

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur

Université de Blida

THESE

Présentée
à l'Institut de Mécanique

pour l'obtention du Diplôme de
MAGISTER EN MÉCANIQUE

OPTION : ÉNERGÉTIQUE

**INFLUENCE DE LA GÉOMÉTRIE INTERNE
DES FAISCEAUX TUBULAIRES SUR LES
PERFORMANCES DES ECHANGEURS
INDUSTRIELS**

Etudiée par :
A. LAMECHE

Dirigée par :
Dr M. ZAHZAM

Soutenu le : 21 Décembre 1994

Devant la commission d'examen.

• **PRÉSIDENT**

Professeur : M. BOUHAEFU.S.T.H.B

• **EXAMINATEURS**

Docteur : M. DAMOUU.S.T.B

Docteur : A. TOUATI.....U.S.T.B

Docteur : S. BENAYAD.....I.A.P

• **RAPPORTEUR**

Docteur : M. ZAHZAM.....U.S.T.B

BLIDA, 1994

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur

Université de Blida

THESE

Présentée

à l'Institut de Mécanique

pour l'obtention du Diplôme de
MAGISTER EN MÉCANIQUE

OPTION : ÉNERGÉTIQUE

**INFLUENCE DE LA GÉOMÉTRIE INTERNE
DES FAISCEAUX TUBULAIRES SUR LES
PERFORMANCES DES ECHANGEURS
INDUSTRIELS**Etudiée par :
A. LAMECHEDirigée par :
Dr M. ZAHZAM*Soutenue le : 21 Décembre 1994**Devant la commission d'examen.***• PRÉSIDENT**

Professeur : M. BOUHADEFU.S.T.H.B

• EXAMINATEURS

Docteur : M. DAMOUU.S.T.B

Docteur : A. TOUATIU.S.T.B

Docteur : S. BENAYADI.A.P

• RAPPORTEUR

Docteur : M. ZAHZAMU.S.T.B

BLIDA, 1994

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à Monsieur BOUHADEF, Responsable du laboratoire de mécanique des fluides de l'U.S.T.H.B pour avoir accepté de juger ce travail. Qu'il trouve ici l'expression de ma très vive gratitude pour m'avoir fait l'honneur, malgré ses multiples responsabilités, de participer au jury et d'en assurer la présidence.

Je suis particulièrement reconnaissant à Monsieur M. ZAHZAM, Maîtres de conférences à l'U.S.T.B pour les précieux conseils et les encouragements qu'il n'a cessé de me prodiguer tout au long de ce travail, dont il a assuré la Direction.

J'adresse mes vifs remerciements à Messieurs M. DAMOU, A. TOUATI, Maîtres de conférences à l'U.S.T.B, ainsi qu'à Monsieur S. BENAYAD, Chargé de cours à l'I.A.P, d'avoir accepté de juger ce travail.

Que Mesieurs A. TAHI, Chercheur à l'U.L.B (BRUXELLE) et M. BELAHCENE Chargé de cours à l'I.A.P avec les quelles j'ai eu de nombreuses et fructueuses discussions, veuillent bien trouver ici l'expression de ma gratitude.

J'adresse tous mes remerciements aux personnes qui ont contribué à l'accomplissement de ce travail, en particulier :

- Le personnel du laboratoire de mécanique de l'U.S.T.B, pour les facilités qu'il m'a accordées pour la réalisation de ce travail, en particulier le Technicien Aissa, et la secrétaire Hnifade la P.G.
- Mademoiselle N. BOUGHRIRA ainsi que Monsieur K. FIDAH et H. BAITSA, qui ont assuré la frappe et le tirage avec diligence et beaucoup de soins.
- Tous mes amis qui m'ont aidé et encouragé tout au long de ce travail trouvent ici mes remerciements les plus sincères, en particulier L. MAGHRAOUI Ingénieur en géophysique et K. HENDA (Chercheur au H.C.R).

Je ne saurais oublier mon épouse, qui ma soutenu et encouragé tout au long de ce travail.

*A ma mère, à ma femme,
à ma famille.*

MONENCLATURE

(x, y, z)	coordonnées cartésiennes
(x^*, y^*, z^*)	coordonnées cartésiennes adimensionnelles
r_i	coordonnées radiales
t	temps
k	conductivité thermique
h	coefficient d'échange par convection
Q	Quantité de chaleur
q_x, q_y, q_z	flux de chaleur suivant les directions x, y, z.
q^*	chaleur générée par unité de volume
T_p	température de la paroi
T_m	température du mélange
T_e	température d'entrée du fluide
T_s	température de sortie de fluide
T^*	Température adimensionnelle
p	pression
U_z	vitesse longitudinale suivant la direction (o z.)
\bar{U}	vitesse moyenne de l'écoulement
ρ	masse volumique
m	débit massique
u	Viscosité cinématique
μ	Viscosité dynamique
C_p	Chaleur spécifique à pression constante
a	diffusivité thermique
V	Volume

L	longueur de la conduite
D	diamètre intérieur de la conduite
A	surface d'échange perpendiculaire au flux thermique
A_p	surface de passage
A_{ch}	surface de la chicane
ΔP	chute de pression
β	gradient de pression
ΔH	dénivellation au point $M(r,z)$
f	coefficient de frottement
λ	coefficient de perte de charge
τ_0	Force de frottement par unité de surface
ε/D	Rugosité relative
s'/D	rapport exprimant l'espacement entre les chicanes
W/D	rapport exprimant l'espacement chicane - paroi
α	angle d'ouverture des chicanes
N	nombre de chicanes
δ_1, δ_2	épaisseur des couches
η	rendement du turbulateur
Re	Nombre de Reynolds
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
$\bar{\nabla}$	opérateur gradient (Vecteur)
$\bar{\nabla}^2$	opérateur Laplacien en coordonnées cartésiennes, ($\partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2 + \partial^2/\partial z^2$)

RESUME

Le transfert de chaleur entre fluides, et particulièrement entre les gaz chauds et l'eau demeure d'une grande application surtout dans les échangeurs industriels à faisceau tubulaire de fumée.

Cette étude est consacrée à une approche expérimentale basée sur l'analyse du comportement dynamique et thermique de l'écoulement forcé des gaz chauds en présence d'obstacles de différentes configurations, modifiant la géométrie tubulaire interne, dans le but d'améliorer les performances des échangeurs (rendement, coefficient global d'échange, consommation du combustible, etc ...) à partir de l'impact de la turbulence sur le transfert de chaleur dans le système chicane - conduite - calandre.

SOMMAIRE

□ INTRODUCTION	12
----------------------	----

CHAPITRE I

Analyse des phénomènes de transfert de chaleur en convection forcée

□ I.1 - INTRODUCTION	15
□ I.2 - PHÉNOMÈNE DE LA TURBULENCE	15
I.2.1 Nature de la turbulence	15
I.2.1.1 Propriétés observables des écoulements turbulents	16
I.2.1.2 Point de vue classique sur la turbulence	16
I.2.2.3 Approche de la turbulence	18
□ I.3 - ECOULEMENT DANS UNE CONDUITE À SECTION CIRCULAIRE	21
I.3.1 - Problème dynamique	21
I.3.1.1 - Profil de vitesse en conduite	22
I.3.2 - Problème thermique	24
I.3.2.1 - Profil de température	25
I.3.2.2 - Calcul du coefficient de transfert de chaleur	26

CHAPITRE II

Analyse des méthodes d'amélioration de l'échange de chaleur

□ II.1 - INTRODUCTION	29
□ II.2 - TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONDUCTION	30
II.2.1 - Equation générale de la conduction	30
II.2.2 - Conduction unidimensionnelle en régime transitoire	32

□ II.3 - TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION	33
II.3 .1- Equation générale de la convection	34
□ II.4. MÉTHODES D'AMÉLIORATION DE L'ÉCHANGE DE CHALEUR	35
II.4.1 Surfaces à ailettes	36
II. 4.2 Surfaces rugueuses	37
II.4.3 Turbulateurs	41
II.4.4 Rendement du turbulateur	42
□ II. 5. POSITION DU PROBLEME	43
II.5.1- Echange de chaleur entre deux fluides séparés par une paroi plane	45

Chapitre III

Etude expérimentale

□ III. 1 - ANALYSE DYNAMIQUE	49
III. 1.1 - Montage expérimental	49
III.1.2 - Système d'alimentation	50
III.1.3 - Dispositif de mesure	53
III.1.3.1 - Mesure du module de la vitesse	53
III. 1.4 - Précision des mesures	55
III. 1.5 - Méthodologie expérimentale	55
III. 1.5.1 - Pertes de charge linéaire Δh_e	55
III. 1.5.2 - Pertes de charge singulière Δh_s	55
□ III.2 ANALYSE THERMIQUE	57
III. 2.1 Montage expérimental	57
III. 2.2 Dispositif de mesure de la température	61
III. 2.2.1 Mesure de la température	61
III. 2.3 Méthodologie expérimentale	62

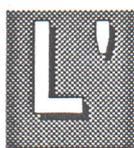
CHAPITRE IV

Résultats expérimentaux et discussion

□ IV. 1 - RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX	64
IV.1.1 Analyse dynamique	64
IV.1.2 Analyse thermique	65
□ IV.2 ANALYSE DES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET DISCUSSION	66
IV.2.1 - Partie dynamique	66
IV.2.1.1 - Influence de l'angle de passage (α)	66
IV.2.1.2 - Influence de la configuration géométrique des chicane	66
IV.2.1.3 - Influence de la disposition des chicane (S/D)	67
IV.2.1.4 - Influence du nombre de chicane	67
IV.2.2 Partie thermique	67
IV.2.2.1 - Influence de l'angle d'ouverture (α)	68
IV.2.2.2 - Influence de la configuration géométrique de la chicane	68
IV.2.2.3 - Influence de la disposition des chicane (S/D)	68
IV.2.2.4 - Influence du nombre de chicane	69
IV.2.2.5 - Influence de l'angle de passage, de la configuration géométrique, de la disposition et du nombre de chicane	69
IV.2.2.6 Influence de la puissance de chauffe	69
□ CONCLUSION	
□ ANNEXE	
□ BIBLIOGRAPHIE	
□ PUBLICATION DES RÉSULTATS	

INTRODUCTION

INTRODUCTION



ensemble des secteurs industriels, qu'il s'agisse de la chimie, pétrochimie, cosmétologie, pharmacie, agroalimentaire, traitement des surfaces ou sidérurgie utilise dans ces procédés de fabrication des liquides ou des gaz dont l'état ou le changement d'état nécessite un apport calorifique.

Nous nous référons à la chronologie de l'évolution technologique et aux principes fondamentaux qui ont participé à la conception d'une gamme très diversifiée d'échangeurs, pour mettre en évidence le champ d'amélioration des performances des échangeurs industriels, dont les spécificités élargissent les solutions possibles de chauffage des liquides et des gaz en circulation.

Parmi les principes fondamentaux participant aux performances et originalité d'un échangeur, on peut citer :

- ➔ La structure des éléments chauffants et la nature de leurs constituants permettant de dissiper les flux de chaleur ;
- ➔ La densité et la disposition des éléments chauffants ;
- ➔ Les caractéristiques géométriques des éléments chauffants (interne et externe).

Ainsi les essais de turbulateurs équipés de chicanes de différentes géométries et à différentes dispositions devraient nous conduire à un compromis entre les paramètres dynamiques et thermiques de l'écoulement des gaz dans les tubes, Coefficient de frottement, perte de charge, taux de turbulence, Re , Nu ,... , afin d'aboutir à une corrélation entre le taux de turbulence et le coefficient global d'échange de chaleur.

Cette corrélation basée sur l'identification d'une configuration optimale de chicane serait d'un apport appréciable pour de nouvelles conceptions d'appareils thermiques ou pour optimiser les indices économiques d'exploitation des réseaux de transfert thermique.

L'approche expérimentale proposée sera basée sur des essais dynamiques et thermiques dans un tube d'échangeur en présence d'un turbulateur composé de chicanes de différentes configurations.

CHAPITRE I

**Analyse des phénomènes de transfert
de chaleur en convection forcée.**

CHAPITRE I

Analyse des phénomènes de transfert de chaleur en convection forcée

I.1 - INTRODUCTION

Ce chapitre est consacré à l'analyse théorique des phénomènes de transfert thermique en écoulement turbulent à l'intérieur des conduites circulaires. Néanmoins, nous soulignons les principaux résultats d'études des phénomènes de transfert thermique à partir du comportement dynamique du fluide caloporteur.

Les phénomènes de transfert de chaleur entre une paroi et un écoulement d'air turbulent en convection forcée ont fait l'objet de très nombreuses études théoriques et expérimentales.

Ceci s'explique par l'intérêt pratique croissant présenté par ces problèmes dans les écoulements à l'intérieur des réacteurs nucléaires et dans les échangeurs de chaleur.

Ces transferts dépendent essentiellement de la nature de l'écoulement et des conditions aux limites, différentes méthodes de résolution de l'équation d'énergie ont été établies, notamment la méthode des différences finies, le développement en série, le développement asymptotique, etc...

Des théories semi-empiriques ont pu être élaborées, mais il n'existe pas encore de solutions exactes, pour le transfert de chaleur dans les conduites pour un écoulement turbulent.

Afin de situer le présent travail, nous présentons quelques résultats précédemment établis, concernant les différentes méthodes de résolution de l'équation d'énergie et des différents moyens expérimentaux mis en œuvre pour la détermination du transfert de chaleur.

1.2 - PHÉNOMÈNE DE LA TURBULENCE

1.2.1 Nature de la turbulence

La turbulence est une propriété de l'écoulement et non du fluide lui-même, il n'existe pas de définition de la turbulence en milieu fluide, ni d'ailleurs de théorie générale de la turbulence. La turbulence est alors caractérisée par un certain nombre de propriétés observables.

1.2.1.1 Propriétés observables des écoulements turbulents

- Signal irrégulier dans l'espace et dans le temps.

[Les grandeurs physiques telles que vitesse et pression varient de façon aléatoire]

- Ecoulement rotationnel
- Diffusivité élevée
- Phénomène tridimensionnel
- Caractère imprévisible des trajectoires
- coexistence de tourbillons de tailles très diverses.
- Forte dissipation.

1.2.1.2 Point de vue classique sur la turbulence

La turbulence est un mouvement tourbillonnaire qui, aux nombres de Reynolds élevés couramment atteints, présente un spectre étendu de dimensions de tourbillons et un spectre correspondant en fréquence.

Le mouvement toujours rotationnel peut-être conçu comme un enchevêtrement de structures tourbillonnaires dont les secteurs rotationnels sont orientés dans toutes les directions et sont fortement instationnaires.

- Les plus gros tourbillons, qui sont associés aux basses fréquences du spectre, sont déterminés par les conditions aux limites de l'écoulement et leur dimension est de l'ordre de grandeur du domaine occupé par l'écoulement.
- Les plus petits tourbillons, associés aux hautes fréquences, sont déterminés par les forces visqueuses.
- La largeur du spectre, c'est-à-dire la différence entre les plus gros et les plus petits tourbillons augmente avec le nombre de Reynolds. Ce sont surtout les mouvements à grande échelle qui transportent la quantité du mouvement et de la chaleur et qui contribuent aux corrélations $U_i U_j$ et $U_i \gamma$ où :

U_i représente les composantes de vitesse

γ scalaire transporté

Ainsi ce sont d'abord ces gros tourbillons qui devront être considérés pour la détermination de $U_i U_j$ et $U_i \gamma$ dans le modèle de turbulence.

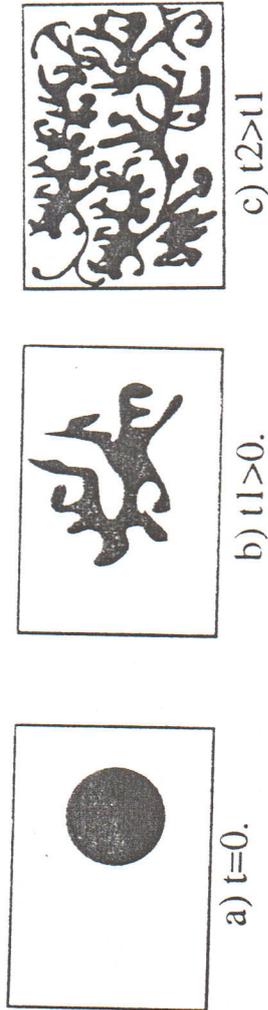


Figure I.1 : Evolution d'un volume sous l'effet de la diffusion turbulente
(d'après Monin & Yaglom 1971)

Les structures turbulentes peuvent être considérées comme des éléments tourbillonnaires qui s'étirent les uns les autres.

Cet allongement des filets tourbillonnaires est un des aspects essentiels du mouvement turbulent. Il produit le passage de l'énergie à des échelles de plus en plus petites jusqu'à ce que les forces visqueuses deviennent actives et dissipent l'énergie : C'est la cascade d'énergie.

Ainsi, le taux de dissipation d'énergie est déterminé par les mouvements à grande échelle bien que la dissipation soit un processus visqueux dont les petits tourbillons sont le siège. La viscosité du fluide ne détermine pas le taux de dissipation, mais seulement l'échelle à laquelle cette dissipation se produit ; plus le nombre de Reynolds est élevé, plus les tourbillons dissipateurs sont petits.

1.2.2.3 Approche de la turbulence

Il n'existe pas de théorie générale explicative du phénomène de turbulences mais de nombreuses théories partielles et incomplètes. La plupart des approches de la turbulence supposent que le mouvement instantané du fluide est décrit par les équations de Navier-Stokes.

Le fluide est alors considéré comme un continuum par rapport à l'échelle moléculaire.

L'étude de tout écoulement turbulent pourrait donc se faire par résolution directe des équations de Navier-Stokes.

Dans le cas d'une turbulence stationnaire, les moyennes d'ensemble ne dépendent pas du temps.

Les équations de Navier-Stokes et de continuité s'écrivent :

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{p}{\rho} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right)$$
$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0$$

Compte tenu de la décomposition de Reynolds :

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad , \quad P = \bar{P} + p$$

Ce qui permet de distinguer l'écoulement moyen de l'écoulement fluctuant, ce formalisme conduit (en prenant la moyenne de chaque équation) aux équations de Reynolds :

$$\bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\bar{p}}{\rho} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \overline{U_i U_j} \right)$$

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0$$

Les termes $\overline{U_i U_j}$ donnent naissance aux tensions de Reynolds, ils proviennent de la non linéarité des équations de Navier-Stokes et traduisent l'interaction entre mouvement moyen et mouvement fluctuant.

En écoulements turbulents, les contraintes turbulentes sont généralement (sauf au voisinage immédiat des parois) de loin supérieures aux contraintes visqueuses.

$$-\rho \overline{uv} \gg \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j}$$

C'est à cause de ce flux de quantité de mouvement plus intense que dans le cas laminaire, les profils de vitesse turbulents sont plus renflés que les profils laminaires comme le montre la figure (-1-4).

Le caractère le plus marquant des écoulements turbulents consiste dans le fait que la vitesse et la pression en un point ne restent pas constants, mais fluctuent à très haute fréquence d'une manière désordonnée.

Un enregistrement d'une composante de la vitesse en un point en fonction du temps figure (1.1) montre sur un intervalle de temps autour de t_0 , qu'on peut calculer une valeur moyenne de U , telle que :

$$\bar{U} = \frac{1}{2\tau} \int_{t-\tau}^{t+\tau} U dt \quad (1-1)$$

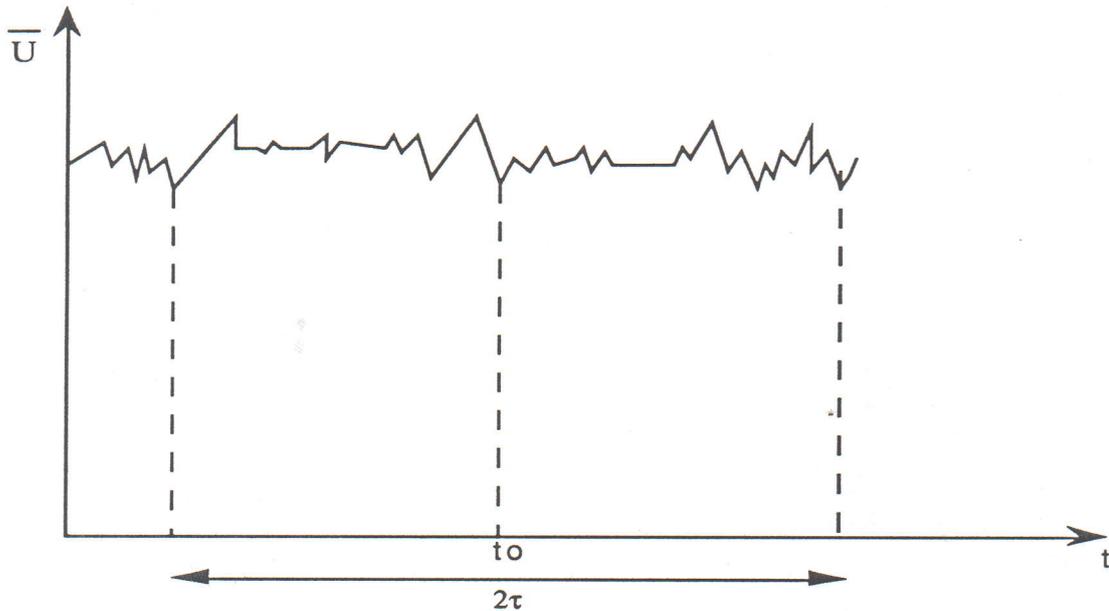


Figure I.2 : Evolution de la vitesse u en fonction du temps

L'étude d'un écoulement turbulent avec transfert de chaleur, nous conduit à déterminer la répartition de vitesse moyenne, c'est-à-dire la fonction $U_x(r)$, pour ce là il faudrait introduire une hypothèse sur la relation entre le terme de diffusion turbulente de quantité de mouvement $\rho \bar{u}v$ et le mouvement moyen.

On conclue que le mouvement turbulent est responsable d'un accroissement d'échange de quantité de mouvement mais également d'échange de chaleur et de masse.

Prandtl. [1] introduit le concept de longueur de mélange, il fit l'hypothèse que le transfert de quantité de mouvement se réalise par l'intermédiaire des tourbillons et que l'existence de ceux-ci se manifeste sur une distance moyenne l dans la direction perpendiculaire à la direction de l'écoulement moyen.

De plus, **Prandtl** suppose que la fluctuation de vitesse v' est proportionnelle à la variation de vitesse moyenne dans la direction perpendiculaire à l'écoulement, et il pose :

$$\bar{v}' = l \frac{\partial \bar{U}}{\partial y} \quad (1-2)$$

L'expérience montre que la longueur d'établissement du régime est différente en écoulement laminaire et turbulent.

