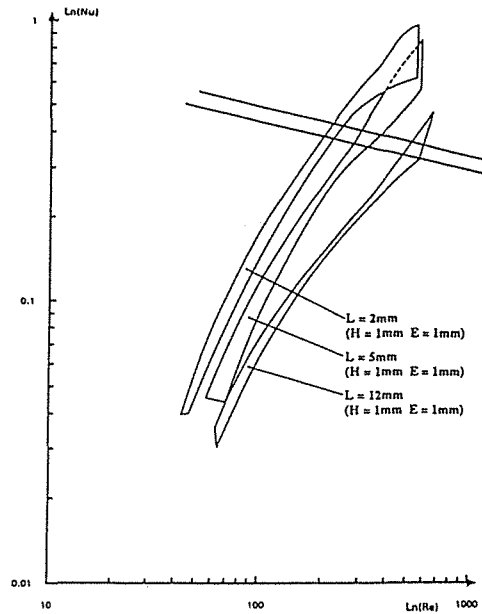


schéma faisceaux de courbes pour trois espacements de rainures rapportées à la surface développée

La présence de murets combine deux effets capillaires, l'un est purement géométrique, l'autre est d'origine thermique, il est pas possible de découpler ces deux effets, toutefois la variation d'efficacité par rapport à une surface lisse à faible débit confirme surtout l'effet néfaste de la déformation du film, au contraire pour $Re > 400$ la déformation du film quelle que soit son origine purement géo-capillaire ou thermo-capillaire permet d'atteindre des coefficients de transfert près de 2 fois supérieur aux films uniformes sur surface lisse.

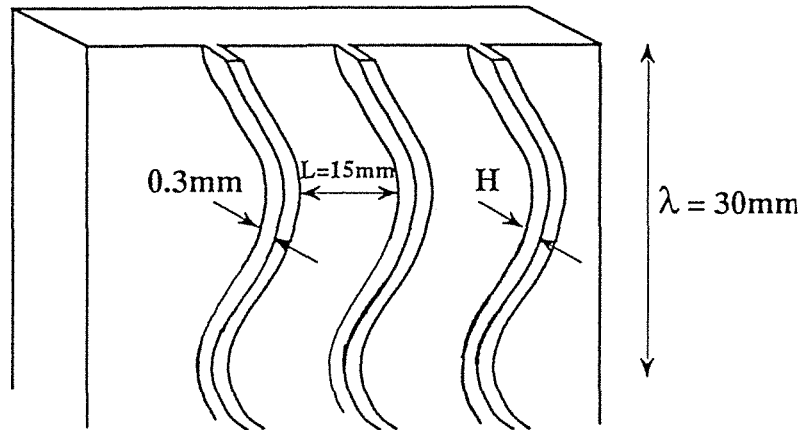
Un point paraît cependant aberrant, c'est l'influence du flux de chaleur. On pourrait s'attendre à observer une influence d'autant plus marquée que les murets sont espacés, mais le contraire se produit: le plus faible écartement produit la plus forte variation du transfert en fonction du flux de chaleur.

Finalement si on trace une courbe entre les coefficients de transfert en fonction de l'écartement des rainure on se rend compte que si on extrapole la courbe pour un écartement de 20 mm on rejoint les valeur obtenu sur surface lisse: ceci permet de conclure qu'il y a équivalence de l'effet capillaire qu'il soit d'origine thermique exclusivement comme sur les surfaces plane ou au contraire d'origine géométrique comme avec les rainures.

C-RAINURES VERTICALES ONDULEES

Les rainures ondulées servent à mélanger les filets d'épaisseurs différentes qui travaillent en parallèle la variation de l'épaisseur du film a pour origine l'effet thermo-capillaire, donc le flux de chaleur transmis est le paramètre prépondérant; les résultats expérimentaux suivants vont donc être commentés en fonction de ce paramètre.

L'ondulation des rainures a une amplitude 5mm et une longueur d'onde 30mm.



$$H=0.3\text{mm} \quad L=3\text{mm}$$

schéma des rainures ondulées

Observation hydraulique: la profondeur des rainures est relativement faible $0,3\text{ mm}$ et compte tenu de la mouillabilité du matériau les murets sont submergés dès les plus faibles débits: $Re=50$. A partir de $Re= 150$, l'aspect extérieur du film n'est plus sensible à la présence de ces rainures.

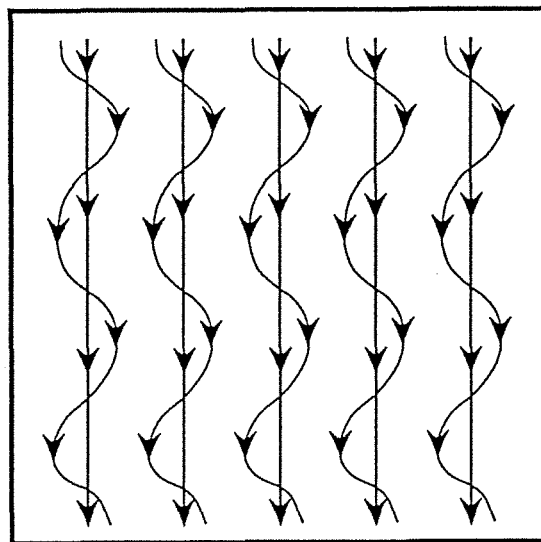


schéma de principe du fonctionnement des ondulations sur les filets du film

Les rainures ondulées sont comparées avec celles rectilignes $L=12\text{mm}$ $H=0.5\text{mm}$.: à $Re < 200$ les ondulations n'apportent pas d'amélioration, ou l'augmentation d'épaisseur du film masque l'effet de mélange latéral. A $Re > 200$ le film submerge fortement les murets, alors le mélange latéral a lieu efficacement et cela se traduit par une augmentation du nombre de Nusselt d'autant plus marquée que le débit est grand, et le flux de chaleur important, c'est à dire le film déformé, ce facteur d'augmentation est de l'ordre de 2 (l'écart à la surface développée n'est que de 3%). Par rapport aux surfaces lisses, il faut atteindre $Re > 400$ pour voir les rainures ondulées améliorer le transfert d'un facteur supérieur à 2. Ces résultats prometteurs incitent à tester des rainures ondulées peu épaisses et moins espacées

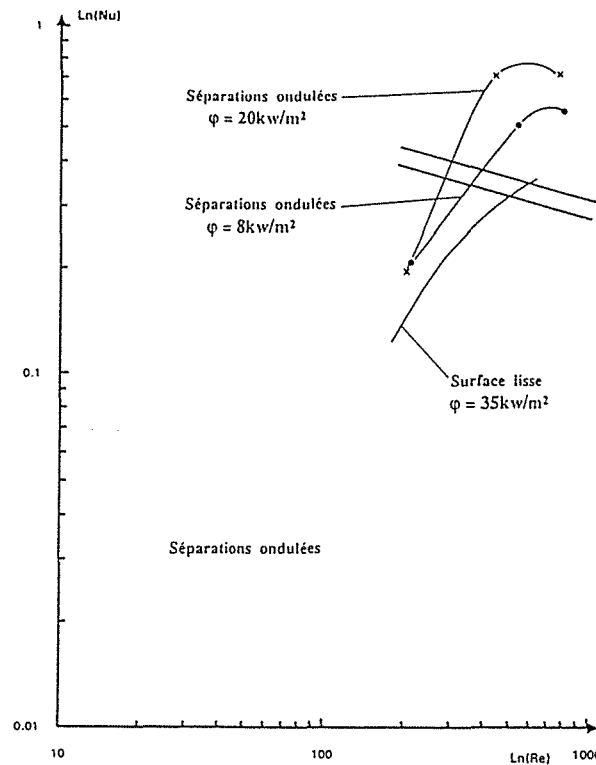


schéma des résultats obtenus avec les rainures ondulées comparés avec ceux obtenus sur plaque lisse.

D- RAINURES HORIZONTALES RECTILIGNES

Les rainures horizontales sont de section triangulaire rectangle isocèle. L'augmentation de surface développée est dans les deux cas de $S/S_0=2.4$. La présence des rainures ne modifie pas la tendance du film à former des ondulations comme sur la surface lisse. Les nombres de Nusselt sont du même ordre de grandeur pour les 2 tailles de rainures.

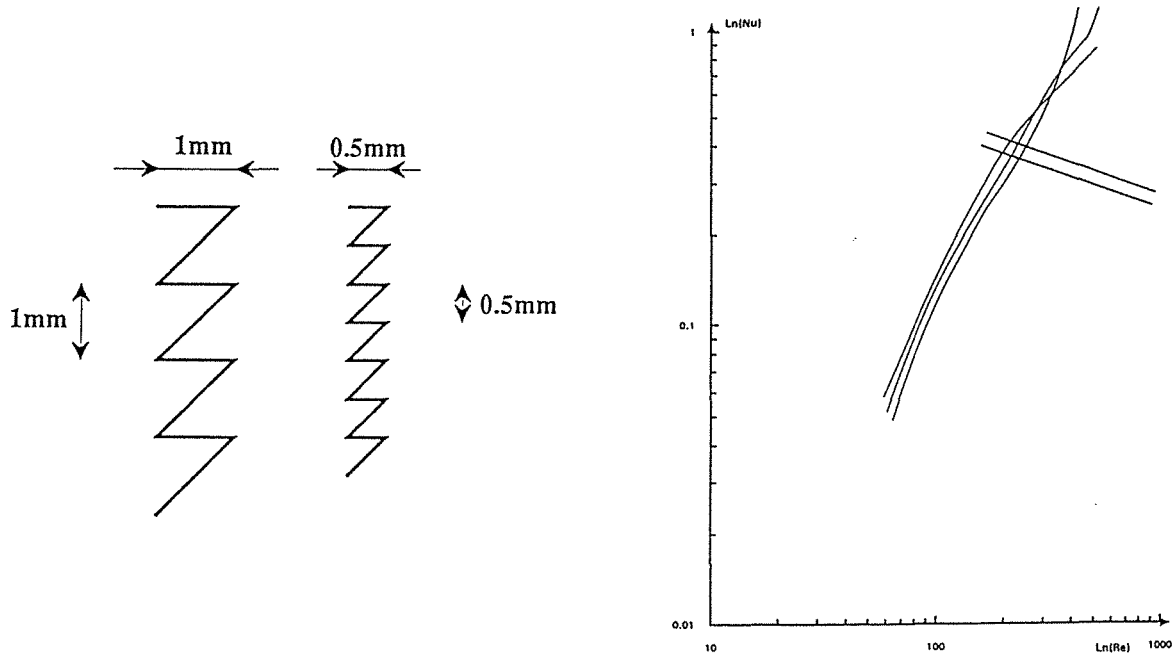


schéma des rainures horizontales schéma du faisceau des courbes avec rainures horizontales

- Les deux tailles de rainures donnent des résultats sensiblement identiques.
- L'influence du flux de chaleur est très marquée notamment pour les rainures de 0.5mm dont les courbes se croisent en $Re=300$; les rainures de 1mm moins sensible forment un faisceau plus resserré.
- A surface développée égale, pour $Re < 200$ les rainures ont une efficacité largement inférieure à une surface lisse. Pour $Re > 200$, l'action de mélangeage des rainures apparaît sensiblement car les courbes continûment croissantes finissent par dépasser largement celles d'une surface lisse.

5.2.2 CARBOTUBE

Les géométries de surface testées sur le Carboplan sont reprises et testées sur le Carbotube avec des solutions aqueuses de LiBr. Globalement les résultats sont assez proches, on observe cependant quelques nuances ou incohérences entre les résultats sur le tube et sur le plan, l'eau et les solutions de LiBr.

A - SURFACE LISSE

Tube I: trois séries de mesures sont effectuées pour des titres x et des flux de chaleur φ

Série 1 : $x(\text{LiBr})=0.40$ $\varphi=15 \pm 2 \text{ kW/m}^2$

différents.

Série 2 : mêmes conditions que série 1

Série 3 : $x(\text{LiBr})=0.57$ $\varphi=27 \pm 3 \text{ kW/m}^2$

Tube II: trois séries de mesures sont effectuées dans les conditions suivantes

Séries 4 - 5 - 6 : $x(\text{LiBr})=0.50$ $\varphi=16 \pm 2 \text{ kW/m}^2$

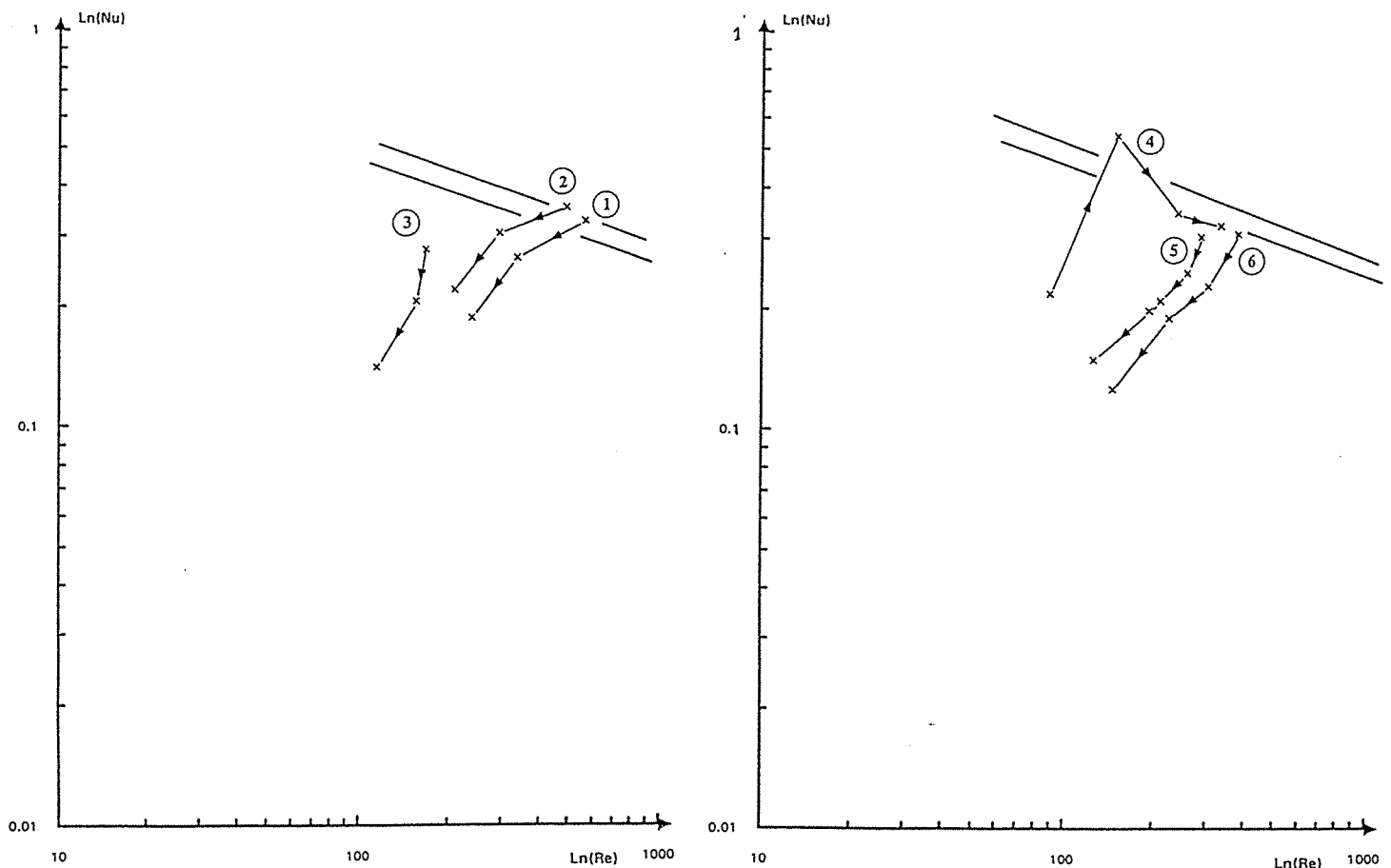


schéma des courbes $\ln(\text{Nu})$ vs $\ln(\text{Re})$ sur tubes lisses

- Reproductibilité des mesures: Les écarts entre les courbes 1 et 2 et surtout entre 4, 5, 6, situent la reproductibilité des mesures, elles ont été obtenues dans des conditions identiques, pour certaines même à quelques minutes d'intervalle. Hors mis la courbe 4, les

écarts se situent autour de 20%; concernant la courbe 4 aucune explication ne permet de justifier son évolution "normale" sur trois mesures entre $Re=150$ et $Re=350$.

Remarques: Les courbes 2, 3, 5, 6 sont obtenues en diminuant progressivement les débits, cependant pour effacer la présence d'éventuelles zones sèches le passage d'un débit à l'autre s'effectue en passant quelques instants à débits maxi soit $Re=600$. La courbe 4 a été effectuée en balayant la gamme des débits de manière croissante mais là aussi le passage d'un débit à l'autre s'est fait en passant par le débit maximum.

Les courbes 2, 3, 5, 6 sont de type 3 la courbe 4 est de type 1 et possède sur un large intervalle $[150; 350]$ un comportement de film uniforme.

Un aspect différencie sensiblement les mesures sur Carboplan et sur Carbotube. Sur le Carbotube, pour $Re < 350$, une augmentation du flux de chaleur fait diminuer le coefficient de transfert, sur le Carboplan, au contraire le coefficient augmente dans ces conditions.

Pour $Re > 350$ l'influence du flux de chaleur s'inverse sur le Carboplan, malheureusement sur le Carbotube le nombre de points expérimentaux n'est pas suffisant pour observer clairement une influence.

B- RAINURES RECTILIGNES VERTICALES: espacement des rainures: 6 mm
section : $1 \times 1 \text{ mm}$ x(LiBr) compris entre 0.48 et 0.57 $\varphi = 14 \pm 2 \text{ kW/m}^2$

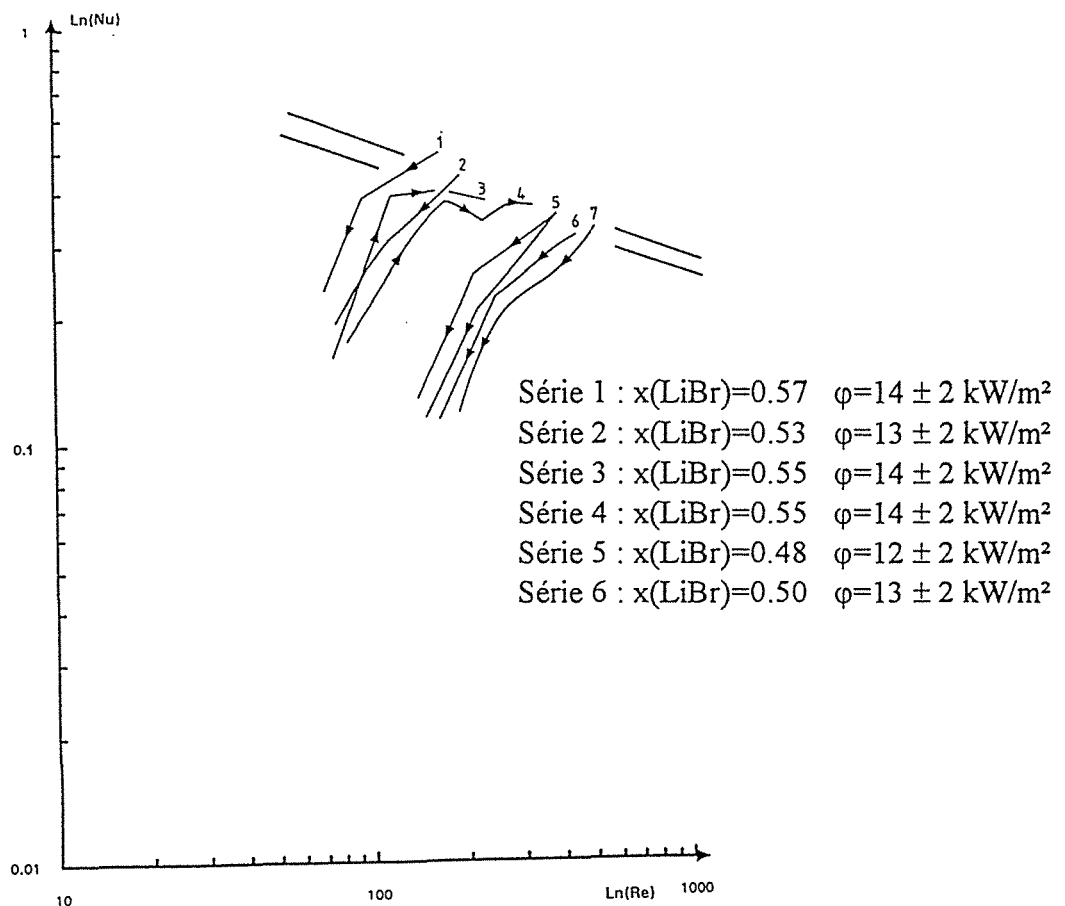


schéma des courbes $\ln(Nu)$ vs $\ln(Re)$ sur tubes avec rainures rectilignes verticales

Les courbes sur le tube sont de type 1 et 2. Cependant aucun point expérimental ne dépasse sensiblement les courbes théoriques de Nusselt, l'évolution des courbes semble même stoppée, lorsqu'elles atteignent les valeurs attendues pour des films uniformes. A débit croissant et décroissant (toujours en passant par le débit maxi à chaque changement) la courbe de Nusselt est la ligne de départ de toutes les courbes décroissantes ou la limite que suivent les courbes à débit croissant. Tout en étant très dispersés ces résultats gardent une cohérence en se référant d'une manière ou d'une autre à la courbe de Nusselt.

C - RAINURES HORIZONTALES RECTILIGNES

Les rainures horizontales usinées dans l'épaisseur du tube sont de section carrée 1 x 1 mm et sont espacées de 5 mm ou 15 mm.

- Pour les deux géométries le titre de la solution est de $x = 0.53$.
- Le flux de chaleur est $\phi = 9 \text{ kW/m}^2$ et $\phi = 25 \text{ kW/m}^2$ pour $L = 5 \text{ mm}$
- Le flux de chaleur est $\phi = 22 \text{ kW/m}^2$ pour $L = 15 \text{ mm}$

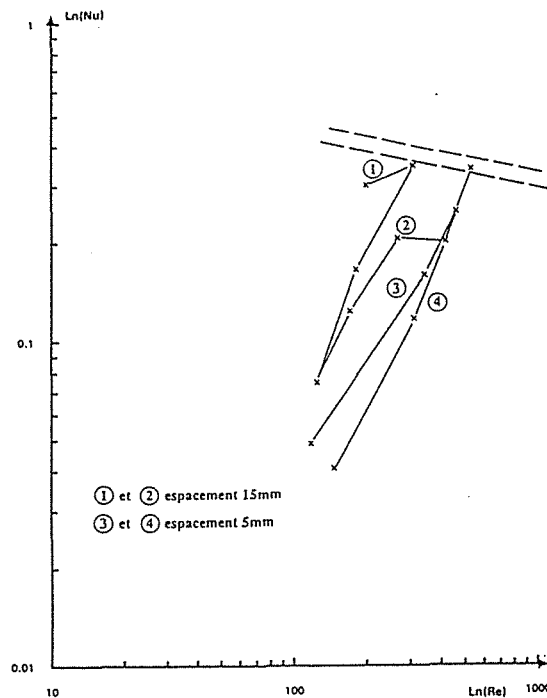
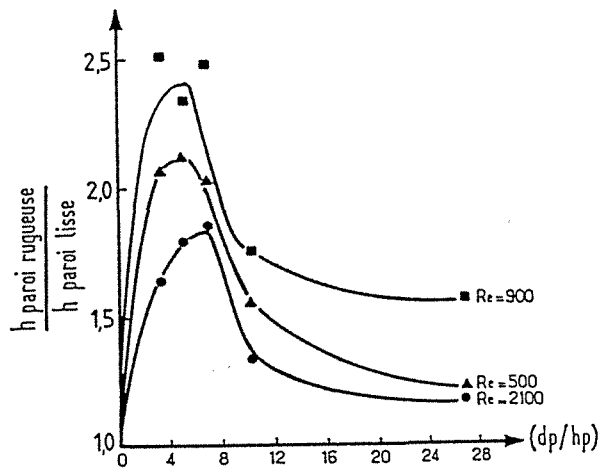


schéma des courbes $\ln(\text{Nu})$ vs $\ln(\text{Re})$ sur tubes avec rainures rectilignes horizontales

L'augmentation de surface mouillée est de 40% pour $L=5\text{mm}$, 13 % pour $L=15\text{mm}$: ramenés à une même surface d'échange les coefficients de transfert des deux géométries ne sont pas égaux. L'écartement de 15 mm produit des coefficients de transfert à peu près identiques à ceux d'une surface lisse, les rainures de 5 mm par contre sont moins efficaces: les zones de rétention augmentent sensiblement l'épaisseur moyenne du film sans pour autant effectuer un mélangeage efficace.

Nos résultats sont en désaccord avec ceux publiés par D. et S. [30] qui trouvent un optimum d'amélioration pour $dp/hp=8$ (pour $L=15\text{mm}$ $dp/hp=15$, pour $L=5\text{mm}$ $dp/hp=5\text{mm}$).



Augmentation du coefficient de transfert en fonction du rapport distance entre obstacles/hauteurs des obstacles $D.$ et S [30]

Conclusion

Quelle que soit la géométrie de la surface de ruissellement, toutes les séries de mesures (variation de débit) produisent une variation croissante du coefficient de transfert en fonction du nombre de Reynolds. Quels que soient les titres de solution ou les flux de chaleur transmis, aucune courbe ne dépasse celle théorique de Nusselt. L'expérimentation avec des solutions de LiBr donnent des résultats moins reproductibles qu'avec de l'eau.

D-CONCLUSION ECHAUFFEMENT RECTILIGNE

Placés sous le signe de la non-uniformité de l'écoulement, les résultats expérimentaux en échauffement permettent de tirer les informations suivantes.

D'origine géo-capillaire et thermo-capillaire, les déformations de l'écoulement ont des effets globalement semblables. On peut décomposer les rugosités en deux familles: les rugosités parallèles à l'écoulement, et les rugosités perpendiculaires à l'écoulement.

Les rainures parallèles qui accentuent la déformation ondulée du film, observée déjà en surface lisse, accentuent le comportement thermique du film non-uniforme. La densité de flux de chaleur transmise a une influence très sensible sur le coefficient de transfert du film, cette influence est néfaste tant que $Re < 300$, au delà, il semble au contraire possible, dans certains cas, de doubler le coefficient de transfert en triplant la densité de flux.

L'action de mélangeage recherchée pour améliorer le transfert thermique, est obtenue avec des corrugations à composante perpendiculaire à l'écoulement du film. Malheureusement ces obstacles provoquent une augmentation d'épaisseur du film qui diminue le potentiel de conductance de chaleur du film. Or les rainures ondulées possèdent simultanément une composante parallèle et une composante perpendiculaire à l'écoulement, elles ont, semble-t-il, l'avantage de créer une homogénéisation continue du profil de température, en modifiant, moins sensiblement qu'un obstacle perpendiculaire, le profil longitudinal d'écoulement du film. Cela se traduit, dans le cadre des films ondulés, par des coefficients de transfert meilleurs pour un flux de chaleur donné, ou ce qui revient au même, un même coefficient de transfert mais à plus faible flux de chaleur.

Un film mince, s'écoulant lentement, atteindra rapidement un point très proche de l'état limite (défini par $T_{\infty}=150^{\circ}\text{C}$ et $x_{\infty}=0.58$) au contraire un gros filet, coulant rapidement, progressera lentement sur cette trajectoire.

Au total, pour une hauteur fixée de chute (soit 50cm dans notre appareil), on pourra observer simultanément la présence de 3 types d'écoulement.

1- Des filets très minces, principalement en équilibre thermochimique (150°C / 0.58) ne participant pas au transfert de matière et de chaleur.

2- Des filets d'épaisseur "moyenne", en cours d'évaporation, à une température comprise entre 140°C et 150°C et une concentration en sel comprise entre $x=0.53$ et $x=0.58$

3- Des filets épais dont la température n'a pas encore atteint la température d'évaporation.

nota: L'un de nos collègue M.BARKAOUI [22] a montré que pendant cette période initiale d'échauffement, le film se comporte comme un condenseur de vapeur (x diminue très légèrement en dessous de 0.53)

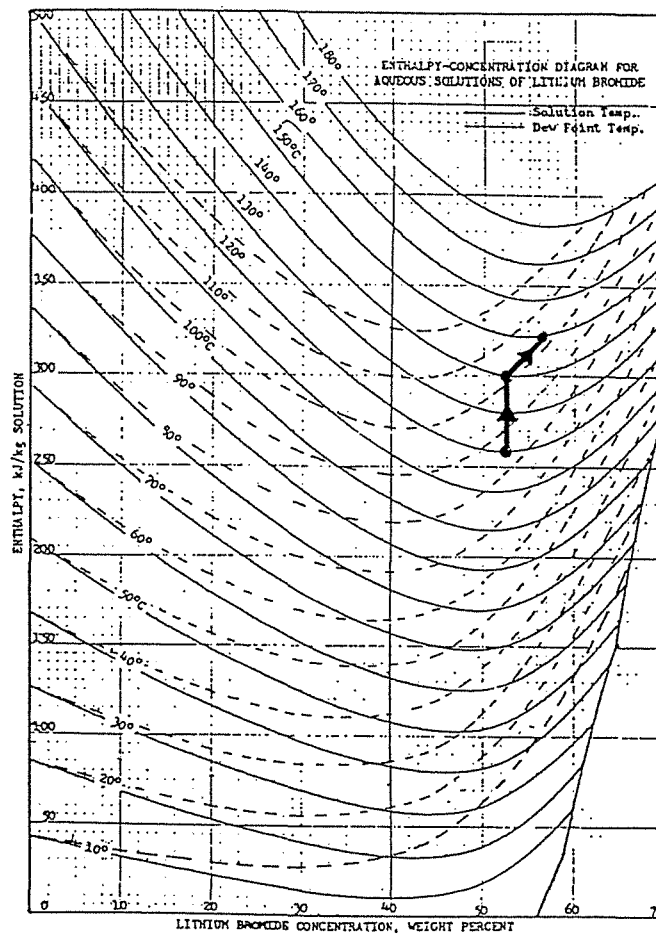


diagramme de Ponchon

En conséquence, des mesures globales effectuées en régime d'évaporation, conduisent aux mêmes conclusions qualitatives que celles obtenues en régime d'échauffement: si le film est en écoulement non-uniforme, le coefficient global de transfert, autrement dit, la courbe expérimentale ($\log Nu / \log Re$) est une courbe croissante dans les deux régimes de transfert thermique. Mais il n'y a aucune raison pour que les courbes soient confondues, ni même que leurs pentes moyenne soient égales: c'est bien sûr ce qui est observé.

