

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEURE ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
« HOUARI BOUMEDIENE »
FACULTE DE GENIE MECANIQUE ET GENIE DES PROCEDES



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de MAGISTER

En : G. MECANIQUE

Spécialité : Processus de Transports dans les Milieux Poreux

Par : Tarek BENLATIF

Sujet

Etude expérimentale d'écoulements en charge
en présence d'obstacles poreux avec une source d'énergie
Application à la détermination de la perméabilité.

Soutenu le : 17/ 04/ 2009, devant le Jury Composé de :

Mr R. KIBBOUA	Professeur	Président
Mme K. BOUHAEF	Professeur	Directrice de thèse
Melle H. KAHALERRAS	Maître de Conférences	Examinatrice
Mr B. MADANI	Maître de Conférences	Examineur
Mr T. ZITOUN	Chargé de cours	Invité



بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
الْحَمْدُ لِلَّهِ رَبِّ الْعَالَمِينَ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
مَالِكِ يَوْمِ الدِّينِ إِيَّاكَ نَعْبُدُ وَإِيَّاكَ
نَسْتَعِينُ اهْدِنَا الصِّرَاطَ الْمُسْتَقِيمَ
صِرَاطَ الَّذِينَ أَنْعَمْتَ عَلَيْهِمْ
غَيْرِ الْمَغْضُوبِ عَلَيْهِمْ وَلَا الضَّالِّينَ



REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au sein du laboratoire GIENA, de la faculté de Génie Civil de l'U.S.T.H.B. Je tiens à exprimer ma totale reconnaissance à son directeur, Monsieur M. BOUHADEF, qui m'a fait l'honneur de m'y accueillir en mettant à ma disposition tout le matériel souhaité et en me prodiguant les meilleurs conseils pour mener à bien les différentes mesures.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à ma directrice de thèse, Madame K. BOUHADEF, pour la confiance dont elle a fait preuve à mon égard. Je la remercie également pour ses incomparables qualités humaines, sa disponibilité et ses judicieuses orientations tout au long de cette thèse.

Je suis également très reconnaissant envers Madame T. GUENDOUZEN, et Monsieur T. ZITOUN, membres du laboratoire GIENA pour leur aide efficace et leurs conseils durant la réalisation expérimentale de ce travail.

Merci également à Melle H. KAHALERRAS, pour son aide précieuse et pour avoir accepté d'examiner et de juger ce travail.

Je tiens aussi à exprimer ma gratitude envers Monsieur le Professeur R. KIBBOUA qui a accepté, malgré ses multiples occupations, de présider le jury d'examination de ce mémoire.

Je remercie également Messieurs B. MADANI et T. ZITOUN pour avoir pris de leur temps afin de lire le manuscrit et d'examiner le travail qu'il contient.

Mes remerciements s'adressent également à Mme LAKEL pour avoir pris le temps de m'aider le long de la rédaction de cette thèse.

Enfin, j'aimerais exprimer mon extrême gratitude à tous les membres de ma famille pour leur patience et leurs encouragements tout au long de ces années d'études et de recherche : mes parents, Ahmed et Fatma, mon épouse Hakima, sa sœur Assia et sa mère Farida, pour leur présence et leur soutien. Je remercie aussi, énormément, mes frères et sœurs, notamment Rafika, sans oublier toute personne ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.



DEDICACE

A mes très chers parents

A ma femme

A mon enfant mehdi

A mon neveu islem

A mes frères et sœurs

A ma famille

A mes Amis



TABLE DES MATIÈRES

Introduction Générale	01
CHAPITRE I : GENERALITES – ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	
Introduction	03
I.1 Caractéristiques géométriques des milieux poreux	03
I.1.1 Définition	03
I.1.2 Domaines d’application des milieux	06
I.1.3 Notion de volume élémentaire représentatif (V.E.R)	07
I.2 Caractéristique géométrique et physique du milieu poreux	08
I.2.1 La porosité.....	08
I.2.2 La perméabilité	11
I.2.2.1 La perméabilité absolue	11
I.2.2.2 Perméabilité effective	12
I.2.2.3 Perméabilité relative	13
I.2.2.4 Modèles de variation de la perméabilité	14
I.2.3 La Tortuosité	15
I.3 Caractéristiques thermo - physiques des milieux poreux	16
I.3.1 Viscosité dynamique effective:	16
I.4 Modèles d’écoulement dans les milieux poreux	16
I.4.1 Modèle de Darcy	16
I.4.2 Modèle de Darcy – Forchheimer (1901)	17
I.4.3 Modèle de Darcy – Brinkman	18
I.4.4 Modèle général : modèle de Darcy – Brinkman – Forchheimer	18
I.5 Régime d’écoulement dans les milieux poreux	19
I.5.1 Régime de Darcy	19
I.5.2 Régime de inertiel	19
I.5.3 Régime de Régime laminaire instable	19
I.5.4 Régime de instable, ou turbulent	19



I.6 Ecoulement autour d'obstacles	20
I.7 Écoulement en conduite des fluides réels, pertes de charges	21
I.7.1 Régime établi	21
I.8 Transfert de chaleur dans les milieux poreux	22
I.8.1 Conductivité thermique	23
I.8.2 Conductivité thermique effective.....	24
I.8.2.1 Modèle en série	24
I.8.2.2 Modèle en parallèle	25
I.9 Les nombres adimensionnels caractéristiques.....	25
A. Le nombre de Reynolds	25
B. Le nombre de Prandtl	26
C. Le nombre de Grashof	27
D. Le nombre de Rayleigh	28
E. Le nombre de Nusselt	28
I.10 Revues Bibliographiques	29

CHAPITRE II : ETUDE EXPERIMENTALE

II.1 Présentation du banc d'essai	37
II.1.1 Réalisation du canal	38
II.1.2 Support des blocs poreux	39
II.1.3 Milieux poreux utilisés	40
II.2 Instruments de mesures utilisés	41
II.2.1 Instruments de mesure du champ dynamique	41
II.2.1.1 Mesure de vitesses locale	41
A- Anémométrie laser Doppler	42
B. Principe de la mesure	43
II.2.2 Instruments de mesure du champ thermique	43
A. Les thermocouples	44
B. Le thermomètre	45
C. Appareil de mesure de flux électrique	47
II.3 Mesure de vitesses.....	49
II.4 Visualisation de l'écoulement.....	51



II.5 Mesures des pressions statiques.....	53
II.6 Protocole expérimental.....	54
II.6.1 Mesures dynamiques.....	54
II.6.2 Mesures thermiques	57
II.6.3 Estimation d'erreurs	61
II.6.3 -a- Champs dynamique	61
II.6.3-b- Champs thermique	62
Conclusion	64

CHAPITRE III : RESULTATS ET INTERPRETATION

Introduction	65
III.1 Calcul des grandeurs dynamiques	65
III.1.1 Vitesse d'écoulement.....	65
III.1.2 Détermination de la perméabilité	66
III.2 Effet du nombre de Reynolds sur le champ dynamique.....	68
III.2.1 Avec les petits blocs poreux	68
III.2.2 Avec des grand blocs poreux.....	79
III.3 Evaluation de la chute de pression et détermination de la perméabilité	90
III.3.1 Détermination expérimentale de la perméabilité	91
III.3.2 Détermination théorique de la perméabilité	92
III.4 Analyse du champ thermique.....	93
III.4.1 Méthode de calcul des grandeurs thermiques	93
III.4.1.1 Le flux échangé	93
III.4.1.2 Estimation de la température moyenne T_m	95
III.4.1.3 Température adimensionnelle.....	96
III.4.1.4 Le nombre de Rayleigh.....	96
III.4.1.5 Calcul du nombre de Nusselt	97
III.4.2. Analyse des champs thermiques	98
III.4.2.1 Convection naturelle sans blocs poreux	99
III.4.2.2 Convection naturelle en présence des blocs poreux	107
Conclusion	114
Conclusion générale	114



LISTE DES FIGURES

Figure 1.1: Filtre en acier inoxydable structure ordonnée diamètre des pores = $10\ \mu\text{m}$

Figure I.2 : Mèche poreuse en fibre d'acier Inoxydable, structure désordonnée

Figure I.3 : Sable de Fontainebleau (Phase solide en noir et espace des pores en blanc)

Figure I.4 : calcaire oolithique

Figure I.5 : Calcaire à nummulites

Figure I.6 : Volume élémentaire représentatif (V.E.R)

Figure I.7 : Comportement de l'écoulement autour d'un obstacle pour différentes valeurs de Re

Figure I.8 : Le régime est établi lorsque le profil de vitesse ne varie plus selon l'axe de la conduite. Les couches limites sont alors complètement développées.

Figure I.9: Conductivité thermique Modèle en série

Figure I.10: Conductivité thermique Modèle parallèle

Figure II.1 : Banc d'essai utilisé

Figure II.2 Support des blocs poreux

Figure II.3 Support des blocs poreux

Figure II.4 : Dimensions du bloc poreux de section carrée réalisé

Figure II.5: Dimensions du bloc poreux de section rectangle réalisé

Figure II.6 : principe de fonctionnement de LDA

Figure II.7: Thermomètre C.A 863

Figure II.8 : Afficheur Température

Figure II.9 : Variateur de tension

Figure II.10 : Le multimètre

Figure II.11 : Dispositif du système de déplacement

Figure II.12 : Echantillon de mesure avec le laser

Figure II.13 : Système d'affichage des résultats

Figure II.14 : Système d'injection

Figure II.15 : Quelques visualisations relevées

Figure II.16 : Dispositif utilisé pour le calcul de dp

Figure II.17 : Dispositif utilisé pour le calcul de dp



Figure II.18 : Mesure de la vitesse avec le laser dans les deux blocs poreux

Figure II.19 : Domaine d'étude dynamique pour les petits blocs poreux

Figure II.20 : Domaine d'étude dynamique pour les grands blocs poreux

Figure II.21 : Mesures de température sur les blocs métalliques

Figure II.22 : Dispositif utilisé pour évaluer le flux perdu

Figure II.23 : Domaine d'étude thermique sans blocs poreux, dans l'eau et dans l'air

Figure II.24 : Domaine d'étude thermique avec blocs poreux, dans l'eau et dans l'air

Figure III.1: Profil des vitesses pour $Re=1300$

Figure III.2: Profil des vitesses pour $Re=1750$

Figure III.3: Profil des vitesses $Re=2350$

Figure III.4: Profil des vitesses pour $Re=2900$

Figure III.5: Profil des vitesses à différentes sections du canal pour $Re=1300$ Cas des petits blocs poreux

Figure III.6: Profil des vitesses à différentes sections du canal pour $Re=1750$ Cas des petits blocs poreux

Figure III.7: Profil des vitesses à différentes sections du canal pour $Re=2350$ Cas des petits blocs poreux

Figure III.8: Profil des vitesses à différentes sections du canal pour $Re=2900$ Cas des petits blocs poreux

Figure III.9: Profil des vitesses pour $Re=600$ Cas de grands blocs poreux

Figure III.10: Profil des vitesses pour $Re=1300$ Cas de grands blocs poreux

Figure III.11: Profil des vitesses pour $Re=2900$ Cas de grands blocs poreux

Figure III.12: Profil des vitesses à différentes sections du canal pour $Re=600$ Cas de grands blocs poreux

Figure III.13: Profil des vitesses à différentes section du canal pour $Re=1300$ Cas de grands blocs poreux

Figure III.14: Profil des vitesses à différentes section du canal pour $Re=2900$ Cas de grands blocs poreux

Figure III.15 : fluctuations des vitesses à l'entrée du canal $x=25\text{cm}$ pour $Re= 1300$

Figure III.16 : fluctuations des vitesses avant le 1^{er} obstacle $x=35\text{cm}$ pour $Re= 1300$

Figure III.17 : fluctuations des vitesses Au-dessus de 1^{er} obstacle $x=40\text{cm}$ pour $Re= 1300$

Figure III.18 : fluctuations des vitesses Après le 1^{er} obstacle $x=43\text{cm}$ pour $Re= 1300$



Figure III.19 : fluctuations des vitesses Avant le 2^{em} obstacle $x=45\text{cm}$ pour $Re= 1300$

Figure III.20 : fluctuations des vitesses Sortie du canal $x=75\text{cm}$ pour $Re= 1300$

Figure III.21 : Evolution de la chute de pression à travers le 1^{er} obstacle en fonction de la vitesse de filtration

Figure III.22 : Variation de la chute de pression rapportée à la longueur L en fonction de la vitesse de filtration

Figure III.23: Variation de la température en fonction de y sur la face du Bloc poreux pour une puissance électrique $Q=2.79$ Watt

Figure III.24: Variation de la température en fonction de y pour différentes valeurs de la puissance électrique Q (cas sans bloc poreux)

Figure III.25: Variation du nombre de Rayleigh en fonction de la puissance électrique Q

Figure III.26: Variation du nombre de Nusselt local en fonction de la distance x (cm)

Figure III.27: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la puissance électrique Q Sans bloc poreux

Figure III.28: Variation de la température en fonction de la position dans le canal pour différentes valeurs de Q (avec blocs poreux, cas de l'air)

Figure III.29: Variation de la température en fonction de la position dans le canal pour différentes valeurs de Q (avec blocs poreux ; cas de l'eau)

Figure III.30: Variation du nombre de Nusselt local en fonction de la puissance électrique pour différentes positions dans le canal

Figure III.31: Variation du nombre de Nusselt global en fonction de la puissance électrique Q pour l'air et l'eau

Figure III.32: Incertitude sur détermination du nombre de Nusselt global en fonction de la puissance électrique Q pour l'air et l'eau



LISTE DES TABLEAUX

Tableau I. : Quelques techniques de mesure de porosité

Tableau I.2 : Porosité de quelques matériaux

Tableau I.3 : Classification des porosités

Tableau 1.4 : Perméabilité de quelques matériaux

Tableau 1.5 : Quelques valeurs de la conductivité thermique

Tableau 1.6 : Variations de la conductivité thermique avec la température

Tableau I.7 Propriétés physiques de l'eau

Tableau I.8 Propriétés physiques de l'air à 1atm

Tableau II.1 : Thermocouples Type K

Tableau III.1 : Evaluation des débits et vitesses de filtration

Tableau III.2 : les valeurs des flux perdus et l'erreur commise (sans les blocs)

Tableau III.3: les valeurs des flux perdus et l'erreur commise (avec les blocs)

Tableau III.4 : Flux convectifs échangés (sans les blocs)

Tableau III.5 : Flux convectifs échangés (avec les blocs)

Tableaux III.6 : l'erreur de mesures commises sur la détermination des coefficients de transfert (sans les blocs)

Tableaux III.7 : l'erreur de mesures commises sur la détermination des coefficients de transfert (avec les blocs)



Nomenclature

A : Section chauffée (m^2)	P_r : nombre de Prandtl
A_c : section d'échange dans la plaque (m^2)	P_m : périmètre mouillé
C_p = la chaleur massique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)	q_{ele} : densité de flux électrique
C_p : longueur parcourue par une particule fluide (m)	Q : débit qui traversant un échantillon poreux
d : diamètre de pore (m)	Q_{ele} : puissance électrique (w)
d_e : diamètre des billes (m)	$Q_{ele.n}$: puissance électrique nominale (150W)
D_0 : débit à l'entrée du canal m^3/s	Q_{conv} : flux de chaleur échangé (W)
D_p : débit qui traverse les blocs poreux	Q_{pert} : pertes thermiques au niveau de la paroi inférieur (W)
D_r : débit qui traverse la partie fluide de la section partiellement occupée par le bloc poreux	R : résistance électrique (Ω)
D_h : diamètre hydraulique (m)	r : rayon de bille (m)
dp/dx : Gradient de pression (Pa/m)	Re : nombre de Reynolds
E : tension électrique (Volt)	Ra : nombre de Rayleigh
E : tension électrique nominale (Volt)	S_p : section occupée par le bloc poreux (m^2)
g : accélération de pesanteur (m)	S_0 : section à l'entrée du canal (m^2)
Gr : nombre de Grashof	S_r : section non occupée par le bloc poreux (m^2)
h : coefficient d'échange thermique ($w/m^2.^{\circ}C$)	S_m : section mouillée (m^2)
h_x : coefficient d'échange convectif local ($w/m^2.^{\circ}C$)	T_{moy} : température moyenne ($^{\circ}C$)
h_{moy} : coefficient d'échange convectif moyen ($w/m^2.^{\circ}C$)	T_p : température de la paroi ($^{\circ}C$)
I : intensité de courant électrique (A)	T_0 : température du fluide à l'entrée de la veine d'essai ($^{\circ}C$)
K_{eff} : conductivité thermique effective (m^2)	U : vitesse du fluide en (m/s)
K_s : conductivité thermique de solide	U_D : Vitesse de filtration ou Darcienne (m/s)
K_f : conductivité thermique de fluide	U_0 : vitesse à l'entrée du canal (m/s)
K : Perméabilité absolue (m^2)	U_p : vitesse de filtration (m/s)
K_{eff} : perméabilité effective (m^2)	U_r : vitesse au dessus du bloc poreux (m/s)
K_r : perméabilité relative	V_p : volume des pores (m^3)
k_k : le coefficient de Kozeny	V_s : Volume des billes (m^3)
l : largeur (m)	V_t : volume total de la matrice poreuse (m^3)
L : longueur (m)	Δh : différence de hauteur manométrique (m)
L_e : longueur de l'échantillon	ΔP : chute de pression (Pa)
N : nombre de bille	ΔT : différence de température paroi – fluide
Nu : nombre de Nusselt	
Nu_x : nombre de Nusselt local	
Nu_{moy} : nombre de Nusselt moyen	
Nu_{Glob} : nombre de Nusselt Global	



Symboles Grecs

α : Diffusivité thermique

ν : Viscosité cinématique en m^2/s

μ : Viscosité dynamique du fluide ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)

ρ : masse volumique kg/m^3

ε : porosité de milieu poreux

λ : conductivité thermique $\text{W}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$

θ_p : température adimensionnelle de la paroi

θ_m : température adimensionnelle du fluide

ζ : tortuosité

μ : viscosité dynamique ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

λ = conductivité thermique $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$



Introduction Générale

INTRODUCTION GENERALE :

Les écoulements et le transfert de chaleur à travers les milieux poreux suscitent une attention considérable par leurs applications dans certains secteurs industriels, et par leur présence dans de nombreux milieux et phénomènes naturels. On peut citer quelques exemples de domaines tels que le génie thermique, l'hydrogéologie, le génie chimique, l'environnement, la médecine...

Ils sont ainsi présents dans de nombreuses études visant l'amélioration de l'exploitation de gisements divers tels que les aquifères, les gisements d'hydrocarbures, ou les gisement géothermiques. L'amélioration du rendement énergétique de certains systèmes thermiques et la contribution à leur préservation et leur sécurité, pour le stockage de produits divers et le refroidissement des réacteurs et des circuits électroniques, par exemple, sont autant de thèmes investis avec la mise en œuvre d'approches tant théoriques qu'expérimentales.

De ce fait, de nombreuses études ont été développées, durant les dernières décennies, portant sur les phénomènes de transport à travers les milieux poreux. Il n'en reste pas moins, que de nombreux domaines d'investigations restent encore ouverts, notamment sur le plan expérimental. Ce qui a motivé le sujet du travail entrepris dans le cadre de la présente thèse.

But de l'étude

Le but de cette étude est de prédire expérimentalement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement, au sein d'un canal horizontal sous pression, soumis à des flux de chaleur uniformes et locaux, permettant d'imposer une température constante sur certaines parties de la surface inférieure. Ces surfaces localisées sont ainsi portées à des températures plus élevées que celles du reste du canal. Les investigations sont ensuite entreprises dans le cas de la convection dans le canal simple, puis dans le canal muni d'obstacles poreux montés au dessus des surfaces locales chauffées.

Sur le plan dynamique, la constitution des cartographies de vitesses à partir des mesures locales, par la vélocimétrie laser, et l'évaluation de la chute de pression par l'utilisation des tubes piézométriques, permettent, d'une part, d'estimer la vitesse de

filtration à travers les blocs poreux et d'autre part, de mener à une estimation expérimentale de la perméabilité. La visualisation par l'injection d'un colorant, permet, par ailleurs, une observation des lignes de courant et une localisation des zones de sillages et de retours.

Sur le plan thermique, l'analyse est effectuée par des évaluations de flux et par des relevés de températures à l'aide de thermocouples. Le but est d'évaluer l'effet de l'insertion de blocs poreux sur l'amélioration de transfert thermique, lors de la convection se produisant suite à l'écoulement à travers le canal de deux fluides différents : l'air et l'eau.

Contenu de la thèse

Le premier volet de ce mémoire est consacré aux définitions et aux notions fondamentales liées aux milieux poreux. Leurs caractéristiques géométriques et propriétés thermo- physiques, les modèles d'écoulements à travers ces milieux, les notions de transfert de chaleur sont aussi introduites. En outre, une revue bibliographique des travaux effectués durant ces dernières années liées à notre travail est présentée.

Dans le deuxième chapitre, nous présentons une description du banc d'essais utilisé, et les modifications apportées, en vue de son adaptation à nos besoins (satisfaire les conditions d'un écoulement bidimensionnel). Les instruments de mesures relatifs aux champs dynamique et thermique, ainsi que les différentes techniques de mesures sont également décrits dans cette partie.

Une analyse et une synthèse des résultats expérimentaux obtenus sont présentées dans le troisième chapitre.

Enfin, une conclusion générale du travail est consacrée à la synthèse des résultats et à la mise en évidence des points majeurs de la thèse.



Chapitre I

Généralités

Etude Bibliographique

Introduction :

La première partie de ce chapitre est consacrée, tout d’abord, au rappel de quelques définitions relatives aux milieux poreux et aux principaux paramètres intervenant dans les lois qui régissent ces milieux, en commençant par les définitions concernant l’aspect géométrique. On s’intéresse ensuite aux propriétés thermo–physiques des milieux poreux ainsi qu’aux différents modèles d’écoulement des fluides à travers ces milieux. Quelques notions sur les écoulements en charge et les différents modèles de transfert de chaleur à travers les milieux poreux, sont également rappelées.

La deuxième partie traite de quelques travaux bibliographiques relatifs aux études précédemment entreprises sur le présent thème. Une synthèse des articles les plus proches et les plus récents est effectuée et présentée.

I.1 Caractéristiques géométriques des milieux poreux :

I.1.1 Définition :

Un milieu poreux est une matrice solide qui comporte des vides (pores).

Les particules formant le milieu poreux, par la grande variété de leurs formes, leurs dimensions, et le réseau complexe de leurs interstices où plusieurs détours s’offrent à l’écoulement d’un fluide.

La connexion des pores permet l’écoulement d’un ou plusieurs fluides à travers le milieu. Dans la plus simple situation « écoulement monophasique » le pore est saturé par un seul fluide. Dans le cas d’un écoulement diphasique, les deux fluides partagent l’espace poreux. Les pores peuvent communiquer entre eux, comme il existe des pores sans issues (isolés). Un milieu poreux se présente généralement sous les deux formes suivantes :

- Milieu poreux non consolidé : dans lequel la phase solide est formée de grains non soudés entre eux (gravier, sable, billes, etc.)
- Milieu poreux consolidé : dans lequel la phase solide est formée de grains cimentés (Calcaire, grés, ...)

Les milieux poreux incluent entre autres : les filtres à sable dans l'industries du traitement de l'eau, les roches réservoirs d'hydrocarbures et les matériaux de génie civil. Lorsqu'on est en présence d'un milieu poreux, il faut préciser à quelle échelle spatiale il se place. En effet, du fait de la discontinuité entre les phases et du désordre relatif du milieu on peut distinguer les échelles suivantes :

- Moléculaire
- Microscopique : particulaire (10 à 100 molécules de fluide)
- Macroscopique : multi porale (réservoirs, gisements d'hydrocarbures, entre autres)

Les figures 1.1, 1.2 ,1.3 ,1.4 et 1.5 représentent quelques types de milieux poreux [01]

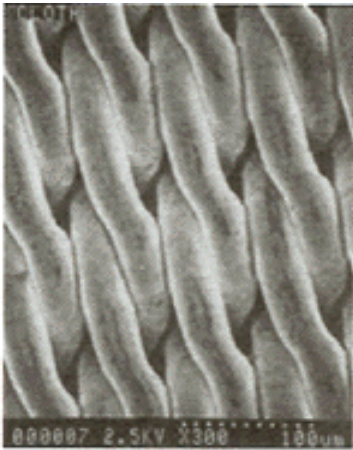


Figure I.1 : Filtre en acier inoxydable structure ordonnée
diamètre des pores = $10 \mu\text{m}$



Figure I.2 : Mèche poreuse en fibre d'acier
Inoxydable, structure désordonnée



Figure I.3 : Sable de Fontainebleau
(Phase solide en noir et espace des pores en blanc)

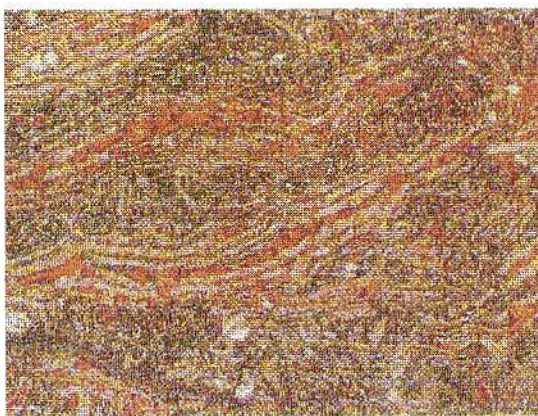


Figure I.4 : calcaire oolithique

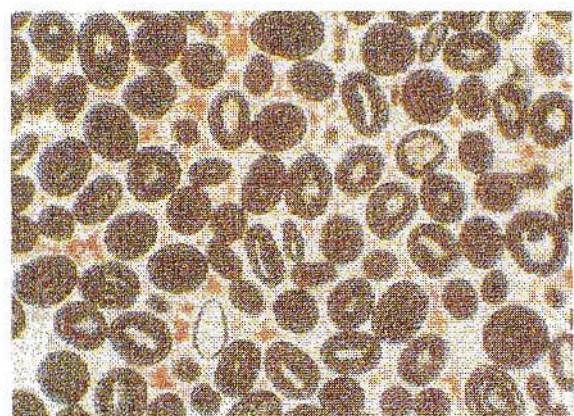


Figure I.5 : Calcaire à nummulites

I.1.2 Domaines d'application des milieux poreux :

Les milieux poreux jouent un rôle très important dans l'industrie notamment dans :

1. Le Génie Mécanique :

- Combustion, préchauffeurs et stabilisateurs de flamme poreux
- amélioration du transfert de chaleur par modification de surface
- Isolation thermique
- Déshumidification
- Réacteurs nucléaires utilisant des gaz de refroidissement
- Régénérateurs de chaleur
- Stockage de l'énergie solaire
- Fusion et solidification des alliages binaires
- Capacité de séchage
- Récupération de l'énergie géothermique
- Lubrification

2. Le Génie Chimique :

- Filtration
- Séchage
- Réacteur chimique
- Réacteur chromatographiques
- Transfert de masse à travers les membranes
- Convertisseurs catalytiques pour la réaction de pollution de l'air par les produits de combustion

3. L'Environnement :

- Ecoulement des eaux souterraines
- Contamination des eaux souterraines
- Ecoulement d'eau, de vapeur d'eau et d'air à travers les matériaux de construction
- Recyclage des déchets nucléaires
- Nettoyage des sols par injection de vapeur

4. La Géologie :

- migration des eaux et minéraux
- récupération et exploitation de l'énergie géothermique

5. Le Pétrole :

- écoulement de gaz et pétrole dans les réservoirs
- accroissement de la production du gaz naturel

6. La Médecine:

- simulation de transport des gaz respiratoires dans l'organisme
- Système de dialyse

I.1.3 Notion de volume élémentaire représentatif (V.E.R) :

Lorsqu'on s'intéresse à l'étude des phénomènes physiques dans les milieux poreux, deux échelles s'imposent pour leur analyse :

- L'échelle du pore ou des fissures « microscopiques» à l'intérieur desquels les grandeurs (vitesse, pression, ..) locales ou microscopiques peuvent largement varier (à cause de l'irrégularité de la disposition et de la taille des pores).
- L'échelle du milieu poreux ou macroscopique caractéristique de variations significatives de ces mêmes grandeurs définies en moyenne sur un certain volume du milieu poreux. L'approche la plus simple pour faire cette moyenne consiste en la considération du volume élémentaire représentatif (V.E.R). Dans cette approche la variable macroscopique est définie comme étant une moyenne appropriée sur un volume élémentaire représentatif suffisamment large. Cette opération donne la valeur de cette moyenne appropriée au milieu de V.E.R. Il est supposé que la taille du V.E.R est définie comme suit :
 - Suffisamment grande pour renfermer un grand nombre de pores nécessaires à la définition d'une propriété moyenne globale, de manière à s'assurer que les fluctuations d'un pore à un autre se traduisent par des effets négligeables
 - Suffisamment petit par rapport à la longueur caractéristique de la matrice solide.

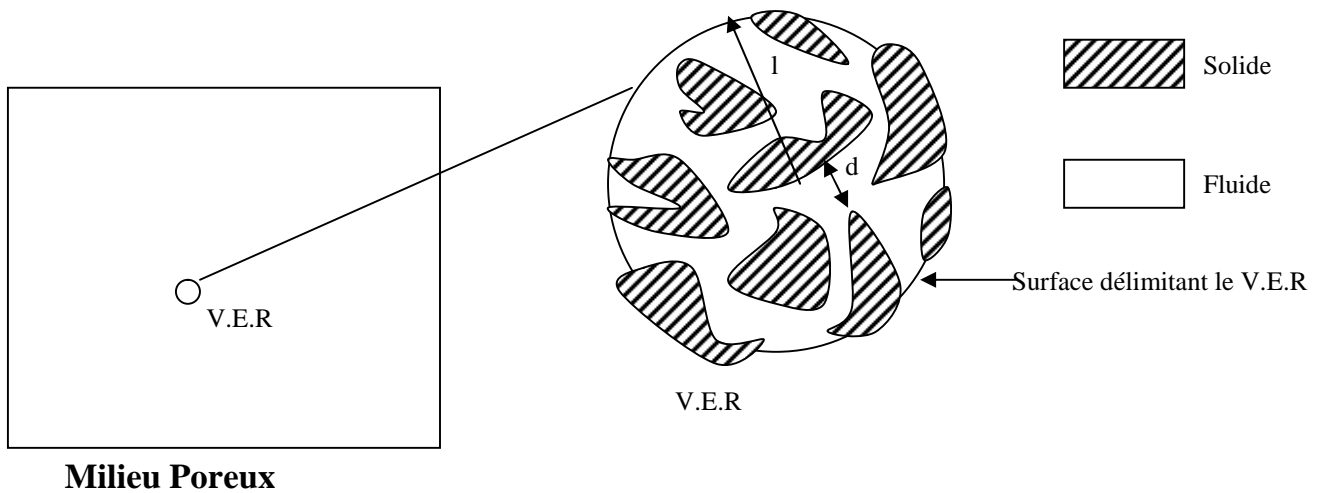


Figure I.6 : Volume élémentaire représentatif (V.E.R)

Avec :

d : diamètre de pore

l : longueur caractéristique du V.E.R

L : Longueur du domaine

I.2 Caractéristique géométrique et physique du milieu poreux :

I.2.1 La porosité : (ε)

La porosité représente la fraction de volume occupée par pores par rapport au volume total de la matrice solide.

$$\varepsilon = \frac{V_p}{V_t} \quad (\text{I-1})$$

Avec :

V_p : volume des pores.

V_t : volume total de la matrice poreuse.

Dans la matrice solide, chaque vide peut être connecté à plusieurs autres pores (pores interconnectés), ou connectés seulement à un seul pore (pore isolés). La fraction du volume des pores interconnectés, connectés et non connectés est appelée porosité totale. Par contre la fraction des seuls pores interconnectés est appelée porosité effective. Le fluide s'écoule seulement à travers les pores interconnectés.

Afin de déterminer la porosité d'un milieu, il faut mesurer deux des trois paramètres géométriques considéré soit le volume de la matrice poreuse soit le volume

des pores ou bien le volume de la phase solide. Les méthodes de mesures les plus classiques sont résumées dans le tableau I.1

Principe	Quantité mesurée	Porosité
1. Directe : le volume moyen est comparé avec le volume écrasé	Volume	Totale
2. Photographie : (deux dimension) comparaison de la somme des aires solides à la somme des aires des vides	aire	Totale
3. Imbibition : la masse de la matrice imbibée de liquide est comparée avec la masse de la matrice poreuse sèche.	Masse et volume	effective
2. Injection de mercure : Volume du mercure pénétrant dans la matrice poreuse.	Volume	Totale
5. Injection de gaz : pression dans le conteneur logeant la matrice poreuse avant et après expansion (par connexion d'un second conteneur).	Pression et volume	effective
6. Atténuation (rayon γ) : atténuation dans l'intensité du rayon parcourant la matrice poreuse, comparée avec une plaque solide de même épaisseur.	intensité	Totale

Tableau I. : Quelques techniques de mesure de porosité [3]

Pour les matrices rigides, la porosité ne change pas en présence d'un gradient de pression. Cependant, pour les matrices déformables, la porosité varie avec le gradient de pression. Le tableau 1.2 donne certaine porosité de quelques matériaux courants d'après

Les mesures expérimentales faites par Scheidegger (1974) [4] et rapportées par Nield et Bejan (1992) [3].

Matériaux	Porosité
Fibre de verre.	0.88 – 0.93
Fibre à tisser.	0.068 – 0.76
Grains de silicate.	0.65
Poudre d'ardoise noire.	0.57 – 0.66
Cuir.	0.56 – 0.59
Roche écrasée granulaire.	0.44 – 0.45
Terre	0.43 – 0.54
Sable.	0.37 – 0.50
Poudre de silicate	0.37 – 0.49
Empilement sphérique.	0.36 – 0.43
Filtre de cigarette.	0.17 – 0.49
Brique.	0.12 – 0.34
Poudre de cuivre compacté.	0.09 – 0.34
Grés.	0.08 – 0.38
Calcaire.	0.04 – 0.10
Charbon.	0.02 – 0.12
Béton ordinaire.	0.02 – 0.07
Mousse métallique	0.98 – 0.98

Tableau I.2 : Porosité de quelques matériaux [4]

En se référant à la gamme des tailles moyennes des interstices d'un milieu poreux et aux états physiques de l'eau contenue, une classification des porosités a été proposée (Schoeller, 1955) :

Rayon des pores	Classe	Etat de l'eau
< 0,0001 mm	Microporosité	eau de rétention exclusivement
0,0001 à 2,5 mm	Porosité capillaire	eau capillaire et eau gravitaire
>2,5 mm	Macroporosité	eau gravitaire dominante

Tableau I.3 : Classification des porosités

I.2.2 La perméabilité :

I.2.2.1 la perméabilité absolue

Elle est définie comme étant l'aptitude de circulation qu'offre un milieu poreux à un fluide lors de son écoulement à travers les pores de ce milieu.

Selon la loi de Darcy, la perméabilité est la mesure de la conductance de l'écoulement dans la matrice :

$$K = - \frac{\mu \cdot u_D}{\left(\frac{dp}{dx} \right)} \quad (I-2)$$

μ : Viscosité dynamique du fluide (kg/m.s)

u_D : Vitesse de filtration ou Darcienne (m/s)

$\left(\frac{dp}{dx} \right)$: Gradient de pression dans la direction de l'écoulement (Pa/m)

ou bien :

$$Q = - S \frac{K}{\mu} * \frac{dP}{dx} \quad (I-3)$$

Où :

Q : représente le débit du fluide traversant un échantillon poreux (m³/s)

K : représente la perméabilité de l'échantillon poreux (m²)

μ : représente la viscosité dynamique du fluide (Kg/m.s)

S : représente la section de l'échantillon poreux traversé par le fluide (m²)

$\left(\frac{dp}{dx}\right)$: Gradient de pression dans la direction de l'écoulement (Pa/m)

Cette loi montre que le débit de fluide qui traverse un échantillon de roche est proportionnel au gradient de la pression exercé sur la section S de l'échantillon, et à la mobilité K/μ du fluide. Elle s'applique à l'intérieur d'un intervalle de temps pendant lequel le débit et les différents paramètres sont constants

La perméabilité K est indépendante de la nature du fluide mais dépend de la géométrie du milieu. Sa dimension est le m². Une autre unité est souvent utilisée pour la perméabilité, c'est le Darcy. Une unité de Darcy est égale à 9.87.10⁻¹³ m²

I.2.2.2 Perméabilité effective :

La perméabilité effective exprime la propriété d'un milieu poreux d'être traversé par un fluide en présence d'un ou plusieurs autres fluides. Elle dépend non seulement du milieu poreux mais aussi des pourcentages respectifs des différents fluides en présence. En effet, la présence d'un autre fluide gêne l'écoulement de l'autre. Par exemple, en présence de deux fluides a et b, la loi de DARCY permet d'écrire pour chaque fluide :

$$Q_a = -S \times \frac{K_a}{\mu_a} \times \frac{dP}{dx} \quad (I-4)$$

$$Q_b = - S \times \frac{K_b}{\mu_b} \times \frac{dP}{dx} \quad (I-5)$$

K_a et K_b sont les perméabilités effectives liées aux fluide a et b. Elles s’expriment en (m^2) ou en milli DARCY.

I.2.2.3 Perméabilité relative : La perméabilité relative correspond au rapport de la perméabilité effective à la perméabilité absolue.

$$K_r = \frac{K_{eff}}{K} \quad (I-6)$$

Où :

- K_r : perméabilité relative
- K_{eff} : perméabilité effective
- K : Perméabilité absolue

Le tableau 1.3 donne quelques valeurs de la perméabilité de certains matériaux

Matériaux	Perméabilité (K) en (m^2)
Ardoise (en poudre)	$4.9 \times 10^{-14} - 1.2 \times 10^{-13}$
Brique	$4.8 \times 10^{-15} - 2.2 \times 10^{-13}$
Béton bitumineux	$1 \times 10^{-13} - 2.2 \times 10^{-11}$
Cuivre (poudre)	$3.3 \times 10^{-10} - 1.5 \times 10^{-9}$
Liège (en plaque)	$2.4 \times 10^{-11} - 5.1 \times 10^{-11}$
Feutre	$8.3 \times 10^{-10} - 1.2 \times 10^{-9}$
Cuir	$9.5 \times 10^{-14} - 1.2 \times 10^{-13}$
Calcaire (dolomite)	$2 \times 10^{-15} - 4.5 \times 10^{-14}$
Sable	$2 \times 10^{-11} - 1.8 \times 10^{-10}$
Grés	$5 \times 10^{-16} - 3 \times 10^{-12}$
Silice (en poudre)	$1.3 \times 10^{-14} - 5.1 \times 10^{-14}$
sol	$2.9 \times 10^{-13} - 1.4 \times 10^{-11}$

Tableau 1.4 : Perméabilité de quelques matériaux [04]

Pour évaluer la perméabilité d'un milieu poreux, différents modèles sont utilisés tels que les modèles capillaires et le modèle du rayon hydraulique. Ces modèles reposent sur l'équation de Darcy, l'équation de Hagen poiseuille et le gradient de pression. Les pores sont assimilés à des conduits de diamètre d , ce qui permet de définir la porosité pour un faisceau de conduits ; ce dernier constitue le volume élémentaire représentatif (V.E.R). Pour le modèle de rayon hydraulique (Carman, 1937 [05]), le concept de rayon hydraulique, appelé souvent théorie de Carman-Kozeny (Dullein, 1979 [2]) est introduit pour l'évaluation de la perméabilité. Tous ces modèles supposent un écoulement établi et un régime permanent.

I.2.2.4 Modèles de variation de la perméabilité :

La perméabilité dépend essentiellement de la porosité et du diamètre des particules. Ainsi, Carman et Kozeny [5] ont proposé une formulation mathématique, développée à partir d'un modèle capillaire formé de conduites parallèles, pour l'évaluation de cette quantité. L'expression est donnée par :

$$K = \frac{\varepsilon^2 . d^2}{36 . k_k (1 - \varepsilon)^2} \quad (\text{I-7})$$

Où d est le diamètre de la conduite et k_k le coefficient de Kozeny, un paramètre de forme qui prend la valeur 5 dans le cas de particules entassées, ou bien l'expression suivante dans le cas de fibres :

$$k_k = \frac{62.3 . \left(\sqrt{\frac{2\pi}{1-\varepsilon}} - 2.5 \right) (1-\varepsilon) + 107.4}{16 . \varepsilon^2 (1-\varepsilon)^4} \quad (\text{I-8})$$

en 1971, Rumpf et Gupte [13] ont proposé pour des particules sphériques très entassées, l'expression :

$$k_k = \varepsilon^{5.5} . \frac{d^2}{5.6} \quad (\text{I-9})$$

D'autres modèles empirique ont été utilisés, mais basés sur le même type d'expression, soit :

$$K = \frac{d_p^2 \cdot \varepsilon^3}{A \cdot (1 - \varepsilon)} \quad (\text{I-10})$$

A étant une constante empirique qui a pris différentes valeurs selon les études. On peut citer quelques exemples :

Ergun (1952) [06]	A=150
Carman et Kozney(1937) [05]	A=180
Rohsenow et Hernet (1973) [07]	A=175
Fand et al (1986) [08]	A=182
Fand et al (1989) [09]	A=215

I.2.3 La Tortuosité :

C'est le rapport de la longueur moyenne du chemin parcouru par une particule fluide traversant un échantillon poreux à la longueur de cet échantillon. Cette caractéristique est définie par :

$$\zeta = \frac{C_p}{L_e} \quad (\text{I-11})$$

Où :

ζ : tortuosité

C_p : longueur parcourue par une particule fluide (m).