- En écoulement laminaire

$$0,03 Re < l/D < 0,07 Re \quad \text{avec} \quad 5 \cdot 10^2 < Re < 10^4$$

- En écoulement turbulent

$$50 < l/D < 100$$

NOTE. – Lorsqu'on parle d'écoulement dans une conduite, il s'agit donc de régime établi, on néglige toujours la zone d'établissement du régime figure (1.3)

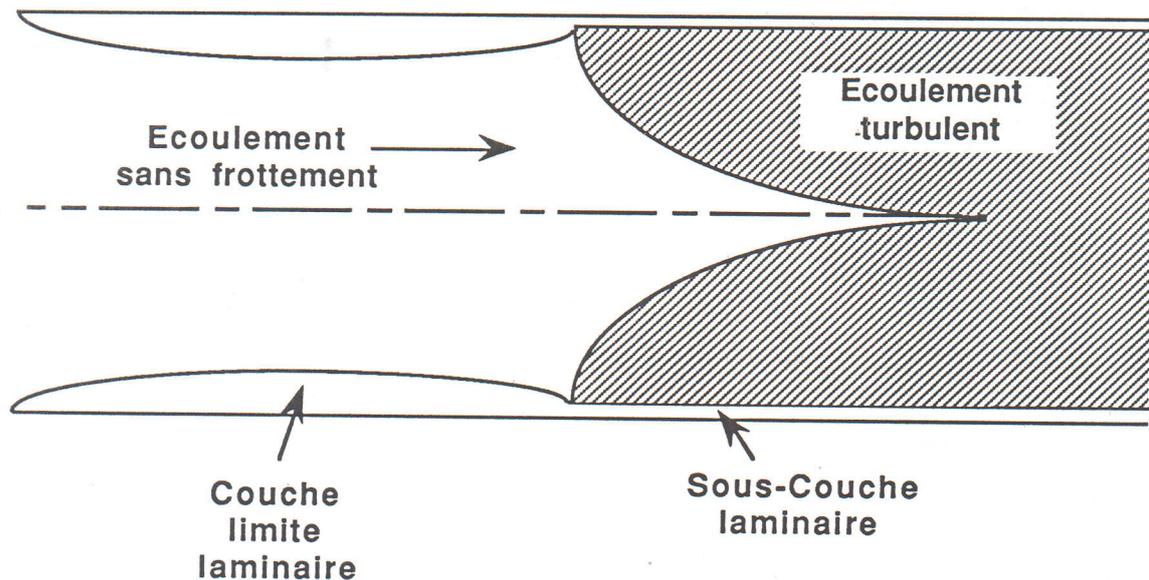


Figure 1.3 : Etablissement de l'écoulement turbulent en conduite

1.3 - ECOULEMENT DANS UNE CONDUITE CYLINDRIQUE

1.3.1 - Problème dynamique

Les problèmes thermiques sont essentiellement localisés dans les zones proches des parois. Ces régions sont très difficilement accessibles aux mesures expérimentales.

D'où établissement des relations semi-empiriques à partir d'une résolution de l'équation d'énergie. Cette résolution est liée directement à la distribution du vecteur vitesse dans le voisinage immédiat de la paroi.

C'est ainsi que Prandtl et Van Karman. [2] démontrent l'existence d'un profil de vitesse universel dans les conduites, à travers un écoulement turbulent pleinement développé.

Ce profil est décrit en terme de paramètres adimensionnels U^* (vitesse longitudinale) et y^* (coordonnée transversale).

Van karman. [3] divise la région de l'écoulement dans la direction transversale, en trois zones auxquelles il adopte des relations empiriques en supposant la continuité entre les trois régions.

Ainsi la structure d'un écoulement turbulent en conduite circulaire compte trois régions :

- Au centre du tube ; les fluctuations de vitesses sont aléatoires
- près de la paroi : les fluctuations dans la direction axiale sont plus grandes que dans la direction radiale.
- Au voisinage immédiat de la paroi : on ne constate pas des fluctuations aléatoires, il s'agit de la sous-couche laminaire.

I.3.1.1 - Profil de vitesse en conduite

La distribution de vitesse de l'écoulement laminaire dans une conduite cylindrique est donnée par la relation adimensionnelle :

$$\frac{U_z}{U_{z,\max}} = 1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2 \quad (1.3)$$

En moyennant sur la section droite, on trouve :

$$\frac{\bar{U}_z}{U_{z,\max}} = 1/2 \quad (1.4)$$

Pour un tel écoulement le gradient de pression est proportionnel à la vitesse et donc au débit m .

On a en effet

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{32 \mu \bar{U}_z}{D^2} \quad (1.5)$$

Ces relations ne conviennent toutefois que pour un fluide Newtonien en écoulement visqueux, c'est-à-dire pour lequel $Re < 2100$; pour les nombres de Reynolds plus élevés, l'écoulement est turbulent. En augmentant la vitesse, la couche limite se réduit à une sous-couche laminaire, puis il y a une transition où on remarque l'apparition des turbulences qui se traduit par un profil de vitesse aplati.

Ce profil de vitesses est donné par la relation

$$\frac{\bar{U}_z}{U_{z,\max}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/7} \quad (1.6)$$

où : V_z , défini plus loin désigne la vitesse moyenne en un point, ce qui conduit à la valeur moyenne

$$\frac{\langle \bar{U}_z \rangle}{\bar{U}_{z,\max}} = \frac{4}{5} \quad (1.7)$$

Le gradient de pression est approximativement fonction du débit à la puissance $7/4$.

Les profils laminaires et turbulents en conduite cylindrique sont représentés à la figure I.4

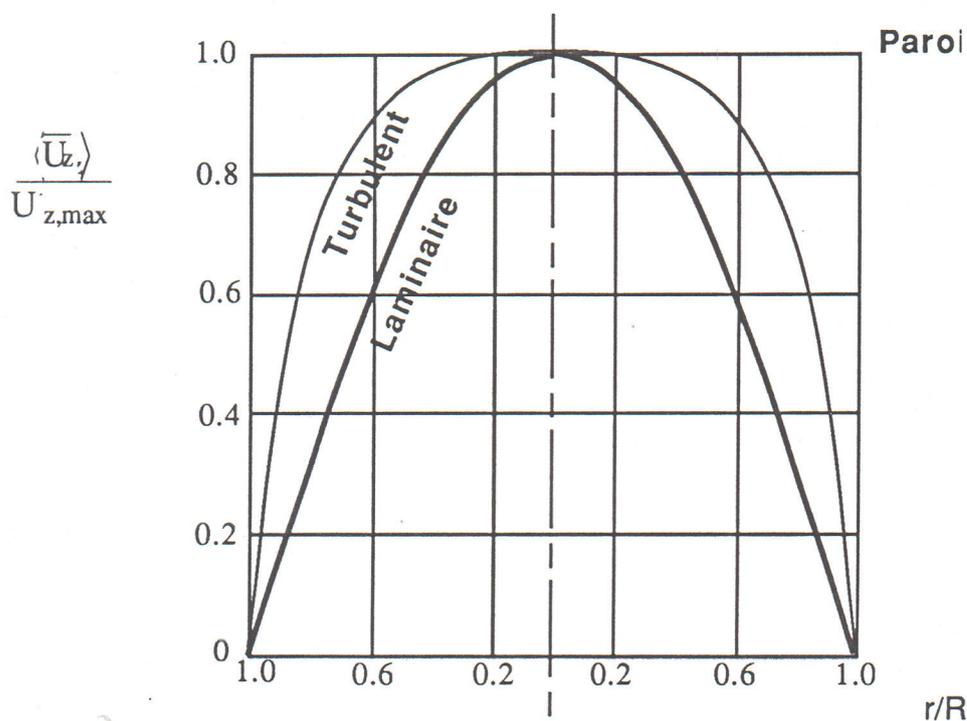


Figure I.4 : Profils de vitesse en conduite cylindrique

De cette répartition des vitesses moyennes, on définit soit le coefficient de frottement :

$$f = 2 \tau_0 / \rho^2 U \quad (1.8)$$

Soit le coefficient de perte de charge

$$\lambda = \frac{2 D \left| \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right|}{\rho U^2} \quad (1.9)$$

avec

$$U = \frac{1}{\pi r_0^2} \int_0^{r_0} 2 \pi r \bar{U}_z dr \quad (1.10)$$

1.3.2 - Problème thermique

La résolution du problème dynamique a permis à certains auteurs de se pencher sur le problème thermique.

Dans cette étude sur le transfert de chaleur à l'intérieur des tubes, **DEISSLER**. [4] a supposé que près de la paroi, les tourbillons s'accroissent exponentiellement sous l'influence de la viscosité du fluide, il a proposé un modèle mathématique décrivant la distribution de vitesse et celles des diffusivités tourbillonnaires près de la paroi. Ce modèle est très utilisé pour la résolution de l'équation d'énergie.

HATTON et **RUANBY**. [5] ont résolu le problème de transfert de chaleur entre deux plaques parallèles, en prenant la température sous forme de série de valeurs propres, la résolution de l'équation d'énergie est effectuée en utilisant le modèle mathématique de **DEISSLER**. La solution est exprimée en fonction des valeurs du nombre de Reynolds. Pour plusieurs nombres de Prandtl, les résultats sont donnés sous forme de graphes représentant l'évolution du nombre de Nusselt, traduisant le transfert thermique sous forme adimensionnelle, en fonction de la coordonnée adimensionnelle longitudinale Z^+ .

Ces résultats obtenus sont en bon accord avec ceux de **SIEGEL** et **SPARRN**. [6] obtenus pour les conduites circulaires.

Toujours en ce qui concerne le transfert de chaleur turbulent dans les conduites, **SLEICHER - TRIBUS**. [7] et **NOTTER - TRIBUS**. [8] déterminent numériquement les solutions de l'équation de l'énergie sous forme de séries de fonctions propres. Pour cela, ils ont associé à chaque profil de température un profil de diffusivité des tourbillons. La résolution numérique a permis d'obtenir l'expression empirique suivante du nombre de Nusselt :

$$Nu = 5 + 0,016 Re^a Pr^b \quad (1.11)$$

où

$$a = 0,82 - \frac{0,24}{4 + Pr} \quad ; \quad b = 0,33 + 0,5 e^{-0,6 Pr}$$

Les expressions de ces constantes sont valables réellement pour les nombres de Prandtl et Reynolds situés dans la gamme suivante :

$$0.1 < Pr < 100 \quad \text{et} \quad 10^4 < Re < 10^6$$

JOHN K et **HANRATTY**. [9] ont réalisé une étude expérimentale pour déterminer le profil de température à l'intérieur d'une conduite dont seule la partie en amont est chauffée.

Les mesures sont effectuées dans la région loin de la partie chauffée, où l'écoulement est entièrement développé ; à l'aide de thermocouple chromo-constantan. Les températures sont mesurées depuis le centre de la conduite jusqu'à une distance de 0,2 mm de la paroi. Avec l'hypothèse de la constante de la diffusivité tourbillonnaire de chaleur, les mesures ont été traduites sous forme de courbes pour une gamme de nombres de Reynolds compris entre 15000 et 71000.

Le profil de température obtenu près de la paroi l'exprime de la manière suivante :

$$T_c^* - T^* = 7 - 6 \left[\left(\frac{r}{R} \right)^2 - \frac{1}{12} \left(\frac{r}{R} \right)^4 \right] \quad (1.12)$$

Dans la région située loin de la paroi, le profil de température est exprimé, pour $30 < y^* < 300$, $Re > 25000$, comme suit :

$$T^* = 3.3 - 5.1 \text{ Log } y^* \quad (1.13)$$

Ce dernier résultat semble présenter une bonne concordance avec les profils théoriques établis par **DEISLER**. [4].

Par contre, le profil établi pour le voisinage de la paroi n'est pas du tout approchant, en effet il donne des coefficients de diffusion tourbillonnaire trop importants relativement à ceux obtenus par la théorie.

1.3.2.1 - Profil de température

L'étude du transfert de chaleur dans une conduite cylindrique est effectuée pour une distribution de vitesse, en fonction de la coordonnée radiale, soit :

$$\frac{U}{U} = f \left(\frac{r}{R} \right) \quad (1.14)$$

Partant de ce profil, les auteurs déterminent le coefficient de frottement local en introduisant dans les calculs la notion de longueur de mélange qui traduit les effets de la turbulence près de la paroi.

Le problème thermique est résolu par la même méthode, la distribution de température est similaire à celle de la vitesse, elle est exprimé par :

$$\frac{T - T_p}{T_m - T_p} = g(r/R) \quad (1.15)$$

I.3.2.2 - Calcul du coefficient de transfert de chaleur

La détermination du transfert de chaleur est exprimée par le calcul du coefficient de transfert h qui est donné par

$$h = \frac{\varphi_0}{T_p - T_m} \quad (1.16)$$

en introduisant la définition de la température moyenne du mélange :

$$T_m = \frac{1}{\pi r_0^2} \int_0^r 2 \pi r \frac{\bar{T} \bar{U}}{U} \cdot dr \quad (1.17)$$

ou :

$$\bar{T}_p - T_m = \bar{\theta}_m = \int_0^1 2 \frac{r}{r_0} \bar{\theta} \cdot \frac{\bar{U}}{U} \cdot d(r/r_0) \quad (1.18)$$

$$\bar{\theta}_m^* = \frac{U^*}{U} \int_0^1 2 r' \bar{\theta}^* \cdot \bar{U}^* \cdot dr' \quad (1.19)$$

CONCLUSION

Nous constatons que tous les auteurs précités se sont intéressés généralement au transfert de chaleur s'effectuant au voisinage immédiat de la paroi.

Ils considèrent que tous les phénomènes de transfert de chaleur se font essentiellement dans cette région.

Dans le souci d'améliorer l'échange de chaleur, certains auteurs se sont penchés sur l'étude des écoulements des fluides en présence de rugosité et d'obstacles à l'intérieur des conduites.

Afin de mieux situer l'objet de notre travail, nous présentons dans ce qui suit les résultats de quelques études qui ont contribué à l'amélioration de l'échange de chaleur.

CHAPITRE II

**Analyse des méthodes d'amélioration
de l'échange de chaleur.**

CHAPITRE II

Analyse des méthodes d'amélioration de l'échange de chaleur

II.1 - INTRODUCTION

Avec le développement des techniques modernes, la transmission de chaleur ou thermocinétique est devenue une science très vaste qui subit depuis quelques décennies une étude intensive, à laquelle les exigences des technologies nucléaire, solaire et d'énergie ne sont pas étrangères.

De par les grands noms qui se sont intéressés de près à l'étude de cette transformation d'énergie, il faut citer :

- ➔ en conduction : Théorie de Biot (1804), Fourier (1807)
- ➔ en convection : Théorie de Newton (1701), Peclet (1860)
- ➔ en rayonnement : Théorie de Lambert (1760), Kirchoff (1860).

Dans l'étude des mécanismes et de cinétique de l'échange thermique, on s'attache surtout à prévoir le flux thermique (la quantité de chaleur échangée par unité de temps) ou la densité de flux, (c'est-à-dire la quantité de chaleur échangée par unité de temps et de surface). Il peut s'agir de favoriser le flux au maximum (échangeur de chaleur, réacteur, batteries solaires ...) ou au contraire de restreindre le flux au maximum (isolation thermique).

On distingue habituellement trois différents modes de transfert de chaleur - conduction, convection, rayonnement. En pratique, il est rare qu'une situation particulière ne concerne qu'un seul mode, cependant, parlant, seules, la conduction, la convection comme modes de transfert de chaleur font l'art de notre rappel théorique dont l'analyse des méthodes d'amélioration du transfert thermique.

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échange d'énergie, il intervient naturellement entre deux systèmes dès qu'il existe entre eux une différence de température et cela quel que soit le milieu qui les sépare. Il est de ce fait réellement difficile de trouver une activité humaine où n'intervient pas un échange de chaleur.

La première partie de ce chapitre est consacrée à l'étude des écoulements en présence de rugosité et d'obstacle. Dans cette partie, nous présentons les différentes méthodes et résultats des quelques études contribuant à l'amélioration du transfert de chaleur.

Alors que la deuxième partie de ce chapitre est consacrée à la formulation mathématique du problème physique et au développement d'un moyen permettant l'amélioration du transfert de chaleur, non pas par la modification de la nature de la surface d'échange, mais par la modification de la nature de l'écoulement.

II.2 - TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONDUCTION

Il s'agit du problème classique d'une ailette de refroidissement. L'intérêt de celle-ci est d'augmenter le transfert de chaleur entre un corps chaud à refroidir et un milieu extérieur.

Le problème fondamental de la conduction est de trouver la température en tout point de l'ailette et la puissance thermique échangée à travers une surface.

Pour cela, il est nécessaire de connaître non seulement le mécanisme du phénomène, mais aussi les conditions physiques extérieures qui le conditionnent.

II.2.1 - Equation générale de la conduction

Considérons le système unidimensionnel montré par la figure (2.1). Si le système est en régime stationnaire, c'est-à-dire si la température ne change pas avec le temps, le problème devient simple, on a besoin seulement d'intégrer la 1ère loi de Fourier, et substituer la valeur appropriée à la résolution, pour avoir la quantité de chaleur voulue. Pour traiter un problème qui dépend de plus d'une dimension, nous avons à considérer seulement la conduction de la chaleur dans et à l'extérieur d'un élément de volume dans les trois dimensions, comme il est montré dans la figure (2.1) [12]

Le bilan d'énergie donne :

$$q_x + q_y + q_z + q_{\text{gén}} = q_{x+dx} + q_{y+dy} + q_{z+dz} + \frac{dE}{dt} \quad (2.1)$$

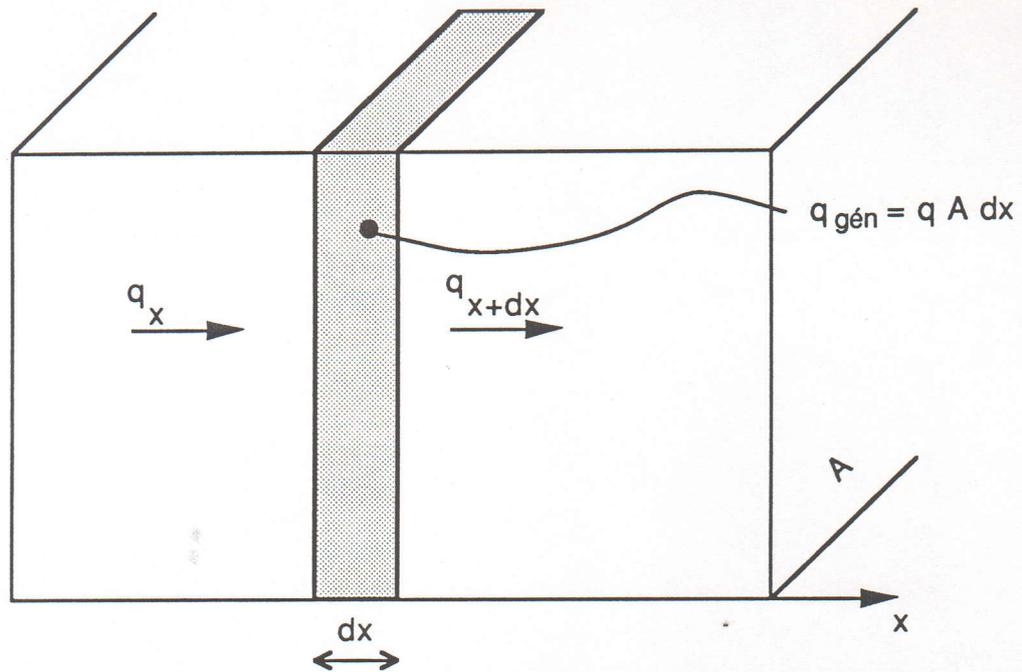


Figure 2.1 : Conduction de chaleur dans un élément de volume à une dimension

Tels que les quantités d'énergies sont données par :

$$q_x = -K \, dy \, dz \, \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$q_x + q_{x+dx} = - \left[K \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx \right] dy \, dz$$

$$q_y = -K \, dx \, dz \, \frac{\partial T}{\partial y}$$

$$q_y + q_{y+dy} = - \left[K \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) dy \right] dx \, dz$$

$$q_z = -K \, dx \, dy \, \frac{\partial T}{\partial z}$$

$$q_z + q_{z+dz} = - \left[K \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) dz \right] dx \, dy$$

$$q_{\text{gén}} = \dot{q} \, dx \, dy \, dz$$

$$\frac{dE}{dt} = \rho c \, dx \, dy \, dz \, \frac{\partial T}{\partial t}$$

L'équation (2.1) devient :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.2)$$

Pour une conductivité thermique, $K = \text{Cte}$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{K} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.3)$$

Avec $a = \frac{K}{\rho c}$, où la quantité a est appelée coefficient de diffusion thermique. Une grande valeur de (a) résulte d'une grande valeur de K qui explique un flux de transfert d'énergie rapide.

- Cas particuliers

a. $K = \text{constante}$, régime permanent ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$)

$$(\nabla^2 T + \frac{q}{K} = 0) \text{ équation de Poisson}$$

b. régime permanent, sans source de chaleur et $K = \text{Cte}$

$$(\nabla^2 T = 0) \text{ équation de Laplace}$$

c. régime transitoire, $K = \text{cte}$; $q = 0$

II.2.2 - Conduction unidimensionnelle en régime transitoire

L'étude des phénomènes non stationnaires est entièrement importante dans la pratique.

En outre, il convient d'ajouter que dans grand nombre de problèmes thermiques, le régime permanent n'est jamais atteint thermiquement la durée d'établissement d'un régime permanent est infinie, mais en pratique, on considère que ce régime est établi quand la température en chaque point du système ne diffère de la température de régime que d'une certaine valeur préconvenue, choisie par exemple d'après le degré de précision des appareils de mesure utilisés.

Si un solide se trouvant à la température T ; dans un bain tel que $T_i > T_\infty$ et de capacité calorifique infinie, l'échange étant caractérisé par un coefficient de convection supposé constant h . On peut écrire un bilan thermique relatif à la durée dt .

$$- \rho c v dT = h \cdot A (T - T_\infty) dt \quad (2.4)$$

La diminution d'énergie interne est égale à la chaleur cédée à l'ambiance à T_∞ .
En séparant les variables on trouve :

$$\frac{dT}{T - T_\infty} = \frac{d(T - T_\infty)}{T - T_\infty} = - \frac{hA}{\rho cv} dt \quad (2.5)$$

Dont la solution est immédiate en intégrant la température de T_i , à T , la condition initiale à $t = 0$, $T = T_i$.