B-RAINURES VERTICALES RECTILIGNES

Description

Le tube comporte 90 murets verticaux de section carrée 1x1mm espacés de 5mm. Chaque espace entre 2 murets est alimenté par une sortie de distributeur.

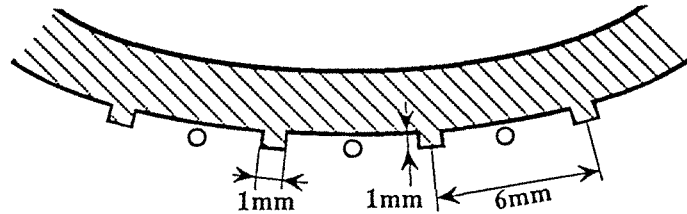


schéma des rainures verticales rectilignes vues en coupe

Résultats

Le graphe ci-dessous regroupe les résultats obtenus avec le tube I pour trois conditions expérimentales.

1 - $x = 0.55$, $\phi = 21 \text{ kW/m}^2$ le flux de chaleur latente pris en compte est celui calculé par le caloporteur du condenseur.

2 - $x = 0.52$, les flux de chaleurs sont variables, la chaleur latente d'évaporation est déduite du débit de condensat.

3 - $x = 0.59$, idem 2

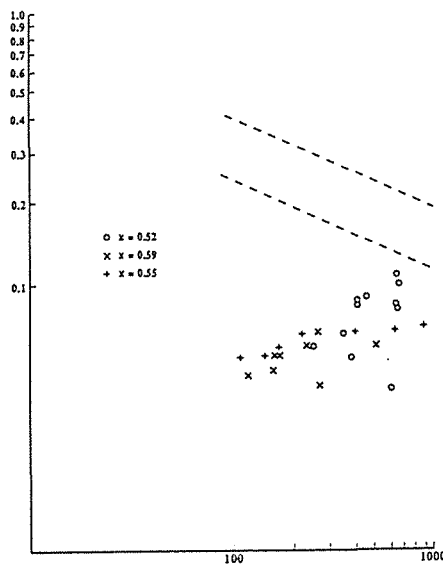


schéma des points expérimentaux $\text{Ln}(\text{Nu})$ vs $\text{Ln}(\text{Re})$

Commentaires et interprétations

- Les nombres de Nusselt sont calculés en fonction de la surface externe de base du tube, il n'est pas pris en compte la surface développée des rainures: $S/S_0 = 1.4$ dont on bénéficie donc.

- Les courbes se superposent à celles de la surface lisse. Ainsi l'augmentation de la surface développée est compensée par la perturbation de répartition due aux effets tensio-superficiels des murets.

- A faible nombre de Reynolds, la dispersion des résultats est plus resserrée. Ceci peut être attribué à l'effet stabilisant des murets, le long desquels ruisselle le film, à faible débit.

C-RAINURES HORIZONTALES RECTILIGNES

Des murets horizontaux de section carrée 1x1 mm sont usinés dans la paroi, et entoure le tube, deux espacements ont été testés: 5mm et 15mm. Pour $H=5\text{mm}$ l'augmentation de surface d'échange est $S/S_o=1.4$, pour $H=15\text{mm}$ $S/S_o=1.13$.

L'espacement des murets $H=5\text{mm}$ a été testé avec une solution $x=0.54$ et des flux de chaleur d'environ 10kW/m^2 .

L'espacement $H=15\text{mm}$ a été testé avec un titre de solution $x=0.53$ et des flux de chaleur d'environ 17kW/m^2 .

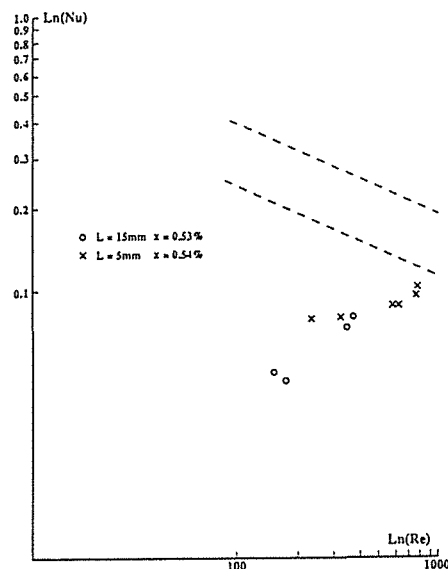


schéma des points expérimentaux $\text{Ln}(\text{Nu})$ vs $\text{Ln}(\text{Re})$

Commentaires

La présence de corrugations horizontales perpendiculaires à l'écoulement du film, n'apporte pas de changement sensible aux valeurs de Nu en fonction de Re par rapport à une surface lisse. On peut cependant noter une dispersion réduite des résultats par rapport à la surface lisse et surtout par rapport aux rainures verticales.

L'augmentation de surface d'échange 1.4 dans le cas $H=5\text{mm}$ semble compenser un coefficient d'échange plus faible auquel on s'attend compte tenu de la rétention dynamique de liquide dans les rainures. En fait l'influence du débit est très atténuée : pour $200 < \text{Re} < 700$ le nombre de Nusselt varie peu: $0.8 < \text{Nu} < 1.0$, soit $\text{Nu} \propto \text{Re}^{0.18}$

D-CONCLUSION

a- A faibles débits de ruissellement, les résultats obtenus en échauffement sont bien représentatifs, de ceux obtenus en évaporation.

b- A fort débit ($Re > 800$), au contraire, les performances en échauffement et en évaporation sont sensiblement différentes: en évaporation les points de mesure ne dépassent jamais les courbes théoriques de Nusselt et Schnabel.

c- Il serait intéressant de poursuivre la démarche expérimentale avec des débits plus importants, $Re \gg 800$, dans l'espoir de dépasser les résultats des films uniformes.

6. MODELISATION

6.1. ETALONNAGE	p 70
6.2. HYDRAULIQUE D'UN ECOULEMENT ONDULE	p 73
6.3. STABILITE D'UN ECOULEMENT ONDULE	p 77
6.3.1. REGIME ISOTHERME	p 78
6.3.2. REGIME D'ECHAUFFEMENT	p 81
6.4. TRANSFERT THERMIQUE DANS UN ECOULEMENT ONDULE	
6.4.1. TEMPERATURE UNIFORME	p 86
6.4.2. FLUX DE CHALEUR UNIFORME	p 93
6.4.3. APPLICATION AU MODELE DE STABILITE	p 98
6.5. ECOULEMENT SPIRALE	
6.5.1. EQUATIONS DE NAVIER - STOCKES	p 100
6.5.2. PROFIL DE VITESSE	p 104
6.5.3. FORCE CENTRIFUGE ET EPAISSEUR DE FILM	p 106
6.5.4. FORCE CENTRIFUGE ET VITESSE RADIALE	p 113
6.6. ECHAUFFEMENT SPIRALE	
6.6.1. PRESENTATION	p 117
6.6.2. MODELE THERMIQUE	p 118
6.6.3. EVOLUTION DE LA CARTE DE TEMPERATURE	p 119
6.6.4. COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR	p 120
6.7. EVALUATION D'UN EVAPORATEUR VALEUR TECHNIQUE	
6.7.1. INTRODUCTION	p 125
6.7.2. VALEUR TECHNIQUE	p 125
6.7.3. EVAPORATEUR A PAROI CYLINDRIQUE	p 127
6.7.4. EVAPORATEUR A AILETTES LONGITUDINALES	p 129
6.7.5. EVAPORATEUR A AILETTE SPIRALEE	p 131
6.7.6. EVAPORATEUR A MULTI-AILETTE SPIRALE	p 135
6.7.7. CONCLUSION	p 136

6 MODELISATION

Ce chapitre regroupe les différents calculs effectués pour mener à bien l'étalonnage des mesures sur le Carbotube, la compréhension des résultats expérimentaux sur le Carboplan, une approche numérique du comportement d'un film spiralé et l'évaluation du potentiel technique d'une configuration d'évaporateur

6.1 ETALONNAGE

Le calcul numérique suivant a pour but de déterminer, dans les conditions expérimentales décrites p 23, les profils de températures de paroi et de film tout le long du tube, en calculant pas à pas l'évolution de la température du film sur la hauteur du tube. La figure ci-dessous représente la répartition du flux de chaleur initialement uniforme au voisinage du couloir sec de la cote z.

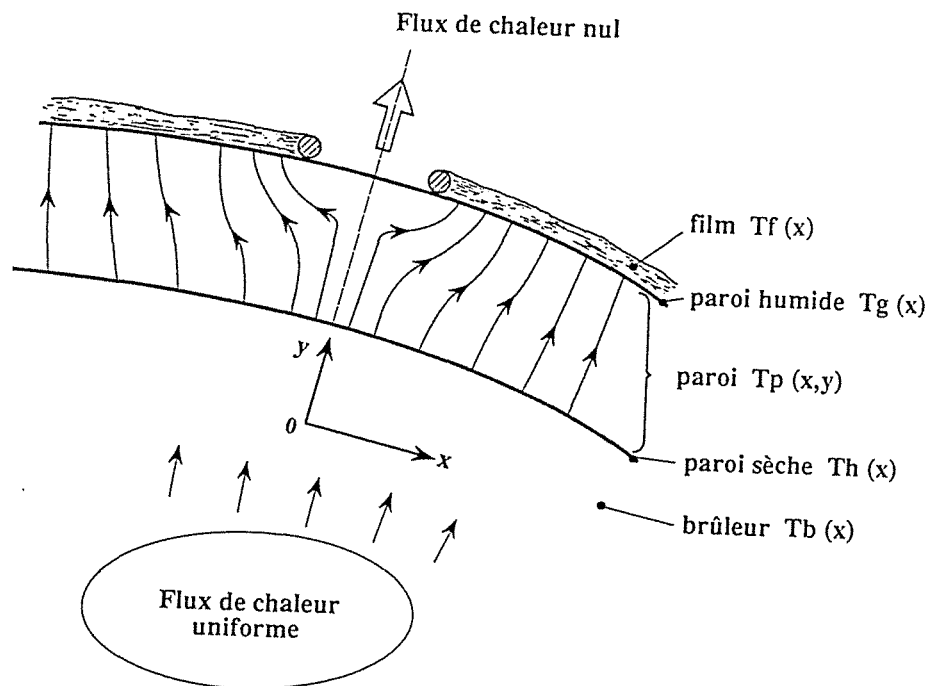


schéma du flux de chaleur au voisinage de la perturbation

La source de chaleur est extérieure à la paroi et si on néglige la conduction de chaleur suivant z l'axe du tube, la température d'équilibre en tout point de la paroi à une cote z vérifie l'équation:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0$$

- cette condition initiale générale s'écrit: le flux de chaleur entrant dans la paroi intérieure en y = 0 est uniforme c'est à dire $T_b(x) - T_h(x) = \text{cste}$ quel que soit z.
- les autres conditions initiales locales sont :

en $z = 0$: $T_{fz}(x) = \text{cste}$, la température initiale du film est uniforme.

en $z = z' + \Delta z$: $T_{fz}(x) = T_{fz'}(x) + \Delta T_{fz'}(x)$

avec $\Delta T_{fz'}(x) = h_r \frac{(T_{gz'}(x) - T_{fz'}(x))}{Cp\Gamma} \Delta z$

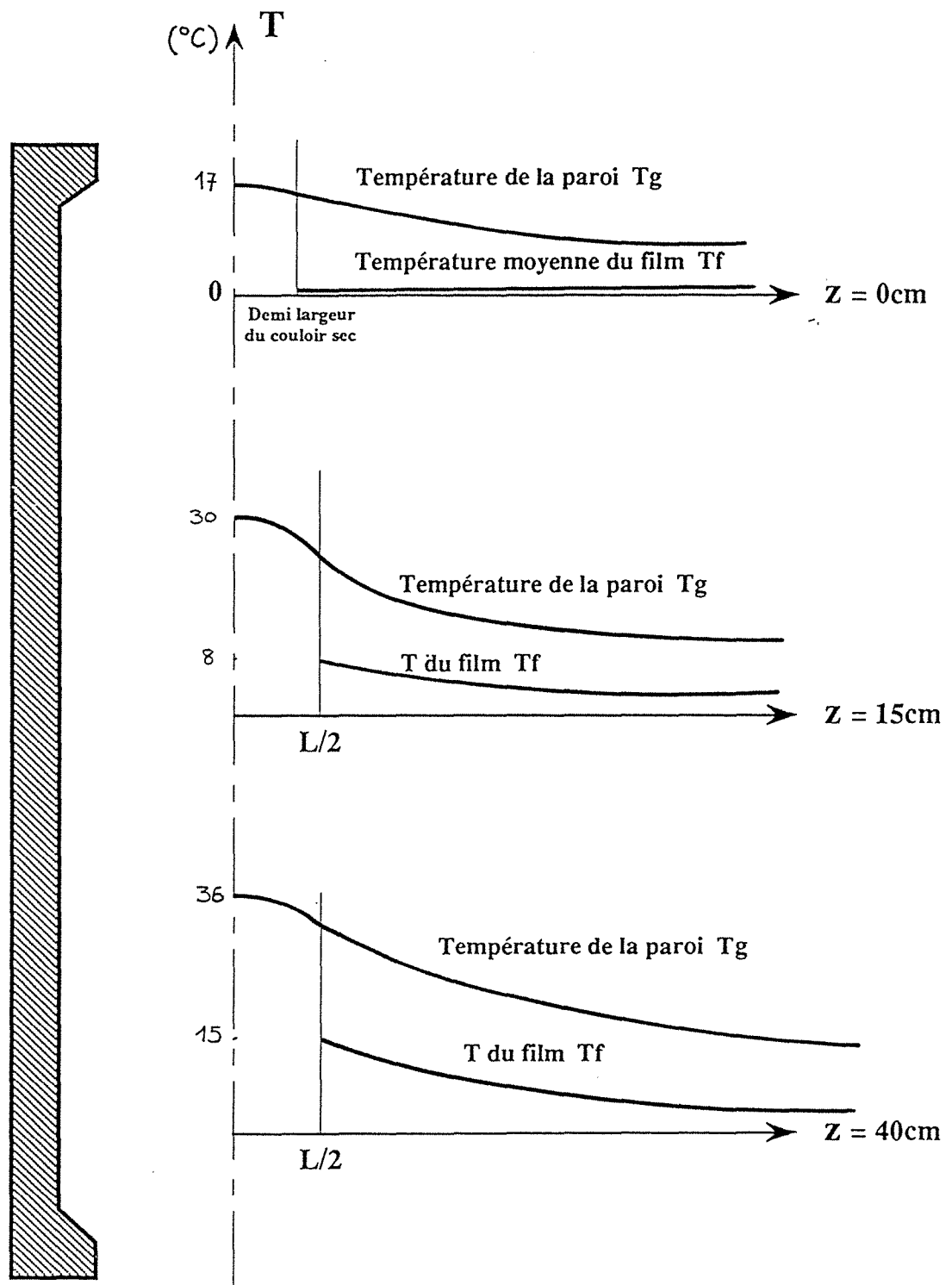


schéma des courbes de température du film et de la paroi sèche

Les filets proches de la paroi du couloir sec récupèrent la chaleur non dissipée, alors que les filets éloignés s'échauffent normalement. La température du film évolue localement à

des vitesses différentes suivant la position par rapport au couloir sec. Pas à pas, on calcule sur toute la hauteur du tube les températures d'équilibre de paroi et de film dans la zone perturbée par la zone sèche.

Maillage du système

- sur l'axe y : 4 points dans l'épaisseur de paroi ($\Delta y = 3,3 \text{ mm}$)
1 point pour la température moyenne du film
1 point pour la température du brûleur
- sur l'axe x : $\Delta x = 2 \text{ mm}$
- sur l'axe z : $\Delta z = 1 \text{ mm}$.

Résultats du modèle: Les courbes ci-dessus représentent qualitativement et quantitativement l'évolution à différentes cotes z des profils de température du film et de la paroi sèche pour $\Gamma = 80 \text{ g/ms}$, pour un coefficient de transfert paroi film $h = 2200 \text{ W/m}^2$, un flux de chaleur $\phi = 18 \text{ kW/m}^2$ et une largeur de couloir $L = 8 \text{ mm}$.

Exploitation des résultats du modèle: Les courbes ci-dessous comparent les résultats expérimentaux $\Delta T_{gf} = (T_g - T_f)$ avec les résultats obtenus par le modèle (T_g = température maximale du couloir sec et T_f = température du film loin du couloir sec). Les calculs ont été effectués avec un coefficient de transfert paroi/film h_f fixé arbitrairement $h_f = 2200 \text{ W/m}^2\text{K}$ et jusqu'à la cote $x = 24 \text{ cm}$. (d'autres calculs ont été effectués avec $h_f = 3000 \text{ W/m}^2\text{C}$: ils sont qualitativement identiques)

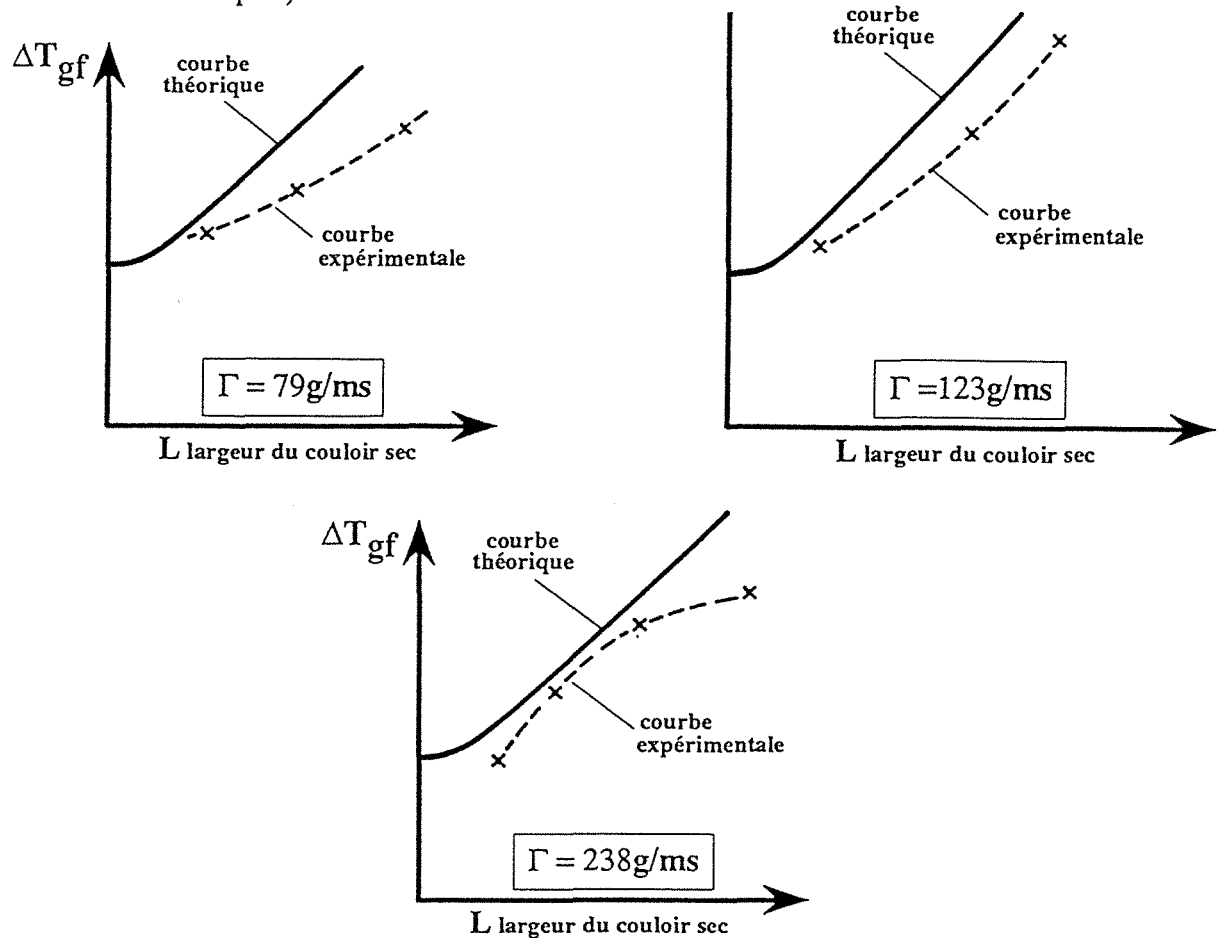


schéma comparatif des courbes expérimentales en $x=24\text{cm}$ et des courbes théoriques

Conclusion: Cette modélisation permet de comprendre le comportement de la température de paroi quand une zone sèche se forme. Elle permet d'extrapoler en $L=0$, les mesures effectuées pour des zones sèches de géométries $L= 8 ; 16 ; 30 ; 40$ mm.

6.2 HYDRAULIQUE D'UN ECOULEMENT ONDULEE

Deux modèles sont développés pour représenter l'écoulement cannelé décrit qualitativement page 44 : modèle n° 1, les ondulations sont schématisées par un ensemble de 2 filets uniformes d'épaisseurs différentes, modèle n° 2, les cannelures sont schématisées par une variation rigoureusement sinusoïdale de l'épaisseur du film.

n°1 Modèle à deux filets

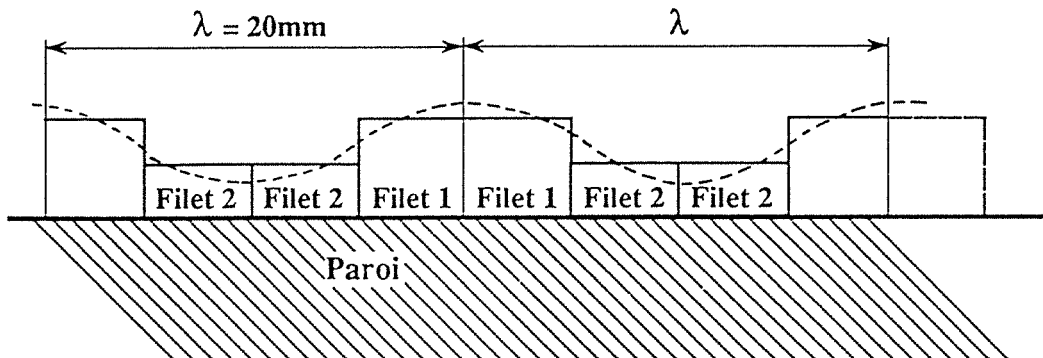


schéma du modèle à deux filets

Chacun des filets est caractérisé par sa largeur L_i , et son débit massique linéique Γ_i (kg/ms) avec les contraintes: $L_1 + L_2 = L = 20$ mm et $L_1\Gamma_1 + L_2\Gamma_2 = L\Gamma$ (Γ débit massique linéique moyen du film). Chaque filet s'écoule librement sans frottement par rapport aux autres filets, le modèle de Nusselt y est appliqué. La déformation du film est représentée par deux paramètres $\alpha = \Gamma_2/\Gamma_m$, $\beta = L_2/(L_1 + L_2)$

-Rappel du modèle de Nusselt:

$$\bar{u}(\delta) = \frac{g \sin \theta}{3\nu} \delta^2$$

$$\delta = \left(\frac{3\Gamma\nu}{\rho g \sin \theta} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\Gamma = \rho \bar{u} \delta = \frac{g \sin \theta}{3\nu} \rho \delta^3$$

δ =épaisseur du film (m)

θ = angle d'inclinaison de l'écoulement

ν = viscosité cinématique (m^2/s)

g = constante d'accélération terrestre (9.81 m/s)

ρ = masse volumique (kg/m³)
 $u(y)$ = vitesse locale dans le film (m/s)
 u = vitesse moyenne du film (m/s)
 Γ = débit linéique (kg/m.s)
 y = variable d'épaisseur dans le film (m)

n°2 Modèle sinusoïdal

L'écoulement cannelé est représenté par une épaisseur sinusoïdale $\delta(x) = \delta_0 + \Delta\delta \sin\left(\frac{\pi}{\lambda}x\right)$;

$\delta_{\min}$ = épaisseur minimale du film en $x = 0 + n\lambda$.

$\delta_{\min} + \Delta\delta$ = épaisseur maximale du film en $x = 0 + \left(\frac{2n+1}{2}\right)\lambda$

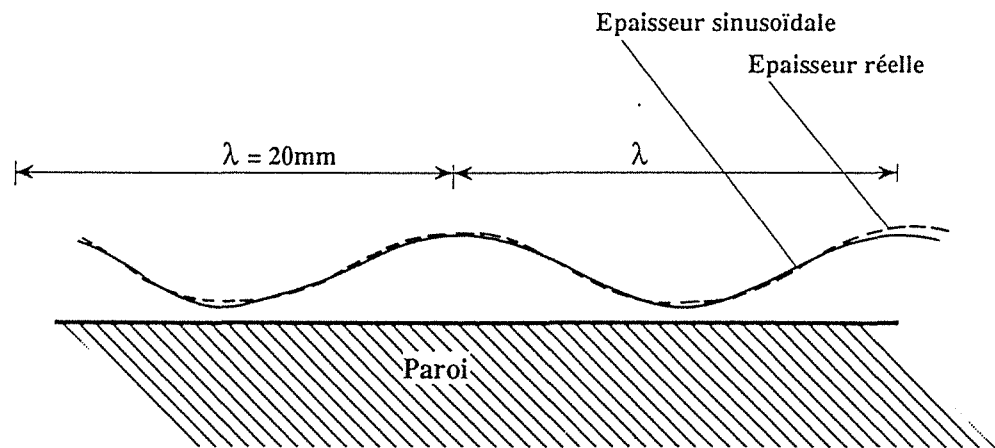


schéma de l'épaisseur sinusoïdale du film

Supposé laminaire, l'écoulement est décrit par l'équation suivante:
 $\rho \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} \right) = -g$ avec les 2 conditions limites en $y = \delta(x)$ $\frac{\partial u_z(x, \delta(x))}{\partial y} = 0$ et en $y = 0$ $u_z(x, 0) = 0$. La solution analytique $u_z(x)$ est détaillée à la fin du chapitre. Elle permet de calculer numériquement la valeur de la vitesse longitudinale en tout point (x, y) de la section du film. Un seul paramètre de déformation γ est suffisant pour caractériser la déformation du film: soit $\gamma = \Delta\delta / \delta_0$ compris dans l'intervalle $[0, 1]$, le film est d'autant plus déformé que γ est proche de 1.

Applications numériques

Epaisseurs locales: Le graphique ci-dessous montre les différentes déformations $\gamma = \delta_{\min} / \delta_0$ de l'épaisseur sinusoïdale pour un débit massique donné $\bar{\Gamma} = 0,082$ kg/ms. Les épaisseurs maximales varient relativement peu par rapport au film uniforme contrairement aux épaisseurs minimales.

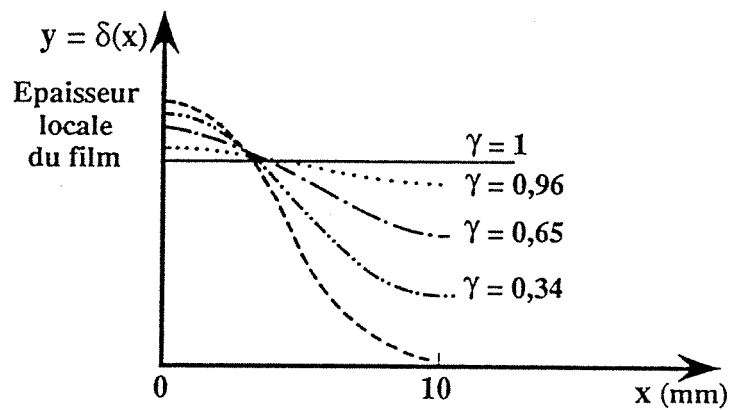


schéma des déformations sinusoïdales possibles d'un film de débit constant

Vitesses locales: Soit un film de débit moyen $\Gamma_0 = 0,048$ kg/ms d'eau à 20°C tel que: $\delta(x) = 0,1925 \sin\left(\frac{\pi}{20}x\right) + 0,1\text{mm}$. Le graphique ci-dessous compare pour 6 épaisseurs locales $\delta(x)$ les vitesses $V_{\sin}(x,y)$ du modèle sinusoïdal et les vitesses $V_{Nu}(y)$ du modèle de Nusselt.

