

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SIENTIFIQUE

Université Mouloud MAMMERI de Tizi-Ouzou
Faculté de génie de la construction
Département de génie mécanique



Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme

De Master académique en génie mécanique

Option Energétique

THEME

Etude de l'effet d'insertion d'une mousse métallique sur les échanges convectifs dans un canal plan

Proposé et dirigé par :

Mr: A. ABDEDOU

Présenté par :

M^{elle}: Rabiha KAB

Promotion 2013

Remerciement

Avant tout, je remercie le Dieu, le tout puissant de m'avoir donné le courage, la volonte et surtout la santé durant toutes ces années d'études.

Je tiens à remercier mes chers parents qui m'ont aidés et soutenus durant toute mon existence.

*Mes vifs remerciements et gratitudes s'adressent à mon encadreur **Mr ABDEDOU Azzedine**, d'avoir accepté cet encadrement, et de m'avoir guidé et aidé tout le long de ce travail, sans lui le travail ne sera pas terminé dans les délais, merci infiniment.*

Nos remerciements s'adressent aussi au président et aux membres de jury, qui ont acceptés d'examiner ce travail.

Je tiens à exprimer mes remerciement aux enseignants de la faculté de Génie de la construction et en particulier du département Génie mécanique pour leurs soutient durant tout mon cursus.

Enfin, mes remerciement vont également à tous ceux et celles qui ont participé à la réalisation de ce travail.

Merci bien.

Dédicaces

Je Dédie ce travail à mes chers parents qui m'ont accordé leur confiance et m'ont encouragés durant toute ma vie, c'est grâce à eux que je suis arrivée là où je suis.

A :

Mes frères et beaux-frères : Kamel, Nacer, Karim, Ali, Hakim et Ghano.

Mes sœurs et ma belle-sœur : Fatma, Nassima, Samia, Sylia et Karima.

Mes nièces et neveux : Ghiles, Wassim, Islem, Anya et Léliane.

Et à tous mes ami(e)s.

Avant-propos

Dans ce mémoire, une étude sur l'effet d'insertion d'une mousse métallique sur les échanges convectifs dans un canal plan en régime laminaire et en convection forcée est effectuée. Pour cela une géométrie de deux dimension ($L \times H$) a été considérée avec les conditions aux limites appropriées $T_p=333K$, $T_0=298$, U_0 dépend du nombre de Reynolds variant entre 50 et 1500. Un rapport des conductivités thermiques R_K prend des valeurs comprises entre 1 et 100, le nombre de Darcy prend des valeurs $10^{-6} \leq Da \leq 1$, les différentes densités de pore (PPI) ont été considérés. Le modèle de Darcy-Brinkman et de Navier-Stokes ont été utilisé pour modeler le transfert thermique et le champ d'écoulement. Un code de calcul Fluent est utilisé afin de résoudre les équations aux dérivées partielles. Les résultats obtenus montrent que l'insertion d'une mousse métallique conduit au changement du profil de la vitesse d'une forme parabolique vers une forme plate, le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds ainsi que l'augmentation du rapport des conductivités thermiques entraîne une augmentation du transfert thermique. L'insertion d'une mousse métallique à faible perméabilité entraîne une augmentation du transfert thermique et le nombre de Nusselt varie proportionnellement avec la densité de pore (nombre de PPI).

Sommaire

Remerciement	i
Dédicaces	ii
sommaire	v
Liste des figures	x
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction Générale	1

Chapitre I Généralités sur les milieux poreux

I.1. Introduction	2
I.2.définition et propriétés des milieux poreux	2
I.2.1. Définition	2
I.2.2. Classification	3
I.2.3. Volume élémentaire représentatif	5
I.2.4. Les mousses métalliques	6
I.2.4.1. Définitions	6
I.2.4.2. Types de mousses métalliques	6
I.2.5. Grandeurs caractéristiques	8
I.2.5.1. Porosité	9
I.2.5.2. Perméabilité	10
I.2.5.3. Tortuosité	12
I.2.5.4. Compacité	12
I.2.5.5. Surface spécifique	13
I.2.5.6. Viscosité dynamique effective	14
I.2.5.7. conductivité thermique effective	14
I.2.6. Structure de la mousse métallique	15
I.2.7. Grades des mousses métalliques	15
I.2.8. Procédés de fabrication	19
I.2.9. Domaine d'application	20
I.2.10. Avantages et inconvénients	23

I.3. Différents modèles d'écoulement dans les milieux poreux	24
I.3.1. Modèle de Darcy	24
I.3.2. Modèle de Darcy-Brinkman	25
I.3.3. Modèle de Darcy-Forchheimer	24
I.3.4. Modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer (modèle général)	26
I.4. Recherche bibliographique	26
I.5. Conclusion	

Chapitre II

Modélisation Mathématique

II.1. Introduction	31
II.2. Géométrie du problème	31
II.3. Hypothèses simplificatrices pour le champ dynamique	31
II.4. Equations gouvernantes	32
II.4.1. Equation de continuité	33
II.4.2. Equation de quantité de mouvement	33
• Cas d'un canal sans mousse métallique	33
• Cas d'un canal rempli de mousse métallique	33
II.4.3. Hypothèses pour le champ thermique	34
II.4.4. Equation de l'énergie	35
• Cas d'un milieu fluide	35
• Cas d'un milieu poreux	35
II.5. Conditions aux limites	36
II.6. Mise sous forme adimensionnelle	36
II.6.1. Equation de continuité	37
II.6.2. Equation de mouvement	37
• Cas d'un canal sans mousse métallique	37
• Cas d'un canal avec mousse métallique	37
II.6.3. Equation de l'énergie	37
• Cas d'un canal sans mousse métallique	38
• Cas d'un milieu rempli de mousse métallique	38
II.7. Conditions aux limites adimensionnelles	38
II.8. Coefficient de transfert	39
(Nombre de Nusselt)	

Chapitre III**Modélisation Numérique**

III.1. Introduction	41
III.2. Les différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique par Fluent	41
III.3. Présentation de Gambit et Fluent	42
III.3.1. Gambit	42
III.3.2. Fluent	49
III.4. Convection forcée	53
III.4.1. Position du problème	53
III.4.2. Création de la géométrie sous Gambit	54
III.4.3. La résolution sous Fluent	55
III.5. Conclusion	58

Chapitre IV**Résultats et Interprétations**

IV.1. Introduction	59
IV.2. Etude de la sensibilité des résultats au maillage	59
IV.3. Discussion des résultats	64
IV.3.1. Profils de vitesse	64
IV.3.2. Profils de température	67
IV.3.3. Nombre de Nusselt	70
Conclusion	75

Références bibliographiques

Liste des figures

Figure I.1	Représentation d'un milieu poreux naturel	2
Figure I.2	Microphotographie des milieux poreux	3
Figure I.3	Milieu poreux non consolidé	4
Figure I.4	Milieu poreux consolidé	4
Figure I.5	Représentation schématique de V.E.R	5
Figure I.6	Diagramme schématique d'un système et d'un V.E.R (Kim et al, 2002)	5
Figure I.7	paramètres caractérisant une mousse métallique	6
Figure I.8	Gauche : mousse à cellules ouvertes dont la phase solide est un alliage composé de nickel et de chrome. Droite : échantillon de mousse usinée pour une application spécifique	7
Figure I.9	Mousses métallique de type structure ouverte (a), ou fermée (b)	8
Figure I.10	schéma explicatif de la notion de tortuosité	12
Figure I.11	Structure d'une mousse métallique	15
Figure I.12	Images de mousses pour différents PPI	16
Figure I.13	procédé de fabrication de mousses par voie gazeuse	19
Figure I.14	procédé de fabrication de mousses par voie liquide	20
Figure I.15	procédé de fabrication de mousses par voie solide	20
Figure I.16	Mousse en Titane	23
Figure I.17	Mousse d'aluminium	23
Figure I.18	Mousse en Haynes 25	23
Figure I.19	Mousse de cuivre	23
Figure II.1	Représentation du canal sans mousse métallique	32
Figure II.2	Représentation du canal avec mousse métallique	32
Figure III.1	Vue globale de l'interface de Gambit	42

Figure III.2	Fenêtre d'outils d'opération	42
Figure III.3	Menu création des différents éléments de la géométrie	43
Figure III.4	menu ligne	44
Figure III.5	Menu face	44
Figure III.6	Menu volume	45
Figure III.7	Fenêtre du maillage	46
Figure III.8	Maillage d'une face ou un volume	46
Figure III.9	Condition aux limites	47
Figure III.10	Boutons d'outils	48
Figure III.11	Fenêtre de contrôle globale	48
Figure III.12	Enregistrement du fichier	49
Figure III.13	Exportation du maillage	49
Figure III.14	Types de résolution sur Fluent	50
Figure III.15	Interface du code Fluent	50
Figure III.16	Vérification du maillage	51
Figure III.17	Vérification des unités	51
Figure III.18	Choix du solver sous fluent	52
Figure III.19	Vue sur le menu Monitors (residual)	52
Figure III.20	Lancement des calculs par Iterate	53
Figure III.21	Canal plan	53
Figure III.22	Le domaine de contrôle	54
Figure III.23	Maillage et conditions aux limites	54
Figure III.24	Définition du matériel utilisé	55
Figure III.25	Définition des conditions aux limites	56
Figure III.26	Définition du milieu poreux	57
Figure III.27	Déclaration de ligne	58
Figure IV.1	Le profil de nombre de Nusselt local le long du canal pour différents maillages (Re=1000)	60
Figure IV.2	Le profil de la vitesse longitudinale au milieu du canal pour différents maillages (Re=1000)	61
Figure IV.3	Le profil de la vitesse transversale au milieu du canal pour différents maillages (Re=1000)	61

Figure IV.4	Le profil de nombre de Nusselt le long du canal pour différents maillages ($Re=1000$, $Da=10^{-1}$)	62
Figure IV.5	Le profil de la vitesse longitudinale au milieu du canal pour différents maillages ($Re=1000$, $Da=10^{-1}$)	62
Figure IV.6	Le profil de la vitesse transversale au milieu du canal pour différents maillages ($Re=1000$, $Da=10^{-1}$)	63
Figure IV.7	Profil de la vitesse longitudinale le long du canal pour $Re=50$	64
Figure IV.8	Profil de la vitesse longitudinale le long du canal pour $Re=100$	65
Figure IV.9	Profil de la vitesse longitudinale à quelques positions axiales pour $Re=700$	65
Figure IV.10	Profil de la vitesse longitudinale le long du canal pour $Re=1000$	66
Figure IV.11	Profil de la vitesse longitudinale le long du canal pour $Re=1500$	66
Figure IV.12	Effet du nombre de Darcy sur le profil de la vitesse pour $Re=500$	67
Figure IV.13	Effet du nombre de Darcy sur le profil de la vitesse pour $Re=1000$	67
Figure IV.14	Profil de la température le long du canal pour $Re=700$	68
Figure IV.15	Profil de la température le long du canal pour $Re=1000$	68
Figure IV.16	Profil de la température pour différentes positions axiales pour $Re=1000$	69
Figure IV.17	Variation du profil de la température en fonction de la distance transversale pour différentes valeurs du nombre de Darcy et $Re=1000$	69
Figure IV.18	Variation du profil de la température pour différentes valeurs du rapport des conductivités thermiques	70
Figure IV.19	Variation du nombre de Nusselt local le long du canal pour différentes valeurs du nombre de Reynolds	71

Figure IV.20	Profil du nombre de Nusselt local le long du canal pour différentes valeurs du nombre de Darcy	71
Figure IV.21	Variation du nombre de Nusselt local le long du canal pour différentes valeurs du rapport des conductivités thermiques	72
Figure IV.22	Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Darcy pour $Re=1000$	73
Figure IV.23	Effet du nombre de PPI sur le nombre de Nusselt moyen	74

Liste des tableaux

Tableau.I.1	Porosité de quelques matériaux.	10
Tableau.I.2	Perméabilité de quelques matériaux.	12
Tableau.I.3	Valeurs de la porosité, perméabilité et surface spécifique de quelques matériaux.	14
Tableau.I.4	Différentes corrélations décrivant l'écoulement dans les mousses métalliques.	17
Tableau.I.5	Différentes corrélations donnant les relations des paramètres thermophysiques des mousses métalliques.	19
Tableau.I.5	Avantages et inconvénients des mousses métalliques à base de Nickel.	21
<i>Tableau IV.1</i>	<i>Effet du maillage sur les caractéristiques thermiques de l'écoulement</i>	60
<i>Tableau IV.2</i>	<i>Effet du maillage sur les caractéristiques thermiques de l'écoulement</i>	63

Nomenclature

\vec{V}	Vecteur vitesse	$[m.s^{-1}]$
\vec{g}	Vecteur accélération de la pesanteur	$[m.s^{-2}]$
e	Indice du vide	
\square	porosité	
μ	Viscosité dynamique du fluide	$[Kg.m^{-1}.s^{-1}]$
Q	Débit du fluide traversant le milieu poreux	$[m^3.s^{-1}]$
Tu	Tortuosité	
l	Longueur du canal	$[m]$
\emptyset	compacité	
S_p	Surface spécifique	$[m^{-1}]$
k	perméabilité	$[m^2]$
K	Conductivité thermique	$[W.m^{-1}K^{-1}]$
d_p	Diamètre du pore	$[m]$
d_f	Diamètre de fibre	$[m]$
ν_f	Viscosité cinématique du fluide	$[m^2.s^{-1}]$
h	Coefficient d'échange convectif	$[W.m^{-2}K^{-1}]$
ρ	Masse volumique	$[Kg.m^{-3}]$
S	Surface d'échange	$[m^2]$
H	Hauteur du canal	$[m]$
U_0	Vitesse de référence	$[m.s^{-1}]$
T_0	Température de référence	$[K]$
T_p	Température de la paroi	$[K]$
u	Composante de la vitesse suivant la direction longitudinale	$[m.s^{-1}]$
v	Composante de la vitesse suivant la direction transversale	$[m.s^{-1}]$
T_m	Température moyenne du mélange	$[K]$
P	Pression	$[Pa]$
C_p	Chaleur spécifique	$[J.m^{-1}K^{-1}]$
T	Température dimensionnelle	$[K]$
K_m	Conductivité thermique effective	$[W.m^{-1}K^{-1}]$
K_f	Conductivité thermique du fluide	$[W.m^{-1}K^{-1}]$