Pour les corps à résistance interne négligeable on aura :

$$L'v \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = - \frac{hA}{\rho cv} t \quad (2.6)$$

ou encore :

$$\frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp \left[- \frac{hA}{\rho cv} t \right] \quad (2.7)$$

Cette solution est valable pour le refroidissement ainsi que pour le chauffage d'un solide comme le montre la figure (2.2), [12]

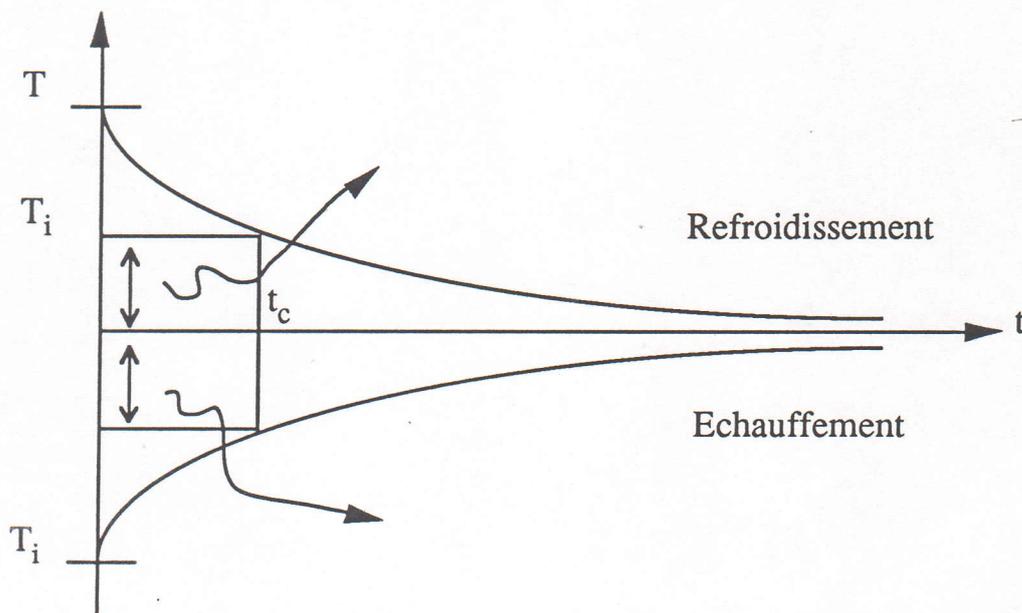


Figure 2.2 : Evolution de la température avec le temps

II.3 - TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION

La convection est le mode de transmission de chaleur qui explique le déplacement d'un fluide liquide où gazeux . En réalité, il s'agit d'une combinaison du phénomène de conduction avec celui d'un transfert de matière.

Ce mouvement du fluide permet à l'énergie ainsi accumulée de s'écouler vers des régions plus froides, ce qui est dû à des mouvements macroscopiques du fluide qui sont provoquées :

- Soit par une action mécanique extérieure (pompe, ventilateur ...) qui créent une différence de pression, d'où la convection forcée.
- Soit par une différence de température impliquant une différence de densité existant dans le fluide d'où la convection naturelle (appelée aussi libre).

II.3 .1- Equation générale de la convection

Le problème capital de la théorie de l'échange de chaleur par convection est l'établissement de la liaison entre la densité du flux thermique à la surface de l'échange de chaleur, la température de cette surface et la température du fluide, ce transfert thermique est caractérisé par la loi de Newton :

$$Q = h \cdot A [T_s - T_\infty] \quad (2.8)$$

Le coefficient de transfert de chaleur est obtenu des deux lois, de Fourier et celle de Newton.

$$h = \frac{-K \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)}{T_s - T_\infty} \quad (2.9)$$

Le nombre de Nusselt est donné par :

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2.10)$$

En régime turbulent : les valeurs de Nu sont données expérimentalement sous forme de corrélation [19]

Dittus et Boelter recommandent la loi suivante :

$$Nu_{Ln} = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^n \quad (2.11)$$

où : $n = 0,3$ si le fluide est refroidi

$n = 0,4$ si le fluide est chauffé

Les limites de validité de l'expression [2.11] sont :

$$Re > 10^4 \quad 0,7 < Pr < 100 \quad \text{et} \quad \frac{L}{D} > 60$$

II.4. MÉTHODES D'AMÉLIORATION DE L'ÉCHANGE DE CHALEUR

Le développement de l'industrie fait que l'exploration dans le domaine technique, fait accroître sans cesse l'intérêt porté aux échangeurs de chaleur. En effet, l'amélioration des échanges thermiques reste l'un des thèmes dominants de la recherche dans le but d'améliorer les performances des échangeurs industriels.

Cette amélioration peut conduire à de substantielles économies de matériaux de construction ou d'énergie.

- Economie du matériau de construction donc du coût par modification de la conception, du dimensionnement, et de la géométrie de la surface d'échange.
- Economie d'énergie par l'augmentation du rendement du cycle de production.

Cette amélioration décrite par l'expression (2. 8), peut-être effectuée par le schéma présenté à la Figure (2.3).

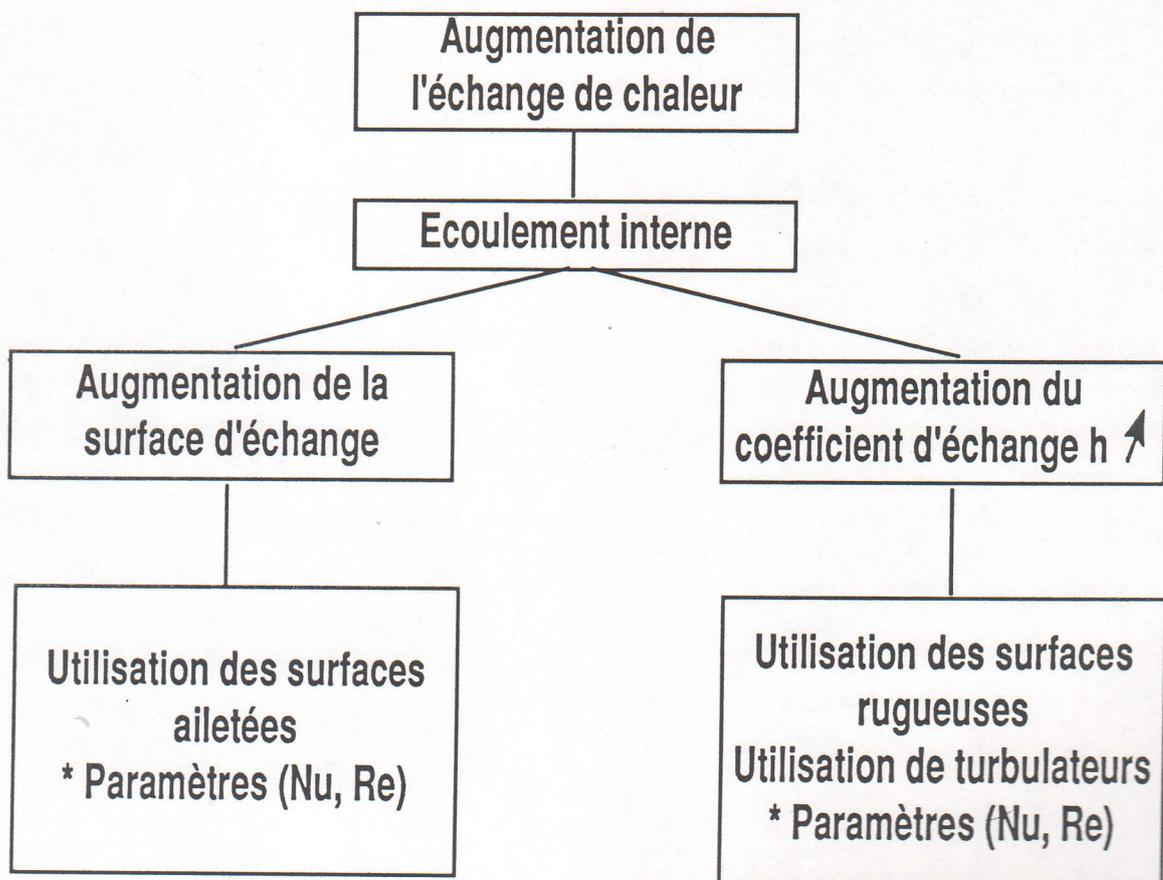


Figure 2.3 : schéma synoptique de l'amélioration de l'échange de chaleur.

II.4.1 Surface à ailettes

La chaleur transmise par conduction à travers une substance solide est finalement dissipée à l'environnement par convection.

Une analyse d'un système de conduction - convection combinée est très importante pour une mise au point pratique. La loi de Fourier montre que plus la surface A d'extraction de chaleur est grande, plus la quantité de chaleur qui passe par cette surface, dissipée dans le milieu ambiant est grande.

Donc, pour favoriser le transfert thermique entre une surface et un fluide, on pense à augmenter la surface d'échange par des ailettes attachées à la paroi en question. Cette technique est utilisée souvent pour résoudre des problèmes de refroidissement des moteurs à combustion interne, des équipements techniques et électriques, échangeurs de chaleur (surtout du côté gaz) ou (fluide visqueux).

En général, on désire connaître les conditions optimales d'utilisation d'ailettes pour augmenter l'échange thermique.

Le nervurage le plus efficace est déterminé par le nombre d'ailettes, la configuration géométrique, les dimensions, le prix, le choix de matériaux utilisés. L'étude des ailettes de formes différentes est très complexe [12], pour cela on choisit des configurations géométriques simples (formes circulaires, rectangulaires, plaques minces et forme T), avec des hypothèses simplificatrices suivantes :

- a. Le régime permanent.
- b. La longueur d des ailettes est grande par rapport à son épaisseur, ce qui nous permet de supposer que la température de l'ailette est uniforme dans chaque section de l'ailette.

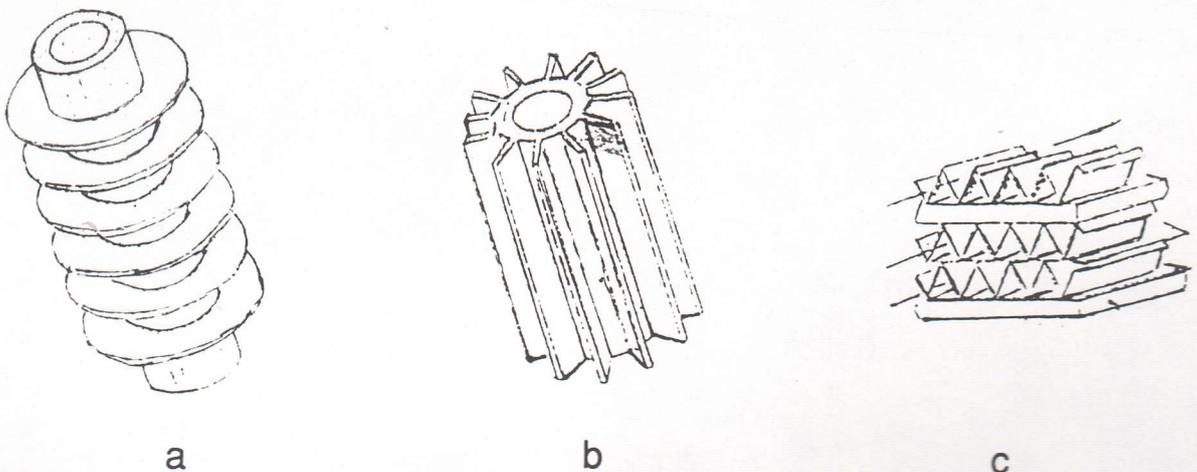


Figure 2.4 : Arrangement d'ailettes dans l'application des échangeurs de chaleur

Pour cela, nous citerons l'étude faite par M. ZOURGAN [12] qui a permis de déterminer l'influence de la puissance de chauffe, du nombre d'ailettes, de leurs configurations géométriques, et leurs inclinaisons par rapport à l'écoulement de l'air en convection naturelle et forcé sur la température de surface et sur le coefficient de transfert de chaleur par convection.

II. 4.2 - Surfaces rugueuses

De nombreuses études ont confirmé l'amélioration de l'échange de chaleur par l'action de la rugosité dans l'hydrodynamique de fluide ; cette méthode contribue à l'accroissement de la turbulence et l'augmentation du coefficient d'échange de chaleur, néanmoins, elle entraîne des pertes d'énergie causées par la chute de pression due au frottement dans les conduites.

Parmi les nombreuses études concernant les écoulements turbulents en présence de rugosité et d'obstacles, on cite :

J. C. HAN et Y. M. ZHANG [15], ont étudié l'augmentation du transfert thermique dans les conduites rectangulaires munies d'obstacles en forme // et Δ , V pour différents angles d'attaque. Cette étude à aspect expérimental a montré l'influence de la forme géométrique et le choix de l'angle d'attaque sur l'évolution du nombre de Nusselt local pour différents nombres de Reynolds.

B. W WEBB et S. RAMADYANI [14] ont étudié l'influence des obstacles ainsi que leurs arrangements géométriques sur l'échange de chaleur dans le cas des conduites munies d'entretoises transverses et étagées, une augmentation sensible du transfert thermique est observée pour les fluides à nombres de Prandtl élevés.

Ces différentes études concluent que l'écoulement du fluide étant perturbé par la présence de rugosités d'où naissance de zones tourbillonnaires à proximité de la paroi qui engendrent une augmentation de la température à la paroi. Le comportement dynamique des gaz est gouverné par le nombre de Reynolds et les paramètres internes (L/D , S/D). La figure (2.5) illustre l'étude des paramètres géométriques en régime établi.

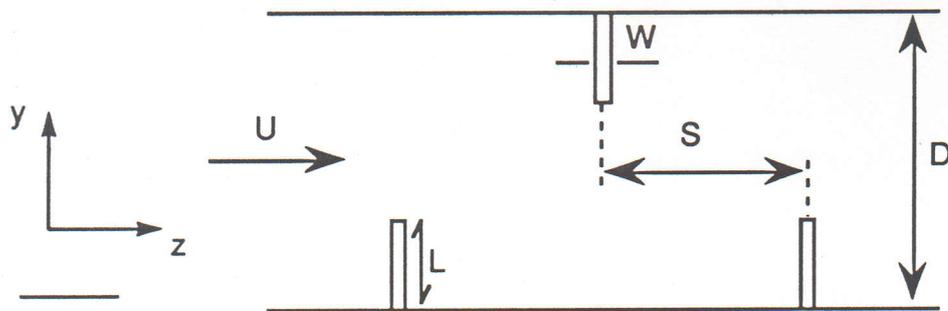


Figure 2.5 : Domaine des paramètres géométriques dans le cas d'une conduite à parois rugueuses.

L'écoulement étant établi, la pression peut-être décomposée en deux termes :

$$P(z,y) = -\beta\Delta z + P(z + \Delta z, y) \quad (2.12)$$

Où le terme βZ exprime la chute de pression et la quantité $P(z',y)$ représente la perturbation.

Le nombre de Reynolds et le coefficient de frottement sont donnés par les relations suivantes :

$$Re = \frac{\rho \bar{u} \cdot D_H}{\mu} \quad (2.13)$$

et

$$f = \frac{\beta D_H}{1/2 \rho \bar{u}^2} \quad (2.14)$$

NOTE. – Dans le cas des conduites circulaires, le diamètre hydraulique correspond au diamètre de la conduite [15].

Pour le nombre de Reynolds ($Re > 10^4$), l'écoulement du fluide à l'intérieur de la conduite est turbulent à l'exception d'une très mince couche de fluide au voisinage immédiat de la paroi. Dans cette couche, les tourbillons sont amortis par les forces de viscosité qui sont prédominantes près de la surface, il apparaît ainsi que la résistance thermique de cette couche laminaire contrôle le flux de chaleur comme le montre la figure (2.6).

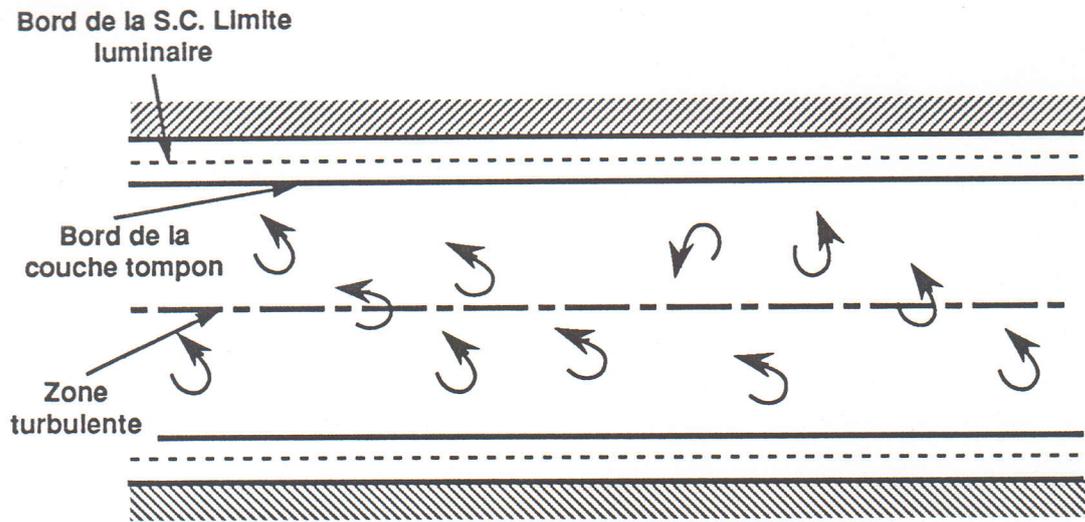


Figure 2.6 : Schéma d'écoulement turbulent d'un fluide dans une conduite

On constate que le champ d'écoulement se divise en trois régions séparées. [11]

- ➔ Une sous-couche limite laminaire tout contre la paroi, dans laquelle l'écoulement de la chaleur a lieu seulement par conduction et $\Sigma_M = \Sigma_H = 0$
- ➔ Une couche tampon ou zone transitoire dans laquelle la chaleur est transmise à la fois par conduction et convection. Dans cette couche tampon comprise entre la sous-couche laminaire et la zone turbulente, les tourbillons augmentent en intensité et la transition prend place entre l'écoulement laminaire et l'écoulement turbulent.
- ➔ Une zone turbulente dans la partie centrale de la conduite.

A partir de l'analogie entre transmission de la chaleur et de la quantité du mouvement, le flux de chaleur par unité de surface dans un fluide s'écoulant dans une conduite peut-être lié au gradient de température par l'équation :

$$\frac{q}{A\rho C_p} = -\left(\frac{K}{\rho C_p} + \Sigma_H\right) \frac{dT}{dy} \quad (2.15)$$

Cette relation tient compte de l'écoulement de chaleur par conduction ainsi que par convection turbulente.

$\Sigma_H = 0$, écoulement laminaire, le terme $\frac{K}{\rho C_p}$ est négligable dans un mouvement turbulent.

La figure (2.7) montre l'influence de la rugosité de la surface sur le coefficient de frottement, on constate que le coefficient de frottement augmente sensiblement avec la rugosité relative, définie par le rapport L/D entraînant ainsi une augmentation de la conductance par convection.

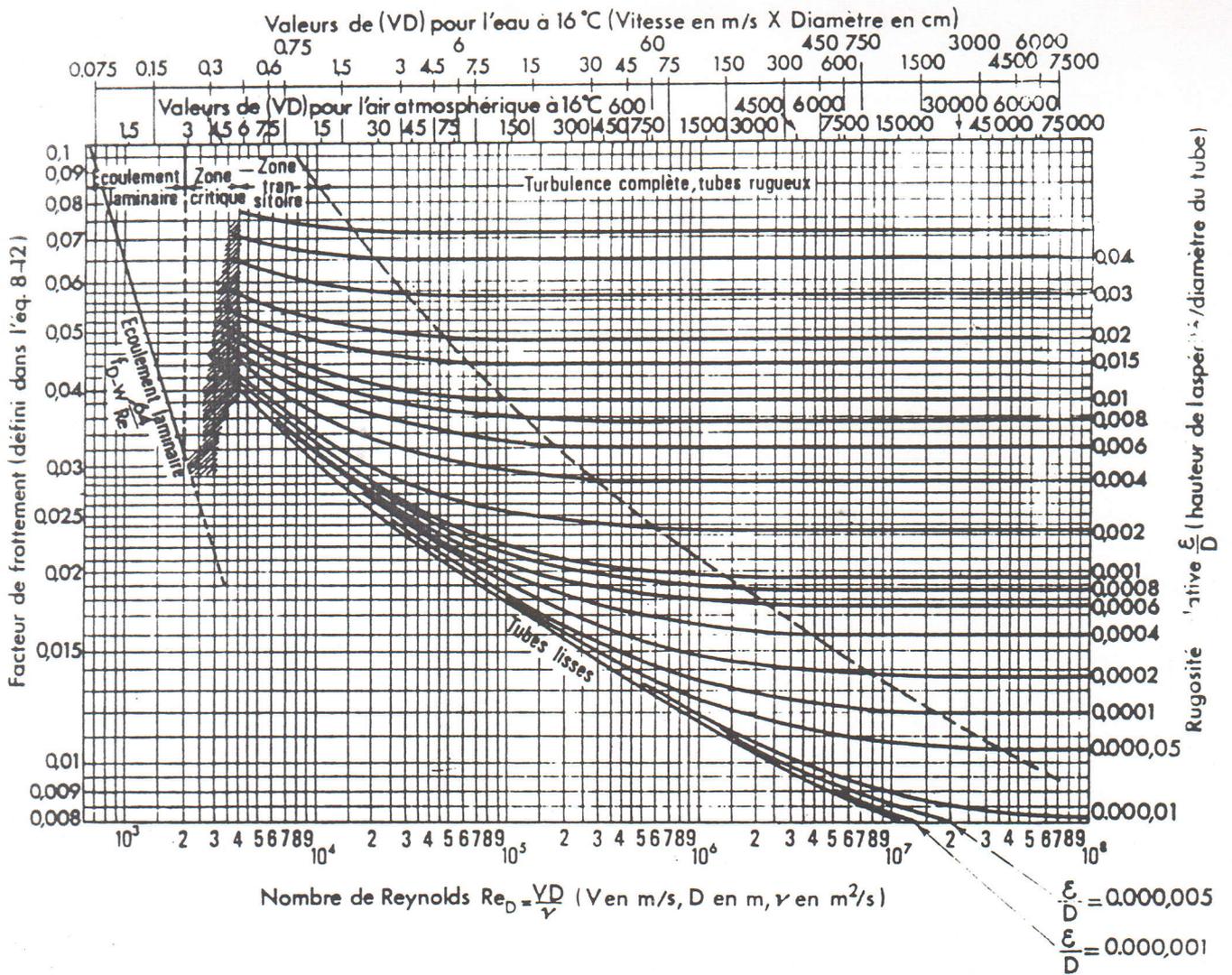


Figure 2.7 : Frottement en fonction du nombre du Reynolds pour des écoulements laminaire et turbulent dans des tubes avec différents rugosités de paroi. (Extrait de "Friction Factor for Pipe Flow" par L.F Moody, publié dans Trans. ASME Vol. 66, 1944)

Des expériences ont montré qu'un accroissement de la rugosité de la surface ne conduit qu'à une très faible augmentation du transfert de chaleur, provoquant ainsi une augmentation notable de la résistance de frottement.

Cette analyse sur les surfaces rugueuses a montré que pour tous les types de configurations, les paramètres influant sur l'augmentation de l'échange de chaleur sont les rapports $(l/D, S/D)$, tandis que la forme géométrique a une influence secondaire [11].