L_e : longueur de l'échantillon.

I.3 Caractéristiques thermo-physiques des milieux poreux :

I.3.1 Viscosité dynamique effective μ_{eff} :

Lorsque l'approche des modèles moyens sur un V.E.R est adoptée, il est nécessaire de définir les propriétés thermo- physiques évaluées sur ce V.E.R. incluant les deux phases fluide et solide. Ainsi la viscosité effective a été introduite par Brinkman (1947) [13] afin de mettre en évidence la discontinuité des contraintes aux interfaces fluides –poreuses et d'obtenir une expression pour la perméabilité. Néanmoins, dans un souci de simplification du modèle, il a suggéré de prendre la viscosité effective égale à la viscosité du fluide. Cette supposition a été confirmée par Lundgren (1972) [13], notamment pour les faibles concentrations de particule. De ce fait, la plupart des travaux prennent un rapport de viscosité unitaire.

I.4 Modèles d'écoulement dans les milieux poreux :

Cette partie est consacrée à la présentation des divers modèles d'écoulement dans les milieux poreux. Le premier modèle est décrit par la loi de Darcy qui représente l'équation de Stokes écrite à l'échelle macroscopique. Après le développement de cette loi, en tenant compte de l'effet inertiel à l'échelle microscopique, on peut aboutir à d'autres modèles plus généralisés.

I.4.1 Modèle de Darcy [11]:

La loi de Darcy donnant le comportement hydrodynamique lors d'un écoulement de fluide dans un milieu poreux, lie le gradient de pression à la vitesse par la relation :

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{k} u_D \quad (\text{I-12})$$

où :

$\frac{dp}{dx}$: Gradient de pression.

μ : Viscosité dynamique du fluide (Pa. s)

K : La perméabilité (m^2),

U_D : Vitesse de filtration (m/s)

Il est important de noter que le modèle de Darcy devient inadéquat dans certaines situations d'écoulement et de transfert de chaleur. En effet, quand la vitesse de filtration augmente, on note une déviation des résultats par rapport à la loi de Darcy. Cette déviation est due aux effets combinés de l'inertie (à cause de la présence des obstacles solides) et de la viscosité. Pour tenir compte de ces deux effets, d'autres modèles ont été proposés.

I.4.2 Modèle de Darcy – Forchheimer (1901) [14]:

Dybbbs et Edwards 1984 [16] ont montré que le régime de Darcy n'est valable que pour des écoulements à faibles vitesses, caractérisés par un nombre de Reynolds basé sur le diamètre des particules, $Re_d < 1$. A partir de $Re_d = 1$, des couches limite commencent à se développer près des parois solides des pores, et pour un nombre de Reynolds de pores supérieur à une certaine valeur comprise entre 1 et 10, la couche limite est plus prononcée et un noyau inertiel apparaît. Le développement de ce noyau en dehors de la couche limite est la cause du comportement non linéaire du gradient de pression par rapport à la vitesse. Forchheimer (1901) fut le premier à proposer une relation non linéaire du second ordre pour les écoulements à grandes vitesses, sous la forme :

$$dp/dx = aU + bU^2$$

où a et b sont des constantes et le terme au carré est introduit pour tenir compte des effets inertiels qui deviennent négligeables à faibles vitesses par rapport aux effets visqueux.

Ultérieurement, de nombreuses équations non linéaires, basées sur des résultats expérimentaux, ont été proposées, telle que celle d'Ergun (1952) [06] :

$$\vec{\nabla} p = -\frac{\mu}{k} \vec{U} - C_f \rho_f \left[\vec{U} \right] \vec{U} \quad (I-13)$$

Avec C_f qui est une constante adimensionnelle (Coefficient inertiel ou d'Ergun) qui dépend de la nature du milieu et ρ_f la masse volumique du fluide.

Lorsque l'écoulement est unidirectionnel, l'équation précédente est exprimée par :

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\mu}{k} U_D - \rho_f C_f U_D^2 \quad (I-14)$$

Cette équation est appelée équation d'Ergun, avec :

$$K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{150(1 - \varepsilon)^2} \quad \text{et} \quad C_f = 1.75 \frac{(1 - \varepsilon)}{d \varepsilon^3}$$

Les expressions de K et C_f ont été développées par Ergun (1952) [06] pour un écoulement dans un lit de particules sphériques de diamètre d .

I.4.3 Modèle de Darcy – Brinkman :

Dans l'effort d'obtenir une expression pour la perméabilité (K) dans un empilement de particules sphérique, Brinkman (1947) [12] a abouti à l'équation suivante :

$$\vec{\nabla} p = -\frac{\mu}{K} \vec{U} - \mu_e \nabla^2 \vec{U} \quad (\text{I-15})$$

Avec :

μ_e : Représente la viscosité dynamique effective

$\mu_e \nabla^2 \vec{U}$: Représente les forces visqueuses causées par les cisaillements macroscopiques le long des frontières solides. Ce terme de Brinkman, est très significatif dans les régions près des parois solides

I.4.4 Modèle général : modèle de Darcy – Brinkman – Forchheimer :

Pour tenir compte de tous les effets, un modèle général a été proposé par Vafai et Tien (1980, 1981,1990) [17]. Il s'écrit sous la forme :

$$\rho \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \rho (\vec{U} \cdot \vec{\nabla}) \vec{U} = -\vec{\nabla} p - \frac{\mu}{K} \vec{U} + \mu_e \nabla^2 \vec{U} - \rho \frac{\varepsilon F}{\sqrt{K}} \left[\vec{U} \right] \vec{U} + \rho \vec{F}_v \quad (\text{I-16})$$

$\rho \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \rho (\vec{U} \cdot \vec{\nabla}) \vec{U}$: Terme de forces macroscopiques d'inertie

$\vec{\nabla} p$: Gradient de pression.

$\frac{\mu}{K} \vec{U}$: Contrainte de viscosité microscopique « terme de Darcy »

$\mu_e \nabla^2 \vec{U}$: Terme de Brinkman (effet de paroi)

$\rho \frac{\varepsilon F}{\sqrt{K}} [\vec{U}] \vec{U}$: Force d'inertie microscopiques ou terme d'inertie d'Ergun

$\rho \vec{F}_v$: Force de volume

I.5 Régime d'écoulement dans les milieux poreux :

Dybbbs et Edwards (1984) [16] ont effectué des mesures de vitesses pour un écoulement à travers un empilement de sphères et un arrangement de cylindres, en se basant sur le nombre de Reynolds. Les régimes suivants sont mis en évidence :

I.5.1 Régime de Darcy :

Pour $Re_d < 1$ L'écoulement est dominé par les forces visqueuses

I.5.2 Régime inertiel :

On distingue deux régions :

- L'intervalle $1 < Re_d < 10$ correspond au cas de la transition lors du passage du régime Darcien au régime inertiel.
- L'intervalle $10 < Re_d < 150$ où le gradient de pression macroscopique est équilibré par l'ensemble des forces visqueuses et des forces inertielles.

I.5.3 Régime laminaire instable :

Pour $150 < Re_d < 300$ (transition entre l'état laminaire et le régime turbulent).

I.5.4 Régime instable, ou turbulent :

Pour $Re_d > 300$

I.6 Ecoulement autour d'obstacles :

Lorsqu'on place un cylindre dans un écoulement, des tourbillons parallèles à son axe, se développent en aval. Différents régimes d'écoulement apparaissent selon la valeur du nombre de Reynolds. La figure I.7 montre le comportement de l'écoulement autour d'un obstacle pour différentes valeurs du Reynolds.

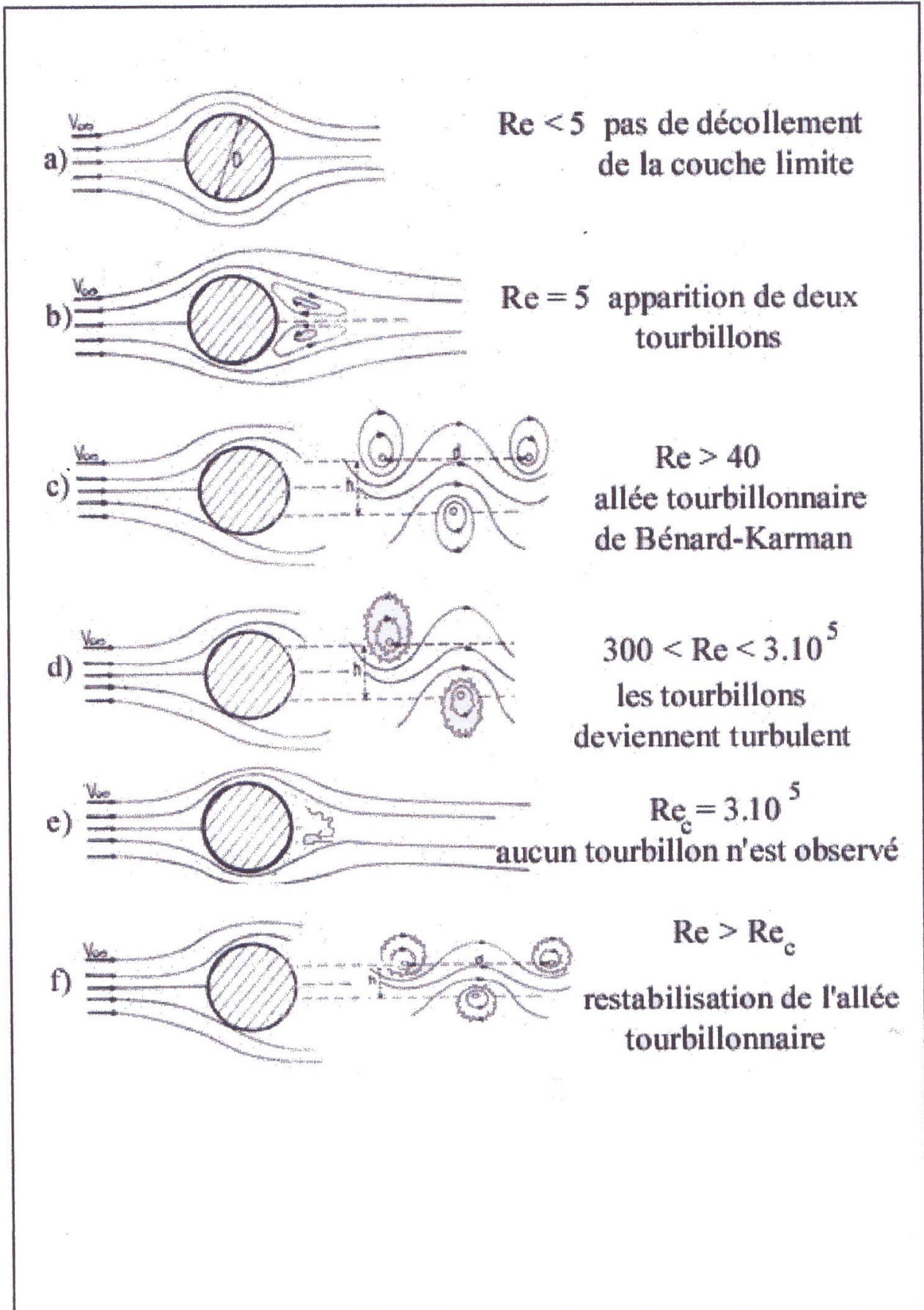


Figure I.7 : Comportement de l'écoulement autour d'un obstacle pour différentes valeurs de Re [18]

I.7 Écoulement en conduite des fluides réels, pertes de charges :

Dans ce paragraphe nous rappelons quelques notions sur les différents régimes d'écoulement et sur les pertes de charge dans les conduites.

I.7.1 Régime établi :

Un régime est dit établi lorsque le profil de vitesse ne dépend plus de la distance à l'entrée de la conduite. Cette notion est très importante, puisqu'à chaque fois que le fluide traverse un composant particulier (vanne, échangeur, rétrécissement, élargissement, milieux poreux ...), il y a perturbation de ce profil et le rétablissement de celui-ci, qui nécessite une longueur de l'ordre d'une cinquantaine de diamètres, va engendrer une perte de charge supplémentaire, que l'on appelle perte de charge singulière. Par opposition, la perte de charge due à la viscosité du fluide est appelée perte de charge régulière ou linéaire qui est directement proportionnelle à la longueur de conduite.

Cette longueur d'établissement correspond en fait au développement de la couche limite à l'intérieur de la conduite. Deux cas sont ici à envisager (figure 1.8) :

Le régime est laminaire : A l'entrée de la conduite la couche limite laminaire commence à se développer, puis à partir d'une distance $L \approx 50 D$, envahit toute la conduite. On retrouve le profil de vitesse parabolique.

Le régime est turbulent : La vitesse du fluide est telle que la couche limite envahit beaucoup plus lentement la section de la conduite. De plus, il y a développement de turbulences à partir d'une certaine section (T) : limite turbulente qui s'établit lorsque son épaisseur atteint une valeur proche de $0,2D$. La région centrale présente alors un profil presque plat (dissipation visqueuse négligeable).

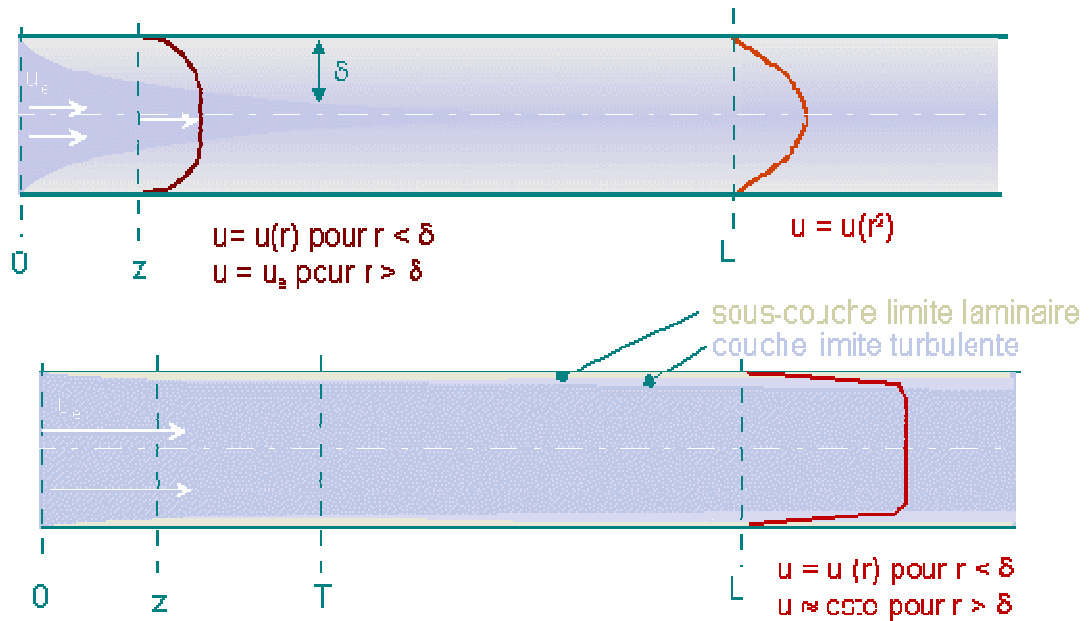


Figure I.8 : Le régime est établi lorsque le profil de vitesse ne varie plus selon l'axe de la conduite. Les couches limites sont alors complètement développées.

I.8 Transfert de chaleur dans les milieux poreux :

Un phénomène de transfert (ou phénomène de transport) est un mécanisme qui décrit le processus de transfert de masse ou d'énergie dans un système où un gradient existe. C'est un phénomène transversal présent dans tous les domaines de la science et en ingénierie: on trouve, en général, des transferts thermiques, de masse et de la quantité de mouvement. Ces différents types de transferts peuvent avoir lieu au niveau moléculaire ou au niveau macroscopique. Il existe trois modes de transfert thermique :

- Conduction : la chaleur passe d'un corps à un autre, par contact.
- Convection : un fluide qui se déplace emmène avec lui la chaleur qu'il contient. La quantité de chaleur ainsi transportée peut être importante, notamment dans le cas d'un changement de phase.
- Radiation (Rayonnement) : tous les corps émettent un rayonnement thermique, fonction de leur température, et sont eux-mêmes chauffés par les radiations qu'ils absorbent.

I.8.1 Conductivité thermique :

La conductivité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors du transfert thermique par conduction. Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par une unité de temps sous un gradient de température. Le tableau I.5 illustre quelques valeurs de la conductivité thermique pour certains matériaux et substances.

Matériau	Conductivité (en W/(K.m))
Air	0,024
Marbre	2,5
Verre	1 à 1,15
Eau	0.6
briques perforées allégées	0.4
Laine	0.05
Liège	0.05
feutre	0.047
Bois	0,13 à 0,2
Polystyrène expansé	0.03
Argent	430
Cuivre	348 à 390
Or	320
Aluminium	200 à 236
Platine	70
Fer	56
Acier	60

Tableau 1.5 : Quelques valeurs de la conductivité thermique [15]

Le tableau I.6 représente l'influence de la température sur la conductivité thermique de quelques métaux et alliages.

kcal / h m°C \ T (°C)	0	100	200	300	400	500
	Aluminium	174	178	185	198	214
Cuivre	135	325	320	315	312	309
Fer suédois	-	48	45	42	39	34
Acier	-	39	39	37.5	34	33
Zinc	97	95	92	88	80	-

Tableau 1.6 : Variations de la conductivité thermique avec la température [15]

I.8.2 Conductivité thermique effective :

Les phases fluides et solides en présence dans un milieu poreux contribuent généralement avec des proportions différentes, au mode de conduction. De ce fait, la modélisation du transfert de chaleur à travers les milieux poreux nécessite l'introduction de la notion de conductivité thermique effective. Cette dernière est fortement dépendante de la porosité et des conductivités thermiques des phases solides et fluides de la matrice poreuse. D'une manière générale les modèles proposés sont tous des combinaisons pondérées des modèles en série et parallèles basés sur l'analogie électrique.

I.8.2.1 Modèle en série:

Dans le modèle série, le flux de chaleur traverse successivement les phases solide et fluide, la résistance thermique du fluide étant alors égale à la somme des résistances thermiques dans chacune des phases, soit :

$$\frac{1}{k_{eff}} = \frac{\varepsilon}{k_f} + \frac{(1 - \varepsilon)}{k_s} \quad (I-18)$$

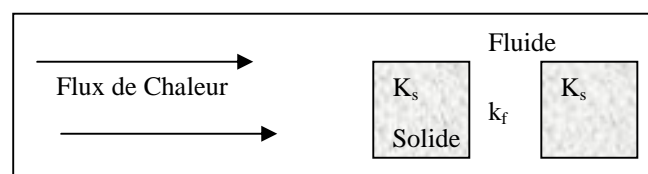


Figure I.9: Conductivité thermique Modèle en série

I.8.2.2 Modèle en parallèle :

Dans le modèle parallèle, le flux de chaleur traverse les deux phases fluide et solide en même temps. La conductivité thermique effective est alors la somme pondérée des taux d'occupation d'espace des conductivités phasiques, soit :

$$k_{eff} = \varepsilon.k_f + (1 - \varepsilon)k_s \quad (I-19)$$

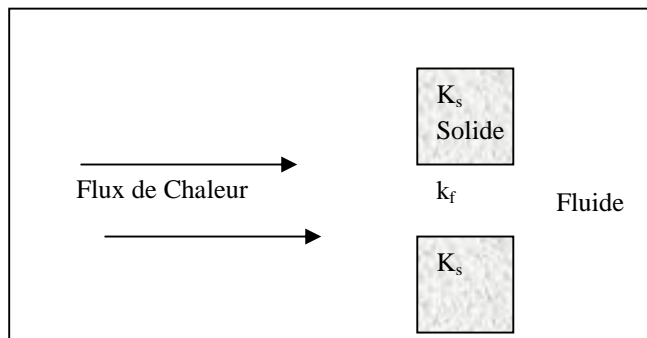


Figure I.10: Conductivité thermique Modèle

I.9 Les nombres adimensionnels caractéristiques:

Une grandeur sans dimension est une quantité permettant de décrire une caractéristique physique sans dimension ni unité explicite d'expression. Elle est constituée du produit ou rapport de grandeurs ayant une dimension, de telle façon que le rapport des unités équivaut à un. L'analyse dimensionnelle permet de définir ces grandeurs sans dimension.

I.9.1 Les nombres adimensionnels caractéristiques:

A. Le nombre de Reynolds :

Il est le plus important nombre sans dimension en dynamique des fluides. Il exprime le rapport entre les forces inertielles et les forces visqueuses et caractérise l'écoulement, en particulier la nature du régime (laminaire, transitoire, turbulent). Il a été mis en évidence en 1883 par Reynolds,

$$Re = \frac{UD_h}{\nu}$$

avec :

U : vitesse du fluide en m/s

D_h : diamètre hydraulique en m

ν : Viscosité cinématique en m²/s

B. Le nombre de Prandtl :

Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement et la diffusivité thermique,

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

Ou bien

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{avec} \quad \alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p}$$

où :

μ = la viscosité dynamique en N.s.m⁻²

C_p = la chaleur massique en J.kg⁻¹.K⁻¹

λ = la conductivité thermique W.m⁻¹.K⁻¹

ρ = masse volumique

α = diffusivité thermique

Les tableaux I.7 et I.8 donnent quelques valeurs des propriétés physiques et du nombre de Prandtl pour l'eau et l'air en fonction de la température :

Propriétés physiques de l'eau					
T(°C)	ρ (Kg/m3)	λ (W/m.°C)	μ (Pa.s)	v (m2/s)	Pr
20	1001	0,597	1,01E-03	1E-06	7,02
40	995	0,628	6,55E-04	6,6E-07	4,34
60	985	0,651	4,71E-04	4,8E-07	3,02
80	974	0,668	3,55E-04	3,6E-07	2,22

Tableau I.7 Propriétés physiques de l'eau

Propriétés physiques de l'air à 1atm					
T(°C)	ρ (Kg/m3)	λ (W/m.°C)	μ (Pa.s)	v (m2/s)	Pr
20	1,204	0,0257	1,81E-05	1,50E-05	0,71
40	1,127	0,0272	1,90E-05	1,7E-05	0,7
60	1,059	0,0287	1,99E-05	1,9E-05	0,7
80	0,999	0,0302	2,09E-05	2,1E-05	0,7

Tableau I.8 Propriétés physiques de l'air à 1atm

C. Le nombre de Grashof:

Le nombre de Grashof mesure le rapport des forces de gravité aux forces de viscosité agissant sur le fluide,

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2}$$

Avec $\beta = -\frac{1}{\rho_\infty} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)$: coefficient d'expansion thermique du fluide

L : longueur caractéristique (diamètre hydraulique pour les conduites)

G : accélération de la pesanteur (m²/s)

$\Delta T = T_p - T_f$: Différence de température paroi – fluide

ν : Viscosité cinématique (m^2/s)

Le rapport Gr/Re^2 déterminera la nature de la convection, à savoir, si :

$\text{Gr}/\text{Re}^2 \ll 1 \rightarrow$ convection naturelle négligée (la convection et forcée).

$\text{Gr}/\text{Re}^2 \approx 1 \rightarrow$ convection mixte.

$\text{Gr}/\text{Re}^2 \gg 1 \rightarrow$ convection naturelle considérable.

D. Le nombre de Rayleigh :

Le nombre de Rayleigh caractérise le transfert de chaleur au sein d'un fluide : s'il est inférieur à une valeur critique, le transfert s'opère essentiellement par conduction, tandis qu'au-delà de cette valeur c'est la convection qui devient importante. C'est un nombre sans dimension qui permet de déterminer le régime de la convection et qu'on peut définir comme le produit du nombre de Grashof, reliant la force d'Archimède à la viscosité du fluide, et du nombre de Prandtl, soit :

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr}$$

Dans certains cas d'enceintes fermées, par exemple, on a :

$\text{Ra} < 1700 \rightarrow$ régime de conduction

$10^4 < \text{Ra} < 10^8 \rightarrow$ convection naturelle laminaire

$\text{Ra} > 10^9 \rightarrow$ convection naturelle turbulente

E. Le nombre de Nusselt :

C'est également un rapport adimensionnel, mais, contrairement aux nombres adimensionnels décrits précédemment, il ne traduit pas l'importance relative des propriétés physiques en présence mais fournit une comparaison entre le flux transmis par le fluide par convection et le flux qui serait transmis par conduction dans le même fluide.

Il peut s'écrire :

$$\text{Nu} = \frac{hD_h}{\lambda}$$

avec :

h : coefficient d'échange thermique

D_h : diamètre hydraulique

λ : conductivité thermique

C'est, en fait, une représentation adimensionnelle des échanges convectifs en présence.

I.10 Revue bibliographique

Dans ce qui suit, nous effectuons une revue bibliographique sur des études numériques et expérimentales précédemment entreprise afin de cerner les différents aspects thermique et dynamique des écoulements de fluides en présence d'un milieu poreux. La synthèse des travaux proches de notre étude, qui s'intéressent au phénomène de transfert de chaleur par convection dans les conduites, sans, puis avec présence de milieux poreux, a permis de dégager les études suivantes :

Prasad et Tuntomo (1987), [19] ont utilisé l'équation de Darcy-Forchheimer pour étudier la convection naturelle dans une cavité poreuse rectangulaire pour une gamme étendue des principaux paramètres. Ils ont analysé l'influence du paramètre inertiel sur l'écoulement et le transfert de chaleur. Les auteurs ont montré que le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation du paramètre inertiel. Un critère de transition de l'équation de Darcy vers celle étendue au régime de Forchheimer est également discuté.

Sath et al. (1988), [20] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle thermique dans une cavité rectangulaire partiellement occupée par une couche poreuse verticale. En se basant sur le modèle de Darcy-Brinkman dans la couche poreuse et l'équation de Navier-Stokes dans le milieu fluide, ils ont montré que le transfert thermique diminue fortement en présence de la couche poreuse. L'un des résultats essentiels auxquels ces auteurs ont abouti, est l'existence d'un minimum pour le nombre de Nusselt en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse, lorsque la conductivité du milieu poreux est supérieure à celle du fluide.

Murray et Chen, (1989), [21] ont étudié, expérimentalement, la convection double diffusive dans un milieu poreux. Leur dispositif, composé d'une boîte métallique remplie de billes de verre saturées avec de l'eau distillée, était soumis à des flux de masse et de chaleur. Une bonne concordance pour le nombre de Rayleigh thermique critique a été obtenue entre les expériences et la théorie de la stabilité linéaire.

M. Afrid et al. (1991), [22] ont présenté des résultats d'une étude numérique en tridimensionnel en régimes laminaire et turbulent. Le problème est modélisé en 3D par les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement, de l'énergie

cinétique turbulente et de la dissipation turbulente. Les résultats établis ont été comparés avec les résultats expérimentaux obtenus avec des paramètres similaires. Le débit et les coefficients de diffusion sont plus grands dans l'écoulement turbulent, résultant en un champ thermique turbulent quantitativement plus faible comparé à celui en laminaire pour le même flux fourni. L'évolution de la température dans les blocs chauffés, obtenue par le modèle turbulent, est la même que celle obtenue expérimentalement. Ainsi, le modèle $k-\epsilon$ de traitement de la turbulence est recommandé pour étudier le transfert de chaleur couplé dans des canaux et cavités munis, sur leurs parois, de protubérances qui génèrent la turbulence.

Rosenberg et Spera (1992), [23] ont démontré numériquement que la dynamique des écoulements pour des nombres de Rayleigh et Lewis donnés, dépend fortement du rapport des forces de volume dans le cas d'une couche poreuse chauffée par le bas. Ils ont constaté que l'écoulement évoluait d'un régime convectif permanent vers un régime oscillant chaotique puis vers l'état de repos.

P.C. Hung et K. Vafai (1994), [24] ont étudié numériquement l'amélioration du transfert de chaleur dans un canal muni de blocs poreux de forme rectangulaire, en convection forcée. Dans leur analyse, le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer a été adopté pour modéliser l'écoulement dans la région poreuse. Les effets de différents paramètres tels que les nombres de Reynolds, de Darcy, de Prandtl et les paramètres géométriques des blocs poreux (hauteur et espacement entre les blocs), sur les performances dynamiques et thermiques des blocs poreux, (lignes de courant, isothermes et nombre de Nusselt local) ont été considérés.

D'après les résultats produits, il apparaît qu'une amélioration du transfert thermique peut-être obtenue en utilisant des blocs poreux et ce en comparaison avec le cas du canal lisse, ainsi qu'une structure poreuse optimale.

A.Hadim (1994), [25] a étudié numériquement une convection forcée pour deux configurations consistant en un canal partiellement poreux, puis un même canal complètement poreux. L'analyse est effectuée dans le cas bidimensionnel, en régime laminaire, avec des sources de chaleur pariétales localisées. Les résultats obtenus, sur le plan dynamique, indiquent que le profil de vitesse, dans le cas sans milieu poreux,

évolue d'un profil plat vers un profil parabolique, alors que dans le cas d'un canal totalement poreux, il y a diminution de l'épaisseur de la couche limite, ce qui décale la partie plate du profil de vitesse vers les parois. Il a été aussi observé que dans le cas d'un canal partiellement poreux, le profil de vitesse n'atteint jamais la forme parabolique. Sur le plan thermique, l'étude a démontré que, quelle que soit la configuration du canal, le flux de chaleur échangé est pratiquement le même, cependant les chutes de pression étant moins importantes, la configuration partiellement poreuse semble plus avantageuse sur le plan gain d'énergie mécanique à mettre en œuvre.

H. J. Sung et al. (1995), [26] ont étudié numériquement l'écoulement et le transfert de chaleur en convection forcée dans un canal partiellement poreux. Ils ont démontré que la hauteur du milieu poreux, le nombre de Darcy et le rapport des conductivités thermiques influencent la structure des champs dynamique et thermique.

Il a été notamment conclu qu'en augmentant la hauteur du milieu poreux et en diminuant la perméabilité, le débit augmente dans la zone entre le milieu poreux et la paroi solide du canal. Il apparaît, par ailleurs, que lorsque le rapport des conductivités thermiques croît, pour une valeur fixe de la perméabilité, les performances thermiques dans le canal sont améliorées.

W.S Fu et al. (1996), [27] ont réalisé une étude sur l'amélioration du transfert de chaleur dans un canal muni d'un bloc poreux en régime laminaire. Les paramètres tels que la porosité ε , le diamètre des particules D_p , le nombre de Reynolds et la hauteur du bloc poreux H_p (rapportée à la largeur du canal) sont considérés. Tous les effets non Darcéens incluant les effets channeling, de paroi solide et inertiels sont aussi pris en compte.

Après examen de l'influence de ces paramètres sur les performances thermiques de la paroi solide chauffée, les auteurs ont obtenu des résultats pouvant être résumés comme suit :

- La performance thermique peut être améliorée par l'utilisation d'un bloc poreux en cuivre placé au niveau des emplacements de température élevée.
- Un bloc poreux avec une grande porosité, une hauteur de bloc $H_p=0,5$ et un grand diamètre de particules, peut améliorer le transfert thermique à l'opposé du cas où H_p est égale à l'unité.

S. Chikh et al. (1997), [28] ont analysé numériquement l'écoulement et le transfert de chaleur dans un canal muni de blocs poreux chauffés discrètement par la paroi inférieure de celui-ci où ils se situent. Les effets de certains paramètres tels que le nombre de Darcy, les dimensions et le nombre des blocs ainsi que le rapport des conductivités thermiques sont analysés.

Les résultats ont permis de mettre en évidence la modification considérable de la structure de l'écoulement par la présence des blocs, selon la valeur de la perméabilité du milieu poreux. Cette présence peut, entre autres, conduire à une amélioration du transfert de chaleur sous certaines conditions opératoires.

S. Chikh et al (1997), [29] ont étudié l'écoulement en régime laminaire et le transfert de chaleur par convection forcée autour de blocs poreux chauffés discrètement par un flux constant et placés sur la paroi inférieure d'un canal plan.

Ils ont constaté, notamment, que pour des blocs poreux à faible perméabilité, des zones de recirculation apparaissent entre les blocs et empêchent le fluide de traverser les obstacles poreux.

Y Ould Amer et al (1998), [30] ont réalisé une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal partiellement poreux comportant des blocs solides identiques, générant un flux de chaleur. Cette étude a montré que dans le cas où le canal ne contient pas de matrice poreuse entre les blocs solides, des zones tourbillonnaires apparaissent à l'amont et à l'aval de chaque bloc entraînant ainsi une diminution du transfert de chaleur au niveau des parois verticales. Afin d'améliorer le transfert thermique, il devient alors nécessaire d'espacer les blocs solides, de rapprocher le premier de l'entrée canal et d'augmenter la vitesse de ventilation.

Dans le cas où une couche poreuse est placée en amont et en aval de chaque bloc, la vitesse d'écoulement diminue en particulier pour les faibles valeurs du nombre de Darcy. Ainsi, lorsque ce dernier est inférieur à une valeur de l'ordre de 10^{-3} la zone tourbillonnaire en amont du premier obstacle disparaît et la zone de recirculation en aval du premier obstacle est réduite. Cette étude montre également que dans le cas où le rapport des conductivités thermiques (k_e/k_f) est supérieur à 3, la présence d'une couche poreuse améliore le transfert de chaleur.

Mamou et al. (1998), [31], pour leur part, ont utilisé le modèle de Brinkman pour étudier analytiquement et numériquement la convection naturelle thermosolutale induite dans une couche poreuse verticale soumise à des flux de chaleur et de masse uniformes. Ils se sont intéressés particulièrement au cas où les forces de volume thermiques et solutales sont opposées et de même intensité. Les nombres de Rayleigh critiques caractérisant l'apparition des mouvements convectifs sont calculés analytiquement en fonction des nombres de Lewis Le et de Darcy Da . Il a été trouvé, entre autres, que le nombre de Rayleigh thermique critique augmente lorsque Da augmente ou lorsque Le tend vers l'unité. De plus, il a été montré que l'augmentation de Da induit une diminution de l'intensité de l'écoulement et des transferts thermiques et massiques. Par contre l'augmentation du nombre de Rayleigh cause l'augmentation monotone de l'intensité de l'écoulement. Les résultats du milieu fluide ont été également obtenus à partir de la présente solution pour des nombres de Darcy suffisamment élevés.

Sezai et Mohamad, (1998), [32] : ont présenté des résultats pour l'écoulement tridimensionnel dans une cavité poreuse cubique soumise à des gradients de chaleur et de concentration opposés, appliqués sur les parois verticales. Leurs résultats ont indiqué que pour une certaine gamme des paramètres de contrôle, l'écoulement devient tridimensionnel et plusieurs solutions sont possibles. Par conséquent, il est difficile de justifier les prédictions du cas bidimensionnel pour cette gamme de paramètres de contrôle.

Mamou et Vasseur (1999), [33], ont analysé, au moyen de la théorie linéaire et non linéaire de perturbation et de l'approximation de l'écoulement parallèle, l'instabilité diffusive dans une couche poreuse rectangulaire horizontale dont les parois horizontales sont soumises à des flux de chaleur et de masse. Les résultats indiquent que selon les paramètres de contrôle, quatre régimes différents peuvent exister (diffusive stable, convectif surstable, oscillant et direct). La solution des équations gouvernantes a indiqué que la convection peut apparaître à des nombres de Rayleigh au-dessous de la valeur supercritique. Dans le régime surstable, l'existence des solutions multiples a été démontrée.

A. Younsi et al. (2002), [34] ont analysé numériquement le transfert de chaleur et de masse par convection naturelle dans une cavité rectangulaire entièrement et partiellement poreuse. Les parois verticales sont soumises à des températures et concentrations constantes, tandis que les parois horizontales sont adiabatiques et imperméables.

Lorsque les forces de volume d'origine thermique et massique sont opposées. Le modèle de Darcy-Brinkman-Forcheheimer a été adopté. Le nombre de Lewis varie de 10 à 100, le nombre de Rayleigh de 10^6 à 10^7 et le rapport des forces de volume de 1 à 20. Pour une valeur donnée du nombre de Lewis, les auteurs ont observé une structure multicellulaire correspondant à la compétition entre la convection thermique et la convection solutale. A partir d'une certaine valeur du rapport de poussée N , la structure de l'écoulement devient monocellulaire indiquant que le régime de transfert est solutal pur. Le caractère transitoire des coefficients des transferts thermique est massique a été mis en évidence. L'effet du nombre de Rayleigh qui caractérise l'intensité de la convection naturelle a été mis en évidence. Les transferts thermiques et massiques augmentent avec le nombre de Rayleigh, et cet accroissement est d'autant plus important que la perméabilité augmente.

Kang-Hoon Ko, N. K. Anand (2003), [35] ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur dans un canal horizontal qui contient des blocs solides avec la présence de milieu poreux. Il s'agit d'étudier expérimentalement, le comportement du transfert thermique dans le canal en utilisant une cloison poreuse composée de mousse en aluminium. Les expériences ont été entreprises avec des valeurs du nombre de Reynolds dans la gamme 20000 – 50000. Les résultats ont prouvé, notamment, que l'écoulement et le transfert thermique ont été améliorés à l'aval du solide.

M. Bakkas et al. (2005), [36] ont étudié numériquement le transfert de chaleur en convection naturelle induite dans un canal horizontal, muni de blocs chauffants à l'aide d'un flux de chaleur uniforme et régulièrement disposés sur sa paroi inférieure. L'influence du choix du domaine de calcul et du nombre de Rayleigh sur la multiplicité des solutions et sur le transfert de chaleur est examinée. Les résultats obtenus ont montré que plusieurs solutions sont possibles pour ce problème. L'existence et le maintien de chaque type de solution dépendent de la valeur du nombre de Rayleigh et du choix du domaine de calcul. L'utilisation du **DD** (domaine contenant deux blocs : domaine double) permet d'obtenir des solutions qui retardent considérablement l'apparition du régime

instationnaire par comparaison aux solutions obtenues dans le **DS** (domaine contenant un seul bloc : domaine simple). Les corrélations trouvées pour les divers cas sont :

Pour $8 \times 10^3 \leq Ra \leq 9.6 \times 10^4$, la solution est de type $Nu = 0.518 \times \ln(Ra) - 3.47$

Pour $5 \times 10^4 \leq Ra \leq 2 \times 10^6$, la solution est de type $Nu = 0.16 \times Ra^{0.23}$

Pour $4.2 \times 10^4 < Ra < 8 \times 10^4$, la solution est de type $Nu = 0.37 \times \ln(Ra) - 1.95$

K. Hadjadj (2006), [37] a mené un travail expérimental pour l'amélioration du transfert de chaleur par convection se produisant dans un canal muni de blocs poreux chauffés localement à flux constant. Les expériences ont été réalisées dans la veine d'essai d'une soufflerie subsonique à aspiration où des mesures de vitesse et de température ont été effectuées. Les tracés des profils de vitesse de l'écoulement en présence de blocs poreux, montrent une perturbation qui croît avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la hauteur des blocs poreux ainsi qu'avec la diminution de la perméabilité.

Les mesures de température dans différentes conditions de fonctionnement (Re , structure des blocs poreux) ont permis de conclure que l'utilisation de blocs poreux améliore le transfert de chaleur par rapport au cas du canal lisse et que cette amélioration est fortement dépendante des propriétés géométrique et thermo-physiques de ces blocs.

A. Benkhelifa et al. (2007), [38] ont présenté les résultats d'une caractérisation expérimentale, par la tomographie laser et la PIV-2D, de la convection naturelle dans une cavité parallélépipédique remplie d'air et de rapport de forme vertical (longueur/hauteur) égal à 4. Quand le gradient de température est dirigé vers le bas, ils ont observé une solution de conduction pure. En revanche, lorsque ce gradient est orienté vers le haut, la convection de Rayleigh-Bénard fortement turbulente s'installe. Pour des valeurs du nombre de Rayleigh Ra_H comprises entre $1,65 \times 10^6$ et $6,61 \times 10^6$, ils ont constaté que les fluctuations de vitesse sont grandes et du même ordre, au moins, que les vitesses moyennes. Pourtant, en moyenne, une structure très cohérente s'organise autour de trois rouleaux contrarotatifs. Enfin, une investigation dans la troisième direction a permis de quantifier l'énergie cinétique turbulente 3D et les effets tridimensionnels secondaires.

Conclusion :

Ce chapitre a fait l'objet de définitions et de notions de base sur les écoulements et le transfert de chaleur dans les milieux fluides et poreux. Il comporte également une analyse bibliographique sur le thème développé, à savoir les écoulements et les échanges thermiques dans les conduites fluides ou munies d'obstacles poreux. La synthèse de cette bibliographie a montré que si le problème de transfert de chaleur par convection dans les milieux poreux a été largement étudié numériquement, les travaux expérimentaux sur ce sujet restent insuffisants. Ceci justifie cette étude qui est entreprise en vue d'une contribution expérimentale à la détermination de la perméabilité et à l'évaluation des échanges thermiques dans un canal en tentant de quantifier l'amélioration par l'introduction de blocs poreux dans le conduit.