K_s	Conductivité thermique du solide	$[W. m^{-1}K^{-1}]$
K_{eff}	Conductivité thermique effective	$[W. m^{-1}K^{-1}]$
μ_{eff}	Viscosité dynamique effective	$[Kg.m^{-1}.s^{-1}]$
α	Diffusivité thermique	$[m^2.s^{-1}]$
q	Densité de flux de chaleur	$[W.m^{-2}]$
q_c	Flux de chaleur chaud	$[W]$
R_K	Rapport des conductivités thermiques	
ΔX	Longueur adimensionnelle suivant la direction X	
ΔY	Longueur adimensionnelle suivant la direction Y	
L	Longueur adimensionnelle	
U	Vitesse longitudinale adimensionnelle	
V	Vitesse transversale adimensionnelle	
P	Pression adimensionnelle	
θ	Température adimensionnelle	

Nombres adimensionnels

Pr	Nombre de Prandtl
Da	Nombre de Darcy
Nu	Nombre de Nusselt local
\overline{Nu}	Nombre de Nusselt moyen
Re	Nombre de Reynolds

Indices

c	chaud
f	fluide
m	moyenne
s	solide

INTRODUCTION GENERALE

L'étude de la convection forcée dans les milieux poreux et particulièrement les mousses métalliques est développée de façon remarquable ces dernières années grâce aux diverses applications technologiques qu'offrent ces matériaux. Ils sont associés au développement de nouveaux appareils à la pointe de la technologie et qui répondent aux exigences de plus en plus rigoureuses du point de vue performances thermiques et mécaniques.

Beaucoup de travaux concernant les procédés de fabrication ainsi que les propriétés mécaniques des matériaux cellulaires naturels ou artificiels tels que les mousses métalliques qui sont connus depuis les années cinquante ont été effectués, plusieurs études expérimentales ont montré que l'adjonction d'une mousse métallique dans un canal où circule un fluide en convection forcée, augmente de manière significative les transferts de chaleur à la paroi.

Ce travail se veut une contribution à l'étude de la convection forcée en régime laminaire et permanent dans un canal en présence et en absence d'une mousse métallique, qui a comme objectif d'étudier l'influence des différents paramètres dynamiques et thermophysiques de la mousse métallique sur l'écoulement du fluide. Il s'inscrit aussi dans une vision de complémentarité d'un travail déjà effectué, dans le cadre d'un projet de fin d'étude, sur la convection forcée dans les milieux poreux, de façon plus générale, moyennant un code de calcul spécialement élaboré.

Dans le premier chapitre, nous aborderons des généralités et quelques définitions sur les milieux poreux. Nous décrivons les mousses métalliques, leurs procédés de fabrication et leurs domaines d'utilisation.

Dans le deuxième chapitre, après présentation du problème et placement des hypothèses simplificatrices, une description des équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et des équations de conservation de l'énergie, sous leurs formes dimensionnelle et adimensionnelle, sera présentée.

Le troisième chapitre est consacré à une présentation du logiciel Fluent, avec lequel les équations gouvernantes seront engagées. Un aperçu des étapes suivies, paramètres et application appliquées sera fait.

Le quatrième et dernier chapitre est consacré à l'étude de la sensibilité au maillage, à la présentation et l'interprétation des principaux résultats dynamiques et thermiques découlant de la présente étude.

CHAPITRE I :

GENERLITES SUR LES MILIEUX POREUX

I.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter des définitions et des propriétés des milieux poreux de façon générale et des mousses métalliques en particulier. Les caractéristiques thermophysiques, les différents procédés de fabrication et les différents modèles d'écoulements dans les mousses métalliques sont détaillés.

I.2.Définitions et Propriétés des milieux poreux

I.2.1. Définition

On désigne communément par milieu poreux un solide de forme complexe renfermant des cavités appelées pores. Ces cavités peuvent communiquer entre elles et contenir une ou plusieurs phases fluides pouvant s'écouler et, éventuellement, échanger entre elles et/ou plusieurs avec le solide de la matière et /ou de l'énergie. La partie solide, encore appelée matrice, peut être déformable mais doit avoir une certaine cohésion (figure I.1).

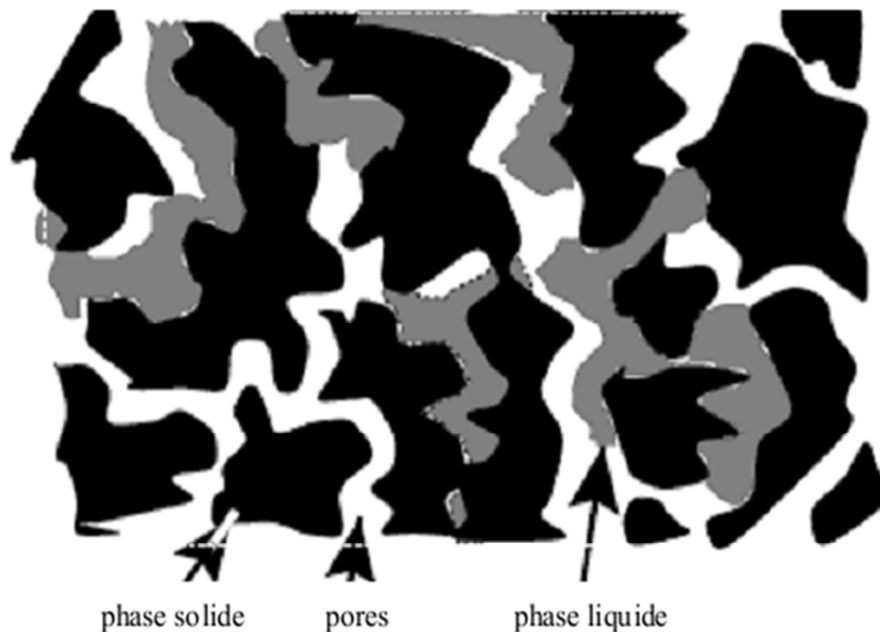


Figure I.1. Représentation d'un milieu poreux naturel (Aichlmayr, 1999)

On trouve de nombreux exemples de milieux poreux dans la vie courante : textiles, cuirs, papiers, tissus, matériaux de construction, isolant, sol, filtres, revêtements d'échangeurs, etc.... (figure I.2).

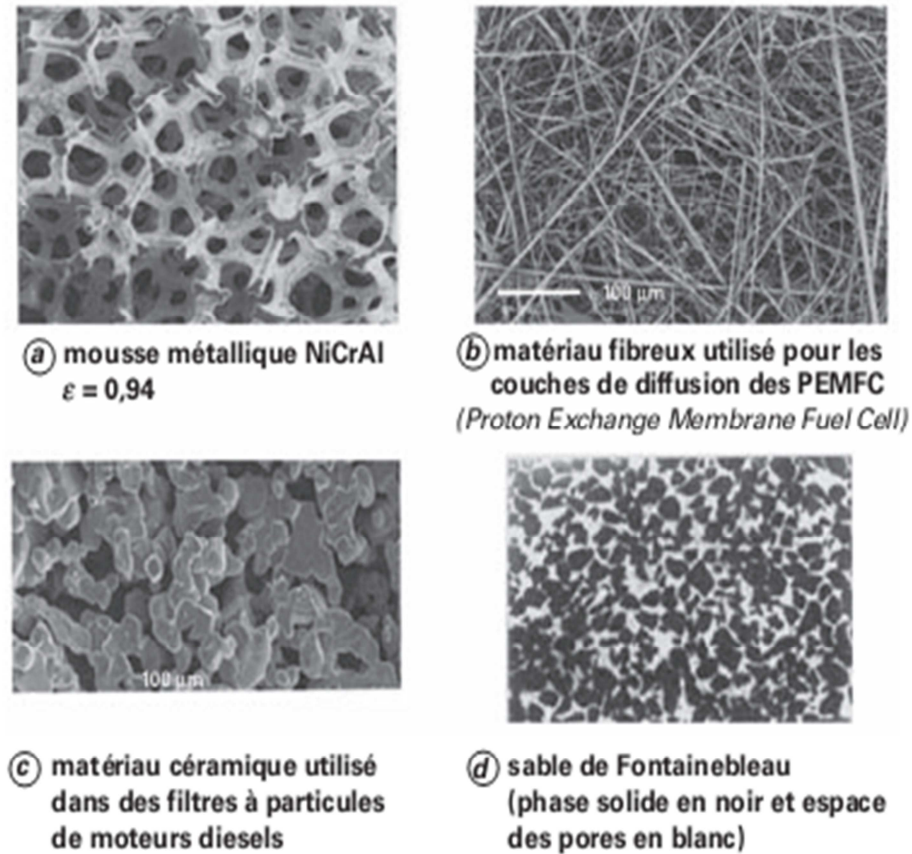


Figure .I.2.Microphotographie des milieux poreux

I.2.2. Classification

La matrice solide d'un milieu poreux peut être :

- **Non consolidée** : la phase solide est alors formée de grains ou de fibres non soudés entre eux (graviers, sables, limons, billes de verre et d'acier, matériaux divers...) ; les billes de verre sont notamment très utilisées en laboratoire pour étudier les phénomènes de transfert en milieu poreux (figure I.3).
- **Consolidée** (figure I.4): dans ce cas, la matrice solide compacte ne peut pas se diviser en grains ou fibres (roches calcaires, grès, argiles, bois, céramiques, poudres frittées, tissus végétaux et animaux...).

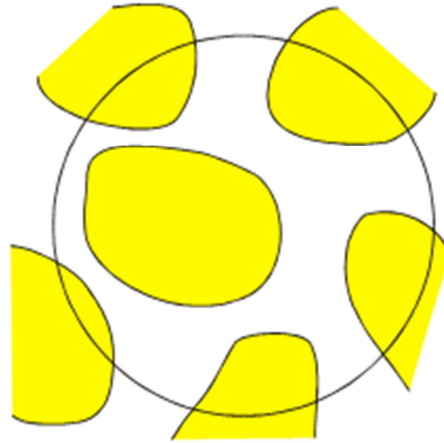


Figure.I.3.Milieu poreux non consolidé



Figure. I.4.Milieu poreux consolidé

Les pores reliés entre eux, permettent l'écoulement d'un ou plusieurs fluides, on peut alors classer les problèmes rencontrés, suivant les phases en présence à l'intérieur des pores :

- Le milieu est saturé d'un seul fluide ou encore un ensemble de fluides miscibles (par exemple un sol imbibé d'eau).
- Le milieu est composé de plusieurs fluides non miscibles, un ensemble de ménisques sépare alors les différentes phases (par exemple un mélange eau- huile- gaz dans les roches pétroliers, ou un sol partiellement saturé d'eau, la deuxième phase étant l'air).
- Le milieu est le siège d'un transport de fluide et de particules solides. Il agit en général comme un filtre, mais ses propriétés hydrodynamiques se modifient au cours du temps.

I.2.3. Volume Élémentaire Représentatif

Le volume élémentaire représentatif (V.E.R) consiste à associer à un point mathématique les propriétés d'un volume suffisamment représentatif pour définir ou mesurer les propriétés moyennes du milieu (Baer, 1972). Le V.E.R peut-être défini comme étant suffisamment grand pour contenir un grand nombre de pores, de façon que l'on puisse y définir une propriété moyenne globale, et il est suffisamment petit pour que les variations de paramètres d'un domaine au domaine voisin puissent être approchées par des fonctions continues. La taille du V.E.R reste assez arbitraire. Les dimensions caractéristiques de ce volume seront grandes par rapport à l'échelle de la taille des pores mais petites par rapport à l'encombrement de la matrice solide. Les figures (I.5) et (I.6) illustrent la taille intermédiaire 'l' du volume élémentaire représentatif (V.E.R) entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique 'L' et à l'échelle des pores 'd'. [11]

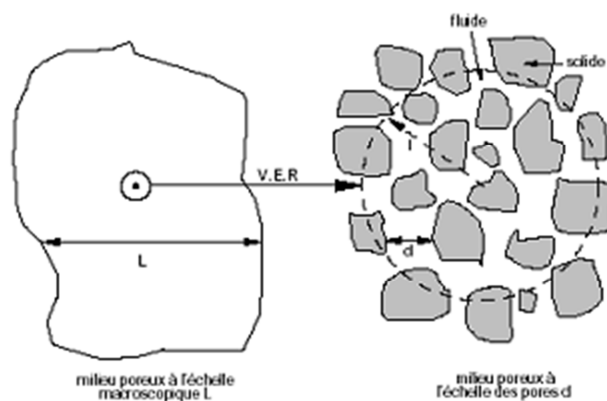


Figure I.5. Représentation schématique du V.E.R

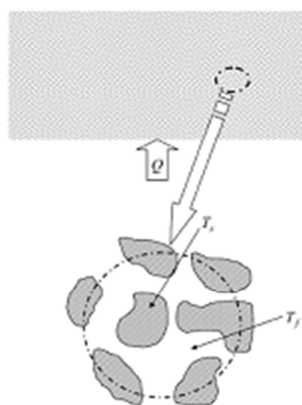


Figure I.6. Diagramme schématique d'un système et d'un V.E.R

I.2.4. Les Mousses métalliques

I.2.4.1. Définitions

Une mousse est un matériau créé par la disposition d'un solide dans un fluide. Il s'agit d'un état particulier de la matière, où l'objet mousse dans sa globalité est obligatoirement diphasique. La phase gazeuse différencie la mousse en fonction de leur fraction liquide volumique et de la géométrie de la large porosité associée. Les mousses sont créés par le processus de minimisation de surface (à volume de gaz donné) qui résulte de l'équilibre simultané entre la pression gazeuse dans les cellules, la pression du liquide dans les films entre les cellules, la tension interfaciale et l'écoulement de drainage induit par la gravité.