II.4.3 - Turbulateurs

Comme le montre la figure (2.6), la seule méthode efficace pour accroître le coefficient d'échange de chaleur est de réduire la résistance thermique de la couche limite laminaire, ceci peut-être accompli en augmentant la turbulence dans le courant principal, de sorte que les tourbillons puissent pénétrer plus profondément dans la couche limite laminaire, l'utilisation de turbulateurs constitués de chicanes transversales représente un moyen qui entraîne à la fois un accroissement de la vitesse d'écoulement et de la turbulence [19].

Les essais de turbulateurs équipés de chicanes de différentes géométries et à différentes dispositions devraient nous conduire à un compromis entre les paramètres dynamiques et thermiques de l'écoulement des gaz dans les tubes : coefficient de frottement, perte de charge, taux de turbulence, Re , Nu , ..., afin de déterminer une corrélation entre le taux de turbulence et le coefficient global d'échange de chaleur. Cette corrélation basée sur l'identification d'une configuration optimale de chicane serait d'un apport appréciable pour de nouvelles conceptions d'appareils thermiques ou pour optimiser les indices économiques d'exploitation des réseaux de transfert thermique.

L'écoulement du fluide est perturbé par la présence des chicanes, d'où naissance de zones tourbillonnaires qui augmentent la température du mélange entraînant ainsi une augmentation de la vitesse d'écoulement.

$$\bar{U}_{z,\max} = U_0 \frac{A_0}{A_p} \quad (2.16)$$

avec

$$A_p = A_0 - A_{ch}$$

Cependant l'accroissement de la turbulence est décrit par les paramètres géométrique $(N, S/D, W/D, \alpha)$, comme le montre la (Fig.2.7).

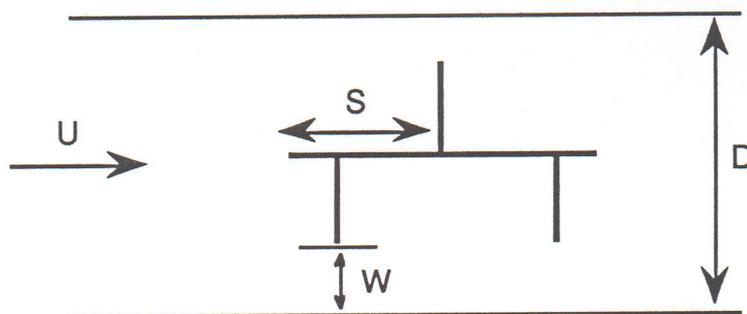


Figure 2.7 : Domaine d'étude des paramètres géométriques dans une conduite équipée de turbulateurs.

L'étude de l'influence des différents paramètres (N , S/D , W/D , α) sur l'échange de chaleur sera basée sur le calcul du coefficient d'échange par convection fluide (air-chaud) paroi et la détermination du nombre de Nusselt moyen Nu :

$$\bar{h}_c = \dot{m} C_p \frac{T_e - T_s}{A [T_m - T_p]} \quad (2.17)$$

avec :

$$\bar{N}_u = \frac{\bar{h}_c D}{k_f} \quad (2.18)$$

II.4.4 Rendement du turbulateur

La caractéristique fonctionnelle d'un turbulateur est déterminée par son efficacité. On entend par ce critère le rapport du flux thermique gagné en présence de turbulateur au flux thermique en absence de turbulateur.

$$= \frac{Q' - Q}{Q} = \frac{h' - h}{h} \quad (2.19)$$

d'où

$$= \frac{h''}{h} - 1 \quad (2.20)$$

II. 5. POSITION DU PROBLEME

Le système étudié est un générateur d'eau chaude fonctionnant à basse pression, l'échangeur de chaleur est constitué d'un ensemble de tubes où circulent les gaz des fumées, l'eau circule dans l'espace annulaire "calandre".

Considérons le schéma d'une coupe longitudinale de ce générateur d'eau chaude Figure (2.8), on constate l'importance des pertes d'énergies à la sortie de l'échangeur.

Notre travail consiste à réduire ces pertes d'énergies en favorisant l'échange de chaleur par convection côté calandre.

Les caractéristiques de ce générateur figurent dans le tableau n° 1.

□ TABLEAU N° 1

Grandeurs données	Calcul et Valeur	Unité
m : débit d'eau	150	m ³ /h
T_{ce} : température d'entrée des gaz	800	° c
T_{fe} : température d'entrée de l'eau	40	° c
T_{fs} : température de sortie de l'eau	58	° c
p_{ci} : pouvoir calorifique inférieur	42480	kJ/kg
d_i : diamètre interne du tube	69	mm
d_o : diamètre externe du tube	76	mm
pt : pas entre deux tubes	95	mm
D_c : diamètre du calandre	1580	mm
D_f : diamètre du foyer	1020	mm
N_t : nombre de tube	90	/
l : longueur d'échange des tubes	3060	mm
s_f : surface d'échanges du foyer	$N_t \cdot \Pi \cdot d_o \cdot l = 65,7548$	m ²
s_f : surface d'échanges du foyer	$\Pi \cdot D_f \cdot l = 9,805$	m ²
at : section de passage des fumées	$N_t \cdot \Pi \cdot d_i^2 / 4 = 0,3363$	m ²
ap : surfaces d'échange de la plaque	0,347	m ²
N_c : nombre chicanes	9	
α : angle d'ouverture de la chicane	120	degré

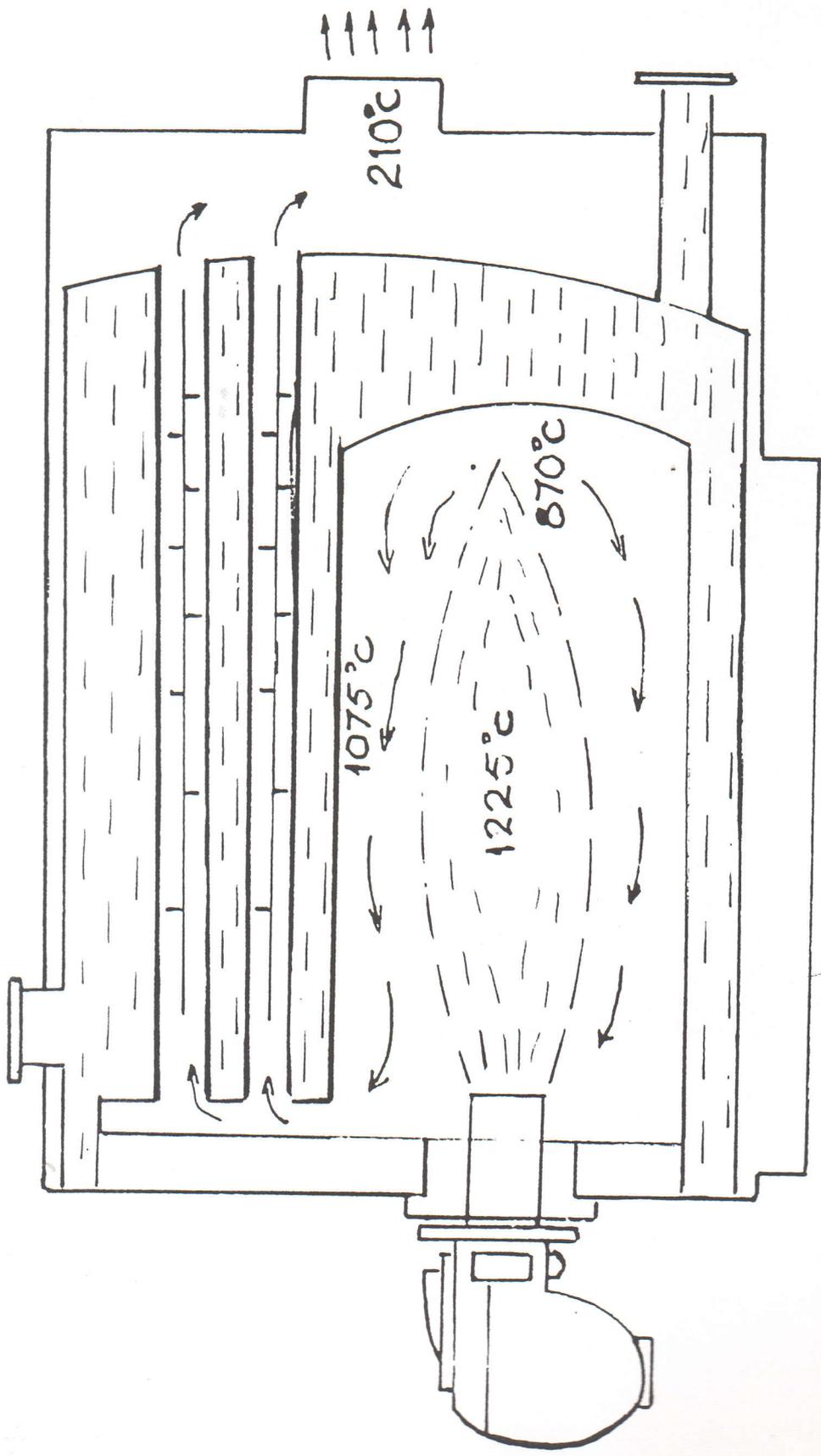


Figure 2.9 : Echangeur de chaleur à tube de fumée
(vue longitudinale)

II.5.1- Echange de chaleur entre deux fluides séparés par une paroi plane

On considère deux fluides séparés par une paroi voir (Fig.2.9)

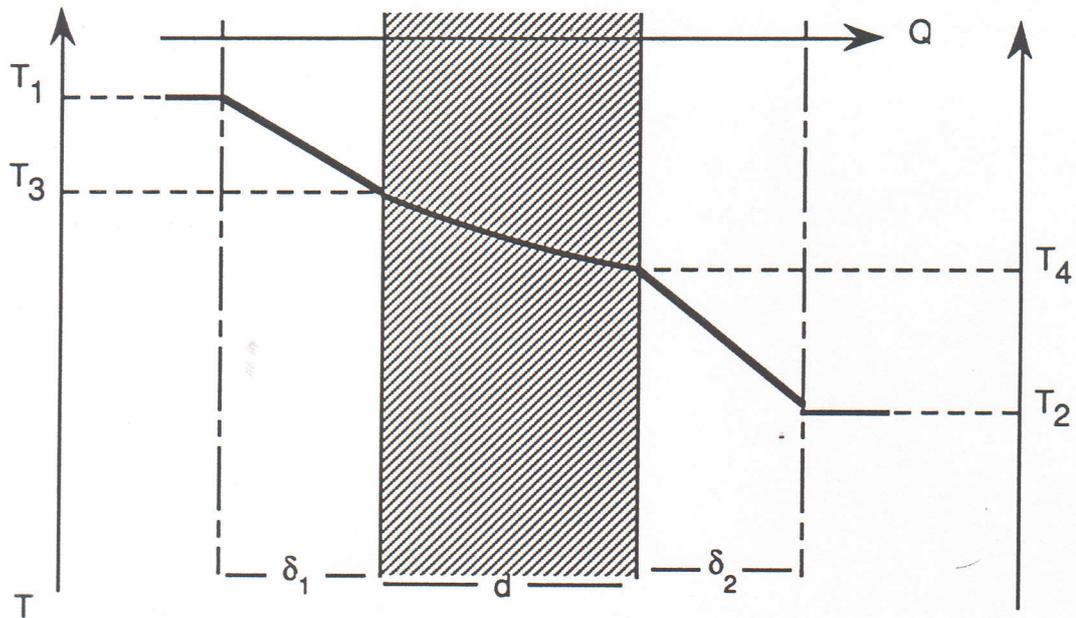


Figure 2.9 : Transfert de chaleur d'un fluide à un autre à travers une paroi plane

Le flux de chaleur Q va d'abord être cédé par le fluide chaud à la paroi, l'échange se fait par convection et on a :

$$Q = \frac{K_{-1}}{\delta_1} A [T_1 - T_3] = h_1 A [T_1 - T_3] \quad (2.21)$$

Ce flux de chaleur Q traverse ensuite la paroi par conduction

$$Q = \frac{K}{d} A [T_3 - T_4] \quad (2.22)$$

En fin Q est cédé du fluide par convection

$$Q = \frac{K_{-2}}{\delta_2} A [T_4 - T_2] = h_2 \cdot A \cdot [T_4 - T_2] \quad (2.23)$$

La différence de température entre fluide chaud et fluide froid ($T_1 - T_2$) est la somme de différences de températures partielles

$$T_1 - T_2 = (T_1 - T_3) + (T_3 - T_4) + (T_4 - T_2) \quad (2.24)$$

Ce qui donne

$$T_1 - T_2 = \frac{Q}{A} \left[\frac{1}{h_1} + \frac{d}{K} + \frac{1}{h_2} \right] \quad (2.25)$$

ou bien

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{d}{K} + \frac{1}{h_2}} A [T_1 - T_2] \quad (2.26)$$

$$Q = U \cdot A \Delta T \quad (2.27)$$

Par analogie avec l'électricité, on peut interpréter $1/U$ comme une résistance qui s'oppose au flux calorifique. Par comparaison avec l'équation de (2.25), on voit que cette résistance $1/U$ se compose par les trois résistances partielles $1/h_1$, d/k , $1/h_2$

Comme on s'intéresse à augmenter la température à la paroi, il faut donc réduire la résistance thermique $1/h_1$.

CONCLUSION

L'expérience montre que la diffusion turbulente dans les conduites en présence d'obstacles et les effets des paramètres géométriques sur la paroi de la conduite représentent un phénomène complexe .

Cette analyse nous permet de constater l'intérêt particulier, pour la plupart des auteurs, au développement des méthodes d'amélioration de l'échange de chaleur par l'utilisation des surfaces ailetées et les surfaces rugueuses. Par contre, nous constatons peu d'études concernant l'emploi d'obstacles pour l'amélioration de l'échange de chaleur à l'intérieur des conduites qui ont été menées jusqu'à ce jour.

Ceci nous incite à développer cette technique qui existe déjà dans la conception des échangeurs de chaleur à tubes de fumée.

CHAPITRE III

Etude expérimentale

CHAPITRE III

Etude expérimentale

La méthodologie expérimentale proposée a pour but principal l'analyse dynamique et thermique de l'écoulement des gaz chauds dans les faisceaux tubulaires des échangeurs de chaleur (voir figure 2.8)

Nous essayons de rester fidèles aux lois de similitudes en réalisant approximativement les conditions opératoires correspondant aux caractéristiques réelles d'un échangeur de chaleur de type générateur d'eau chaude à faisceau tubulaire de gaz chaud équipé de turbulateurs, générateurs de turbulence.

Le but de cette étude est d'optimiser l'influence des paramètres géométriques (N_c , S/D , α) sur le transfert thermique pour un rapport $W/D = 0,039$ est un fluide dont le nombre de Prandtl $Pr = 0,72$. Ainsi, l'étude expérimentale que nous avons entreprise a consisté essentiellement à relever les profils de vitesses et de températures de l'écoulement afin d'évaluer l'échange de chaleur. Cette étude expérimentale sera conduite comme le montre la (Fig. 3.1).

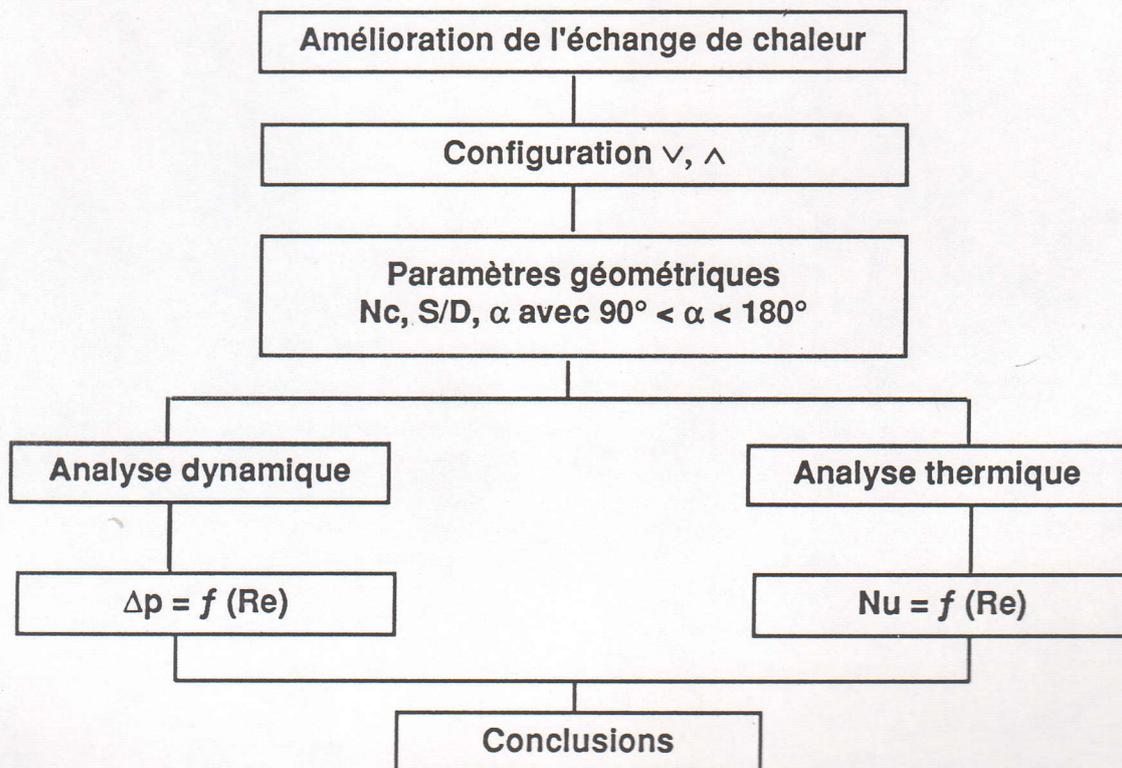


Figure 3.1 : Schéma synoptique de l'étude expérimentale

Les essais de cette expérimentation auront pour objectifs principaux :

① Pour l'analyse dynamique :

- ➔ La mise en évidence de l'influence des paramètres géométriques ($N_c, S/D, \alpha$) sur la perte de charge. (Coefficient de perte de charge).
- ➔ L'influence de ces mêmes paramètres sur l'accroissement de la turbulence.
- ➔ La visualisation des zones tourbillonnaires autour d'obstacles de différentes configurations.

② Pour l'analyse thermique :

- ➔ Mise en évidence de l'influence de ces mêmes paramètres géométriques sur le coefficient d'échange de chaleur en convection forcée.
- ➔ La détermination d'une corrélation entre le coefficient d'échange de chaleur et le taux de turbulence.
- ➔ L'amélioration des performances des échangeurs de chaleur à tube de fumée.

Ce chapitre est consacré essentiellement à la description du montage d'essais et des dispositifs utilisés lors de cette étude, ainsi que la méthodologie expérimentale.

III. 1 - ANALYSE DYNAMIQUE

Pour mettre en évidence l'influence des paramètres géométriques internes dans les conduites sur l'écoulement des gaz chauds, on a procédé d'abord à l'analyse du comportement de l'air pulsé dans une conduite circulaire en présence et en absence d'obstacles.

Et cela le but de voir l'évolution de la perte de charge, lorsqu'on augmente la turbulence.

III. 1.1 - Montage expérimental

Comme le montre la figure (3.2), le banc d'essai réalisé au sein du laboratoire est destiné à l'étude des pertes d'énergies (perte de charge) sur un tronçon de longueur $L = 1\text{ m}$ d'une conduite cylindrique. Il est constitué principalement :

- 1- Une conduite cylindrique en plexiglass de Longueur $L = 2200\text{ mm}$ et de diamètre intérieur $D_i = 70\text{ mm}$, pour visualiser l'écoulement et les zones tourbillonnaires.

- 2- Un compresseur (réservoir d'air comprimé)
- 3- Un dépresseur (diffuseur d'air), pour augmenter le volume d'air destiné aux essais.
- 4- Un tuyau flexible reliant le compresseur au dépresseur
- 5- Un turbulateur constitué d'une tige filtée et de sept chicanes transversales fixées à l'aide d'écrous, pour permettre un déplacement libre des chicanes le long de la tige.
- 6- Deux supports utilisés pour maintenir le dispositif expérimental et le dépresseur.
- 7- Un tube de Pitôt
- 8- Un multimanomètre à 12 voies
- 9- Des prises de pression statiques reliés au multimanomètre.

Le long de la génératrice supérieure du tube en plexiglass, nous avons aménagé, à intervalles réguliers, une série d'orifices permettant l'introduction de la sonde de mesure parallèlement à l'écoulement. (Un tube de Pitôt)

L'écoulement de l'air se fait par l'intermédiaire d'un réservoir d'air comprimé. Un dépresseur axial est placé à l'entrée de la conduite permettant le réglage du débit d'air pour des Reynolds compris entre $3 \cdot 10^4$ et $6 \cdot 10^4$.

NOTE.— Lors de cette étude, nous considérons que la vitesse moyenne de l'écoulement à l'infini amont.

III.1.2 - Système d'alimentation

C'est un dépresseur alimenté par un réservoir à air comprimé. La pression totale maximale de stockage à l'intérieur du réservoir est de 10 bars.

La vitesse d'écoulement de l'air dans la cavité cylindrique dépend de la pression de sortie d'air comprimé du réservoir et de l'ouverture du diffuseur correspondant à la rotation β .