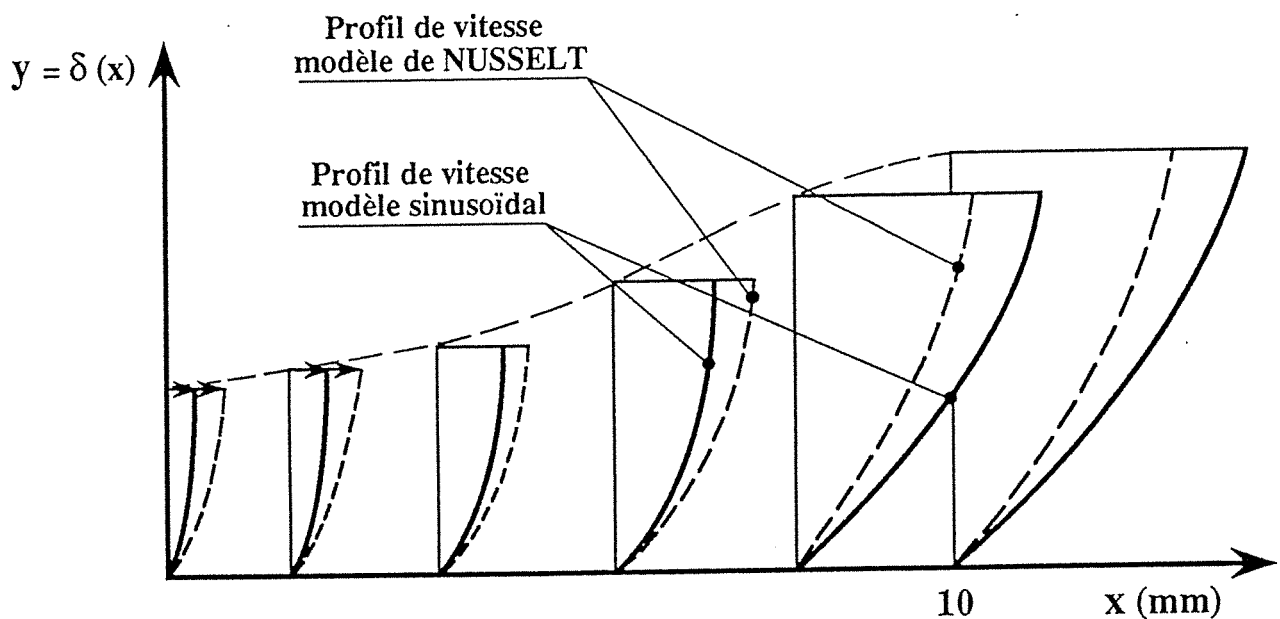


schéma des vitesses longitudinales d'un écoulement uniforme/sinusoïdal

Commentaire: avec le modèle sinusoïdal, la vitesse des filets fins est plus faible qu'avec le modèle de Nusselt, inversement la vitesse des filets épais est plus grande. Plus le film est déformé, plus ces écarts sont importants.

Remarque: le profil local de vitesse est changé aussi, soit par exemple un écoulement moyen $\bar{\Gamma} = 0,048 \text{ kg/ms}$ avec la déformation $\gamma = \delta_{\min}/\delta_0 = 0,65$, le filet le plus épais d'épaisseur 0,34 mm a un débit linéique de $\Gamma = 0,170 \text{ kg/ms}$, avec les vitesses $\bar{v} = 0,5 \text{ m/s}$ et $v_{\max} = 0,75 \text{ m/s}$ caractéristiques, dans un film uniforme de Nusselt, d'un débit linéique $\Gamma = 0,196 \text{ kg/ms}$ qui n'est plus laminaire mais turbulent. Ainsi on pourrait s'attendre à voir apparaître la turbulence dans les filets épais des films sinusoïdaux pour des valeurs de débit local inférieures à celles prédites dans le cadre de films uniformes.

Conclusion: Le modèle sinusoïdal est prometteur mais il ne sera pas utilisé pour les développements thermiques car il ne permet pas de faire des calculs analytiques. Dans l'état d'avancement de notre travail, il est préférable de ne pas s'abandonner complètement à un calcul numérique.

Profil de vitesse laminaire dans un film rectiligne d'épaisseur sinusoïdale

soit $1/2.f(x)$ le profil sinusoïdal de l'épaisseur du film

$$\text{avec } f(x) = E_{\min} + \frac{1}{2}(E_{\max} - E_{\min}) \left(1 + \sin \left(\frac{2\pi x}{L} - \frac{\pi}{2} \right) \right)$$

en tout point du film le profil de vitesse vérifie l'équation de Poisson

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{-g \sin \alpha}{\nu} - G$$

dont le solution générale est $u(x, y) = \sum_n \sum_p b_{np} \sin \frac{n\pi x}{L} \sin \frac{p\pi}{f(x)} y$

$$\text{avec } b_{np} = -\frac{a_{np}}{\lambda_{np}}$$

$$\lambda_{np} = \pi^2 \left(\frac{n^2}{L^2} + \frac{p^2}{f^2(x)} \right)$$

$$a_{np} = \frac{\iint_D G u_{np} dA}{\iint_D u_{np}^2 dA} = \frac{N}{D}$$

$$N = \frac{2G}{p\pi} \int_0^L f(x) \sin \frac{n\pi}{L} x dx \quad (p \text{ impair})$$

$$D = \frac{1}{2} \int_0^L f(x) \sin^2 \frac{n\pi}{L} x dx$$

la résolution de ces intégrales N et D donne :

$$a = E_{\min}$$

$$b = \frac{1}{2}(E_{\max} - E_{\min})$$

$$N = \frac{2GL}{p\pi^2} \left(\frac{a+b}{n} + \frac{2b}{n^2 - 4} \right) (1 - (-1)^n) \quad (n \text{ impair})$$

$$D = \frac{L}{4} \left(a + b - \frac{b}{2} \delta(n-1) \right) \quad \text{avec } \delta(n-1) = 1 \text{ pour } n = 1 \text{ et } \delta(n-1) = 0 \text{ pour } n \neq 1$$

soit

$$a_{np} = \frac{-16 \frac{g \sin \alpha}{\nu}}{p\pi^2} \frac{1}{2E_{\min} + E_{\max}} \left(\frac{2E_{\min} + E_{\max}}{n} - \frac{2E_{\max}}{n^2 - 4} \right) \quad \text{avec } n \text{ et } p \text{ impairs}$$

6.3 STABILITE D'UN ECOULEMENT ONDULE

Effet thermo-capillaire: Un film qui est soumis à un transfert thermique subit des forces thermo-capillaires non-uniformes (Effet MARANGONI): l'épaisseur d'un film n'étant jamais rigoureusement uniforme à une cote z sur toute sa largeur d'écoulement, la température à l'interface libre ne peut donc être rigoureusement uniforme; ainsi, les gradients thermiques de surface, perpendiculaires à la direction de l'écoulement, induisent des gradients de tension superficielle qui ont pour effet de faire migrer les molécules surfaciques du film, des zones les plus chaudes vers les zones les plus froides, pour les liquides dont la tension superficielle décroît avec la température. Ainsi, en régime d'échauffement, ce transfert de matière est auto-entretenu car les zones sont d'autant plus chaudes qu'elles sont fines. Intuitivement, il est donc facile d'interpréter ces ondulations comme le résultat des forces surfaciques agissant perpendiculairement à la direction de l'écoulement.

Critère de HOBLER : Plusieurs critères ou modèles de stabilité ont été développés pour déterminer soit l'épaisseur d'équilibre d'un filet de liquide ruisselant sur une paroi plus ou moins mouillable, soit pour déterminer le seuil d'apparition des vaguelettes en régime laminaire ondulé, soit pour déterminer le seuil de stabilité d'une zone sèche dans un film ruisselant sur une paroi chaude, avec ou sans ébullition, etc... Le critère retenu pour décrire l'écoulement d'un film ondulé est celui de HOBLER. Le critère de Hobler suppose que l'énergie d'un film ruisselant (énergie mécanique) est la somme de son énergie cinétique et de son énergie surfacique (gaz/liquide).

Energie mécanique : $E_m = E_c + E_s$.

Energie cinétique :

$$E_c = \int_0^L \int_0^{s(x)} \frac{1}{2} \rho u^2(x) dx dy$$

Energie surfacique :

$$E_s = \int_0^L \sigma dl$$

L'angle de mouillage n'intervient pas car la paroi est supposée complètement recouverte. La configuration de l'écoulement est supposée stable si Em est minimum.

6.3.1. REGIME ISOTHERME

Film uniforme: Appliqué à un écoulement laminaire type Nusselt, l'énergie mécanique d'un film ruisselant, selon Hobler, s'écrit :

$$Em = L \left(\frac{1}{15} \rho \left(\frac{g \sin \theta}{\nu} \right)^2 \delta^5 + \sigma \right) \quad \text{soit} \quad Em = L \left(\frac{3^{2/3}}{5} \left(\frac{g \sin \theta}{\rho^2 \nu} \right)^{1/3} \Gamma^{5/3} + \sigma \right)$$

AN: Fluide : eau à 20°C

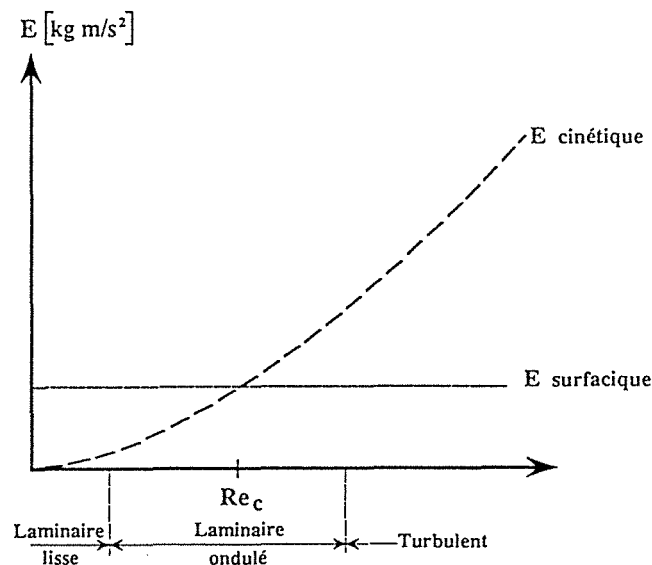


schéma comparatif des énergies surfaciques et cinétiques en fonction du nombre Re

Dans l'intervalle laminaire ondulé, les énergies cinétiques et surfaciques sont du même ordre de grandeur, elles sont égales pour :

$$Re_c = \frac{4\Gamma}{\mu} = 4 \frac{15^{3/5}}{3} \left(\frac{\sigma^3}{\rho^3 g \nu^4} \right)^{1/5} \quad \text{soit} \quad Re \approx 876 \quad \text{pour de l'eau à } 20^\circ\text{C}$$

Influence de la température: L'énergie mécanique d'un film ruisselant, dépend de la température, par l'intermédiaire de la viscosité pour l'énergie cinétique et de la tension superficielle pour l'énergie surfacique. Dans le cas de l'eau et dans l'intervalle de température [10°C, 40°C], on a :

$$\sigma \in [72, 69] \text{ mN/m}$$

$$\nu \in [1, 0.6] 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Pour un film uniforme de type Nusselt, le tableau ci-dessous regroupe deux faisceaux de courbes, l'un représentant la variation de l'énergie mécanique du film pour différents débits $\Gamma \in [0,025, 0,150]$ kg/ms ; l'autre faisceau de courbes représente cette variation pour différents Re dans l'intervalle $[100, 600]$ ($Re = 4 \Gamma/\mu$).

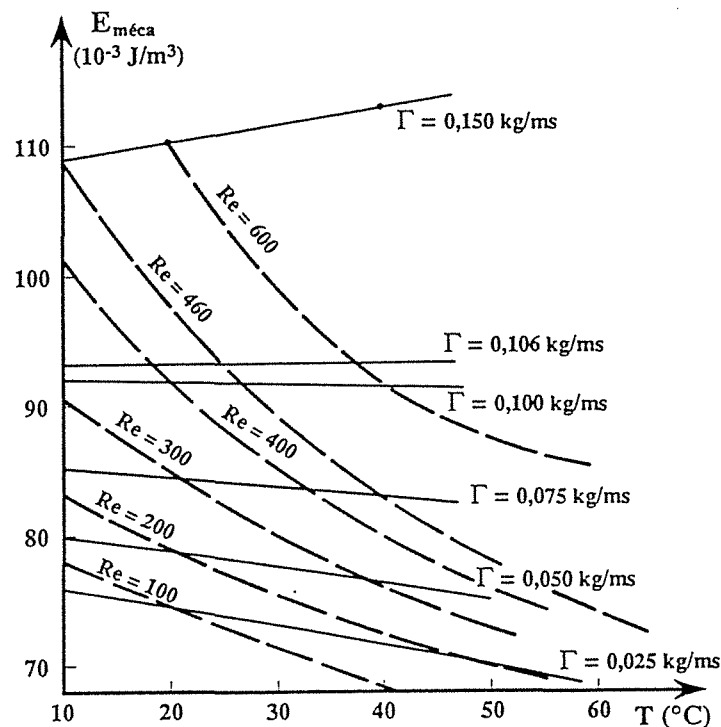


schéma de variation de l'énergie mécanique

Ce graphique regroupe deux faisceaux de courbes de variation de l'énergie de l'écoulement liquide du film en fonction de la température; le premier faisceau de courbes parallèles correspond à différents débits linéiques Γ , le deuxième faisceau de courbes correspond comme indiqué à différents nombre de Reynolds (à $Re=Cste$, pour compenser l'influence la température il faut faire varier le débit linéique de l'écoulement). L'énergie mécanique du film est croissante en fonction de la température à débit linéique constant Γ et $\Gamma > 0.106$ kg/ms. Par contre, quelque soit le nombre de Reynolds constant, l'énergie mécanique décroît toujours lorsque la température moyenne du film augmente. Ce graphique comparatif montre que la représentation classique d'un paramètre (l'énergie mécanique par exemple) peut aboutir à des conclusions très différentes selon le paramètre utilisé en abscisse, nombre de Reynolds ou Débit massique linéique.

film à deux filets: chacun des deux filets dans ce modèle est décrit par le modèle de Nusselt, l'énergie du film s'écrit immédiatement:

$$Em = \frac{1}{15} \rho \left(\frac{g \sin \theta}{\nu} \right)^2 (L_1 \delta_1^5 + L_2 \delta_2^5) + L \sigma$$

Le graphe ci-dessous représente la variation du rapport de l'énergie mécanique, décrite selon Hobler, d'un film ruisselant non-uniforme et celle d'un film uniforme $\left(\frac{E_m}{E_{0m}} \right)$ en fonction de la déformation α du film telle que décrite par le modèle à deux filets. Quel que soit

le débit linéique massique Γ du film , son énergie mécanique augmente dès qu'il se déforme. Si l'on considère qu'un film ruisselant, comme tout système d'ailleurs, évolue naturellement vers un état d'énergie minimale, le modèle de Hobler explique ainsi pourquoi un film, en régime isotherme, ruisselle de manière stable uniformément et sans déformation globale.

Rmq: Si l'énergie mécanique d'un film ruisselant est décrite selon le critère énergétique de Hartley Mugatroyd, on obtient au contraire une diminution de l'énergie mécanique du film lorsqu'il se déforme. Ainsi en suivant le modèle de H.M. on aboutit à la conclusion qu'un film isotherme ruisselle de manière plus stable lorsqu'il est déformé: à notre connaissance, seules des observations effectuées au cours de ce présent travail ont vérifié que pour $Re > 400$ un film d'eau ruisselant sur une paroi en graphite présente effectivement des déformations stables.

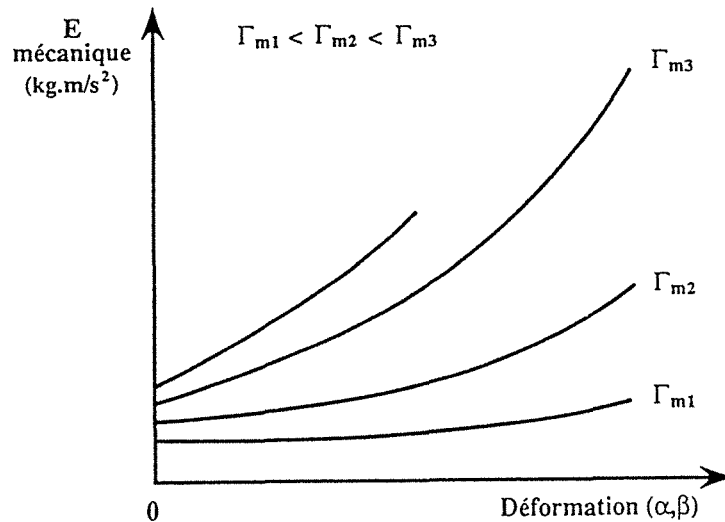


schéma de variation de l'énergie mécanique d'un film isotherme déformé

A.N.: Eau à 20°C $L_1 + L_2 = L = 1 \text{ cm}$, $\alpha = \Gamma_2 / \Gamma_m$, $\beta = L_2 / L$, avec $\alpha \geq \beta$.

Comparaison des deux modèles de déformation: Le modèle sinusoïdal est comparé au modèle à deux filets pour $\beta = \frac{L_2}{L_m} = 0,5$ (compte tenu de la symétrie du modèle sinusoïdal en $L/2$).

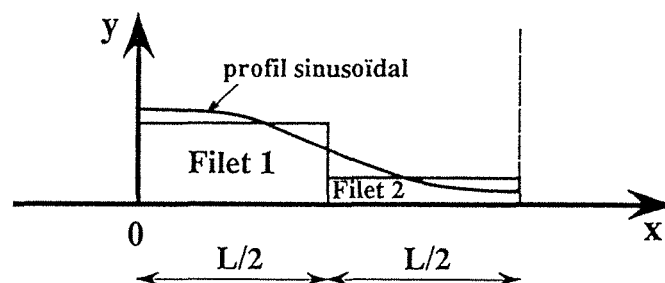


schéma de comparaison des deux modèles de film déformé

Soit un paramètre de déformation $\alpha = \bar{\Gamma}_2 / \Gamma$

dans le modèle à deux filets $\bar{\Gamma}_2 = \Gamma_2$

dans le modèle sinusoïdal $\bar{\Gamma}_2 = \frac{1}{L/2} \int_{L/2}^L \int_0^{\delta(x)} u(x, y) dx dy$

La variation de l'énergie mécanique en fonction de la déformation est sous-estimée par le modèle à deux filets par rapport au modèle sinusoïdal.

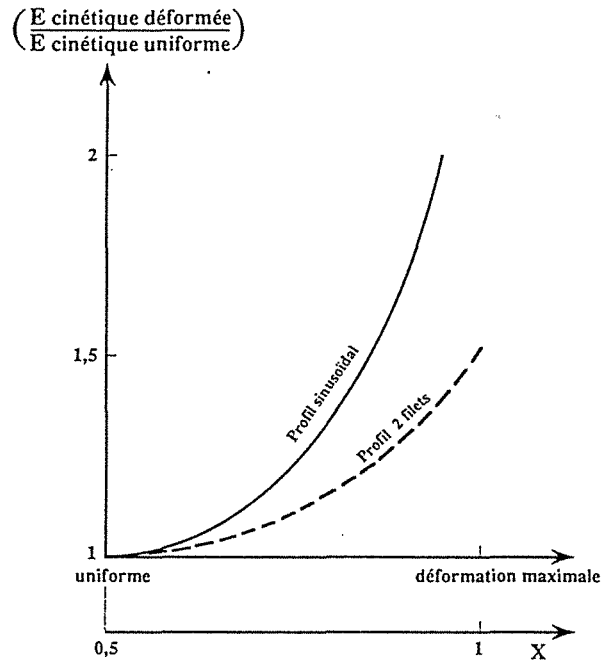


schéma comparatif de l'énergie mécanique pour les deux modèles

6.3.2 REGIME D'ECHAUFFEMENT

Film à deux filets / Flux de chaleur uniforme: Il est montré page 111 comment évoluent les températures de deux filets d'épaisseur différente ruisselants côte à côte sur une paroi conductrice chauffée par un flux de chaleur initialement uniforme. Les schémas suivants représentent les lignes de courant de chaleur dans la paroi et l'évolution parallèle des températures des filets ruisselants.

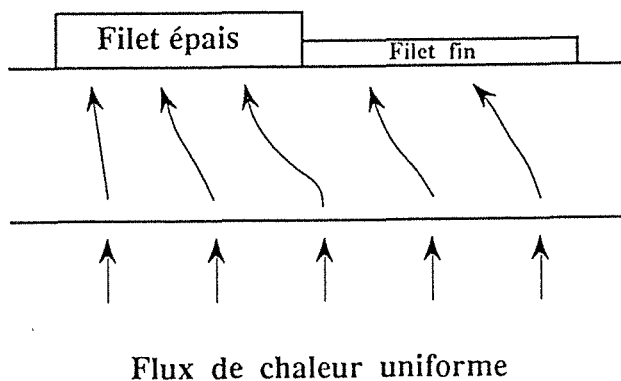


schéma ligne de flux non-uniforme dans une paroi

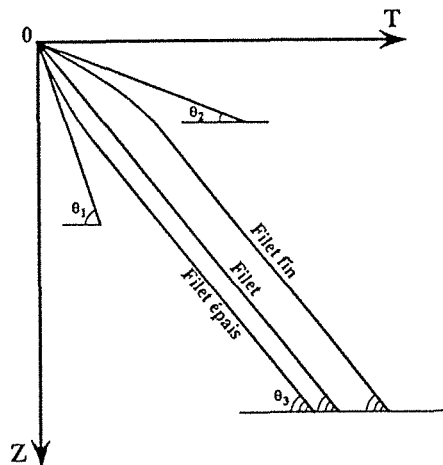


schéma d'évolution des températures de deux filets d'épaisseur différente

Le modèle thermique du chapitre 6.4 montre comment s'établit après une certaine hauteur d'écoulement une différence de température constante entre les deux filets d'un film non-uniforme, cet écart dépend de la différence de débit entre les filets, l'écartement moyen entre les filets, leur coefficient respectif de transfert avec la paroi, la conductivité et l'épaisseur de la paroi, et la densité du flux de chaleur. La suite de ce chapitre consiste à appliquer, à ces filets ruisselants en parallèle avec un écart de température constant, le critère d'énergie mécanique de HOBLER. On constate alors que l'augmentation d'énergie mécanique due à la non-uniformité des débits est compensée dans certaines conditions thermo-hydrauliques par l'écart de viscosité et de tension superficielle dû à l'écart de température entre les deux filets.

Le graphique ci-après montre l'évolution de l'énergie mécanique en fonction de l'indice de déformation $\alpha = \Gamma_2/\Gamma_m$, pour différents Γ_m de 0,010 kg/ms à 0,150 kg/ms, avec $\beta = L_2/L_m = 0,5$, pour un flux uniforme initial $\varphi = 20 \text{ kW/m}^2$ et une paroi en graphite $\lambda_p = 50 \text{ W/m}^2\text{K}$, $E_p = 0,01\text{m}$. L'évolution de l'énergie mécanique en fonction de la déformation du film présente dans certains cas un minimum qui semble prouver la stabilité d'un film déformé en échauffement. Dans le cas où E_m est croissante, le film ne peut être qu'uniforme et lorsque E_m est décroissante, le film n'est pas stable, il devrait rompre à la moindre perturbation.

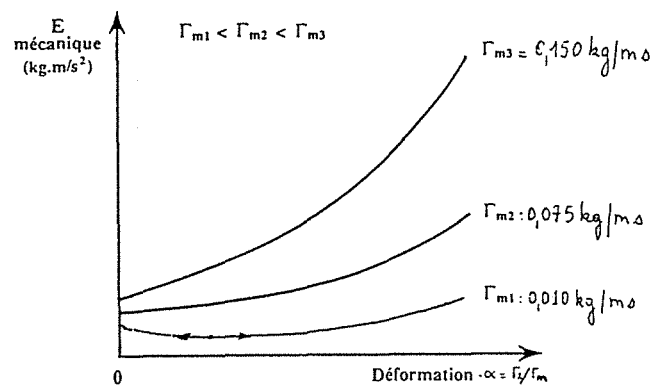


schéma de variation de l'énergie mécanique en fonction de la déformation α d'un film deux filets en régime non-isotherme

Influence de la paroi: La paroi est caractérisée par deux paramètres : l'épaisseur et la conductivité. L'écart de température de paroi sous les deux filets est inversement proportionnel à la conductivité et à l'épaisseur de la paroi. Moins la paroi transmet

latéralement la chaleur, plus l'écart de température entre les deux filets est important et le film pourra être stable s'il est déformé.

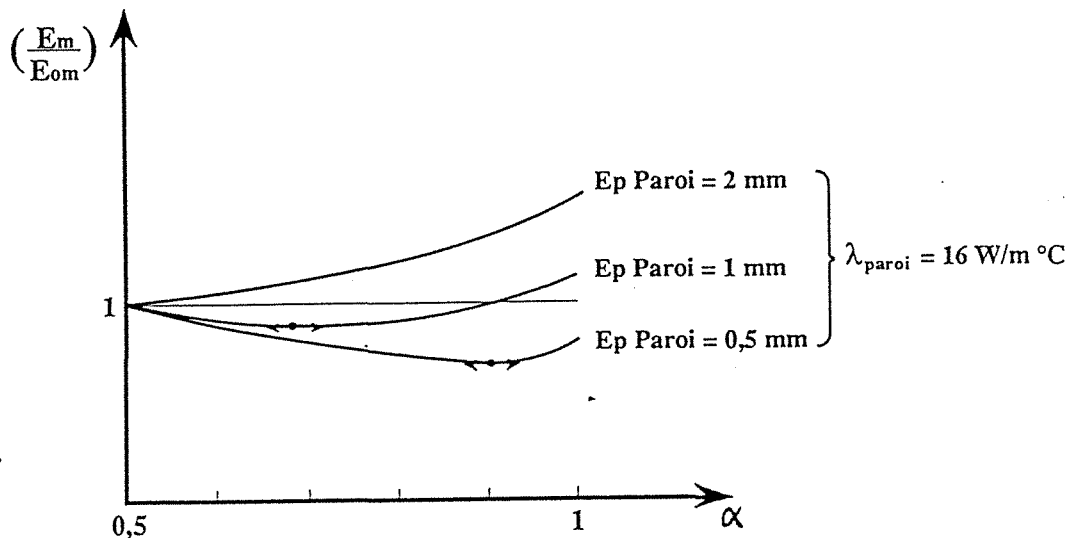


schéma influence de l'épaisseur de la paroi sur l'énergie d'un film déformé

Influence du flux de chaleur: L'écart de température entre les deux filets est directement proportionnel au flux de chaleur uniforme moyen ϕ , issu de la source de chaleur. Le graphe suivant permet de constater l'influence du flux de chaleur sur E_m / E_{mo} . Plus le flux de chaleur est important, plus la déformation stable du film est accentuée.

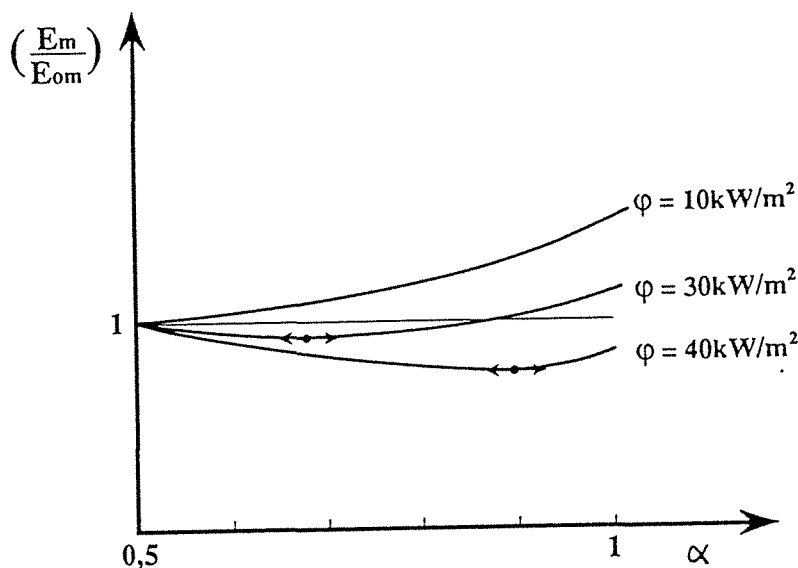


schéma influence du flux de chaleur sur la variation d'énergie mécanique

Influence de la température moyenne du film: Compte tenu des propriétés physico-chimiques de l'eau, un film ruisselant sera d'autant plus stable que sa température initiale sera élevée.

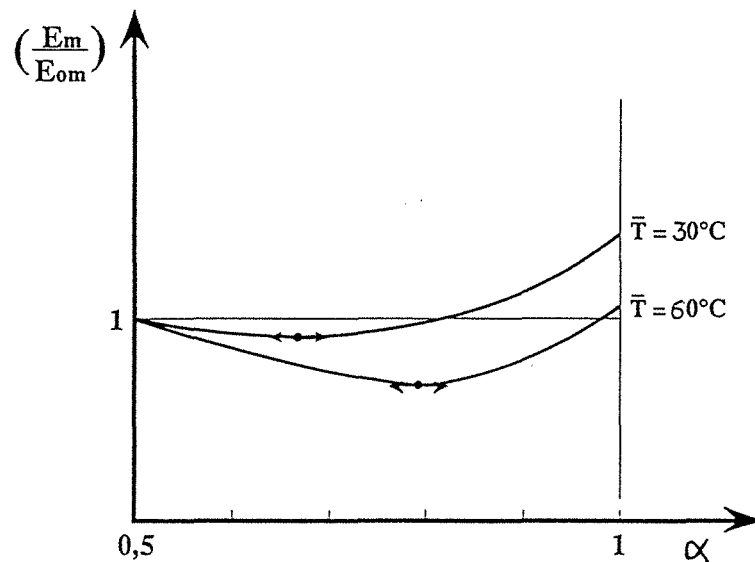


schéma de l'influence de la température moyenne du film

Limite d'assèchement: Compte tenu de la modélisation simplissime du film déformé avec deux filets, il n'est pas possible de considérer l'assèchement du filet mince Γ_2 en $\alpha = 0$. Dans le cas du modèle sinusoïdal au contraire, la valeur $\gamma = \Delta\delta / \delta_0 = 1$ représente bien la limite d'assèchement, et cette limite est atteinte dans le modèle à deux filets pour $\alpha=0.95$. Cette valeur est indépendante du débit moyen.

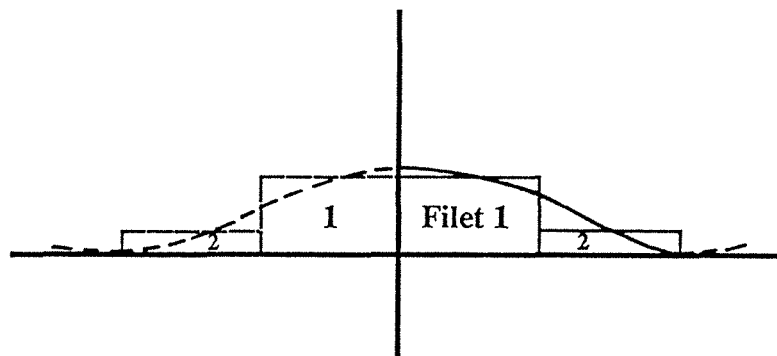


schéma d'assèchement d'un film à deux filets et sinusoïdal

Comparaison avec l'expérience: Nous ne possédons pas en propre de résultats expérimentaux, c'est pourquoi la comparaison va se faire avec les résultats sur des films d'eau publiés par Fujita et Ueda [10].