Les mousses sont classées en fonction de leur fraction liquide et de la géométrie de leurs cellules. Une mousse sèche (dry foam) présente une fraction de liquide extrêmement faible (généralement inférieur à 1%) et une mousse humide (wet foam) présente une fraction de liquide plus importante jusqu'à 50 %. Les films liquides deviennent tridimensionnels ce qui induit une grande variabilité de formes. On peut passer de situations où les films ont été réduits à des brins situés autour des arêtes à des parois épaisses entourant les bulles.

Les mousses solides sont des matériaux où la phase liquide est remplacée par du solide. Le matériau est alors dit moussé et pratiquement tous les types de matériau (métal, céramique, polymère...) peuvent être moussés. D'une manière générale, les mousses solides se présentent sous la forme de structures composées de cellules interconnectées et distribuées d'une manière aléatoire dans toute la structure du matériau (figure.I.7). Dans ce travail, nous allons exclusivement nous intéresser sur ce type de matériau, où la phase solide est métallique.

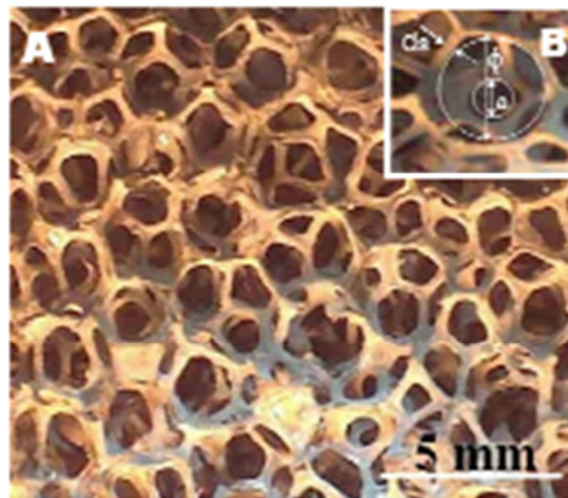


Figure I.7. Paramètres caractérisant une mousse métallique

Les technologies de production de mousses métalliques sont connues depuis les années cinquante, mais les difficultés de contrôle des procédés et les couts élevés ont empêché leurs développements. Mousses ou éponges métalliques, les termes se différencient pour désigner les différentes structures de systèmes diphasés composés d'une phase solide et d'une phase fluide. La phase solide est homogène et constituée du matériau de base. La phase fluide est présentée dans des vides ou des pores. Elle confère à la mousse une densité apparente faible par rapport à celle du matériau massif.

Parmi les mousses métalliques les plus répandues, on peut, à titre indicatif, citer les mousses en Aluminium et nickel. La technologie de ce type de mousses n'est pas récente mais elle reste peu connue des concepteurs. Pourtant, ces matériaux offrent des propriétés physiques et mécaniques très intéressantes. En effet, du fait de leur structure, ils présentent une bonne rigidité associée à un poids spécifique faible et d'excellentes caractéristiques d'amortissement. Ils offrent donc un grand potentiel dans les structures légères, l'absorption d'énergie et le contrôle thermique. L'aluminium et le nickel constituent la très grande part des mousses métalliques commercialisées. La résistance à la compression, la résistance à la flexion et le module de Young augmentent rapidement avec la densité. Les mousses d'aluminium à une haute densité de $0.38 - 1.03 \text{ g/cm}^3$ ont pour un module de compression de $1.4 - 14.8 \text{ GPa}$ et les mousses à basse densité, de $0.064 - 0.3 \text{ g/cm}^3$ pour un module de compression de $0.045 - 0.9 \text{ GPa}$. Les mousses de nickel sont plus souvent livrées avec des densités de $0.4 - 0.5 \text{ g/cm}^3$, celles de nickel-chrome de $0.6 - 0.65 \text{ g/cm}^3$ [12] (figure.I.8).

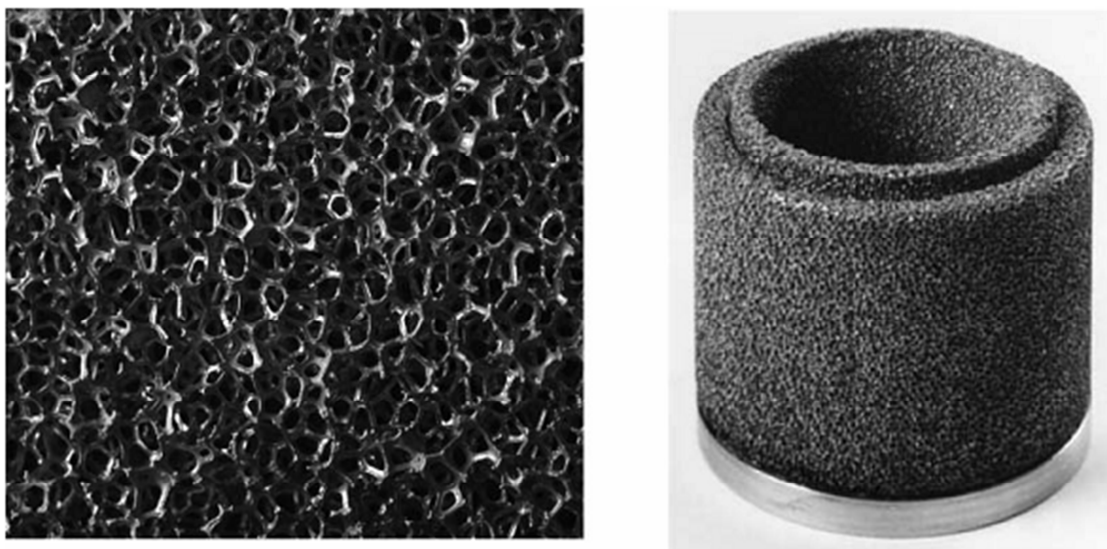
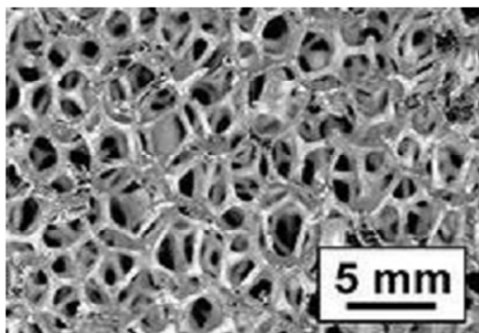


Figure I.8. Gauche : Mousse à cellules ouvertes dont la phase solide est un alliage composé de nickel et de chrome. Droite : échantillon de mousse usinée pour une application spécifique

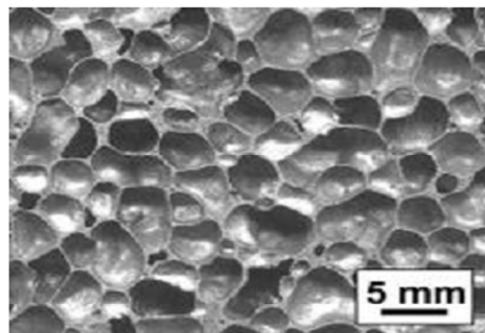
I.2.4.2.Types de mousses métalliques

On distingue usuellement les mousses ouvertes et les mousses fermées.

- **Les mousses ouvertes (open cell):** Suivant les matériaux et procédé d'élaboration, on passe de la situation où les cellules sont bien délimitées et connectées par des cols étroits à des milieux extrêmement ouverts où les cellules ne sont pas vraiment délimitées. La structure géométrique d'une mousse ouverte est plus complexe. Elle est constituée d'une suite de cellules avec une forme proche de celle d'un polyèdre. Par ailleurs les cellules sont rarement sphériques. Les mousses à structure ouverte sont utilisées pour des applications plus fonctionnelles où il y a un écoulement de fluide : échangeur de chaleur, mélangeur, catalyseur, ... figure I.9.a.
- **Les mousses fermées (close cell) :** Se caractérisent par leurs cellules (généralement sphériques) isolées par des parois souvent épaisses. Ce type de mousse est utilisé pour à des applications mécaniques du fait de leur grande résistance mécanique, absorbeur de chocs, véhicules par exemple, et elles sont aussi utilisées comme boucliers anti feu (figure I.9.b)



(a)



(b)

Figure I.9. Mousses métalliques de type structure ouverte (a), ou fermée (b)

On distingue ainsi les mousses métallique réticulées qui sont similaires aux mousses métalliques à pores ouverts, cependant elles ne présentent pas de pore mais des réticulations. Pour les plus fines d'entre ces mousses il est même possible de voir au travers. Ces mousses métalliques sont donc les plus poreuses de ces matériaux cellulaires. Les mousses métalliques de type 'structures ouvertes' sont les seules adaptées pour la conception d'échangeurs de chaleur puisqu'on a besoin de faire circuler le fluide à l'intérieur même de la mousse.

I.2.5. Grandeurs caractéristiques

Les milieux poreux ou les mousses métalliques sont caractérisés par un certain nombre de grandeurs moyennes, géométriques ou statiques. On distingue :

I.2.5.1 Porosité

Comme la mousse métallique est un milieu poreux, alors elle comprend une phase fluide et une phase solide, la porosité en ces termes physiques est définie comme étant le rapport du volume de vide (pore) sur le volume total, on a alors :

$$\mathcal{E} = \frac{V_{pores}}{V_{total}} \quad (I.1)$$

V_{pores} : Volume des pores ou du vide en (m³).

V_{total} : Volume total de la matrice poreuse (mousse métallique), c'est la somme du volume occupé par la matrice solide et les pores en (m³). La valeur de porosité varie entre une limite inférieure 0 (correspondant au solide plain) et une limite supérieure 1 (correspondant au volume complètement vide). Dans des mousses métalliques, la valeur de la porosité varie entre 90% et 98%.

On distingue deux types de porosité :

- **Porosité absolue (totale)**

Lorsqu'on tient compte des cavités occluses au sein du solide (pores fermés), elle est définie comme suit :

$$\mathcal{E} = \frac{\text{volume des pores}}{\text{volume de l'échantillon}} \quad (I.2)$$

- **La porosité accessible**

Ou espace poreux connecté à travers lequel s'effectue l'écoulement des fluides. Elle est donnée sous la relation suivante :

$$\mathcal{E} = \frac{\text{volume des pores accessible}}{\text{volume de l'échantillon}} \quad (I.3)$$

Il existe d'autre paramètre qui caractérise la proportion de pores dans un matériau, c'est l'indice du vide e qui est défini comme le rapport du volume du vide V_V et le volume du solide V_S :

$$e = \frac{V_V}{V_S} \quad (I.4)$$

La relation entre la porosité et l'indice du vide est exprimée par (Lefebvre, 2003)

$$\mathcal{E} = \frac{e}{e+1} \quad (I.5)$$

Des mesures expérimentales faites par Kaviany donnent dans le tableau(I.1) ci-dessous quelques valeurs de la porosité pour différents matériaux.

Matériaux	Porosité
Matériau mousseux	0.98
Catalyseur	0.45
Granulé de pierres	0.44-0.45
Poudre de silice	0.37-0.49
Sphère bien remplie	0.36-0.43
Pierre à chaud, Dolomite	0.04-0.10
Houille	0.02-0.07

Tableau.I.1. Porosité de quelques matériaux.**I.2.5.2. Perméabilité**

La perméabilité est une caractéristique physique qui représente la facilité qu'a un matériau à permettre l'écoulement d'un fluide au travers d'un réseau connecté. Elle est liée à la dimension et à la connexion des pores entre eux. La Loi de Darcy permet de relier un débit à un gradient de pression appliqué au fluide grâce à un paramètre caractéristique du milieu traversé : la perméabilité k .

La loi de Darcy (Henry Darcy, 1856) s'exprime par :

$$k = -\frac{Q\mu}{A\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)} = -\frac{\mu U_D}{\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)} \quad (\text{I.6})$$

Où:

U_D : Vitesse Darcienne, représente le rapport du débit s'écoulant à travers le milieu poreux sur une surface de la section droite.

μ : viscosité dynamique du fluide ;

$\frac{\Delta P}{\Delta L}$: Gradient de pression ;

Q : débit massique

A : surface d'échange

Dans le système international, la perméabilité est exprimée en (m²). En pratique l'unité usuelle est le milli-Darcy : 1mD=0.987 10⁻¹² m². On distingue deux types de perméabilité :

- **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. Par exemple, en présence de deux fluides a et b, la loi de Darcy permet d'écrire pour chaque fluide [29].

$$Q_a = -S \frac{k_a}{\mu_a} \frac{dP}{dx} \quad (I.7)$$

$$Q_b = -S \frac{k_b}{\mu_b} \frac{dP}{dx} \quad (I.8)$$

Où k_a et k_b sont les perméabilités effectives liées aux deux fluides a et b. Elles s'expriment en (m²) ou en milli Darcy.