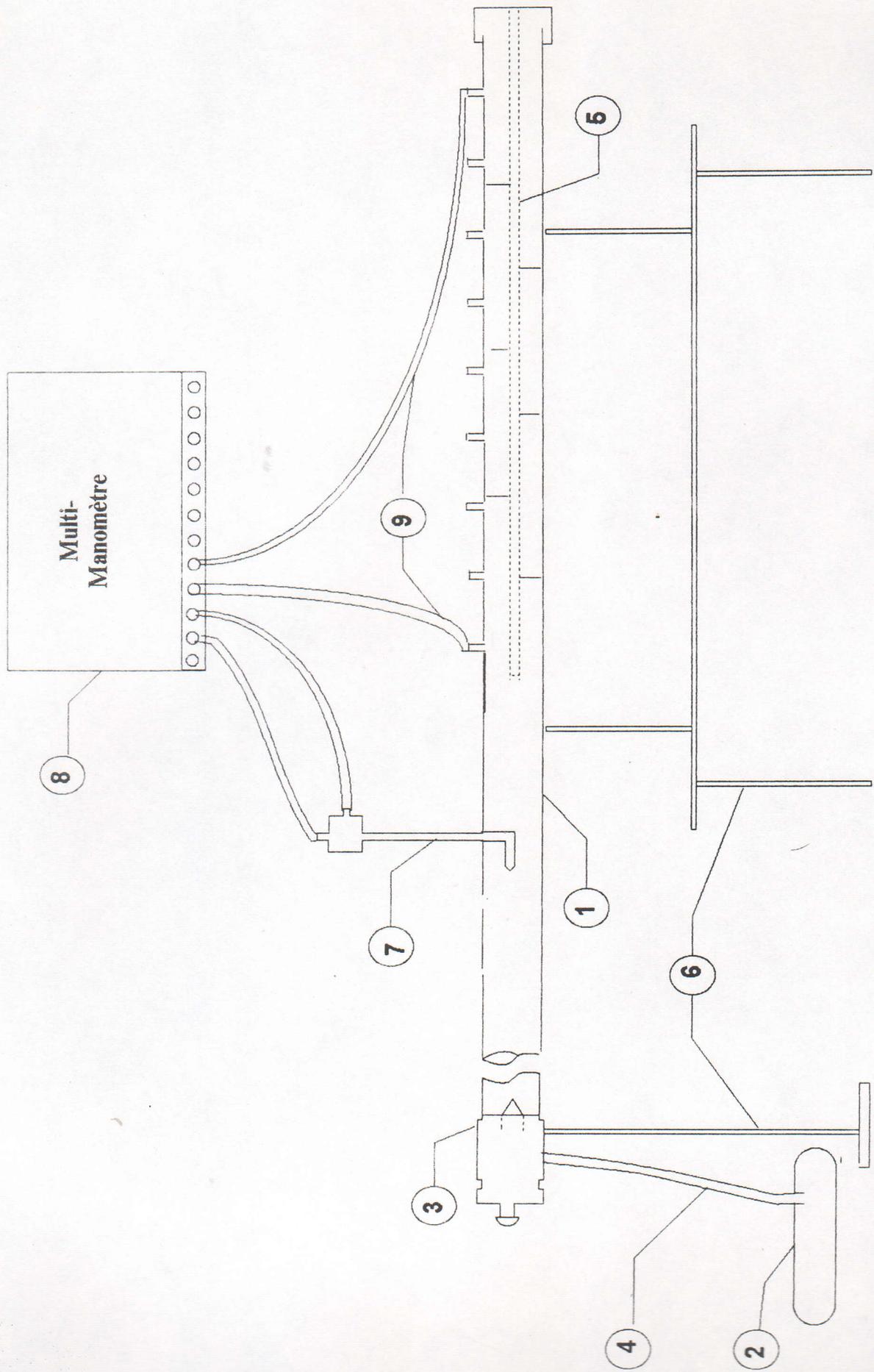


Figure 3.2 : Schéma du dispositif expérimental

Le réglage de la vitesse d'écoulement d'air, se fait à l'aide du diffuseur ; pour une telle vitesse d'écoulement, il est conseillé d'utiliser les graphes présentés sur la (Fig. 3.3) pour tenir compte du bon choix des valeurs (β) et (P_{tr}), qui nécessite des valeurs minimales de ces dernières.

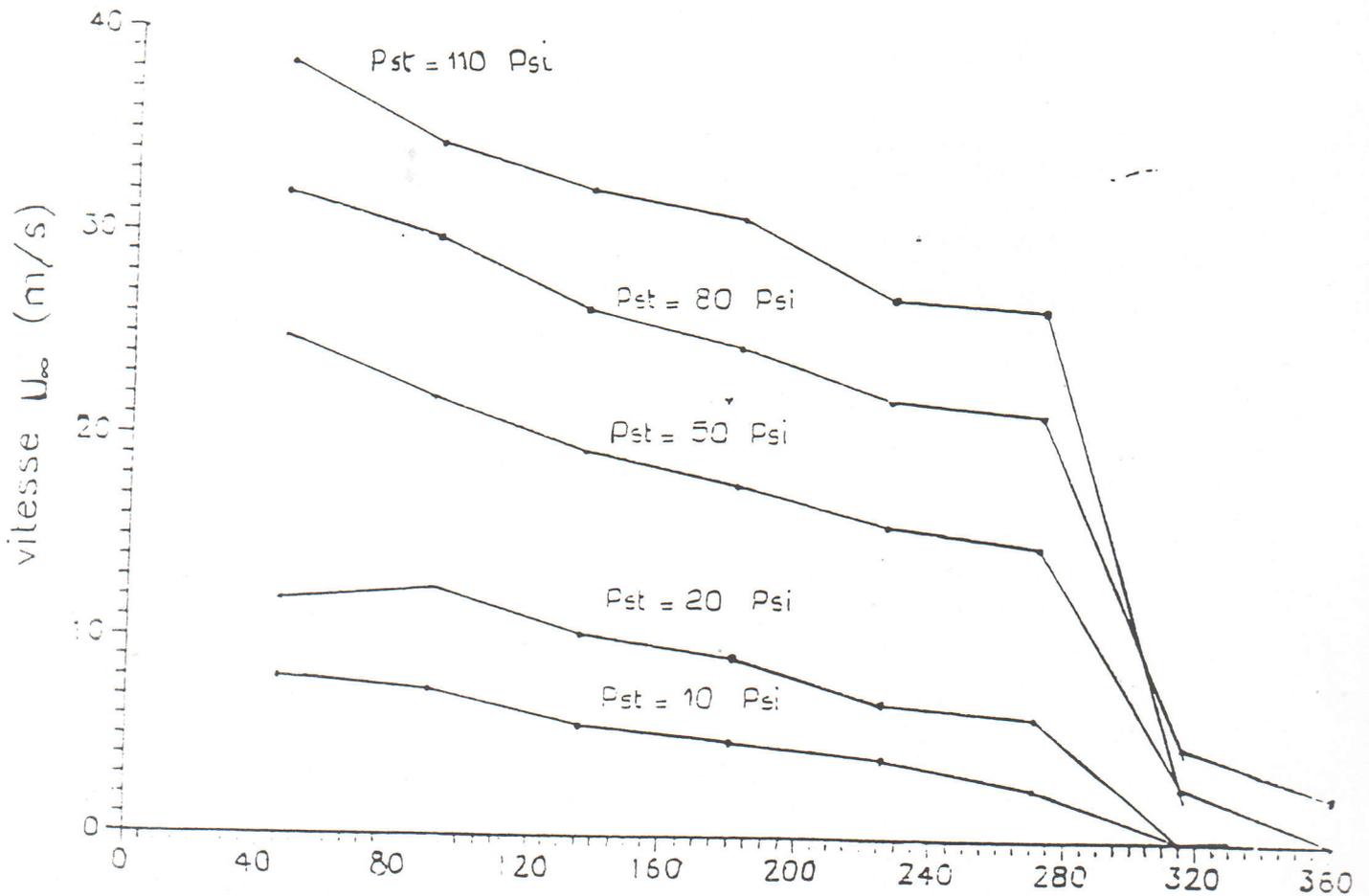


Figure 3.3 : Vitesse d'écoulement de l'air en fonction de l'ouverture du diffuseur (β).

III.1.3 - Dispositif de mesure

Pour la mesure du module du vecteur vitesse, nous avons utilisé un tube de Pitôt, l'appareillage manométrique utilisé est composé des éléments suivants :

- ➔ un tube de Pitôt de diamètre $d = 5 \text{ mm}$
- ➔ un support de sonde muni d'une règle graduée
- ➔ un multimanomètre à 12 voies
- ➔ deux prises de pression à l'amont et à l'aval de la veine d'essai.

A l'aide de ce même multimanomètre, on a procédé à la mesure de la dénivellation de la pression statique dans un manomètre branché entre deux prises de pression sur le tronçon d'essai.

III.1.3.1 - Mesure du module de la vitesse

Pour déterminer le module du vecteur vitesse en un point donné de la conduite, nous avons introduit le tube du Pitôt dans la veine d'écoulement et positionné sa tête face au vecteur vitesse contenu dans le plan (r, z)

Ainsi, le profil de la vitesse dans une section donnée est obtenu par un relevé de valeurs fournies par le tube de Pitôt, lors de son déplacement radial depuis l'axe jusqu'à la paroi.

Les relevés des profils de vitesses obtenus sont représentés sur la figure (4.1).

NOTE. – Ces mesures ont été réalisées à la température d'équilibre $T = 25^\circ \text{ C}$, considérée comme constante dans toute la conduite. L'écoulement étant turbulent ($Re > 10^4$), nous n'avons considéré que la valeur moyenne du vecteur vitesse.

III. 1.4 - Précision des mesures

Comme nous l'avons exposé précédemment le module du vecteur vitesse est obtenu en plaçant la tête du tube de Pitôt parallèlement au vecteur contenu dans le plan (r, Z) .

En effet, cette lecture de la différence de dénivellation dépend de l'angle \emptyset que fait le vecteur avec la tête du tube de Pitôt.

Dans nos mesures, ayant négligé cette faible dépendance, nous estimons l'erreur commise, au plus égale à 3%.

Suite aux légères variations du jet d'alimentation du compresseur, il s'ensuit une variation de $\pm 0,5$ m/s de la vitesse d'entrée.

En négligeant ces variations, nous commettons une erreur égale au plus à 2 %.

En définitive, nous estimons à 6 %, l'incertitude sur les mesures prises.

III. 1.5 - Méthodologie expérimentale

Pour un débit donné, nous avons procédé à la fois à un relevé du profil de vitesse dans une section donnée, ainsi qu' à la mesure de la perte de charge $\Delta H (r, z)$ sur le tronçon d'essai.

A partir de ces relevés, nous avons pu comparer l'évolution de la perte de charge en fonction du nombre de Reynolds, ceci en absence et en présence d'obstacles.

III. 1.5.1 - Perte de charge linéaire Δh_e

Elle correspond à la différence de dénivellation statique sur le tronçon d'essai en absence d'obstacles, pour différents débits d'air.

La variation de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds est représentée sur la (Fig.4.2).

III. 1.5.2 - Pertes de charge singulière Δh_s

Ces pertes de charges singulières sont dues à la présence d'obstacles à l'intérieur de la conduite.

L'influence des paramètres géométriques sur la perte de charge est étudiée pour un rapport $W/D = 0,039$ et un fluide dont le nombre de Prandtl $Pr = 0,72$.

a. Influence de la forme géométrique (α)

Parmi les nombreuses formes de configuration envisagées, notre choix s'est porté sur les configurations de type C1 et C2 représentées sur les figures (3.4) et (3.5). Ces derniers se caractérisent par leurs simplicités de conception, leurs possibilités d'augmenter la vitesse d'écoulement en variant la section de passage du fluide.

Pour mettre en évidence l'influence de la forme géométrique, on se réfère au domaine d'étude de la figure (2.7). Pour cela, on considère tout d'abord la configuration C1, on fait varier l'angle de passage α . $90 \leq \alpha \leq 180^\circ$, pour un nombre et une disposition de chicane bien déterminés.

Même opération pour la configuration du type C2, on obtient les résultats représentés dans les tableaux (4.3, 4.4). (voir annexe).

b. Influence de la disposition des chicanes (S/D).

On considère l'une des deux configurations envisagées, C1 ou C2 et on se réfère au domaine d'étude de la (Fig.2.7 pour mettre en évidence l'influence de la disposition des chicanes marqué pour le rapport (S/D). Ce rapport (S/D), permettra ainsi de distinguer trois dispositions possibles : (voir figure 3.6).

Les résultats obtenus pour l'ensemble des dispositions sont représentés dans le tableau 4.6 (voir annexe).

Remarque : Le nombre de chicanes et la forme géométrique (α) sont maintenus fixes.

pour $N = 3$

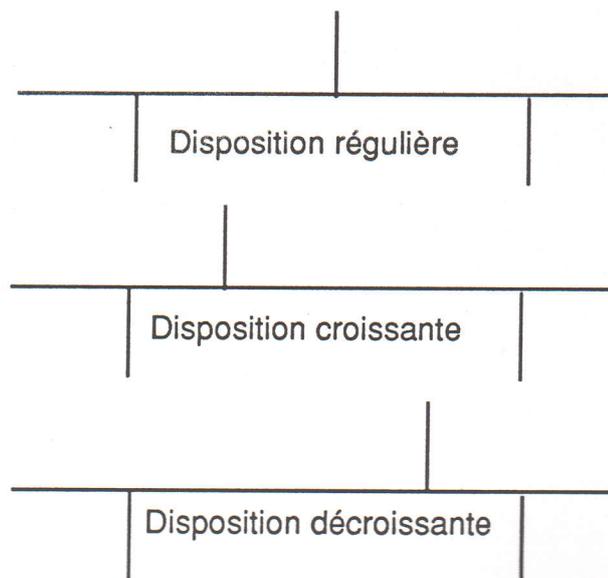


Figure 3.6 : Differentes disposition de chicane

c. Influence du nombre de chicanes (Nc)

Considérons l'une des deux configurations C1 ou C2 pour mettre en évidence l'influence du nombre de chicanes sur la perte de charge. Pour cela, on fait varier le nombre de chicanes de $N = 2$ à $N = 7$, tout en maintenant le rapport S/D et l'angle de passage fixes.

Ainsi les résultats obtenus sont représentés dans le tableau 4.7 (voir annexe).

III.2 - ANALYSE THERMIQUE

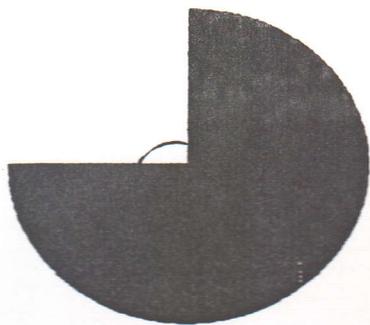
Cette fois-ci, nous nous intéressons à l'analyse thermique de l'influence de ces mêmes paramètres géométriques sur le transfert thermique.

Et cela dont le but de voir l'évolution du coefficient d'échange de chaleur lorsqu'on augmente la turbulence.

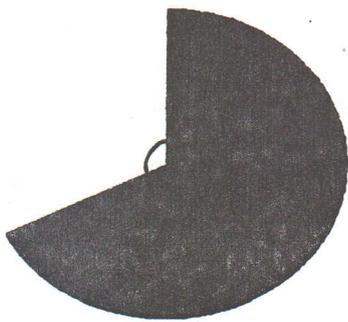
III. 2.1 - Montage expérimental

Comme le montre la (Fig.3.7), le banc d'essai destiné à la détermination du coefficient d'échange de chaleur est constitué de :

- 1- des mêmes éléments constituant le banc d'essai figure (3.2).
- 2- on remplace la conduite en plexiglass par une conduite en cuivre de longueur $L = 2200$ mm et de diamètre $D_i = 70$ mm, utilisée comme veine d'essai dans la partie thermique.
- 3- deux thermomètres à haute précision allant jusqu'à 200° C, placés à l'amont et à l'aval du tronçon d'essai.
- 4- un dispositif de réchauffement de l'air, ce dernier est constitué d'une résistance électrique alimentée par un générateur de tension de type (.....).
- 5- on isole la partie chauffée afin de réduire les pertes vers l'extérieur
- 6- un thermocouple digital destiné aux mesures des températures T_e , T_m , T_p , T_s .



a
 $\alpha = 90^\circ$



b
 $\alpha = 120^\circ$

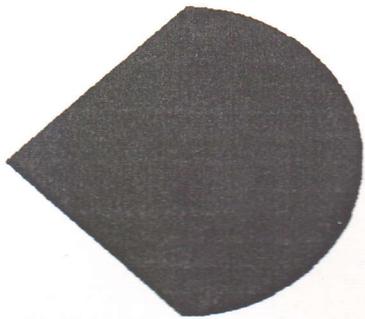


c
 $\alpha = 150^\circ$

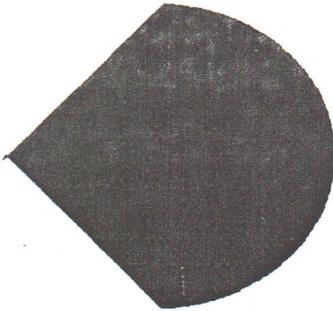


d
 $\alpha = 180^\circ$

Figure 3.4 : Configuration (C1)



a
 $\alpha = 90^\circ$



b
 $\alpha = 120^\circ$



c
 $\alpha = 150^\circ$



d
 $\alpha = 180^\circ$

Figure 3.6 : Configuration (C2)

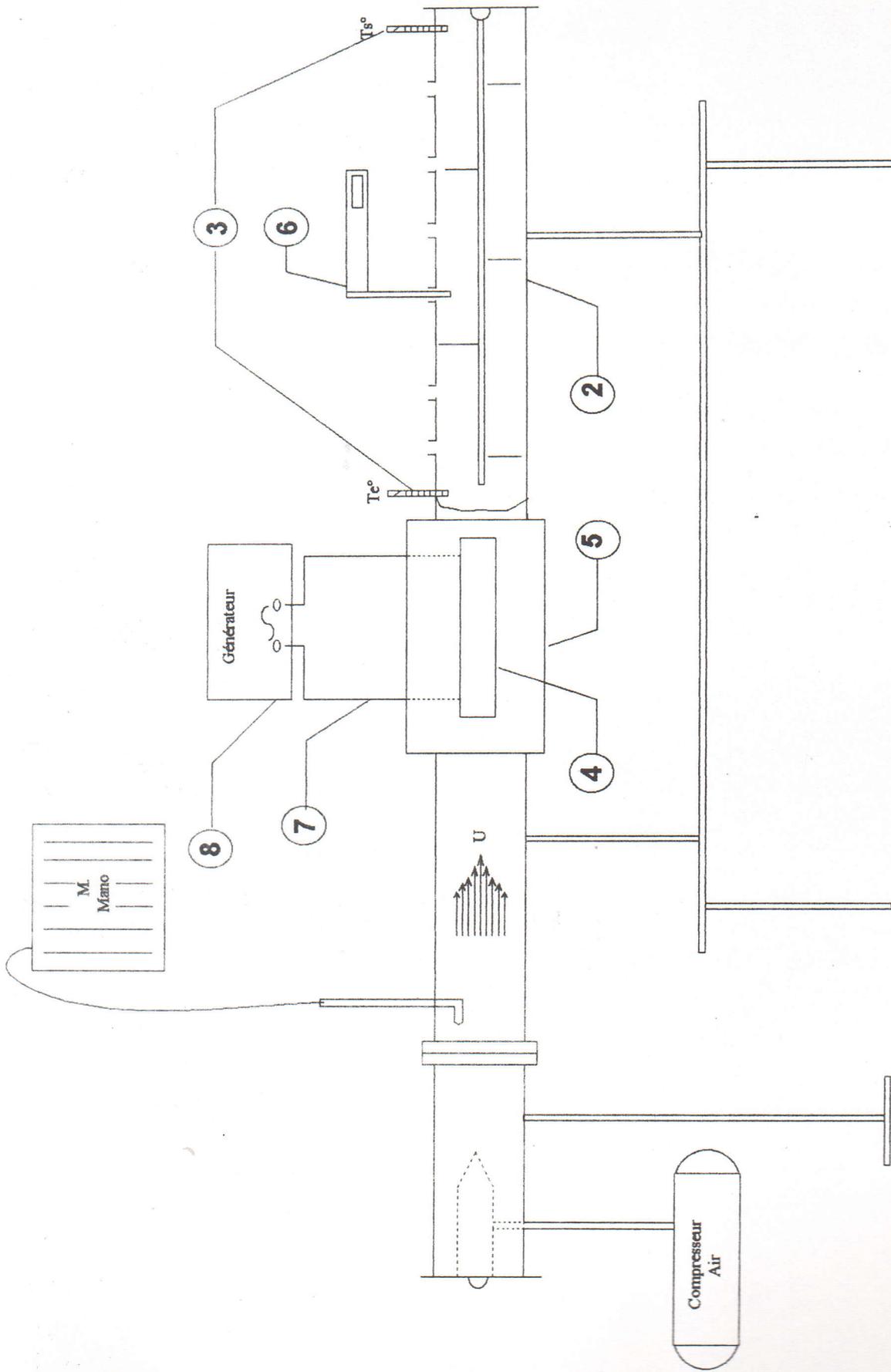


Figure 3.7 : Schéma du montage expérimental

III. 2.2 - Dispositif de mesure de la température

La mesure de la température a été effectuée à l'aide d'un thermocouple digital à haute précision, conçu de telle façon à être utilisé de manière facile (voir Photo).

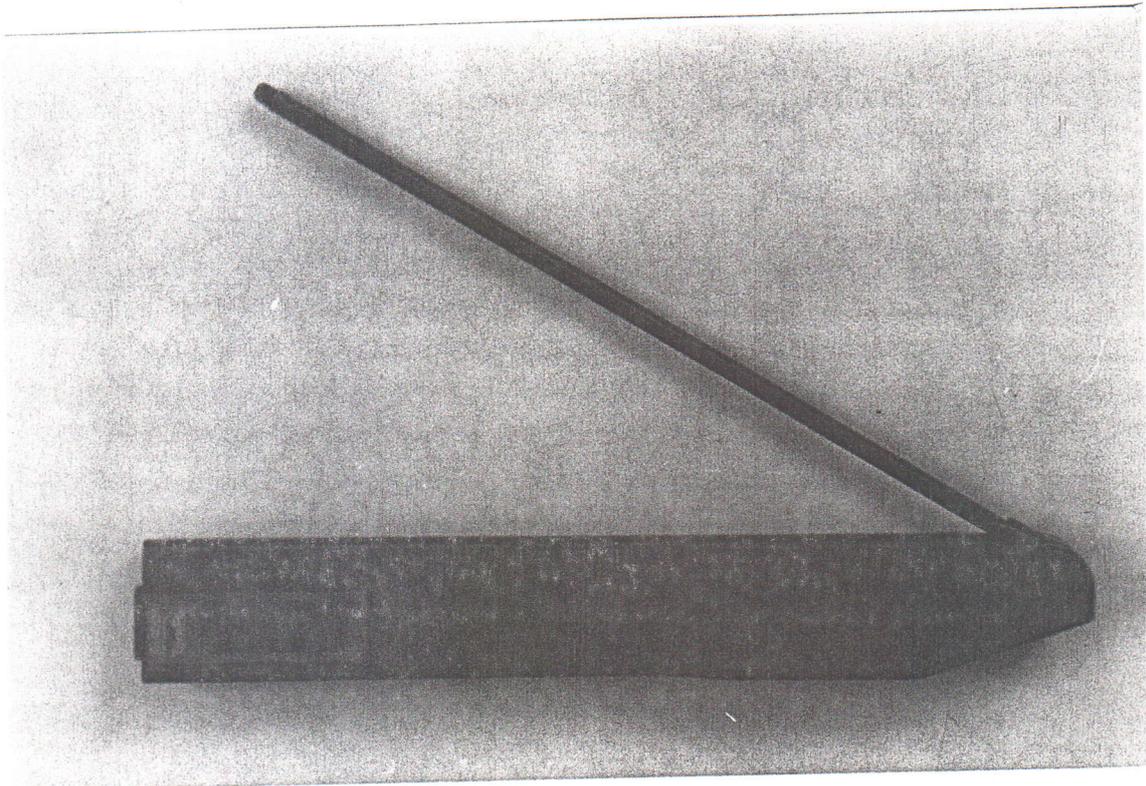


Photo d'un thermocouple digital

III. 2.2.1 - Mesure de la température

Le long de la génératrice supérieure du tube en cuivre, nous avons aménagé une série d'orifices à intervalles réguliers, rapprochés à l'entrée, éloignés et équidistants au milieu, rapprochés de nouveau vers la sortie du tube, permettant l'introduction de la sonde et son déplacement radial du centre à la paroi.