Chapitre II

Etude Expérimentale

ETUDE EXPERIMENTALE

Les mesures ont été réalisées sur un banc d'essais de dynamiques des fluides disponible au niveau du laboratoire d'hydraulique (GIENA) de la faculté de Génie Civil de l'U.S.T.H.B

C'est un dispositif qui était initialement conçu pour l'étude des écoulements à surface libre. Une première modification lui a été apportée afin, en premier lieu, de l'adapter à des études d'écoulements en charge. Par la suite, la bidimensionnalité de l'écoulement étant requise pour satisfaire les conditions de travail du cas préconisé, une deuxième modification a été effectuée et a consisté en la réalisation d'un canal d'écoulement suffisamment large et d'en assurer l'étanchéité.

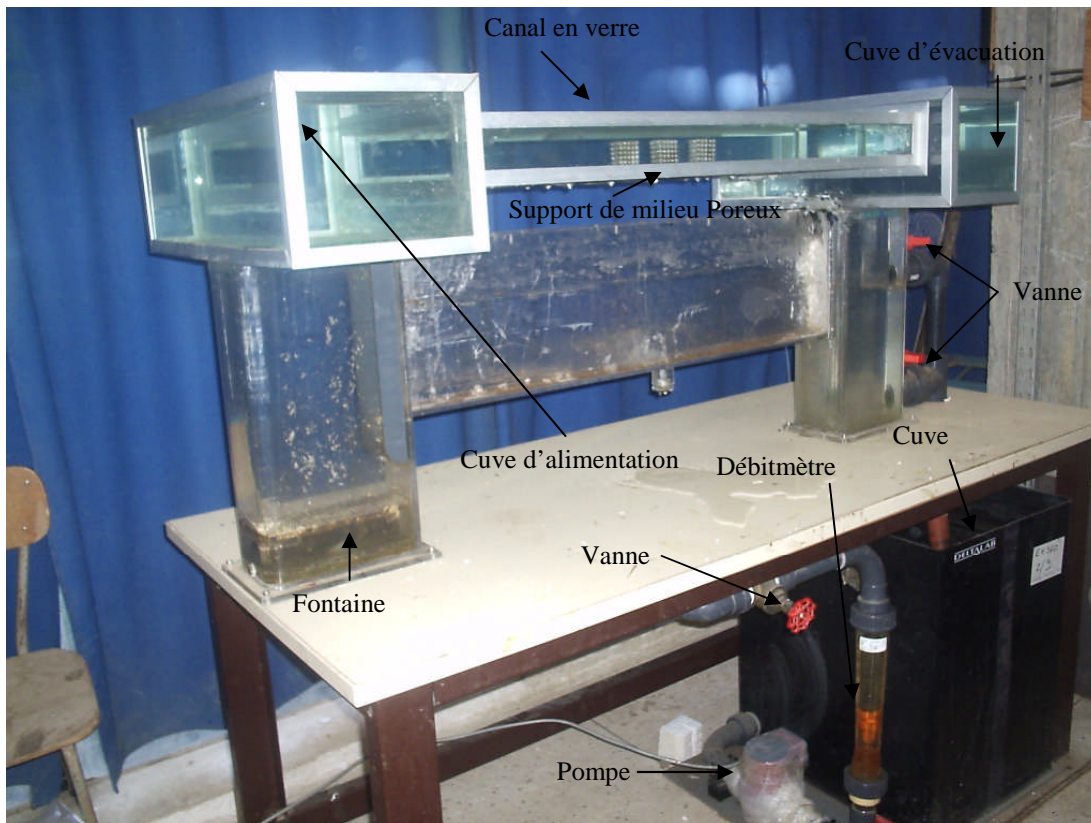
II.1- Présentation du banc d'essai :

Figure II.1 : Banc d'essai utilisé

Les différents éléments constituant le banc d'essai initial sont les suivants :

- Un châssis sur lequel sont fixés le canal et ces composants.
- Un débitmètre à flotteur de 0 → 6000 l/h.
- Une pompe silencieuse faisant circuler l'eau dans un circuit fermé avec un débit de 2900 l/h

Dans la configuration initiale, la puissance délivrée par la pompe pouvait atteindre un débit de 6000l/h, mais, dans notre cas, cette puissance n'a permis d'atteindre que 2900l/h. Ceci s'explique par les pertes de charges supplémentaires engendrées par la différence de hauteur entre le nouveau canal et l'ancien et par l'augmentation de section du canal, qui a été élargie de manière importante, afin d'assurer la bidimensionnalité du problème.

- Une vanne placée derrière le débitmètre permettant le réglage du débit souhaité.
- Une fontaine faisant jaillir l'eau dans toutes les directions.
- Une Cuve d'alimentation en PVC d'une contenance de 100 litres.
- Une cuve d'évacuation d'une dimension de (230x205x600) mm à la sortie du canal en verre de 6 mm d'épaisseur, jointe à l'ancienne cuve d'évacuation. Cette dernière est munie d'un jeu de vannes permettant la régulation du débit refoulé.
- Une cuve d'alimentation d'une dimension de (250x205x600) mm, à l'entrée du canal en verre de 6 mm d'épaisseur, également jointe à l'ancienne cuve d'alimentation laquelle est munie d'un système de tranquillisation.
- Un canal d'une dimension de (950x480x75) mm, en verre de 6 mm d'épaisseur muni d'une ouverture centrale d'une dimension de (320x90) mm située à 320 mm de la cuve d'alimentation, permettant l'introduction des blocs poreux, objets de l'étude.

II.1.1 Réalisation du canal :

Le canal d'étude qui était donc originellement prévu pour les écoulements à surface libre, unidirectionnels d'une faible section de passage, d'une largeur de 45mm sur une hauteur de 150 mm, a été revu et transformé. La modification a consisté en une conversion en canal à écoulement en charge, bidimensionnel. Pour satisfaire ces objectifs, il a fallu la réalisation d'un nouveau canal suffisamment large de 480 mm, sur une hauteur de 75 mm, rigide (verre 6mm renforcé avec des baguettes d'aluminium) et étanche (collage des différents éléments avec de la silicone sur plusieurs couches). Cette

opération a été l'une des plus ardues à réaliser car l'assemblage doit d'une part, résister à la charge provoquée par l'écoulement, et, d'autre part, assurer une parfaite étanchéité afin, notamment, d'éviter toute infiltration de l'eau vers le système électrique de chauffage qui sera placé en dessous de chaque bloc poreux.

Un nombre de six ouvertures circulaires, placées sur la partie supérieure du canal, situées en amont et en aval de chaque bloc, permettent l'introduction des tubes piézométriques pour mesurer la différence de pression. Deux autres ouvertures circulaires sont également aménagées, juste à l'entrée du canal, dont le rôle est d'injecter le colorant.

L'entrée et la sortie de l'ancien canal ont été obturées à l'aide de plaques en verre collées avec la silicone.

II.1.2 Support des blocs poreux :

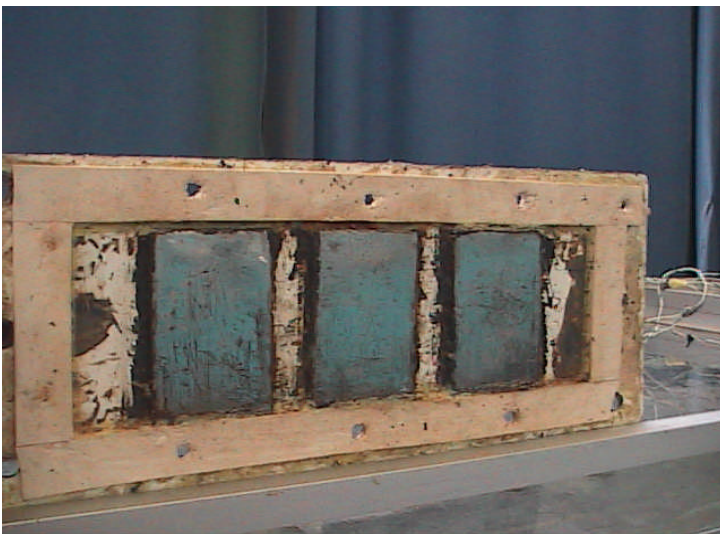


Figure II.2

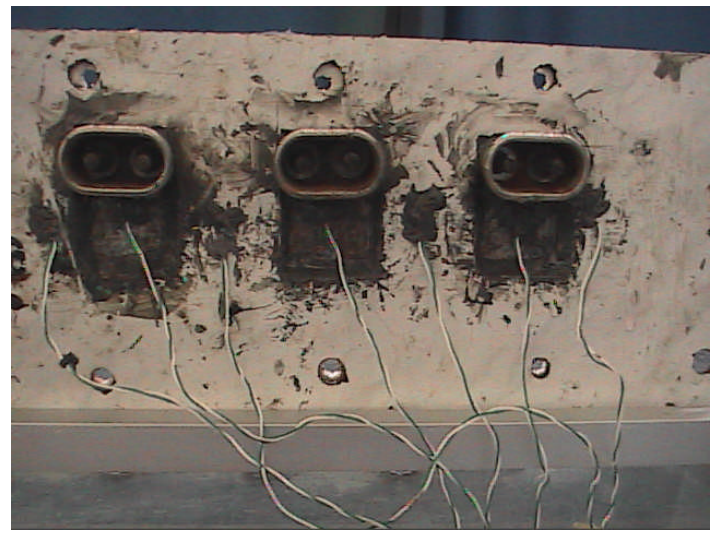


Figure II.3

Les figures II.2 et II.3 montrent une vue du support conçu et utilisé. Il est construit en bois dont les dimensions sont : 380x150 mm
Trois ouvertures identiques de 90x60 mm, y sont réalisées au niveau desquelles ont été introduites trois résistances de puissance identique (150 W), fixées à l'aide d'une colle présentant une bonne résistance à la chaleur.

La fixation du support au canal ce fait par l'intermédiaire d'un procédé vis-écrou (12 vis et écrous assurent parfaitement l'étanchéité du système à l'aide d'un tapis flexible de 25 mm de largeur).

II.1.3 Milieux poreux utilisés :

En vue d'une continuité et d'une meilleure confrontation par rapport à de nombreux travaux antérieurs, les blocs poreux ont été réalisés à l'aide d'empilements de billes d'abord en plastique puis en fer, de 8mm de diamètre, arrangées sous forme d'obstacles de section soit carrée, de faibles dimensions, occupant une partie du canal, soit rectangulaire, occupant la totalité de la largeur du canal. La mesure de la porosité des arrangements réalisés (voir annexe I), donne une valeur de 0.5, approximativement

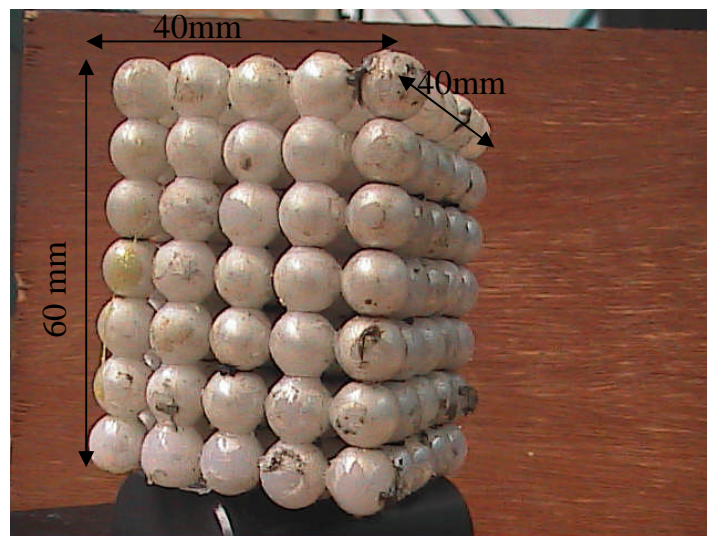


Figure II.4 : Dimensions du bloc poreux de section carrée

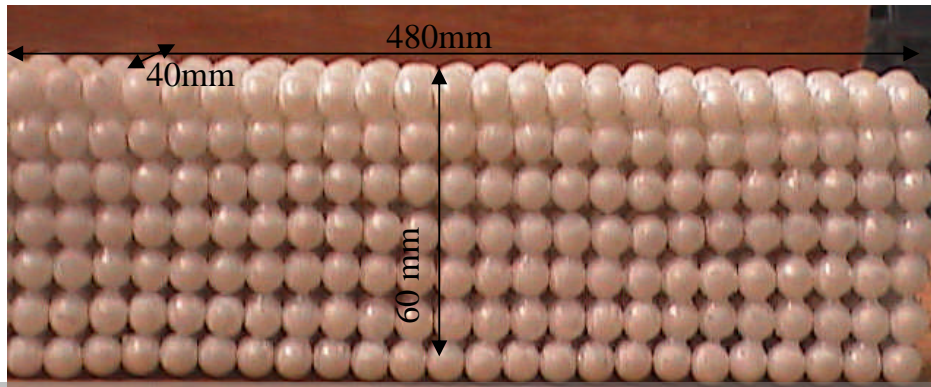


Figure II.5: Dimensions du bloc poreux de section rectangulaire

II.2. Instruments de mesures utilisés :

L'étude se compose de deux parties essentielles : l'étude dynamique et l'étude thermique. Chacune de ces parties a nécessité le recours à une instrumentation spécifique dont le détail est développé ci-après.

II.2.1. Instruments de mesures du champ dynamique :

II.2.1.1 Mesure de vitesse locale :

La détermination de la vitesse locale en mécanique des fluides est fondamentale, elle permet la constitution de cartographies de vitesses, qui nous aident à connaître le comportement de l'écoulement, notamment au voisinage du milieu poreux. Plusieurs appareils permettent la mesure de cette vitesse. Dans le cas présent, le choix est vraiment limité, notamment du fait de la complexité des zones qui se situent autour des blocs poreux (régions essentiellement tourbillonnaires). De ce fait, le choix s'est porté sur l'exploration par la vélocimétrie laser. Ce matériel, mis à notre disposition par le laboratoire GIENA, a permis le relevé des différents profils de vitesses dans de nombreuses sections du canal muni des obstacles poreux.

A. Anémométrie laser Doppler :

La vélocimétrie laser à effet Doppler (LDA) est l'une des techniques les plus modernes destinées aux mesures de la vitesse moyenne et ses fluctuations dans un écoulement liquide ensemencé de fines particules en suspension. La méthode est non intrusive et permet de mesurer avec précision la vitesse locale d'un écoulement de manière instantanée. Elle est fondée sur la mesure du décalage en fréquence de faisceaux laser éclairant des particules très fines ou des impuretés entraînées par un fluide (tel que l'air ou l'eau).

Les premiers essais expérimentaux avec cette procédure ont été effectués par Cummins et Yeh en 1964. Cette technique, décrite de façon détaillée par Whitelaw & Durst en 1976, se révèle bien adaptée à l'étude d'une zone de recirculation dans la mesure où elle permet, sans perturber l'écoulement, d'obtenir le sens, le taux de fluctuation et le module d'une composante de la vitesse.

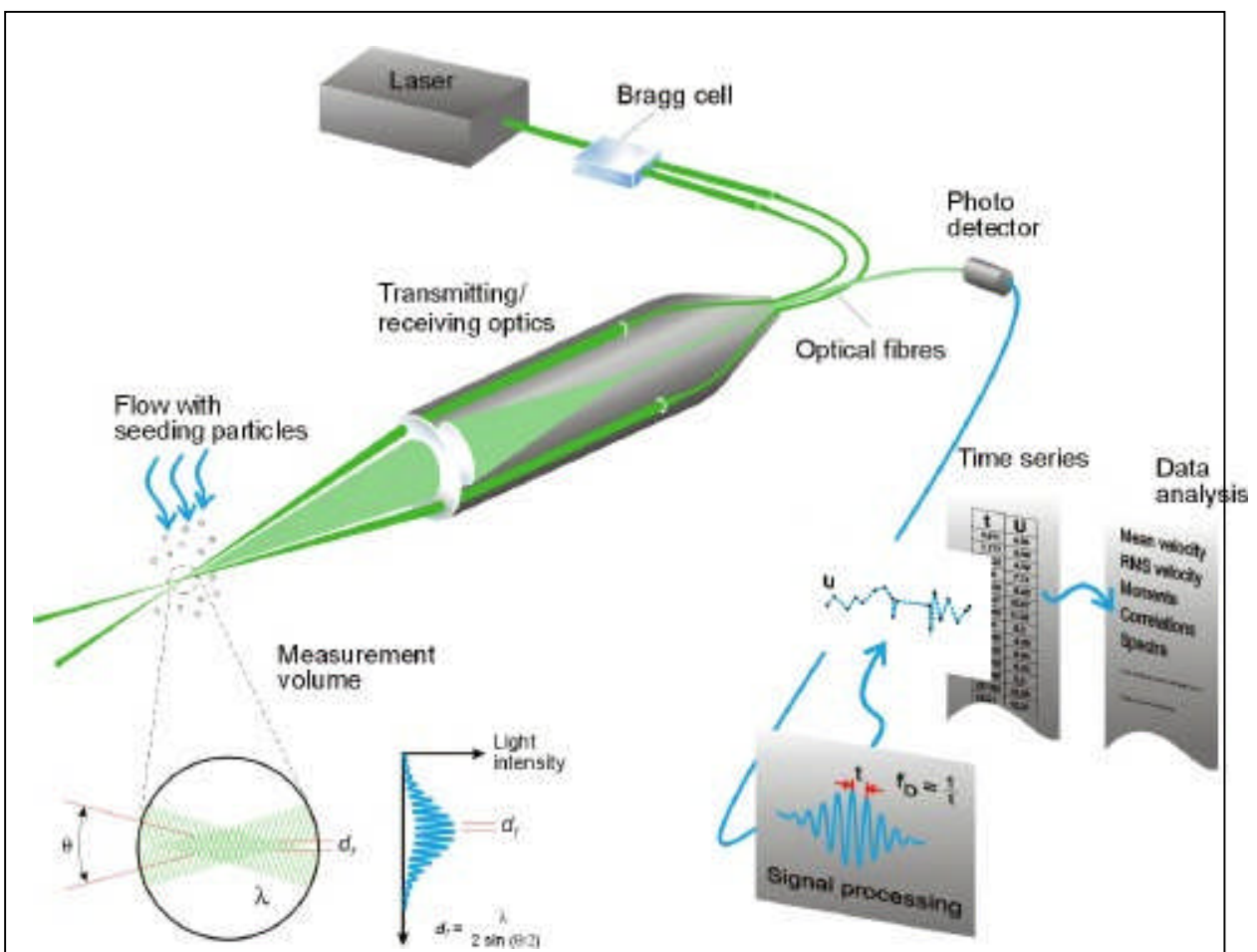


Figure II.6 : Principe de fonctionnement de la LDA

B. Principe de la mesure (fig. II.6)

La méthode consiste à mesurer la fréquence de la lumière diffusée par les petites particules en suspension dans le fluide en écoulement.

On utilise une source laser dont le faisceau est divisé en deux parts égales grâce à un cube semi-transparent. A l'aide de trois miroirs, les deux faisceaux obtenus sont ensuite réorientés de manière à ce qu'ils soient parallèles. Une lentille convergente est placée sur leur trajet, permettant ainsi le croisement des faisceaux au point focal de la lentille. Au sein de la zone de recouvrement des faisceaux, un très petit volume de mesure 0.1mm^3 , en forme d'ellipsoïde, est créé, dans lequel on peut constater l'apparition d'un réseau de franges d'interférence dont la distance d est fonction de la longueur d'onde λ et de l'angle θ entre les deux faisceaux :

$$d = \frac{\lambda}{2\sin(\theta/2)}$$

Quand un grain de la matière d'ensemencement, entraîné par un courant du fluide, franchit le volume de mesure, les particules parcourent la distance d , en un intervalle de temps Δt et la fréquence Doppler s'écrit :

$$f_d = \frac{1}{\Delta t} = \frac{u2\sin(\theta/2)}{\lambda}$$

Dans cette relation, la longueur d'onde λ du rayon laser et l'angle θ entre les faisceaux sont connus. Pour déterminer la vitesse u il suffit de mesurer la fréquence Doppler f_d . La lumière diffuse, modulée à la fréquence f_d est captée par une photodiode ou un photomultiplicateur. Le signal filtré est ensuite envoyé par la photodiode à un micro-ordinateur au moyen d'un logiciel, qui va l'afficher sur un écran avec plusieurs autres informations comme le taux de turbulence et la fluctuation RMS.

II.2.2. Instruments de mesures du champ thermique :

La mesure de température a nécessité l'utilisation de thermomètres munis de thermocouples et d'un système électronique de traduction de la tension à leurs bornes en variation de température.

A. Les thermocouples :

Ils sont constitués de deux conducteurs métalliques, de natures différentes, reliés par deux jonctions (formant ainsi un thermocouple) aux températures T_1 et T_2 . Par effet Seebeck, le thermocouple génère une différence de potentiel qui dépend de la différence de température $T_1 - T_2$ entre les jonctions. Les thermocouples ne mesurent pas une température, mais une différence de température. Pour mesurer une température inconnue, l'une des deux jonctions doit être maintenue à une température connue, par exemple celle de la glace fondante (0°C). Il est également possible que cette température de référence soit mesurée par un capteur (température ambiante, par exemple). La mesure de température est donc une mesure indirecte, puisque les thermocouples mesurent en fait une différence de potentiel électrique. Il est donc nécessaire de connaître la réponse du thermocouple utilisé en fonction de la température pour pouvoir relier la différence de potentiel électrique à la différence de température. La mesure passant par la détermination d'une différence de potentiel, sa précision dépend fortement du voltmètre utilisé.

Le thermocouple le plus précis est constitué de platine et d'un alliage platine + 10% de rhodium (couple Le Chatelier); la sensibilité est de l'ordre de 10 microvolts par degré. D'autres couples métalliques fournissent jusqu'à 70 microvolts par degré, mais les jonctions entre des corps tels que le tellure ou le bismuth, ainsi que les couples formés de cristaux de germanium dopés n et p, délivrent des forces électromotrices beaucoup plus considérables; ils sont toutefois difficilement manipulables. Le thermocouple le plus réfractaire (utilisable jusqu'à $2\ 800^\circ\text{C}$) est formé de tungstène et d'un alliage de tungstène et de 26% de rhénium. Dans le domaine cryogénique, on peut atteindre 1 K (environ) avec certains couples, formés, par exemple, d'alliages or-cobalt. Dans le cas présent, les thermocouples utilisés sont de type K. Leurs principales caractéristiques sont résumées dans le tableau II.1

Type	Métal A (+)	Métal B (-)	Limites théoriques	Coef. Seebeck α ($\mu\text{V}/^\circ\text{C}$) à $T^\circ\text{C}$	Erreur standard	Erreur Mini
K	Chromel	Alumel	-270 à 1372°C	39,45 μV à 0°C	2,2% à 0,75%	1,1% à 0,2%

tableau II.1

B. Appareils de mesures de la température

Le premier instrument utilisé dans cette étude est un thermomètre de type C.A 863, muni de thermocouples type K. Il est caractérisé par sa haute précision de mesure et sa relativement faible dimension (173x60.5x38 mm), poids 190 g (avec piles), avec un affichage digital, une étendue de mesures de -50 à +1300 °C (-40 à 1999°F), une résolution de 0,1°/1°C et une précision de ± 0.3 % de la lecture dans la plage de températures (-50°C, 1000°C) (fig. II.7)

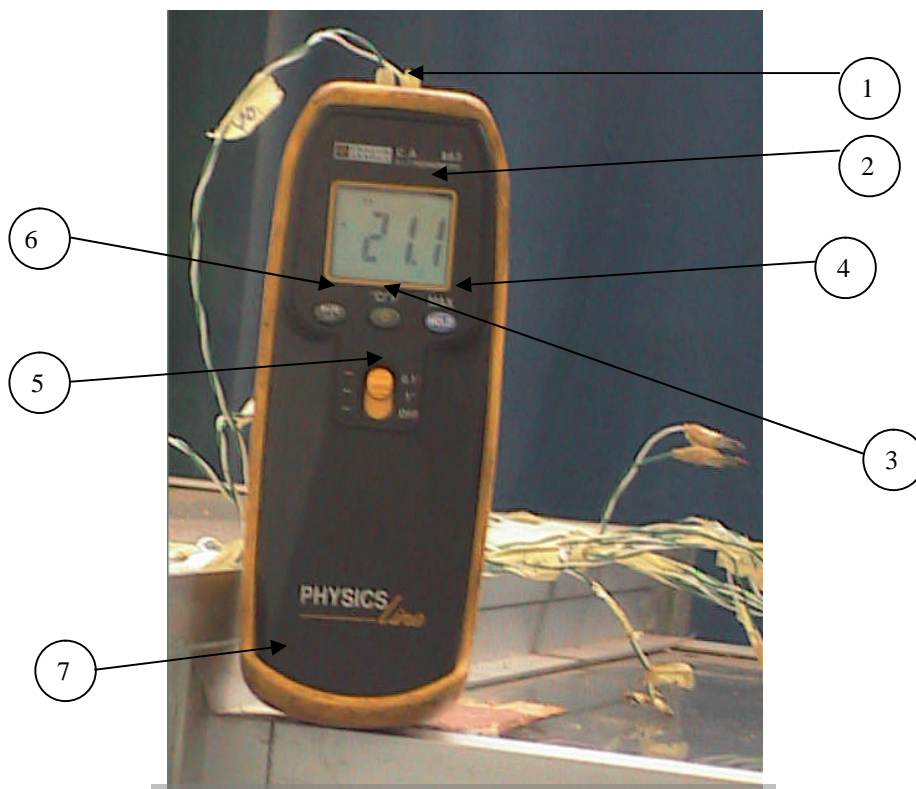


Figure II.7 : Thermomètre C.A 863

Il est constitué des éléments suivants :

- 1- Embases pour capteurs thermocouples de type K
- 2- Affichage numérique à cristaux liquides.
- 3- Poussoir 1, qui fonctionne selon deux modes
 - a. appui maintenu >2s : choix de l'unité employée
 - b. Appui bref : Arrêt / marche
- 4- Poussoir 2, qui fonctionne selon deux modes :
 - a. appui maintenu > 2s : valeur maximale mesurée
 - b. Appui bref : mémorisation de la dernière mesure.
- 5- Commutateur linéaire 3 positions :
 - a. Mise hors circuit de l'appareil
 - b. Résolution 1°C
 - c. Résolution 0.1°C
- 6- Poussoir 3 pour passer de T_1 à T_2 , puis à ΔT
- 7- Gaine antichoc

Le deuxième instrument utilisé (fig. II.8), est composé de deux appareils :

- **Un sélecteur** de type Tampon 140 qui comprend douze (12) entrées pour thermocouples avec possibilité de sélection de la mesure de chaque thermocouple sélectionné.
- **Un afficheur** donnant la température du thermocouple choisi.



Figure II.8 : Afficheur Température

C. Appareil de mesure de flux électrique :

Pour assurer une variation de flux électrique aux bornes des résistances, on doit fixer la tension électrique à ces bornes à l'aide d'un variateur de tension. Celui-ci permet, en changeant la tension électrique, de fournir différentes puissances électriques aux résistances. Chaque puissance va ainsi assurer, après une durée transitoire, une température constante correspondante. Il est composé de trois simples variateurs de tension (220 V, 300V) constitués de séries de résistances qui permettent de régler ces tensions électriques (fig.II.9). Un multimètre permet ensuite la lecture directe de la tension aux bornes des résistances (fig. II.10).

La puissance électrique délivrée à chaque résistance est :

$$Q_{\text{éle}} = E \cdot I = R \cdot I^2 = V^2 / R$$

Où : $Q_{\text{éle}}$: puissance électrique délivrée à chaque résistance (w)

I : intensité de courant électrique (A)

R : résistance électrique (Ω)

E : tension électrique aux bornes de chaque résistance (V)

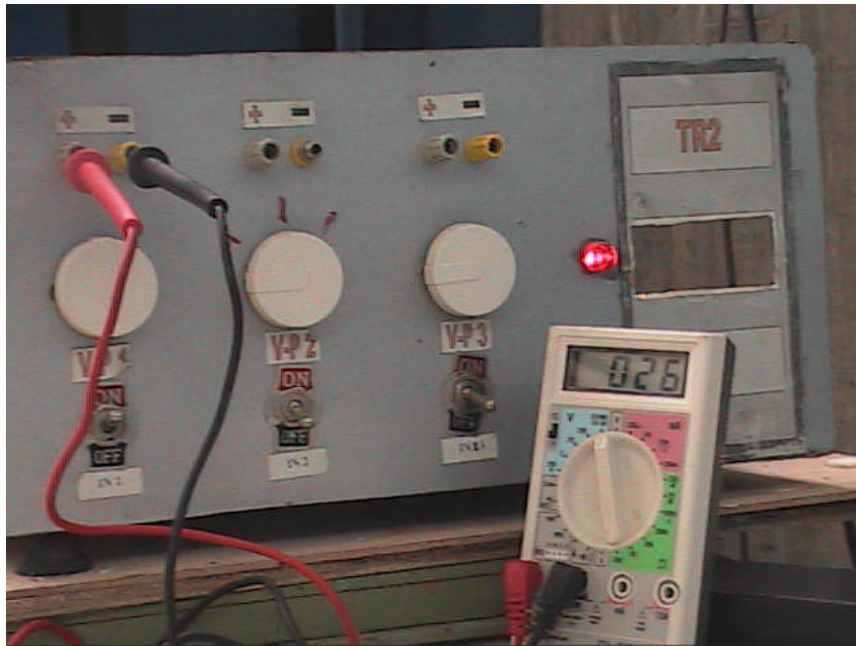


Figure II.9 : Variateur de tension

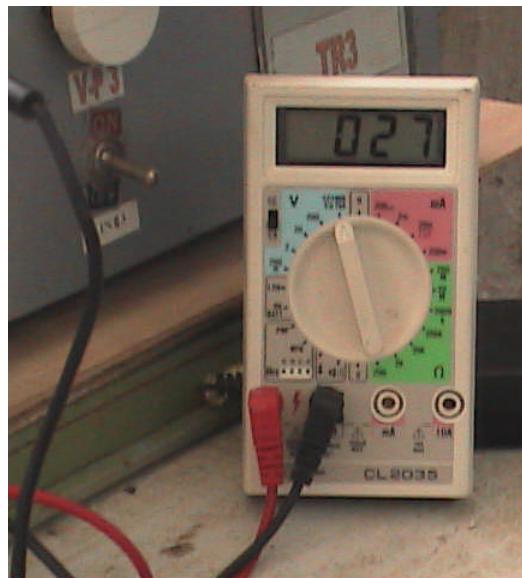


Figure II.10 : Le multimètre

Les caractéristiques techniques du multimètre sont les suivantes:

- Dimensions : 130 x 71 x 34 mm³, masse 250g pile comprises.
- Précision : ± 0.5 %
- Ecran á cristaux liquides : 2000 point de mesures
- Mesures : courants et tensions alternatifs et continus, seuil de diodes.
- Alimentation : pile 9 Volt.
- Condition de fonctionnement : 0°C á 50°C, (0 - 70) % HR

II.3 Mesures de vitesses :

Les mesures locales de la vitesse, dans l'écoulement et au voisinage des blocs poreux avec la vélocimétrie laser, nécessitent l'emploi d'un bon système de déplacement. Comme la distance focale de vélocimétrie laser (15cm) est inférieure à la demie largeur du canal (24cm), le positionnement du vélocimètre pour envoyer le rayon à travers la face latérale du canal est inadaptée. De ce fait, nous avons opté pour l'utilisation d'un système mobile, monté sur une plaque creuse, supportant l'anémomètre, qui permet d'assurer à la fois l'arrivée, au centre du canal, du rayon laser à travers la face supérieure et un balayage horizontal. Le balayage vertical est effectué grâce à l'utilisation de cales d'épaisseurs bien choisies (0,5cm et 1 cm), comme le montre la figure II.11.

Cette méthode nous a permis d'assurer la précision du positionnement des points de mesure et la rapidité des opérations. L'affichage des résultats se fait instantanément, par une acquisition de données, sur l'écran de l'ordinateur, avec, également, de nombreuses informations supplémentaires concernant, notamment, les fluctuations des vitesses (RMS) et le taux de turbulence.

La figure II.11 illustre le dispositif de système de déplacement.

La figure II.12 présente un échantillon de mesure avec le laser.

La figure II.13 illustre le système d'affichage des résultats.

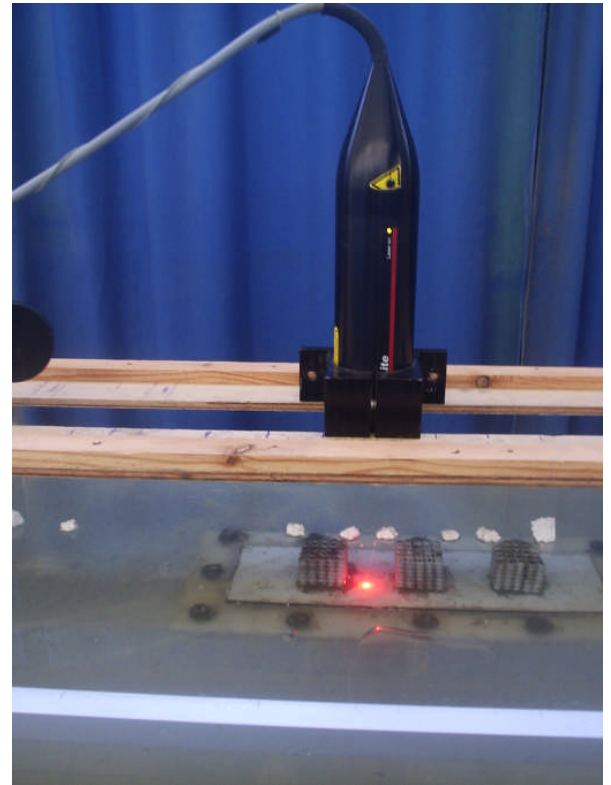


Figure II.11 : Dispositif du système de déplacement

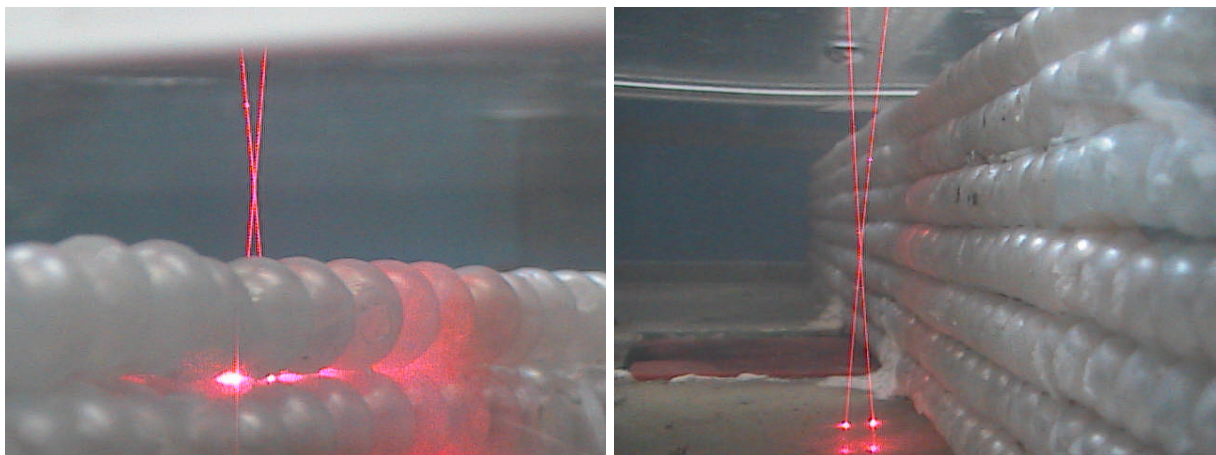


Figure II.12 : Echantillon de mesure avec le laser

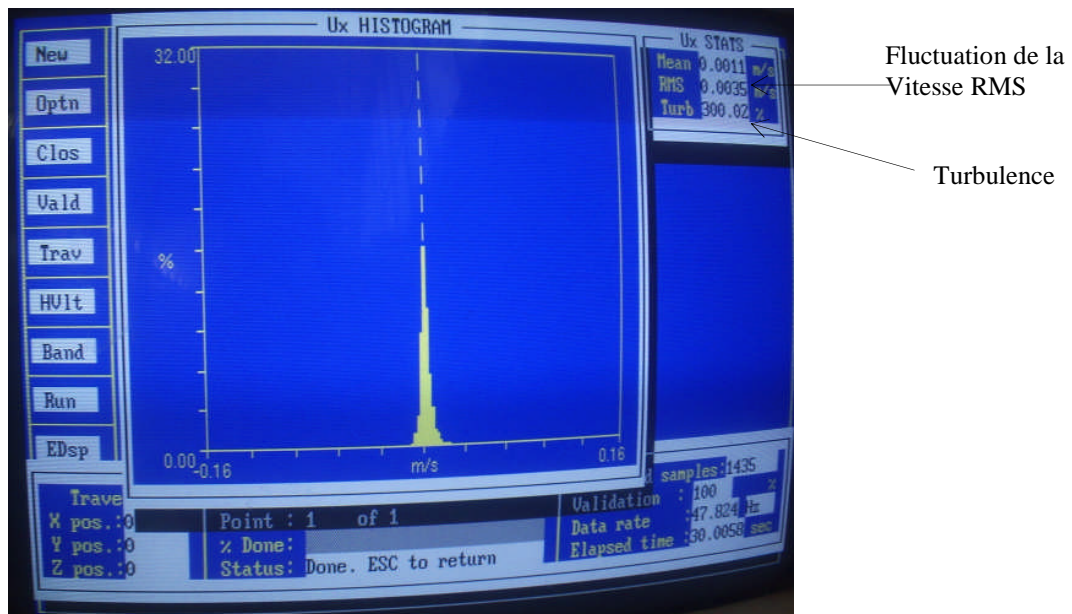


Figure II.13 : Système d'affichage des résultats

II.4 Visualisation de l'écoulement :

Les visualisations de l'écoulement ont été réalisées à l'aide d'un injecteur d'un colorant placé avant le 1^{er} milieu poreux. Cette méthode nous a permis de visualiser nettement le comportement de l'écoulement, à savoir les lignes de courant, les zones de recirculation, ainsi que les variations de vitesse.

Les visualisations ont été enregistrées à l'aide d'une caméra numérique de type HITACHI DVD Vidéo Model DZ-HS300E.

La figure II.14, montre le système d'injection utilisé.

Quelques visualisations relevées pour différentes valeurs du nombre de Reynolds sont illustrées sur la figure II.15.



Figure II.14 : Système d'injection

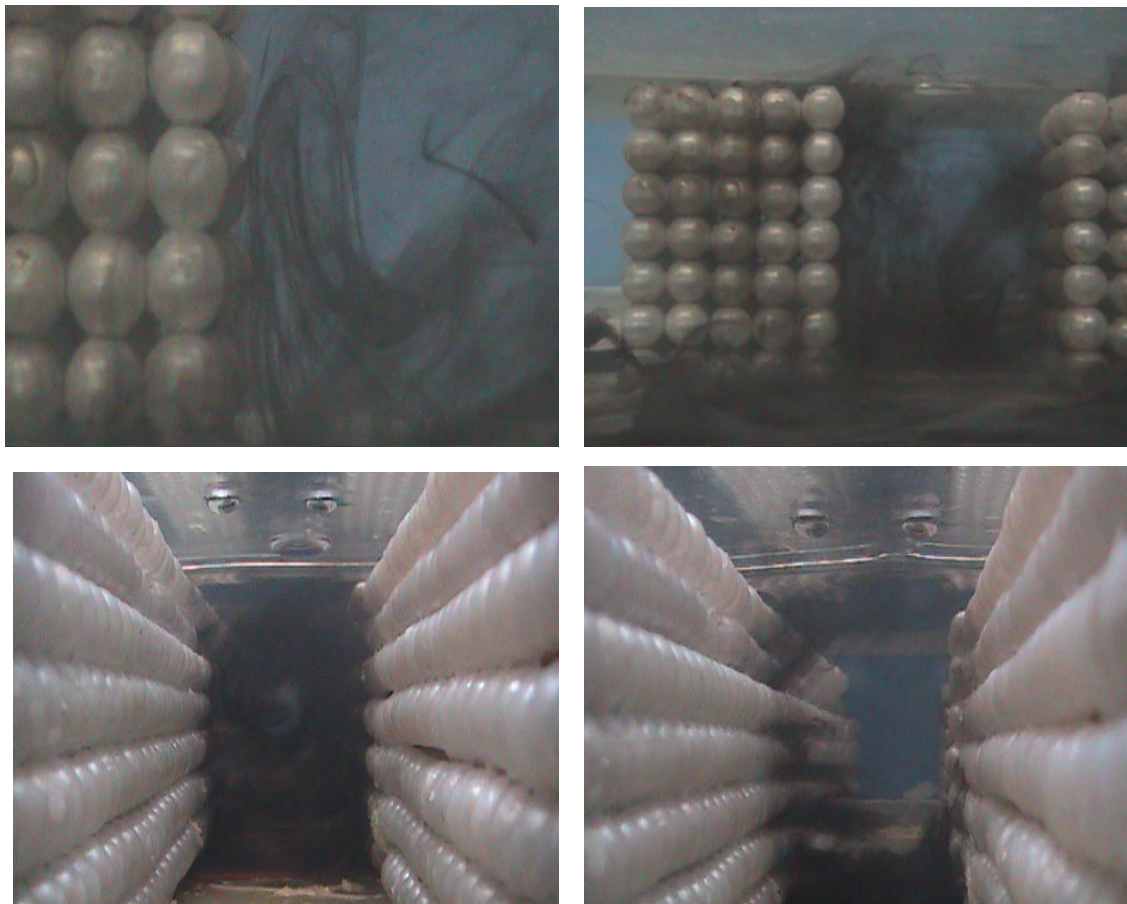


Figure II.15 : Quelques visualisations relevées

II.5 Mesures des pressions statiques :

Pour trouver les modèles qui génèrent le comportement de l'écoulement et afin de calculer la perméabilité du milieu poreux utilisé, il est impératif de trouver la valeur de la chute de pression à travers ce milieu. Les figures II.16 et II.17 illustrent la disposition expérimentale utilisée.