- **Perméabilité relative**

C'est le rapport entre la perméabilité effective à la perméabilité absolue. Elle est donnée comme suit :

$$k_r = \frac{k_{eff}}{k} \quad (I.9)$$

La relation de Kozeny-Carmen (1937), donne une estimation de la perméabilité K pour un milieu poreux non consolidé constitué d'élément identique de géométrie simple [14]:

$$k = \frac{d^2 \varepsilon^3}{36 C_0 (1-\varepsilon)^2} \quad (I.10)$$

Avec

d : désigne une dimension caractéristique des éléments constituant la matrice poreuse.

C_0 : constante dépendant de la forme des grains ($C_0=5$).

Ergun, établit une expression semblable à l'équation de Kozeny-Carmen en considérant l'écoulement unidirectionnel d'un fluide incompressible au sein d'une colonne poreuse constituée de particules sphériques, de diamètre d , qui est soumise à un gradient de pression [29]:

$$k = \frac{d^2 \varepsilon^3}{150 (1-\varepsilon)^2} \quad (I.11)$$

les perméabilités de quelques matériaux poreux telles que données d'après Sheidegger, sont récapitulées dans le tableau ci-dessous :

Matrice	Perméabilité(m ²)
Pierre a chaud, Dolomite	$2 \cdot 10^{-15} - 4.5 \cdot 10^{-14}$
Plaque de liège	$3.3 \cdot 10^{-10} - 1.5 \cdot 10^{-9}$
Fils à tisser	$3.8 \cdot 10^{-9} - 1 \cdot 10^{-8}$
Cheveux artificiels	$8.3 \cdot 10^{-10} - 1.2 \cdot 10^{-9}$
Fibre de vere	$2.4 \cdot 10^{-11} - 5.1 \cdot 10^{-11}$
Sable	$2 \cdot 10^{-11} - 1.8 \cdot 10^{-10}$

Tableau.I.2. Perméabilité de quelques matériaux.**I.2.5.3.Tortuosité**

C'est le rapport entre la longueur réelle traversée par une particule fluide entre deux points de la matrice et la longueur du chemin directe entre les memes points, comme illustré sur la figure (I.10). Elle est définie par l'expression suivante:

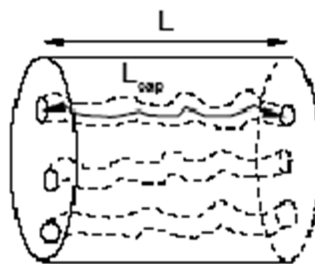
$$T_u = \frac{L_{cap}}{L} \quad (I.12)$$

Avec

T_u : Tortuosité.

L_{cap} : longuer du chemin parcouru.

L : longueur du chemin directe

**Figure.I.10.** Schéma explicatif de la notion de tortuosité

Généralement, la tortuosité est utilisée comme facteur de correction du gradient de pression :

$$\nabla P_{modifiée} = \frac{1}{T_u} \nabla P \quad (I.13)$$

I.2.5.4.Compacité

On parle de compacité ou bien de concentration, elle est définie comme étant le rapport du volume occupé par le solide sur le volume total, son expression est :

$$\emptyset = \frac{V_{solide}}{V_{total}} = 1 - \varepsilon \quad (I.14)$$

I.2.5.5. Surface spécifique

C'est le rapport entre l'aire de la surface totale des interfaces solide pores au voisinage de l'échantillon et le volume total. Cette caractéristique joue un rôle important dans de nombreuses applications industrielles telles que le transfert de chaleur, elle s'exprime comme suit :

$$S_p = \frac{S_{pores}}{V} \quad (I.15)$$

Avec :

S_p : surface spécifique (m^{-1}).

S_{pores} : la surface totale des interfaces solide pores.

Bonnet, Topin et al. (2006) ont montré que la surface spécifique est linéairement reliée à la taille des pores par la relation suivante [16]:

$$S_p \cong 3.03 \frac{1}{d_p} \quad (I.16)$$

Le tableau I.3 donne les valeurs de la porosité, la perméabilité et la surface spécifique de quelques matériaux à usage courant.

Matériau	Porosité \square (%)	Surface spécifique (m^{-1})	Perméabilité K (m^2)
Agar-agar			$2*10^{-14} - 4.4*10^{-13}$
Ardoise en poudre	0.57 – 0.66	$7*10^5 - 8.9 *10^5$	$4.9*10^{-14} - 1.2*10^{-13}$
Argilite	0.15		$\sim 10^{-20}$
Brique	0.12 – 0.34		$4.8*10^{-15} - 2.2*10^{-13}$
Catalyseur granulaire	0.45	$5.6*10^7$	
Charbon	0.02 – 0.12		
Béton standard	0.02 – 0.07		
Béton bitumineux			$10^{-13} - 2.3*10^{-11}$
Cuivre en poudre	0.09 – 0.34		$3.3*10^{-10} - 1.5*10^{-9}$

Liège en plaque			$2.4*10^{-11} - 5.1*10^{-11}$
Fibre de verre	0.88 – 0.93	$56*10^3 - 77*10^3$	
Feutre			$8.3*10^{-10} - 1.2*10^{-9}$
Cuire	0.56 – 0.59	$1.2*10^6 - 1.6*10^6$	$9.5*10^{-14} - 1.2*10^{-13}$
Calcaire	0.04 – 0.10		$2*10^{-15} - 4.5*10^{-14}$
Sable	0.37 – 0.50	$15*10^3 - 22*10^3$	$2*10^{-11} - 1.8*10^{-10}$
Grès	0.08 – 0.38		$5*10^{-16} - 3*10^{-12}$
Silice en poudre	0.37 – 0.49	$6.8*10^5 - 8.9*10^5$	$1.3*10^{-14} - 5.1*10^{-14}$
Sol	0.43 – 0.54		$2.9*10^{-13} - 1.4*10^{-11}$
Lit de billes sphériques	0.36 – 0.43		
Mousses métalliques	0.85 – 0.95	600 - 5000	$10^{-9} - 10^{-8}$

Tableau.I.3. Valeurs de la porosité, perméabilité et surface spécifique de quelques matériaux.

I.2.5.6. Viscosité dynamique effective μ_{eff}

Elle été introduite par Brinkman (1947) afin de mettre en évidence la discontinuité des contraintes aux interfaces fluide-milieu poreux et d'obtenir une expression pour la perméabilité. En combinant l'écoulement de Stokes avec celui de Darcy, il a obtenu l'équation vectorielle suivante :

$$\nabla P = -\frac{\mu}{k} \vec{V} + \mu_{eff} \nabla^2 \vec{V} \quad (I.17)$$

I.2.5.7. Conductivité thermique effective K_{eff}

Le transfert de chaleur par conduction à travers un milieu poreux nécessite la contribution des deux phases, fluide et solide, constituant la matrice poreuse, qui se fait généralement avec des proportions différentes. A cet effet, la modélisation du transfert de chaleur dans les milieux poreux tient compte de la notion de la conductivité thermique effective, qui est essentiellement dépendante de la porosité, et des conductivités thermiques des deux phases solide et fluide. Deux modèles analytiques simples sont utilisés pour la détermination de la conductivité thermique effective :

- **Modèle en série :** Dans ce modèle le flux de chaleur traverse successivement la phase fluide et la phase solide. Donc la conductivité thermique effective est la somme des conductivités thermiques dans chacune des deux phases. Elle donnée comme suit :

$$\frac{1}{K_{eff}} = \frac{\varepsilon}{K_f} + \frac{(1-\varepsilon)}{K_s} \quad (I.18)$$

- **Modèle en parallèle :** Dans ce modèle le flux de chaleur traverse les deux phases fluide et solide en même temps, alors la conductivité thermique effective est la moyenne des deux conductivités. Elle est donnée sous la forme :

$$K_{eff} = \varepsilon K_f + (1 - \varepsilon) K_s \quad (I.19)$$

I.2.6. Structure de la mousse métallique

Comme mentionné précédemment, la mousse métallique est constituée de deux parties, une partie solide et une partie creuse tel que :

- La partie solide ou bien matrice solide se constitue de brins métalliques de section rapprochant à la forme circulaire. Ils sont caractérisés par le diamètre d_b .
- La partie creuse: c'est les pores ou cellules qui sont reliés entre eux par des cols. Voici une figure explicative la structure des mousses métallique.

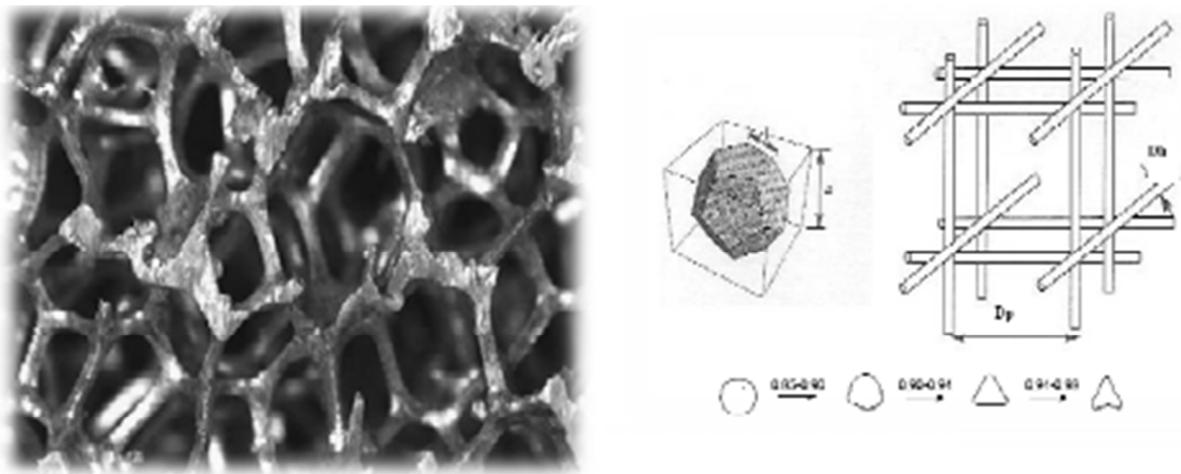


Figure I.11. Structure d'une mousse métallique

Avec

d_b : diamètre du brin

d_{col} : diamètre du col

d_p : diamètre du pore

I.2.7. Grades des mousses métalliques

Les mousses métalliques sont caractérisées par leur grade PPI (Pore Per Inch). Ce grade correspond au nombre d'élément par unité de longueur Inch (Pouce = 2.54cm). Plus le grade est élevé plus la taille des pores est petite. Voici quelques exemples des mousses pour différents PPI.

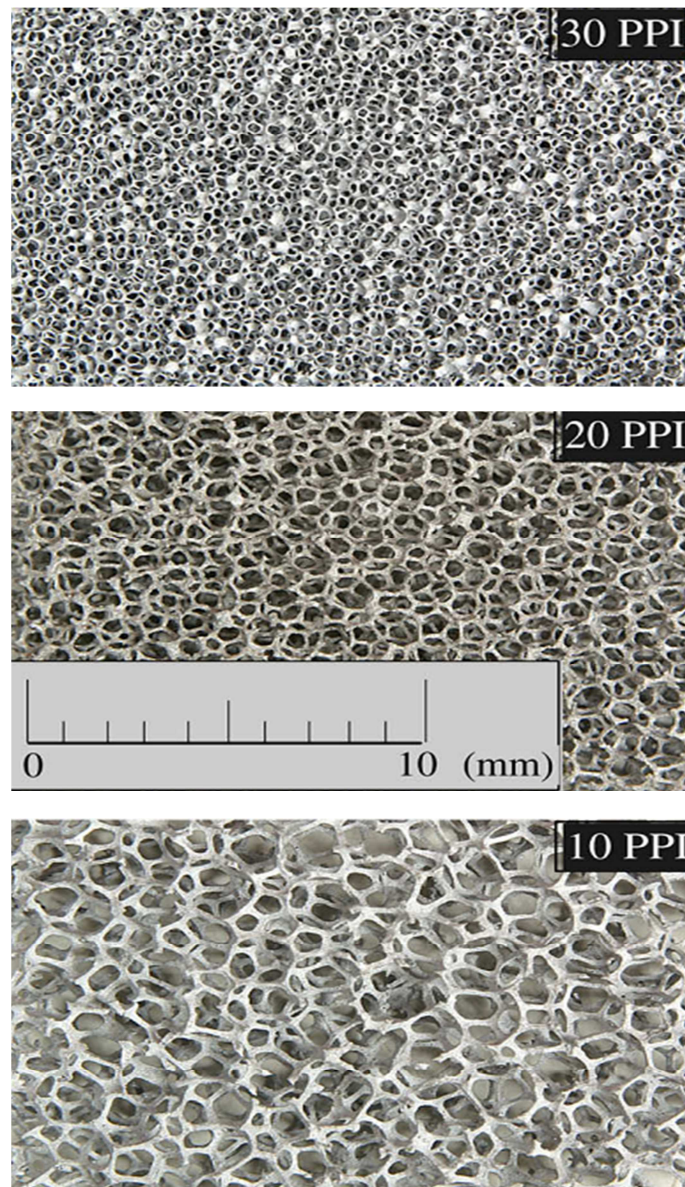


Figure I.12. Images de mousses pour différents PPI

Nous pouvons observer dans le Tableau I.4 la grande diversité des corrélations proposées. Le point commun entre toutes ces corrélations est l'utilisation de la porosité et de coefficients qui permettent l'ajustement du modèle aux données [16].