Les résultats expérimentaux de Fujita et Ueda corréleront les flux de chaleur critiques (à partir desquels un film d'eau commence à se casser), en fonction du débit linéique massique. Sur le graphe ci-dessous figurent les résultats du modèle c'est dire les différents flux de chaleur critiques tels que le minimum de la courbe E_m / E_{mo} en fonction

de α se situe en $\alpha = 0.95$, pour de l'eau à 30°C et 60°C sur une paroi en inox d'épaisseur $E_p = 0,5 \text{ mm}$ et $\lambda = 16 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.

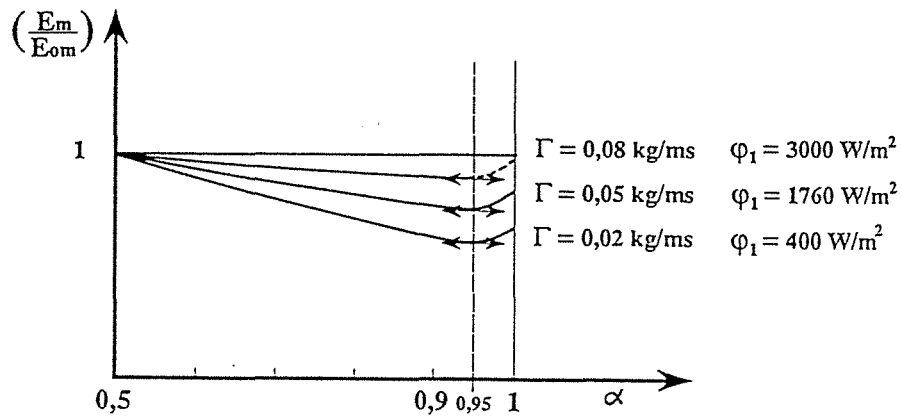


schéma de l'énergie mécanique au voisinage de l'assèchement

$\lambda = 16 \text{ W/m}^\circ\text{C}$		$\lambda = 16 \text{ W/m}^\circ\text{C}$		
$E_p = 0,0005 \text{ m}$		$E_p = 0,0005 \text{ m}$		
$T = 30^\circ\text{C}$		$T = 60^\circ\text{C}$		
$\Gamma \text{ kg/ms}$	$\varphi \text{ W/m}^2$	$\Gamma \text{ kg/ms}$	$\varphi \text{ W/m}^2$	Rapport
0,08	3000	0,08	3600	1,20
0,05	1760	0,05	2070	1,18
0,03	760	0,03	920	1,21
0,02	400	0,02	480	1,2

Tableau récapitulatif des flux critiques calculés par le modèle

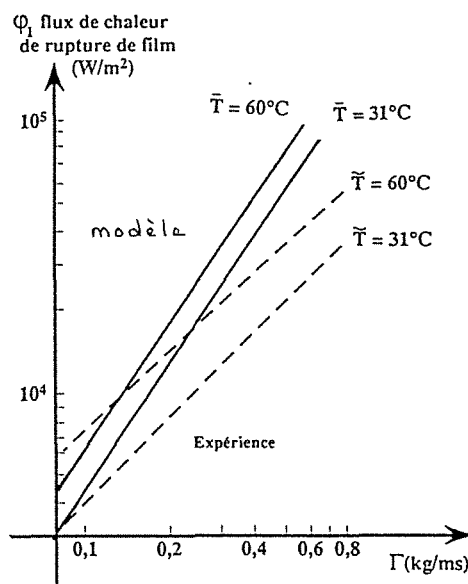


schéma comparatif des résultats du modèle avec ceux expérimentaux de F. et U. [10]

L'épaisseur du tube utilisé expérimentalement n'est pas mentionnée dans l'article. Compte tenu du comportement du modèle, c'est la comparaison avec les résultats expérimentaux qui a permis de déterminer $E_p = 0,5 \text{ mm}$ pour $\lambda = 16 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.

L'influence de la température du film est moins sensible avec le modèle qu'avec l'expérience. De 30°C à 60°C , le flux de rupture est augmenté de 1,5 expérimentalement, le modèle ne produit qu'une augmentation de 1,2.

Conclusion

Le comportement ondulé d'un film ruisselant est interprété comme le résultat du bilan mécanique (cinétique + surfacique) du système ruisselant à deux filets. Malgré sa simplicité le modèle répond "bien" aux sollicitations des différents paramètres du système: température, flux de chaleur, conduction de la paroi. Ce modèle est développé dans le chapitre suivant pour en déduire les coefficients de transfert de chaleur paroi/film. Le modèle de stabilité est combiné avec celui de transfert thermique pour retrouver l'évolution croissante du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds.

6.4 TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN ECOULEMENT ONDULE

Ce chapitre fait suite aux résultats expérimentaux hydrauliques et thermiques obtenus en régime d'échauffement sur des films ruisselants rectilignes sur paroi lisse. Les développements suivants ont pour but de retrouver par le calcul, l'allure des courbes expérimentales. La démarche consiste à appliquer à un film d'épaisseur non-uniformément répartie un transfert de chaleur de type température de paroi constante ou de type flux de chaleur uniforme, l'hydraulique est modélisé par une succession de filets d'épaisseur uniforme.

6.4.1. TEMPERATURE DE PAROI UNIFORME

rappel: transfert de chaleur d'une paroi vers un écoulement uniforme

- Soit un liquide froid qui ruisselle sur une paroi lisse, chauffée à une température uniforme T_p .
- Le film est alimenté à la température T_e et s'échauffe jusqu'à la température T_s au bout d'une hauteur de ruissellement Z .
- Nous supposons que le film a une épaisseur uniforme sur toute la largeur et toute la hauteur de la paroi. Son débit massique, par unité de largeur $\Gamma(\text{kg/ms})$ est donc également uniforme.

- Dans une tranche de hauteur dZ , le bilan de chaleur s'écrit:

$$dQ = L \cdot \Gamma \cdot C_p \cdot dT = L \cdot h \cdot (T_p - T) \cdot dZ \quad (1)$$

où h est la conductance de transfert entre la paroi et le coeur du film et L est la largeur de la paroi d'écoulement.

- L'intégrale de cette équation différentielle conduit à l'expression classique du Nombre d'Unité de Transfert:

$$NUT = \frac{Zh}{\Gamma C_p} = Ln \frac{T_p - T_e}{T_p - T_s} \quad (2)$$

et de la Hauteur d'Unité de Transfert:

$$HUT = \frac{Z}{NUT} = \frac{\Gamma Cp}{h} \quad (3)$$

Le profil de température du coeur du film, en fonction de la hauteur du film, s'en déduit:

$$T = T_e + (T_p - T_e) \left[1 - \exp\left(-\frac{Z}{HUT}\right) \right] \quad (4)$$

(la température de la paroi est constante)

• Pour la suite des raisonnements il est intéressant de faire apparaître la différence de température entre la paroi et le coeur du film, soit:

$$\Delta T_{pf} = T_{paroi} - T_{film}$$

on trouve alors:

$$\frac{\Delta T_{ps}}{\Delta T_{pe}} = \frac{\Delta T_{ps}}{\Delta T_{max}} = \exp(-NUT) \quad (5)$$

p = paroi

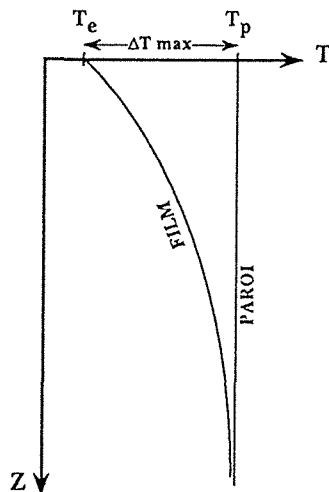
e = film à l'entrée

s = film à la sortie

• La différence moyenne logarithmique de température, entre les cotes 0 et Z s'écrit:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_p - T_e) - (T_p - T)}{\ln \frac{T_p - T_e}{T_p - T}} \quad (6)$$

d'où on tire en combinant (6) (5) et (4) (2)



$$\Delta T_{ml} = \frac{1}{Z} \int_0^{Z_0} (T_{paroi} - T_{film}(z)) dz$$

schéma d'évolution des températures du film et de la paroi

• Le concept de moyenne logarithmique de la différence de température paroi-film, c'est à dire, de la force motrice thermique a une grande importance pratique, car c'est cette grandeur que l'on utilise pour déterminer la conductance de transfert de chaleur h à partir des mesures expérimentales du flux de chaleur transféré et des températures d'entrée et de sortie du fluide, par la relation résultant de l'intégration de l'équation (1), soit:

$$h = \frac{Q}{LZ\Delta T_{ml}} \quad \text{ou} \quad h = \frac{\Gamma Cp(T_s - T_e)}{Z\Delta T_{ml}} \quad (7)$$

APPLICATION A UN FILM NON-UNIFORME

- Supposons maintenant l'écoulement non-uniforme: il est composé de gros filets d'épaisseur δ_g , où le débit spécifique Γ_g est grand, et de filets fins de faible épaisseur δ_f , où le débit spécifique Γ_f est plus petit.

- Soit β la fraction de surface de paroi occupée par les gros filets et $(1-\beta)$ la fraction complémentaire, occupée par les filets fins.

- Le débit spécifique moyen Γ_m est:

$$\Gamma_m = \beta \Gamma_g + (1-\beta) \Gamma_f \quad (8)$$

- Soit α la fraction du débit total qui passe dans les gros filets et $(1-\alpha)$ la fraction complémentaire qui passe dans les filets fins.

$$\alpha = \beta \Gamma_g / \Gamma_m$$

α est toujours supérieur à β car $\Gamma_g / \Gamma_m > 1$

- En pied de l'appareil, après la hauteur de ruissellement Z , les filets sont re-mélangés, de sorte que la température moyenne de sortie T_s , (qui est la valeur mesurée expérimentalement) est donnée par le bilan de chaleur suivant:

$$\Gamma_m C_p (T_s - T_e) = \beta \Gamma_g C_p (T_{sg} - T_e) + (1-\beta) \Gamma_f C_p (T_{sf} - T_e)$$

soit encore

$$(T_s - T_e) = \Delta T = \frac{\beta \Gamma_g}{\Gamma_m} \Delta T_g + \frac{(1-\beta) \Gamma_f}{\Gamma_m} \Delta T_f$$

soit:

$$\frac{\Delta T_{p-s}}{\Delta T_{p-e} \max} = \alpha \exp(-NUT_g) + (1-\alpha) \exp(-NUT_f) = \exp(-\overline{NUT}) \quad (9)$$

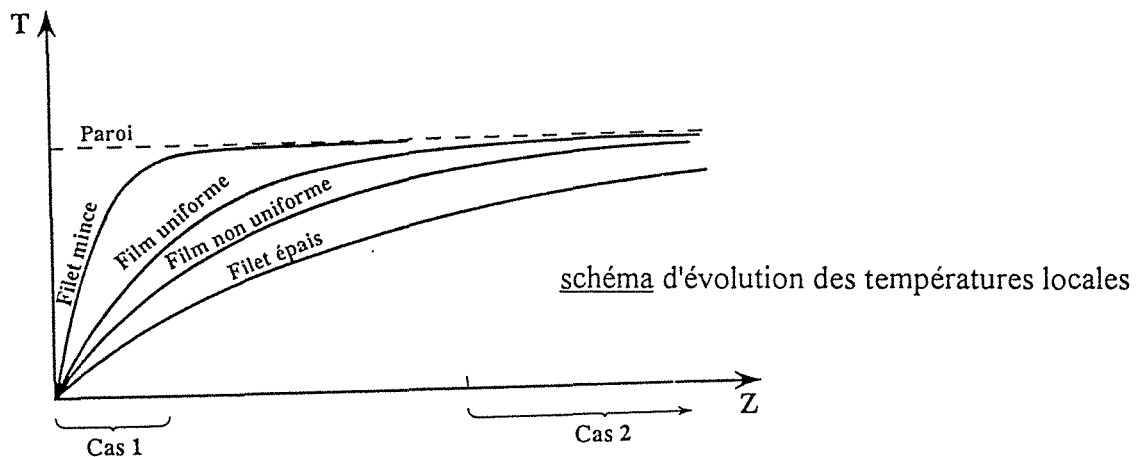
avec :

$$NUT_{(f/g)} = \frac{Z}{C_p} \frac{h_{(f/g)}}{\Gamma_{(f/g)}}$$

d'où on peut tirer la valeur du coefficient de transfert moyen

$$\bar{h} = -\frac{\Gamma_m C_p}{Z} \ln \left[\alpha \exp \left(-\frac{h_g Z}{\Gamma_g C_p} \right) + (1-\alpha) \exp \left(-\frac{h_f Z}{\Gamma_f C_p} \right) \right] \quad (10)$$

Les formules se simplifient facilement dans deux cas limites étudiés plus loin. Les deux cas de figures se traduisent au niveau des températures locales de filets par les profils suivants:



ETUDE DES CAS LIMITES

Cas 1 : NUT_f et NUT_g petits c'est à dire lorsque la hauteur d'écoulement Z est faible.

Cas 2 : $NUT_f \gg NUT_g$ c'est à dire lorsque Z est grand ou $\alpha \approx 1$.

CAS 1

Le développement de l'équation (10) pour NUT_f et NUT_g petits aboutit à l'équation suivante:

$$\overline{NUT} = \alpha NUT_g + (1 - \alpha) NUT_f \quad (11)$$

soit

$$\bar{h} = \beta h_g + (1 - \beta) h_f \quad (12)$$

β est la fraction de largeur occupée par le filet épais g .

Au début de l'écoulement non-uniforme, le coefficient de transfert moyen $\bar{h}$ est la moyenne "géométrique" des coefficients de transfert locaux h_g et h_f .

Application numérique

Domaine de validité : On définit le domaine de validité de l'approximation comme étant l'intervalle de variation de NUT_g et NUT_f tel que le formule approchée de $\bar{h}$ (12) permet de calculer à 10% près, la valeur exacte donnée par la formule (10). Cet intervalle est donné par l'inégalité $\alpha NUT_g + (1 - \alpha) NUT_f < 0.18$ issue de (11).

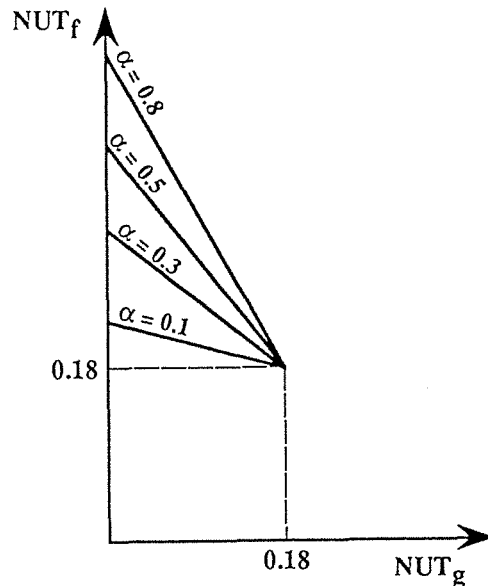


schéma de couplage de NUT_f et NUT_g

Le faisceau de courbes ci-dessus (pour différentes fractions α de débit passant par les filets épais), définit l'intervalle de validité de la formule pour la valeur maximale de NUT_f en fonction de NUT_g .

Valeur du coefficient moyen:

En régime laminaire, la conductance de transfert adimensionnelle ou nombre de Nusselt, est donnée en fonction du nombre de Reynolds par l'expression: $Nu = 1.5 Re^{-1/3}$. Soit Re_m la valeur moyenne Re pour le film uniforme de même débit que le film non-uniforme:

$Re_m = \beta Re_g + (1-\beta) Re_f$. Le coefficient de transfert moyen $\bar{h}$ pour Z petit du film non-uniforme est supérieur à celui du film uniforme, $h_m = \beta h_g + (1-\beta) h_f > h_m$, car Nu est fonction de Re à une puissance négative ($-1/3$).

CAS 2

La valeur négligeable du facteur $(1-\alpha) \exp(-NUT_g)$ aboutit à la formule simplifiée:

$$\overline{NUT} = \ln \frac{1}{\alpha} + NUT_g \quad (13)$$

$$\bar{h} = \frac{\Gamma_m C_p}{Z} \ln \frac{1}{\alpha} + \frac{\beta}{\alpha} h_g \quad (14)$$

si Z est suffisamment grand la solution se simplifie encore:

$$\bar{h} = \frac{\beta}{\alpha} h_g = \frac{\Gamma_m}{\Gamma_g} h_g \quad (15)$$

avec par définition:

$$\frac{\Gamma_m}{\Gamma_g} < 1$$

Application Numérique

Domaine de validité: Pour que la formule simplifiée $\bar{h} = \frac{\Gamma_m C_p}{z} \ln \frac{1}{\alpha} + \frac{\beta}{\alpha} h_g$ reste valable à 10% près, le faisceau de courbes ci-dessous donne, pour différents α , la valeur minimale de NUT_f en fonction de NUT_g .

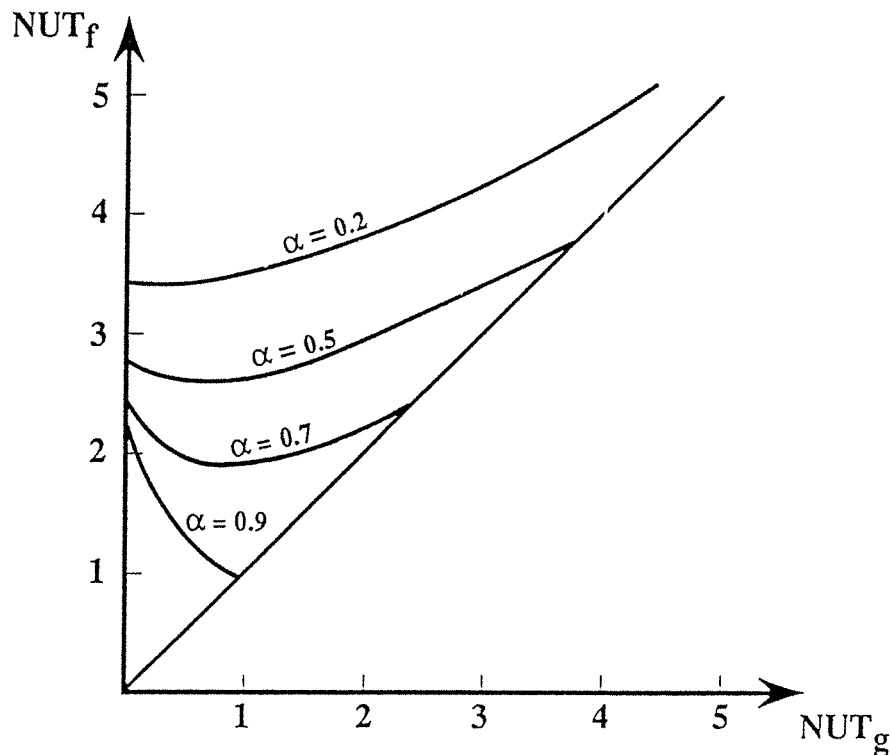


schéma de couplage de NUT_f et NUT_g

L'ordre de grandeur de débits expérimentés sur le Carboplan et le Carbotube est $0.014 < \Gamma_m < 0.100 \text{ kg/ms}$, en supposant Γ_g au maximum égal à 0.150 kg/ms , NUT_g est égal au minimum à 2.7 à la sortie des échangeurs, alors tous les cas de déformation possible sont rendus à 10% près par le cas 2 du modèle:

$$\bar{h} = \frac{\Gamma_m C_p}{Z} \ln \frac{1}{\alpha} + \frac{\beta}{\alpha} h_g$$

soit avec de l'eau à 20°C

$$\bar{h} = \Gamma_m \left[10500 \ln \frac{1}{\alpha} \right] + 2270 \left(\frac{\alpha}{\beta} \right)^{4/3} \Gamma_m^{-1/3}$$

Pour quatre valeurs de débit Γ_m et mesures expérimentales h_{exp} , les solutions (α, β) du modèle sont les suivantes:

Γ_m	h_{exp}	α	β
0.014	670	1	0.14
		0.9	0.12
		0.8	0.10
		0.7	0.09
0.025	1940	1	0.36
		0.9	0.32
		0.8	0.28
		0.7	0.24
0.050	3580	1	0.66
		0.9	0.59
		0.8	0.52
		0.7	0.45
0.100	4620	1	1

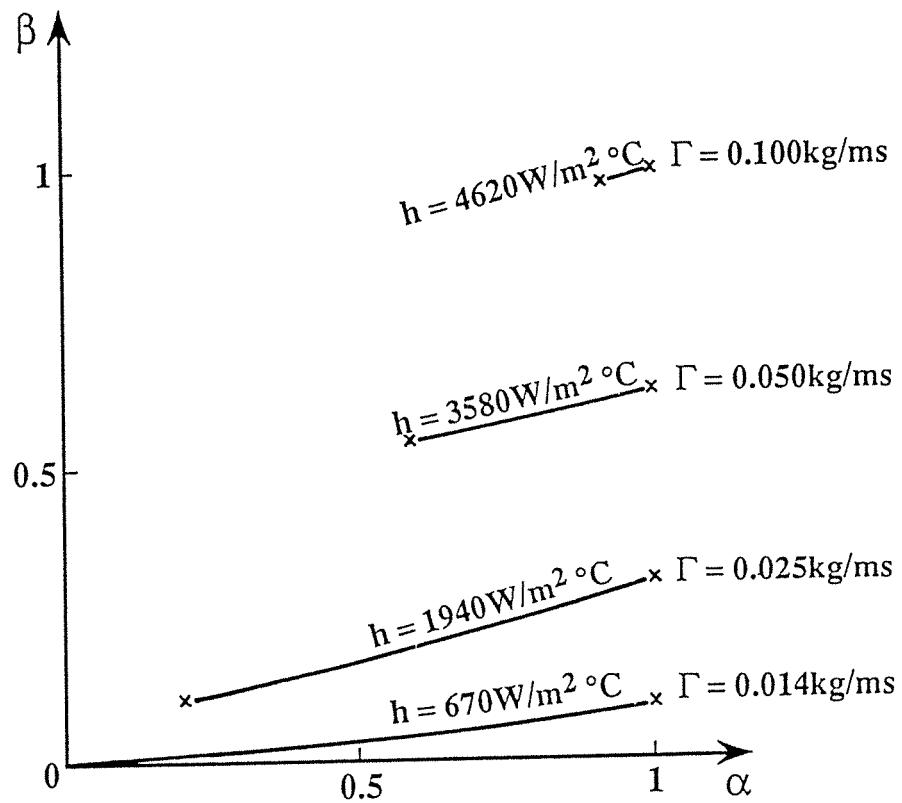


schéma de variation du coefficient de transfert pour différentes déformations (α, β)

Commentaires et comparaison avec l'expérience:

Sachant que l'écoulement non-uniforme est modélisé par deux paramètres α et β quasi-indépendants il est normal de trouver pour chaque débit moyen une infinité de couple (α, β) solution des résultats expérimentaux. Ce modèle simplissime d'écoulement à deux filets et température de paroi uniforme permet de vérifier l'influence des propriétés locales de l'écoulement sur le coefficient global de transfert de chaleur.

Cependant on vérifie que la disparition éventuelle du filet mince pour laisser place à une zone sèche n'a pas d'incidence thermique "catastrophique" sur le coefficient de transfert global: c'est effectivement ce qui est constaté expérimentalement, car aucune discontinuité dans les résultats ne permet de vérifier thermiquement la formation d'un régime de zone sèche qui est prouvé par ailleurs par la présence de traces de dépôt sur la surface de ruissellement.

La modélisation thermique qui vient d'être effectuée repose sur une hypothèse importante: la température de la paroi est supposée uniforme, ceci correspond au cas d'une vapeur pure qui se condense et c'est un cas de fonctionnement assez éloigné de notre réalité expérimentale.

6.4.2.FLUX DE CHALEUR UNIFORME

Les sources de chaleur du dispositif expérimental sont de type "flux de chaleur uniforme": brûleur à gaz à plaques radiantes ou résistance électrique dans le Carbotube. Dans le cas du Carboplan où la source de chaleur est un caloporteur circulant à contre-courant, l'analogie est plus discutable.

Ce chapitre explique qualitativement et quantitativement le comportement d'un film ruisselant déformé, modélisé par une succession de filets uniformes d'épaisseurs différentes, soumis à un flux de chaleur uniforme.

1) Evolution des profils de température

Soit un film modélisé hydrauliquement par deux types de filets (L_g, Γ_g) et (L_f, Γ_f), sa déformation est caractérisée par les paramètres :

$$\alpha = \beta \frac{\Gamma_g}{\Gamma_m} \quad \text{et} \quad \beta = \frac{L_g}{L_m}$$

Si les deux filets sont soumis à un flux de chaleur issu de la paroi, constant et uniforme φ , leurs températures vont s'élever, en fonction de la cote Z à des vitesses différentes.

$$\frac{dT_g}{dz} = \frac{\varphi}{\Gamma_g C_p} \quad \text{et} \quad \frac{dT_f}{dz} = \frac{\varphi}{\Gamma_f C_p}$$

La température moyenne du film varie telle que $\frac{dT_m}{dz} = \frac{\varphi}{\Gamma_m C_p}$

Puisque $\Gamma_g > \Gamma_f$ alors $\frac{dT_g}{dz} < \frac{dT_f}{dz}$, le filet fin s'échauffe plus vite que le filet épais.

Cependant l'écart ne peut croître "indéfiniment" car il se répercute sur la température de paroi où le gradient latéral de température rend non-uniforme le flux de chaleur issu de la source. Selon l'épaisseur de la paroi et sa conductibilité, un gradient plus ou moins important est nécessaire pour atteindre la condition d'équilibre d'échauffement des deux filets:

$$\frac{dT_g}{dz} = \frac{dT_f}{dz}$$

Cette condition limite évidente permet de déduire l'égalité suivante:

$$\frac{\varphi_g}{\Gamma_g C_{p_g}} = \frac{\varphi_f}{\Gamma_f C_{p_f}} = \frac{\varphi_m}{\Gamma_m C_{p_m}}$$

avec $L_g \varphi_g + L_f \varphi_f = (L_g + L_f) \varphi$

Ainsi les deux filets d'un film chauffé par une source de chaleur uniforme, s'échauffent à des vitesses différentes jusqu'à ce que leur écart de température atteigne une valeur maximale limite et constante dépendante du flux de chaleur issu de la source et des caractéristiques thermiques de la paroi et des filets.