L'utilisation des tubes piézométriques en amont et en aval de chaque obstacle poreux a permis de déterminer la chute de pression à l'aide d'un papier millimétré placé à l'arrière de ces tubes

Pour chaque valeur de nombre de Reynolds choisi, on calcule la différence de hauteur dans les tubes piézométriques entre l'amont et l'aval de chaque obstacle, ainsi que celle correspondant à l'ensemble des obstacles. Pour les faibles valeurs du nombre de Reynolds, le relevé de cette différence de hauteur, est difficilement constaté. Ce qui est dû essentiellement à la faible valeur de la vitesse d'écoulement. La chute de pression s'écrit sous la forme suivante :

$$\Delta p = \rho g \Delta h$$

Avec : ρ : masse volumique de l'eau ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$)

g : accélération de pesanteur

Δh : différence de hauteur

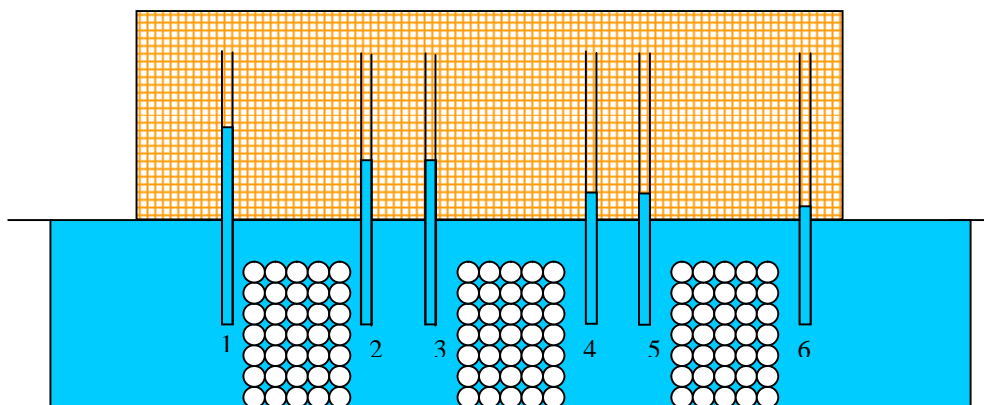


Figure II.16 : Dispositif utilisé pour le calcul de Δp

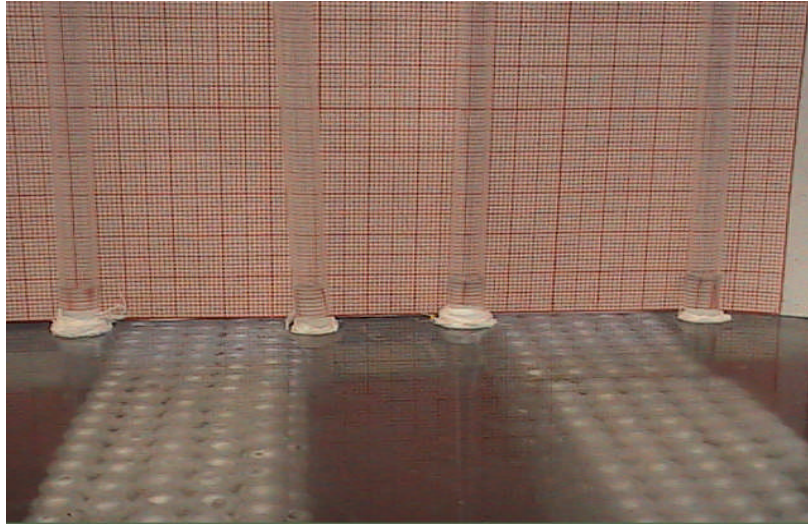


Figure II.17 : Dispositif utilisé pour le calcul de dp

II.6 Protocole expérimental :

Les expériences réalisées sont relatives aux deux parties : dynamique et thermique.

II.6.1 Mesures dynamiques

Pour la partie dynamique, deux formes du bloc poreux ont été utilisées. Toutes deux sont constituées d'un assemblage de billes en plastique. La première forme est de section carrée, de dimensions $(40 \times 40 \times 60) \text{ mm}^3$. Trois blocs de ce type sont placés en série, sur l'axe médian du canal. L'autre forme est de section rectangulaire, de dimension transversale beaucoup plus importante, qui va remplir toute la largeur du canal. Le volume devient de ce fait $(480 \times 40 \times 60) \text{ mm}^3$, et deux blocs de ce type sont placés en série, dans le sens de l'écoulement.

Des relevés de vitesses sont ainsi effectués pour plusieurs valeurs du nombre de Reynolds, à savoir : $Re=600$, 1300 , 1750 , 2250 et 2900 , dans plusieurs sections de l'écoulement :

- à l'entrée du canal,
- sur une section en amont du 1^{er} bloc
- entre les blocs poreux 1 et 2

- entre les blocs 2 et 3
- en aval du bloc 3
- au dessus des trois blocs 1,2 et 3
- à la sortie du canal

Comme le montre sur la figure II.18

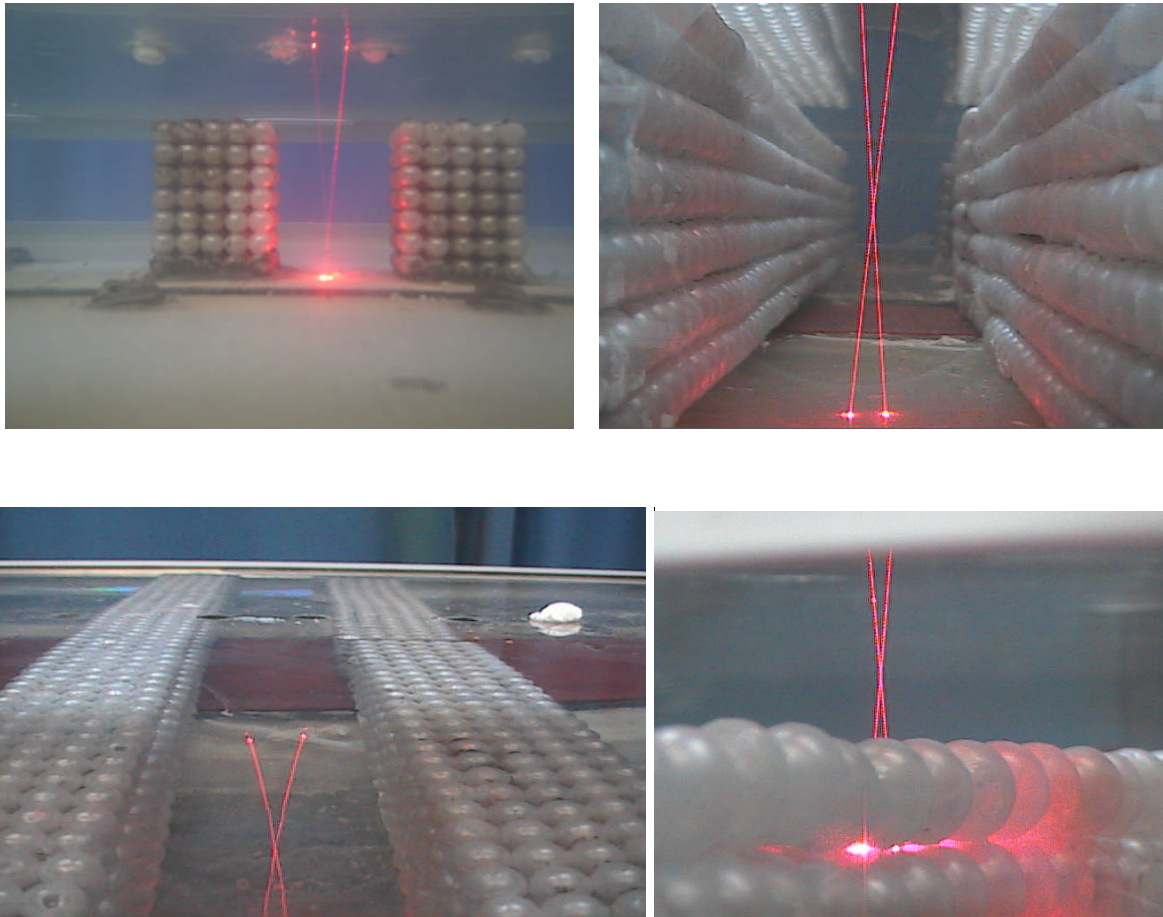


Figure II.18 : Mesure de la vitesse avec le laser dans les deux blocs poreux

Les points de mesures des vitesses effectuées en présence des blocs poreux de petite dimension (forme carrée) le long du canal, sont représentés sur la figure II.19.

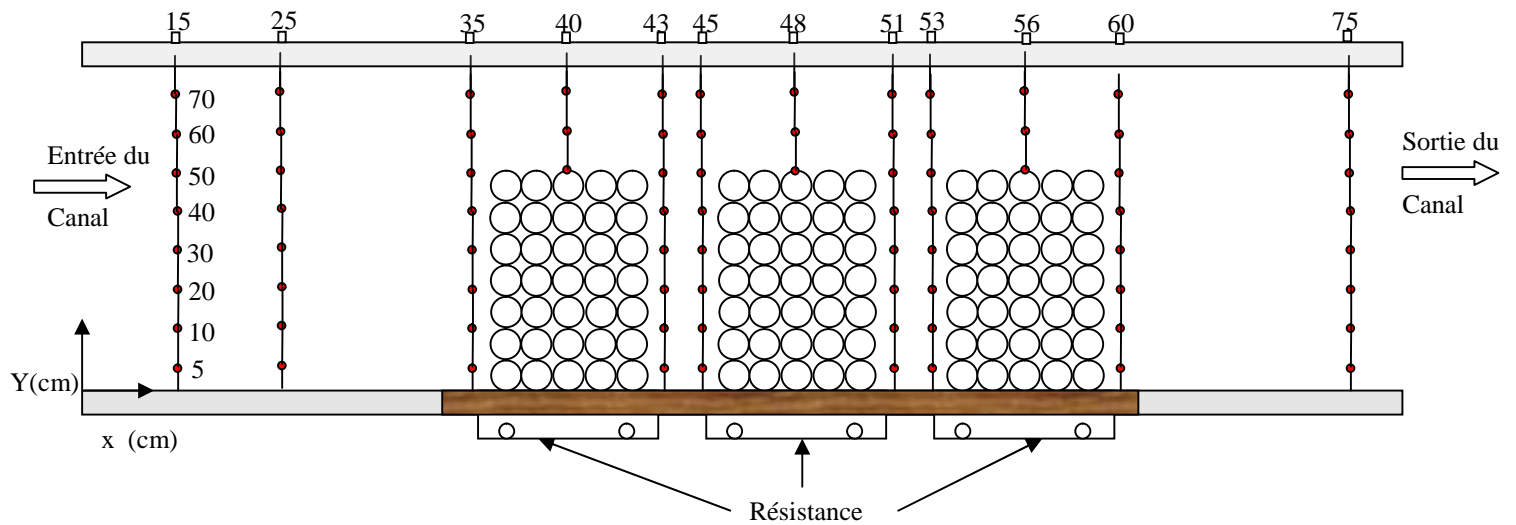


Figure II.19 : Domaine d'étude dynamique pour les petits blocs poreux

Le nombre de mesures effectuées est de 99 mesures sur la longueur du canal pour les quatre valeurs du nombre de Reynolds : 1300, 1750, 2350, 2900. Soit, au total, $99 \times 4 = 396$ mesures.

Après observation des résultats obtenus avec la 1^{ère} configuration, celle des blocs placés sur l'axe du canal, notamment par les visualisations dans l'écoulement liquide, il apparaît que l'écoulement a une tendance à être tridimensionnel. De ce fait, l'évaluation de la chute de pression et de la quantité d'eau s'écoulant en dehors des blocs poreux s'avère difficile. C'est pour cela que le recours la 2^{ème} configuration, qui consiste à remplir toute la largeur du canal avec les blocs poreux, en gardant la même hauteur, s'est imposé. Ce qui a permis d'évaluer facilement le débit en dehors des blocs poreux. Ce débit permettra par la suite de calculer la perméabilité des blocs poreux. La figure II.20 illustre les positions des points de mesures de vitesses pour le cas des grands blocs poreux (section de forme rectangulaire), tout au long du canal.

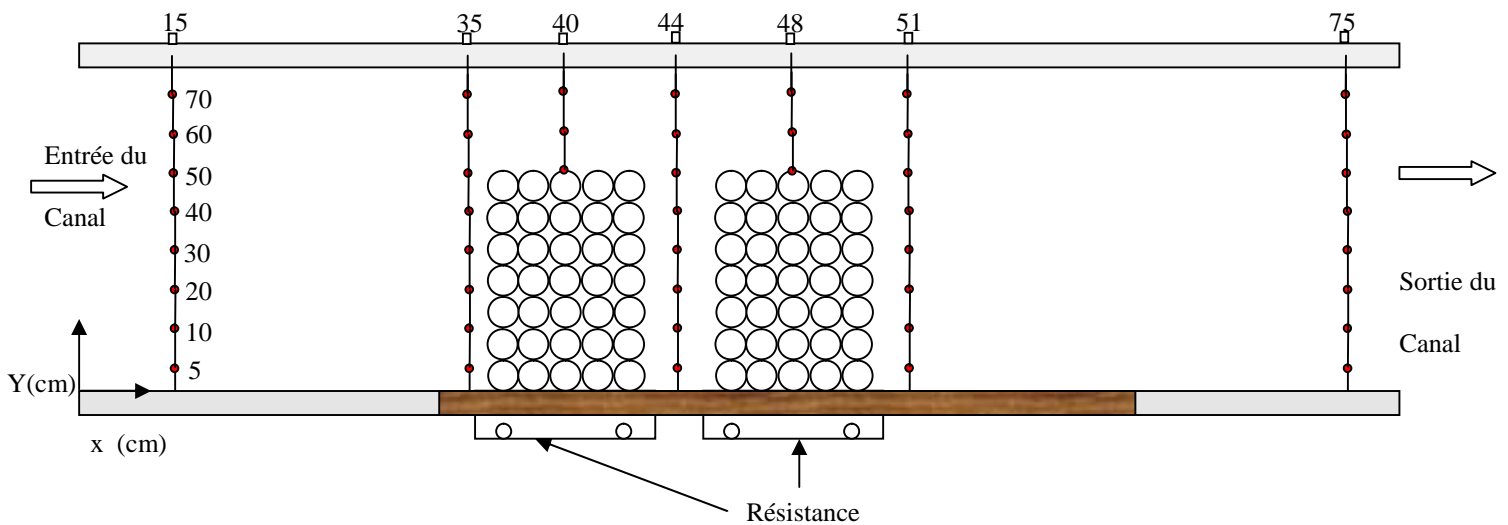


Figure II.20 : Domaine d'étude dynamique pour les grands blocs poreux

Le nombre des mesures effectuées est de 56 relevés sur la longueur du canal pour les différentes valeurs du nombre de Reynolds considérées : 600, 1300 et 2900. Soit, au total : $56 \times 3 = 168$ mesures.

II.6.2- Mesures thermiques

Pour la partie thermique, seule une forme du bloc poreux est utilisée. Les trois obstacles de section carrée constitués de billes plastiques puis de billes métalliques, sont alimentés thermiquement par des résistances fixées sur le support de la paroi inférieure du canal. Des thermocouples sont placés sur les trois faces antérieure, arrière et supérieure des blocs. D'autres thermocouples sont placés dans l'écoulement (trois par section) à une distance de 1mm et 2mm, des trois faces des trois blocs poreux : en amont, sur le côté et en aval (figure II.21).

Les différentes mesures thermiques sont réalisées dans l'air au repos ($Re=0$), dans l'eau au repos, et dans l'eau en écoulement (pour $Re=1300$ et 2900).

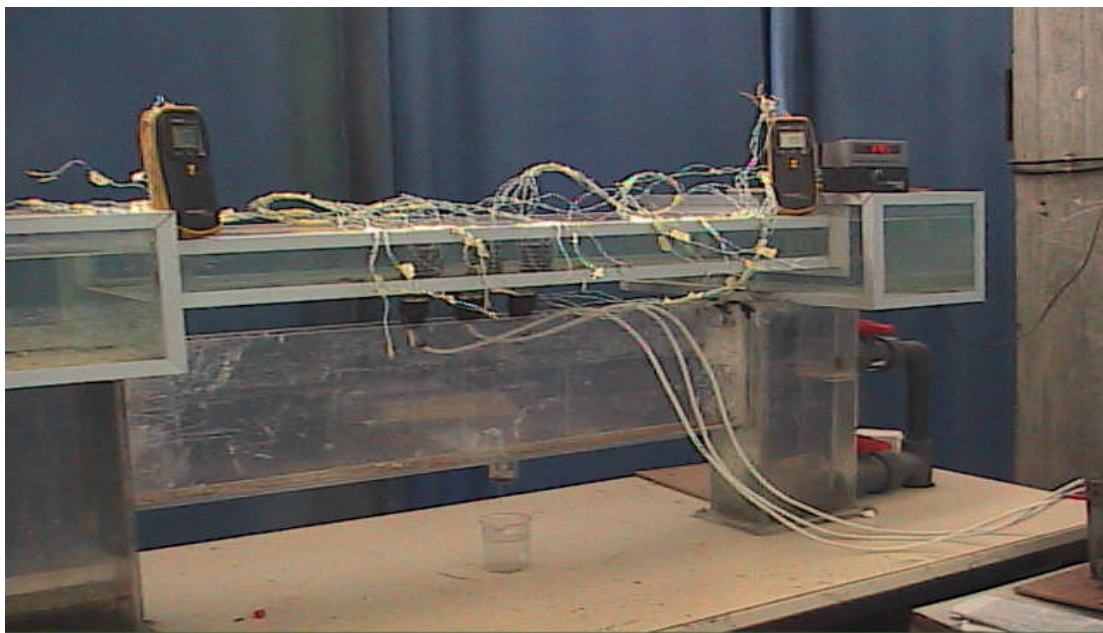
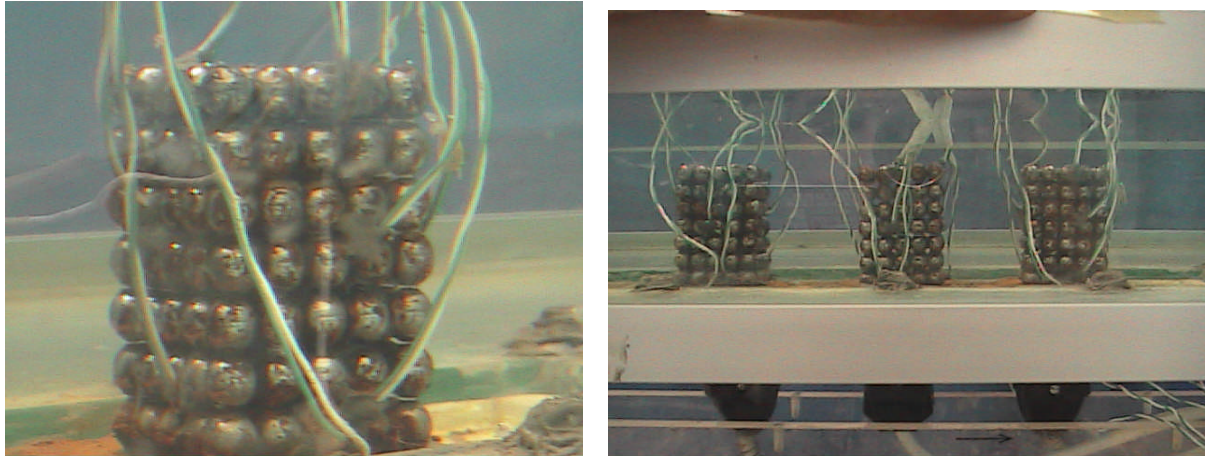


Figure II.21 : Mesures de température sur les blocs métalliques

Pour évaluer la quantité de flux perdue par conduction dans la plaque support, des thermocouples sont placés en amont et en aval des trois résistances, comme indiqué sur la figure II.22

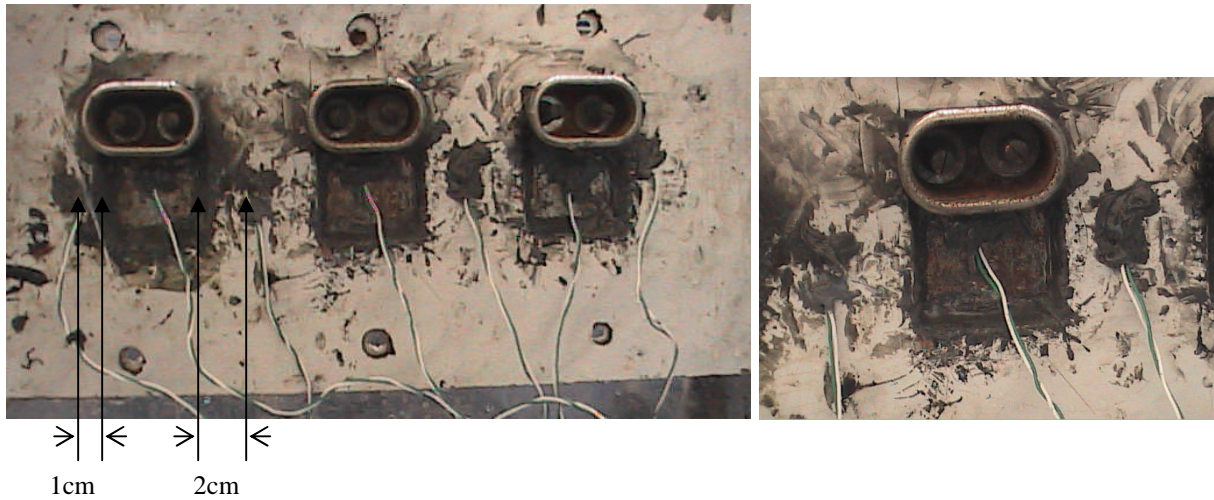


Figure II.22 : Dispositif utilisé pour évaluer le flux perdu

Les mesures de températures sont effectuées en deux étapes :
 La première partie consiste à effectuer des mesures dans l'air et dans l'eau, au repos, sans milieu poreux. La figure II.23 illustre la configuration utilisée.

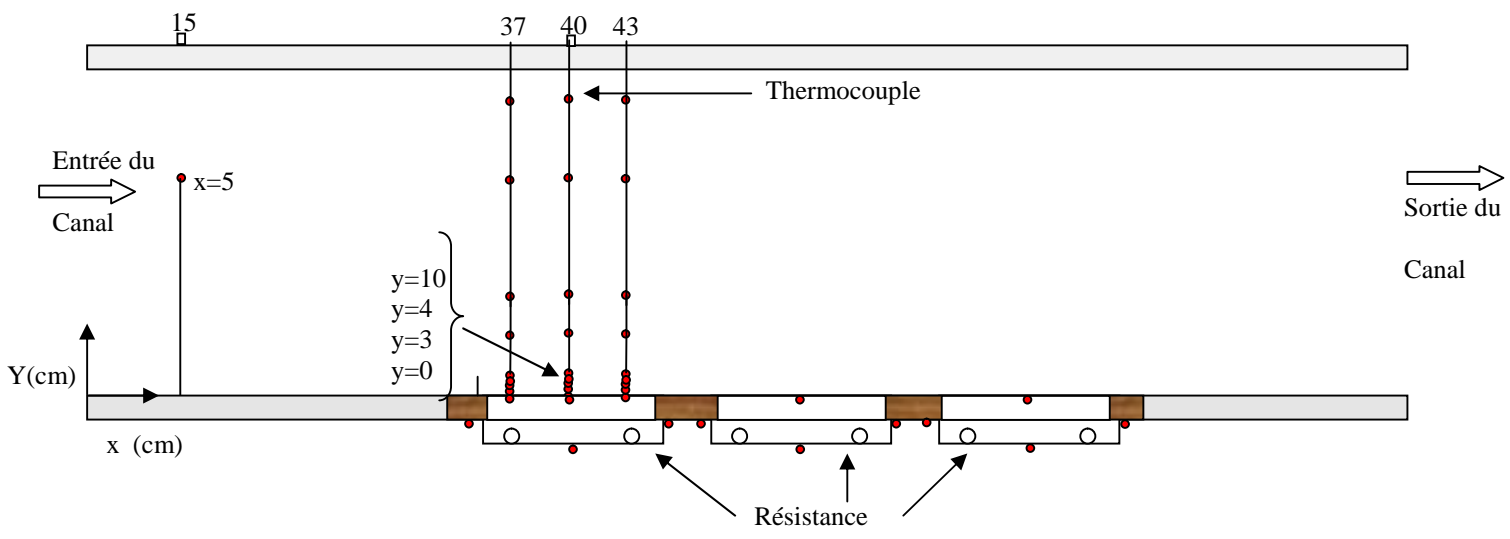


Figure II.23 : Domaine d'étude thermique sans blocs poreux, dans l'eau et dans l'air

Il a été procédé dans ce cas à sept mesures sur la hauteur du canal, pour chaque valeur donnée de la tension électrique d'alimentation de la résistance de chauffage. Les valeurs de ses tensions sont fixées à 17, 24 et 30 volts dans l'air et, respectivement, à 54,80 et 102 volts dans l'eau. Ceci dans le but d'atteindre la même valeur de la température sur la partie inférieure de la résistance, respectivement. Par ailleurs, trois thermocouples sont placés sur la résistance électrique et un autre est situé à l'entrée du canal pour mesurer la température ambiante. Au total il a été procédé à un total de $(7+3+1) \times 3 \times 3 \times 2 = 198$ mesures.

La seconde étape s'est déroulée en présence des obstacles de faibles dimensions constitués de l'assemblage de billes métalliques. Ce choix est imposé par la difficulté de mise en œuvre du système de chauffage sur la totalité de la largeur du canal. En effet, l'alimentation en flux constant d'une faible surface bien localisée est bien plus maîtrisable sur le plan pratique. Cette configuration est illustrée par le schéma de la figure II.24

Les mesures de températures sont effectuées dans l'eau et dans l'air au repos, en présence donc des petits blocs poreux métalliques chauffés par leur surface inférieure. Une prise de la température a été prévue, sur les résistances ainsi qu'en amont et en aval de ces dernières.

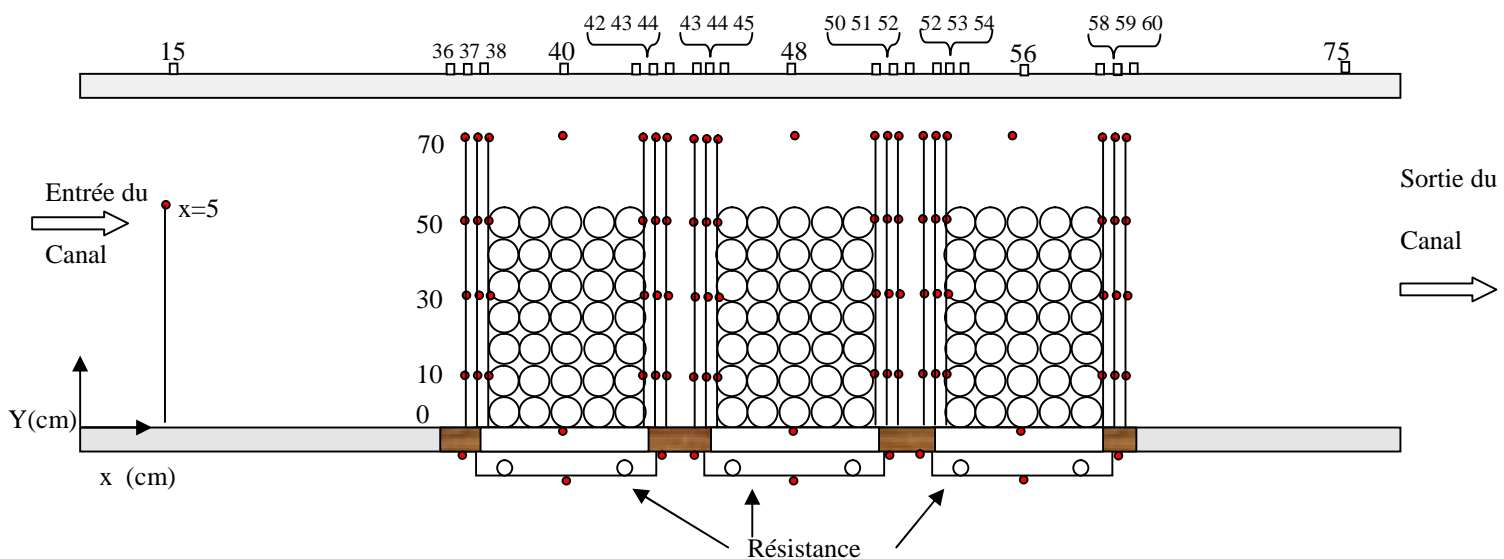


Figure II.24 : Domaine d'étude thermique avec blocs poreux, dans l'eau et dans l'air

Dans chaque bloc poreux, et sur les trois faces, ont été fixés trois thermocouples sur le milieu. Six autres sont immergés dans l'eau à une distance de 1 et 2 mm de la face des blocs, comme indiqué sur la figure II.24. D'autres thermocouples sont placés dans les résistances électriques (4 pour chaque résistance). Un autre thermocouple est placé à l'entrée du canal pour relever la température ambiante.

Le total des mesures s'élève ainsi à : $9 \times 3 \times 6 = 162$ mesures.

II.6.3- Estimation des erreurs :

Toute valeur d'une grandeur physique mesurée est sujette à des erreurs de lecture et d'appareillage. La partie qui suit sera consacrée à l'estimation et à l'évaluation des erreurs commises sur les différentes mesures.

II.6.3 -a- Champs dynamique :

- Erreur sur la mesure de la vitesse par la LDA :

Les fluctuations des composantes du vecteur vitesse sont données directement par le système d'acquisition couplé à un logiciel de traitement (FLOWARE) du vélocimètre laser et affichées instantanément sur l'écran de l'ordinateur.

$$U = U_{\text{moy}} \pm \text{RMS}$$

Où : U_{moy} : vitesse moyenne temporelle

RMS : vitesse fluctuante superposée à U_{moy}

Il est à remarquer que la vitesse de fluctuation superposée RMS, peut être du même ordre de grandeur que U , particulièrement au niveau des parois et des zones de recirculations.

- Erreur sur la mesure de la hauteur manométrique :

$$\delta(\Delta H) = \pm 0.5 \text{ mm}$$

- Erreur sur la mesure de la chute de pression :

$$\Delta P = \Delta P \pm \delta(\Delta P)$$

avec :

$$\delta(\Delta P) = \rho \cdot g \cdot (\delta(\Delta H)_{s1} + \delta(\Delta H)_{s2})$$

II.6.3-b- Champs thermique :

- Erreur sur la mesure de la tension électrique:

$$\delta E = \Delta E_{\text{lecture}} + \delta E_{\text{appareil}} = \pm (0.5 + 0.005) = \pm 0.505 \text{ V}$$

- Erreur sur la mesure sur la température:

$$\delta T = \Delta T_{\text{lecture}} + \delta T_{\text{appareil}} = \pm (0.5 + 0.003) = \pm 0.503 \text{ °C}$$

- Erreur sur le calcul du flux de chaleur:

$$Q_{\text{conv}} = Q_{\text{élen}} - (Q_{\text{cond1}} + Q_{\text{cond2}})$$

$$\delta Q_{\text{conv}} = \delta Q_{\text{élen}} + \delta Q_{\text{cond1}} + \delta Q_{\text{cond2}}$$

$$Q_{\text{cond1}} = \lambda A_c (T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}) / e_1 \dots\dots\dots(\text{II.1})$$

$$Q_{\text{cond2}} = \lambda A_c (T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}) / e_2 \dots\dots\dots(\text{II.2})$$

$$\frac{\delta Q_{\text{cond}}}{Q_{\text{cond}}} = \frac{\delta (T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}})}{T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}}$$

$$\frac{\delta Q_{\text{cond}}}{Q_{\text{cond1}}} = \frac{\delta T_{\text{resi}}}{T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}} + \frac{\delta T_{\text{mesu-plaq}}}{T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}}$$

$$\frac{\delta Q_{\text{cond}}}{Q_{\text{cond}}} = \frac{2 \cdot \delta T}{T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}}$$

Où :

λ : conductivité thermique

Q_{cond1} perte sur le côté droit de la résistance

Q_{cond2} perte sur le côté gauche de la résistance

Où :

A_c : section d'échange dans la plaque ($A_c = 1.6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$)

e_1 : distance entre la résistance et le point de mesure sur le côté droit ($e_1 = 1.6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$)

e_2 : distance entre la résistance et le point de mesure sur le côté gauche ($e_2 = 1.6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$)

$$Q_{\text{élé}} = \left(\frac{E}{E_n} \right)^2 \cdot Q_{\text{élen}} \dots\dots\dots(\text{II.3})$$

$$\frac{\delta Q_{\text{élé}}}{Q_{\text{élé}}} = \frac{\delta E}{E} + \frac{\delta E}{E} = 2 \frac{\delta E}{E} = \frac{2 \times 0,505}{E}$$

$$\delta Q_{\text{élé}} = \frac{1.1}{E} Q_{\text{élé}}$$

donc :

$$\delta Q_{\text{conv}} = \delta Q_{\text{élé}} + \delta Q_{\text{cond1}} + \delta Q_{\text{cond2}} \dots\dots\dots(\text{II.4})$$

avec :

$$\delta Q_{\text{cond1}} = \frac{2.\delta T}{T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}} * Q_{\text{cond1}} \dots\dots\dots(\text{II.5})$$

$$\delta Q_{\text{cond2}} = \frac{2.\delta T}{T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}} * Q_{\text{cond2}} \dots\dots\dots(\text{II.6})$$

$$\delta Q_{\text{élé}} = \frac{1.01}{E} Q_{\text{élé}} \dots\dots\dots(\text{II.7})$$

$$\delta Q_{\text{conv}} = \frac{1.01}{E} Q_{\text{élé}} + \frac{2.\delta T}{T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}} * Q_{\text{cond1}} + \frac{2.\delta T}{T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}} * Q_{\text{cond2}} \dots\dots(\text{II.8})$$

- Erreur sur le calcul du nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} = \frac{Q_{\text{conv}} D_h}{\lambda A (T_p - T_m)} \dots\dots\dots(\text{II.9})$$

$$\frac{\delta Nu}{Nu} = \frac{\delta Q_{\text{conv}}}{Q_{\text{conv}}} + \frac{\delta(T_p - T_m)}{(T_p - T_m)} \dots\dots\dots(\text{II.10})$$

$$\frac{\delta Nu}{Nu} = \frac{\left(\frac{1.01}{E} Q_{\text{élé}} + \frac{2.\delta T}{T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}} * Q_{\text{cond1}} + \frac{2.\delta T}{T_{\text{resi}} - T_{\text{mesu-plaq}}} * Q_{\text{cond2}} \right)}{Q_{\text{conv}}} + \frac{0.206}{(T_p - T_m)} \dots\dots(\text{II.11})$$

Conclusion :

Ce chapitre a été consacré à la description de la procédure expérimentale suivie et aux différentes techniques de mesure employées, pour l'étude des phénomènes dynamique et thermique en présence.

Il a été ainsi procédé à une campagne de mesures des profils des vitesses et de leur évolution le long du canal, par la méthode anémométrique à Laser.

Une visualisation de l'écoulement et du phénomène de tourbillons de retours autour des obstacles poreux est également obtenue par l'injection d'un colorant dans l'écoulement d'eau dans le canal.

Par ailleurs, la mesure des chutes de pression à travers les obstacles poreux, par piézométrie, a permis l'évaluation de la perméabilité de ces derniers.

Enfin, des relevés de températures à l'aide d'une batterie de thermocouples, a permis d'observer l'effet de l'insertion des blocs poreux sur l'amélioration du transfert, en convection naturelle.

Les résultats obtenus sont présentés et discutés dans le chapitre suivant.



Chapitre III

Résultats et interprétation

Introduction :

Le présent chapitre sera consacré à la présentation et à la discussion des différents résultats obtenus.

Dans un premier temps, on va présenter la méthode de calcul des différentes grandeurs agissant sur le champ dynamique. L'évolution des profils de vitesse le long du canal, pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, est ensuite montrée et discutée pour les deux configurations de blocs considérées. La visualisation de l'écoulement, moyennant l'injection d'un colorant, à travers et autour des obstacles est également présentée et commentée. Les relevés concernant la chute de pression à travers les obstacles poreux sont également exploités afin de déterminer la valeur de la perméabilité.

Les relevés concernant le champ thermique sont ensuite présentés et analysés. De nombreuses mesures ont été effectuées sur les obstacles métalliques, à cet effet : les relevés de champs thermiques sans blocs poreux, puis en présence de ces derniers, tout d'abord dans l'eau stagnante et dans l'air au repos, puis dans l'eau en mouvement pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.

III.1 Calcul des grandeurs dynamiques :**III.1.1 Vitesse d'écoulement :**

La vitesse d'écoulement a été calculée à partir de nombre de Reynolds imposé, suivant la formule :

$$\text{Re} = \frac{U_0 D_h}{\nu} \quad \Rightarrow \quad U_0 = \frac{\text{Re} \cdot \nu}{d_h}$$

avec :

$$d_h = 4S_m/P_m$$

Où

Re : nombre de Reynolds

U_0 : vitesse à l'entrée de veine d'essai (m/s)

D_h : diamètre hydraulique m ($D_h = 4 * (0.48 * 0.075) / 2(0.48 + 0.075) = 0.12973\text{m}$)

ν : Viscosité Cinématique m^2/s ; ($\nu_{\text{air}} = 1.5 \cdot 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$; $\nu_{\text{eau}} = 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$)

S_m : section mouillée

P_m : périmètre mouillé

Le débit correspondant est :

$$D_0 = U_0 * S_0$$

Où

D_0 : débit m^3/s

U_0 : vitesse d'écoulement (m/s)

S_0 : la section à l'entrée du canal (m^2)

Pour les nombres de Reynolds utilisés : $Re_1=600$, $Re_2=1300$, $Re_3=1750$, $Re_4=2350$, et $Re_5=2900$, ils correspondent, compte tenu des propriétés thermo - physiques de l'eau à la température ambiante d'environ $25^\circ C$, aux valeurs respectives suivantes des débits : $D_1= 599.4$ litres/h, $D_2= 1298.7$ litres/h, $D_3= 1748.25$ litres/h, $D_4= 2347.65$ litres/h et $D_5=2897.1$ litres/h.