Ashby& al	Inertiel pur	$\frac{\Delta P}{L} = \xi \frac{1}{a} \left[\frac{v_a^m \rho_a}{(1 - \alpha)^{2-m}} \right] V_f^{2-m} d^{-m} a = 1.24 d \sqrt{\frac{3\pi}{\rho_{rel}}}$
Despois&al	Darcy	$K = \frac{\Delta r^2}{\pi} \left[\frac{\Delta - \Delta_0}{3(1 - \Delta_0)} \right]^{3/2}$
Du plesis&al	Forchheimer	$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{K} u + \beta \rho u^2$ $\frac{\Delta P}{d^2} = \frac{\mu}{K} u + \beta \rho u^2$
Duhkan& al.	Forchheimer	$f = \beta \sqrt{K} = \frac{2.05 X(X - 1)}{\varepsilon^2(3 - X)} \frac{\sqrt{K}}{d^2}$ 10 PPI: $K = 10^{-8}(0.0013e^{0.0955\varepsilon})$ 20 PPI: $K = 10^{-8}(0.0009e^{0.0946\varepsilon})$ 40 PPI: $K = 10^{-8}(8 \times 10^{-7}e^{0.1639\varepsilon})$ 10 PPI: $C = 100(-2.3992\varepsilon + 222.51)$ 20 PPI: $C = 100(-1.1461\varepsilon + 108.44)$ 40 PPI: $C = 100(-0.6133\varepsilon + 58.362)$
Liu & al	Forchheimer	$f_k = 22 \frac{1 - \varepsilon}{Re} + 0.2$
Moreira & al	Forchheimer	$f_k = \frac{\Delta P}{L} \frac{d_p}{\rho \mu^2} \frac{\varepsilon^2}{1 - \varepsilon}$ $\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{k_1} u + \frac{\rho}{k_2} u^2$ $k_1 = \frac{\varepsilon^2 d_{pore}^{0.264}}{1.36 \times 10^8 (1 - \varepsilon)^2}$ $k_2 = \frac{\varepsilon^2 d_{pore}^{-0.24}}{1.8 \times 10^4 (1 - \varepsilon)}$
Richardson &al.	Forchheimer	$\frac{dP}{L} = \frac{\alpha S_v^2 \mu (1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^2} u + \frac{\beta S_v \rho (1 - \varepsilon)}{\varepsilon^2} u^2$ $\alpha = 9.73 \times 10^2 d_p^{0.743} (1 - \varepsilon)^{-0.0982}$ $\beta = 3.68 \times 10^2 d_p^{0.7523} (1 - \varepsilon)^{0.07158}$
Tadrist& al.	Forchheimer	$\frac{dP}{L} = \alpha \frac{(1 - \varepsilon)^2}{d_p^2 \varepsilon^2} u + \beta \frac{(1 - \varepsilon)}{d_p \varepsilon^2} \rho u^2$

Tableau.I.4. Différentes corrélations décrivant l'écoulement dans les mousses métalliques.

Nous observons dans le tableau I.5 quelques corrélations qui donnent les expressions du diamètre du pore, diamètre de fibre, surface spécifique, perméabilité, coefficient du transfert local et de la conductivité thermique effective [17]:

Paramètre	Corrélation	Reference
Diamètre de pore d_p	$d_p = 0.0254/\omega$	Calmidi, 1998
Diamètre de fibre	$d_f = d_p \cdot 1.18 \sqrt{(1 - \varepsilon)/(3\pi)} [1 - \exp((1 - \varepsilon)/0.04)]^2$	Calmidi, 1998
Surface spécifique S_p	$S_p = 3\pi d_f [1 - e^{-(1-\varepsilon)/0.04}]/(0.59 d_p)^2$	Calmidi, 1998
Perméabilité k	$k = 0.00073(1 - \varepsilon)^{-0.224} (d_f/d_p)^{-1.11} d_p^2$	Zhao et al. 2001
Coefficient de transfert local	$h = \begin{cases} 0.76 Re_d^{0.4} Pr^{0.37} K_f/d, & (1 \leq Re_d \leq 40) \\ 0.52 Re_d^{0.5} Pr^{0.37} K_f/d, & (40 \leq Re_d \leq 10^3) \\ 0.26 Re_d^{0.6} Pr^{0.37} K_f/d, & (10^3 \leq Re_d \leq 2 \times 10^5) \end{cases}$ $Re = \rho_f u d / \mu_f$	Calmidi, 1998
Conductivité thermique effective K_{eff}	$R_A = \frac{4\lambda}{(2e^2 + \pi\lambda(1 - e))K_s + (4 - 2e^2 - \pi\lambda(1 - e))K_f}$ $R_B = \frac{(e - 2\lambda)^2}{((e - 2\lambda)e^2 K_s + (2e - 4\lambda - (e - 2\lambda)e^2)K_f)}$ $R_C = \frac{(\sqrt{2} - 2e)^2}{2\pi\lambda^2(1 - 2\sqrt{2}e)K_s + 2(\sqrt{2} - 2e - \pi\lambda^2(1 - 2\sqrt{2}e))K_f}$ $R_D = \frac{2e}{e^2 K_s + (4 - e^2)K_f}$ $\lambda = \sqrt{\frac{\sqrt{2}(2 - (5/8)e^3\sqrt{2} - 2\varepsilon)}{\pi(3 - 4\sqrt{2}e - e)}}$ $e = 0.339$	Boomsma & Poulikakos, 2001

	$K_e = \frac{1}{\sqrt{2}(R_A + R_B + R_C + R_D)} K_{se} = K_e _{K_f=0}, K_{fe}$ $= K_e _{K_s=0}$	
--	--	--

Tableau.I.5. Différentes corrélations donnant les relations des paramètres thermophysiques des mousses métalliques.

I.2.8. Procédés de fabrication de mousses métalliques

Les mousses métalliques présentent des propriétés intéressantes pour la réalisation d'échangeurs performants. Elles permettent une forte augmentation des performances thermiques sans accroître notablement les pertes de charge. De plus, ces structures cellulaires tridimensionnelles possèdent des propriétés mécaniques intéressantes, des surfaces spécifiques relativement importantes, ainsi qu'une conductivité thermique effective assez élevée du fait de la texture de la matrice solide. Leur densité est de 2 % à 40 % de celle du métal pur ; elles peuvent donc comporter jusqu'à 98 % de vide. Ceci peut permettre de réaliser des échangeurs de grande compacité et réduire considérablement les coûts de fabrication. De nombreuses méthodes existent pour élaborer les mousses métalliques. Ces procédés d'élaboration, qu'ils soient bien établis ou encore au stade expérimental, peuvent être classés en trois familles selon l'état de départ du métal.

- **Voie gazeuse :** On injecte directement un gaz inerte sous pression, un gaz est soufflé dans le métal liquide pour former des bulles qui sont ensuite solidifiées (figure.I.13).

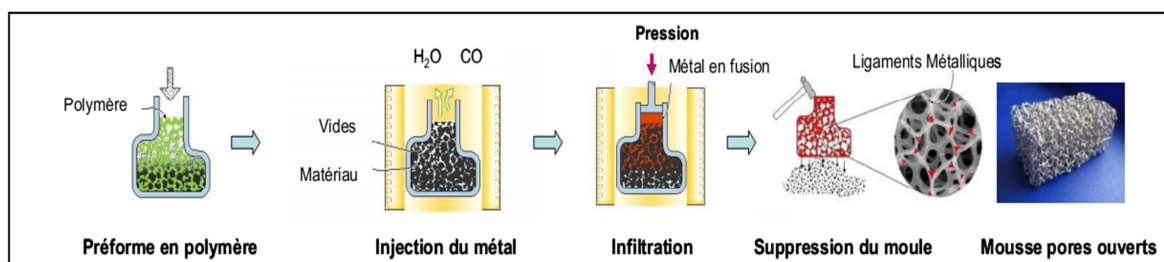


Figure I.13. Procédé de fabrication de mousses par voie gazeuse

- **Voie liquide :** Moulage et élimination d'une préforme, on peut fritter un mélange de poudre de sel pour s'en servir de préforme, l'infiltrer avec de l'aluminium fondu puis éliminer le sel par simple dissolution dans l'eau (figure.I.14).

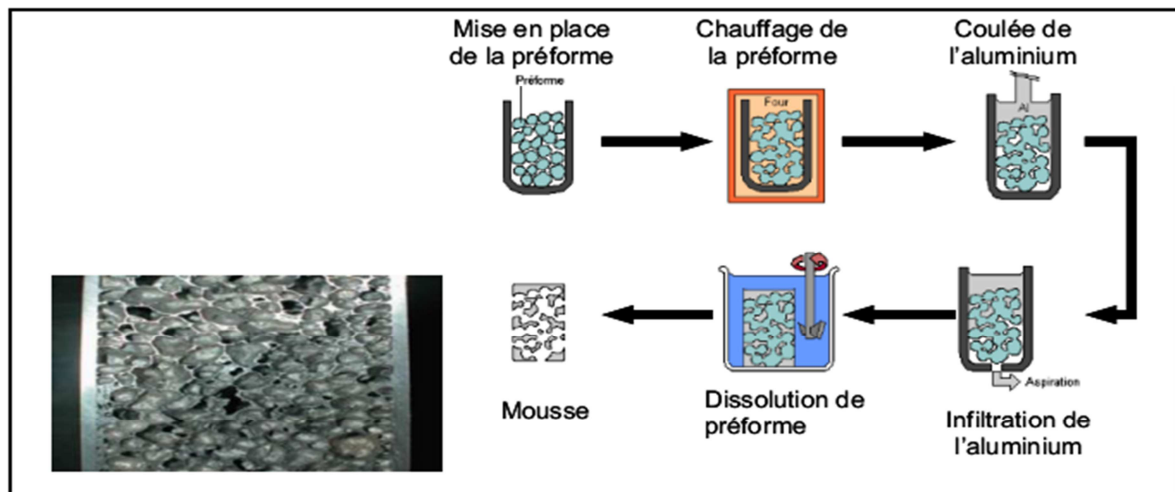


Figure I.14. Procédé de fabrication de mousses par voie liquide

- **Voie solide :** L'Aluminium en poudre est mélangé à un agent dégageant du gaz (hydrure de titane ou du zirconium) ; le mélange est extrudé puis chauffé à une température de 600°C. L'agent gazant libère alors son hydrogène qui forme les cellules de la mousse en gonflant l'aluminium dans son état semi solide à cette température (figure.I.15).

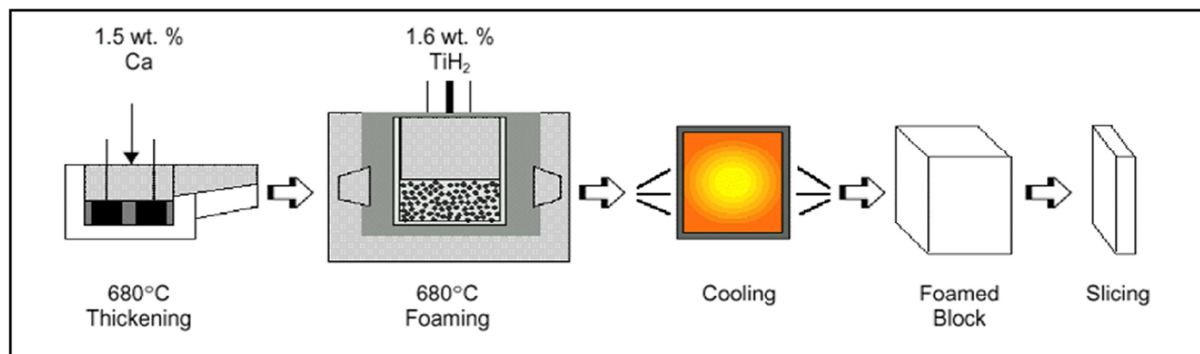


Figure I.15. Procédé de fabrication de mousses par voie solide

L'électrodéposition et la déposition en phase vapeur utilisent des substrats sous forme de mousses de polymère à pores ouverts. Le principe est de déposer une fine couche de métal sur le substrat, et de carboniser le tout pour éliminer le polymère. On obtient alors une mousse de même morphologie que celle du polymère, mais à branches creuses.

I.2.9. Domaines d'application

Les mousses à cellules ouvertes possèdent des milliers de bulles éclatées, ce qui permet aux gaz et aux liquides de passer au travers. Cette caractéristique les rend idéales pour des

applications tel que les échangeurs et dissipateurs de chaleur, les catalyseurs, les barrières acoustiques contre le bruit, les filtres, les électrodes, les écrans électromagnétiques, etc.

Pour les mousses fermées, à la différence des mousses ouvertes, elles sont composées de bulles non éclatées ce qui ne permet pas le passage des gaz et les liquides à travers ce matériau. Leur étanchéité et leur légèreté leurs procurent la faculté de pouvoir flotter sur l'eau. Parmi les applications envisagées, on trouve les châssis d'automobile, les composantes de fuselage d'avion, les wagons de train. On peut aussi citer de multitudes d'exemples d'application :

- **Electrode en mousse de Nickel (open cell) pour les batteries de stockage**

Les mousses de Nickel sont produites à l'échelle industrielle, car elles possèdent de bonnes caractéristiques d'échange électrique, nécessaires à l'élaboration de batterie pour appareils portable (téléphone, ordinateur...). Les mousses de nickel sont utilisées comme électrodes dans les batteries nickel-métal hydrure (NiMh) et permettent de réaliser des gains d'énergie considérables. Elles présentent quelques avantages et inconvénients qu'on énumère dans le tableau I.6.

avantages	Inconvénient
<ul style="list-style-type: none"> • Contient beaucoup plus d'énergie que le nickel cadmium. • Peu sensible à l'effet mémoire. • Simple à stocker et à transporter. • Moins pollueur que le nickel cadmium 	<ul style="list-style-type: none"> • Ne supporte pas le dépassement de charge. • Il ne faut pas les décharger complètement

Tableau I.6. Avantages et inconvénients des mousses métalliques
à base de Nickel.