L'extrémité du thermocouple, utilisé comme sonde placée perpendiculairement à l'écoulement, est déplacée point par point sur une section donnée tout le long de la conduite. La température relevée est une température moyenne du volume du fluide éjecté.

L'air frais arrivant du dépresseur situé à l'entrée du tube en cuivre, traverse le dispositif de réchauffement pour arriver à l'enceinte où s'effectuent les mesures.

III. 2.3 - Méthodologie expérimentale

La détermination du coefficient de transfert de chaleur expérimentalement a nécessité de relever les profils de températures sur différentes sections le long du tronçon d'essai, ceci pour différents débits d'air.

A partir de ces relevés, nous avons pu comparer l'évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds, ceci en absence et en présence d'obstacles.

On mettra en évidence l'influence des paramètres géométriques sur le coefficient d'échange de chaleur en utilisant la même méthodologie citée dans l'analyse dynamique.

Ainsi les résultats obtenus sont représentés dans les tableaux (4.8, 4.9, 4.10, 4.11, 4.12, 4.13), (voir annexe).

a. Influence de la puissance de chauffe (P)

Tenant compte des paramètres géométriques optimisés, on procède aux relevés des profils de températures sur différentes sections pour différents débits d'air en variant la puissance de chauffe de 50 à 700 watt.

Les résultats obtenus sont représentés dans le tableau 4.14 (en annexe).

CHAPITRE IV

Résultats expérimentaux et discussion

CHAPITRE IV

Résultats expérimentaux et discussion

IV. 1 - RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Les résultats expérimentaux sont donnés en grandeurs adimensionnelles sous forme de courbes représentant l'évolution de la perte de charge en fonction du nombre de Reynolds d'une part et d'autre part l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour les deux séries de configurations envisagées : Configuration C1 et Configuration C2.

Ainsi, les résultats obtenus au cours de cette étude expérimentale montrent clairement l'influence de ces paramètres géométriques sur le comportement dynamique et thermique du fluide en convection forcée.

IV.1.1 - Analyse dynamique

La figure (4.1) représente l'évolution de la vitesse en fonction de l'abscisse radiale r , pour différents débits. Sur cette figure nous avons rapporté en ordonnée la valeur moyenne de la vitesse U et en abscisse la variable transversale r .

Le tableau (4.2) représente l'évolution du Coefficient de perte de charge en fonction du nombre de Reynolds, ceci en absence d'obstacles.

Les figures (4.3) et (4.4) représentent l'évolution de la perte de charge en fonction du nombre de Reynolds, pour différents angles d'ouvertures $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ pour les deux types de configurations envisagées.

La figure (4.5) représente l'évolution de la perte de charge en fonction du nombre de Reynolds, pour les deux types de configurations considérées pour l'angle d'ouverture $\alpha = 120^\circ$

La figure (4.6) représente l'évolution de la perte de charge en fonction du nombre de Reynolds, pour différents arrangements géométriques donnés par le rapport (S/D).

La figure (4.7) représente l'évolution de la perte de charge en fonction du nombre de Reynolds, pour différents nombres de chicane variant de 2 à 7.

IV.1.2 - Analyse thermique

Les figures (4.8) et (4.9) représentent l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, pour différents angles d'ouvertures $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ pour les deux types de configurations considérées.

La figure (4.10) représente l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, pour l'angle d'ouverture $\alpha = 120^\circ$, ceci pour les deux configurations géométriques.

La figure (4.11) représente l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, pour différents arrangements géométriques donnés par le rapport (S/D).

La figure (4.12) représente l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, pour différents nombres de chicane variant de 2 à 7.

Dans la figure (4.13) nous avons représenté l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, en présence et en absence de turbulateur.

Nous avons également représenté dans la figure (4.14), l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes puissances de chauffe variant de 50 w à 700 watt, ceci en présence de turbulateur.

Remarque

Les résultats de mesure des essais sont rassemblés dans les tableaux en annexe [Tableau n° 1 au n° 14]

IV.2. - ANALYSE DES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET DISCUSSION

L'étude expérimentale a permis d'obtenir un ensemble de courbes traduisant l'influence du nombre de chicanes, de leurs arrangements géométriques, de leurs configurations géométriques et de la puissance de chauffe sur la température de mélange et sur le coefficient de transfert de chaleur en convection forcée.

Ces courbes montrent le taux d'augmentation de l'échange de chaleur traduit par le nombre adimensionnel Nu , produit par l'effet combiné des paramètres géométriques, entraînant à la fois une augmentation de la température de mélange et de la température du fluide caloporteur.

4.2.1 - Partie dynamique

La première partie de cette étude expérimentale consacrée au comportement dynamique du fluide vis-à-vis des paramètres géométriques, a permis de mettre en évidence la contribution de chaque paramètre dans l'augmentation des pertes d'énergie dues aux chutes de pression causées par la présence des obstacles à l'intérieur de la conduite.

4.2.1.1 - Influence de l'angle de passage (α)

Les figures (4.3) et (4.4) montrent l'influence de l'angle de passage (d'ouverture) sur la perte de charge. On remarque que Δp augmente au fur et à mesure que l'angle d'ouverture diminue, elle est plus importante pour un angle d'ouverture $\alpha = 120^\circ$.

Cette grande perte d'énergie est due à l'augmentation de la vitesse d'écoulement au passage de la chicane, provoquant ainsi un accroissement de turbulence.

Une anomalie est observée pour un angle d'ouverture $\alpha = 90^\circ$, où on constate que la perte d'énergie diminue, ceci s'explique par le fait qu'une importante perturbation du jet due à la présence de tourbillons issus du courant de retour est à l'origine de cette diminution.

4.2.1.2 - Influence de la configuration géométrique des chicanes

Les courbes de la figure (4.5) montrent l'influence de la configuration des chicanes sur la variation de la perte de charge Δp . Des tableaux comparatifs sont établis afin de déterminer l'influence de chaque modèle de chicane.

On constate que la configuration C2 donne une meilleure perte d'énergie, qui s'explique par l'apport appréciable de la forme de la chicane qui permet aux tourbillons de pénétrer le plus profondément dans la couche limite laminaire.

Ces résultats montrent que la configuration géométrique de chicanes joue un rôle très important dans l'augmentation des pertes d'énergies.

4.2.1.3 - Influence de la disposition des chicanes (S/D)

Les courbes de la figure (4.6) montrent l'influence de l'arrangement des chicanes sur la perte de charge Δp .

On constate que pour un arrangement décroissant des chicanes, on obtient une meilleure perte de charge.

Sachant que l'écoulement du fluide se fait dans le sens des pressions décroissantes, comme le montre l'allure de la courbe $\Delta p = f(X/D)$, on peut ainsi expliquer que cette disposition de chicanes permet d'augmenter les pertes de charge lorsque le rapport (X/D) devient important.

En conclusion, cette disposition de chicane décroissante joue un rôle assez important dans l'augmentation des pertes de charges surtout à l'aval.

4.2.1.4 - Influence du nombre de chicanes.

Les courbes de la figure (4.7) montrent l'influence du nombre de chicanes sur la variation de la perte de charge. On remarque que Δp augmente au fur et à mesure que le nombre de chicanes augmente, elle devient plus importante pour un nombre impair 3, 5, 7 de chicanes.

Ces résultats sont expliqués par le fait qu'un grand nombre de chicanes favorise au mieux la perte de charge (perte d'énergie).

En définitive, on peut conclure que les résultats obtenus à partir des courbes des figures (4.3) ; (4.7), ont permis néanmoins de montrer l'effet important des paramètres géométriques sur le comportement dynamique du fluide.

4.2.2 Partie thermique

Les résultats obtenus à partir des figures (4.8) à (4.14) montrent le comportement thermique du fluide à l'égard de ces mêmes paramètres géométriques en convection forcée.

4.2.2.1 - Influence de l'angle d'ouverture (α)

Les courbes des figures (4.8), (4.9) montrent l'influence de l'angle d'ouverture sur l'échange de chaleur traduit par le nombre adimensionnel Nu.

On remarque que Nu augmente au fur et à mesure que l'angle d'ouverture diminue, il est plus important pour un angle d'ouverture $\alpha = 120^\circ$.

Ce grand transfert de chaleur est dû à l'accroissement de la turbulence provoqué par l'augmentation de la vitesse d'écoulement au passage de la chicane. Cet accroissement de turbulence donne naissance à des zones tourbillonnaires dont leurs importance dépend beaucoup de la section de passage du fluide à travers la chicane.

Pour $\alpha = 90^\circ$, on remarque que l'échange de chaleur diminue, cette diminution est due à l'augmentation de la température de mélange associée à la masse de fluide entre les chicanes.

4.2.2.2 - Influence de la configuration géométrique de la chicane

Les courbes de la figure (4.10) montrent l'influence de la configuration géométrique des chicanes sur la variation de l'échange de chaleur donné par Nu. Ces courbes sont établies afin de déterminer l'influence de chaque configuration de chicane.

On constate que la configuration C2 donne un meilleur échange de chaleur, dû à la forme de la chicane qui permet aux tourbillons de pénétrer le plus profondément dans la couche limite laminaire, réduisant ainsi la résistance thermique dans cette couche.

4.2.2.3 - Influence de la disposition des chicanes (S/D)

Les courbes de la figure (4.11) montrent l'influence de la disposition des chicanes sur la variation de l'échange de chaleur donné par Nu.

On constate que pour un arrangement décroissant de chicanes, on obtient un meilleur échange de chaleur pour expliquer le choix d'arrangement de chicanes. On se réfère à l'allure de la courbe $Nu = f(X/D)$. On remarque que l'échange de chaleur est très mauvais vers la sortie de la conduite.

Cet arrangement de chicanes va nous permettre d'augmenter l'échange de chaleur vers la sortie de la conduite, en augmentant le temps de séjour du fluide chaud dans cette partie de la conduite.

4.2.2.4 - Influence du nombre de chicanes

Les courbes de la figure (4.12) montrent l'influence du nombre de chicanes sur la variation de l'échange de chaleur donné par Nu.

On constate que Nu. augmente au fur et à mesure que N augmente, il est plus important pour des nombres de chicanes impair 3, 5, 7 ...

On conclue qu'un grand nombre de chicanes favorise au mieux l'échange de chaleur.

4.2.2.5 - Influence de l'angle de passage, de la configuration géométrique, de la disposition des chicanes et du nombre de chicanes.

En combinant l'ensemble des paramètres géométriques optimisés, les courbes de la figure (4.13) montrent leurs influences sur la variation de l'échange de chaleur. On observe un important transfert de chaleur en présence du turbulateur optimisé.

De ce résultat définitif, on peut conclure que l'utilisation d'un turbulateur dont les paramètres géométriques sont optimisés, favorise au maximum le transfert de chaleur. On estime ainsi l'écart entre l'échange de chaleur en absence et en présence de turbulateur en viron quatre fois. Voir figure (4.13)

Ce résultat intéressant va nous permettre de favoriser au mieux le transfert de chaleur dans les faisceaux tubulaires.

4.2.2.6 Influence de la puissance de chauffe

L'influence de la puissance de chauffe P sur la variation de l'échange de chaleur est montré par les courbes de la figures (4.14). On constate que la variation de l'échange de chaleur diminue au fur et à mesure que la puissance de chauffe diminue.

Pour une puissance de chauffe comprise entre $80 < p < 150$ watt. On remarque que l'échange de chaleur est similaire à celui obtenu en absence de turbulateur.

Ce résultat important permet de conclure que l'utilisation de ce turbulateur optimisé avec une puissance de chauffe $80 < p < 150$ watt est équivalente à l'échange de chaleur obtenu en absence de turbulateur avec une puissance $p = 640$ watt.

- Validation des résultats :

Cette étude expérimentale a permis d'optimiser l'échange de chaleur à proximité de la paroi. Numériquement, on peut trouver une corrélation pour identifier ce transfert thermique. La corrélation proposée est de la forme :

$$N_u = A R_e^b P_r^c \quad / P_r \approx 1 \quad (1)$$

La méthode proposée (méthode des Moindres Carrés) consiste à identifier les paramètres A et B. Pour cela, il suffit de linéariser l'équation (1) :

Equation non linéaire : $Y = A X^b$

Equation linéaire : $\text{Log } Y = \text{Log } A + b \text{Log } X$

$$y = a + b x$$

L'identification des paramètres A et B se fera par la résolution du système d'équation :

$$\sum_{i=1}^n a + b \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n y_i$$

$$a \sum_{i=1}^n x_i + b \sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n x_i y_i$$

Après résolution numérique, on obtient :

l'équation de la droite logarithmique : $y = 0.6188 x - 0.367$

l'équation linéaire initiale : $Y = 0.6925 X^{0.6188}$

$$A = 0.6925$$

$$B = 0.62$$

$$Y = 0.6925 X^{0.62}$$

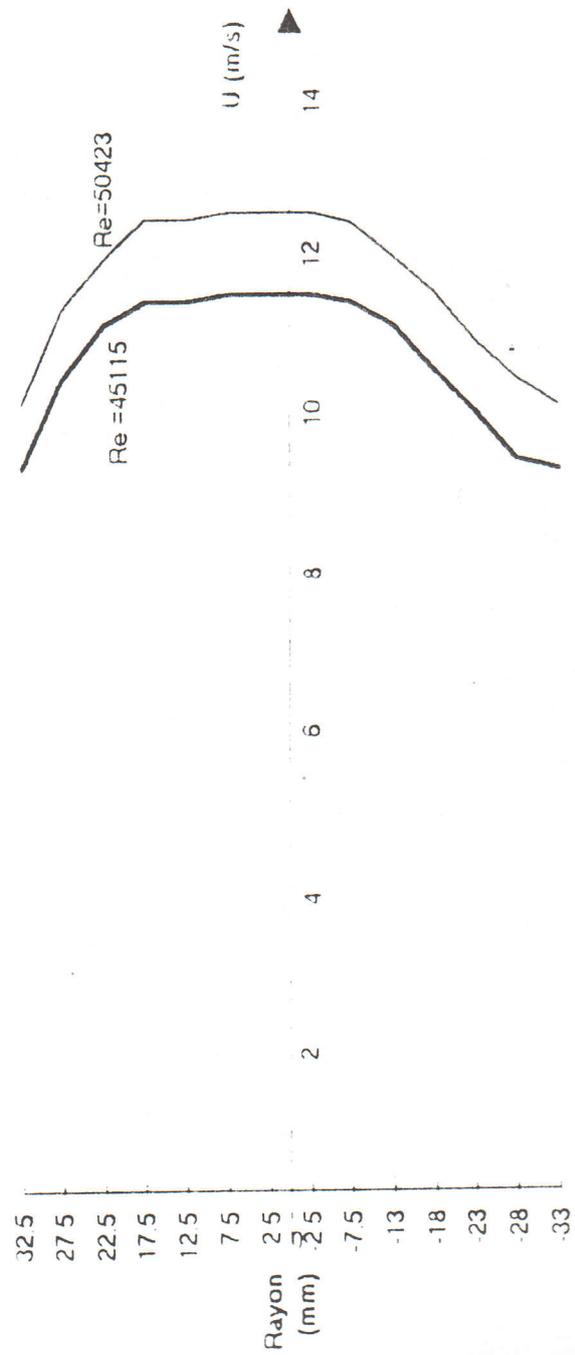


Figure 4-1 Profils de vitesses en conduite cylindrique

RÉSULTATS DES ESSAIS
PARTIE DYNAMIQUE

Figure 4.3 : variation de la perte de charge singulière en fonction du nombre de Reynolds pour différents anles d'ouvertures
($N=3$, $S/D=5.71$, Config C1)

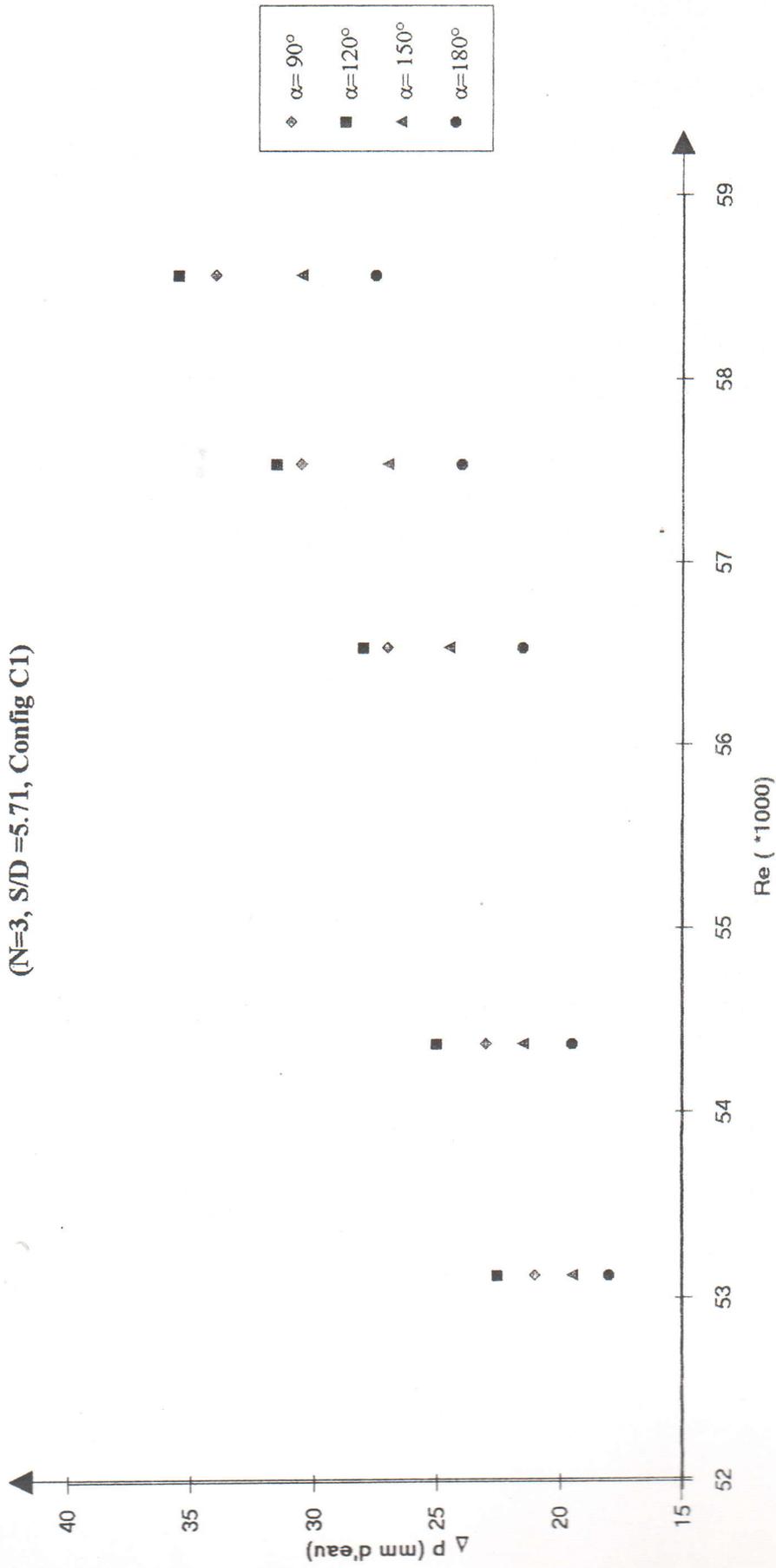


Figure 4.4 : Variation de la perte de charge singulière en fonction du nombre de Reynolds pour différents angles d'ouvertures (N=3, S/D =5.71, config C2.)