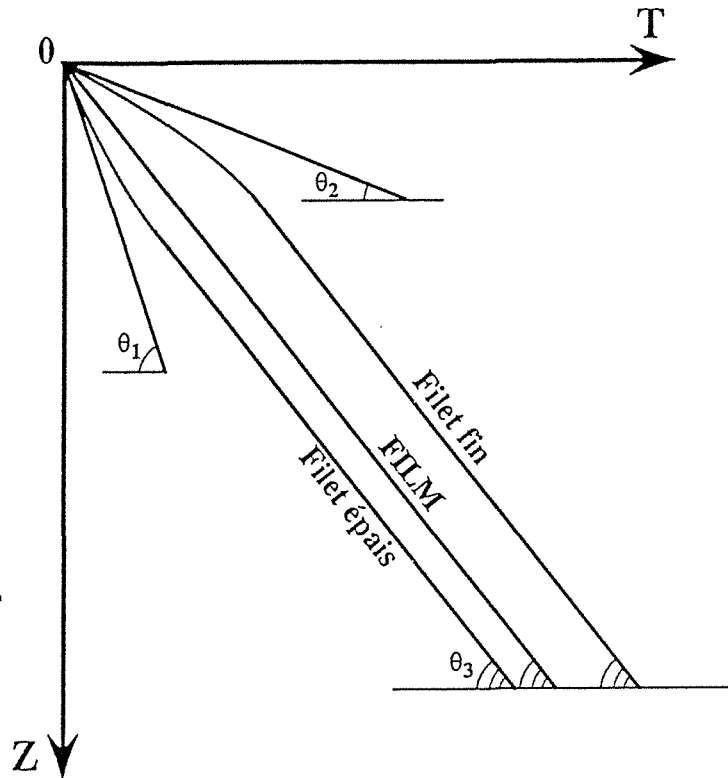


schéma d'évolution des températures dans un film à deux filets avec un flux de chaleur uniforme

$$\theta_1 = \frac{\varphi_m}{\Gamma_g C_p} \quad \theta_2 = \frac{\varphi_m}{\Gamma_f C_p} \quad \theta_3 = \frac{\varphi_g}{\Gamma_g C_p} = \frac{\varphi_f}{\Gamma_f C_p} = \frac{\varphi_m}{\Gamma_m C_p}$$

2) Ecart maximal de température

Le gradient limite de température entre les deux filets se calcule selon les hypothèses suivantes:

Soit $T_{pi}(x)$ la température de paroi à la cote d'épaisseur x sous le filet i , cette température est supposée uniforme sur toute la largeur du filet i . La loi de conduction de la chaleur dans la paroi permet d'écrire les équations suivantes:

$$T_{pg}(x) - T_{pf}(x) = \frac{1}{2} (L_g + L_f)^2 \frac{d^2 T_g(x)}{dx^2}$$

ou

$$T_{pg}(x) - T_{pf}(x) = -\frac{1}{2} (L_g + L_f)^2 \frac{d^2 T_f(x)}{dx^2}$$

avec les conditions suivantes:

$$\begin{aligned} \text{en } x = E_p \quad & \frac{dT_{pg}(x)}{dx} = -\frac{\varphi_g}{\lambda_p} \\ \text{et} \quad & \frac{dT_{pf}(x)}{dx} = -\frac{\varphi_f}{\lambda_p} \end{aligned}$$

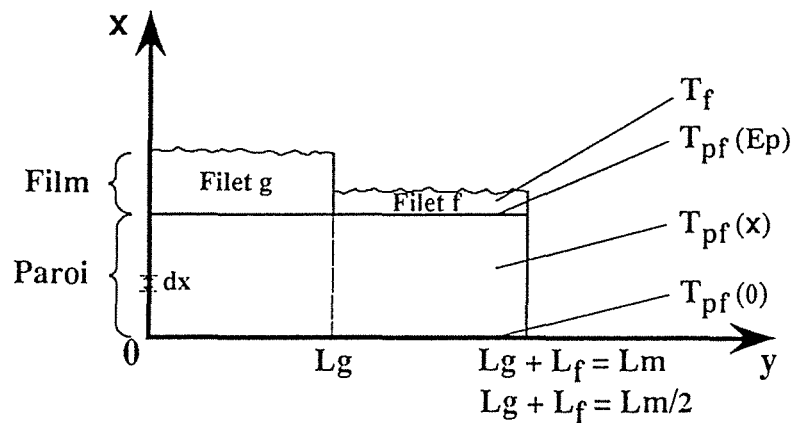


schéma de l'ensemble paroi+film

L'écart entre la température de paroi humide et la température moyenne d'un filet s'écrit:

$$\begin{aligned} T_{pg}(E_p) - T_g &= \frac{\varphi_g}{h_g} \\ T_{pf}(E_p) - T_f &= \frac{\varphi_f}{h_f} \end{aligned}$$

avec h_i le coefficient de transfert de chaleur du filet i

T_g et T_f les températures moyennes des filets

La résolution de ces équations de transfert de chaleur permet de calculer l'écart limite de température moyenne entre les deux filets du film déformé.

$$T_f - T_g = -2A - \varphi_m \left[\left(\frac{1-\alpha}{1-\beta} \right) \frac{1}{h_g} - \left(2 - \left(\frac{1-\alpha}{1-\beta} \right) \right) \frac{1}{h_f} \right]$$

avec $A = \frac{L_m}{\sqrt{2}} \frac{\varphi_m}{\lambda_p} \frac{\beta - \alpha}{1 - \beta} \cot gh \left(\frac{\sqrt{2}}{L} E_p \right)$

 α =fraction du débit s'écoulant dans les gros filets β =fraction de la surface occupée par les gros filets
$$L_m = L_f + L_g$$

3) Conductance moyenne de transfert de chaleur paroi/film

- Par définition la conductance moyenne de transfert se calcule

$$\bar{h} = \frac{\varphi_m}{\Delta T_{lm}}$$

φ_m : le flux de chaleur issu du brûleur

ΔT_{lm} : l'écart de température logarithmique moyen paroi/film

- Le flux de chaleur est celui reçu par le film.
- Ecart de température paroi-film $T_{film} - T_{paroi}$ est déterminé lorsque le profil de température des filets est stabilisée.

$$T_{film} - T_{paroi} = \frac{\varphi}{h} \quad \text{et} \quad \Delta T_{lm} = T_{film} - T_{paroi}$$

- T_{film} la température moyenne du film en Z se calcule : $T_{film} = \alpha T_g + (1 - \alpha) T_f$ avec α : la fraction de débit s'écoulant dans les filets épais

- T_{paroi} la température moyenne de la paroi en Z peut se calculer suivant l'hypothèse: $T_{paroi} = \beta T_{pg} + (1 - \beta) T_{pf}$, β : la fraction de surface occupée par les filets épais

Ces deux définitions permettent de déduire:

$$T_{paroi} - T_{film} = \beta \Delta T_{pg} + (1 - \beta) \Delta T_{pf} + (\alpha - \beta) \Delta T_{fg}$$

$$\begin{aligned} \text{avec} \quad \Delta T_{pg} &= (T_{paroi} - T_{\text{filet}}) \text{ filet épais} \\ \Delta T_{pf} &= (T_{paroi} - T_{\text{filet}}) \text{ filet fin} \\ \Delta T_{fg} &= (T_f - T_g) \end{aligned}$$

Ainsi la conductance limite de transfert de l'écoulement s'écrit

$$\bar{h} = \frac{\varphi_m}{T_{paroi} - T_{film}} \quad \text{soit} \quad \bar{h} = \frac{1}{\left(\frac{\alpha}{h_g} - \frac{1 - \alpha}{h_f} \right) + (\alpha - \beta) A^*}$$

$$\text{avec} \quad A^* = -2B^* - \left[\left(\frac{1 - \alpha}{1 - \beta} \right) \frac{1}{h_g} - \left(2 - \left(\frac{1 - \alpha}{1 - \beta} \right) \right) \frac{1}{h_f} \right]$$

$$\text{et} \quad B^* = \frac{L_m}{\sqrt{2}} \frac{1}{\lambda_p} \left(\frac{\beta - \alpha}{1 - \beta} \right) \cot gh \left(\frac{\sqrt{2}}{L_m} Ep \right)$$

Applications numériques

Comme pour le modèle à température de paroi uniforme ce modèle est comparé aux résultats expérimentaux. Compte tenu du modèle hydraulique à deux filets on obtient aussi pour chaque point expérimental une infinité de couple (α, β) solution du modèle thermique dont le tableau ci-dessous récapitule quelques exemples.

Fluide eau à 20°C

Paroi graphite $\lambda=50\text{W/m}^\circ\text{C}$

Epaisseur $E_p=0.01\text{m}$

Largeur des deux filets $L=0.02\text{m}$

Γ	h_{exp}	$\beta=1/3$	$\beta=1/2$
		α	α
0.100	4620	0.41	0.56
0.050	3580	0.59	0.72
0.025	1940	0.81	0.92
0.014	670	-	-

Pour une valeur de $\beta=1/2$, ($L_f=L_g=L_m/2$), le tableau suivant regroupe, pour les deux modèles thermiques, à flux de chaleur uniforme $h(\varphi)$ et à température de paroi uniforme $h(T)$, quelques exemples de variation de h pour différents α , différents débits dans le cas d'une paroi en graphite de 1cm d'épaisseur et de l'eau à 20°C, ceci

unité S.I. ($\beta=1/2$) α	$\Gamma= 0.125$		$\Gamma= 0.100$		$\Gamma= 0.050$		$\Gamma= 0.025$		$\Gamma= 0.010$	
	$h(\varphi)$	$h(T)$	$h(\varphi)$	$h(T)$	$h(\varphi)$	$h(T)$	$h(\varphi)$	$h(T)$	$h(\varphi)$	$h(T)$
1.0	1347	1802	1384	1941	1494	2445	1594	3081	1710	4191
0.9	1606	2211	1669	2344	1862	2869	2051	3573	2286	4823
0.8	2209	2718	2313	2847	2648	3409	2991	4207	3445	5654
0.7	3077	3360	3257	3495	3861	4121	4527	5050	5484	6765
0.6	4055	4110	4343	4321	5359	5099	6581	6222	8559	8316
0.5	4540	4540	4891	4891	6162	6162	7765	7765	10536	10536

Enfin le dernier tableau compare pour différentes déformations l'effet d'une paroi en graphite, en inox, en cuivre, sur le coefficient de transfert moyen.

Fluide: Eau (T. moyenne 20°C)

$\Gamma=0.075 \text{ kg/ms}$

$\beta=1/2$

α	graphite	$h(\text{W/m}^2^\circ\text{C})$	Inox	$h(\text{W/m}^2^\circ\text{C})$	Cuivre	$h(\text{W/m}^2^\circ\text{C})$
1	$\lambda=$	1427	$\lambda=$	224	$\lambda=$	2236
0.9	$=50\text{W/m}^\circ\text{C}$	1749	$=16\text{W/m}^\circ\text{C}$	334	$=325\text{W/m}^\circ$	2453
0.8	$E_p=0.01\text{m}$	2451	$E_p=0.01\text{m}$	567	$E_p=0.01\text{m}$	3167
0.7		3500		1126		4086
0.6		4741		2766		4983
0.5		5383		5383		5383

6.4.3. APPLICATION AU MODELE DE STABILITE

Le paragraphe précédent montre comment évolue le coefficient de transfert global d'un film ruisselant déformé. Dans le chapitre 6.3, il est décrit comment le critère de Hobler permet de quantifier la stabilité d'un film ruisselant déformé. L'application suivante réunit ces deux études pour calculer le coefficient de transfert thermique d'un film décrit mécaniquement par le critère d'énergie de Hobler et chauffé par un flux de chaleur uniforme.

Equilibre de déformation d'un film ruisselant à deux filets

Un film d'eau déformé décrit par deux types de filet uniforme ruisselle sur une paroi en graphite $\lambda=50 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ d'épaisseur $E_p=0.01\text{m}$. Le flux de chaleur uniforme transmis est 20kW/m^2 , pour $\beta=1/2$ le minimum d'énergie mécanique compte tenu des écarts de température entre filets, est atteint pour les valeurs de déformation α suivantes en fonction de Γ .

$\Gamma(\text{kg/ms})$	α
0.010	0.95
0.025	0.65
0.050	0.55
0.075	0.50

Le tableau ci-dessous récapitule les coefficients de transfert du film non-uniforme lorsqu'il a atteint sa configuration d'équilibre (température moyenne de film $T=30^\circ\text{C}$):

$\overline{\text{Re}}$	h	Nu
47	1914	0.128
118	5532	0.370
235	5939	0.398
325	5383	0.361

Le graphique suivant permet de situer le résultat de la combinaison des deux modèles par rapport à l'expérience

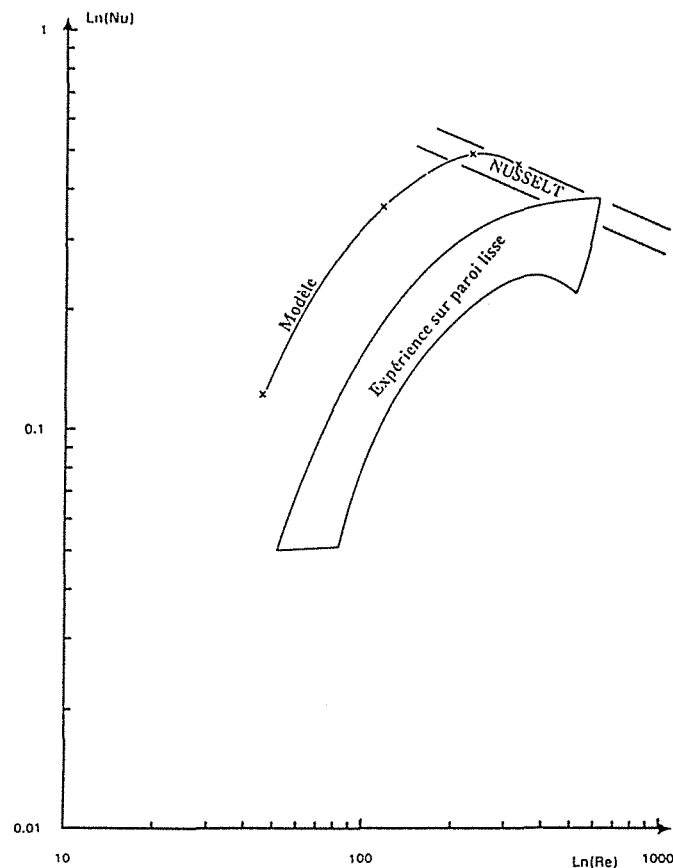


schéma de variation de $\text{Ln}(\text{Nu})$ vs $\text{Ln}(\text{Re})$

Commentaires

Le résultat de cette "triple" modélisation, hydraulique (modèle à deux filets), mécanique (modèle de Hobler) et thermique (répartition, à travers une paroi conductrice, d'un flux de chaleur uniforme), est finalement en très bon accord avec les résultats expérimentaux d'un film ruisselant sur une paroi lisse. Ce modèle est simple compte tenu du maillage du système mais il décrit le couplage hydraulique et thermique d'un film ruisselant, tel qu'il a été observé.

CONCLUSION

Cette série de calculs a mis en évidence comment le film et son support constituent un système à ne pas toujours dissocier. Les résultats expérimentaux, si peu conformes aux standards des films ruisselants, ont ainsi été "validés" par le biais des modèles thermo-hydrauliques de Nusselt et mécanique de Hobler, dans le cadre d'une représentation simplissime à deux filets d'un film d'épaisseur non-uniforme.

6.5 ECOULEMENT SPIRALE

Je remercie Monsieur le Professeur J.P. BRANCHER sans lequel ce travail sur les équations de Navier-Stokes n'aurait pu aboutir.

6.5.1- EQUATIONS DE NAVIER -STOKES

Les équations de Navier-Stokes, écrites dans un repère cylindrique, sont transformées et écrites dans un repère spiralé: le changement de repère est explicité, des variables adimensionnelles et des vitesses caractéristiques sont définies pour donner plus de clarté aux équations.

Rappels géométrie

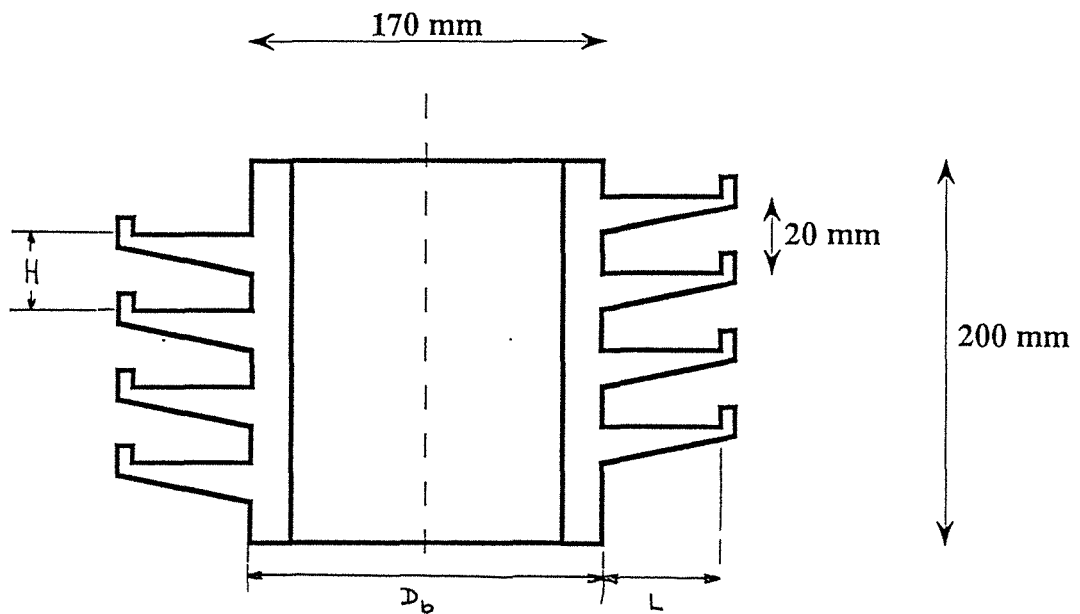


schéma de la coupe de l'échangeur à ailette spiralée

-Pas de l'ailette H : c'est la distance verticale entre deux spires de l'ailette.

-Diamètre de base D_b : c'est le diamètre du tube autour duquel s'enroule l'ailette.

-Largeur de l'ailette L : c'est la largeur de l'ailette, c'est-à-dire la largeur de l'écoulement.

-Génératrice de l'ailette : la surface de ruissellement de l'ailette est définie par une droite horizontale, perpendiculaire à l'axe du tube ; cette génératrice est animée d'un mouvement de rotation autour de l'axe du tube et d'un mouvement uniforme de direction parallèle à l'axe de rotation.

-Pente de l'ailette α : soit P un point de la surface de l'ailette distant de r à l'axe du tube. La pente en ce point s'écrit $\alpha(r) = \operatorname{tg}^{-1} H / (2 \pi r)$;

choix du repère: Le profil de vitesse de l'écoulement ruisselant sur l'ailette est décrit par deux paramètres: r et z . En régime stationnaire, l'écoulement est indépendant de θ , l'angle d'enroulement de la spire autour de l'axe du tube.

Pour simplifier le problème, la pente de l'écoulement est supposée uniforme sur toute la largeur de l'ailette $\alpha = \operatorname{tg}^{-1} (H / (2 \pi (R + L / 2)))$.

Le repère choisi pour décrire l'écoulement est issu du repère en coordonnées cylindriques (r, θ, z) dont les axes z et θ sont basculés d'un angle α (pente de l'écoulement) autour de l'axe Or .

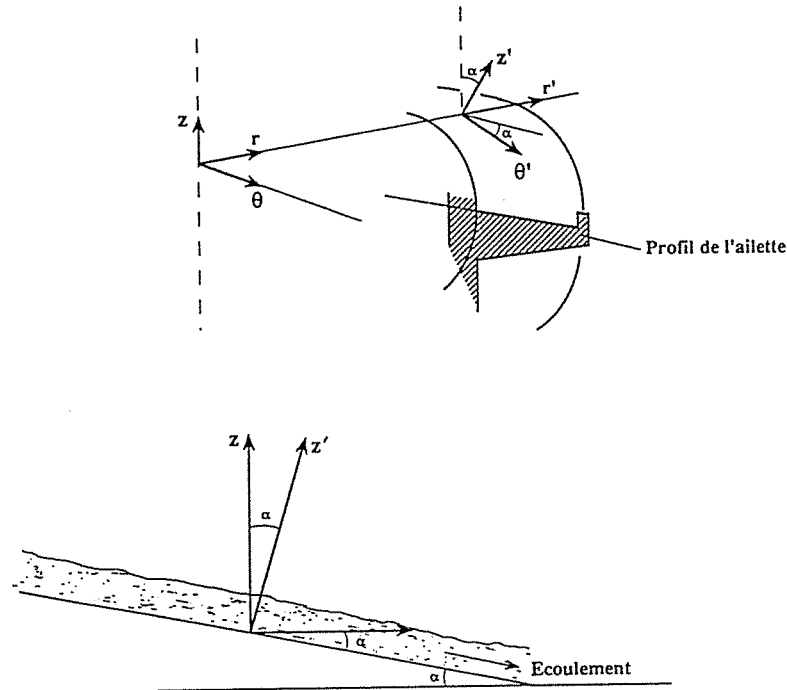


schéma du changement de repère

Les équations de Navier-Stokes en coordonnées cylindriques (r, θ, z) s'écrivent dans le nouveau repère (r', θ', z') en effectuant les changements suivants :

$$u_r = u'_r$$

$$u_\theta = \cos \alpha u'_{\theta'} + \sin \alpha u'_z$$

$$u_z = -\sin \alpha u'_{\theta'} + \cos \alpha u'_z$$

Ainsi

$$\frac{\partial}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r'}$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} = \cos \alpha \frac{\partial}{\partial \theta'} + r \sin \alpha \frac{\partial}{\partial z'}$$

$$\frac{\partial}{\partial z} = \frac{-\sin \alpha}{r} \frac{\partial}{\partial \theta'} + \cos \alpha \frac{\partial}{\partial z'}$$

Les dérivées partielles par rapport à θ' ont été supprimées car u'_r , $u'_{\theta'}$, u'_z ne dépendent plus de θ' dans le nouveau repère.

variables adimensionnelles: Pour alléger l'écriture des équations, des variables adimensionnelles sont définies. Elles sont repérées par un *.

$r' = L r^*$	r'	: distance à l'axe du tube
	L	: largeur de l'ailette
$z' = e z^*$	e	: épaisseur du film
$u'_\theta = u^\circ_\theta u^*_\theta$	u°_θ	: vitesse caractéristique suivant l'axe θ'
$u'_r = u^\circ_r u^*_r$	u°_r	: vitesse caractéristique suivant l'axe r'
$u'_z = u^\circ_z u^*_z$	u°_z	: vitesse caractéristique suivant l'axe z' .

vitesse caractéristique: Afin de limiter le domaine de variation des variables adimensionnelles de 0 à quelques unités, des vitesses caractéristiques u° sont définies: au prix de quelques approximations, elles sont proches des vitesses maximales possibles de l'écoulement suivant chacun des axes (r', z', θ').

-- u°_θ : Soit l'équation d'équilibre des forces de volume (gravité) et de frottement

$$\rho g \sin \alpha (r \Delta \theta' . \Delta r' . \Delta z') = \mu \frac{\Delta u_\theta}{\Delta z'} (r \Delta \theta' . \Delta r')$$

Posons $\Delta u_\theta = (u^\circ_\theta - 0)$ avec u°_θ (la vitesse caractéristique) la vitesse de l'écoulement en $z = e$.

$\Delta z' = e =$ l'épaisseur du film.

Alors $u^\circ_\theta = g \sin \alpha e^2 / \nu$, cette valeur est à 1/2 près, la vitesse maximale du modèle de Nusselt, il est donc plus judicieux de prendre celle-ci pour référence.

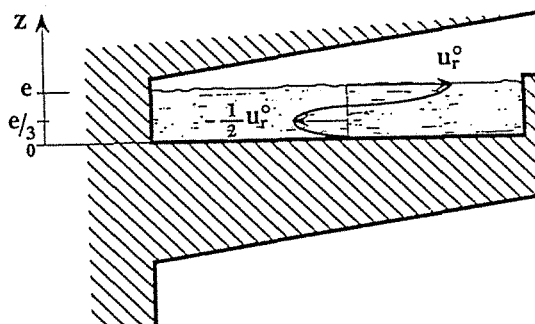
$$u^\circ_\theta = (1/2) g \sin(\alpha) e^2 / \nu.$$

-- u°_r : Dans la direction r , les forces de volume sont d'origine inertielle, elles sont équilibrées par les forces de frottement (en supposant l'épaisseur du film uniforme).

$\rho u_\theta^{\circ 2} = \mu \Delta u_r$ en donnant à r une valeur moyenne $r = R + L / 2$, alors

$$\rho \frac{u_\theta^{\circ 2}}{(R + L / 2)} = \frac{\mu}{e^2} u_r^\circ$$

Pour des raisons évidentes de conservation, la vitesse latérale u_r a le profil approché suivant



L'équation d'équilibre des forces inertielles et de frottement s'écrit

$$\rho \frac{u_{\theta}^0{}^2}{\left(R + \frac{L}{2}\right)} = \frac{1}{2} \mu \frac{u_r^0}{\left(\frac{e}{3}\right)^2} + 2 \frac{1}{2} \mu \frac{u_r^0 / 2}{\left(\frac{e}{3}\right)^2}$$

d'où l'on peut déduire une vitesse caractéristique maximale mieux approchée

$$u_r^0 = \frac{1}{2} \frac{e^2}{(R + L/2)} u_{\theta}^0{}^2$$

-- u_z^0 : La vitesse caractéristique u_z^0 est tirée de la relation de conservation du flux matière : $\text{div } u = 0$

$$u_z^0 = \frac{e}{L} u_r^0$$

-- **Pression**: posons comme pression caractéristique la pression correspondante à la hauteur de liquide du film d'épaisseur e .

$$P^0 = \rho g e$$

Listes des coefficients caractéristiques: à la fin du chapitre.

Système de Navier-Stokes et divergence en coordonnées réduites: à la fin du chapitre.

Vérification écoulement rectiligne: En faisant tendre le rayon du tube de base R vers l'infini, on retrouve les équations de Nusselt. Après résolution partielle et regroupement, on retrouve les équations bien connues d'un écoulement laminaire rectiligne adimensionnel.

$$P(r) = \text{Cte}$$

$$P(z) = \rho g \cos \alpha + \text{Cte}$$

$$1 = \frac{e^2}{L^2} \frac{\partial^2 u'_{\theta}}{\partial r'^2} + \frac{\partial^2 u'_{\theta}}{\partial z'^2}$$

Après avoir réécrit les équations générales de l'écoulement laminaire dans la configuration particulière de l'ailette spiralée, avec une seule d'hypothèse (pente de l'ailette constante), des cas particuliers seront résolus avec un supplément d'hypothèses simplificatrices afin de situer numériquement certains aspects, certains détails de la solution générale.

Les aspects hydrauliques abordés sont les suivants:

Influence des bords latéraux de l'ailette sur le profil de l'écoulement

Effet de la force centrifuge sur l'épaisseur du film

Effet de la force centrifuge sur la composante radiale de la vitesse

Un film qui ruisselle dans un canal spiralé est soumis à la force inertielle de volume $-\rho \frac{u^2}{r}$ qui modifie l'écoulement de deux manières :

- L'épaisseur du film n'est pas constante, elle croît vers l'extérieur de l'écoulement.

- Le profil de vitesse des filets possède une composante radiale.

Ces deux effets de la force centrifuge sont découplés pour être traités indépendamment.

Pour étudier ces aspects de l'écoulement on suppose connu le profil d'épaisseur du film. Pour une épaisseur constante de film, il est calculé l'effet de la force centrifuge sur $u_r(z)$

avec $\frac{\partial u_\theta}{\partial r} = 0$, il est calculé aussi l'influence des bords de l'ailette sur la vitesse $u_\theta(r,z)$ avec $u_r=0$ sans tenir compte de la force centrifuge. En supposant au contraire l'épaisseur du film non-constante on détermine le profil $\delta(r)$ par l'effet de la force centrifuge sur $u_\theta(r,z)$ avec $u_r=0$.

6.5.2 PROFIL DE VITESSE $u_\theta(r,z)$ avec $u_r=0$

La prise en compte des forces de frottement latérales permet d'écrire l'équation du mouvement: $\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{-g \sin \alpha}{\nu}$. Cette équation de type Poisson est résolue analytiquement de la manière suivante bien connue; soit une canalisation de forme deux fois égale à celle du film ruisselant que l'on veut décrire.

- le fluide s'écoule par gravité

- les conditions limites sont les suivantes :

.la vitesse du fluide au contact des parois est nulle.

.la contrainte de cisaillement à mi-hauteur de

canalisation, c'est-à-dire à l'interface libre du film, est nulle.

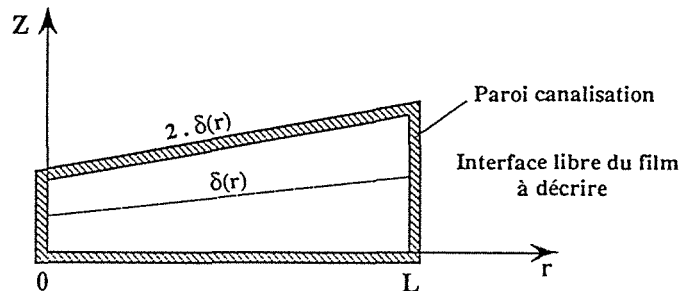


schéma de principe du modèle

Solution générale de l'équation:

$$u(r,z) = \sum_n \sum_p b_{np} (A_1 \cos k_1 r + A_2 \sin k_1 r) (B_1 \cos k_2 z + B_2 \sin k_2 z)$$

Elle se simplifie en tenant compte des conditions limites:

$$u(r,z) = \sum_n \sum_p b_{np} \sin \frac{n\pi r}{L} \sin \frac{p\pi z}{f(r)}$$

$$\text{avec } b_{np} = -a_{np} / \lambda_{np}$$

$$\lambda_{np} = \left(\frac{n\pi}{L} \right)^2 + \left(\frac{p\pi}{f(r)} \right)^2$$

$$a_{np} = \frac{\int_0^2 \int_0^{f(r)} G(r,z) u_{np}(r,z) dr dz}{\int_0^2 \int_0^{f(r)} u_{np}^2(r,z) dr dz}$$

$$f(r) = 2. \delta(r)$$

$$G(r,z) = \frac{-g \sin \alpha}{\nu}$$

Pour calculer l'effet de bords des parois latérales cette solution générale sera résolue en posant, pour simplifier, $\delta(r)=\text{cste}$. Pour calculer l'effet de la force centrifuge on donnera à l'épaisseur du film une forme polynomial de degré 2 ou 3 .

Effets de bords:

Le calcul simplifié suivant a pour but de situer l'étendue de la perturbation du profil de vitesse du film occasionnée par les bords verticaux de l'ailette.

La solution générale de l'écoulement écrite plus haut peut se mettre sous la forme suivante en posant $\delta(r)=\text{cste}$.

$$u(r, z) = \frac{g \sin \alpha}{2 \nu} (2e - z)z - \sum_{n=1} \sin \left[\frac{n \pi z}{2e} \right] \left(A_n \operatorname{ch} \frac{n \pi r}{2e} + B_n \operatorname{sh} \frac{n \pi r}{2e} \right)$$

avec $A_n = 0$ pour n pair

$$A_n = \frac{4 g \sin \alpha 4e^2}{\nu \pi^3 n^3} \text{ pour } n \text{ impair}$$

$$B_n = -A_n \frac{\operatorname{ch} \left(\frac{n \pi L}{2e} \right) - 1}{\operatorname{sh} \left(\frac{n \pi L}{2e} \right)}$$

Pour une épaisseur de film $e = 0,5$ à 3 mm et un canal de longueur $L > 10$ mm, on peut simplifier et poser: $\operatorname{ch} \frac{n \pi L}{2e} \approx \operatorname{sh} \frac{n \pi L}{2e} = \frac{1}{2} \exp \frac{n \pi L}{2e}$ alors $B_n = -A_n$.

Pour simplifier l'écriture de l'équation posons $z = z^*e$ et $r = r^*e$ (e = épaisseur du film ou demi-hauteur de la canalisation).

Pour faire apparaître explicitement l'effet de bords de la canalisation ou de l'ailette on met la solution $u(r, z)$ sous la forme: $u(r, z) = u_0(r, z) (1 - P(r, z))$ avec $u_0(r, z)$ le profil de vitesse parabolique bien connu $u_0(r, z) = \frac{g \sin \alpha}{2 \nu} e^2 (2 - z^*)z^*$

le terme de perturbation $P(r, z)$ se déduit:

$$P(r, z) = \frac{-32}{\pi^3 (2 - z^*)z^*} \sum_{n=0} \frac{1}{(2n+1)^3} \sin \left((2n+1) \frac{\pi}{2} z^* \right) \exp \left(- (2n+1) \frac{\pi}{2} r^* \right)$$

Le terme de perturbation ne dépend plus de e et L , en un point donné adimensionnel de l'épaisseur z^* , quelle que soit la valeur de l'épaisseur δ , la perturbation $P(r, z)$ sera la même.