- **Les mousses de Titane (open cells) dans le domaine médical**

Les mousses de Titane à cellules ouvertes sont utilisées pour leur biocompatibilité, c'est-à-dire la bonne acceptabilité par l'organisme humain du titane et la possibilité d'avoir des cellules de forme contrôlées, proche de la structure des os humains.

- **L'implant dentaire**

Le but de mousses en titane est de remplacer les dents abimées. Leur structure poreuse imite principalement à celle de l'os humain. (Figure I.16)

- **Les mousses d'aluminium (close cells) pour les Crash Box**

Les mousses d'aluminium s'intéressent à l'industrie automobile, en effet, elles sont placées à l'avant du véhicule et elles remplacent le profilé métallique, afin absorber l'énergie cinétique en cas de collision. (figure I.17)

- **Les mousses métalliques Haynes 25 (open cells) pour réduire le bruit des turboréacteurs**

Les mousses métalliques ont été utilisées comme moyens de réduction du bruit généré par les moteurs d'avions. Elles sont utilisées comme doublure acoustique (compatibles avec la région proche des pales du rotor). Ces mousses sont appelées Haynes 25, ce sont des mousses à cellules ouvertes composées de 50% de Cobalt, 20% de Chrome, 15% de Tungsten et 10% de Nickel. Ces mousses sont idéales comme barrière acoustique au bruit crée par le rotor. Les mousses métalliques Haynes 25 peuvent être utilisées jusqu'à 1000°C et présentent une forte résistance à l'oxydation. De plus, leurs propriétés mécaniques permettent leur utilisation à l'intérieur de turboréacteur. (Figure I.18)

- **Les mousses métalliques de Cuivre (open cells) pour des échangeurs de chaleurs thermiques (caloducs)**

Les mousses métalliques à pores ouverts peuvent être utilisées pour le transfert de chaleur dans des applications telles que l'échangeur de chaleur, bouclier thermiques de stockage de chaleur, ou même des condenseurs. L'image ci-contre présente la distribution de la chaleur autour d'une mousse métallique a pores ouverts. (Figure I.19)



Figure I.16. Mousse en Titane



Figure I.17. Mousse d'aluminium



Figure I.17. Mousse en Haynes 25

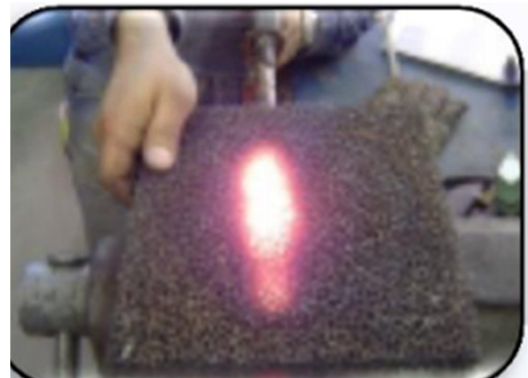


Figure I.19. Mousse de cuivre

I.2.10. Avantage et inconvénients

Les principaux avantages que présentent les mousses métalliques (Ferrouillat, 2004) sont :

- Une surface spécifique très élevée ($900\text{m}^2/\text{m}^3$) et un excellent coefficient d'échanges convectifs
- Des chemins d'écoulement non linéiques permettant un très bon mélange
- Une grande gamme de variétés de mousses en termes de porosité et de matériaux (cuivre, nickel, chrome, aluminium,...) pour diverses application.
- Un support de catalyseur de grande surface spécifique.

En revanche ce type de matériaux présente aussi quelques inconvénients :

- Des pertes de charge potentiellement importantes
- Des difficultés pour obtenir une connexion correcte entre la mousse et la paroi interne de l'échangeur, ce qui entraîne une efficacité d'ailettes relativement faible
- Une sensibilité de colmatage

I.3. Différents modèles d'écoulement dans les milieux poreux

Il existe différents modèles d'écoulement dans les milieux poreux, en démarrant du modèle de base de Darcy, on distingue :

I.3. 1. Modèle de Darcy

La loi de Darcy telle qu'elle a été formulée par Henry Darcy en 1856, régit la dynamique des fluides homogènes en milieux poreux. Cette loi, établie à partir d'écoulement unidirectionnels sur des colonnes de sables, a mis en évidence la proportionnalité du gradient de pression appliqué et le débit d'eau traversant la colonne de sable. Depuis, les sciences hydrogéologiques sont basées sur la loi de Darcy même pour les écoulements multidirectionnels. Elle s'exprime comme suit [13]:

$$\vec{\nabla}P = -\frac{\mu}{k}\vec{V} + \rho\vec{g} \quad (I.20)$$

Avec

\vec{V} : Vitesse de filtration (m/s);

ρ : Masse volumique (Kg/m³) ;

k : Perméabilité du milieu poreux (m²) ;

$\vec{\nabla}P$: Gradient de pression appliqué (Pas/m) ;

\vec{g} : Vecteur accélération de la pesanteur (m/s²) ;

μ : viscosité dynamique (Kg/ms) ;

La loi de Darcy généralisée s'applique aux écoulements laminaires à faible nombre de Reynolds. Mais cette loi, encore largement utilisée, reste insuffisante du fait qu'elle ne peut pas traduire l'influence de la nature du fluide sur l'écoulement, notamment près des parois. En effet, avec ce modèle, la condition de non glissement aux parois est retenue quel que soit le

fluide considéré. D'une autre part cette équation ne tient pas compte de l'effet inertiel. Pour compléter l'insuffisance du modèle de Darcy, des termes additionnels sont apportés.

I.3.2. Modèle de Darcy-Brinkman

Dans le cadre du calcul de la force visqueuse exercée par le fluide sur des particules sphériques composant un milieu poreux, Brinkman (1947) a étendu la loi de Darcy en introduisant un terme équivalent au terme de diffusion visqueuse [13].

$$\vec{\nabla}P = -\frac{\mu}{k}\vec{V} + \rho\vec{g} + \mu_{eff}\vec{\nabla}^2V \quad (I.21)$$

Cette loi est connue sous le nom de la formulation de Darcy-Brinkman. Le premier terme de l'équation (I.20) est le terme de Darcy et le deuxième est appelé le terme de Brinkman. Ce dernier, qui représente les forces visqueuses causées par le cisaillement macroscopique le long des frontières est très significatif dans les régions près des parois solides. Plusieurs auteurs ont montré l'influence du terme de Brinkman sur le champ dynamique qui permet de satisfaire la condition de d'adhérence aux parois. Concernant l'aspect thermique, l'omission de ce terme peut influencer considérablement sur la valeur des coefficients de transfert.

I.3.3. Modèle de Darcy-Forchheimer

Dans le cas d'un écoulement de faible intensité, l'équation de Darcy suffit pour décrire l'écoulement. En revanche, avec l'augmentation de la vitesse, l'effet inertiel, non linéaire devient important et l'équation de Darcy devient insuffisante pour décrire l'écoulement. Alors l'équation de Darcy est remplacée par la formule suivante [13] :

$$\vec{\nabla}P = -\frac{\mu}{k}\vec{V} - \frac{\rho F}{\sqrt{k}}|\vec{V}|\vec{V} \quad (I.22)$$

Avec F est le coefficient de Forchheimer caractéristique des forces d'inertie dans le milieu poreux. Il existe une région de transition, définie par rapport au nombre de Reynolds du pore, située entre $1 < Re_p < 10$. Au-dessous de $Re_p = 1$, le modèle de Darcy suffit à lui seul pour décrire fidèlement l'écoulement (écoulement lent), et les forces de pression sont prépondérantes. Au-dessus de $Re_p = 10$, les forces d'inerties sont dominantes, le modèle de Darcy n'est plus valable. Entre les deux, c'est la zone de transition et les deux modèles coexistent ensemble.

I.3.4. Modèle de Darcy-Forchheimer-Brikman (Modèle général)

Afin de compléter la loi de Darcy, on lui a associé les termes de Brikman et de Forchheimer. Le modèle général obtenu est sous le nom du modèle Darcy-Brinkman-Forchheimer. L'équation vectorielle de conservation de la quantité de mouvement à travers un milieu poreux est alors comme suit :

$$\frac{\rho}{\varepsilon} \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{\rho}{\varepsilon} \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = -\nabla P + \mu_{eff} \nabla^2 \vec{V} - \frac{\mu}{k} \vec{V} + \frac{\rho F \varepsilon}{\sqrt{k}} |\vec{V}| \vec{V} + \rho \vec{g} \quad (I.23)$$

Où

$$\frac{\rho}{\varepsilon} \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{\rho}{\varepsilon} \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} : \text{Forces inertiel macroscopique.}$$

$\vec{\nabla} P$: Gradient de pression,

$\mu_{eff} \nabla^2 \vec{V}$: Terme visqueux de Brinkman ;

$\frac{\mu}{k} \vec{V}$: Terme darcy ;

$\frac{\rho F \varepsilon}{\sqrt{k}} |\vec{V}| \vec{V}$: Forces inertielles macroscopiques ;

$\rho \vec{g}$: Force de volume.

I.4. Recherche bibliographique

Nous allons présenter dans ce qui suit un résumé de quelques travaux qui ont été réalisés sur les transferts convectifs dans les mousses métalliques.

Une étude expérimentale a été réalisée par **Irfan Kurtabs, Nevin Celik [1]**, afin d'étudier l'amélioration du transfert de chaleur par convection forcée et mixte dans un canal rectangulaire horizontal à parois chauffées (supérieur et inférieur), remplis de mousse métallique à cellules ouvertes et différentes densités de pores PPI(10, 20 et 30). Le fluide d'essai était l'air à température ambiante. Le rapport d'aspect (AR), prend trois valeurs d'essai 0.25, 0.5 et 1, le nombre de Reynolds varie de 600 à 33000, tandis que le nombre de Richardson varie de 0.02 à 103. Les résultats aboutis pour le nombre de Nusselt moyen et local, sous forme des fonctions de nombre de Reynolds, tel que Nusselt moyen augmente progressivement avec la densité des pores, le nombre de Reynolds et le rapport d'aspect(AR) .

K.C.Leong, L.W.Jin[2], ont présenté une étude sur les caractéristiques de l'oscillation de l'écoulement traversant un canal remplie de mousse métallique à cellules ouvertes avec un ensemble de structure de pores entièrement reliés. Des données expérimentales détaillées des vitesses et des chutes de pression de l'écoulement pour une gamme de fréquence oscillante et le déplacement maximum de l'écoulement ont été présenté. Un facteur de frottement de l'écoulement de la mousse métallique est comparé avec les canaux insérés avec un fil-écrans obtenus par d'autres investigateurs. Les résultats obtenus ont prouvé que les profils de la vitesse et de la chute de pression dans la mousse métallique augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds, ainsi que la chute de pression maximum dans un canal remplie de mousse métallique à cellules ouvertes est très inférieur à celle du canal emballé avec le fil-écrans et la différence entre les facteurs de frottement de l'oscillation de l'écoulement pour la mousse en métal et le fil-écran diminue avec une réduction de l'amplitude oscillante du déplacement de l'écoulement. Ils ont aussi obtenus qu'en se basant sur le diamètre hydraulique de la mousse métallique, le nombre de Reynolds cinétique et le déplacement sans dimension de l'écoulement apparaissent en tant que paramètre appropriés de similitude pour la recherche sur les caractéristique de l'oscillation de l'écoulement dans les mousses métalliques.

Pradeep.M.Kamath, C.Balaji, S.P.Venkateshan [3], ont réalisé une étude sur la convection mixte dans un canal vertical contenant une mousse métallique d'Aluminium ayant différent nombre de pore par pouce (PPI), avec une porosité élevée dans l'ordre de 0.9 à 0.95. Pour tracer les régimes d'écoulement, les expériences ont montré que le nombre de Richardson doit être compris entre 0.005 et 1032 ($0.005 \leq Ri \leq 1032$). Afin d'évaluer le perfectionnement du transfert thermique en présence du milieu poreux, ils ont développé des corrélations pour le nombre de Nusselt et le rapport du transfert thermique avec et sans mousse métallique, en se basant sur une étude paramétrique avec des données expérimentales. Les résultats des expériences prouvent que la vitesse d'air employé les caractéristique de la mousse en métal devient de l'écoulement de Darcy et ils ont conclu que la perméabilité n'est pas fonction de la porosité seule. D'après ces résultats, ils ont prouvé que le milieu poreux peut être caractérisé avec la porosité et le coefficient du transfert thermique peut être représenté en fonction de la porosité du milieu poreux, du nombre de Reynolds et du nombre de Richardson pour la gamme des valeurs utilisée, ils ont conclu aussi que le transfert thermique augmente en utilisant une mousse métallique.

Une recherche numérique de la convection forcée dans un canal horizontal plein partiellement d'une mousse métallique avec des sources de chaleur sur les fondations, a été réalisée par **Chih-Cheng Chen, Po-Chuan Huang, Hsiu-Ying Hwang**[4], le modèle d'énergie et le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer basé sur le non-équilibre thermique sont utilisés pour caractériser le thermo-écoulement à l'intérieur des régions poreuses. Une solution des équations régissant le système est obtenue en utilisant une analyse de vorticité. Ils ont abouti qu'une augmentation de l'échange thermique solide-fluide a comme conséquence une diminution de température entre les phases fluide et solide pour un nombre de Reynolds fixe où les médias poreux tendent à atteindre l'équilibre thermique local avec l'obtention d'une grande augmentation de refroidissement des réchauffeurs. Pour les radiateurs en alliage de mousse d'Aluminium, l'équilibre thermique devient plus évident au nombre de Darcy, à la porosité et au rapport thermique efficace de conduction. Les résultats numériques montrent que le nombre de Nusselt moyen produit par la mousse métallique à cellules ouvertes de faible porosité ($\epsilon = 0.85$) sont deux fois plus grand que celui produit par la mousse à porosité élevée ($\epsilon = 0.95$), l'augmentation du nombre de Nusselt moyen produit par la mousse en Aluminium à cellules ouvertes de densité de pore plus élevée (40PPI) et de la mousse de faible densité de pore (5PPI), est au sujet de 12% pour la première source de chaleur et de 5% pour les autres sources de chaleur et quand le diamètre du fibre décroit de 0.5mm   0.2mm, l'augmentation est au sujet de 16% pour la première source de chaleur et de 8% pour les autres sources de chaleur.