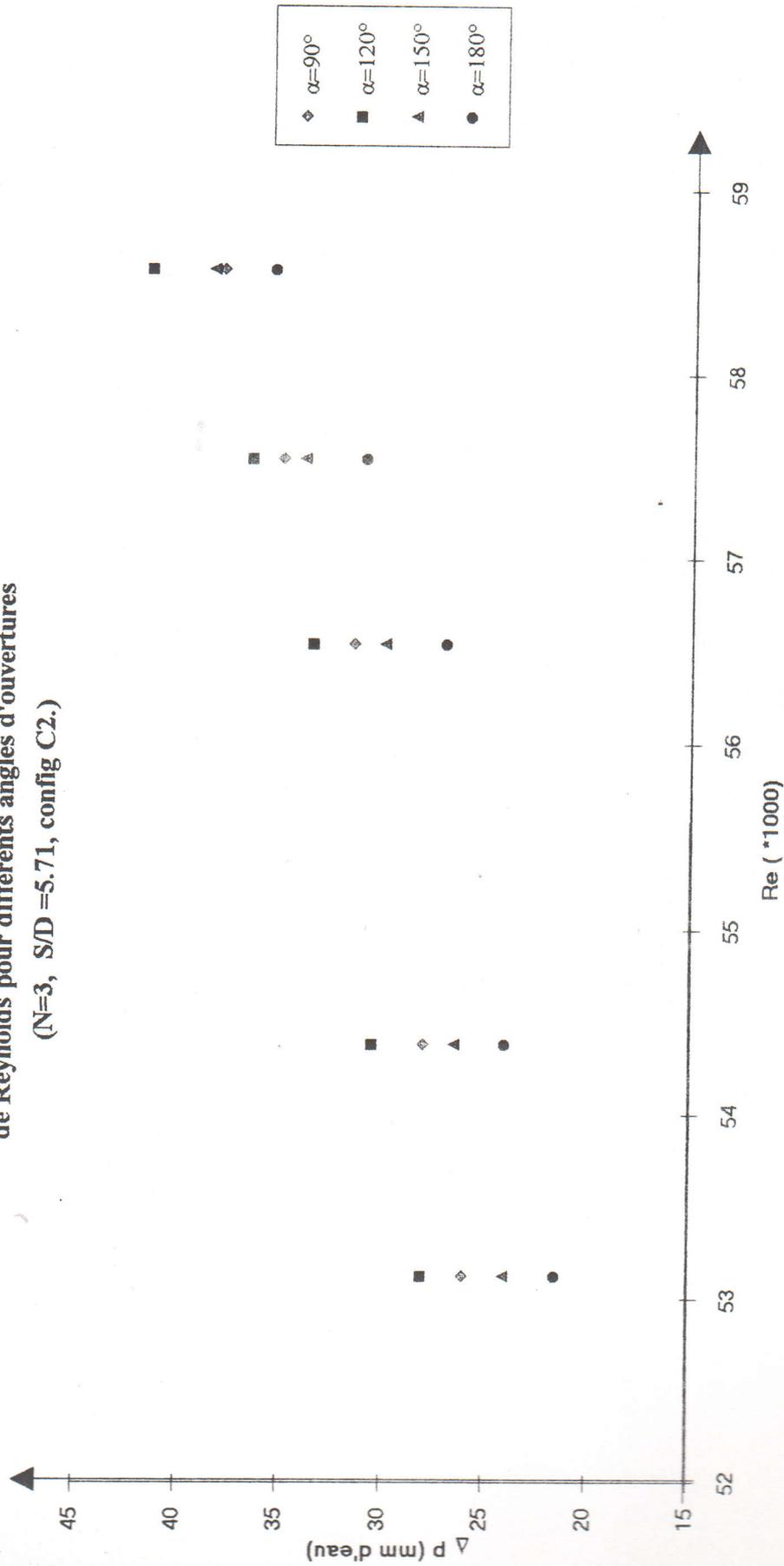


Figure 4.5 : Variation de la perte de charge singulière en fonction du nombre de Reynolds pour les deux types de configurations
 ($N=3$, $S/D=5.71$, $\alpha=120^\circ$)

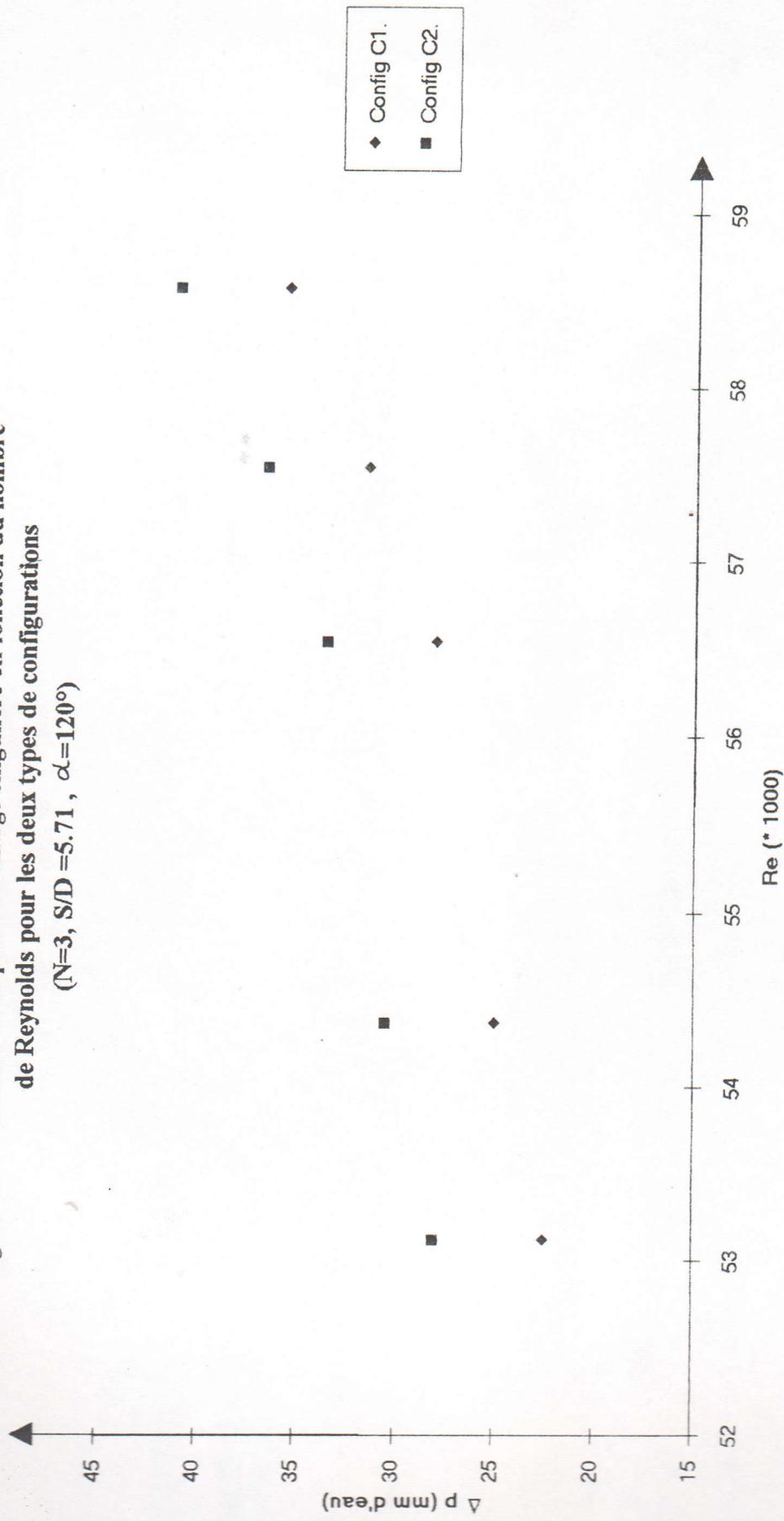


Figure 4.6 : Variation de la perte de charge singulière en fonction du nombre de Reynolds pour différents arrangements géométriques
 ($N=3, \alpha=120^\circ$, config C1.)

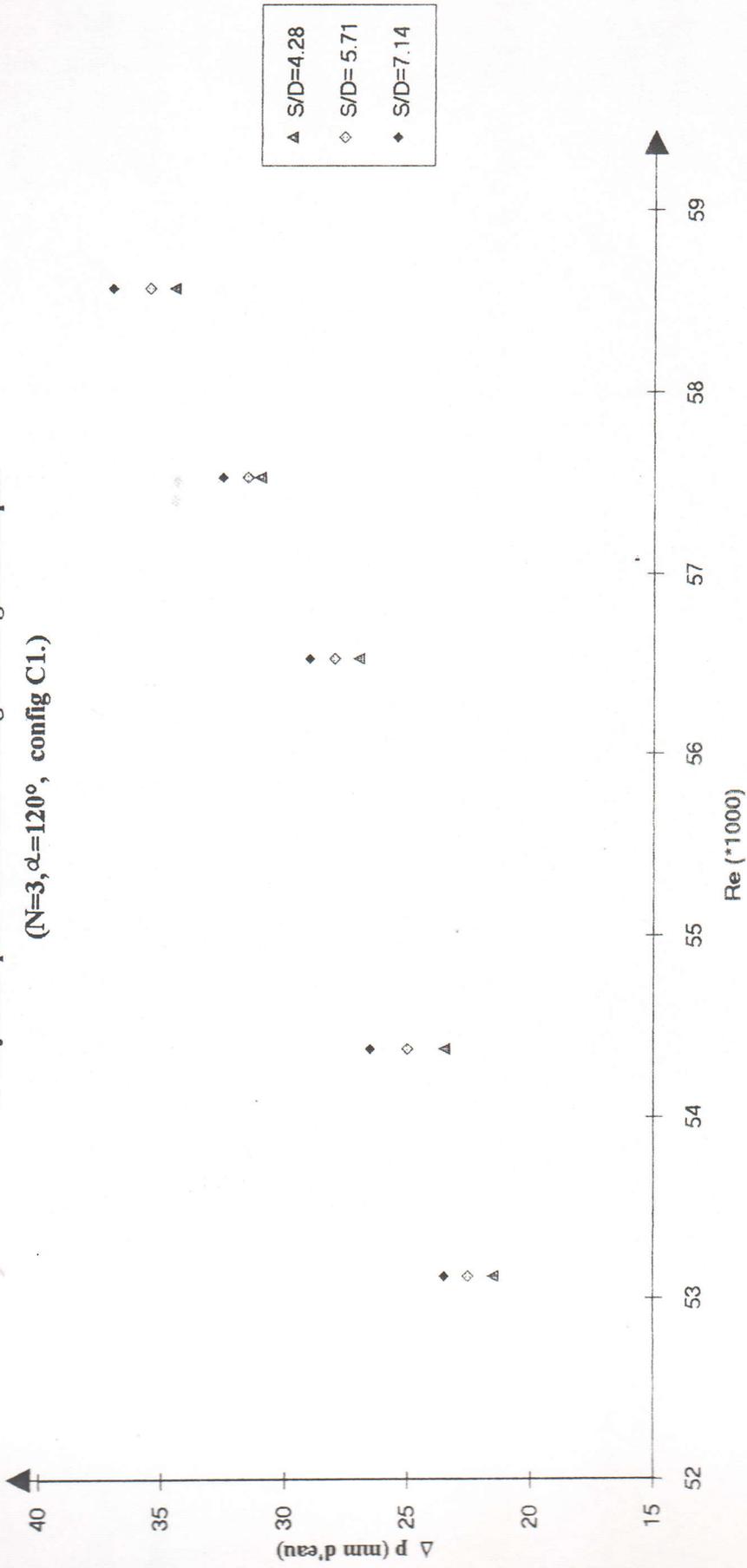
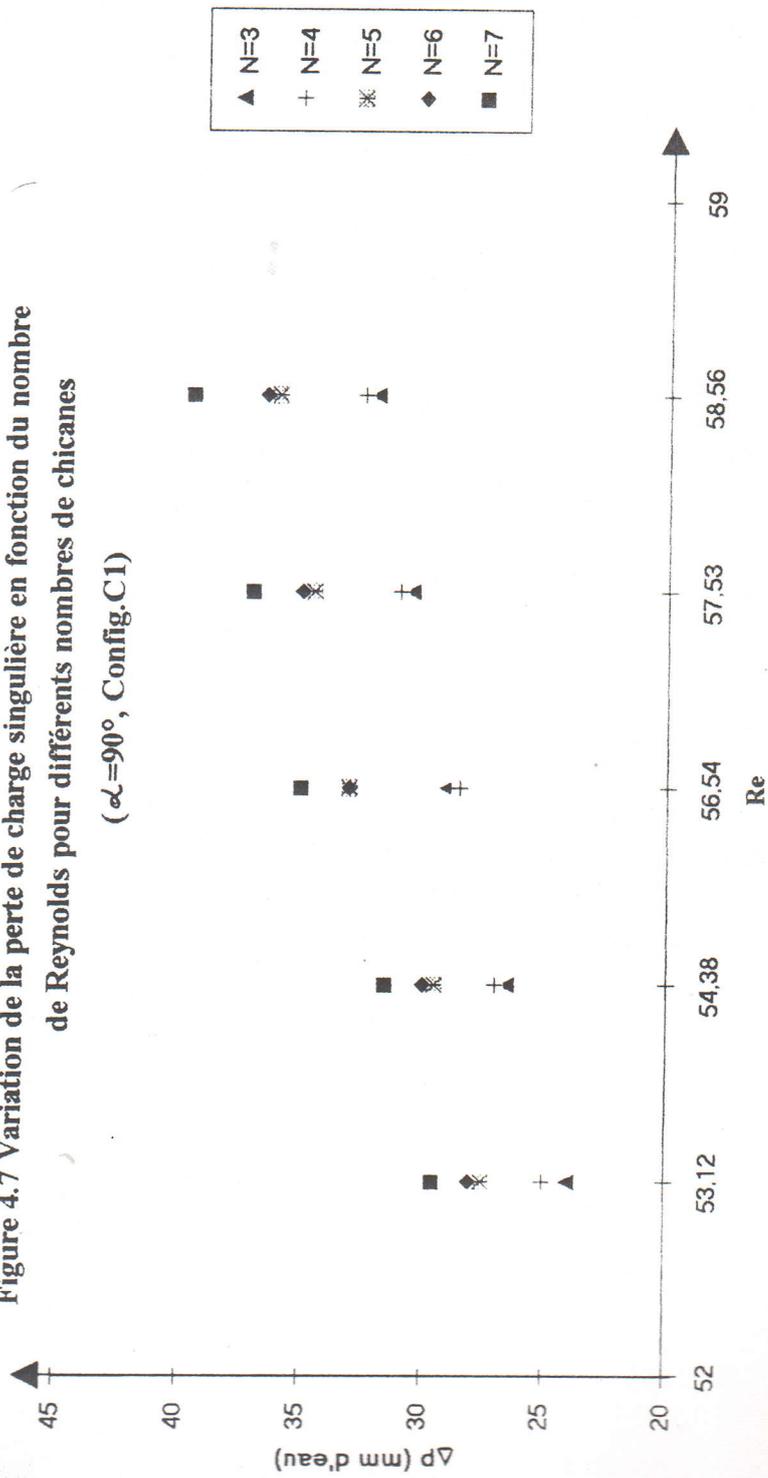


Figure 4.7 Variation de la perte de charge singulière en fonction du nombre de Reynolds pour différents nombres de chicanes ($\alpha=90^\circ$, Config.C1)



**RÉSULTATS DES ESSAIS
PARTIE THERMIQUE**

Figure 4-8. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction
 du nombre de Reynolds
 (N=3, S/D =5.71, Config. C.1 et P= 640W)

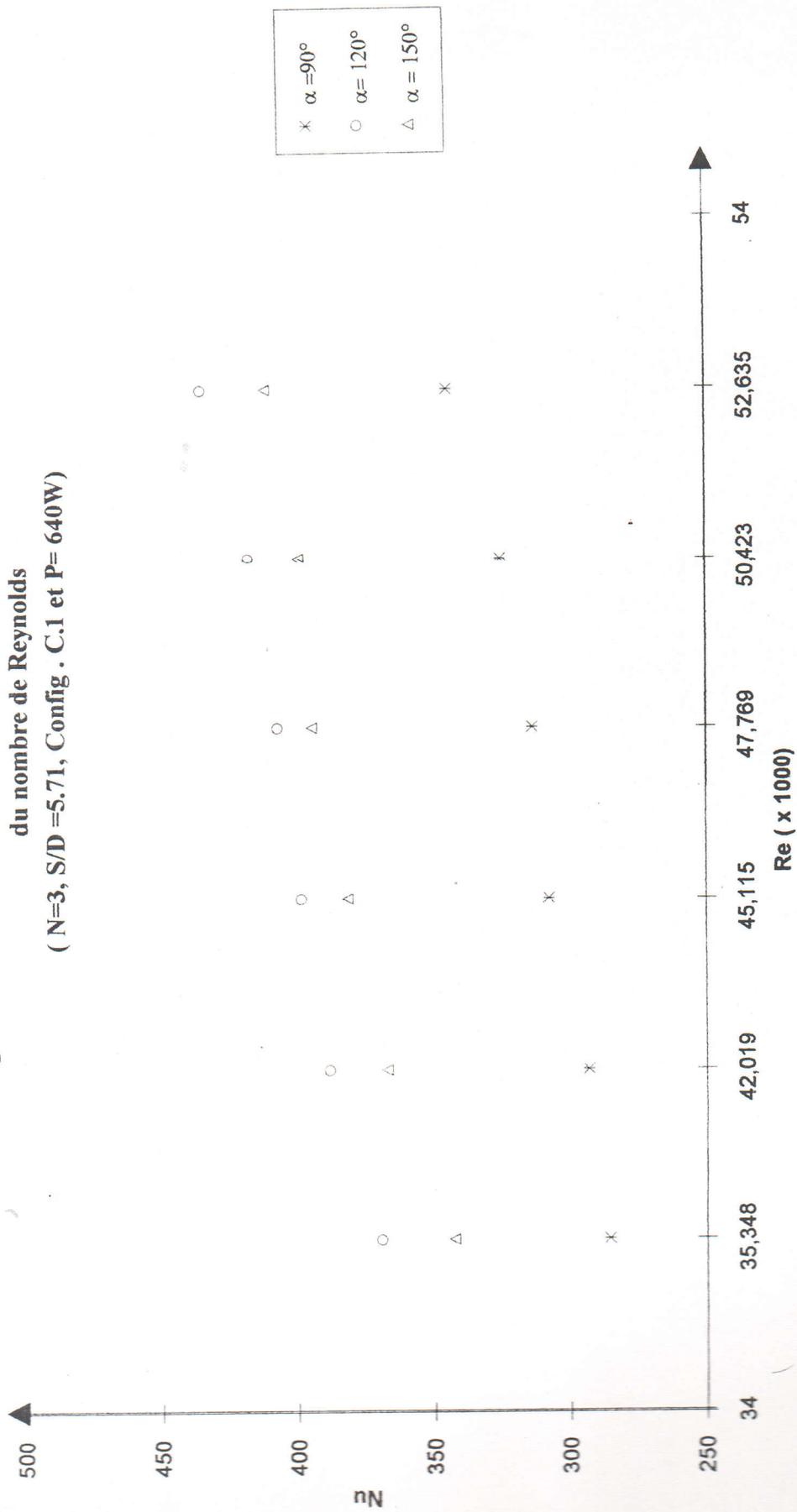


Figure 4-9. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds
 (N=3, S/D= 5.71, Config C.2 et P= 640 W).

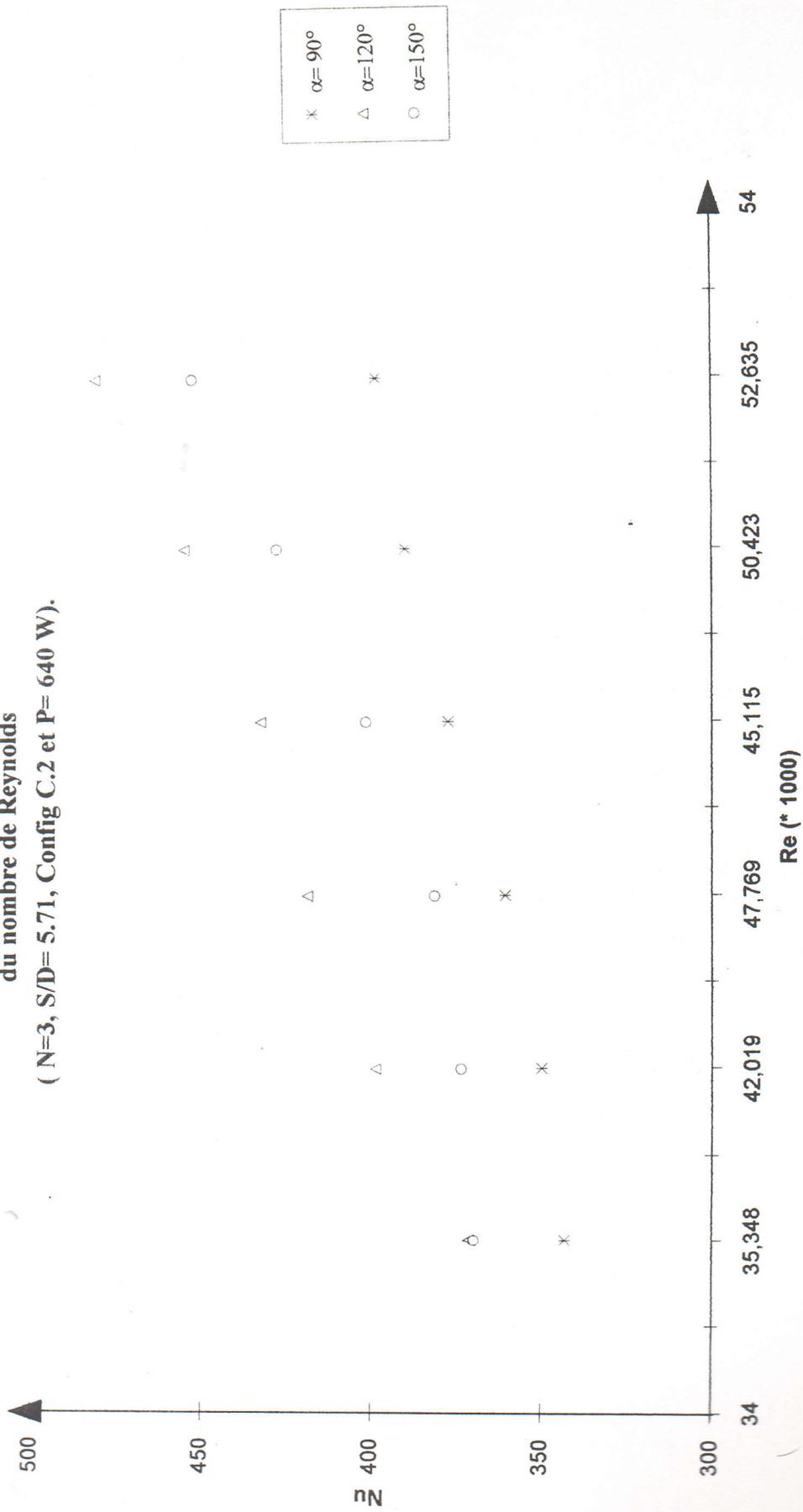


Figure 4-10. Variation du nombre de Nuselt en fonction du nombre de Reynolds
 ($N=3$, $S/D=5.71$ $\alpha=120^\circ$ et $P=640W$).

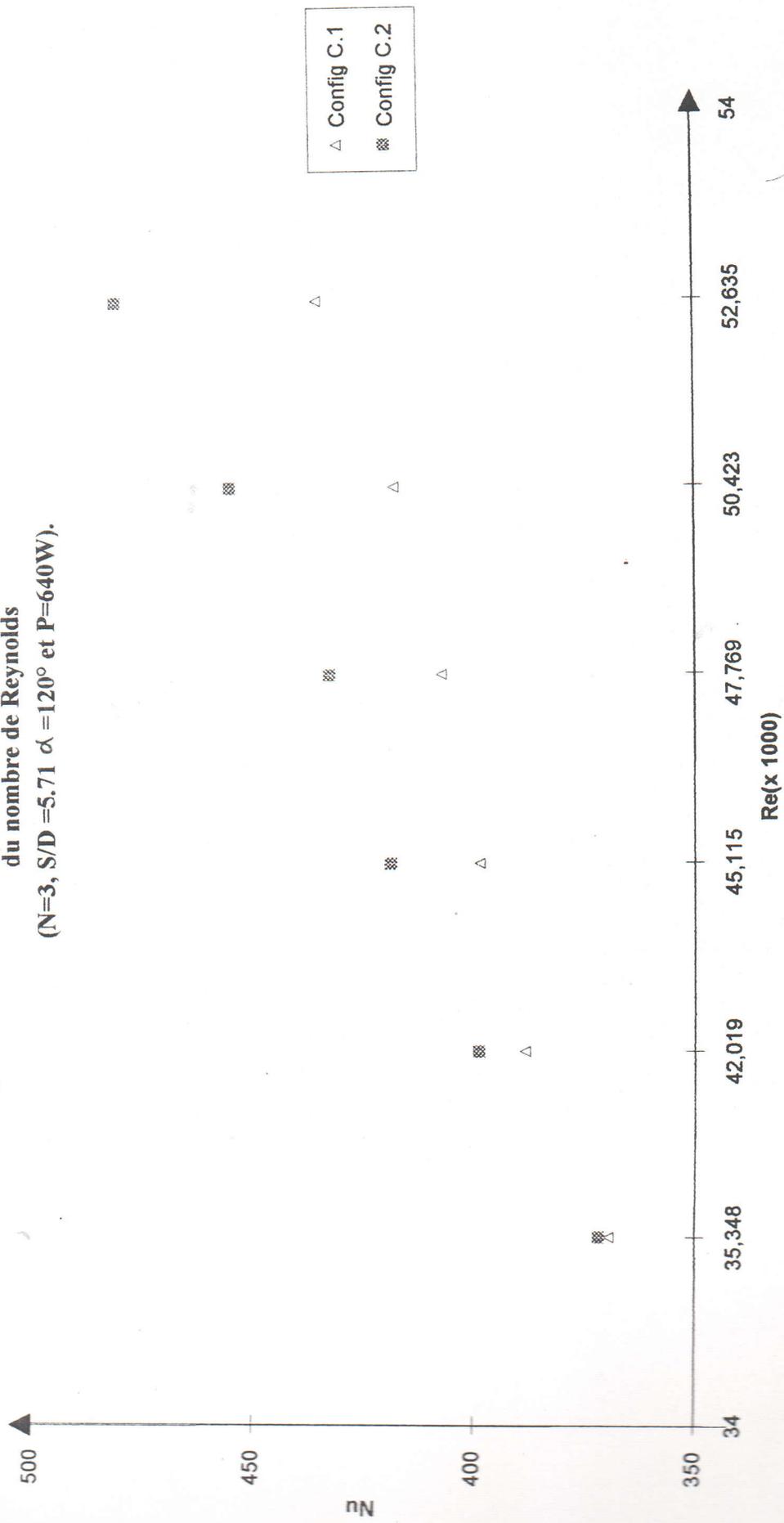


Figure 4-11. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents arrangements géométriques (N=3, $\alpha_s=120^\circ$, Config C.2 et P=640W).