III.1.2 Détermination de la perméabilité

Pour déterminer la perméabilité, entre deux points, expérimentalement, on est conduit à connaître la chute de pression entre ces deux points, en fonction de la vitesse de filtration. On déduira ensuite le modèle d'écoulement approprié, en respectant les hypothèses pour lesquelles le modèle est applicable.

a- Calcul de la chute de pression à partir de la relation :

$$\Delta p = \rho g \Delta h$$

Avec :

ρ : masse volumique de l'eau ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$)

g : accélération de pesanteur

Δh : la différence de hauteur manométrique entre l'entrée et la sortie du milieu poreux (m)

b- Calcul de la vitesse de filtration :

La vitesse de filtration est calculée à partir du débit volumique qui traverse les blocs poreux. Ce débit n'est autre que la différence entre le débit volumique à l'entrée

du canal, et le débit volumique dans le reste de la section dont une partie est occupée par le bloc poreux :

$$D_p = D_0 - D_r$$

Avec

$$D_r = \sum_{i=1}^3 (U_r S_r)_i$$

Où

U_i : vitesse locale à la position i

S_i : section locale à la position i

$$U_p S_p = U_o S_o - U_r S_r$$

$$U_p = \frac{1}{S_p} (U_o S_o - U_r S_r)$$

avec :

D_p : débit qui traverse les blocs poreux

D_0 : débit à l'entrée du canal

D_r : débit qui traverse la partie fluide de la section partiellement occupée par le bloc poreux

U_p : vitesse de filtration ou vitesse à travers le milieu poreux

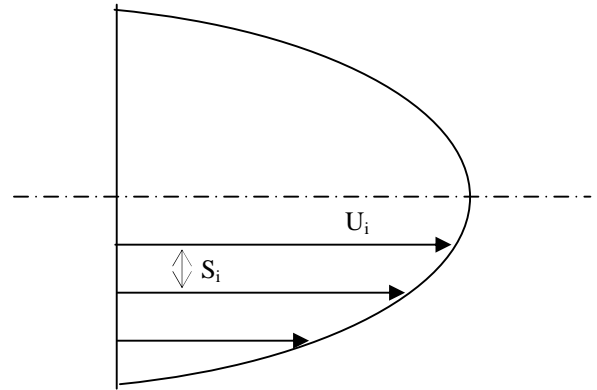
U_o : vitesse à l'entrée du canal

U_r : vitesse dans la partie fluide de la section partiellement occupée par le bloc poreux

S_p : section occupée par le bloc poreux

S_o : section à l'entrée du canal

S_r : section non occupée par le bloc poreux



Pour valider les résultats obtenus à partir de ces relevés et calculs, une comparaison est effectuée avec la corrélation proposée par Ergun [06] :

$$K = \frac{d_e^2 \varepsilon^3}{150(1 - \varepsilon)}$$

Avec :

ε : porosité de milieu poreux et d_e : diamètre des billes.

- Erreur sur la mesure de la vitesse de filtration :

$$D_p = D_0 - D_r$$

$$U_p = \frac{1}{S_p} (D_0 - D_r)$$

$$\frac{\delta U_p}{U_p} = \frac{\delta (D_0 - D_r)}{D_0 - D_r}$$

$$\frac{\delta U_p}{U_p} = \frac{\delta D_0}{D_0 - D_r} + \frac{\delta D_r}{D_0 - D_r}$$

$$\delta D_0 = \Delta D_{\text{lecture}} + \delta D_{\text{appareil}} = (10+1) \text{ litre/h} = (2,8+0,28) \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$\frac{\delta D_r}{D_r} = \sum_{i=1}^3 \frac{\delta (U_r)_i}{(U_r)_i} \quad \longrightarrow \quad \delta D_r = D_r \sum_{i=1}^3 \frac{\delta (U_r)_i}{(U_r)_i}$$

$$\delta U_r = \delta U_{r(\text{lecture})} + \delta U_{r(\text{appareil})} = (0,01+0,001) \text{ cm/s}$$

III.2 Effet du nombre de Reynolds sur le champ dynamique :

Du fait de la modification apportée sur le banc d'essais, la valeur maximale du débit obtenue est 2897 l/h qui est équivalente à un nombre de Reynolds de 2900, (augmentation importante des pertes de charge dans le banc d'essai), ce qui a limité la gamme des valeurs du nombre de Reynolds (600 l/h à 2900 l/h).

III.2.1 Avec les petits blocs poreux :

Les figures III.1, III.2, III.3, III.4, représente la valeur adimensionnelle U/U_0 en fonction de la hauteur du canal, dans les différentes zones, à l'entrée du canal, en amont, en aval, au dessus des trois blocs poreux et à la sortie du canal, pour chaque valeur de Reynolds : 1300, 1750, 2350 et 2900, (où U_0 est la vitesse mesurée juste à l'entrée de la veine d'essai).

Ces résultats montrent l'existence de plusieurs zones de recirculations, derrière les blocs poreux, qui deviennent de plus en plus importantes avec l'augmentation du nombre de Reynolds. On remarque que pour certaines zones, le profil de vitesse évolue d'une manière similaire, pour les quatre valeurs de nombre de Reynolds, avec un ordre de grandeur différent, notamment, en amont du premier obstacle, au dessus des trois obstacles et après le troisième obstacle.

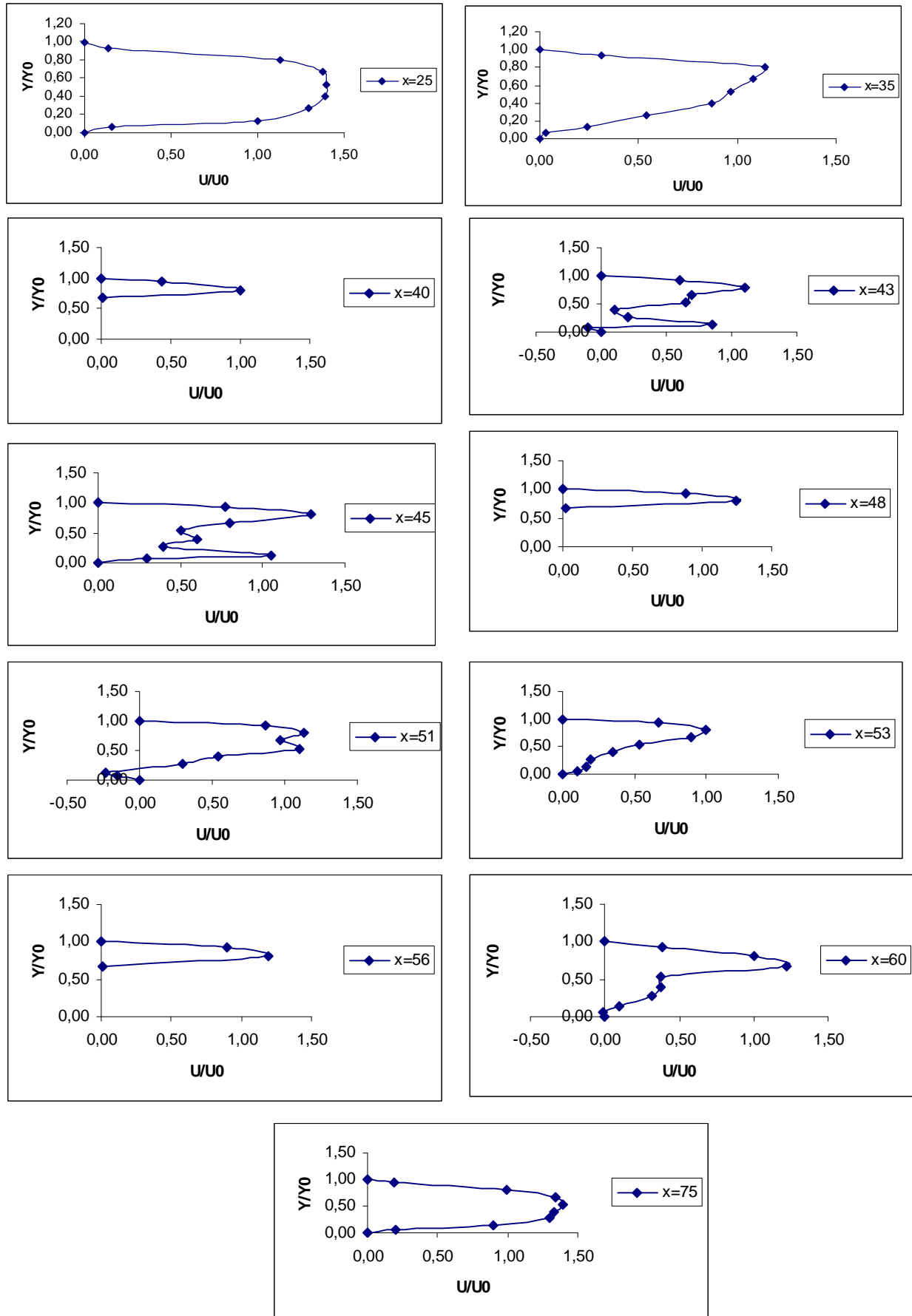


Figure III.1: Profil des vitesses pour $Re=1300$

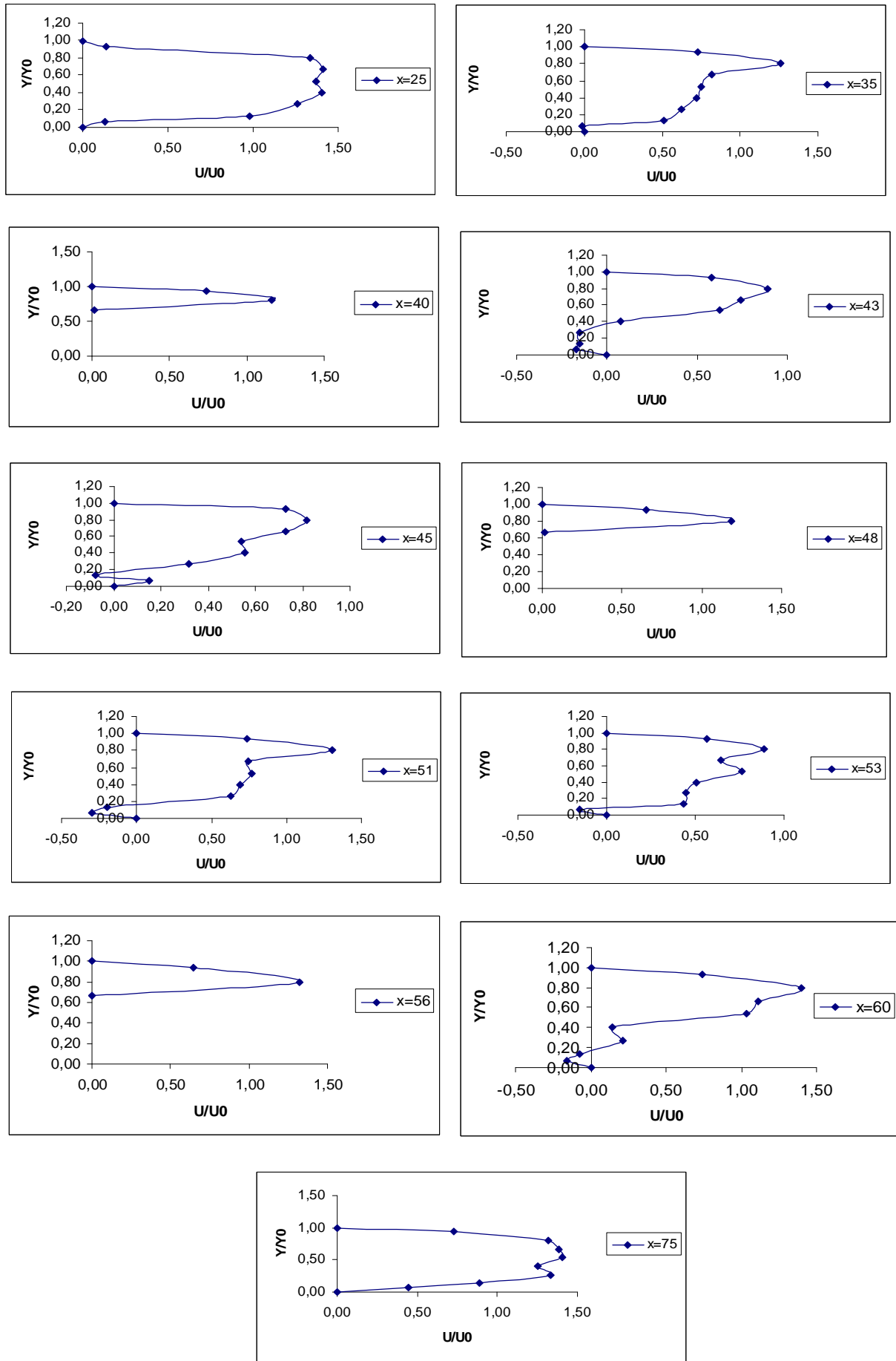


Figure III.2: Profil des vitesses pour $Re=1750$

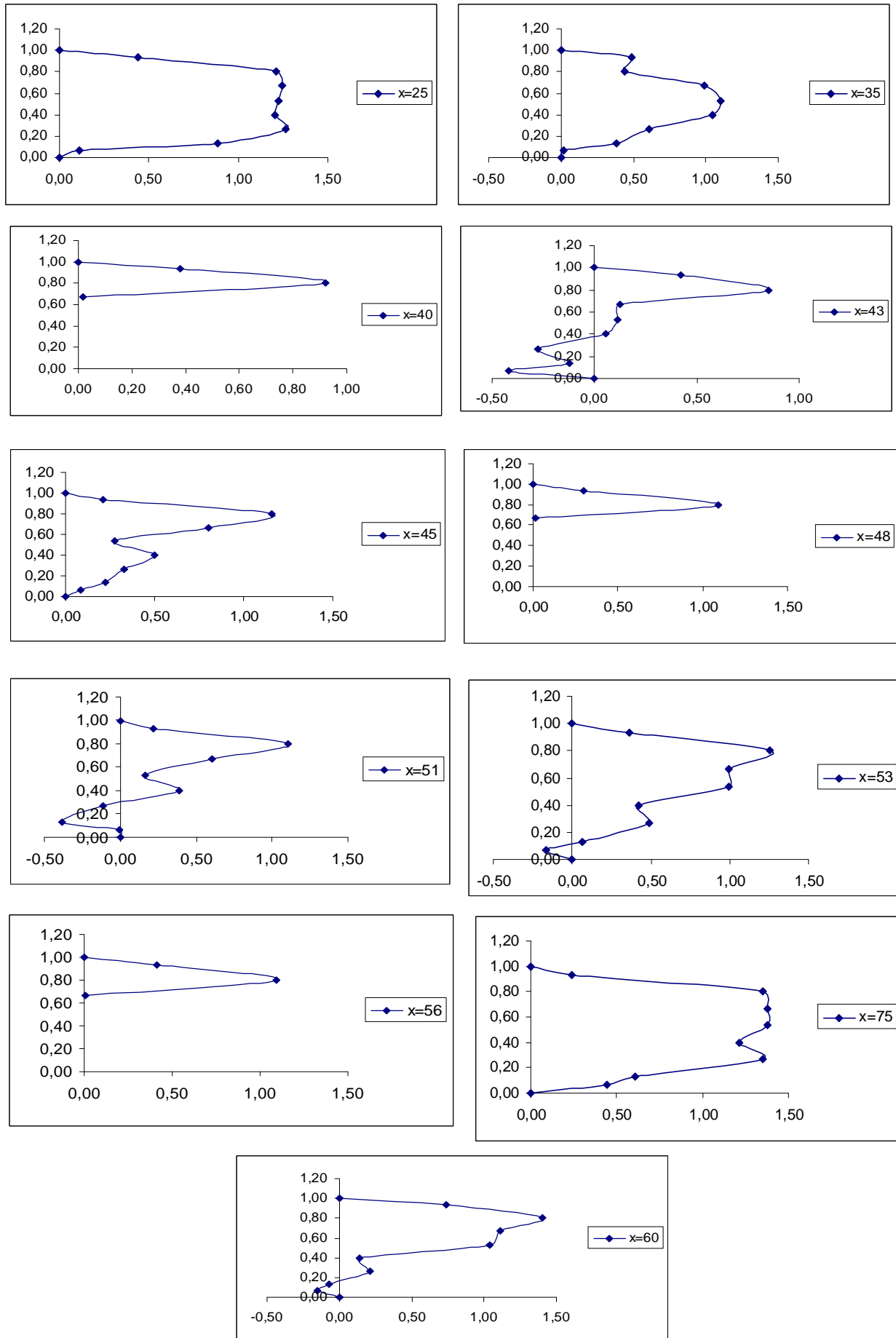


Figure III.3: Profil des vitesses $Re=2350$

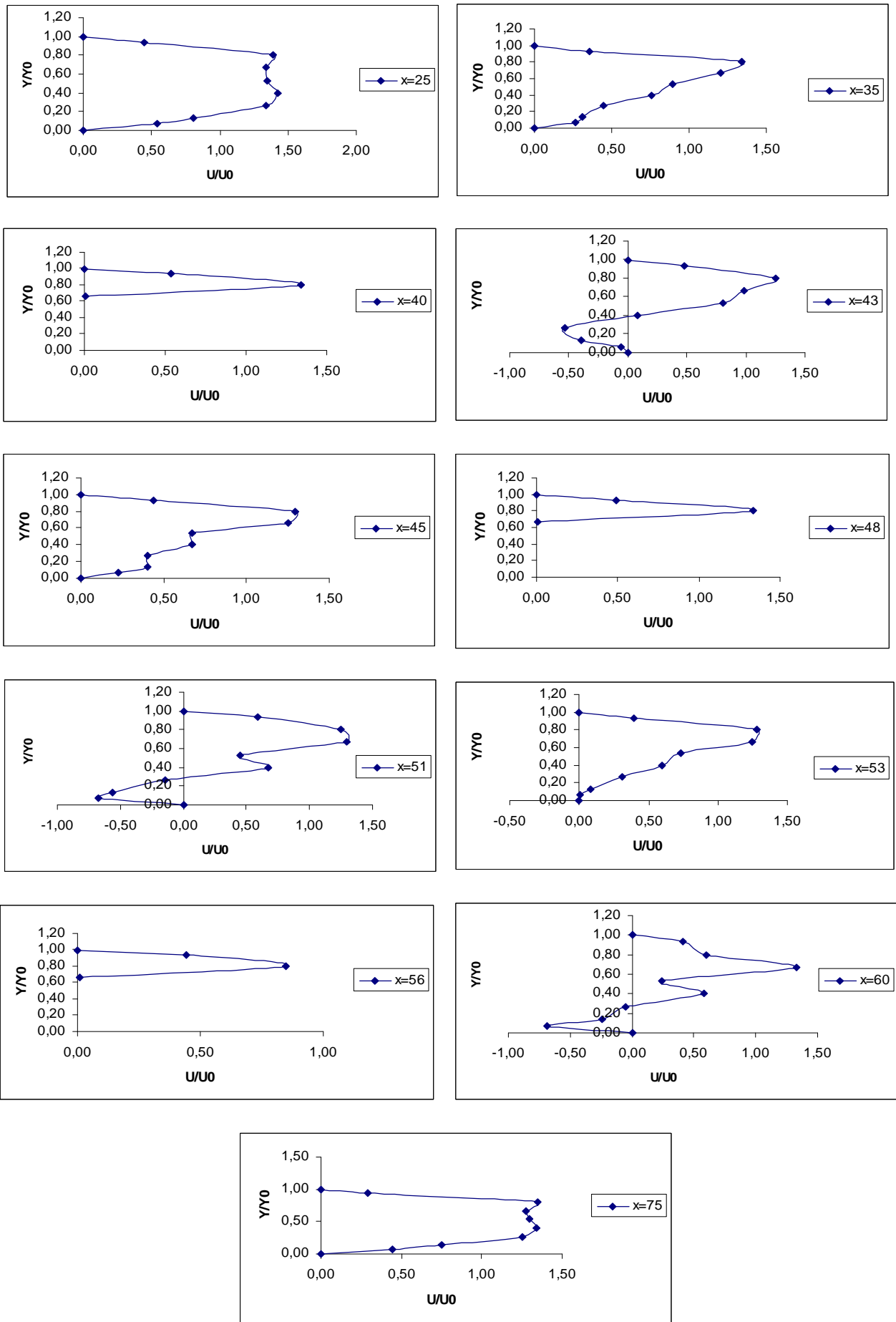


Figure III.4: Profil des vitesses pour $Re=2900$

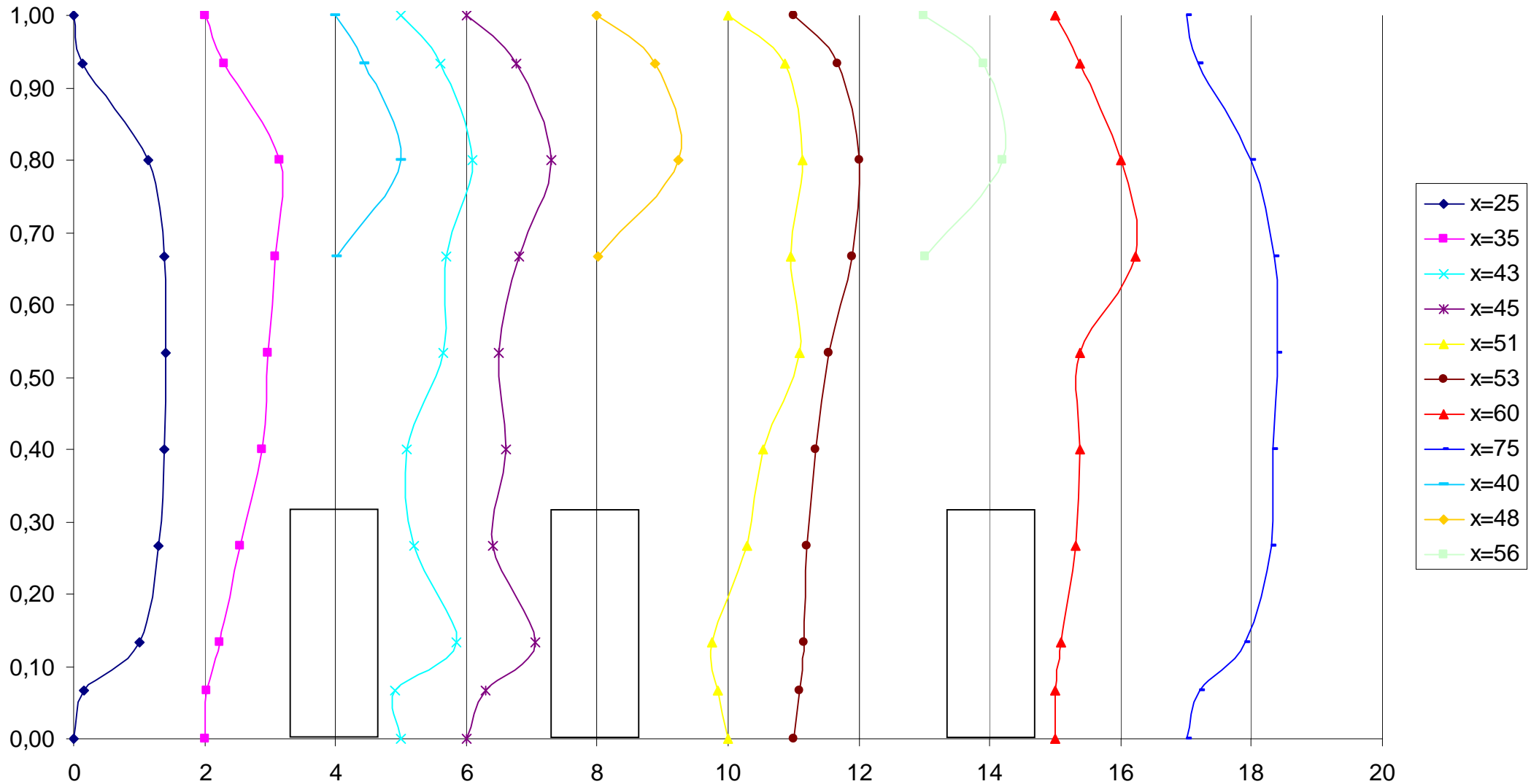


Figure III.5: Profil des vitesses á différentes sections du canal pour Re=1300
Cas des petits blocs poreux

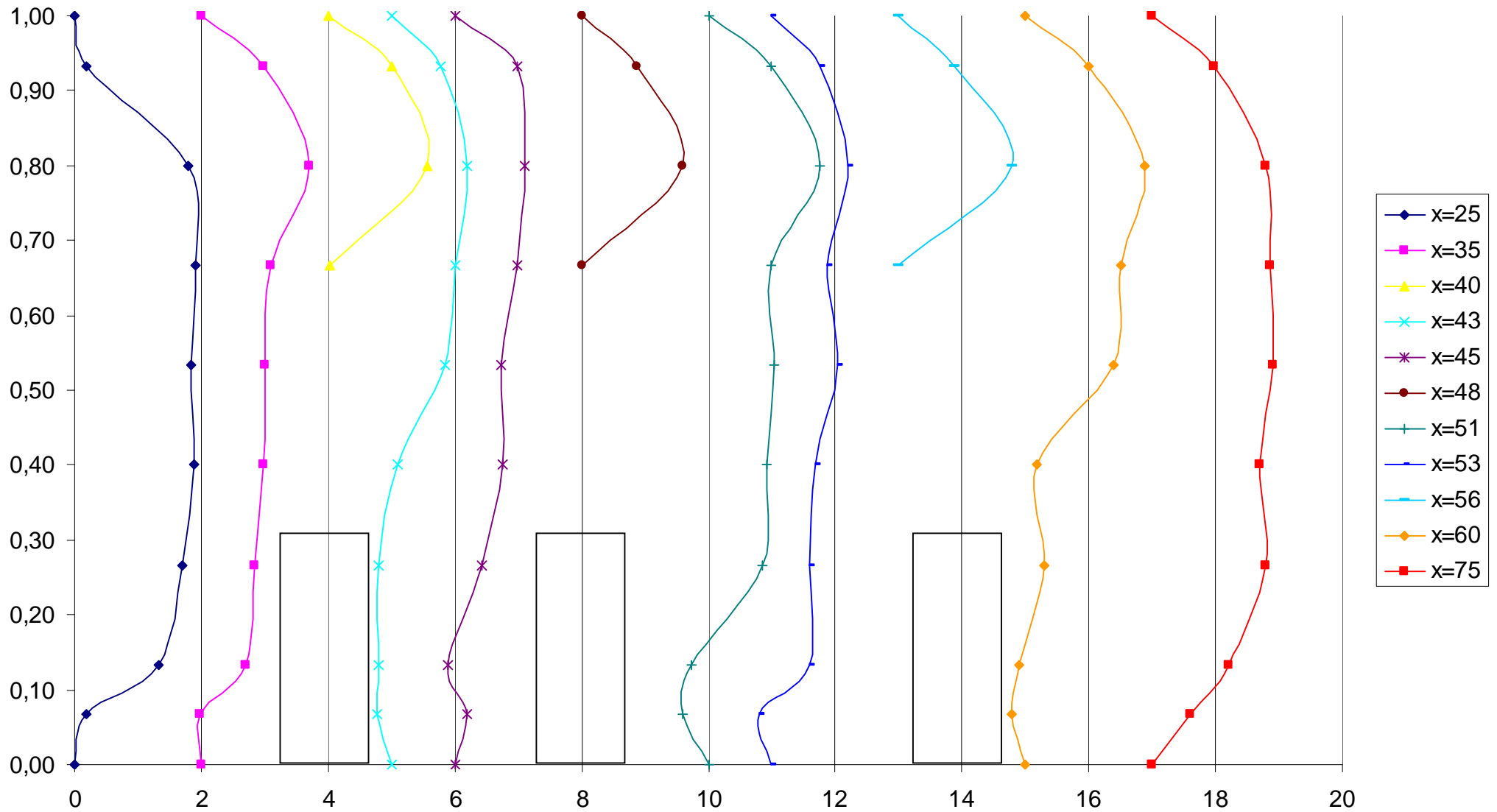


Figure III.6: Profil des vitesses à différentes sections du canal pour Re=1750
Cas des petits blocs poreux

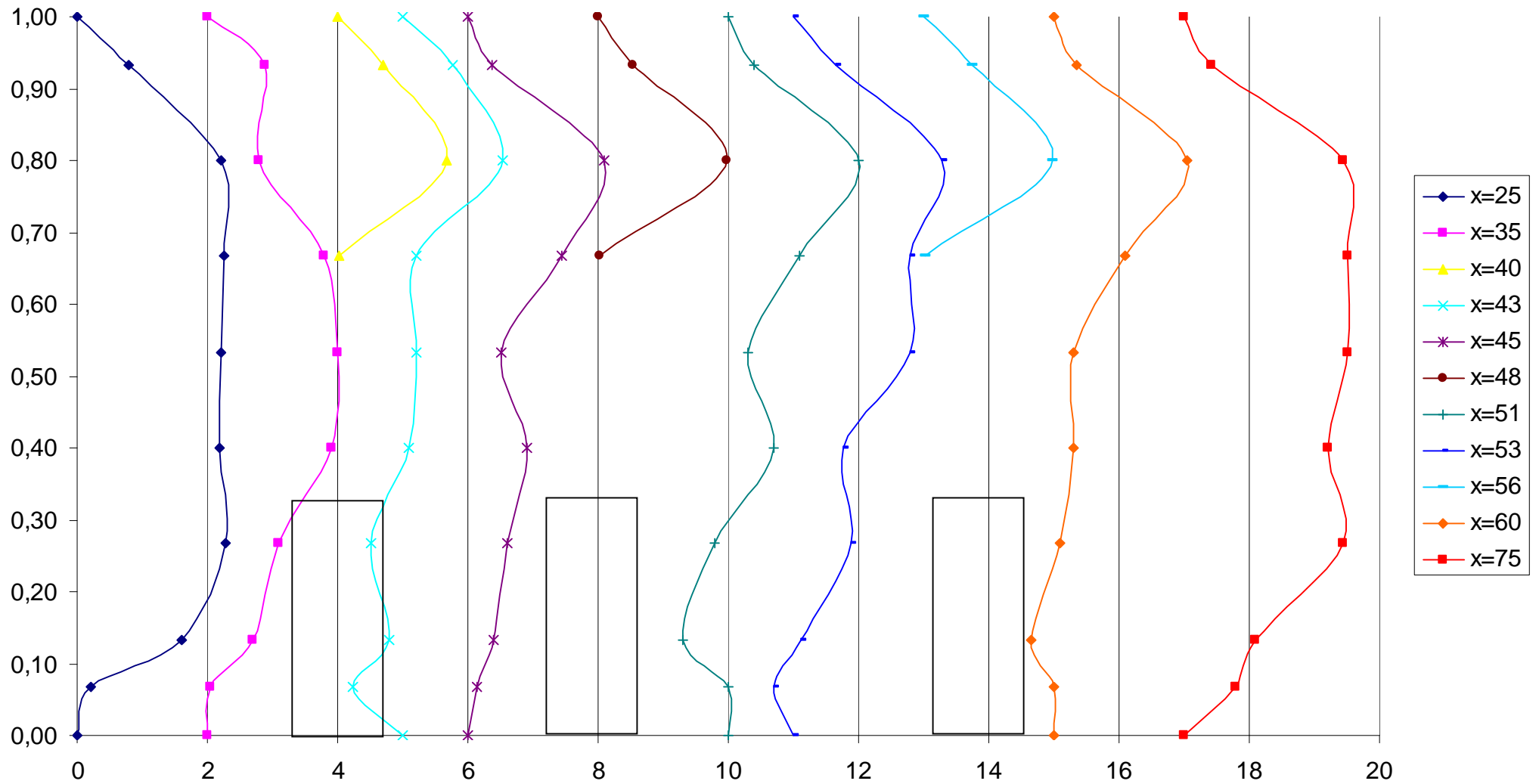


Figure III.7: Profil des vitesses à différentes sections du canal pour Re=2350
Cas des petits blocs poreux

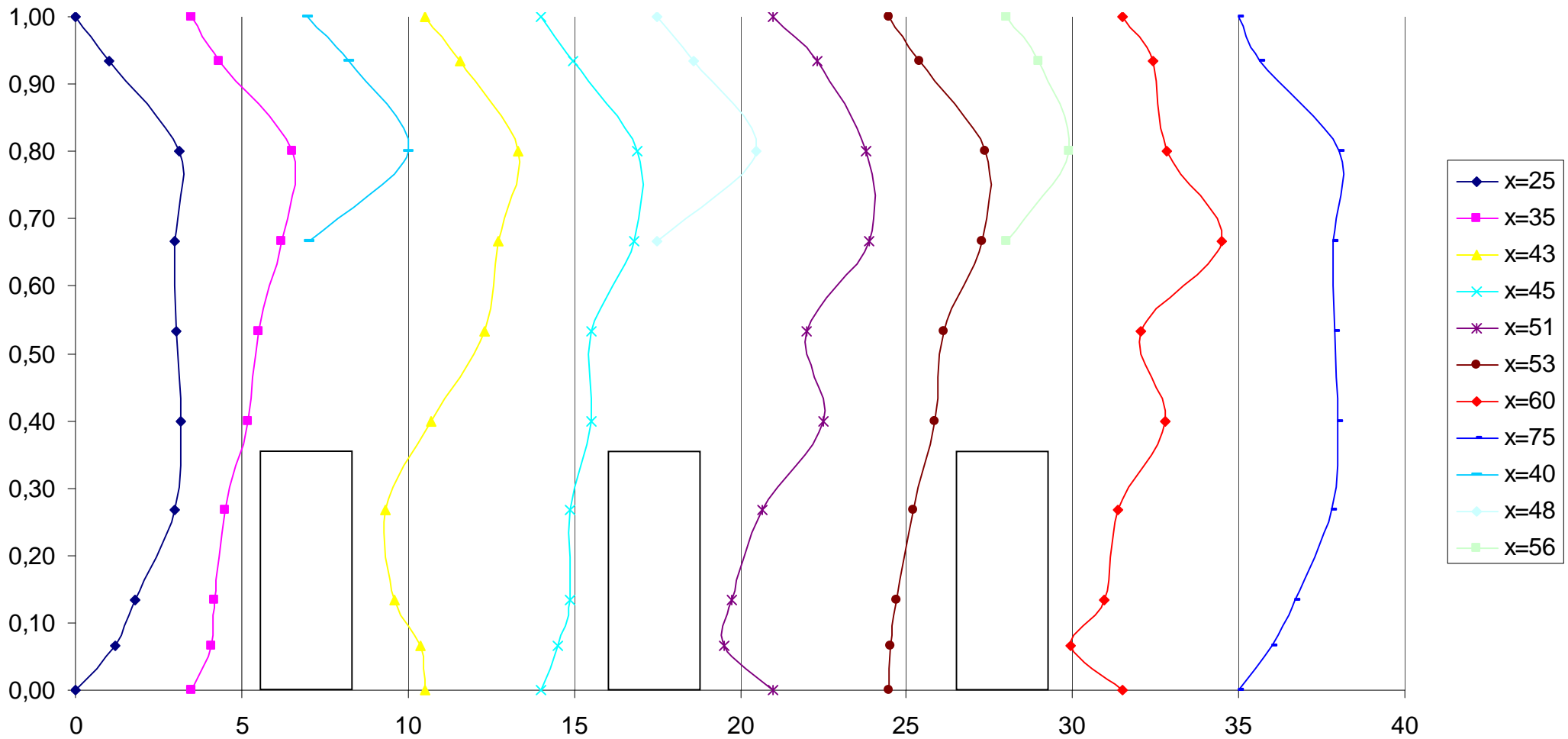


Figure III.8: Profil des vitesses à différentes sections du canal pour Re=2900
Cas des petits blocs poreux

Compte tenu de la complexité de l'écoulement dans cette première configuration, la détermination de la quantité de débit qui traverse les blocs poreux s'avère plutôt difficile. En effet la répartition de l'écoulement autour de l'obstacle lui confère un caractère tridimensionnel, avec la possible apparition de couches limites au niveau de chacune des faces (latérales et supérieure). De ce fait, concernant ce premier type d'obstacles, l'étude sera limitée à la détermination des cartographies de vitesses de l'écoulement ainsi qu'à sa visualisation moyennant l'injection de colorant.

Les figures III.5, III.6, III.7 et III.8 montrent donc l'évolution des profils de vitesse, dans le canal, en présence des petits blocs poreux, pour différents nombres de Reynolds.

Ainsi, on remarque qu'au voisinage de l'entrée, le profil est caractéristique d'un développement de couches limites avec une tendance à prendre une forme qui s'arrondit lorsqu'on s'éloigne de cette entrée pour tendre vers un profil qui deviendrait parabolique en absence d'obstacles.

La présence de ces obstacles fait que dès qu'on s'approche du premier d'entre eux, on observe une décélération ou aplatissement de ce profil (à l'amont de l'obstacle), accompagné d'une légère accélération dans le reste de la section, au dessus et de part et d'autre des blocs poreux, (conservation du débit), cette accélération augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Après le premier obstacle, les profils de vitesses présentent certaines valeurs négatives, qui traduisent l'apparition des zones de recirculations entre les blocs poreux, dues à la présence des chutes de pression à l'arrière de chaque bloc. De ce fait lors du passage de l'écoulement dans les régions situées entre les obstacles poreux, il y a apparition d'une surpression traduite par le retour de fluide donnant naissance à des zones tourbillonnaires.



Photo 01

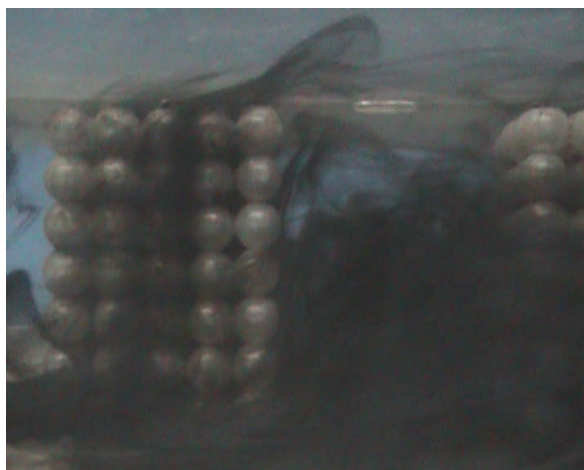


Photo 02

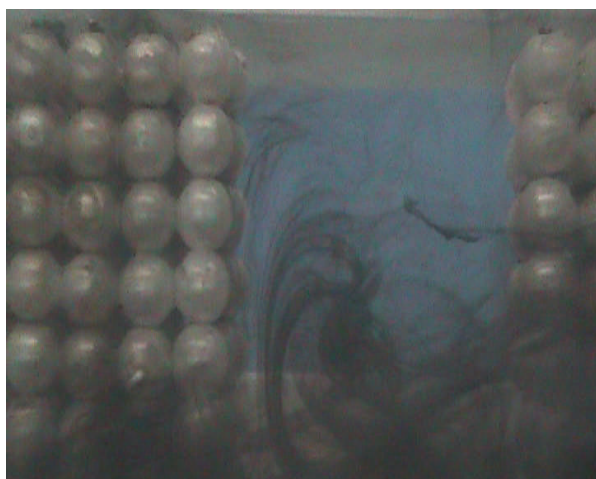


Photo 03

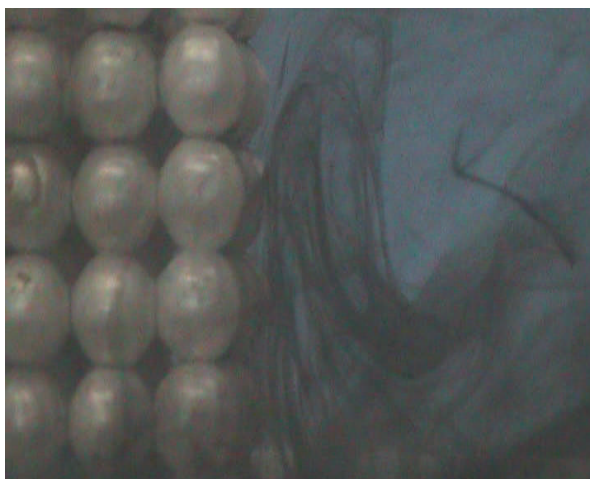


Photo 04



Photo 05



Photo 06

L'importance de ces tourbillons est également plus forte avec l'augmentation de nombre de Reynolds.

Il en est de même pour la zone située entre les obstacles 2 et 3 où les mouvements de retour sont encore plus accentués, et prennent carrément la forme de rouleaux tourbillonnaires (voir photo 3,4,5).

Après le troisième obstacle on remarque l'apparition d'une zone de sillage (photo 6), qui devient aussi plus importante avec l'augmentation de Re.

De ce fait, les photos 1 et 2 illustrent parfaitement la déviation de l'écoulement principal du fluide au niveau du premier obstacle pour un nombre de Reynolds respectivement égal à 1300 et 2900.

Enfin, les photos 3,4 et 5 montrent bien la zone de recirculation pour les mêmes valeurs de Re et la photo 6 illustre la zone de sillage après le troisième et dernier bloc poreux.

III.2.2 Avec des grands blocs poreux :

Ce deuxième type de blocs est construit de manière à ce que chaque obstacle occupe la largeur totale du canal, l'avantage de cette configuration étant le caractère bidimensionnel qu'elle confère à l'écoulement, avec la possibilité de quantification du débit qui traverse les blocs poreux.

Les figures III.9, III.10 et III.11 montrent les profils des vitesses dans les différentes sections choisies (les mêmes que pour le premier type d'obstacles : à l'entrée du canal, en amont, en aval, au dessus des deux blocs poreux et à la sortie du canal), pour chacune des valeurs du nombre de Reynolds : 600, 1300 et 2900.

Si le phénomène est quasiment similaire dans le voisinage de l'entrée du canal, les différences apparaissent clairement à proximité des obstacles dans la mesure où, notamment, l'accélération et la déviation au dessus des blocs sont plus accentuées. De ce fait, comme indiqué plus haut, la détermination du débit traversant les obstacles devient, à présent possible ; ce qui permettra une estimation de la vitesse de filtration à travers le milieu poreux les constituant.