Applications numériques:

$P(r^*, z^*)$	3	2	1	0,5	0,1	0,01	r^*
1	0,009	0,045	0,21	0,47	0,86	0,98	
0,5	0,009	0,042	0,20	0,45	0,85	0,98	
0,1	0,008	0,037	0,18	0,40	0,80	0,98	
z^*							

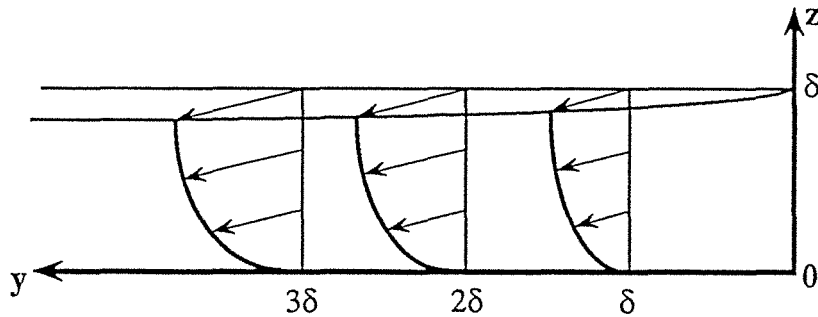


schéma du profil de vitesse du film au voisinage d'un bords

Les effets de bords sont négligeables au-delà d'une distance équivalente à 3 fois l'épaisseur du film dans la mesure où la largeur de l'écoulement est suffisante.

6.5.3.FORCE CENTRIFUGE ET EPAISSEUR DU FILM

Hypothèses du modèle: les filets qui s'écoulent en spiralant sont soumis à l'effet de la force centrifuge, cette force est équilibrée par le seul effet de la pression statique c'est à dire la variation d'épaisseur du film. La force centrifuge appliquée à chaque filet d'abscisse r est de la forme $-\rho \frac{u_\theta^2}{(R+r)}$ (avec R rayon du cylindre de base); La pression motrice à l'interface du film est constante par définition: $P = P_{atm} + \rho g z = \text{cste}$. Le profil d'épaisseur du film $\delta(r)$ vérifie alors la relation:

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \frac{\partial (\rho g \delta(r))}{\partial r} = \rho \frac{u^2(r, \delta(r))}{(R+r)} \quad (1)$$

Le profil de vitesse ne comporte pas de composante radiale, $u(r, z) = (0, u_\theta(r, z), 0)$: le film est supposé s'écouler en filets parallèles: la longueur de chaque filet est égale, quelle que soit la position r des filets sur l'ailette. Le profil d'équilibre de l'épaisseur de l'écoulement est atteint si, en chaque point de l'interface du film, la variation de pression due à la force centrifuge est compensée par la variation d'épaisseur du film.

$$\rho \frac{u^2(r_i, \delta(r_i))}{R+r_i} = \rho g \frac{d\delta(r_i)}{dr_i} \text{ avec } \delta(r_i) = \frac{1}{2} f(r_i)$$

$$\rho \frac{u^2(r_i, \delta(r_i))}{R + r_i} = \rho g \frac{d\delta(r_i)}{dr_i}$$

On vérifie ainsi que $\delta^*(n) = \delta^*(n-1) + \frac{1}{g} \frac{u^2(n, \delta(n))}{R+n} \Delta r = \delta(n) = \frac{1}{2} f(n)$

Résolution degré 0

Supposons chaque filet d'abscisse r indépendant des filets d'abscisse $(r + dr)$ et $(r - dr)$. Les profils de vitesse de chaque filet sont donnés directement par la relation de Nusselt.

$$u(r, z) = \frac{g \sin \alpha}{2\nu} (2\delta(r)z - z^2)$$

L'équation (1) a pour solution:

$$\delta^3(r) = \frac{1}{C - 3A \ln(R+r)} \text{ avec } A = g \left(\frac{\sin \alpha}{2\nu} \right)^2$$

et C la constante d'intégration telle que $C > 3A \ln(R+r)$

$$\text{soit } \delta^3(r) = \frac{1}{3A \left(\ln \frac{(R+L)}{(R+r)} + \varepsilon \right)}$$

$$\text{avec } A = g \left(\frac{\sin \alpha}{2\nu} \right)^2$$

L = largeur totale de l'ailette

R = Rayon de base de l'ailette

ε = une constante d'intégration positive

Lorsque le débit est très grand, c'est-à-dire pour $\varepsilon = 0$, l'épaisseur en $r = 0$ tend vers la limite $\delta^\infty \max = [3A \ln((R+L)/R)]^{-1/3}$, l'épaisseur vers l'extérieur de l'ailette au contraire ne cesse d'augmenter proportionnellement au débit. Ce modèle simplissime fait apparaître là ses limites, car il ne rend pas compte du fait que l'épaisseur du film augmente en fonction du débit aussi dans la zone intérieur de l'écoulement.

A.N. : Pour de l'eau à 20°C et une pente moyenne $\alpha = 1,5^\circ$, un rayon de base $R = 0,085$, une largeur d'ailette $L = 0,05$.

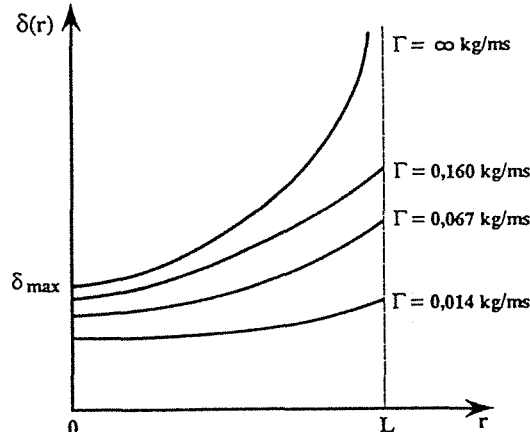


schéma évolution de l'épaisseur du film sur l'ailette modèle degré 0

La notion d'épaisseur maximale en $r = 0$ montre les limites de ce modèle simplissime; c'est pourquoi dans le calcul suivant, il est tenu compte des frottements latéraux entre filets liquides d'épaisseurs différentes.

Résolution degré 1 :

Prise en compte des forces de frottement latérales: en donnant une forme polynomial de degré 2 ou 3 à l'épaisseur du film $\delta(r)$ la solution générale équation $u_0(r,z)$ prend la forme:

Soit $f(r)$ la fonction décrivant la courbure de la paroi supérieure (double épaisseur du film).

* si $f(r) = 2\delta(r) = ar^2 + br + c$ (p: impaire)

$$\text{alors } a_{np} = \frac{-g \sin \alpha}{2\nu} \frac{4}{p\pi} (-1)^n \frac{aL^3 \left(\frac{2}{(n\pi)^3} - \frac{1}{n\pi} \right) - bL^2 \frac{1}{n\pi} - \frac{cL}{n\pi} - aL^3 \frac{2}{(n\pi)^3} + cL \frac{1}{n\pi}}{aL^3 \left(\frac{1}{6} - \frac{1}{4(n\pi)^2} \right) + bL^2 \left(\frac{1}{4} \right) + cL \left(\frac{1}{2} \right)}$$

* si $f(r) = 2\delta(r) = ar^3 + b$ (p: impaire)

$$\text{alors } a_{np} = \frac{-g \sin \alpha}{2\nu} \frac{4}{p\pi} \frac{a(-1)^n L^4 \left(\frac{6}{n\pi^3} - \frac{1}{n\pi} \right) + b \frac{2L}{n\pi} \left(\frac{1 - (-1)^n}{2} \right)}{\frac{aL^4}{16} \left(1 + \frac{1}{n\pi} - \frac{3}{8} \frac{1}{(n\pi)^3} \right) + \frac{bl}{4}}$$

Pour effectuer le calcul numérique sur toute la section d'écoulement du film, la largeur de l'écoulement est découpée en 25 intervalles $\Delta r_i = L/25$, la hauteur de l'écoulement est découpée en 40 intervalles $\Delta z_j = f(r)/40$

Les vitesses $u(r_i, z_j)$ sont calculées en chaque point de la demi-section inférieure de l'écoulement. Le débit du film est obtenu par sommation $\bar{m} = \rho \Delta r \Delta z_j(r) \sum_i \sum_j u(r_i, z_j)$.

Les quelques applications numériques effectuées montrent que les profils d'équilibre sont le plus simplement approchés par des fonctions polynomiales de la forme:

$$\delta^*(r_i) \approx \delta(r_i) = \frac{1}{2} f(r_i) = ar_i^n + b$$

- b fixe l'épaisseur minimale du film
- ar^n décrit la courbure de l'épaisseur du film

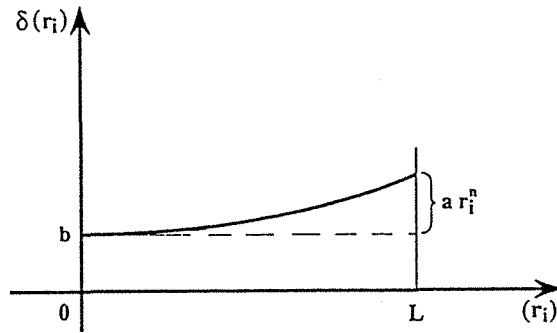


schéma du profil d'épaisseur du film

- les applications numériques suivantes ont été effectuées avec les propriétés physiques de l'eau à 20°C, le rayon de base de l'ailette est $R=8,5$ cm, sa largeur $L=5$ cm et le pas $H=2$ cm.

Épaisseur constante: Pour δ une épaisseur constante du film, l'épaisseur δ^* d'équilibre de pression s'écarte rapidement de l'épaisseur réelle.

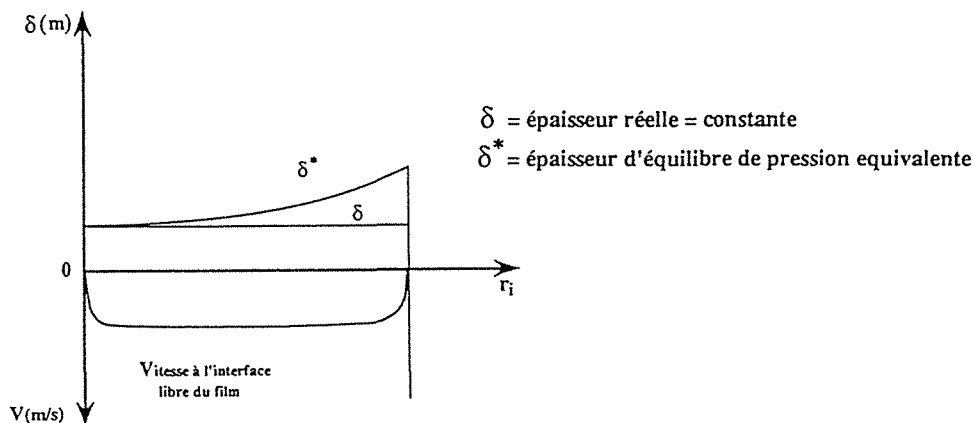


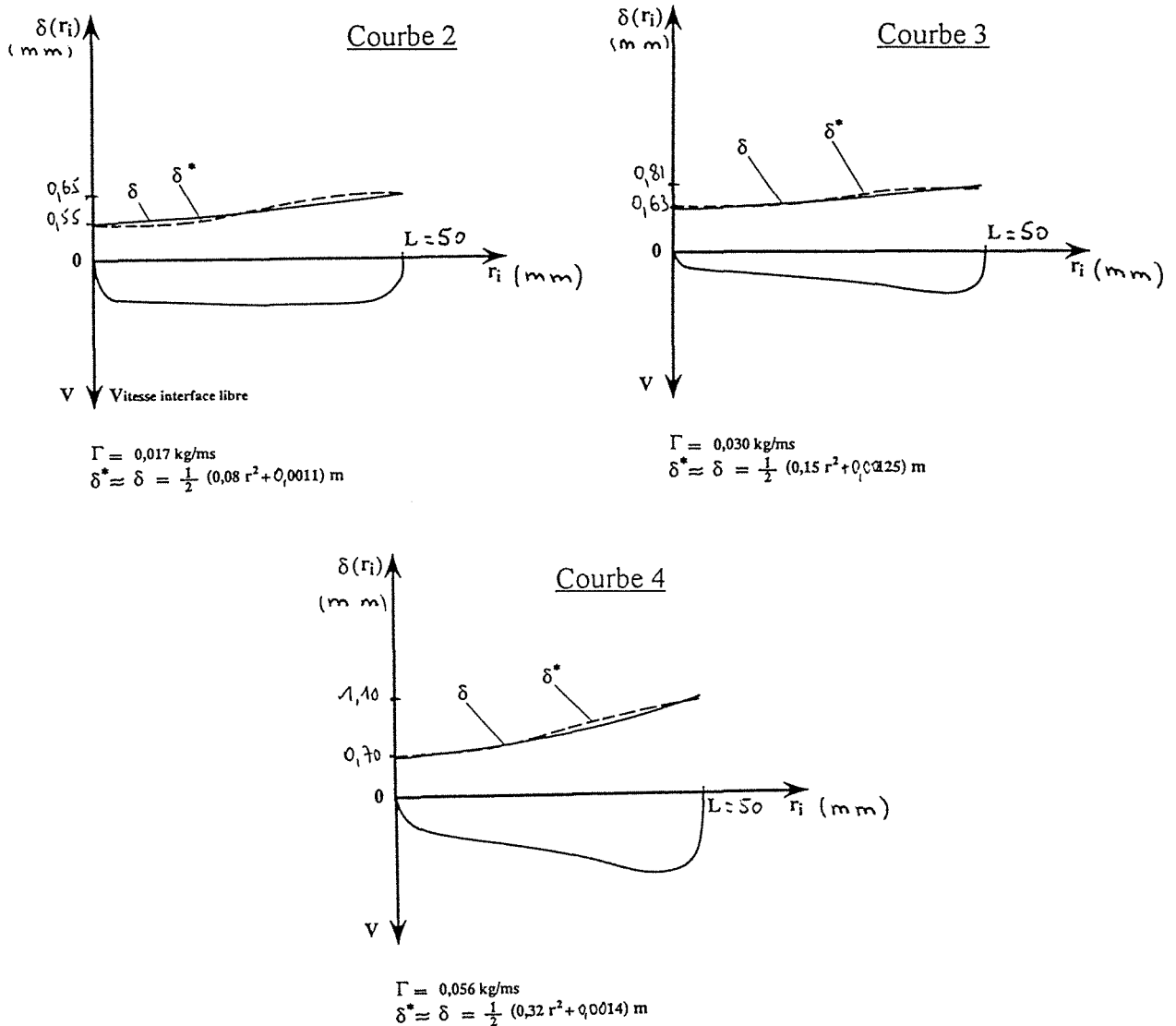
schéma des vitesses et épaisseur du film

Ainsi l'épaisseur du film ne peut rester constante, il doit avoir coïncidence entre la variation d'altitude de l'interface libre du film et la force centrifuge des filets supérieurs de liquide

Les développements mathématiques précédents permettent de calculer la carte des vitesses en tout point de la section du film d'épaisseur non uniforme. Ces cartes de vitesse sont mises à profit pour vérifier et calculer cette non-uniformité en comparant l'épaisseur physique supposée du film δ et l'épaisseur d'équilibre statique du film δ^* nécessaire à compenser l'effet de la force centrifuge.

Courbes 2, 3, 4:

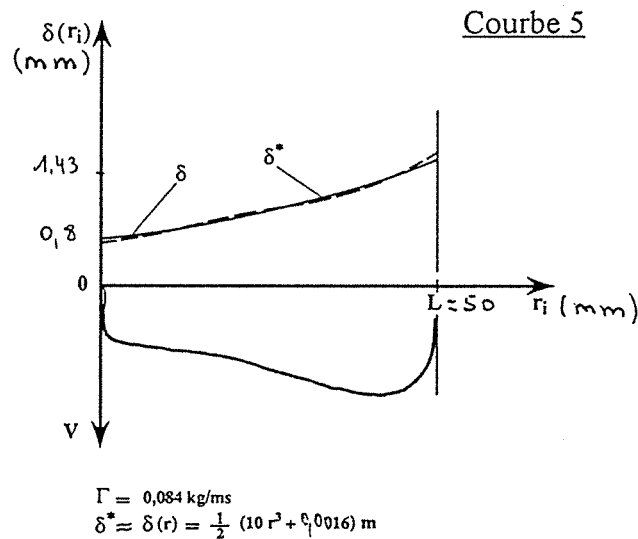
Les trois courbes suivantes montrent comment un film, tel que $\Gamma \leq 0,060 \text{ kg/ms}$, dont l'épaisseur est formulée par un polynôme de degré 2 est en bon accord avec son profil d'équilibre des forces centrifuge.



schémas des vitesses et épaisseur du film

Plus le débit augmente, plus le profil d'équilibre s'éloigne du profil d'épaisseur fixé par le polynôme de degré 2, c'est pourquoi au delà de $\Gamma = 0,060 \text{ kg/ms}$ il faut utiliser un polynôme de degré 3.

Courbe 5: Polynôme de degré 3 pour $\bar{\Gamma} \leq 0,09 \text{ kg/ms}$.



schémas des vitesses et épaisseur du film

Rmq: les calculs en fonction des différents paramètres, débit, rayon de courbure de base, largeur de l'aillette ont montré que l'intervalle de débit modélisable par un polynôme de degré donné est fixé essentiellement par le rapport L/R_0

Comparaison avec l'expérience: Le graphe ci-dessous compare les épaisseurs moyennes mesurées, les épaisseurs calculées par le modèle de Nusselt en écoulement rectiligne et celles calculées par le modèle de Nusselt avec une force centrifuge appliquée à des filets parallèles pseudo-circulaires.

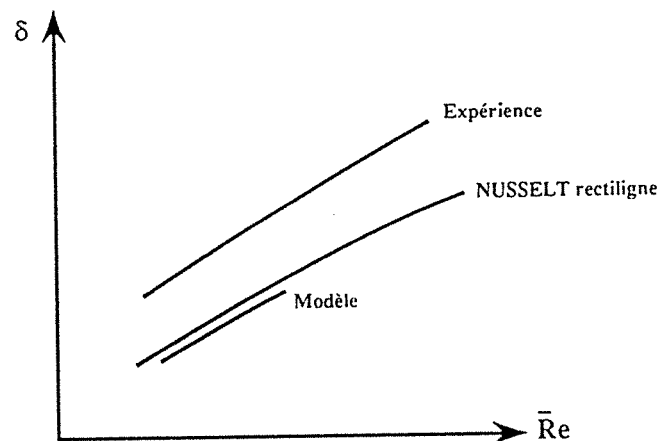


schéma de variation des épaisseurs d'un film spiralé en fonction du nombre de Reynolds

L'épaisseur moyenne du modèle de Nusselt avec une force centrifuge est toujours inférieure au modèle de Nusselt rectiligne: ceci vient simplement du profil de vitesse, de la forme $u = ay^2 + b$ combiné à une épaisseur non uniforme.

Ailette relevée: La géométrie d'aillette plane avec muret extérieur est limitée en débit à cause du débordement. Pour repousser cette limite supérieure, une solution consiste à faire adopter par l'aillette elle-même le profil d'équilibre de pression statique que devrait adopter l'interface libre d'un film d'épaisseur uniforme (voir courbe 1). Mais ce profil ne serait valable que pour un seul point de fonctionnement.

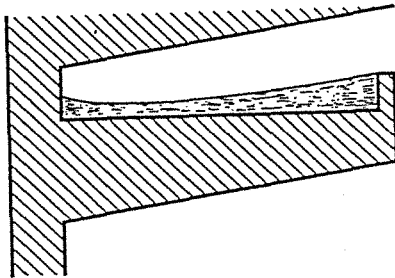


schéma d'une ailette horizontale

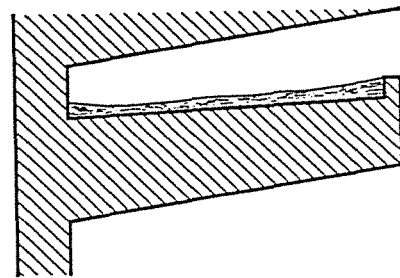


schéma d'une ailette inclinée

Le profil de l'aillette peut être rectiligne uniformément incliné, ou progressivement incliné avec une pente nulle à la base de l'aillette pour lui donner un intervalle de fonctionnement acceptable le plus large possible aussi bien dans les forts que dans les faibles débits: exemple $\alpha = 0^\circ$ à la base de l'aillette jusqu'à $\alpha = 5^\circ$ à son extrémité, pour couvrir un plus large domaine de débit.

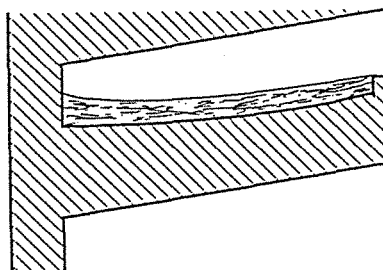


schéma d'une ailette inclinée et progressive

6.5.4. FORCE CENTRIFUGE ET VITESSE RADIALE

Après avoir supposé que le film s'écoule en filets parallèles sur une épaisseur non-uniforme, supposons maintenant que le film ruisselle en épaisseur uniforme avec des filets qui se déplacent aussi latéralement.

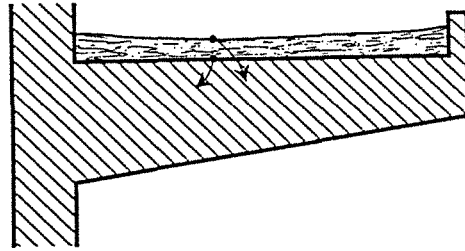


schéma des différentes lignes d'écoulement

Modèle: le film est supposé s'écouler dans un canal rectiligne tout en subissant une force latérale $-\rho \frac{u_\theta^2}{R+r}$ figurant la force centrifuge dans un écoulement courbe. Les effets de bord sont négligés. Le profil de vitesse longitudinale est donné par le modèle de Nusselt: $u_\theta(z) = (g \sin \alpha / 2\nu) (2z\delta - z^2)$. L'épaisseur du film est divisée en $2n$ couches d'épaisseur $\delta/2n$ et de largeur L qui communiquent entre elles deux à deux : $(1, 2n)$, $(2, 2n-1)$, $(3, 2n-2)$... $(n-1, n)$. Un ensemble de deux couches forme une boucle de recirculation qui figure le déplacement radial des filets.

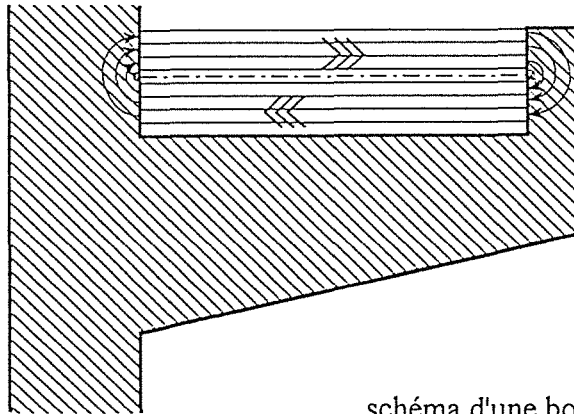


schéma d'une boucle de recirculation

Les vitesses radiales de la couche supérieure et inférieure d'une boucle ne sont pas égales, elles vérifient la relation de conservation suivante: $\frac{u_r(i)}{u_r(2n+1-i)} = \frac{u_\theta(i)}{u_\theta(2n+1-i)}$. Pour un déplacement longitudinal $r.d\theta$, si le filet supérieur $2n+1-i$ se déplace radialement d'une longueur dr , le filet inférieur i se déplace de $-dr$.

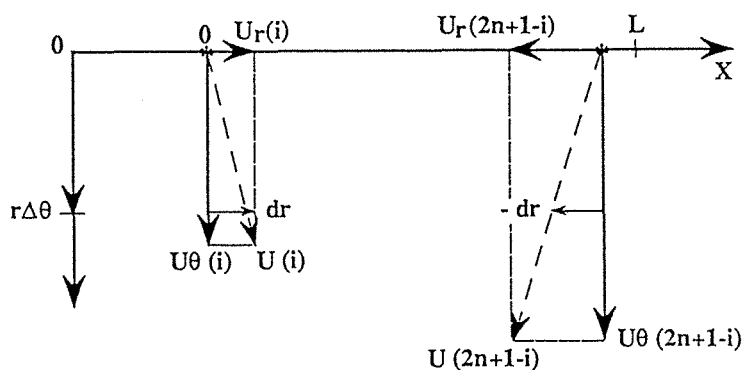


schéma de principe de déplacement latéral des filets d'une même boucle

Le film ruisselant est d'épaisseur uniforme, donc seules les forces de frottement des couches liquides se déplaçant radialement, peuvent équilibrer les forces centrifuges.

Bilan des forces centrifuges: Soit la boucle de recirculation comprenant les couches i et $2n+1-i$. Les couches i et $2n+1-i$ subissent la force centrifuge F_c :

$$F_c(i) = \rho \left(\frac{\delta}{2n} \right) u_{\theta}^2(i) L n \frac{R_0}{R_0 + L}$$

$$F_c(2n+1-i) = \rho \left(\frac{\delta}{2n} \right) u_{\theta}^2(2n+1-i) L n \frac{R_0}{R_0 + L}$$

Le bilan des forces centrifuges sur la boucle i s'écrit :

$$F_c(i) = \rho \left(\frac{\delta}{2n} \right) [u_{\theta}^2(2n+1-i) - u_{\theta}^2(i)] L n \frac{R_0}{R_0 + L}$$

Bilan des forces de frottements: Les forces de frottements s'appliquant sur la couche i et la couche $2n+1-i$ s'écrivent F_f :

$$F_f(i) = \mu L \left[\frac{u_r(i) - u_r(i-1)}{(\delta/2n)} + \frac{u_r(i) - u_r(i+1)}{(\delta/2n)} \right]$$

$$F_f(2n+1-i) = \mu L \left[\frac{\gamma(i)u_r(i) - \gamma(i-1)u_r(i-1)}{(\delta/2n)} + \frac{\gamma(i)u_r(i) - \gamma(i+1)u_r(i+1)}{(\delta/2n)} \right]$$

$$\text{avec } \gamma(i) = \frac{u_r(2n+1-i)}{u_r(i)} = \frac{u_{\theta}(2n+1-i)}{u_{\theta}(i)}$$

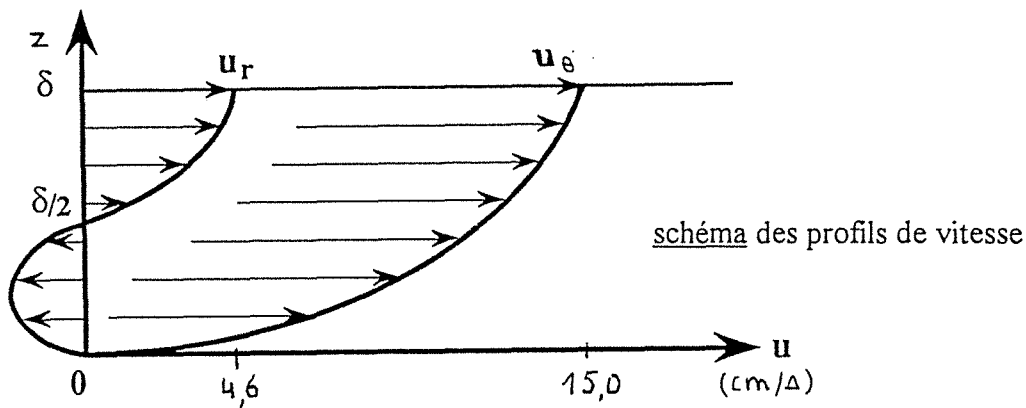
Le bilan des forces de frottements sur la boucle de recirculation s'écrit:

$$F_f(i) = \frac{\mu L}{(\delta/2n)} [2u_r(i)(1 + \gamma(i)) - u_r(i-1)(1 + \gamma(i)) - u_r(i+1)(1 + \gamma(i+1))]$$

Bilan global: En écrivant pour les n boucles de recirculation l'équation $F_c(i) = F_f(i)$, on obtient un système de n équations à n inconnues.

Applications numériques: Evolution du profil radial de vitesse en fonction du débit :

Fluide : eau à 20°C; R_0 : 8,5 cm rayon de base de l'ailette; L : 5,0 cm largeur de l'ailette; α : 3° pente moyenne et uniforme de l'écoulement.



Le profil de vitesse u_r en forme de S est le résultat du calcul dont l'hypothèse majeure est celle de la conservation de la matière dans une boucle constituée des couches i et $2n+1-i$. Dans le chapitre transfert thermique, il sera appliqué à ce profil de vitesse bi-dimensionnel, un gradient de température entre la paroi et la couche adhérente du film afin d'en tirer un coefficient de transfert de chaleur.