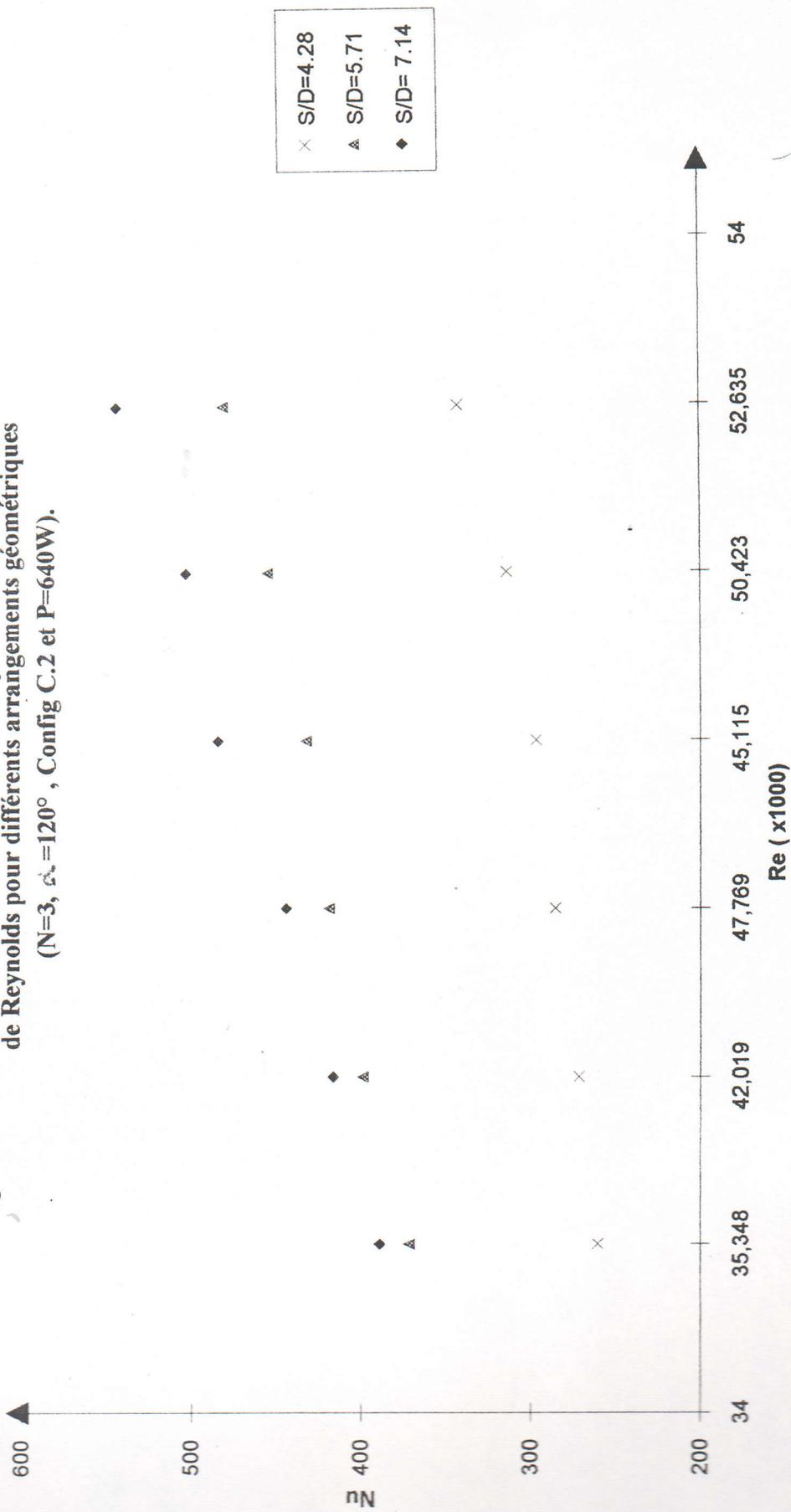


Figure 4-12 Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds (S/D=1.64, Config C.2 et P= 640W)

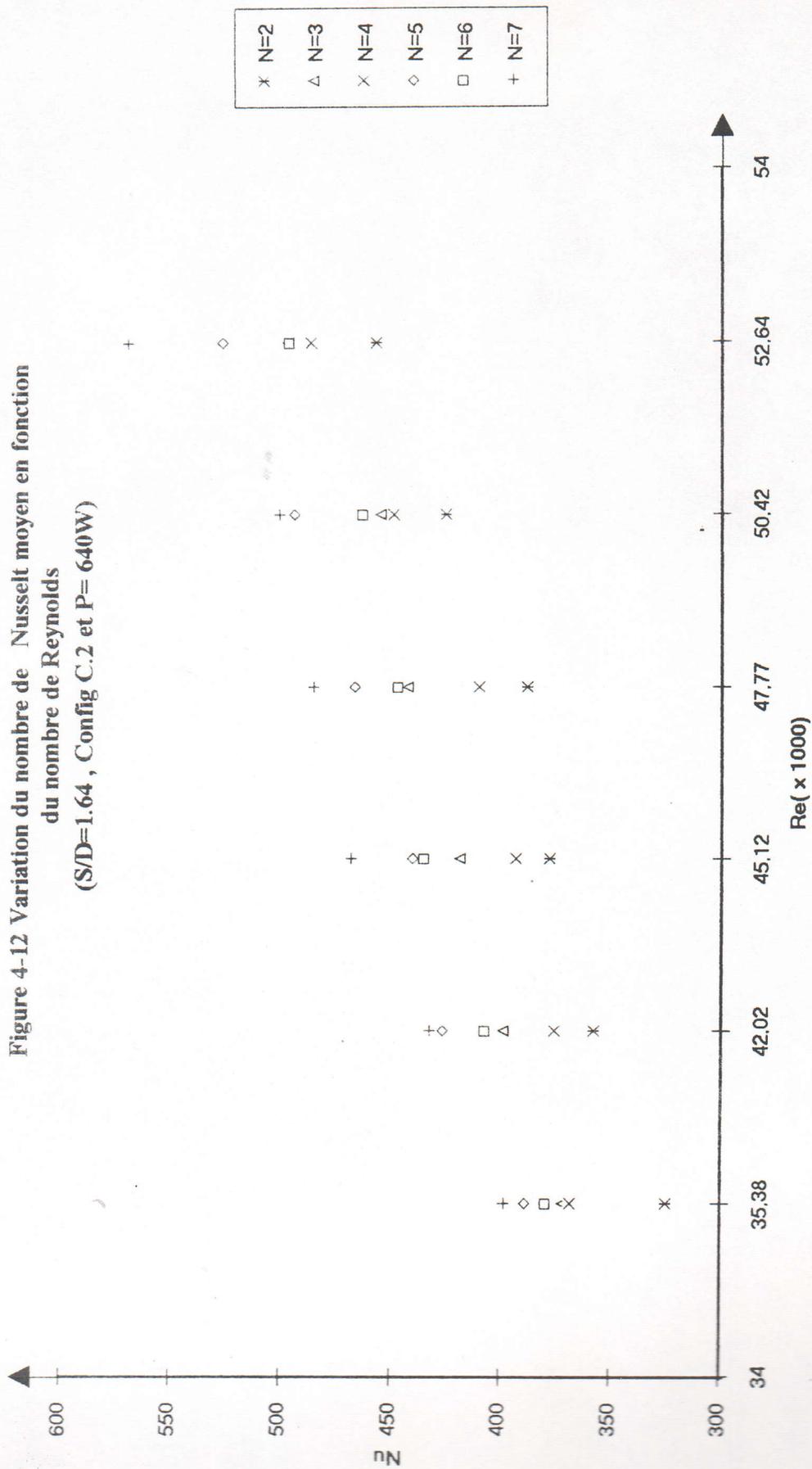


Figure 4-13. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

(* ($\alpha_c = 120^\circ$, Config C.2 et 640W))

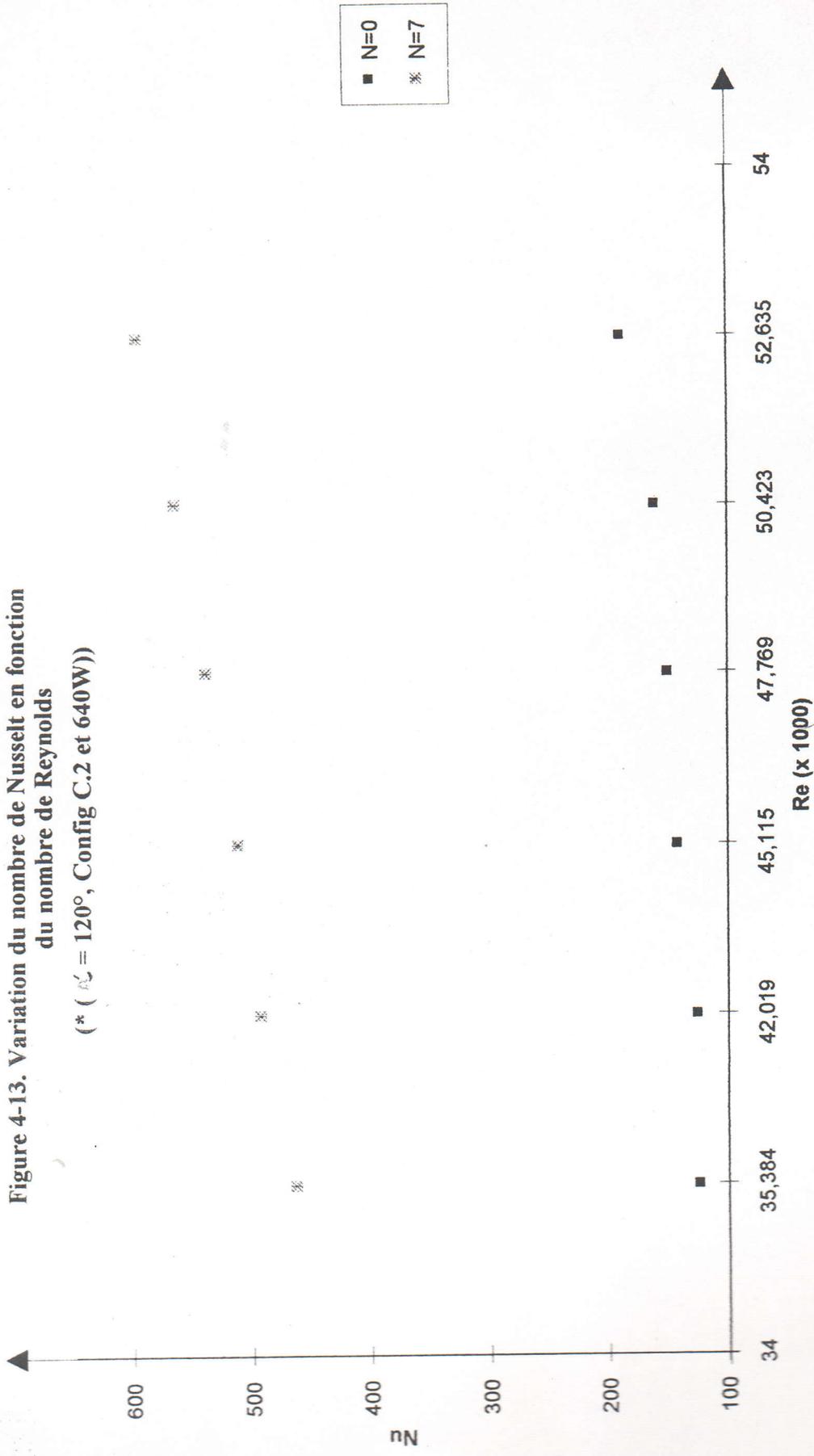
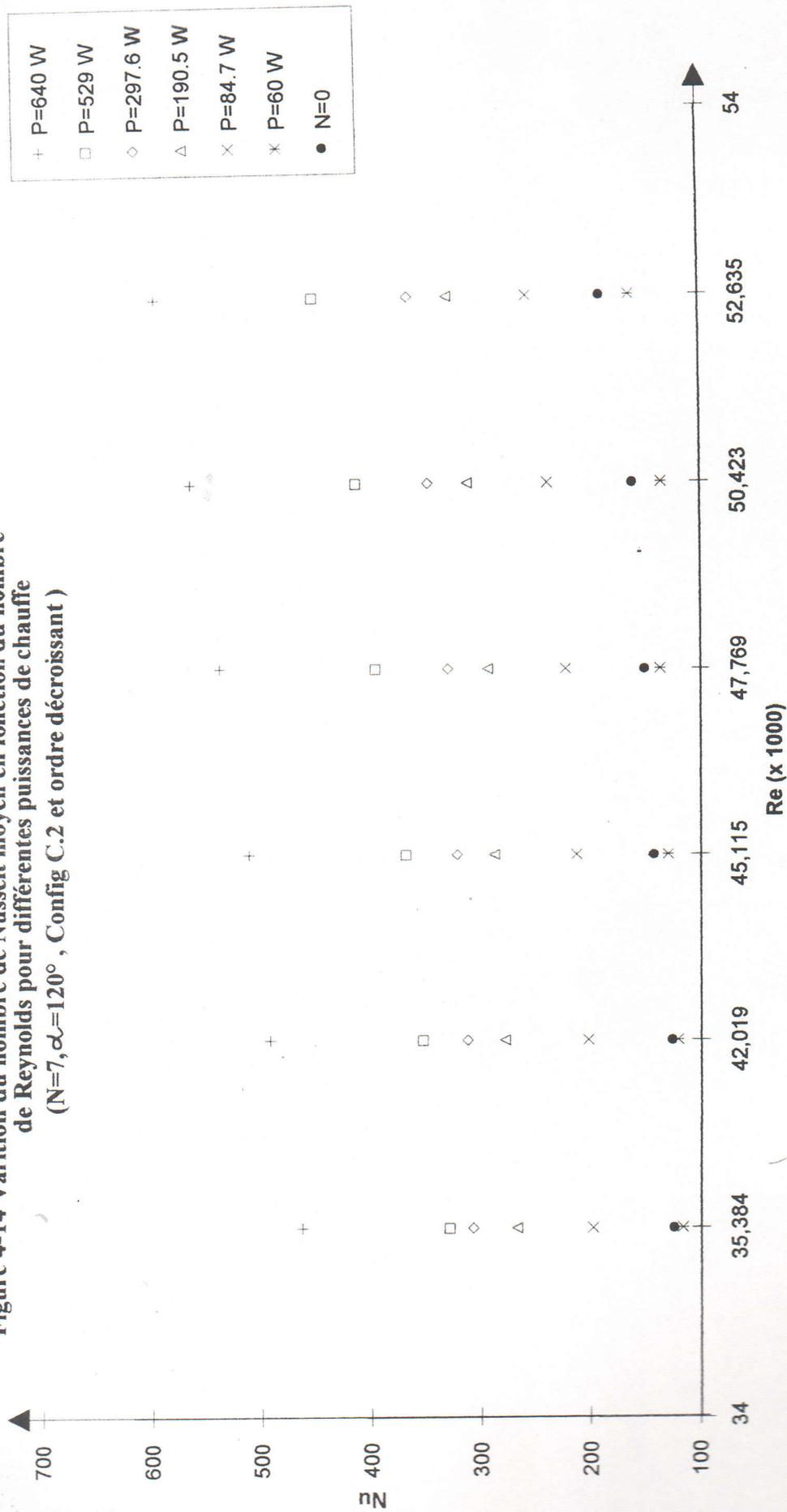


Figure 4-14 Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes puissances de chauffe
($N=7, \alpha=120^\circ$, Config C.2 et ordre décroissant)



CONCLUSION

CONCLUSION

La démarche entreprise dans ce travail ne constitue qu'une modeste contribution au développement et à la mise au point d'une approche expérimentale pour la détermination de l'influence des paramètres géométriques sur le coefficient de transmission de la chaleur en convection forcée.

Les résultats de l'approche expérimentale élaborée montrent clairement la dépendance du transfert thermique par rapport à la nature de l'écoulement des gaz chauds, caractérisée par le comportement du fluide en présence d'obstacles à l'intérieur des tubes.

En effet, le nombre, la forme géométrique, l'angle d'ouverture ainsi que la disposition des chicane le long de l'axe de la conduite conduisent à l'augmentation de la turbulence et l'amélioration de l'échange de chaleur qui en découlent est acquise lorsque les chicanes sont en nombre impair et disposées à des intervalles décroissants avec la configuration dont l'angle $\alpha = 120^\circ$.

De ces résultats expérimentaux, il est à remarquer la mise en mouvement progressive du fluide, de l'entrée jusqu'à la sortie de la conduite, donnent naissance à des zones tourbillonnaires caractérisées par d'importants gradients de pression.

Au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente, cette zone de forts gradients de pression devient ainsi le siège de surpression.

Cette étude expérimentale nous permet de conclure que l'utilisation de turbulateurs dans la conception des échangeurs à tubes de fumée présente trois impacts :

IMPACT ÉCONOMIQUE

par la diminution du coût de fonctionnement de l'échangeur pour une puissance thermique donnée.

IMPACT THERMIQUE

par l'amélioration des performances de l'échangeur pour un coût de fonctionnement donné.

IMPACT CONCEPTION - DIMENSIONNEMENT

par la réduction des dimensions de l'échangeur et la densité de tubes dans le faisceau, pour une même puissance thermique.

L'échangeur que nous proposons serait beaucoup plus compact et à faible encombrement assurant une turbulence suffisante pour obtenir des coefficients de transfert de chaleur très élevés. Néanmoins, il serait plus judicieux de trouver un compromis entre les optimums dynamiques et thermiques afin de ne pas altérer la résistance mécanique des éléments constitutifs par un temps de séjour excessif du fluide caloporteur.

L'expérience montre que l'utilisation d'un turbulateur constitué de chicanes disposées à intervalle décroissant fait augmenter les pertes de charge dans la conduite lorsque le nombre et l'angle d'ouverture sont augmentés, ceci nécessite un compromis entre les pertes de charge et l'échange de chaleur afin d'optimiser une configuration qui peut être utilisée pour des applications industrielles réelles.

A cet effet les études dynamique et thermique doivent être menées simultanément ; notons que la forme géométrique des chicanes est très importante, car c'est elle qui conditionne le mouvement du fluide. Il est donc indispensable de pousser l'étude expérimentale à d'autres modèles de configurations.

En effet pour une meilleure connaissance du phénomène et une comparaison directe, il serait nécessaire d'envisager l'étude théorique d'un écoulement en régime turbulent établi dans une conduite cylindrique en présence d'obstacles avec une méthode numérique appropriée.

ANNEXE

Um (m/s)	Re	Δp (mm d'eau)	Δp (Pascal)	λ exp
16,5	53122	6	58,86	0,0192
16,88	54375	6	58,87	0,01891
17,56	56535	6,5	63,76	0,01836
17,87	57533	6,5	63,77	0,01773
18,19	58564	6,5	63,78	0,0171

Tableau n° 4.2 Variation de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds

Re	Δp (*)			
	$\alpha=90^\circ$	$\alpha=120^\circ$	$\alpha=150^\circ$	$\alpha=180^\circ$
53122	21	22,5	19,5	18
54375	23	25	21,5	19,5
56535	27	28	24,5	21,5
57533	30,5	31,5	27	24
58564	34	35,5	30,5	27,5

Tableau n° 4.3 Variation de la perte de charge singulière en fonction du nombre de Reynolds pour différents angles d'ouvertures (N=3, S/D= 5.71, Config.C1)

Re	Δp (*)			
	$\alpha=90^\circ$	$\alpha=120^\circ$	$\alpha=150^\circ$	$\alpha=180^\circ$
53122	26	28	24	21,5
54375	28	30,5	26,5	24
56535	31,5	33,5	30	27
57533	35	36,5	34	31
58564	38	41,5	38,5	35,5

Tableau n° 4.4 Variation de la perte de charge singulière en fonction du nombre de Reynolds pour différents angles d'ouvertures (N=3, S/D=7.51, Config.C2)

Re	Δp (mm d'eau)	
	Configuration C1	Configuration C2
53122	22,5	28
54375	25	30,5
56535	28	33,5
57533	31,5	36,5
58564	35,5	41

Tableau n° 4.5 Variation de la perte de charge singulière en fonction du nombre de Reynolds pour les deux types de configurations (N=3, S/D= 5.71 et $\alpha=120^\circ$)

Re	Δp (mm d'eau)		
	S/D=4,28	S/D=5,71	S/D=7,14
53122	21,5	22,5	23,5
54375	23,5	25	26,5
56535	27	28	29
57533	31	31,5	32,5
58564	34,5	35,5	37

Tableau n° 4.6 Variation de la perte de charge singulière en fonction du nombre de Reynolds pour différents arrangements géométriques (N=3, $\alpha=120^\circ$, Config.C1)

Re	Δp (mm d'eau)								
	Arrangement croissant			Arrangement régulier			Arrangement décroissant		
	N=3	N=5	N=7	N=3	N=5	N=7	N=3	N=5	N=7
53122	21,5	25,5	27	22,5	26	28,5	23,5	27,5	29,5
54375	23,5	28	29,5	25	28,5	31	25,5	29,5	31
56535	27	31,5	33,5	28	32,5	34,5	29	34	36
57533	31	35	37	31,5	36,5	39	32,5	37,5	39
58564	34,5	38	40,6	35,5	39	41,5	37	39,5	42,5

Tableau n° 4-6' Variation de la perte de charge singulière en fonction du nombre de Reynolds pour différents arrangements géométriques ($\alpha=120^\circ$, Config.C1)