Le tableau III.1 présente les différentes valeurs du débit qui traverse les blocs poreux en fonction du nombre de Reynolds, avec une évaluation de la vitesse de filtration correspondante.

dans le 1^{er} Bloc poreux

	$D_0 \text{ cm}^3/\text{s}$	$D_r \text{ cm}^3/\text{s}$	$D_p \text{ cm}^3/\text{s}$	$U_p \text{ cm/s}$	$\delta D_0 \text{ cm}^3/\text{s}$	$\delta D_r \text{ cm}^3/\text{s}$	$\delta U_p/U_p$
Re=600	167	130	37	0.127	3.08	0.117	8.6%
Re=1300	361	256	105	0.364	3.08	0.056	3%
Re=2900	805	629	176	0.611	3.08	0.009	1.75%

Tableau III.1 : Evaluation des débits et vitesses de filtration

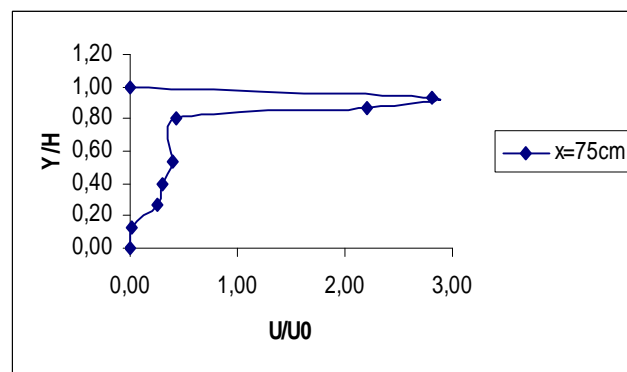
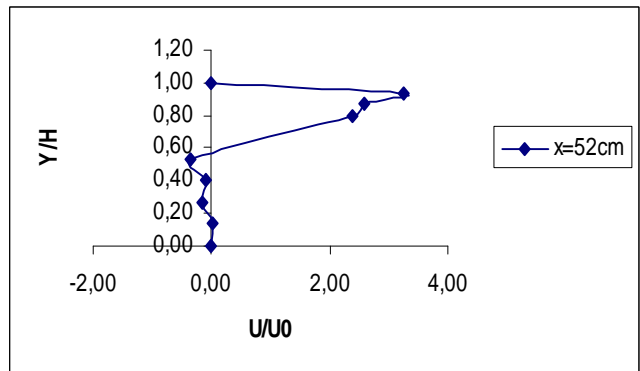
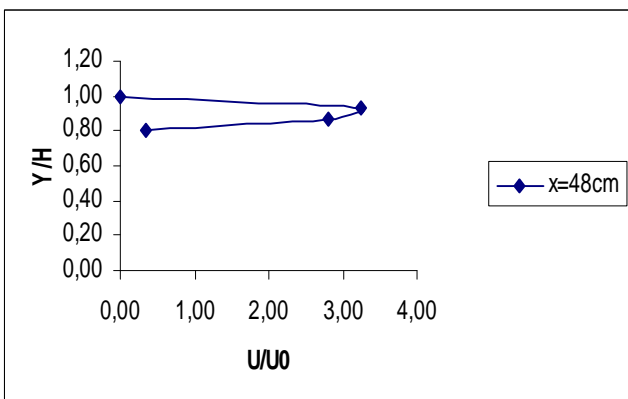
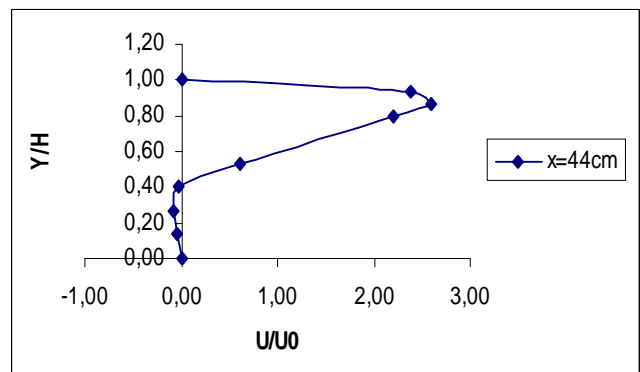
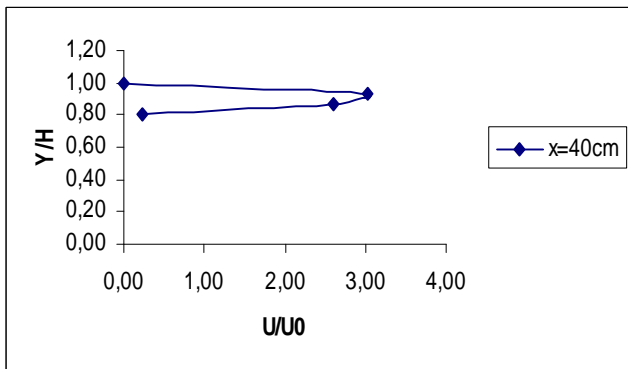
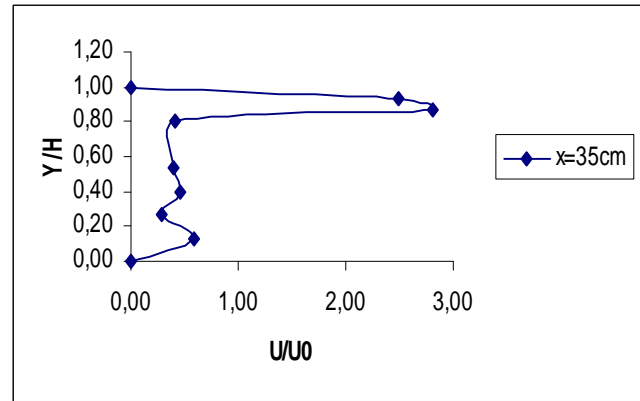
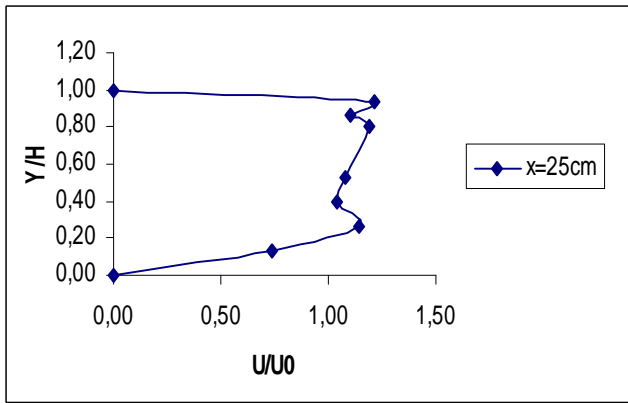


Figure III.9: Profil des vitesses pour $Re=600$
Cas de grands blocs poreux

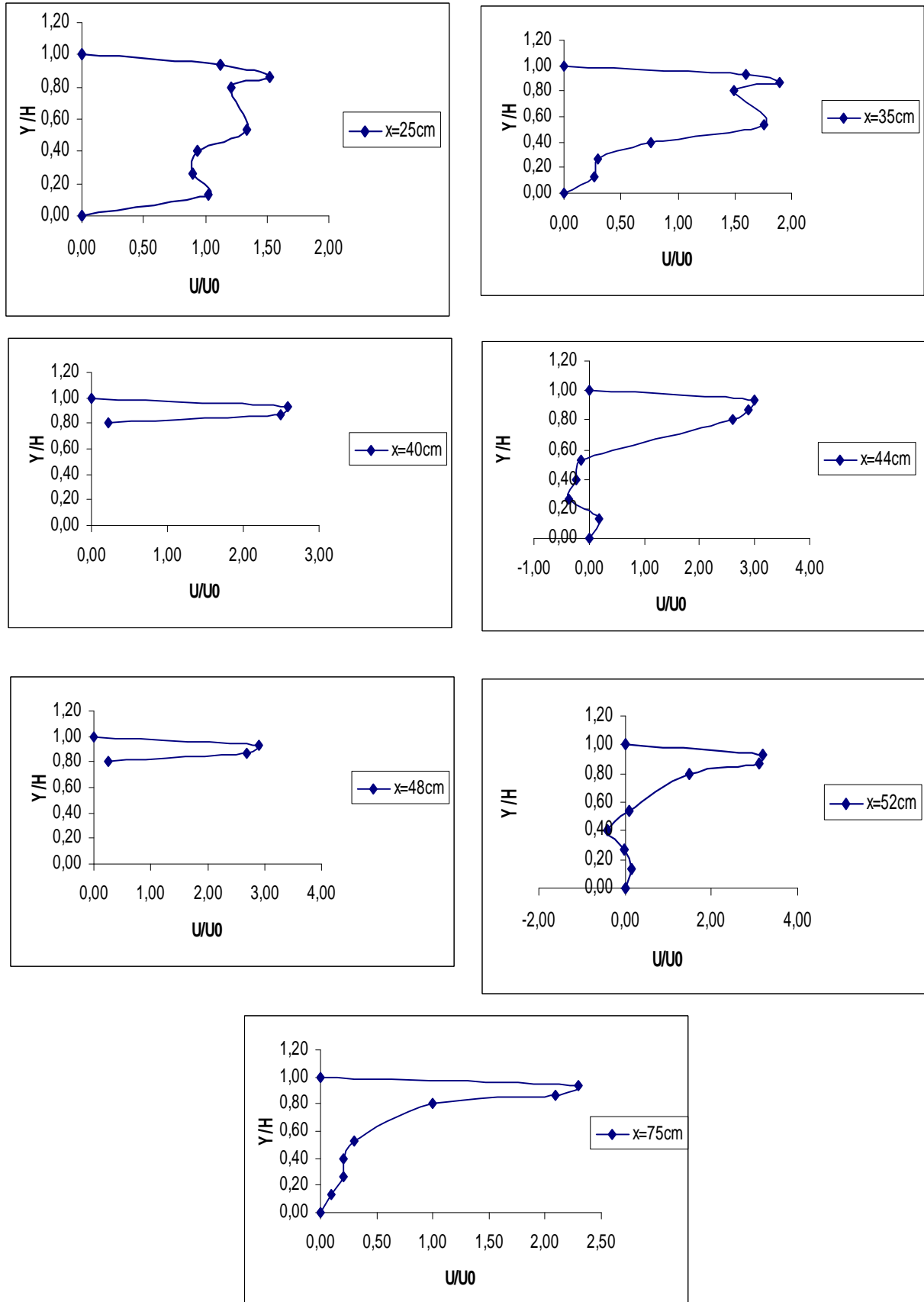


Figure III.10: Profil des vitesses pour $Re=1300$
Cas de grands blocs poreux

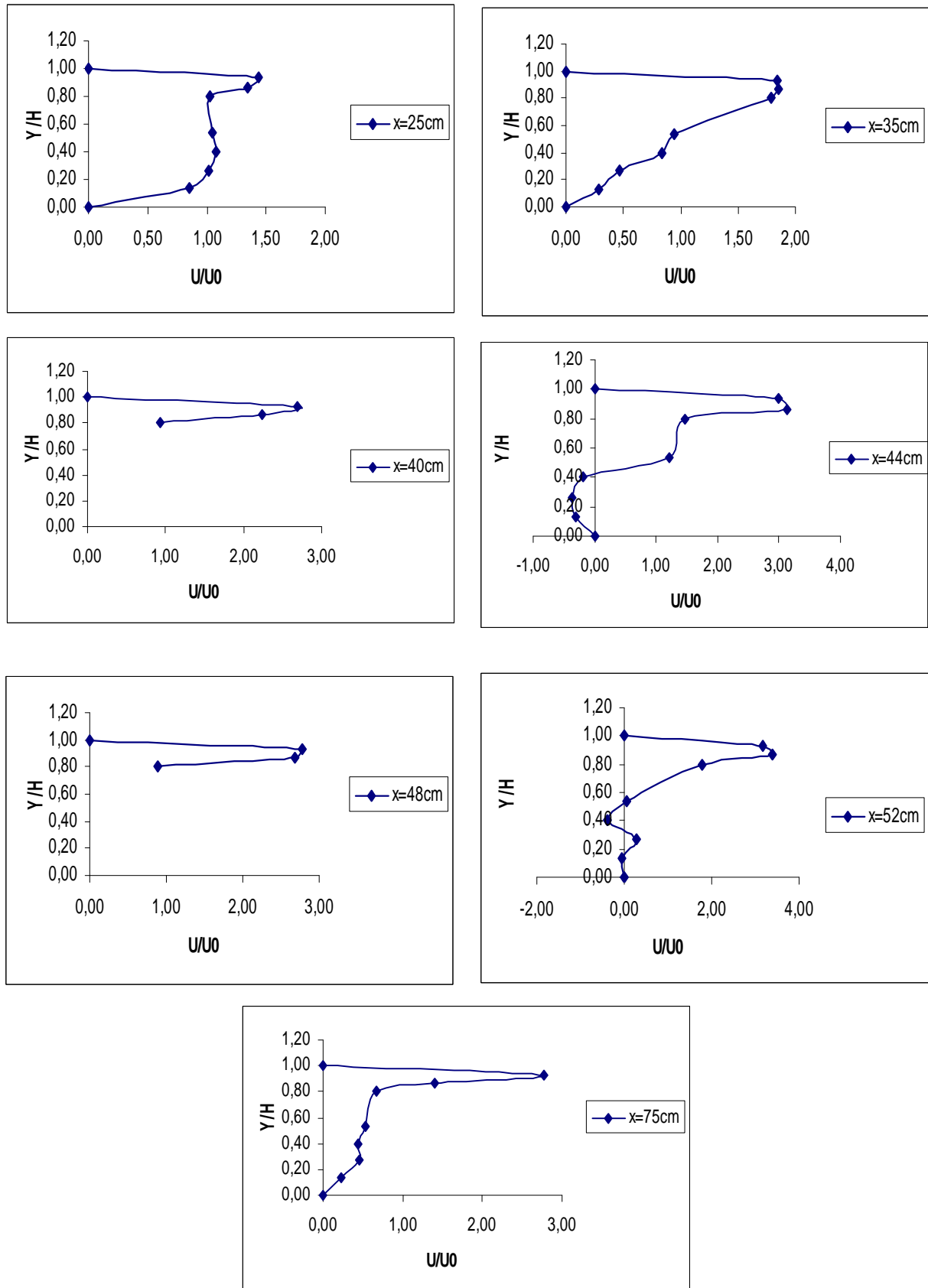


Figure III.11: Profil des vitesses pour $Re=2900$
Cas de grands blocs poreux

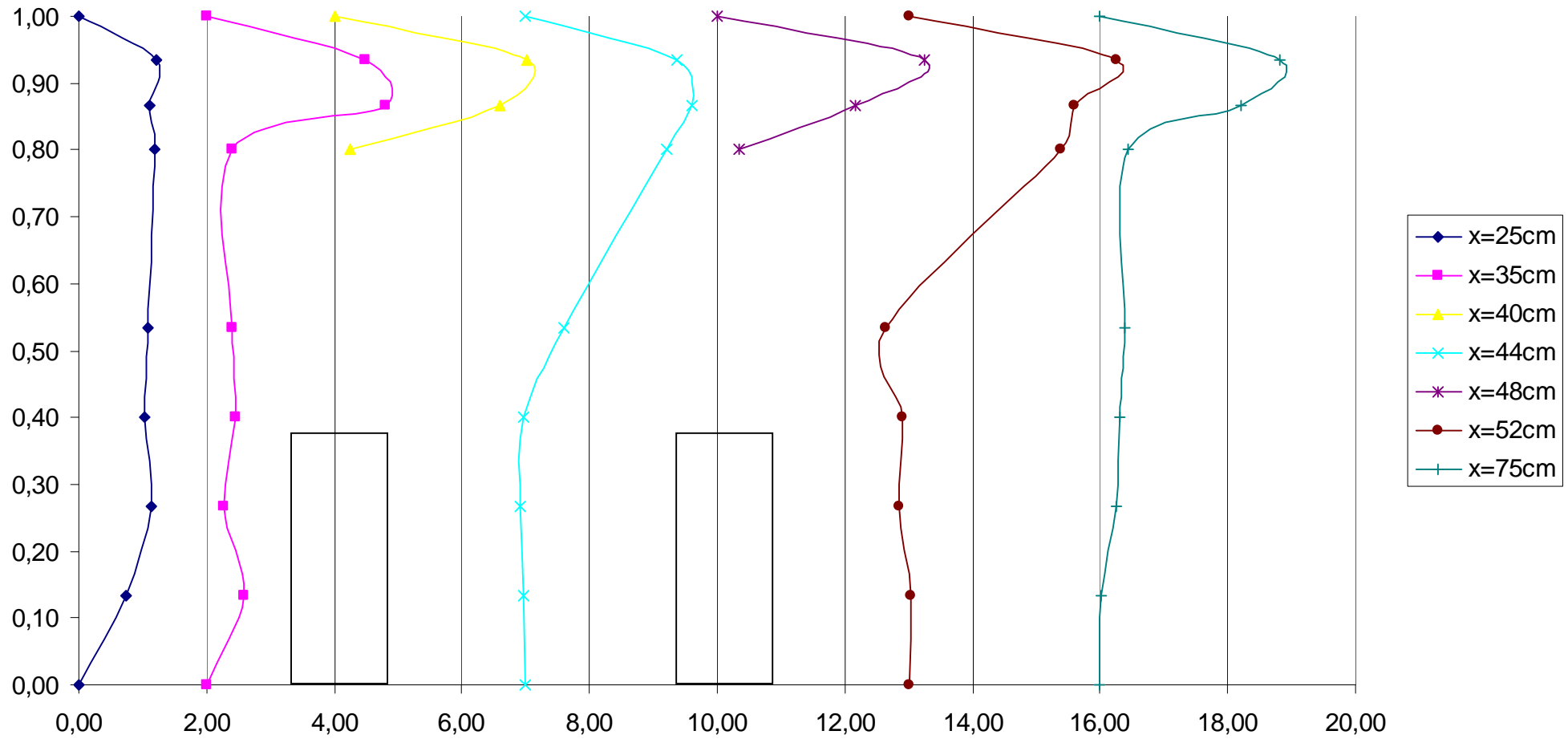


Figure III.13: Profil des vitesses à différentes section du canal pour $Re=1300$
Cas de grands blocs poreux

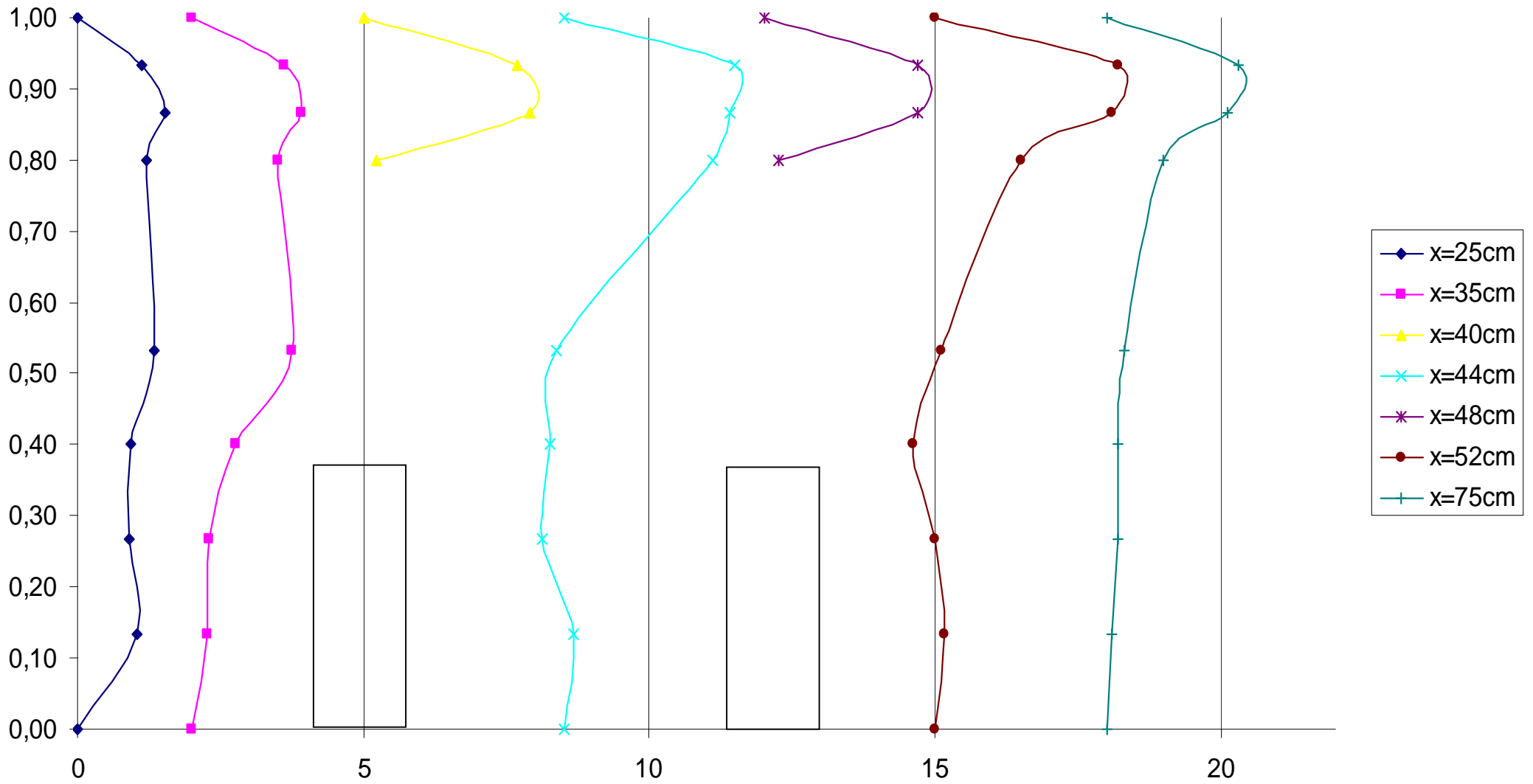


Figure III.14: Profil des vitesses à différentes section du canal pour $Re=2900$
Cas de grands blocs poreux

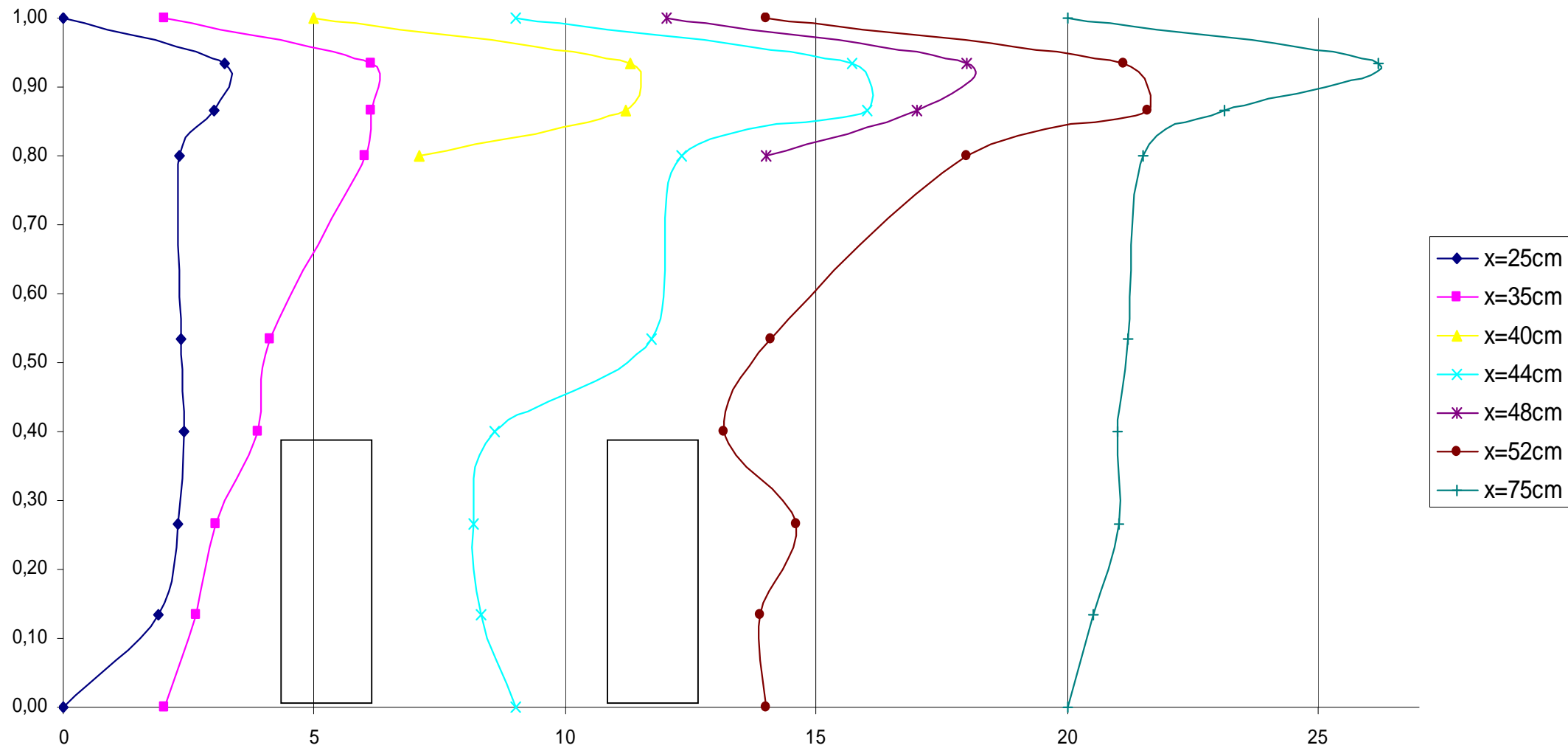


Figure III.14: Profil des vitesses à différentes section du canal pour $Re=2900$
Cas de grands blocs poreux

Les figures III.12, III.13 et III.14 montrent l'évolution de profil de vitesse, dans le canal, en présence des blocs de grande dimension pour les différents nombres de Reynolds considérés et on remarque bien que la déviation de l'écoulement principal est plus dominante dans les zones qui se trouvent au dessus des blocs poreux.

Par ailleurs, les figures III.15 à III.20 donnent des représentations des fluctuations des vitesses, dues aux erreurs de mesures, dans différentes zones du canal pour un nombre de Reynolds de 1300 dans le cas des blocs de faible dimension.

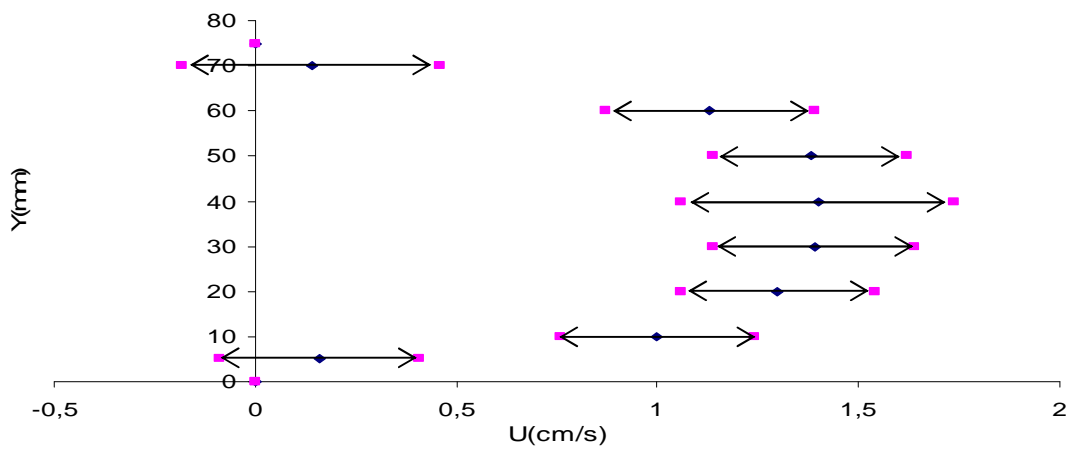


Figure III.15 : Entrée du canal x=25cm

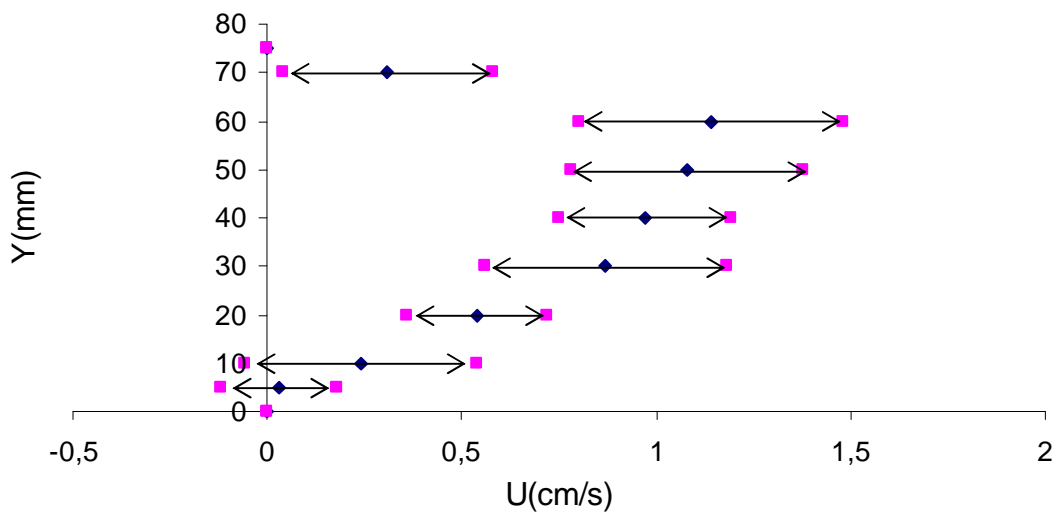


Figure III.16 : avant le 1^{er} obstacle x=35cm

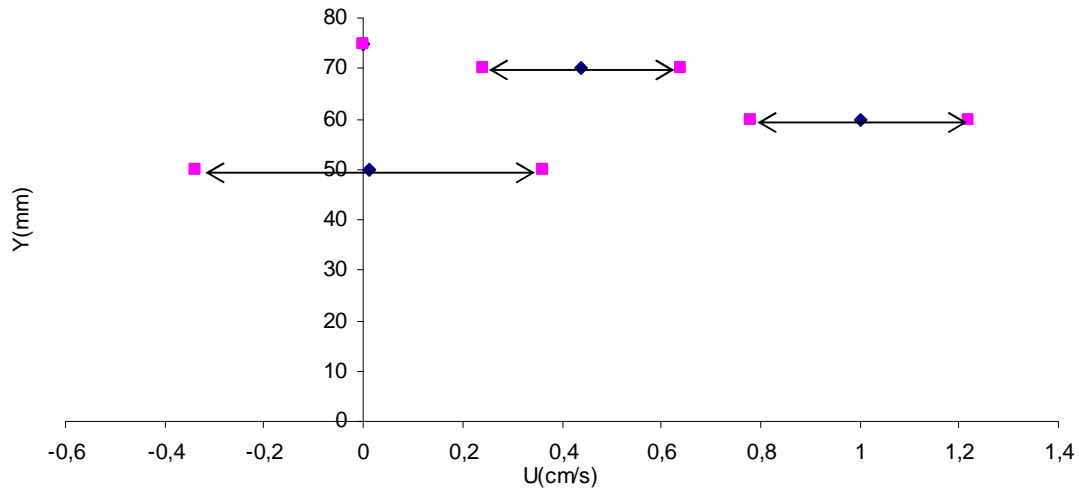


Figure III.17 : Au-dessus de 1^{er} obstacle x=40cm

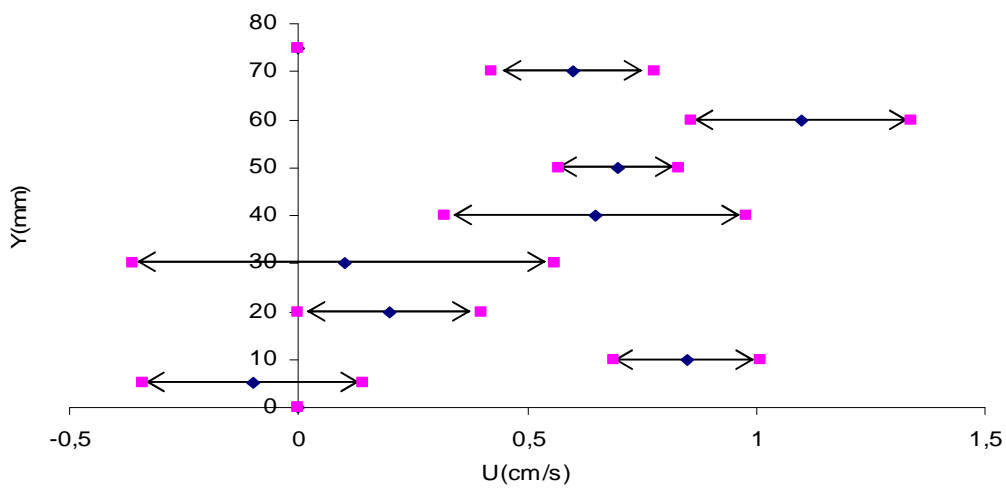


Figure III.18 : Après le 1^{er} obstacle x=43cm

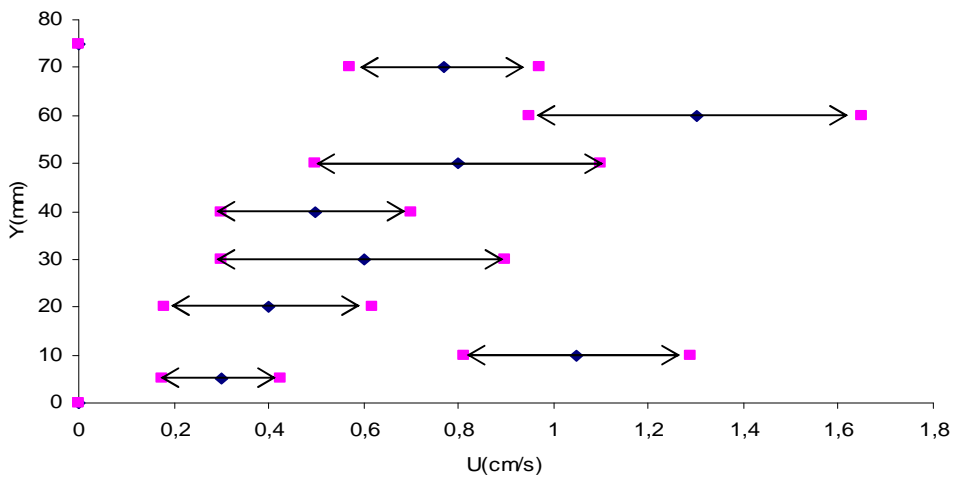


Figure III.19 : Avant le 2^{em} obstacle x=45cm

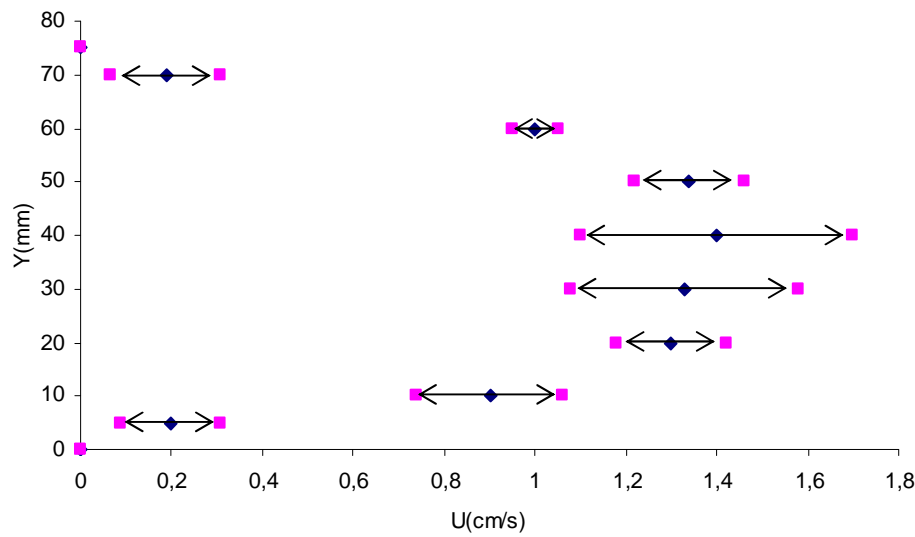


Figure III.20 : Sortie du canal $x=75\text{cm}$



Photo 07



Photo 08

Les photos 07 et 08 montrent la traversée du fluide qui s'infiltré dans les pores du premier obstacle, ainsi que la création des zones de recirculation sous forme de rouleaux tourbillonnaires. Entre les deux blocs poreux, le fluide semble être emprisonné entre les obstacles, formant ainsi une zone à mouvement très restreint (zones mortes).



Photo 09



Photo 10

Les photos 09 et 10 illustrent le comportement de l'écoulement, qui est dévié vers la partie supérieure du canal à cause de la surpression générée par les obstacles. On observe ainsi parfaitement, en aval du dernier, la création d'une zone tourbillonnaire étendue (zone de sillage).

III.3 Evaluation de la chute de pression et détermination de la perméabilité :

L'évaluation de la chute de pression a donc été réalisée seulement avec la deuxième configuration (grands blocs poreux).

La figure III.21 illustre la variation de la chute de pression entre l'entrée et la sortie du premier obstacle en fonction de la vitesse de filtration.

On remarque, d'après cette figure, que la variation de la différence de pression sur une longueur donnée, est une fonction de la vitesse de filtration mais on constate néanmoins, que cette variation n'est pas linéaire et que le modèle d'écoulement n'obéit donc pas exactement à la loi de Darcy.

On peut alors approcher la courbe trouvée par une forme polynomiale qu'on peut ajuster à l'ordre 2, soit une chute de pression qui s'exprime alors sous la forme suivante :

$$\frac{\Delta p}{L} = AU^2 + BU$$

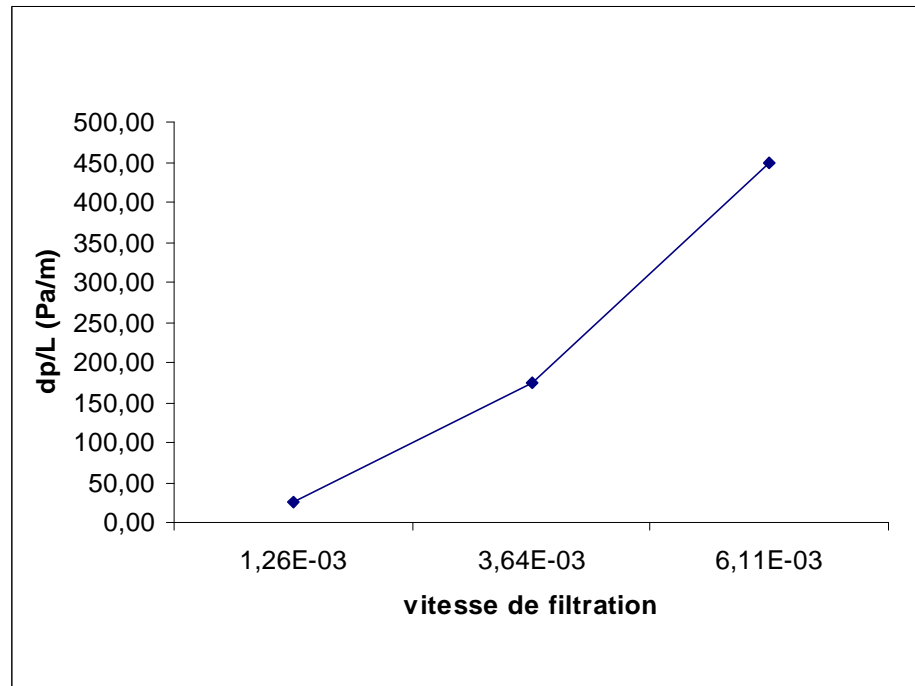


Figure III.21 : Evolution de la chute de pression à travers le 1^{er} obstacle en fonction de la vitesse de filtration

Cette loi est similaire à la prédiction du modèle de DARCY- FORCHHEIMER :

$$\frac{dp}{L} = -\frac{\mu}{k}U_D - \rho_f C_f U_D^2$$

Par division sur U on trouve :

$$\frac{\Delta p}{LU_D} = \rho_f C_f U_D + \frac{\mu}{K}$$

Il vient alors : $A = \rho_f C_f$ et $B = \frac{\mu}{K}$

III.3.1 Détermination expérimentale de la perméabilité :

La figure III.22, ci-dessous, montre la variation de la chute de pression rapportée à la longueur L et à la vitesse de filtration U_D en fonction de cette vitesse de

filtration. De ce fait les valeurs des paramètres A et B introduit ci-dessus dans le modèle de type Darcy-Forchheimer seront données, respectivement, par la pente de la droite ainsi obtenue, et par l'intersection de la courbe avec l'axe des ordonnées.