H.Hadim, M.North [5] ont développé une configuration pour un échangeur de chaleur poreux monophasé pompé en métal, en convection forcée laminaire avec des fentes d'admission et de sortie. L'écoulement dans le milieu poreux est mod l  en utilisant le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer dans lequel les effets d'inertie et de frontière sont pris en compte, ainsi les effets de la dispersion thermique sont inclus dans l'équation de l'énergie. Des études paramétriques sont entreprises pour évaluer les effets du diamètre de particules, du nombre de Reynolds et les dimensions du canal comprenant la taille et la largeur de la fente. Les résultats obtenus montrent qu'un diamètre de la plus petite particule peut être employé pour réaliser un perfectionnement plus élevé du transfert thermique, mais un plus grand diamètre de particules mène à une exécution plus efficace basée sur perfectionnement du transfert thermique. Pour augmenter le transfert thermique, il est souhaitable d'employer une configuration multiple de fente tel que le canal est aussi court comme possible.

Une solution analytique a été proposée par **Z.G.Qu, H.J.Xu, W.Q.Tao** [6], afin d'étudier le transfert thermique par convection forcée dans un anneau rempli partiellement de mousse métallique. Un flux de chaleur a été appliqué à la surface intérieure dont la mousse métallique est attachée, tandis que la surface externe est adiabatique. Le modèle de Darcy-Brinkman a été employé pour décrire le flux de chaleur dans les régions poreuses et le modèle de non équilibre pour établir les équations du transfert thermiques. Une solution analytique de forme fermée pour la vitesse et de température, la forme explicite de frottement et le nombre de Nusselt ont été également fournis. Le rapport entre l'hétérogénéité d'écoulement et le transfert thermique ont été discuté en présentant le coefficient d'hétérogénéité d'écoulement, les résultats montre que la résistance d'écoulement peut être diminuée en augmentant la porosité, le décroissement de densité de pores et en diminuant l'épaisseur de la mousse métallique. D'ailleurs le coefficient d'hétérogénéité d'écoulement n'est pas sensible à la porosité, mais à la densité de pore.

Mohsen Ghafarian, Davod Mohebbi-Kalhari, Jafar Sadegi [7], ont proposé une analyse numérique de la convection forcée de l'oscillation traversent un canal rempli de mousse en Aluminium soumis aux flux de chaleur constant. Le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer et de Navier stokes ont été utilisé pour modeler le transfert thermique et le champ d'écoulement. Les résultats obtenus montrent que le facteur de perfectionnement de transfert thermique, nombre de Nusselt, pour le canal avec insertion de mousse métallique est plus important que le canal sans mousse métallique, ainsi que la capacité du transfert thermique du canal rempli de mousse augmente avec l'augmentation de la densité de pore ou la diminution de la porosité.

Simone Mancin, Claudio Zilio, Andrea Diani, Luisa Rossetto[8], ont présenté une étude du transfert thermique et les mesures de flux de chaleur pendant que l'air traverse vingt et un mousse en Aluminium et en cuivre, pour différentes densités de pore ($5 \leq PPI \leq 40$), avec la porosité comprise entre 0.896 et 0.956, et des échantillons de différentes taille (20 et 40 mm). Les mesures ont été effectuées pour différentes valeurs de la vitesse de masse d'air et en imposant trois flux de chaleur 250W, 325W et 400W. Les résultats montrent que la mousse en cuivre présente un transfert thermique plus élevé que la mousse en aluminium et que le cuivre et l'aluminium présente une efficacité très élevée. Dans le cas de la gestion thermique, la température moyenne du mur et le puissance de pompage par unité de secteur de transfert thermique, peuvent être employé pour comparer les différents comportement de transfert thermique de la mousse métallique ainsi que les procédure de ce calcul peuvent être employé

pour concevoir différents radiateurs optimisés de mousse métallique pour n'importe quel genre d'application thermique électronique de gestion.

Des mesures de transfert thermique à l'intérieur des blocs rectangulaires de mousses en aluminium soumise aux flux de chaleur sur un côté sont présentées par **Nihad Dukhan, Kuan-Chih Chen [9]**. Chaque bloc de mousse est refroidi par un jet confiné d'air ambiant, le modèle néglige la conduction dans le fluide et fait appelle à la présentation thermique local d'équilibre pour les phases solide et fluide. Les résultats expérimentaux ont montré l'accord qualitatif avec le modèle pour les échantillons de mousse ayant différentes porosité et densité de pore.

K. Boomsma, D. Poulikakos, F. Zwick [10], ont pris des mousses métalliques à cellules ouvertes avec un diamètre moyen de 2.3mm, ces mousses ont été comprimées dans des échangeurs de chaleur compacts mesurant 40mm x40mm x20mm de hauteur. Ils ont été placés dans un arrangement de convection forcée avec l'utilisation de l'eau comme liquide réfrigérant. Ces expériences exécutées avec de l'eau ont été mesurées pour estimer l'exécution d'échangeur de chaleur utilisée avec une solution de 50% de l'eau-éthylène-glycol, puis ont été comparées à l'exécution de l'échangeur disponible dans le commerce qui ont été conçus pour la même application pour le transfert thermique. Les résultats montrent que les échangeurs en mousse d'aluminium comprimés produit des résistances thermiques deux à trois fois inférieur aux meilleur échangeurs de chaleur disponibles dans le commerce, tout en exigent la même puissance de pompage.

I.5. Conclusion

Dans ce chapitre, des généralités sur les milieux poreux et les mousses métalliques portant notamment sur les différents types, leur classification, les procédés de fabrication et leur utilisation et les différents modèles d'écoulements, ont été présentés. Ensuite, une recherche bibliographique sur les différents travaux effectués sur les transferts convectifs dans les mousses métallique a été effectuée.

CHAPITRE II :

MODELISATION MATHEMATIQUE

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter les équations mathématiques décrivant le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal plan, en présence ou non d'une mousse métallique. La formulation mathématique est basée sur les équations de continuité, les équations de mouvement qui sont décrites par les équations de Navier-Stokes pour le cas d'un milieu fluide et par le modèle de Darcy-Brinkman pour le cas d'un canal poreux et enfin l'équation de l'énergie.

II.2. Géométrie du problème

Le modèle physique, considéré dans cette étude, est schématisé sur la figure II.1. Il s'agit d'un canal plan de géométrie bidimensionnelle en coordonnées cartésiennes formé de deux plaques parallèles et horizontales. Le canal est de longueur ($L = 1m$), et de hauteur ($H = 0.05m$). Deux cas de figure sont considérés dans cette étude, le premier cas représente un canal sans mousse métallique, et le second cas représente un canal plan rempli de milieu poreux (mousse métallique), considéré homogène et isotrope. Le fluide pénètre dans le canal avec une vitesse d'entrée U_0 , et soumis à une température T_0 inférieure à la température des parois T_p . La configuration étudiée pour les deux cas présente une symétrie par rapport à l'axe des abscisses. Pour cette raison, l'étude concernera une seule partie de ce canal qui sera la partie supérieure.

II.3. Hypothèse simplificatrice pour le champ dynamique

Afin de rendre possible la résolution du système d'équations décrivant la physique du problème, certaines hypothèses simplificatrices, portant sur la nature du fluide, le champ dynamique et sur le régime d'écoulement, sont admises le long de cette étude. On considère à cet effet que :

- L'écoulement est supposé bidimensionnel en coordonnées cartésiennes ;
- Fluide Newtonien et incompressible ;

- Régime laminaire et permanent ;
- La mousse considéré est homogène, isotrope et ne subit pas de variation de la porosité le long du canal ;

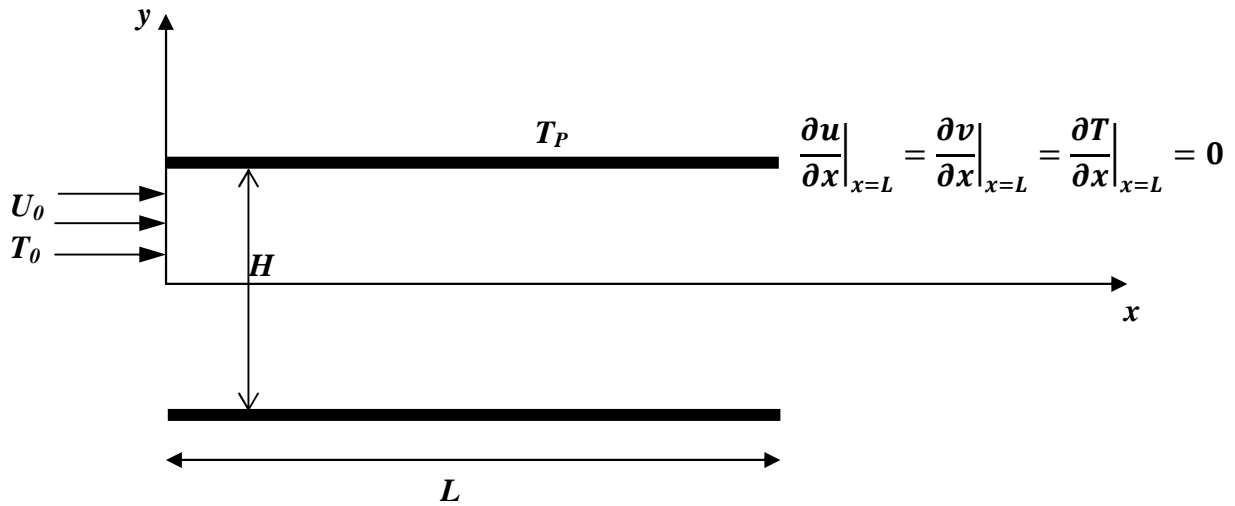


Figure II.1. Représentation du canal sans mousse métallique

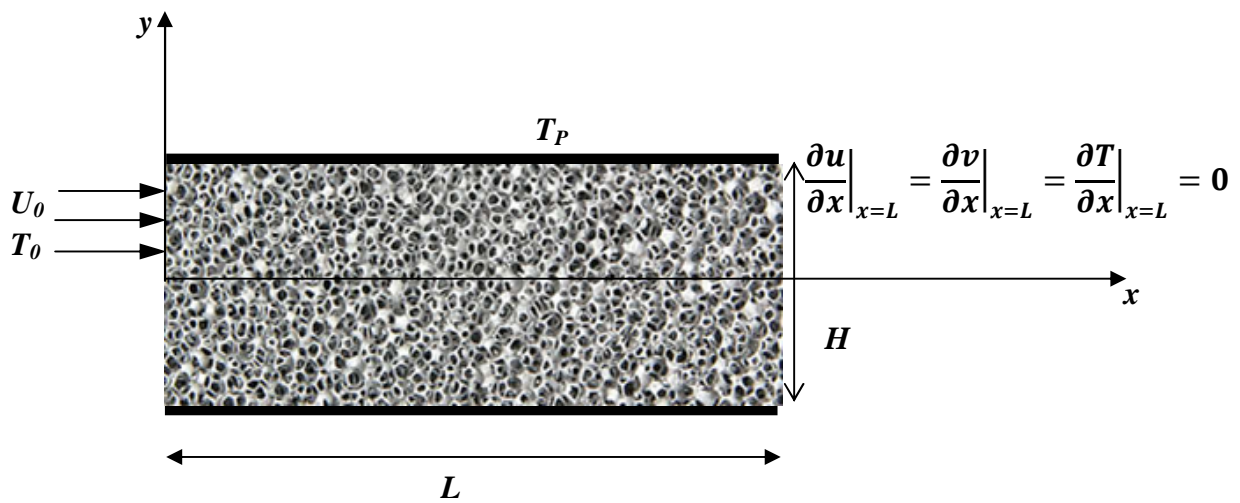


Figure II.2. Représentation du canal avec mousse métallique

II.4. Equations gouvernantes

En mécanique des fluides, en supposant que le fluide est un milieu continue, les lois classiques de la conservation peuvent être utilisées. Dans le cas d'un écoulement bidimensionnel et stationnaire, le système d'équations décrits dans un système de coordonnées cartésiennes s'exprime comme suit [18] :

II.4.1. Equation de continuité (conservation de la masse)

L'équation de la conservation de la masse, est donnée comme suit :

$\nabla \vec{V} = 0$, en développant cette équation dans un système de coordonnées cartésiennes, on obtient :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.1})$$

Avec u et v sont les composantes du champ de vitesse $V(u, v)$ dans les directions axiales (longitudinale) (ox) et transversale (oy), respectivement.

II.4.2. Equation de quantité de mouvement

- **Cas d'un canal sans mousse métallique**

La conservation de la quantité de mouvement, dans le cas d'un canal fluide (sans mousse métallique), est donnée par les équations de Navier-Stokes comme suit :

$$\vec{V} \nabla \vec{V} = -\frac{1}{\rho_f} \nabla p + \nu_f (\nabla^2 \vec{V}) \quad (\text{II.2})$$

La projection de l'équation sur la direction longitudinale nous donne :

$$\rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.3})$$

Pour la projection selon la direction transversale, on aura :

$$\rho \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.4})$$

- **Cas d'un canal rempli de mousse métallique**

La conservation de la quantité de mouvement dans un canal rempli de mousse métallique, est donnée par le modèle de Darcy-Brinkman, qui prend en considération les effets visqueux. La forme vectorielle de cette équation est donnée par :

$$\frac{1}{\varepsilon} (\vec{V} \nabla \vec{V}) = -\frac{1}{\rho_f} \nabla p + \frac{\nu_f}{\varepsilon} \nabla^2 \vec{V} - \frac{\nu_f}{k} \vec{V} \quad (\text{II.5})$$

Avec :

$\frac{1}{\varepsilon} (\vec{V} \nabla \vec{V})$: représente les effets convectifs.