Equations de Navier et stockes et divergence en coordonnées réduites

Liste des coefficients intervenant dans les équations, avec leurs valeurs données par les vitesses caractéristiques

$$A4=u_r^0 u_\theta^0 / L = g^3 \sin^3 \alpha e^8 / \left(R + \frac{L}{2}\right) L v^4$$

$$A5=e(u_r^0)^2 / L = g^4 \sin^4 \alpha e^{13} / \left(R + \frac{L}{2}\right)^2 L^2 v^6$$

$$A1=(u_r^0)^2 / L = g^4 \sin^4 \alpha e^{12} / \left(R + \frac{L}{2}\right)^2 v^6 L$$

$$A2=-(u_\theta^0)^2 / L = -g^2 \sin^2 \alpha e^4 / L v^2$$

$$A3=u_z^0 / u_\theta^0 = g \sin \alpha e^5 / L \left(R + \frac{L}{2}\right) v^2$$

$$B4=vu_\theta^0 / e^2 = g \sin \alpha$$

$$B5=vu_r^0 / eL = g^2 \sin^2 \alpha e^5 / \left(R + \frac{L}{2}\right) L v^2$$

$$B1=vu_r^0 / e^2 = g^2 \sin^2 \alpha e^4 / \left(R + \frac{L}{2}\right) v^2$$

$$B2=-2vu_\theta^0 / eL = -2g \sin \alpha e / L$$

$$B3=-2vu_r^0 / L^2 = -2g^2 \sin^2 \alpha e^6 / \left(R + \frac{L}{2}\right) L^2 v^2$$

$$P1=-P_0 / \rho L = -ge / L$$

$$P2=-P_0 / \rho e = -g$$

$$D=u_r^0 / L = g^2 \sin^2 \alpha e^6 / \left(R + \frac{L}{2}\right) L v^3$$

$$S=\sin \alpha$$

$$C=\cos \alpha$$

$$H=R/L$$

$$RE=e^2 / L^2$$

$$G=-g$$

Equations de Navier et Stockes en coordonnées réduites (suite)

$$A1\left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{2}{3}u_z \frac{\partial u_r}{\partial z}\right) + A2 \frac{(Cu_\theta + A3Su_z)^2}{H+r} = P1 \frac{\partial P}{\partial r} + B1\left(RE \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{H+r} \frac{\partial}{\partial r} ((H+r)u_r) \right) + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) + B2SC \frac{1}{H+r} \frac{\partial u_\theta}{\partial z} + B3S^2 \frac{1}{H+r} \frac{\partial u_z}{\partial z}$$

$$A4C\left(u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{1}{H+r}u_ru_\theta\right) + A5S\left(u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{1}{H+r}u_ru_z\right) = P2S \frac{\partial P}{\partial z} + B4C\left(RE \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{H+r} \frac{\partial}{\partial r} ((H+r)u_\theta) \right) + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right) + B5S\left(RE \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{H+r} \frac{\partial}{\partial r} ((H+r)u_z) \right) + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} + \frac{1}{H+r} \frac{\partial u_r}{\partial z} \right)$$

$$-A4S\left(u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r}\right) + A5C\left(u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z}\right) = P2C \frac{\partial P}{\partial z} - B4S\left(RE \frac{1}{H+r} \frac{\partial}{\partial r} \left((H+r) \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right) + B5C\left(RE \frac{1}{H+r} \frac{\partial}{\partial r} \left((H+r) \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) + G$$

$$D\left(\frac{1}{H+r} \frac{\partial (H+r)u_r}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = 0$$

6.6 ECHAUFFEMENT SUR AILETTE SPIRALEE

La carte d'écoulement, la carte de vitesse bidimensionnelle, déterminée précédemment, permet la détermination de la carte des températures dans l'épaisseur du film et son évolution le long de l'écoulement. Cette carte des températures permet de déduire le coefficient de transfert de chaleur entre le film et la paroi.

6.6.1. PRESENTATION

La force volumique de pesanteur combinée aux forces surfaciques de viscosité d'un liquide établit dans un film ruisselant rectiligne un profil de vitesse longitudinale semi-parabolique bien connu, décrit par le modèle de Nusselt. Lorsque ce film ruisselant "doit" parcourir un trajet spiralé il est soumis aussi aux forces volumiques d'inertie ou force centrifuge. Expérimentalement l'inertie dans un film ruisselant se traduit par deux effets: l'épaisseur du film est plus importante vers l'extérieur de l'ailette, et l'écoulement a une composante radiale (perpendiculaire au plan et à la direction globale de l'écoulement) mise en évidence à l'aide d'un colorant, l'écoulement est bien soumis aux mêmes effets de Coriolis qu'un fluide dans une canalisation coudée.

Pour nous permettre la modélisation de la composante radiale du profil de la vitesse, les hypothèses simplificatrices suivantes sont faites:

- l'épaisseur du film est uniforme (son augmentation vers l'extérieur est négligée)
- Le profil de vitesse longitudinale (tangentielle) n'est pas affecté par la courbure de l'écoulement malgré la variation de distance à parcourir.
- l'effet des forces volumiques d'inertie sont équilibrées par les seules forces surfaciques de viscosité liées au gradient de vitesse radiale.
- le profil de vitesse radiale se développe dans le cadre précis suivant:
 - . à mi-épaisseur du film la vitesse radiale est nulle
 - . chaque couche de liquide au dessus de la mi-épaisseur du film est reliée à une couche en dessous de cette mi-épaisseur, ces deux couches diamétralement opposées forment une boucle de recirculation, le débit s'échappant de la couche supérieure se retrouve dans la couche inférieure et inversement, pour respecter le bilan matière.

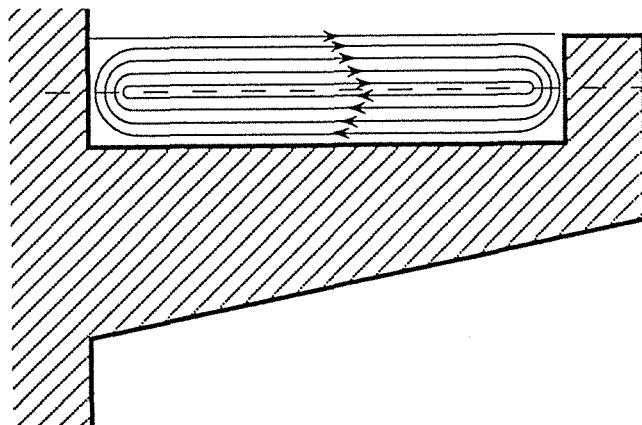


schéma des boucles de recirculation du modèle hydraulique

6.6.2 MODELE THERMIQUE

- Carte des vitesses dans l'épaisseur du film

Qualitativement l'écoulement du film est décrit par la carte de vitesse suivante:

- suivant l'axe Oy parallèle à l'écoulement, on retrouve exactement le profil de vitesse du modèle de Nusselt

$$u_y(r, z) = \frac{g \sin \alpha}{2\nu} (2\delta z - z^2)$$

- suivant l'axe Or on trouve un profil de vitesse qui satisfait les hypothèses rappelées dans la chapitre précédent.

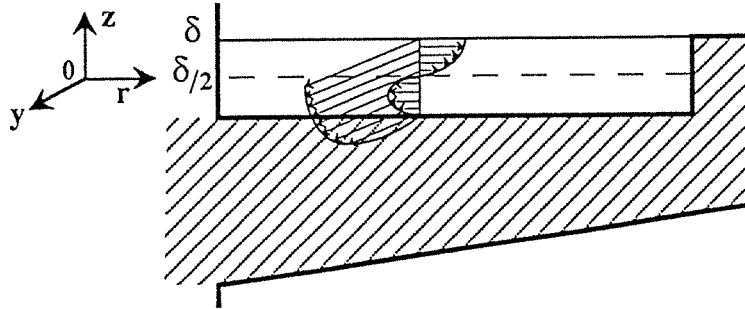


schéma de la carte de vitesse dans l'épaisseur du film

- Contraintes thermiques

Le film ruisselant est chauffé par l'ailette qui le supporte: pour simplifier le problème et accélérer le calcul numérique, on suppose l'ailette infiniment conductrice, ceci permet d'avoir la condition limite suivante: la température de paroi est uniforme. Cette température uniforme de l'ailette applique à la couche adhérente du film, au contact de l'ailette, une température elle-même uniforme. Le transfert par convection naturelle entre l'interface libre du film et l'air ambiant est supposé négligeable, l'interface libre du film ne transmet donc pas de chaleur vers l'extérieur du film. Les bords latéraux du film sont aussi isolés. Au départ du transfert de chaleur, le profil de vitesse est établi et la température est uniforme sauf la couche adhérente à la paroi qui est plus chaude. Ceci se traduit par les équations suivantes:

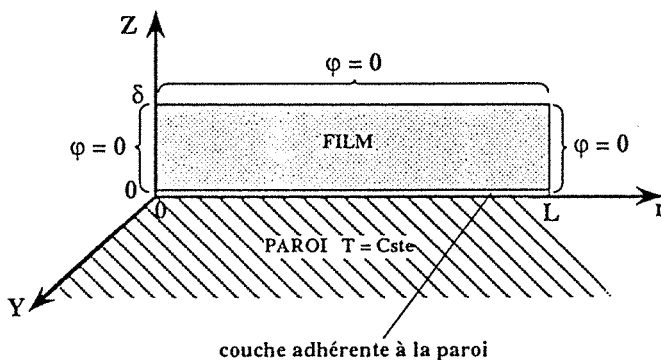


schéma du film et de la paroi

$$\begin{aligned} \text{en } y = 0 \text{ et } z \neq 0 \quad T_{film} &= T_1 \\ \text{en } z = 0 \quad T_{film} &= T_{paroi} = T_2 \\ \text{en } z = \delta, \quad \varphi = 0 \quad \text{soit} \quad \left(\frac{\partial T_{film}}{\partial z} \right) &= 0 \\ \text{en } r = 0 \text{ et } r = L, \quad \varphi = 0 \quad \text{soit} \quad \left(\frac{\partial T_{film}}{\partial r} \right) &= 0 \end{aligned}$$

- Mode de transmission de la chaleur

La chaleur se transmet dans le film par conduction suivant les deux axes Or et Oz: en chaque élément fini de volume $\Delta r \Delta y \Delta z$ à la cote y du film, on calcule la densité des flux de chaleur qu'il reçoit:

$$\varphi_r(i, j) = \frac{\lambda}{\Delta z} \left((T_{i,j} - T_{i+1,j}) + (T_{i,j} - T_{i-1,j}) \right)$$

$$\varphi_z(i, j) = \frac{\lambda}{\Delta z} \left((T_{i,j} - T_{i,j+1}) + (T_{i,j} - T_{i,j-1}) \right)$$

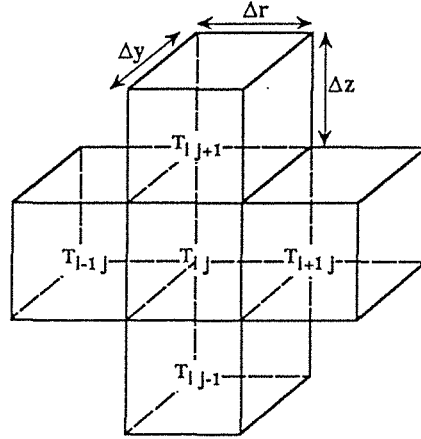


schéma de 5 éléments finis de volume contigus qui échangent de la chaleur

6.6.3 EVOLUTION DE LA CARTE DE TEMPERATURE

A partir d'une carte de température et de densité de flux de chaleur (par conduction) en y, il reste à calculer la carte de température en $y + \Delta y$ en tenant compte de la carte de déplacement de chaque élément fini de volume suivant les axes Oy (tangential, longitudinal) et Or (radial).

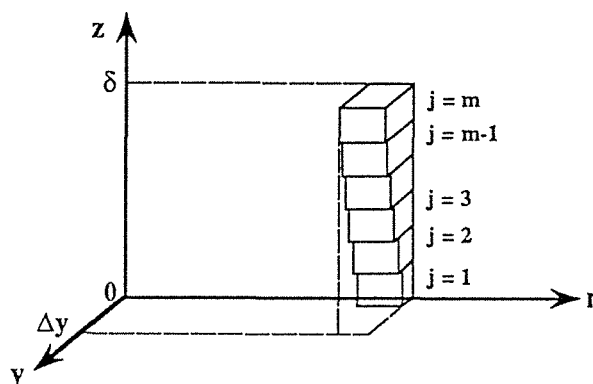
Pour parcourir la distance Δy , un élément de volume à l'interface libre du film a besoin d'un temps $\Delta \theta = \frac{\Delta y}{\frac{g \sin(\alpha) \delta^2}{2\nu}}$. Pendant ce temps $\Delta \theta$ chaque élément de volume se sera déplacé

d'une distance différente selon sa vitesse longitudinale $\Delta y_{i,j} = u_{y,i,j} \cdot \Delta \theta$ avec $\Delta y_{i,j} \leq \Delta y$ et aura reçu une quantité de chaleur $Q_{i,j} = (\varphi_r \Delta r \Delta y + \varphi_z \Delta r \Delta y) \Delta \theta$, cette chaleur reçue se traduit par

une élévation de température $\Delta T_{i,j} = \frac{Q_{i,j}}{\rho C_p \Delta v}$ avec $\Delta v = \Delta r \Delta y \Delta z$. Pour calculer la carte des

températures en $y + \Delta y$, il reste à pondérer ces élévations de température par la distance $\Delta y_{i,j}$

parcourue par l'élément de volume: $T_{y+\Delta y, i,j} = \frac{\Delta y_{i,j}}{\Delta y} (T_{i,j} + \Delta T_{i,j}) + \frac{(\Delta y - \Delta y_{i,j})}{\Delta y} T_{i,j}$



schéma

déplacement dans l'axe Oy des éléments de volume du film pendant $\Delta \theta$

Pour tenir compte du profil de vitesse radiale la démarche est similaire: pendant l'intervalle de temps $\Delta\theta$ chaque élément de la nouvelle carte de température s'est déplacé aussi d'une distance latérale Δr_j inférieure ou supérieure à Δr . Il y a alors de nouveau pondération pour calculer la température moyenne de chaque élément de volume i,j . Les éléments qui se retrouvent après déplacement hors de l'écoulement retrouvent la couche supérieure ou inférieure qui lui est associée dans sa boucle de recirculation. Dans le calcul des vitesses radiales l'une des contraintes est la conservation du bilan de matière au cours du passage d'une couche à l'autre de la boucle, or cette hypothèse ne permet pas de conserver en même temps le bilan thermique de la boucle, l'erreur commise est cependant d'autant plus faible que la température de chauffe de l'ailette est peu différente de la température du film, cette condition n'a alors plus d'influence sur le coefficient de transfert de chaleur, le résultat final recherché,

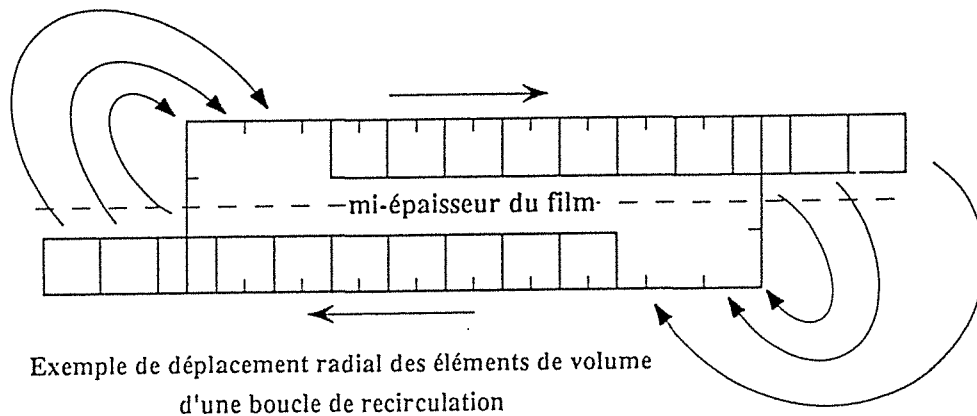


schéma de recirculation radiale des éléments de volume

6.6.4 COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR

Pour calculer le coefficient local de transfert de chaleur $h_{local\ y}$ en y du film sur l'ailette qui est isotherme, il faut calculer la température moyenne du film en y T_y , calculer la densité moyenne de flux de chaleur entre la première couche adhérente du film (couche isotherme) et la deuxième couche $\tilde{\varphi}_1$

$$T_y = \frac{\sum_i \sum_j T_{i,j} u_{y\ i,j}}{\sum_i \sum_j u_{y\ i,j}}$$

$$\tilde{\varphi}_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \varphi_z(i,1)$$

$$h_{local\ y} = \frac{\tilde{\varphi}_1}{(T_{paroi} - T_y)}$$

Le coefficient de transfert global $h_{global\ y}$ en y est calculé avec la même démarche que celle utilisée expérimentalement: soit la longueur d'échange $y = n\Delta y$ et la largeur de l'ailette

$L=m\Delta r$, la surface d'échange est $S_y = nm\Delta y\Delta r$, la température du film en y T_y a déjà été calculée, la vitesse moyenne du film $\bar{u} = \frac{1}{n} \frac{1}{m} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m u_{i,j}$, l'écart moyen logarithmique de température se calcule de manière classique $\Delta T_{lm} = \frac{(T_{paroi} - T_{film\ en\ 0}) - (T_{paroi} - T_{film\ en\ y})}{\ln \left(\frac{(T_{paroi} - T_{film\ en\ 0})}{(T_{paroi} - T_{film\ en\ y})} \right)}$

le coefficient de transfert global se calcule de manière classique:

$$h_{global\ y} = \frac{\rho \bar{u} \delta C_p (T_{film\ en\ y} - T_{film\ en\ 0})}{S_y \Delta T_{lm}}$$

Le graphique ci-dessous donne un aperçu qualitatif de l'évolution des températures moyennes et coefficients de transfert calculés par la méthode.

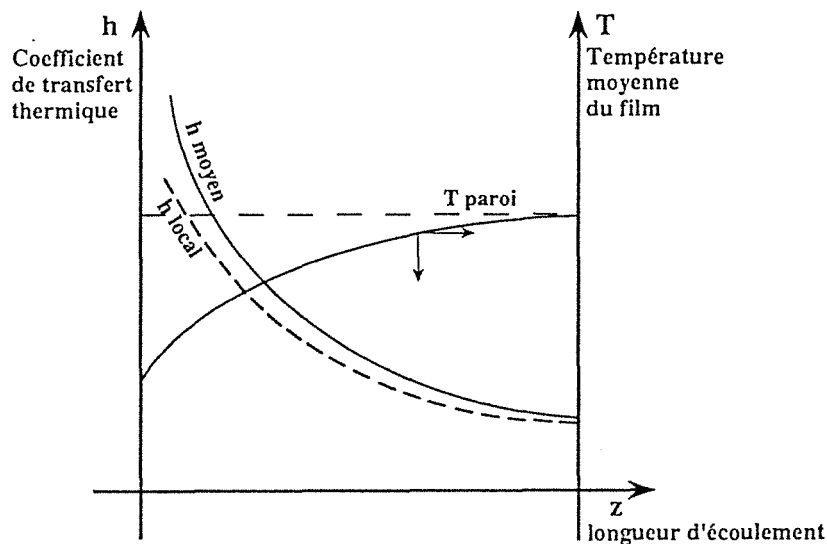
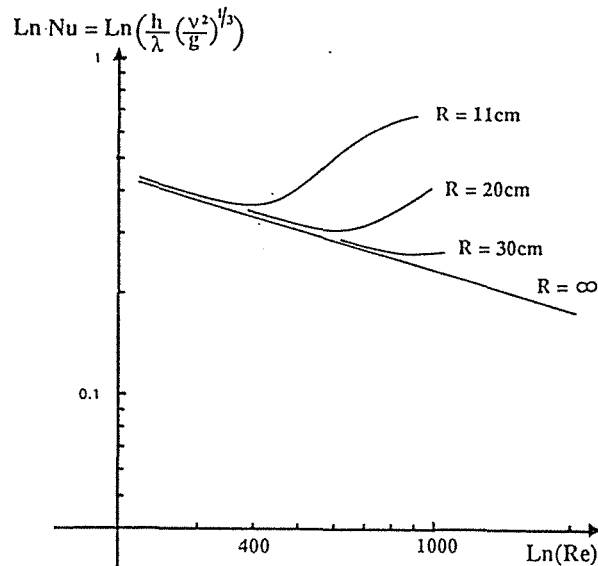


schéma d'évolution des températures moyennes et coefficients de transfert.

Influence du rayon de courbure

Pour une largeur d'ailette de 50mm et une pente moyenne $\alpha=8.05^\circ$, les courbes ci-dessous montrent l'influence du diamètre du tube de base R sur le nombre de Nusselt de l'écoulement en fonction du nombre de Reynolds.



- Pour $R = \infty$ c'est à dire pour un écoulement rectiligne, le modèle retrouve bien les valeurs attendues du modèle de Nusselt.
- Au contraire plus R le rayon de courbure de l'écoulement est petit, plus l'augmentation de Nu est importante l'effet du remélange est important.

Les courbes $\text{Ln}(\text{Nu})/\text{Ln}(\text{Re})$ se décomposent en quatre parties

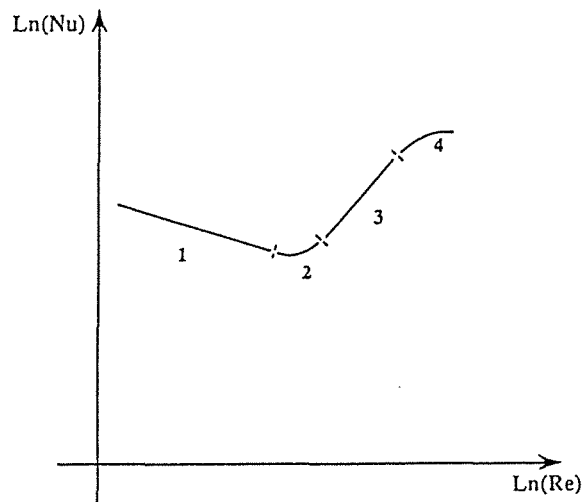


schéma d'évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre Re

- 1--- A faible débit la courbe reste confondue avec la droite d'écoulement rectiligne. le film se comporte comme un film rectiligne.
- 2--- Zone de transition, l'effet du remélange latéral commence à se faire sensible.
- 3--- Dans un intervalle de débit plus fort la courbe devient positive, l'effet du remélange latéral est prépondérant.
- 4--- Pour les plus forts nombres de Reynolds la courbe tend vers une pente horizontale, le processus de remélange atteint une limite inexpliquée.

Influence de la pente moyenne de l'écoulement

Pour une largeur d'écoulement $L=50\text{mm}$ et une courbure moyenne de l'ailette $R=110\text{mm}$, trois angles moyens d'écoulement sont imposés $\alpha=1.66^\circ$, $\alpha=3.25^\circ$, $\alpha=8.05^\circ$, ils correspondent au pas d'enroulement de l'ailette autour du tube: respectivement $H=20\text{mm}$, $H=40\text{mm}$, $H=100\text{mm}$.

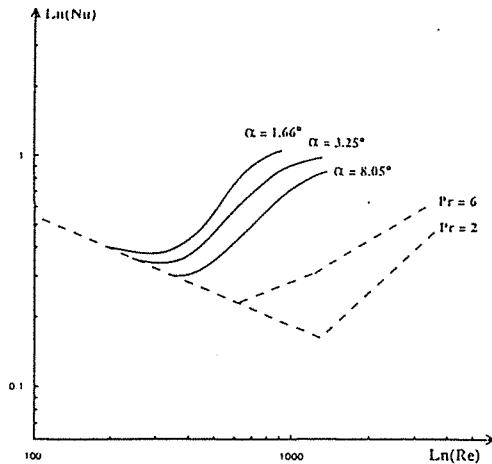


schéma d'évolution du coefficient de transfert calculé par le modèle en fonction de l'angle d'inclinaison de l'écoulement.

Plus l'angle d'inclinaison de l'écoulement est important plus le "décollage" de la courbe est tardif. Ceci est logique car à la limite si $\alpha=90^\circ$, si l'écoulement est vertical, il est aussi rectiligne. Cependant plus l'angle d'inclinaison est grand, plus l'augmentation du nombre de Nusselt est important, ceci traduit l'augmentation des forces de remélange latéral

Comparaison avec l'expérience

Les résultats du modèle sont comparés avec les résultats expérimentaux de Arnold Souestrinanto [29] décrits ci-après.

La méthode de détermination d'un coefficient de transfert repose sur la démarche bien

connue:
$$h_{global y} = \frac{\rho \dot{V} C_p (T_{film \text{ en } y} - T_{film \text{ en } 0})}{S_y \Delta T_{lm}}$$

Le débit volumique est mesuré par un débitmètre à flotteur, la température initiale du fluide est mesurée par un thermocouple plongé dans le distributeur, la température moyenne de sortie du fluide est mesurée par un thermocouple plongé dans le collecteur. Pour déterminer la température de paroi une technique spécifique a été développée. La figure ci-dessous montre comment un thermocouple est inséré dans une rainure, elle-même rebouchée par de la résine mélangée à du graphite. Trois thermocouples sont installés sur les 50mm de large de l'ailette, une rangée au niveau de l'alimentation, une autre près de la sortie. La moyenne de ces trois températures de paroi à une cote y figure par hypothèse la température moyenne de la paroi.

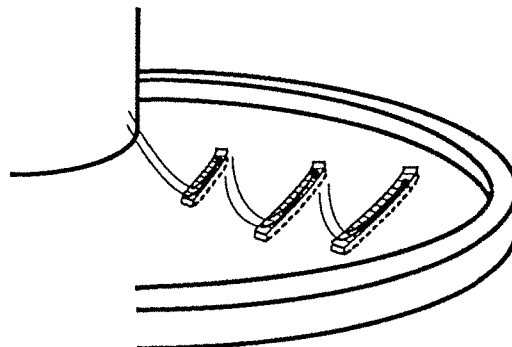
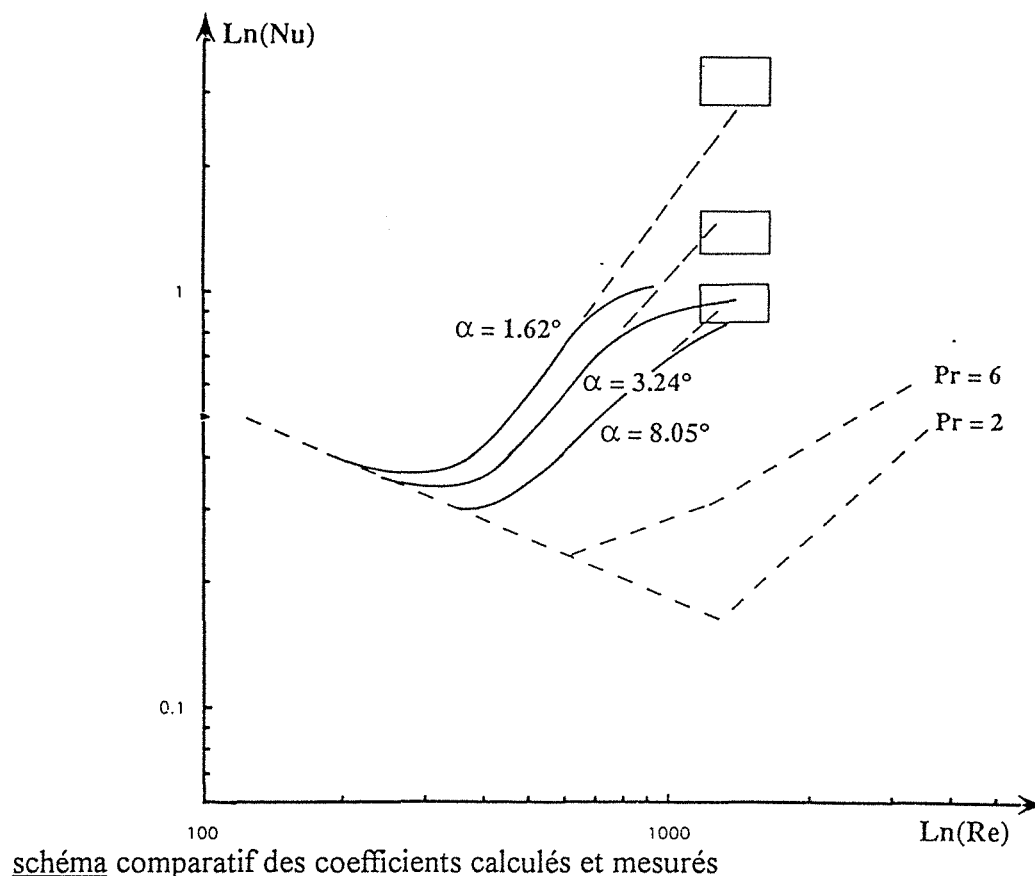


schéma des thermocouples de paroi à la surface de l'ailette

Après avoir mesuré le débit de chaleur transmis par le film, la surface d'échange, la moyenne logarithmique de l'écart de température entre l'ailette et le film, le coefficient de transfert de chaleur global peut être calculé.

Sur les trois maquettes d'ailette spiralée graphite, un seul point expérimental est disponible par maquette, aussi la confrontation des calculs du modèle est-elle limitée.



Dans le cas $\alpha=8.05^\circ$ l'accord est bon, par contre pour les angles plus faibles le modèle s'éloigne des mesures: il est mis en évidence l'anomalie du comportement asymptotique du modèle. On remarque que les résultats expérimentaux sont dans le prolongement de la portion 3 des courbes.

Conclusion

Les hypothèses très simples, simplificatrices, simplissimes du modèle hydraulique et thermique permettent de calculer un coefficient de transfert de chaleur du film, ruisselant dans des conditions très éloignées de l'écoulement rectiligne bien connu. Le comportement du modèle respecte bien les cas limites d'écoulement: écoulement rectiligne, écoulement vertical, faible débit. Le faible nombre de points expérimentaux disponibles ne contredit pas les hypothèses du modèle mais ne valide pas non plus la totalité de ses résultats.

6.7. EVALUATION D'UN EVAPORATEUR-VALEUR TECHNIQUE

6.7.1.INTRODUCTION

Un évaporateur est conçu pour répondre à différents critères thermiques, mécaniques, économiques, techniques. Un nouvel évaporateur vise à améliorer certains seulement de ces paramètres, quitte à en dégrader d'autres. D'autre part chaque application développe ces propres critères de sélection, il est donc particulièrement difficile de comparer différents évaporateurs. Cependant trois paramètres sont communs au plus grand nombre des applications et des conceptions, ce sont: la puissance transmise, le taux d'évaporation et l'espace utilisé. Ces trois paramètres caractérisent principalement le comportement thermique d'un appareil.

Un utilisateur est intéressé par le débit de solvant extrait de sa solution primaire, il est donc simultanément intéressé par la puissance et le taux d'évaporation de l'appareil. Le volume de l'appareil influera sensiblement sur le coût d'installation ou même sur la possibilité d'augmenter la capacité d'une unité déjà existante, il est nécessaire de prendre en compte le critère espace/volume d'un appareil.

La fonction Valeur Technique que l'on va préciser, aurait pu aussi être appelée Valeur Thermique Volumique par exemple.

6.7.2 VALEUR TECHNIQUE

La "Valeur Technique", que nous proposons, est une fonction qui doit combiner la puissance transmise dans l'appareil, le taux d'évaporation et le volume de l'appareil, elle s'explique ainsi:

$$\text{Valeur Technique VT} = \left(\frac{Q}{V} \right)^a \left(\frac{\tau}{V} \right)^b = Q^a \tau^b / V \quad (1)$$

avec Q la puissance transmise

τ le taux d'évaporation

V le volume de la chambre de combustion ou source de chaleur

$a + b = 1$

Les paramètres a et b permettent d'adapter la formule à différentes applications en privilégiant le facteur puissance spécifique ou la taux d'évaporation spécifique.