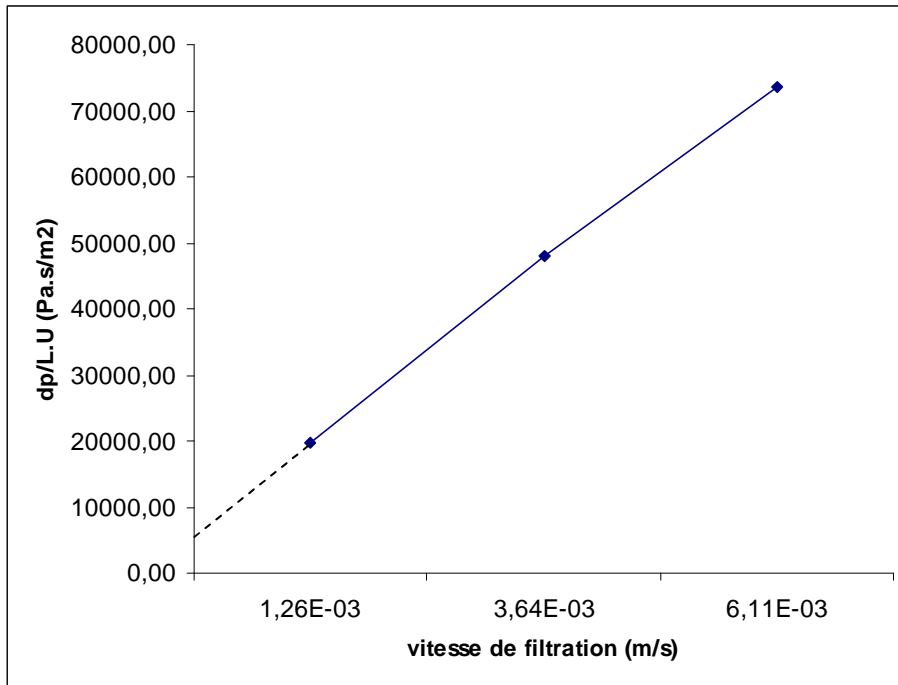


Figure III.22 : Variation de la chute de pression rapportée à la longueur L en fonction de la vitesse de filtration

La constante B ainsi déterminée graphiquement sur la figure III.16 prend la valeur :

$$B = 5703,58$$

Et comme on a :

$$B = \frac{\mu}{K} \quad \rightarrow \quad K = \frac{\mu}{B}$$

On obtient une valeur de la perméabilité de :

$$K = 1,934 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$$

III.3.2 Détermination théorique de la perméabilité :

On a :

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\mu}{K} U_D - \rho_f C_f U_D^2$$

$$\text{Avec : } K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{150(1 - \varepsilon)^2} \quad \text{et} \quad C_f = 1.75 \frac{(1 - \varepsilon)}{d \varepsilon^3}$$

Les expressions de K et C_f ont été développées par Ergun [06] pour un écoulement dans un lit de particules sphériques de diamètre d .

Après calcul, compte tenu des valeurs de d et de ε dans l'expérience, on trouve:

$$K = 1,77 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$$

Soit un écart de l'ordre de 9 % entre la valeur mesurée et celle calculée d'après le modèle proposé par Ergun.

III.4 Analyse du champ thermique :

III.4.1 Méthode de calcul des grandeurs thermiques :

III.4.1.1 Le flux échangé :

La densité de flux électrique arrivant à la résistance a été calculée à partir de la tension électrique fournie par le variateur de tension selon la formule suivante :

$$q_{ele} = \frac{1}{A} \left[\left(\frac{E}{E_n} \right)^2 Q_{ele.n} \right]$$

Où :

E : tension électrique aux bornes de la résistance de chauffage (V)

E_n : tension électrique nominale (220 V)

$Q_{ele.n}$: puissance électrique nominale (150W)

A : section de la résistance électrique ($A = 0,09 * 0,06 = 0.0054 \text{ m}^2$)

Les tensions électriques utilisées aux bornes des résistances sont :

Dans le cas le l'air : $E_{1\text{air}} = 17 \text{ volt}$, $E_{2\text{air}} = 24 \text{ volt}$, $E_{3\text{air}} = 30 \text{ volt}$,

Dans le cas le l'eau : $E_{1\text{eau}} = 54 \text{ volt}$, $E_{2\text{eau}} = 80 \text{ volt}$, $E_{3\text{eau}} = 102 \text{ volt}$,

Nous avons obtenu pour chaque valeur de la tension électrique, la densité de flux électrique correspondante :

Pour l'air : $q_{ele1} = 255,903 \text{ W/m}^2$; $q_{ele2} = 510,035 \text{ W/m}^2$, $q_{ele3} = 796.93 \text{ W/m}^2$

$$Q_{ele1} = 0.9 \text{ W}, \quad Q_{ele2} = 1.79 \text{ W}, \quad Q_{ele3} = 2.79 \text{ W},$$

Pour l'eau : $q_{ele4} = 2582.054/m^2$; $q_{ele5} = 5667.06/m^2$, $q_{ele6} = 9212.5148 \text{ W/m}^2$

$$Q_{ele4} = 9.04 \text{ W}, \quad Q_{ele5} = 19.83 \text{ W}, \quad Q_{ele6} = 32.24 \text{ W},$$

Flux thermique réellement échangé :

Le flux thermique échangé par convection est égal au flux total fourni par les résistances électriques diminué du flux perdu par conduction, (équation II.1, II.4) :

Les tableaux III.2 et III.3 donnent les valeurs des flux perdus et l'erreur commise, respectivement, dans les cas sans blocs poreux et avec blocs poreux.

Avec l'air							Avec l'eau						
Température Sur la plaque			Flux électrique Perdu côté droit		Flux électrique Perdu côté gauche		Température Sur la plaque			Flux électrique Perdu côté droit		Flux électrique Perdu côté	
T_{p1}	T_r	T_{p2}	Q_{cond1} (w)	$\frac{\delta Q_{cond1}}{Q_{cond1}}$	Q_{cond2} (w)	$\frac{\delta Q_{cond2}}{Q_{cond2}}$	T_{p1}	T_r	T_{p2}	Q_{cond1} (w)	$\frac{\delta Q_{cond1}}{Q_{cond1}}$	Q_{cond2} (w)	$\frac{\delta Q_{cond2}}{Q_{cond2}}$
40.8	51	31.9	0.059	9.86%	0.055	5.27%	28.1	51.8	22.2	0.13	4.24%	0.08	3.4%
50.5	70.3	37.6	0.114	5.08%	0.09	3.08%	32.8	70.6	22.9	0.21	2.66%	0.13	2.11%
65.5	90	48	0.141	4.11%	0.12	2.4%	39.2	90.6	28.1	0.29	1.96%	0.18	1.6%

Tableau III. 2

Avec l'air							Avec l'eau						
Température Sur la plaque			Flux électrique Perdu côté droit		Flux électrique Perdu côté gauche		Température Sur la plaque			Flux électrique Perdu côté droit		Flux électrique Perdu côté gauche	
T_{p1}	T_r	T_{p2}	Q_{cond1} (w)	$\frac{\delta Q_{cond1}}{Q_{cond1}}$	Q_{cond2} (w)	$\frac{\delta Q_{cond2}}{Q_{cond2}}$	T_{p1}	T_r	T_{p2}	Q_{cond1} (w)	$\frac{\delta Q_{cond1}}{Q_{cond1}}$	Q_{cond2} (w)	$\frac{\delta Q_{cond2}}{Q_2}$
37.2	48.8	30	0.066	8.67%	0.054	5.35%	27.9	51.8	24.6	0.137	4.21%	0.078	3.7%
50	69	37	0.109	5.29%	0.092	3.14%	35.5	70	25.6	0.198	2.92%	0.127	2.27%
64	90	48.5	0.149	3.87%	0.119	2.42%	39	90	27	0.293	1.97%	0.181	1.6%

Tableau III. 3

Par la suite, les relations II.1 à II.8 permettent d'évaluer les erreurs sur les flux convectifs échangés (tableaux III.4 et III.5).

Avec l'air					Avec l'eau				
Flux électrique fourni	Flux électrique perdu		Flux convectif échangé		Flux électrique fourni	Flux électrique perdu		Flux convectif échangé	
Q _{éle}	Q _{cond1}	Q _{cond2}	Q _{conv}	δQ _{conv}	Q _{éle}	Q _{cond1}	Q _{cond2}	Q _{conv}	δQ _{conv}
0.9	0.059	0.055	0.786	8.5%	9.04	0.136	0.085	8.819	2.2 %
1.79	0.114	0.094	1.582	5.7%	19.83	0.217	0.137	19.476	1.5 %
2.79	0.227	0.150	2.413	4.4%	32.24	0.296	0.18	31.764	1.1 %

Tableau III.4 : Flux convectifs échangés (sans les blocs)

Avec l'air					Avec l'eau				
Flux électrique fourni	Flux électrique perdu		Flux convectif échangé		Flux électrique fourni	Flux électrique perdu		Flux convectif échangé	
Q _{éle}	Q _{cond1}	Q _{cond2}	Q _{conv}	δQ _{conv}	Q _{éle}	Q _{cond1}	Q _{cond2}	Q _{conv}	δQ _{conv}
1.24	0.066	0.054	1.12	6.9 %	10.43	0.137	0.078	10.21	2.1 %
2.26	0.109	0.092	2.06	4.9 %	21.87	0.198	0.127	21.54	1.4 %
3.38	0.149	0.119	3.11	3.9 %	35.48	0.294	0.181	35.01	1.1 %

Tableau III.5 : Flux convectifs échangés (avec les blocs)

III.4.1.2 Estimation de la température moyenne T_m :

Elle est donnée par la formule suivante :

$$T_{\text{moy}} = \frac{\sum^n T_i}{n} T_{\text{moy}} \quad \text{dans le cas d'un pas identique}$$

$$T_{\text{moy}} = \frac{\sum^n T_i y_i}{(y_n - y_1)} \quad \text{dans le cas d'un pas variable}$$

Avec :

T_{moy} : la température moyenne

$T_{i=1,n}$: prises de températures dans la section S_i à la position y_i

III.4.1.3 Température adimensionnelle :

Afin d'éliminer l'effet de la variation de la température du fluide à l'entrée de la veine d'essai, nous avons calculé une température adimensionnelle, dont l'expression est la suivante :

$$\theta(x, y) = \frac{T(x, y) - T_0}{\frac{Q_{\text{conv}} D_h}{\lambda A}}$$

Où :

$\theta(x, y)$: température adimensionnelle

$T(x, y)$: température du fluide dans la veine d'essai (°C)

T_0 : température du fluide à l'entrée de la veine d'essai (°C)

D_h : diamètre hydraulique (m)

λ : conductivité thermique du fluide (W/m.K)

Q_{conv} : flux de chaleur échangé (W)

A : Section chauffée (m²)

III.4.1.4 Le nombre de Rayleigh :

Il est calculé comme suit :

$$R_a = G_r \cdot P_r$$

Avec :

$Pr_{\text{air}} = 0.71$ à 20°C

$Pr_{\text{eau}} = 7.02$ à 20°C

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2}$$

Où : $\beta_{\text{air}} = 1/T_{\text{moy}}$ et $\beta_{\text{eau}} = 3.2 \cdot 10^{-4}$ (à 20°C)

$$L=D_h$$

$$\Delta T = \frac{QD_h}{\lambda}$$

D'où :

$$Gr = \frac{gQD_h^4 \beta}{\lambda \nu^2}$$

III.4.1.5 Calcul du nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt local est calculé comme suit :

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{\lambda}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Nu=h_x \cdot D_h / \lambda_{air} \text{ dans le cas le l'air} \\ Nu=h_x \cdot D_h / \lambda_{eau} \text{ dans le cas le l'eau} \end{array} \right\}$$

h_x : coefficient d'échange de chaleur par convection.

La longueur caractéristique est déterminée de plusieurs manières, selon la partie du dispositif concernée. On a ainsi,

$$\left\{ \begin{array}{l} D_h= 4 \cdot \text{Section} / \text{Périmètre} \dots \text{ pour le canal} \\ D_h= \text{Section} / \text{Périmètre} \dots \dots \text{ pour la résistance} \\ D_h= \text{Volume} / \text{Section} \dots \dots \text{ pour le bloc poreux} \end{array} \right\}$$

λ_{air} : conductivité thermique de l'air avec $\lambda_{air}= 0.0257 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

λ_{eau} : conductivité thermique de l'eau avec $\lambda_{eau}= 0.6 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$$h_x = \frac{Q_{conv}}{A(T_p - T_m)} \rightarrow Nu_x = \frac{Q_{conv} D_h}{\lambda A(T_p - T_m)} = \frac{1}{\theta_p - \theta_m}$$

avec :

$$\theta_p(x) = \frac{T_p(x) - T_0}{\frac{Q_{conv} D_h}{\lambda A}} ; \theta_m(x) = \frac{T_m(x) - T_0}{\frac{Q_{conv} D_h}{\lambda A}}$$

Où :

T_p : température de la paroi

T_m : température moyenne du milieu ambiant

T_0 : température à l'entrée du canal

θ_p : température adimensionnelle de la paroi

θ_m : température adimensionnelle du fluide

Q_{conv} : flux de chaleur échangé (W)

➤ Le nombre de Nusselt moyen est ensuite calculé comme suit :

$$Nu_{moy} = h_{moy} \cdot D_h / \lambda_{air} \quad \text{dans le cas de l'air}$$

$$Nu_{moy} = h_{moy} \cdot D_h / \lambda_{eau} \quad \text{dans le cas de l'eau}$$

Où h_{moy} est le coefficient d'échange convectif moyen d'une source de chaleur, basé sur sa longueur.

$$h_{moy} = \frac{1}{L} \int_{x_0}^{x_2} h_x \cdot dx$$


Avec la méthode des trapèzes, on trouve :

$$h_{moy} = \frac{1}{L} \left[\left(\frac{x_2 - x_0}{4} \right) (h_0 + h_2 + 2h_1) \right]$$

➤ Le nombre de Nusselt Global pour les cinq faces du bloc poreux a été déterminé comme suit :

$$Nu_{Glob} = \sum_1^5 Nu_{moy_i}$$

Avec :

i : nombre des faces du bloc poreux

Le transfert sur la face supérieure était négligé et on écrit que $h_{Glob} = 4h_{moy}$

(Convection naturelle sur les 4 faces), il écrit que $Nu_{Glob} = \sum_1^4 Nu_{moy}$

III.4.2 Analyse des champs thermiques :

Les expériences ont été menées dans le cas de la convection naturelle, c'est-à-dire avec des fluides (l'eau et l'air) au repos dans le canal. Les quantités de chaleur nécessaires pour fixer les températures précédentes pour le cas de l'eau, sont nettement

supérieures à celles pour l'air (voir figure III.23). Ainsi, avec une puissance de 2.79 Watt la température sur la résistance, dans le cas de l'air, est de 90°C, alors que pour la même puissance dans l'eau, la température sur la résistance ne dépasse pas 26°C. Aussi, par mesure de sécurité, nous avons opté pour une procédure qui consiste à fixer pour les deux fluides la même température, mais sur la face inférieure de la plaque chauffante. La comparaison se fait ainsi sur la base de la puissance électrique fournie pour atteindre cette température.

Il s'agit donc, de déterminer la puissance thermique permettant d'atteindre les températures choisies, à savoir les valeurs 50°C, 70°C et 90°C. Il faut ensuite trouver les quantités de flux électrique à fournir pour atteindre et préserver ces températures.

III.4.2.1 Convection naturelle sans blocs poreux :

La figure III.24 représente la variation de la température de l'air et de l'eau au repos, au dessus de la résistance électrique, en l'absence de bloc poreux, en fonction de la position dans le canal, pour différentes valeurs de la puissance.

Il est à remarquer que pour fixer la température à 50 °C sur la résistance en contact avec l'air, il suffit d'une puissance de 0,9 Watt. Pour maintenir cette température en dessous de la résistance, en présence de l'eau dans le canal, cela nécessite une puissance de 9,04 Watt (soit 10 fois plus élevée). En fait, malgré cette augmentation conséquente de la puissance de chauffage, la température sur la face de la résistance qui est en contact direct avec l'eau ne peut atteindre que la valeur de 31°C.

De même, pour atteindre une température de 70°C sur la résistance en contact avec l'air, une puissance de 1,79 Watt est nécessaire. Pour maintenir cette température en dessous de la résistance, en présence de l'eau dans le canal, cela nécessite une puissance de 19.83 Watt qui ne permet d'atteindre sur la face de la résistance qui est en contact direct avec l'eau, qu'une valeur de 38,3°C.

Enfin, pour obtenir une température de 90°C sur la résistance en contact avec l'air, il est nécessaire d'avoir une puissance de 2,79 Watt. Pour garder cette température en dessous de la résistance, en présence de l'eau dans le canal, il est utile

d'avoir une puissance de 32.24 Watt. Ce qui, également, ne permet d'obtenir, sur la face en contact avec l'eau, que 45.8°C.

En conclusion, on peut dire que la puissance à fournir pour le fonctionnement avec l'eau est au moins 10 fois plus grande que celle pour l'air, rien que pour assurer la même température sur la face externe de la paroi.

En fait, la différence de température entre les deux faces de la résistance en présence de l'eau, augmente progressivement avec l'accroissement de la puissance électrique fournie (différences de 19°C, 31,8°C, 44,2°C, respectivement pour les trois températures choisies).

En outre, on remarque que la température dans l'eau chute très rapidement pour atteindre sa valeur ambiante, après 4mm au dessus de la résistance. En revanche, dans l'air, elle diminue progressivement et n'atteint la valeur ambiante qu'après 70mm.

Ces résultats, qui expriment les changements de comportement, sont dus, essentiellement, aux différences dans les propriétés physiques de chacun des fluides. Ainsi, la masse volumique de l'eau (1000 kg/m³) est 831 fois plus grande que celle de l'air (1,203 kg/m³). De même, ce qui concerne la capacité calorifique, la conductivité thermique de l'eau (0,6 W/m°C) est 23 fois plus élevée que celle de l'air (0,0257 W/m°C).

La figure III.25 montre la variation du nombre de Rayleigh en fonction de la puissance électrique fournie pour l'eau et l'air. L'accroissement de ce paramètre caractéristique est dû à l'augmentation de la puissance électrique pour les deux fluides (l'air et l'eau). Pour l'air, la convection est tout à fait dans la gamme laminaire, tandis que pour l'eau, le régime de convection est à la limite supérieure du laminaire, proche de la turbulence.

Ainsi, malgré le fait que la conductivité thermique et la masse volumique de l'eau soient plus importantes que celles de l'air, on observe que la convection naturelle est plus significative dans l'eau. Ce phénomène peut s'expliquer à la fois par la quantité de chaleur fournie, mais aussi par l'influence de la valeur du nombre de Prandtl qui tend à favoriser le déplacement des molécules et les échanges dans l'eau par rapport à l'air.

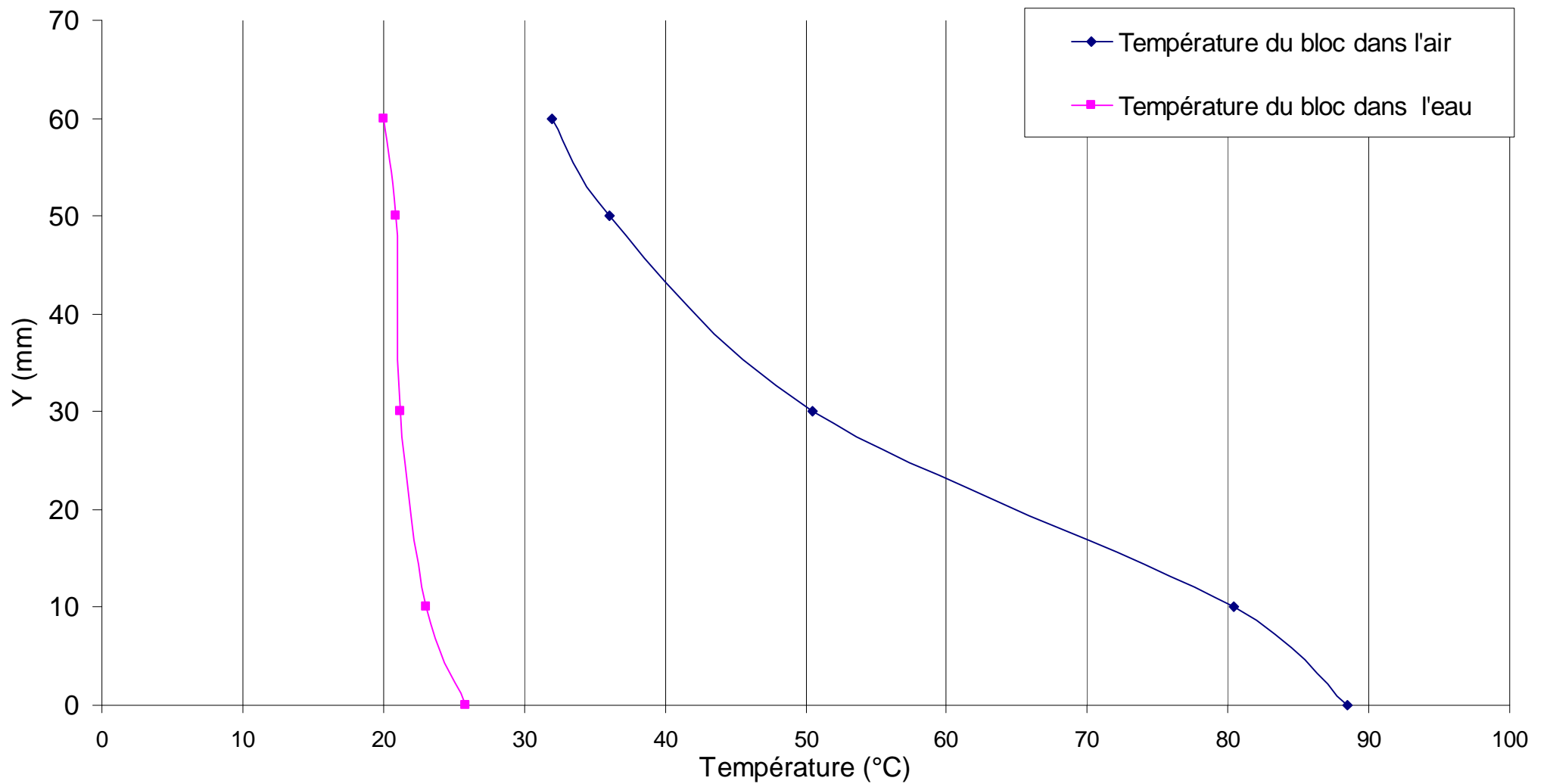


Figure III.23: Variation de la température en fonction de y sur la face du Bloc poreux pour une puissance électrique $Q=2.79$ Watt

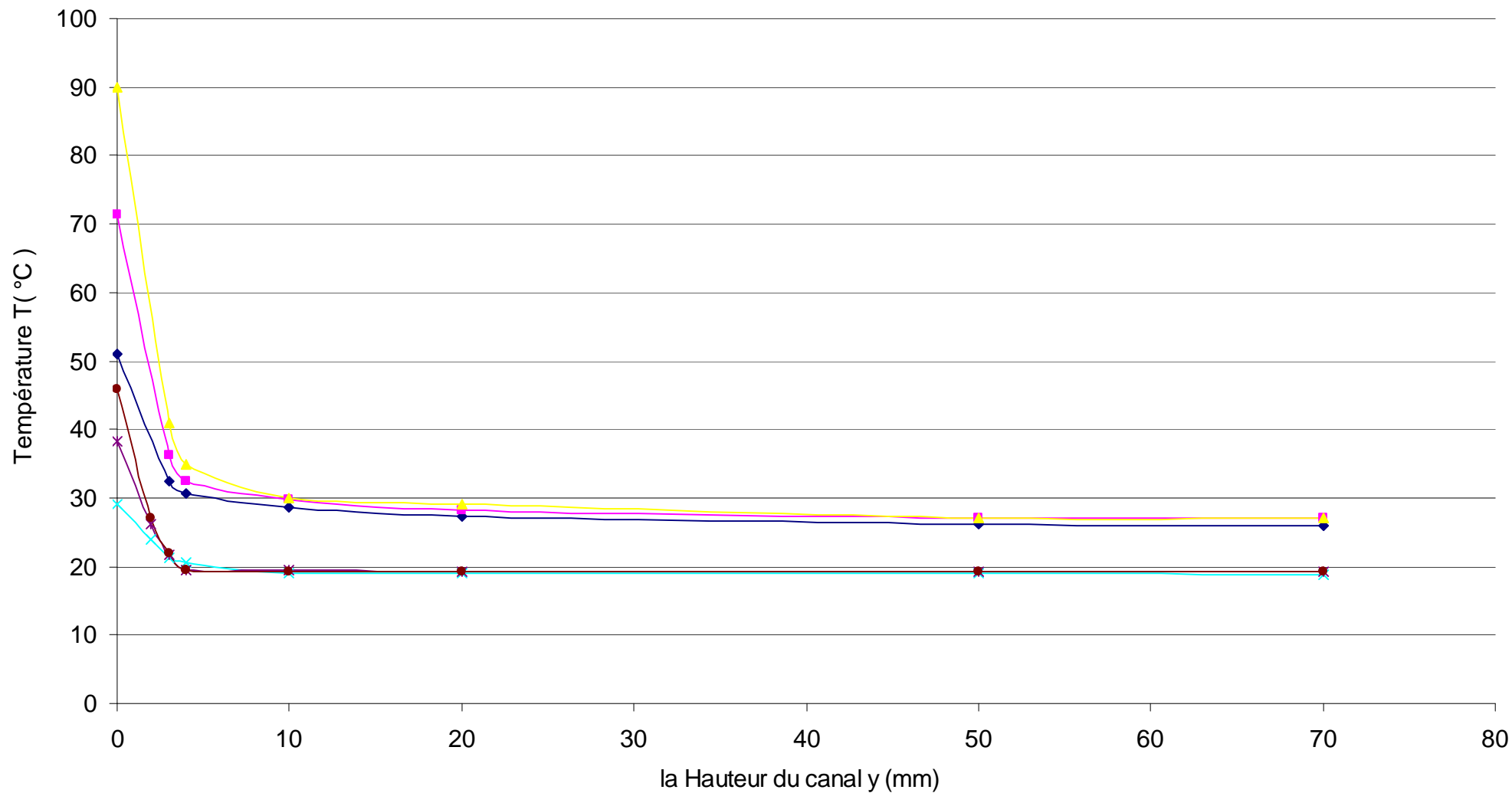


Figure III.24: Variation de la température en fonction de y pour différentes valeurs de la puissance électrique Q (cas sans bloc poreux)

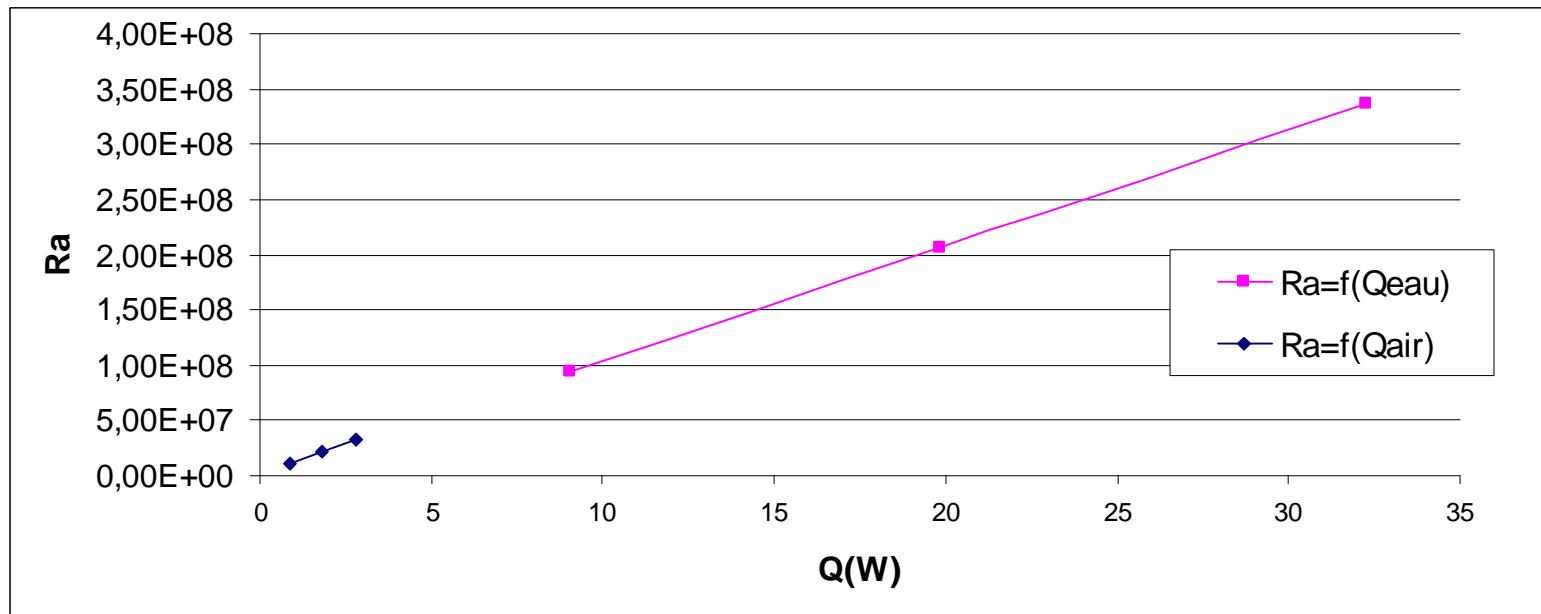
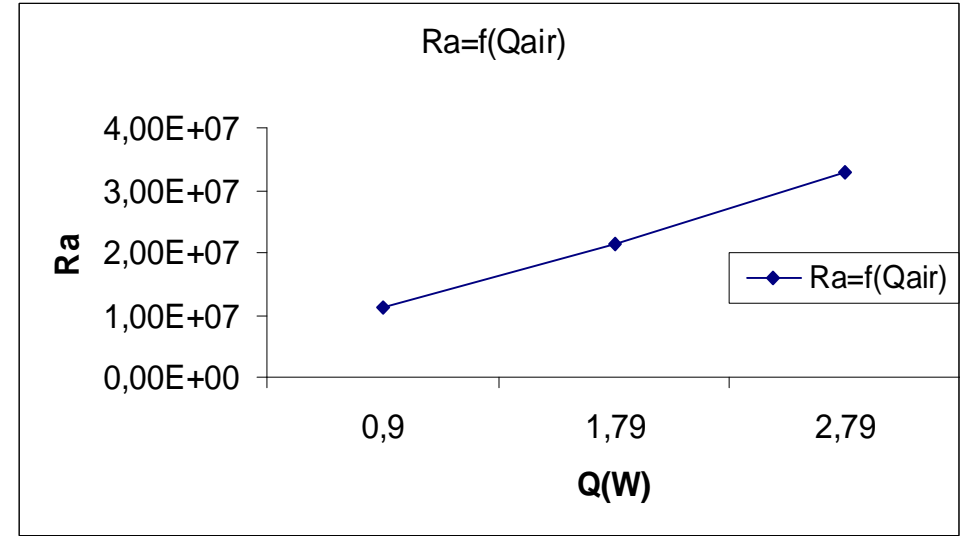
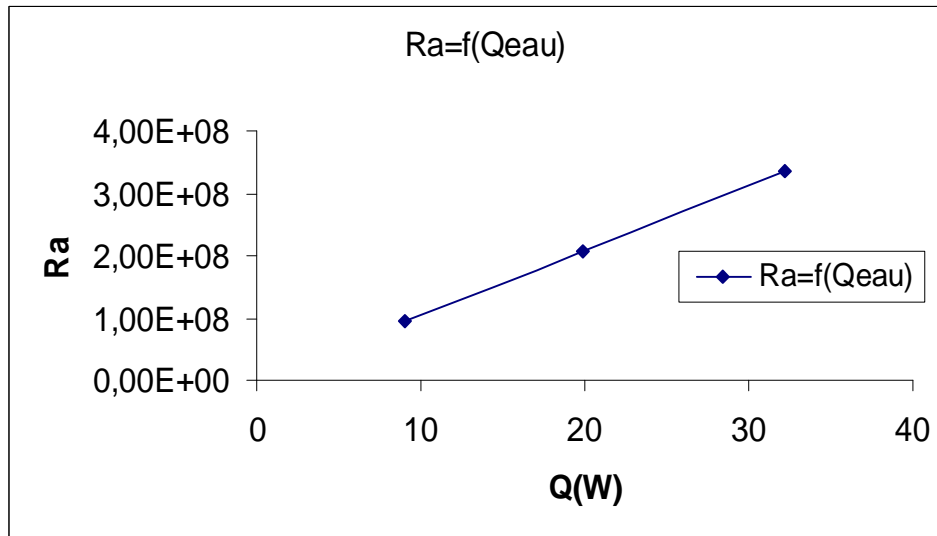


Figure III.25: Variation du nombre de Rayleigh en fonction de la puissance électrique Q

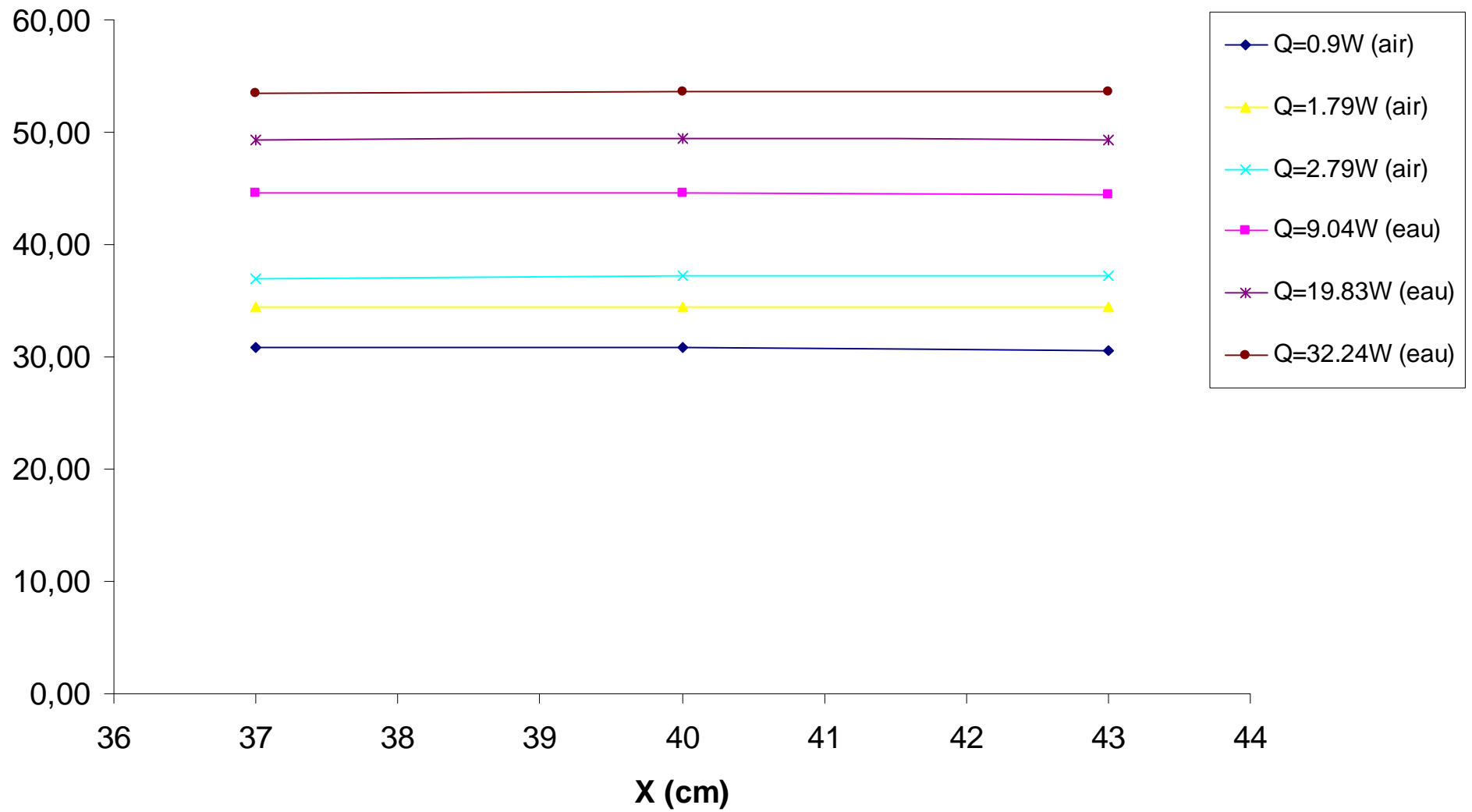


Figure III.26: Variation du nombre de Nusselt local en fonction de la distance x (cm)

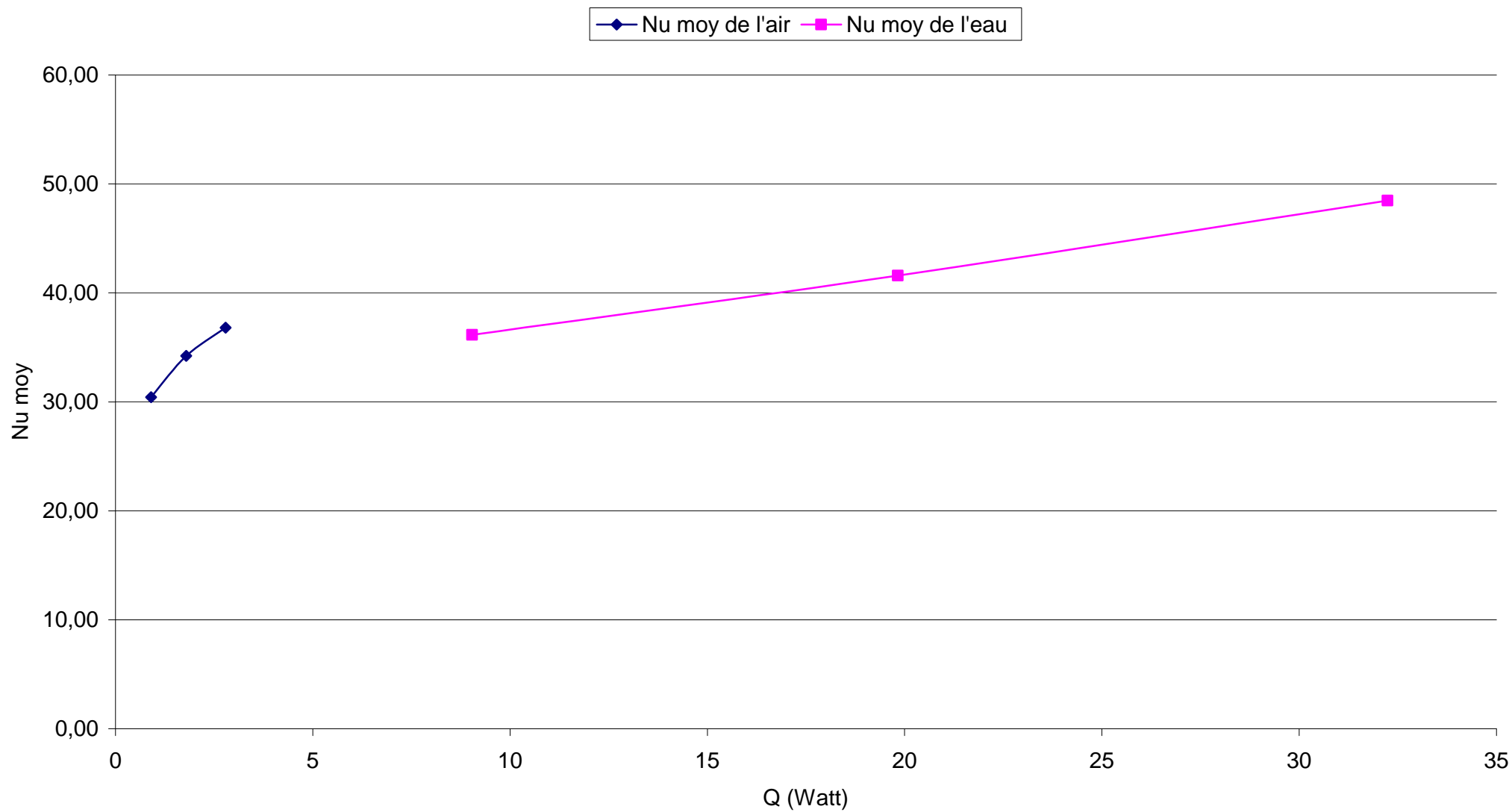


Figure III.27: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la puissance électrique Q
Sans bloc poreux

La figure III.26 montre la variation du nombre de Nusselt local en fonction de la position sur la source chaude, pour différentes valeurs de la puissance électrique fournie. On remarque que, dans tous les cas, le transfert local prend une valeur quasiment constante le long de la résistance. En outre, sa valeur augmente pour les deux fluides (l'air et l'eau), avec l'accroissement de la puissance électrique fournie.

Sur la figure III.27, c'est la variation du nombre de Nusselt moyen, qui est reportée. Ce dernier présente une évolution croissante avec l'augmentation de la puissance et la loi qui régit cette variation apparaît comme une fonction du nombre de Rayleigh sous la forme :

$$Nu = A.Ra^n \quad [39].$$

De ce fait, une tentative de proposition de corrélations, pour les deux fluides, l'air et l'eau, sans bloc poreux, est effectuée compte tenu des résultats établis. A l'aide d'un petit programme de calcul, les valeurs des constantes A et n qui satisfont la fonction $Nu = A.Ra^n$ pour les différentes valeurs du nombre de Rayleigh considérées et les nombre de Nusselt obtenus, sont :

$A = 0.55$, $n = 0.24$ dans le cas de l'air.