La puissance s'écrit d'une manière générale

$$Q = M_d C_{p_d} (T_d - T_c) + (M_d - M_c) L_v \quad (2)$$

Si la solution est bouillante alors la puissance s'écrit:

$$Q = M_v L_v \text{ avec } M_v = (M_d - M_c) \quad (3)$$

avec M_d le débit d'alimentation en diluat

M_c le débit de concentrat en sortie

T_d la température d'entrée

T_c la température de sortie

L_v la chaleur latente d'évaporation du composé volatile

Le taux d'évaporation s'écrit

$$\tau = M_v / M_d \quad (4)$$

En combinant (1) (2) (3) il vient $VT = Q / (VL_v^b M_d^b)$ (5) . Pour un liquide donné L_v est une constante et pour une chambre de combustion de volume V , l'équation (4) s'écrit:

$$VT = K_1 \frac{Q}{M_d^b} \quad \text{avec} \quad K_1 = \frac{1}{VL_v^b} \quad (6)$$

L'optimisation de la Valeur Technique VT consiste donc à maximiser la puissance Q de l'évaporateur et minimiser le débit M_d de solution diluée.

• Transfert de chaleur

La puissance transmise Q déjà explicitée (3) peut s'exprimer en terme de transfert de chaleur

$$Q = \varphi S = h_p \Delta T_p S = h_l \Delta T_l S = h_g \Delta T_g S \quad (7)$$

Avec:

S , la surface d'échange

h_p le coefficient de transfert de chaleur de la paroi

h_l le coefficient de transfert de chaleur du film

h_g le coefficient de transfert global

ΔT_p la différence de température entre les deux faces de la paroi

ΔT_l la différence de température entre les deux faces du film ruisselant

ΔT_g la différence de température entre la face intérieure de la paroi et la face extérieure du film.

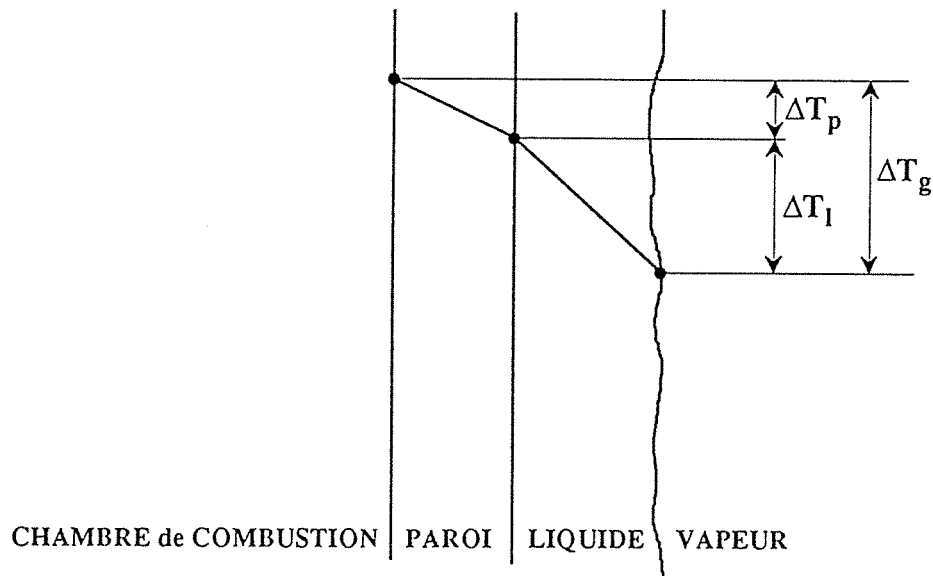


schéma du profil de température

La sommation des résistances de transfert en série et des gradients de température permet d'écrire $\frac{1}{h_g} = \frac{1}{h_p} + \frac{1}{h_l}$ avec $\Delta T_g = \Delta T_p + \Delta T_l$ (8)

L'égalité $Q/S = h_l \Delta T_l$ tirée de (8) est retenue pour développer la suite des calculs.

En combinant (6) et (7)
$$VT = \frac{1}{VL_v^b} \frac{h_l \Delta T_l S}{M_d^b} \quad (9)$$

Cette nouvelle formulation explicite que, pour une chambre de combustion de volume V donné, maximiser la Valeur Technique consiste à:

- maximiser la surface de transfert de chaleur du film S.
- maximiser le coefficient de transfert de chaleur h_l paroi/film.
- minimiser le débit de circulation du diluat d'alimentation M_d .

• Mouillage d'un film ruisselant

Il est bien connu que pour une densité de flux d'évaporation donnée, on ne peut pas diminuer indéfiniment le débit du film ruisselant. Il existe un débit minimal qui correspond à l'apparition de zones sèches, c'est le débit minimal de mouillage. Certains auteurs ont essayé d'en donner une expression théorique, d'autres ont tenté des corrélations expérimentales. Mais aucun n'a pu donner une expression générale de ce débit minimum en fonction du flux de chaleur, des caractéristiques physico-chimiques, angle de mouillage, tension superficielle, etc... Ceci montre la complexité de ce phénomène, surtout dans des conditions expérimentales de type industriel.

Après avoir fixé l'objectif de la valeur technique et apporté quelques réponses qualitatives, les développements suivants vont apporter des réponses quantitatives ou comparatives pour différentes géométries d'évaporateur à film ruisselant. Pour cela, l'étude débute par un évaporateur de type tube lisse verticale, les autres évaporateurs seront étudiés comparativement à ce tube lisse.

6.7.3 EVAPORATEUR A PAROI CYLINDRIQUE LISSE

Dans cet évaporateur comme dans les autres qui seront étudiés à la suite, la source de chaleur (1) est inscrite à l'intérieure du tube. L'espace autour du tube permet à la vapeur de se séparer du liquide, cette vapeur peut être extraite sous forme gazeuse de l'enceinte (3) ou être

auparavant condensée. Le liquide ruisselle sur la face extérieure de la paroi du tube de rayon R_0 la chambre d'évaporation (2) est annulaire.

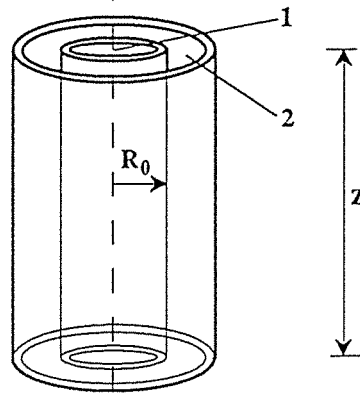


schéma d'un évaporateur à tube lisse

Les relations décrivant la cinétique d'évaporation d'un film ruisselant sont bien connues, prenons par exemple:

$$\text{en régime laminaire } Nu_l \approx 0.92 Re^{-1/3} \quad (10)$$

$$\text{en régime turbulent } Nu_t \approx 0.006 Re^{0.4} Pr^{0.65} \quad (11)$$

$$\text{en régime transitoire Schnabel [28] } Nu = [Nu_L^2 + Nu_T^2]^{1/2} \quad (12)$$

$$\text{avec } Nu = \frac{h}{\lambda} \left[\frac{v^2}{g} \right]^{1/3} \quad \text{et} \quad Re = \frac{M_d}{2\pi R_0 \mu} \quad (13)$$

• Expression spécifique de la Valeur Technique

L'étude qualitative de la fonction VT montre qu'il faut minimiser le débit M_d , c'est pourquoi seul le régime laminaire est étudié. Le volume de référence, celui de la chambre de combustion, est dans ce cas le volume du tube autour duquel ruisselle le film: $V = \pi R_0^2 Z$, la surface de base du tube est $S = 2\pi R_0 Z$ (Z est la hauteur du tube).

L'expression (9) de la Valeur Technique pour un tube lisse s'écrit :

$$VT \propto \frac{1}{VL_v^b} \Delta T_L \frac{1}{R_0^{2/3}} \frac{1}{M_d^{b+1/3}} \quad (14)$$

avec R_0 = rayon du tube
 M_d = débit d'alimentation en liquide
 ΔT_L = gradient de température paroi/film
 L_v = chaleur de vaporisation du solvant
 V = volume de la chambre de combustion
 b = exposant subjectif laissé au choix du décideur

Cette expression (14) de la Valeur Technique VT montre que son optimisation passe par la minimisation de R_0 , dans les limites de la géométrie de la chambre de combustion.

6.7.4. EVAPORATEUR A AISETTES LONGITUDINALES

Imaginons le cylindre de base de l'évaporateur précédent muni de n ailettes longitudinales, d'épaisseur constante e et de largeur L .

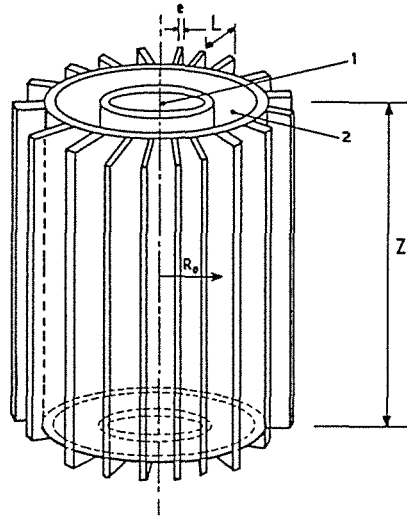


schéma d'un tube d'évaporateur avec ailettes longitudinales

Soit α la fraction de surface de base du cylindre occupée par la base des ailettes:

$$\alpha = \frac{ne}{2\pi R_o} = \frac{e}{e + da}$$

L'intervalle laissé libre entre deux ailettes est da , tel que $2\pi R_o(1-\alpha) = n da$.

L'augmentation de surface développée du tube ne correspond pas directement à une augmentation de la puissance spécifique de l'appareil car la surface d'écoulement du film se décompose en une Surface de cylindre entre les ailettes et une Surface d'ailette qui a une efficacité thermique inférieure à la surface du tube de base.

- Efficacité d'une ailette

On trouve dans les ouvrages classiques de thermique, la "théorie" de l'ailette. Une modélisation simple du champ de température au sein de l'ailette conduit à une expression simple de l'efficacité de l'ailette η_a définie par le rapport du flux de chaleur réellement transféré Q_a , à celui qui serait transféré si la conductivité de l'ailette était infiniment grande Q_o .

$$\eta_a = \frac{Q_a}{Q_o} = \frac{th(KL)}{KL} \quad (15)$$

K est un coefficient qui compare la conductivité λ_m de l'ailette et son épaisseur e avec le coefficient de transfert du film h_l sur l'ailette.

$$K = \sqrt{\frac{2h_l}{\lambda_m e}}$$

• Valeur Technique

Pour ce type d'évaporateur on étudie le rapport des Valeurs Techniques de l'évaporateur à tube vertical avec ailette VT et sans ailette VT_o.

$$\frac{VT}{VT_o} = \frac{\frac{1}{VL_v^b} \frac{1}{M_d^b} [(h\Delta TS)_l + (h\Delta TS)_a]}{\frac{1}{VL_v^b} \frac{1}{M_{da}^b} [(h\Delta TS)_{Lo}]} \quad (16)$$

Admettons que le débit de mouillage soit le même quelque soit le support, tube de base ou ailette, le débit d'alimentation du tube avec ailette M_d rapporté au débit d'alimentation du tube sans ailette M_{da} s'écrit:

$$\frac{M_d}{M_{da}} = \left(\frac{2L + da}{e + da} \right) \text{ avec } L: \text{ largeur de l'aillette}$$

da, d₀ : espace entre ailettes
e: épaisseur des ailettes

$$\frac{VT}{VT_o} = \left(\frac{2L + da}{e + da} \right)^{-b} \frac{[(h\Delta TS)_l + (h\Delta TS)_a]}{(h\Delta TS)_{lo}} \quad (17)$$

soit finalement

$$\frac{VT}{VT_o} = \left(\frac{2L + da}{e + da} \right)^{-b} \left(\frac{S_a \frac{thKL}{KL} + S_l}{S_o} \right) \quad (18)$$

avec la surface d'une ailette S_a=2.L.Z

la surface entre deux ailettes S_l=da.Z

la surface correspondantes sur le tube de base S_o=(e+da) Z

- 'da' la distance entre ailettes, est aussi faible que possible, elle est fixée par le diamètre de Oetvös pour éviter la formation d'un ménisque entre les deux ailettes, da>5mm pour de l'eau , c'est pourquoi la relation (18) ne comporte plus que 2 paramètres libres: e et L.

• Applications Numériques

La fonction th(x) tangente hyperbolique de x est une fonction croissante de x qui atteint une valeur indiscernable de l'unité (à 1% près) pour x ≥ 3. On en déduit une largeur maximale rentable de l'aillette:

$$th(KL) \approx 1, \text{ soit } KL \geq 3 \text{ soit } L \approx 2,1 \sqrt{\frac{\lambda_m}{he}}$$

Les trois courbes suivantes représentent l'évolution du rapport VT/VT_o, en fonction de la largeur de l'aillette, pour trois valeurs de b : b=0 si seule la puissance spécifique compte, b=1 si seul le taux de vaporisation compte, b=0.5 pour donner aux deux facteurs un

même poids, dans chacune des applications suivantes on a : $\lambda_m=50 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, $h_f=2000\text{W/m}^2\text{C}$, $d_a=5\text{mm}$.

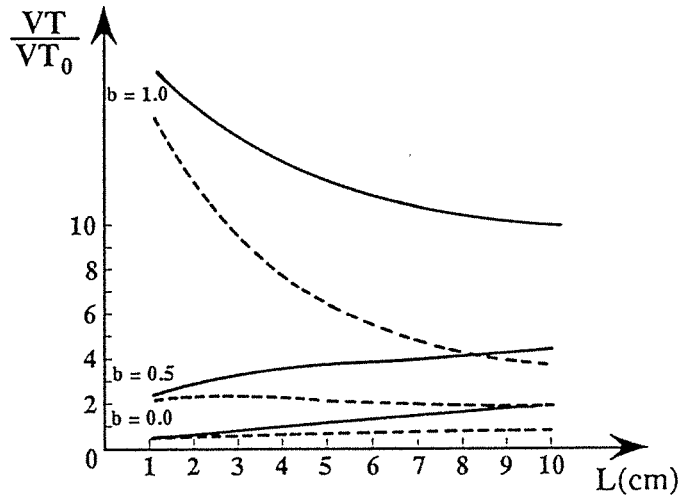


schéma $(VT)/(VT)_0$ fonction de la largeur des ailettes

Commentaires: L'addition d'ailettes verticales permet d'augmenter sensiblement la puissance spécifique d'un évaporateur à tube cependant ceci s'accompagne d'une diminution du taux d'évaporation due à l'efficacité $\eta < 1$ des ailettes. Les courbes pointillées sont obtenues pour des ailettes fictives de conductivité infinie.

6.7.5 EVAPORATEUR A AILETTE SPIRALEE

• Présentation

La conception proposée maintenant permet d'augmenter la surface d'échange de l'évaporateur au moyen d'une ailette enroulée autour d'un tube de base vertical. Cette configuration permet d'augmenter la surface d'échange sans devoir augmenter le débit d'alimentation de l'évaporateur car la largeur d'écoulement du film est la largeur de l'ailette.

• Description

Le schéma suivant représente la maquette d'évaporateur spiralé fournie par LE CARBONE LORRAINE: dans la réalité il s'agit d'un bloc de graphite usiné, dans son principe cet évaporateur est constitué d'un tube autour duquel s'enroule, spirale, une ailette comme sur un tube ailetté "standard". L'originalité de l'appareil est de placer l'axe du tube

vertical et de faire ruisseler le liquide à évaporer sur la face supérieure de l'ailette, le fluide est guidé pour ne pas déborder vers l'extérieur. Le liquide ruisselle en suivant le chemin hélicoïdal de la spire qui tourne autour du tube.

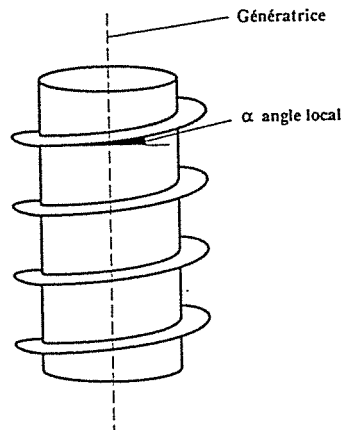


schéma d'une ailette spiralée

R_o = rayon du cylindre de base
 L = largeur de l'ailette
 E = épaisseur de l'ailette
 H = pas d'enroulement de l'ailette

La surface d'échange de l'appareil est donnée par la largeur de la face supérieure de l'ailette et le pas d'enroulement de la spire c'est à dire le nombre de spire par mètre de hauteur de tube. Il est possible d'augmenter la surface d'échange de l'évaporateur en diminuant le pas d'enroulement de la spire sans avoir à modifier le débit du film car il est seulement lié à la largeur de l'ailette.

Comparons maintenant les caractéristiques de cet évaporateur spiral avec celles d'un tube simple qui serait le tube de base de rayon R_o de ce tube à ailette spiralée.

La surface d'échange de l'ailette s'écrit: $S = \pi[(R_o + L)^2 - R_o^2] \approx 2\pi(R_o + L/2)L$

La surface d'échange du tube de base est $S_o = 2\pi R_o H$

-L'augmentation de la surface d'échange s'écrit

$$\frac{S}{S_o} = \frac{(R_o + L/2)L}{R_o H} = \frac{L}{H} \left(1 + \frac{L}{2R_o} \right) \quad (19)$$

-Le périmètre mouillé est L la largeur de l'ailette, ainsi le nombre de Reynolds de l'écoulement s'écrit $Re = M_d / L\mu$, pour un tube simple $Re = M_d / 2\pi R_o \mu$.

-La force de pesanteur agissant sur le film est $g \sin \theta$ avec θ la pente d'inclinaison de l'écoulement tel que $\sin \theta = H / (2\pi(R_o + L/2))$ (pente moyenne de l'écoulement), le nombre de Nusselt du film s'écrit:

$$Nu = \frac{h_l}{\lambda} \left(\frac{\nu^2}{g \sin \theta} \right)^{1/3} \quad (20)$$

-Le coefficient de transfert local, dans l'hypothèse où un écoulement laminaire vertical ou spiralé a des performances thermiques identiques alors $Nu = 0.92 Re^{-1/3}$

- Mouillage

Le débit minimal de mouillage n'est certainement pas le même sur une spire à faible inclinaison que sur une paroi verticale. En absence de données précises posons:

$$\frac{Re_{min}}{Re_{o min}} = r \quad , \quad r \text{ un coefficient d'ignorance (21)}$$

il vient alors,

$$\frac{M_d}{M_{da}} = r \frac{L}{2\pi R_o} \quad (22)$$

d'où le rapport des coefficients de transfert par rapport à une ailette verticale:

$$\frac{h}{h_o} = \left(\frac{r^{-1} \sin \theta}{2\pi(R_o + L/2)} \right)^{1/3} \quad (23)$$

- Valeur technique

L'équation générale du rapport des Valeurs Techniques du tube sans ailette VT_o et du tube avec ailette spiralé VT s'écrit:

$$\frac{VT}{VT_o} = (2\pi R_o)^b r^{-1/3-b} L^{1-b} \left(1 + \frac{L}{2R_o}\right) [2\pi(R_o + L/2)]^{-1/3} H^{-2/3} \frac{thKL}{KL} \quad (24)$$

Pour maximiser (24) on a la possibilité de faire varier deux paramètres L la largeur de l'aillette et H le pas d'enroulement de l'aillette, cependant à cause du matériau il faut se fixer un rapport $\psi = L/H$ limite: ceci revient à écrire $H = L/\psi + da$ (da: la distance entre la face supérieure et la face inférieure de l'aillette): le rapport des Valeurs Techniques s'écrit alors:

$$\frac{VT}{VT_o} = (cste) \frac{L^{1-b} (1 + L/2R_o)}{(R_o + L/2)^{1/3} (L/\psi + da)^{2/3}} \quad (25)$$

L'équation (25) est ainsi écrite à partir d'une seule variable L : 'da' l'espace libre entre deux ailettes est fixé par le diamètre de Oetvös, ψ est fixé par la résistance du matériau, R_o est fixé par la taille de la chambre de combustion. L'influence du paramètre L sur la fonction VT est difficilement discutable mathématiquement, c'est pourquoi une série d'applications numériques va permettre de mieux cerner l'influence de la largeur de l'aillette sur la puissance spécifique et le taux spécifique de l'évaporateur.

- Applications Numériques

Soit un cylindre de diamètre $2R_o = 15\text{cm}$ avec une distance de garde entre deux spires de l'aillette $da = 5\text{mm}$ (diamètre d'Oetvös de l'eau), le rapport limite ψ entre la largeur et l'épaisseur de l'aillette est fixé à 5, r le rapport des débits minima de mouillage entre un

écoulement vertical et l'écoulement sur l'ailette est fixé à 1, l'efficacité de l'ailette est recalculée pour chaque largeur et pente de l'ailette. Le coefficient de transfert du film sur une ailette verticale est $h=2000 \text{ W/m}^2\text{°C}$, la conductibilité de l'ailette est $\lambda_m=50 \text{ W/m}^2\text{°C}$ (graphite).

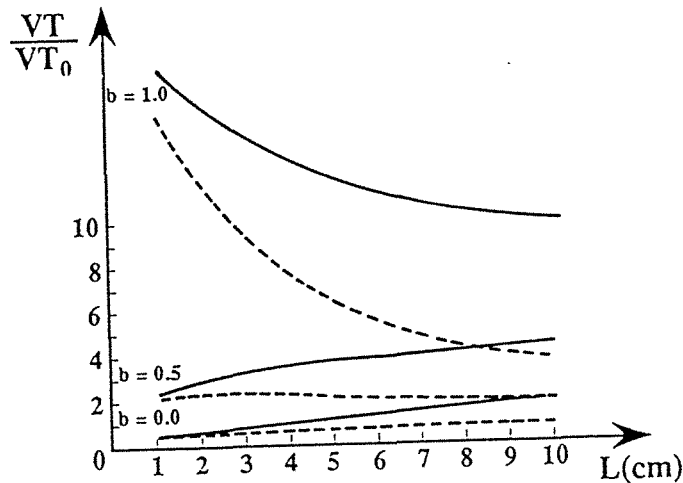


schéma Variation de VT/VT_0 en fonction de L pour $b=1; 0.5; 0$.
(Les tracés ----- représentent le cas d'une ailette infiniment conductrice)

La faible valeur de la conductibilité thermique du graphite donne des efficacités d'ailette de l'ordre de 0.5, mais dans le cas de l'aluminium $\lambda=200 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ou du cuivre $\lambda=360 \text{ W/m}^2\text{°C}$ le rendement de l'appareil serait beaucoup plus proche des courbes à conductivité infinie.

Commentaires: La puissance spécifique du tube à ailette spiralée pour $b=0$, reste toujours inférieure à celle d'un tube lisse, ceci est dû à la conductivité relativement mauvaise du matériau graphite et à la baisse sensible du coefficient de transfert de chaleur sur l'ailette liée à l'angle d'écoulement par $(g.\sin\theta)^{1/3}$, pourtant le taux d'évaporation progresse très sensiblement, avec $2R_0=15 \text{ cm}$ et $L=5 \text{ cm}$, le rapport des périmètres mouillés est de 9.4, le rapport des puissances spécifiques est 0.71, le produit des deux donne le rapport des taux d'évaporation 6.65.

6.7.6 EVAPORATEUR A MULTI-AILETTES SPIRALEES

• Présentation

En faisant spiraler 2, 3 ou n ailettes en parallèle autour du tube de base, avec un pas 2, 3 ou n fois supérieur à celui d'une monoaillette, la surface d'échange restera inchangée, par contre les caractéristiques hydrauliques du film seront sensiblement modifiées: la pente de l'écoulement sera augmentée d'où un meilleur coefficient d'échange, mais le débit total de l'appareil sera multiplié autant de fois qu'il y a d'ailettes: on peut donc s'attendre à une augmentation de la puissance spécifique du Vapospir et une diminution du taux d'évaporation.

• Valeur technique

Le rapport des Valeurs Techniques du tube avec une ou n ailettes spiralées s'écrit à partir de la formule de base (9)

$$\frac{VT_n}{VT_1} = \left(\frac{M_{d1}}{M_{dn}} \right)^b \frac{\Delta T_n}{\Delta T_1} \frac{h_n}{h_1} \left(\frac{Sn}{S1} \right) \quad (26)$$

soit

$$\frac{VT_n}{VT_1} = n^{\left(\frac{1}{6}-b\right)} \frac{th(K_n L)}{th(KL)} \quad \text{avec} \quad K_n = \left(\frac{h_1 r^{1/3}}{\lambda_m E} \left(\frac{nH}{2\pi(R_o + L/2)} \right)^{1/3} \right)^{1/2} \quad (27)$$

et E l'épaisseur de l'aillette

Applications Numériques

En prenant comme référence une seule ailette spiralée de largeur 5cm et d'épaisseur 1cm, en prenant le rapport r des débits minimaux de mouillage égal à 1, un coefficient de transfert de chaleur vertical $h=2000 \text{ W/m}^2\text{C}$, la figure suivante montre l'évolution de VT en fonction du nombre d'aillette pour $b = 1; 0.5; 0$.

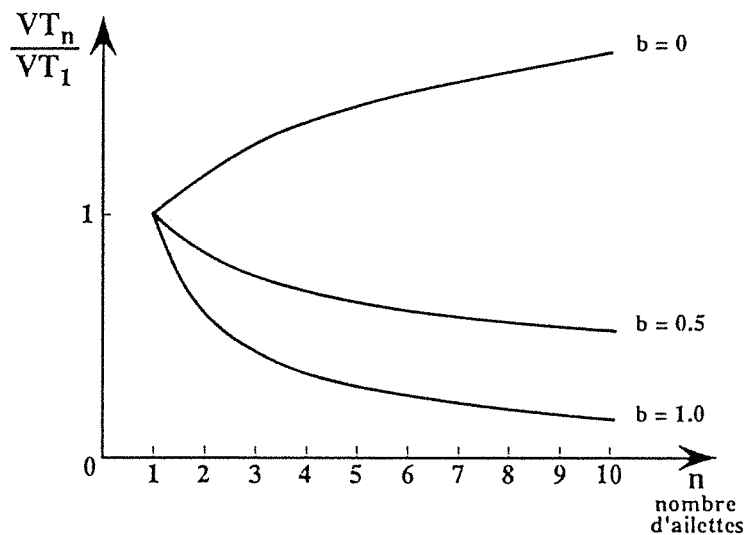


schéma Evolution de la valeur Technique V.T. en fonction du nombre d'aillette en parallèle.

Le tableau ci-dessous rassemble les Valeurs Techniques du Vapospir avec une ou n ailettes rapportées aux performances d'un évaporateur à tube simple vertical: VT_n / VT_o tel que:

$$\frac{VT_n}{VT_o} = \frac{VT_n}{VT_1} \frac{VT_1}{VT_o} \quad (28)$$

Tableau des VT_n / VT_o

n	1	2	3	4	5	6
b=0.0	0.32	0.57	0.76	0.90	1.02	1.10
b=0.5	2.18	1.97	1.73	1.54	1.38	1.25
b=1.0	14.9	6.80	3.99	2.64	1.93	1.48

Tableau des rapports des Valeurs Techniques du Vapospir multi-ailette divisée par la Valeur Technique du tube lisse VT_n / VT_o .

En prenant un nombre suffisant d'ailettes le rapport des Valeurs Techniques est toujours supérieur à un, quelle que soit la valeur de b. Par exemple, pour $n=5$, le taux d'évaporation est doublé, sans que soit pénalisée la puissance spécifique de l'installation.

6.7.7 CONCLUSION

Le tube à ailettes verticales permet uniquement d'augmenter la puissance spécifique d'un tube lisse par le biais de la surface développée pondérée par l'efficacité des ailettes.

La spire inclinée augmente la puissance spécifique d'un tube lisse par la surface d'ailette pondérée par son efficacité thermique et le rapport des coefficients de transfert du film ($h/h_o = \sin \theta^{1/3}$, θ la pente de l'écoulement). Le taux d'évaporation est donné par le rapport des largeurs mouillées $\pi R_o/L$ pondéré par le rapport des puissances.

Plusieurs ailettes en parallèle pondèrent la puissance d'une mono-spire par le coefficient de transfert $(\sin \theta / \sin n\theta)^{1/3}$ supérieur à 1, le taux d'évaporation est inversement proportionnel au nombre de spires pondéré par l'augmentation de la puissance. On peut s'attendre dans la réalité à obtenir des coefficients de transfert plus important sur une spire par l'effet de la force centrifuge. Il est cependant plus difficile de prévoir l'évolution des débits de mouillage, car si les forces cinétiques (stabilisantes) du film faiblement incliné sont faibles, l'épaisseur du film et le remélange latéral de l'écoulement pourraient agir favorablement sur la stabilisation du film.

**AUTORISATION DE SOUTENANCE DE THESE
DU DOCTORAT DE L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE
DE LORRAINE**

o0o

VU LES RAPPORTS ETABLIS PAR :

Monsieur MEUNIER Francis, Directeur de Recherche CNRS, LIMSI
Orsay,

Monsieur BAUER J.Marie, Docteur ès-Sciences, Ste Le Carbonne Lorraine
Pagny-sur-Moselle,

Monsieur PENTENERO André, Professeur, UHP Nancy I.

Le Président de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, autorise :

Monsieur CLAUZADE Bertrand

à soutenir devant l'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE,
une thèse intitulée :

"Etude des échangeurs et évaporateurs à film ruisselant sur parois en
graphite".

en vue de l'obtention du titre de :

**DOCTEUR DE L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE
LORRAINE**

Spécialité : "GENIE DES PROCEDES"

NANCY BRABOIS
2, AVENUE DE LA
FORET-DE-HAYE
BOITE POSTALE 3
F - 5 4 5 0 1
VANDŒUVRE CEDEX

Service Commun de la Documentation
INPL
Nancy-Brabois

Fait à Vandoeuvre le, 15 Mai 1996

Le Président de l'I.N.P.L.,

M. LUGIUS