$A = 0.52$, $n = 0.23$ dans le cas de l'eau.

Ces valeurs ont été déterminées en admettant un écart type, par rapport aux valeurs introduites, de l'ordre de 4% et une longueur de référence basée sur le diamètre hydraulique de la conduite.

Soit : $Nu = 0.55 Ra^{0.24}$ dans le cas de l'air, avec Ra tel que : $1.63.10^7 < Ra < 4.81.10^7$

et $Nu = 0.52 Ra^{0.23}$ dans le cas de l'eau avec Ra tel que : $9.41.10^7 < Ra < 3.36.10^8$

Une comparaison peut-être effectuée avec les résultats obtenus par les auteurs de [39]. Ces derniers ont considéré la longueur caractéristique construite sur le rapport (aire de la plaque/périmètre). Ils obtiennent, de ce fait, la même relation : $Nu = A Ra^n$

Avec $A = 0.54$, $n = 0.25$ si Ra est tel que $2.10^4 < Ra < 8.10^6$ (régime laminaire)

et $A = 0.15$, $n = 0.33$ si Ra est tel que $2.10^6 < Ra < 8.10^{11}$ (régime turbulent)

Cette corrélation peut être comparée avec notre travail qui donne, en prenant la même longueur de référence que dans [39] (Section/ Périmètre de la résistance) :

$Nu = 0.55 Ra^{0.23}$ dans le cas le de l'air pour Ra tel que : $6.05.10^3 < Ra < 1.78.10^4$

$Nu = 0.44 Ra^{0.23}$ dans le cas le de l'eau pour Ra tel que : $3.49.10^4 < Ra < 1.24.10^5$

Ceci en admettant un écart type, par rapport aux valeurs introduites, de l'ordre de 5%.

Ce résultat présente une différence qui ne dépasse pas les 5% sur le coefficient A et 8% sur le coefficient n, entre l'étude présente et la référence [39].

III.4.2.2 Convection naturelle en présence des blocs poreux :

Les figures III.28 et III.29 représentent la variation de la température en fonction de la hauteur du canal pour différentes valeurs de Q sur le bloc poreux métallique, en amont (à 1mm et 2mm avant le bloc poreux), ainsi qu'au dessus de l'obstacle.

On observe que la température augmente à l'approche du bloc poreux jusqu'à atteindre sa valeur maximale. La cause est que le fluide transporte au cours de son périple, de la chaleur qui contribue de plus en plus à son échauffement en parcourant les pores.

Par ailleurs, il apparaît, pour les deux fluides considérés, que la puissance électrique fournie pour maintenir la même température sur la résistance, et plus importante en présence de bloc poreux, que celle du cas du canal lisse. En effet, en plaçant un bloc poreux, dont la matrice solide et, de surcroît, métallique, on intensifie les échanges, d'une part, par l'augmentation de la surface de contact avec le fluide et d'autre part, par un effet de conduction supplémentaire dû à la valeur plus élevée de la conductivité thermique de la matrice solide. L'accroissement du transfert de chaleur va donc se faire, en parallèle, par conduction et par convection. Ainsi la quantité de chaleur évacuée va être plus importante et, dans ce cas, la paroi sera mieux refroidie.

La figure III.30 décrit la variation du nombre de Nusselt local, le long de la source chaude, dans l'air et l'eau pour différentes valeurs de la puissance électrique fournie. Il apparaît clairement, en ce qui concerne l'air, que le transfert s'accroît progressivement à l'approche de la source chaude. Ce qui s'explique par l'importance de l'épaisseur de la couche limite dans ce cas. Par contre, dans l'eau, la couche limite est plus fine et le transfert décroît brusquement lorsqu'on s'éloigne de la source chaude. De ce fait, le transfert est négligé sur la face supérieure du bloc poreux avec les deux fluides.

Sur la figure III.31 nous avons représenté l'évolution de nombre de Nusselt global en fonction de la puissance électrique fournie, avec et sans blocs poreux, dans le cas de l'air et de l'eau. On remarque, tout d'abord, pour les deux fluides considérés, que le transfert s'accroît considérablement par l'insertion des blocs poreux. Ce qui permet, par conséquent,

un meilleur refroidissement de la paroi chaude, ou bien plus de puissance pour la maintenir à la même température, après l'insertion du bloc. On remarque aussi, que l'augmentation du transfert, après l'insertion du bloc poreux, est plus conséquente avec l'air qu'avec l'eau.

Une autre tentative de proposition de corrélations, pour les deux fluides considérés, en présence des obstacles poreux, est également entreprise. Le calcul du nombre de Nusselt est dans ce cas, basé sur le rapport du volume par la section du bloc poreux soit :

$$V/S=L_r=0.08 \text{ m}$$

De ce fait, si on admet le même type de formulation que pour le cas sans obstacles, à savoir :

$$Nu=A Ra^n$$

On obtient :

$A= 1.1$, $n=0,12$ dans le cas de l'air et l'eau en admettant un écart type, par rapport aux valeurs introduites, de l'ordre de 14%.

Soit : $Nu = 1.1 Ra^{0.12}$ pour les deux cas de l'air et l'eau

Enfin, une évaluation des erreurs de mesures commises sur la détermination de ces coefficients de transfert, respectivement, dans les cas sans blocs poreux et avec blocs poreux. Est donnée dans les tableaux III.6 et III.7 ci-dessous (formule II.09 à II.11).

Avec l'air			Avec l'eau		
Flux convectif échangé	Nusselt global		Flux électrique échangé	Nusselt global	
Q_{conv}	Nu	$\frac{\delta Nu}{Nu}$	Q_{conv}	Nu	$\frac{\delta Nu}{Nu}$
0.79	30.14	9.4 %	8.82	36.15	4.3 %
1.58	33.98	6.2 %	19.48	41.58	2.5 %
2.41	38.26	4.7 %	31.77	48.48	1.9 %

Tableaux III.6

Avec l'air			Avec l'eau		
Flux convectif échangé	Nusselt global		Flux électrique échangé	Nusselt global	
Q_{conv}	Nu	$\frac{\delta Nu}{Nu}$	Q_{conv}	Nu	$\frac{\delta Nu}{Nu}$
1.12	179.2	7.6 %	10.21	120.6	3.9%
2.06	216.2	5.4 %	21.54	145.9	2.5%
3.11	265.4	4.2 %	35.01	162.8	1.9%

Tableaux III.7

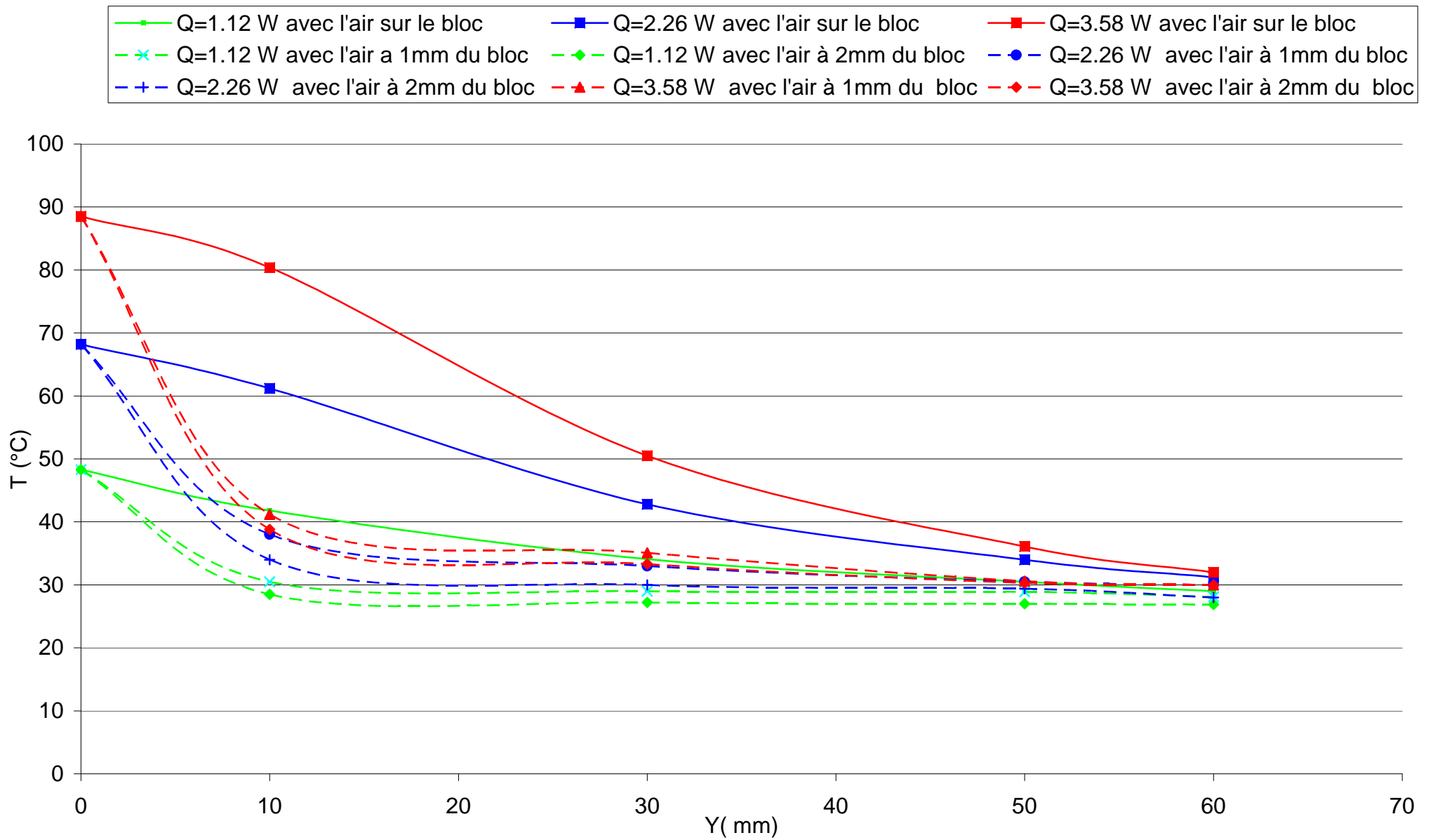


Figure III.28: Variation de la température en fonction de la position dans le canal pour différentes valeurs de Q (avec blocs poreux, cas de l'air)

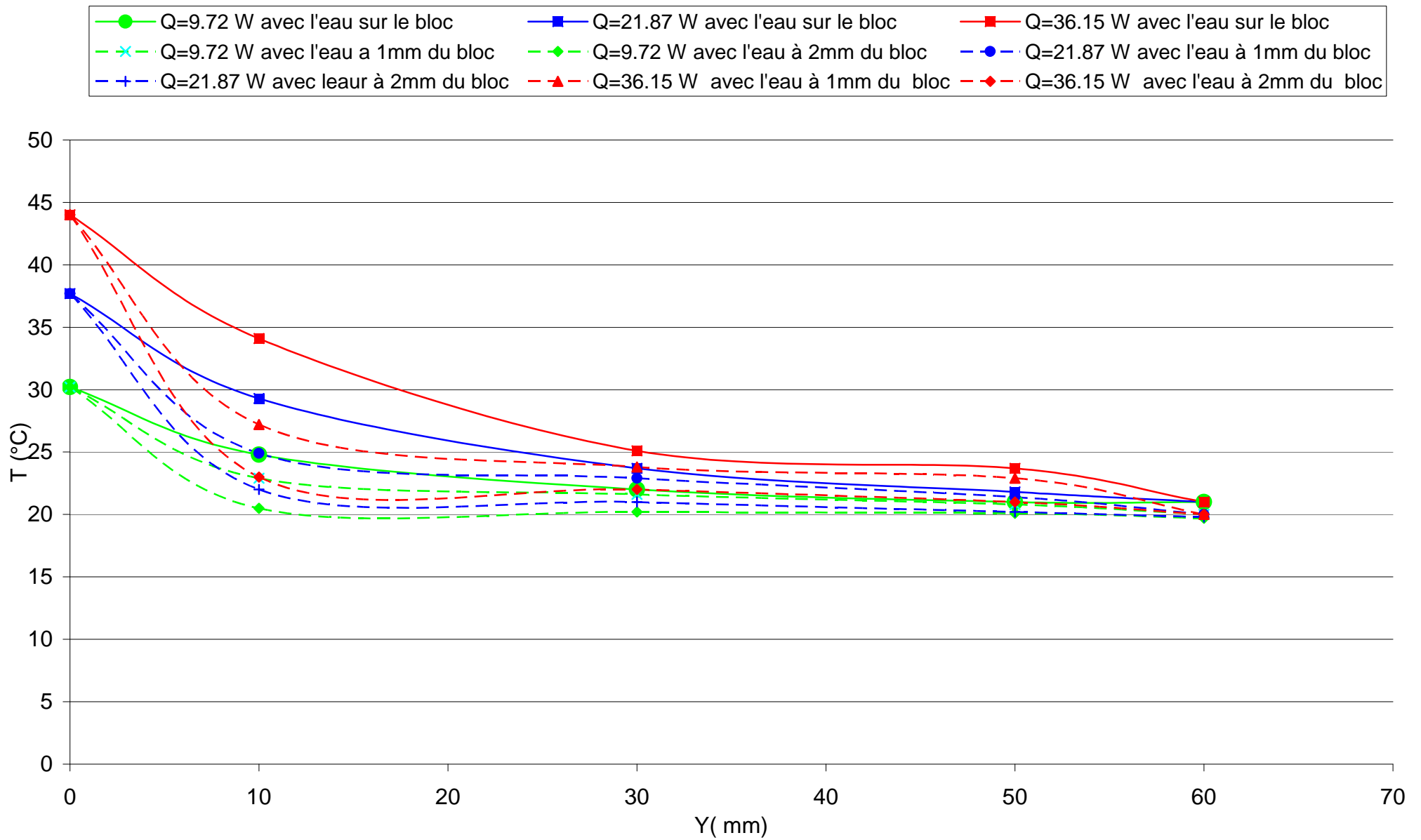


Figure III.29: Variation de la température en fonction de la position dans le canal pour différentes valeurs de Q (avec blocs poreux ; cas de l'eau)

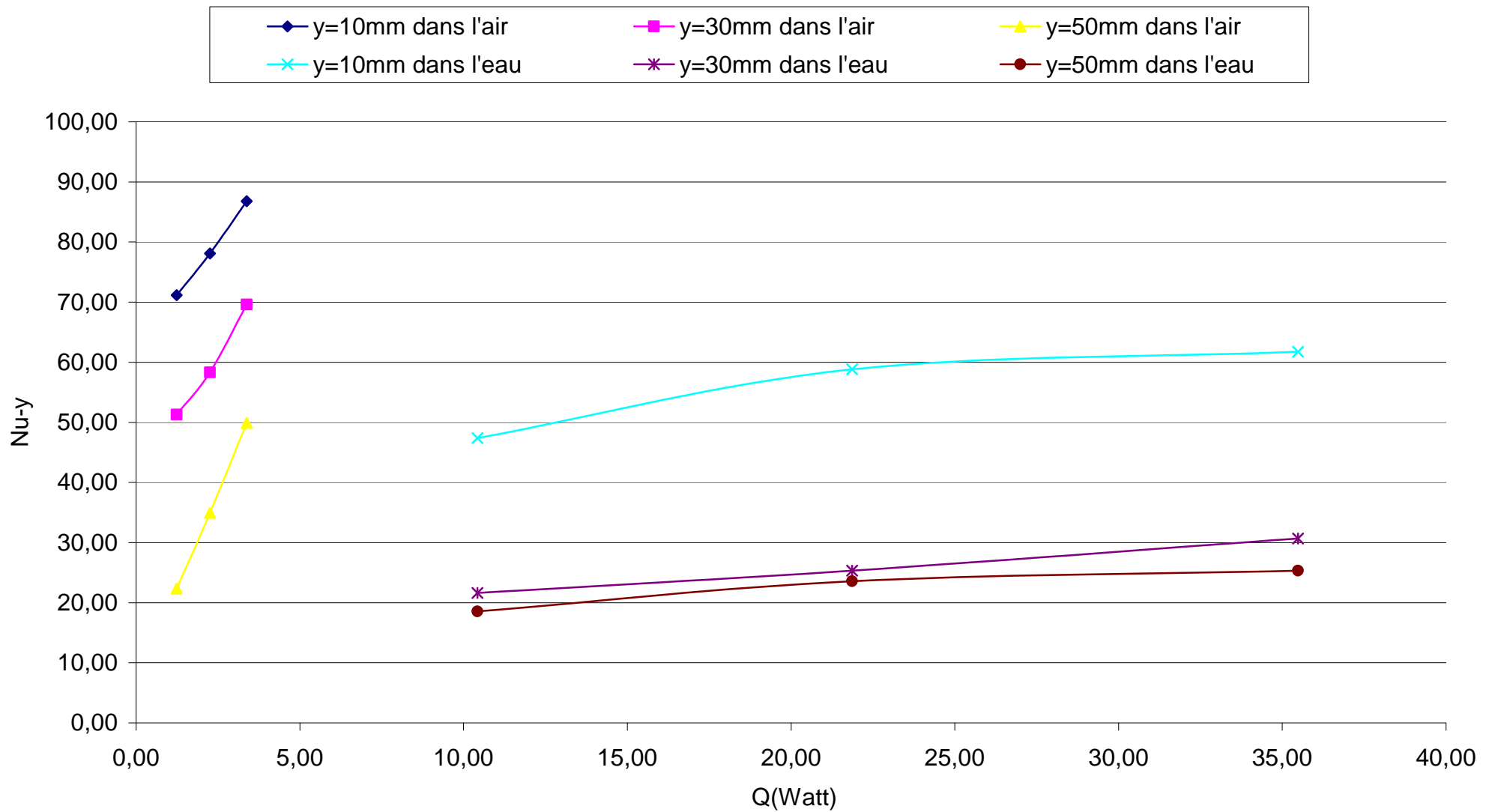


Figure III.30: Variation du nombre de Nusselt local en fonction de la puissance électrique pour différentes positions dans le canal

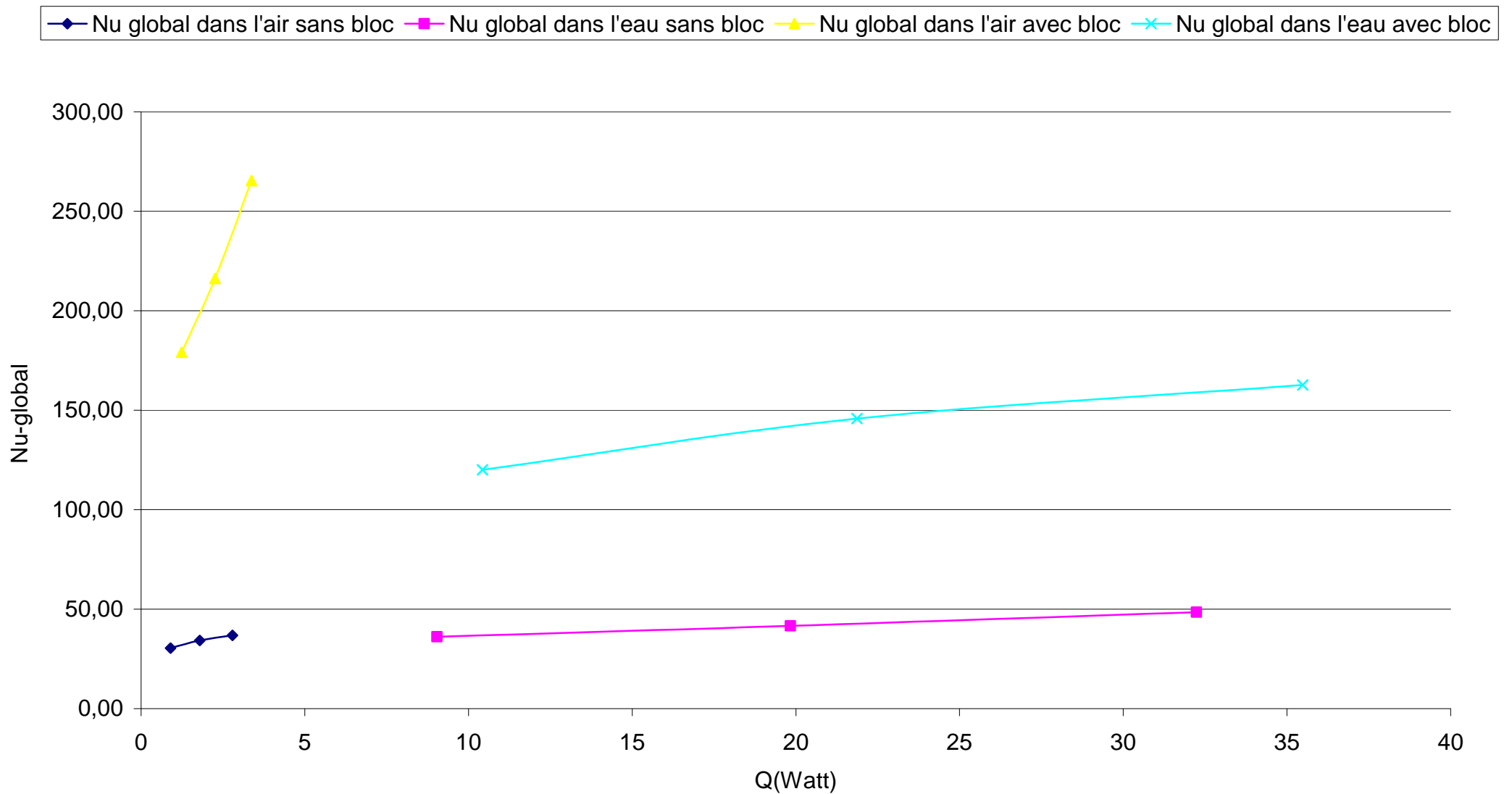


Figure III.31: Variation du nombre de Nusselt global en fonction de la puissance électrique Q pour l'air et l'eau

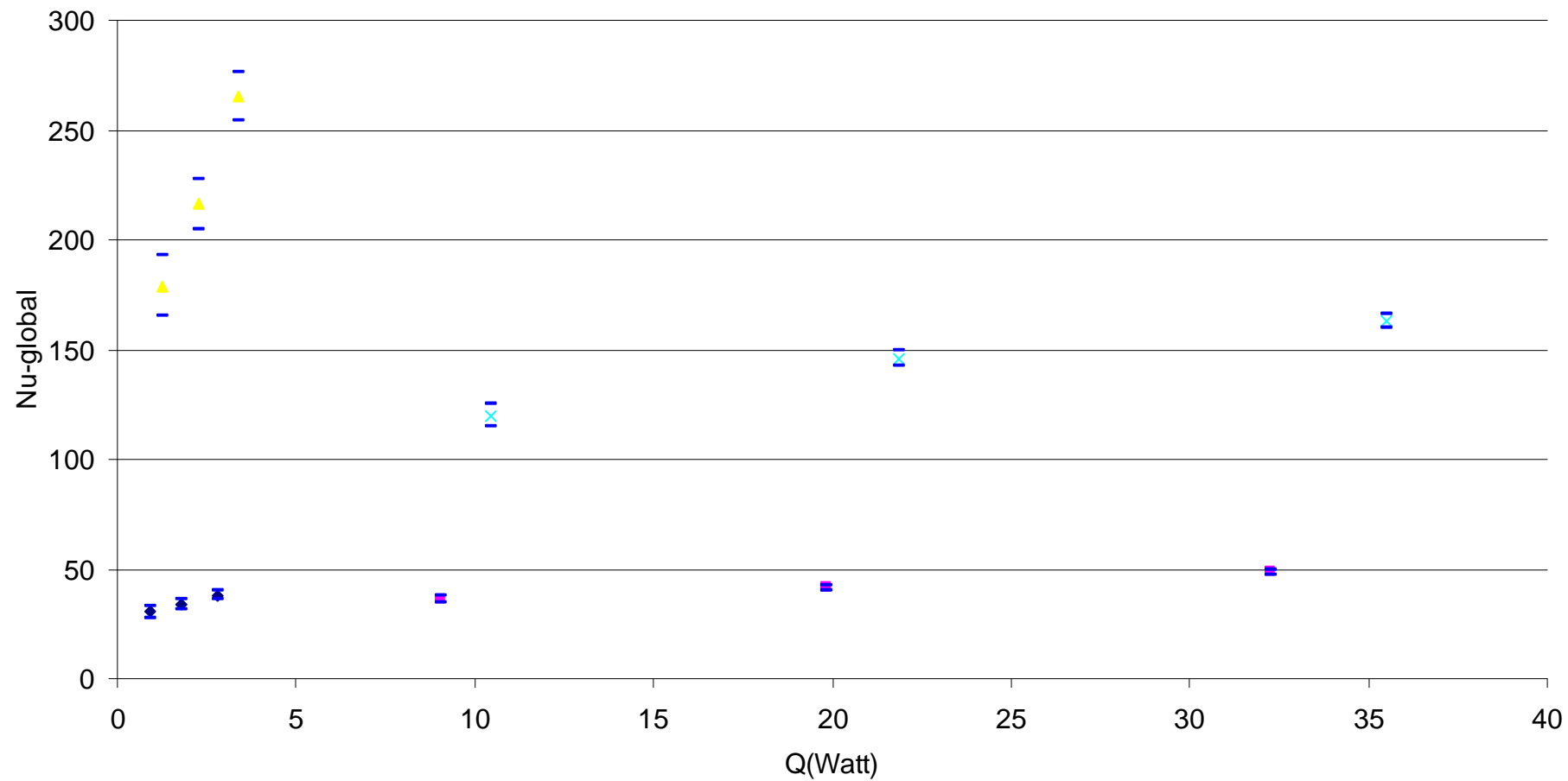


Figure III.32: Incertitude sur la détermination du nombre de Nusselt global en fonction de la puissance électrique Q pour l'air et l'eau

Conclusion :

L'étude expérimentale entreprise porte sur la caractérisation des champs dynamique et thermique d'une convection se produisant dans un canal plan éventuellement muni d'obstacles poreux.

Les investigations ont porté, d'une part, sur la détermination de la perméabilité des obstacles poreux insérés dans le canal plan, siège d'un écoulement d'eau, et, d'autre part, sur la quantification de l'effet de l'utilisation de ces obstacles pour l'amélioration du transfert thermique.

Les principaux résultats obtenus sont :

- Sur le plan dynamique, les profils de vitesses dans différentes sections du canal, muni des blocs poreux, ont été analysés à partir de relevés anémométriques, par la vélocimétrie Laser, pour plusieurs valeurs du débit, traduit en termes de nombre de Reynolds. Les différentes zones de recirculation ont été ainsi localisées, puis visualisées dans l'écoulement par l'injection d'un colorant.
- Sur le plan thermique, il a été procédé à l'étude de la convection thermique qui se produit consécutivement à l'introduction de sources de chaleurs discrètes sur la paroi inférieure du canal. L'analyse est effectuée pour deux fluides différents : l'eau et l'air. L'amélioration du processus d'échange thermique en présence des obstacles poreux est ainsi mise en évidence et l'augmentation du transfert s'avère plus efficace avec l'air qu'avec l'eau.
- Enfin, pour évaluer quantitativement et qualitativement le transfert, des corrélations ont été proposées, pour les diverses configurations considérées, et confrontées à certains résultats de la littérature.



Conclusion générale

Conclusion générale

Il est, actuellement, avéré que les milieux poreux prennent une place de plus en plus importante dans de nombreux phénomènes et processus industriels ou naturels. C'est ainsi que les constructeurs doivent développer des produits de plus en plus performants, notamment du point de vue de l'amélioration à la fois du rendement, de la fiabilité et de la sécurité, tout en limitant les coûts et les nuisances. De ce fait, de nombreuses recherches ont été menées ou sont encore en cours, dans le but de trouver une explication à certains phénomènes ou de proposer une optimisation pour divers procédés.

A cet effet, le développement puissant des moyens d'analyse, notamment l'outil informatique, a permis une avancée considérable dans les études théoriques. Malheureusement, des lacunes considérables subsistent encore sur le plan de l'exploration expérimentale et, de ce fait, de la confirmation de certaines déductions théoriques. Ainsi, même si l'exploitation des milieux poreux, notamment dans le domaine énergétique, date de plusieurs décennies, l'effort réservé au développement de l'expérimentation demeure insuffisant.

De ce fait, l'étude qui fait l'objet de ce mémoire a été développée afin de remédier très modestement, à cette carence et de contribuer, particulièrement, à l'étude des écoulements et des transferts de chaleur par convection dans les conduites munies d'obstacles poreux.

Le travail présenté porte donc, en un premier temps, sur un écoulement d'eau, en charge, dans un canal muni de blocs poreux. Le but, dans cette étape, est de décrire expérimentalement le champ dynamique, en déterminant notamment la perméabilité des obstacles poreux. La deuxième étape consiste en une étude du champ thermique consécutif à un chauffage local au niveau des blocs poreux, en considérant, pour cela, deux cas de fluides, en l'occurrence l'eau et l'air.

Les principaux résultats obtenus sont :

- **Sur le plan dynamique :**

Grâce à des mesures locales de la vitesse, à l'aide d'un anémomètre à laser (vélocimètre Laser, LDA), le champ dynamique a pu être décrit, permettant de suivre l'évolution de l'écoulement le long du canal. L'analyse des résultats obtenus a révélé que la perturbation de l'écoulement du fluide en présence des obstacles poreux, se manifeste, essentiellement, par l'apparition de plusieurs zones de recirculation entre les obstacles, et d'une zone de sillage en aval du dernier obstacle. Un procédé de visualisation de l'écoulement a permis, notamment, de donner, en temps réel, une vision globale de ces phénomènes tourbillonnaires, au voisinage des obstacles poreux.

L'effet du nombre de Reynolds a été étudié sur une gamme allant de 600 à 2900. Il apparaît, entre autres, que l'accroissement du nombre de Reynolds entraîne une augmentation de volume des zones de recirculation.

L'utilisation de blocs poreux occupant la largeur totale du canal, confère un caractère bidimensionnel à l'écoulement. Ce qui permet la quantification de la vitesse de filtration à travers les substrats poreux et, par la suite, avec la détermination de la chute de pression par l'utilisation des tubes piézométriques, de déduire la valeur expérimentale de la perméabilité. Cette dernière a été comparée à la valeur donnée par la corrélation théorique proposée par la littérature, et notamment par Ergun [ref.](#) La déviation constatée n'excède pas les 9%, ce qui semble un écart très acceptable, étant donné les conditions de travail et les erreurs systématiques ainsi que les incertitudes sur les mesures, qui existent forcément, comme c'est le cas dans tout travail expérimental.

- **Sur le plan thermique :**

Un problème s'est posé quant à la maîtrise des puissances fournies pour maintenir les surfaces inférieures des blocs à des températures fixes données, assez importantes pour que les variations de températures soient perceptibles, notamment dans l'eau en circulation. Il s'est avéré que ces conditions ne pouvaient être vérifiées avec les moyens utilisés. De ce fait, les différentes mesures et les résultats proposés sont relatifs au cas d'une convection naturelle, avec des fluides au repos.

Des mesures de températures, à l'aide de nombreux thermocouples placés en différents points du fluide (l'eau et l'air) et sur les parois, ont été effectuées. Il y a lieu de noter que la puissance à fournir pour le fonctionnement avec l'eau est au moins 10

fois plus grande que celle pour l'air, rien que pour assurer la même température sur la face externe de la paroi du canal.

Les relevés établis ont permis de constater que la température dans l'eau chute très rapidement pour atteindre sa valeur ambiante. En revanche, dans l'air, elle diminue progressivement le long de la hauteur du canal.

Il apparaît, également, que la puissance électrique à fournir pour maintenir la même température sur la résistance, en présence du bloc poreux métallique, est plus importante que celle pour le cas du canal lisse, ce qui laisse présager un meilleur refroidissement dans ce cas.

Par ailleurs, l'augmentation de transfert, après l'insertion du bloc poreux, est plus significative avec l'air qu'avec l'eau, pour le cas de convection naturelle étudié.

Enfin, pour les deux cas de fluides : l'eau et l'air, une tentative de proposition de corrélations pour la formulation des valeurs des transferts, est établie en termes de nombre de Nusselt, fonction du nombre de Rayleigh.

A cet effet, deux premiers choix de longueur de référence ont été, tout d'abord, considérés. Il s'agit du diamètre hydraulique du canal et du rapport surface/périmètre de la source, pour le canal sans obstacle et pour la comparaison avec la bibliographie. La concordance avec les résultats antérieurement établis semble plutôt satisfaisante (les écarts observés ne dépassent pas les 8%)

La troisième longueur de référence considérée est celle relative à la description de la convection en présence des blocs poreux. La corrélation proposée est construite, dans ce cas, sur le rapport volume/surface de l'obstacle.

Enfin, le présent travail fait appel, en perspective, à de nombreuses études complémentaires telles que :

- L'étude du cas du transfert thermique en convection naturelle et forcée dans l'eau, avec l'utilisation et la maîtrise de puissances de chauffage plus élevées.
- L'utilisation de différentes géométries pour les blocs poreux, afin de dégager celle qui permet d'optimiser, à la fois les échanges et les pertes de charge.
- La considération d'autres métaux dans la construction des obstacles poreux, pour dégager le métal le plus performant.

Calcul de la porosité :

La porosité est donnée par la relation suivante :

$$\varepsilon = \frac{V_p}{V_T} = \frac{V_T - V_s}{V_T}$$

Avec :

V_T : Volume total du milieu

V_s : Volume des billes

$$V_s = N \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3$$

Où N : nombre de bille

r : rayon de bille

Les mesures effectuées donnent :

$$N = 5 \times 5 \times 6 = 150$$

$$V_s = 150 \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R^3 = 4,69 \cdot 10^{-5}$$

$$V_T = 40 \times 40 \times 60 = 9,6 \cdot 10^{-5}$$

Après calcul, on trouve que :

$$\varepsilon = 0.5$$

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [01] [http:// wikipedia.org](http://wikipedia.org)
- [02] **Dullien** , « Porous media : fluid transport and pore structure », *Academic*, 1979.
- [03] **D.A. Nield** et **A. Bejan** «Convection in porous media» 3rd Edition, *Springer-Verlag*,
- [04] **E. Scheidegger** «The physics of flow through porous media» 3rd Edition, *University of Toronto press*, (1974)
- [05] **P. C. Carman** et **J. Kozeny** «The determination of the specific surface Area of power» *Int. J. soo. Them, Ind, vol.57, pp.255-235*, (1937)
- [06] **S. Ergun** «Fluid flow through packed column» *Chem. Eng , Prog, vol.48, pp.89-94*, (1952).
- [07] **W. Robsenow** and **J. P. Harnett** «Hand book of heat transfer», *Mc Graw Hill, New york*, (1973)
- [08] **R. Fand** et al. «Natural convection heat transfer from a horizontal cylinder embedded in a porous media» *Int. J. Heat Mass transfer, vol, 29, pp119-133*, (1986)
- [09] **R. M. Fand**, and **B. Y. K. Kim** «Plan, Fluids Eng» *Vol 109, pp. 268-74*, (1989)
- [10] **T. S. Lundgren** «Slow flow through stationary random beds and suspension of spheres» *J. Fluids Mechanics, vol.51, pp.273-299*, (1972)
- [11] **H. Darcy** «Les fontaines publiques de la ville de Dijon» *Dalmot, Paris* (1856)
- [12] **H. C. Brinkman** «A calculation of viscous forces exerted by a fluid on a dense swarm of particles » *APP. Sc, Res , Al Che, pp.27-34*, (1974)
- [13] **M. Kaviany**, «Principles of heat transfer in porous media», *Mechanical Engineering Series» Springer Verlag*, 1995.
- [14] **D. A. Nield**, **A. Bejan**, « Convection in porous media» *Springer Verlag*, 2006.
- [15] **W.H. Mc Adams** «transmission de la chaleur» *Edition. Dunod, 2nd édition, pp.799* (1961).
- [16] **A. Dybbs** and **R.V.Edwards** «A New look at porous media mechanics, Darcy to turbulent». *Int. J. Bear and Y .Corapcioglu. “Fundamentals of transport phenomena in porous media”*, *Martinus Nijhoff Publisher, pp 199-256*, (1984)
- [17] **K. Vafai** and **R. N. Christensen**, «Analysis of heat transfer and fluid flow through a spirally fluted tube using a porous substrate approach ». *Journal of heat transfer, vol.116*

- [18] **R. Comolet, 1963**, «mécanique expérimentale des fluides ». *Tomme II et III, Masson édition, Paris*
- [19] **Prasad and Tuntomo** «Inertia effects on natural convection in a vertical porous cavity», *Num. Heat transfer, vol, 11, pp. 295- 320 (1987).*
- [20] **Sath and T.W. Tong**, «Measurement of naturel convection in partially porous rectangular enclosures of aspect ratio 5. » *Int. comm.. Heat Mass Transfer, Vol, 15 pp. 203-212 (1988)*
- [21] **Murray, B.T. and Chen. C.F** « Double-Diffusive Convection in a Porous Medium » *J. Fluid Mechanics ,201,147–166 (1989).*
- [22] **M. Afrid and Zebib.** «Three dimensional laminar and turbulent natural convection cooling of heated blocks» *Numerical heat transfer, part A, vol.19 pp.405-424, (1991).*
- [23] **Rosenberg, N. D. and Spera, F. J.** « Thermohaline Convection in a Porous Medium Heated from Below », *Int, J. Heat and Mass Transfer, 35, 1261-1272, (1992).*
- [24] **P. C. Huang and K. Vafai**, «Analysis of forced convection enhancement in a channel using porous blocks» *Journal of thermo-physics and heat transfer, vol.8, N°3, pp.563-573, (1994)*
- [25] **A. Hadim**, «Forced convection in a porous channel with localised heat sources», *J.Heat Transfer, 118, 465- 472, (1994).*
- [26] **H. J. Sung, S. Y. Kim and J. M. Hyun**, «Forced convection from an isolated heat source in a channel with porous medium», *Int J. Heat and fluid flow, 16 (1995), pp 527-535. (1995).*
- [27] **W. S. Fu, H. C. Huang and W. Y. Liou**, «Thermal enhancement in laminar channel flow with a porous block », *Int. J .Heat Mass Transfer,39 (1996),N°10,2165-175*
- [28] **S. Chikh. A. Boumedién, K. Bouhadef and G. Lauriat**, « Analysis of fluid flow and heat transfer in a channel with intermittent heated porous blocks », *Heat Mass Transfer, 33 (1997), 408-413*
- [29] **S. Chikh. A. Boumedién, K. Bouhadef and G. Lauriat**, «Heat Thermal Transfer Enhancement in a Channel Flow by Intermittent Porous Blocks», *2^{eme} Congrès Marocain de Mécanique, Tétouan, Maroc, 1997*

- [30] **Y. Ould-Amer, S. Chikh, K. Bouhadeff and G. Lauriat**, «Forced convection cooling enhancement by use of porous materials » *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 19, pp.371-378, (1998)
- [31] **Mamou M., Vasseur P. and Bilgen** «A Galerkin Finite-Element Study of the Onset of Double-Diffusive Convection in an Inclined Porous Enclosure», *Int. J. Heat Mass Transfer* ,41, 1513–1529. (1998)
- [32] **I. Sezai and Mohamad**, «Three -Dimensional Double-Diffusive Convection in a Porous Cubic Enclosure due to Opposing Gradients of Temperature and Concentration», *J. Fluid Mech.*, 400, 333–353. (1999).
- [33] **Mamou M. and Vasseur P.** «Thermosolutal Bifurcation Phenomena in a Porous Enclosure Subject to Vertical Temperature and Concentration Gradients», *J. Fluid Mechanics*, 395, 61–87, (1999).
- [34] **Younsi, A. Harkati et D. Kalache**, «Numerical simulation of double diffusive natural convection in a porous cavity: opposing flow » *Arabian J. for Sc. And Eng . Vol*, 26, pp 145-155,(2002)
- [35] **Kang-Hoon Ko, N. K anand**, «Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel», *Journal of Heat Transfer*, (2003).
- [36] **M. Bakkas, M. Hasnaoui & A. Amahmid**, «Convection naturelle dans un canal horizontal muni de blocs chauffants à l'aide d'un flux de chaleur uniforme» *Int. Comm, 12èmes Journées Internationales de Thermique.. Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre 2005*, pp. 399-402 (2005)
- [37] **K. Hadjadj**, «Analyse expérimentale du transfert de chaleur par convection dans un canal muni de blocs poreux » *Mémoire de magister, FGMGP, USTHB*, (2006)
- [38] **A. Benkhelifa, C. Fuentes, J.-L. Tuhault et F. Penot**, «Convection naturelle à grand nombre de Rayleigh dans une couche horizontale de fluide, approche expérimentale». *13èmes Journées Internationales de Thermique, publié dans "JITH 2007, Albi, France* (2007)
- [39] **A. M. Bianchi, Y. Fautrelle, J. Etay**, «Transferts Thermiques » ,2004 1^{er} édition, presses polytechniques et universitaires romandes, CH – 1015 Lausanne. pp-204-205