$\frac{\nu_f}{k} \vec{V}$: C'est le terme de Darcy qui représente les résistances de frottement dues à la présence de la matrice poreuse.

$\frac{\nu_f}{\varepsilon} \nabla^2 \vec{V}$: représente le terme de Brinkman, qui prend en considération les effets visqueux introduits par la présence des régions d'interfaces.

La projection de cette équation le long des directions longitudinale et transversale donne :

Suivant la direction longitudinale :

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu_{eff}}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{\mu}{k} u \quad (\text{II.6})$$

Et suivant la direction transversale :

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu_{eff}}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{\mu}{k} v \quad (\text{II.7})$$

II.4.3. Hypothèses pour le champ thermique

Comme ce fut le cas pour le champ dynamique, la modélisation mathématique du champ thermique fait aussi appel à un certain nombre d'hypothèses simplificatrices. On admet à cet effet :

- Absence de source de chaleur interne.
- Les effets de la convection naturelle et du rayonnement sont négligeables.
- La température des parois (supérieur et inférieur) constante.
- Les forces de volumes sont négligeables
- L'existence d'un équilibre thermique local à l'échelle interstitielle entre la phase fluide et la phase solide de matrice poreuse. Cette hypothèse considère que la phase solide et fluide sont portées à une même température. La conséquence directe de cette hypothèse est qu'elle permet de traiter le champ de température uniquement en se basant sur une seule équation d'énergie, ce qui va simplifier considérablement les calculs.

II.4.4. Equation de l'énergie

- **Cas d'un milieu fluide**

L'équation d'énergie pour le cas d'un canal fluide, s'exprime comme suit :

$$(\rho C_p)_f [\vec{V} \nabla T] = K_f [\nabla^2 T]$$

$$(\rho C_p)_f \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = K_f \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II.8})$$

- **Cas d'un milieu poreux**

La modélisation du champ de température dans le cas de la présence d'une mousse métallique est basée sur le modèle à une équation d'énergie qui suppose l'existence d'un équilibre thermique local entre la phase fluide et la phase solide. Dans ce cas, on considère l'égalité entre la température de la phase solide et celle de la phase fluide. L'expression de l'équation d'énergie est donnée comme suit :

$$(\rho C_p)_f [\vec{V} \nabla T] = K_m \nabla^2 T$$

$$(\rho C_p)_f \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = K_m \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II.9})$$

Avec :

$$K_m = (1 - \varepsilon) K_s + \varepsilon K_f \quad (\text{II.10})$$

K_m : représente la conductivité thermique effective (moyenne) qui prend en considération la contribution de la phase fluide et de la phase solide. Cette contribution est traduite mathématiquement par le produit de la conductivité thermique correspondante à chaque phase et le paramètre porosité ε pour le fluide et $(1 - \varepsilon)$ pour le solide. A partir de l'équation (II.9), on aboutit à :

$$\left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \alpha [(1 - \varepsilon) R_K + \varepsilon] \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II.11})$$

Où :

$R_K = \frac{K_s}{K_f}$: représente le rapport des conductivités thermiques, c'est la conductivité thermique du solide sur la conductivité thermique du liquide, qui est un paramètre adimensionnel.

$\alpha = \frac{K_f}{(\rho C_p)_f}$: représente la diffusivité thermique.

II.5. Conditions aux limites

Les conditions aux limites appropriées des champs dynamique et thermique, que ce soit pour le canal fluide ou avec mousse métallique, sont supposées comme suit :

A l'entrée du canal, les profils de vitesse et température sont considérés uniformes :

$$u\left(x = 0, 0 < y < \frac{H}{2}\right) = U_0 \quad (\text{II.12})$$

$$v\left(x = 0, 0 < y < \frac{H}{2}\right) = 0 \quad (\text{II.13})$$

$$T\left(x = 0, 0 < y < \frac{H}{2}\right) = T_0 \quad (\text{II.14})$$

Au niveau de la paroi supérieur, la condition de non glissement sur les vitesses longitudinales et transversales et la condition de la paroi isothermesont imposées :

$$u\left(0 < x < l, y = \frac{H}{2}\right) = v\left(0 < x < l, y = \frac{H}{2}\right) = 0 \quad (\text{II.15})$$

$$T\left(0 < x < l, y = \frac{H}{2}\right) = T_p \quad (\text{II.16})$$

Comme nous l'avons déjà souligné, notre domaine d'étude pour le cas fluide, ou milieu poreux présente une symétrie par rapport à l'axe des abscisses situé au milieu des parois constituant le canal, cette condition de symétrie se traduit mathématiquement par :

$$\left.\frac{\partial u}{\partial y}\right|_{(y=0, 0 < x < l)} = \left.\frac{\partial v}{\partial y}\right|_{(y=0, 0 < x < l)} = \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{(y=0, 0 < x < l)} = 0 \quad (\text{II.17})$$

A la sortie du canal, on considère que l'écoulement est établi, alors les conditions sur les vitesses longitudinale et transversale et aussi la température, s'écrivent comme suit :

$$\left.\frac{\partial u}{\partial x}\right|_{(x=l, 0 < y < \frac{H}{2})} = \left.\frac{\partial v}{\partial x}\right|_{(x=l, 0 < y < \frac{H}{2})} = \left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_{(x=l, 0 < y < \frac{H}{2})} = 0 \quad (\text{II.18})$$

II.6. Mise sous forme adimensionnelle des équations

Nous avons porté notre choix, dans ce travail, sur la présentation de la forme adimensionnelle des équations gouvernantes. Il y a lieu de mentionner que les calculs effectués sur le logiciel fluent (dont les détails seront présentés dans la chapitre III) sont exclusivement sous forme dimensionnelle. Cette forme adimensionnelle va nous permettre d'avoir une meilleure interprétation des résultats et aussi de les rendre généralisable et ce en mettant en avant les paramètres de contrôle adimensionnels tels que le nombre de Reynolds, le nombre de Prandlt, le nombre de Darcy et le rapport des conductivités thermiques. Pour

mettre en œuvre cette forme, des changements de variables s'avèrent indispensable, on pose à cet effet :

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad L = \frac{l}{H}, \quad U = \frac{u}{U_0}, \quad V = \frac{v}{U_0}, \quad P = \frac{p}{\rho U_0^2}, \quad \theta = \frac{T-T_0}{T_P-T_0} \quad (\text{II.19})$$

Après avoir effectué ces changements de variables dans les équations gouvernantes précédentes, la forme adimensionnelle de ces dernières s'exprime comme suit :

II.6.1. Equation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.20})$$

II.6.2. Equations de mouvement

- Cas d'un canal sans mousse métallique

La forme adimensionnelle de l'équation de mouvement selon la direction longitudinale est donnée par :

$$\left[U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right] = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.21})$$

Et selon la direction transversale est donnée comme suit :

$$\left[U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right] = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.22})$$

- Cas d'un canal avec mousse métallique

Dans ce cas, les équations de mouvement adimensionnelles se mettent sous la forme suivante :

Selon la direction longitudinale :

$$\frac{1}{\varepsilon} \left[U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right] = -\frac{\partial P}{\partial X} - \frac{1}{Re Da} U + \frac{1}{\varepsilon Re} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.23})$$

Et selon la direction transversale :

$$\frac{1}{\varepsilon} \left[U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right] = -\frac{\partial P}{\partial Y} - \frac{1}{Re Da} V + \frac{1}{\varepsilon Re} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.24})$$

II.6.3. Equation de l'énergie

- **Cas d'un canal sans mousse métallique**

La forme adimensionnelle de l'équation de l'énergie dans le cas d'un canal complètement fluide (sans mousse métallique) est donnée par :

$$\left[U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] = \frac{1}{PrRe} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.25})$$

- **Cas d'un canal remplis de mousse métallique**

La forme adimensionnelle de l'équation de l'énergie en présence de la mousse métallique et en se basant sur l'hypothèse de l'équilibre thermique local, est donnée par :

$$\left[U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] = \frac{[(1-\varepsilon)R_K + \varepsilon]}{PrRe} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.26})$$

Nous constatons à travers ces équations adimensionnelles, l'apparition des nombres adimensionnels tels que :

$Re = \frac{U_0 H \rho}{\mu}$: Représente le nombre de Reynolds.

$Da = \frac{k}{H^2}$: est le nombre de Darcy.

$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$: représente le nombre de Prandtl.

II.7. Conditions aux limites adimensionnelles

La forme adimensionnelle des conditions aux limites définies précédemment par les équations (II.12) à (II.18) est définie comme suit :

A l'entrée du canal :

$$U \left(X = 0, 0 < Y < \frac{1}{2} \right) = 1 \quad (\text{II.27})$$

$$V \left(X = 0, 0 < Y < \frac{1}{2} \right) = 0 \quad (\text{II.28})$$

$$\theta \left(X = 0, 0 < Y < \frac{1}{2} \right) = 0 \quad (\text{II.29})$$

Paroi supérieur :

$$U \left(0 < X < L, Y = \frac{1}{2} \right) = V \left(0 < X < L, Y = \frac{1}{2} \right) = 0 \quad (\text{II.30})$$

$$\theta \left(0 < X < L, Y = \frac{1}{2} \right) = 1 \quad (\text{II.31})$$

Axe de symétrie :

$$\left. \frac{\partial U}{\partial Y} \right|_{(Y=0, 0 < X < L)} = \left. \frac{\partial V}{\partial Y} \right|_{(Y=0, 0 < X < L)} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{(Y=0, 0 < X < L)} = 0 \quad (\text{II.32})$$

A la sortie du canal

$$\left. \frac{\partial U}{\partial X} \right|_{(X=L, 0 < Y < \frac{1}{2})} = \left. \frac{\partial V}{\partial X} \right|_{(X=L, 0 < Y < \frac{1}{2})} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{(X=L, 0 < Y < \frac{1}{2})} = 0 \quad (\text{II.33})$$

II.8. Coefficient de transfert (nombre de Nusselt)

L'étude des transferts de chaleur dans un canal dont ces parois soumises à une température T_p , nécessite la détermination du taux de transfert de chaleur. Ce dernier est donné par le nombre de Nusselt. Il s'exprime comme suit :

$$Nu = \frac{hH}{K} \quad (\text{II.34})$$

A l'interface du canal, la chaleur s'écoule par conduction, la densité de flux de chaleur est donnée par l'équation suivante :

$$q = -K \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=\frac{H}{2}} \quad (\text{II.35})$$

Où K représente la conductivité thermique du fluide et le signe (-) signifie que la chaleur se transmet dans le sens positif, c'est-à-dire, dans le sens de diminution de température. Alors que la quantité de chaleur transmise de la paroi chaude vers le fluide, est donnée par l'équation suivante :

$$q_c = h.S (T_p - T_m) \quad (\text{II.36})$$

Avec h représente le coefficient d'échange de chaleur convectif et T_m c'est la température moyenne du mélange.

En faisant l'égalité des deux équations (II.35) et (II.36), on obtient :

$$q_c = S.q = h.S (T_p - T_m) = -K.S \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=\frac{H}{2}} \quad (\text{II.37})$$

On aura alors l'expression du coefficient d'échange convectif, donnée ci-dessous :

$$h = \frac{-K \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=\frac{H}{2}}}{(T_p - T_m)} \quad (\text{II.38})$$

Après avoir remplacé l'équation (II.38) dans l'équation (II.34), on aura l'expression du nombre de Nusselt donnée par :

$$Nu = \frac{-H \frac{\partial T}{\partial y}}{(T_p - T_m)} \quad (\text{II.39})$$

En introduisant les variables adimensionnelles dans l'équation (II.39), l'expression du nombre de Nusselt local est donnée par :

$$Nu = \frac{-\frac{\partial \theta}{\partial Y}}{(\theta_p - \theta_m)} \quad (\text{II.40})$$

Le nombre de Nusselt moyen est exprimé par l'intégrale suivante :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu \, dX \quad (\text{II.41})$$

II.9. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présentés les équations gouvernantes régissant la convection forcée dans un canal plan, remplis de mousse métallique, ainsi les conditions aux limites appropriées sous leurs formes dimensionnelle et adimensionnelle. La mise sous forme adimensionnelle a permis de faire apparaître des groupements adimensionnels qui servent de paramètres de contrôles dans la présente étude. Enfin, les formes de nombre de Nusselt local et moyen ont été élaborées.

CHAPITRE III :

MODELISATION NUMERIQUE

III.1.Introduction

Les écoulements de fluides que ce soit en régimes laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles. Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie, qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ dynamique. Mais, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique exacte à de tels systèmes du fait que les équations citées précédemment sont très complexes. Dans ce cas, le recours à la résolution numérique s'impose et incite à choisir la méthode numérique adéquate pour obtenir les meilleures approximations. Nous présentons dans ce qui suit le logiciel Fluent avec lequel la résolution des équations gouvernantes a été effectuée.

III.2.Les différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique par Fluent

Fluent est un code CFD commercial très utilisé dans l'industrie pour ces performances. Il est basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations aux dérivées partielles. Les principales étapes à suivre lors du travail sur le logiciel de simulation numérique des écoulements nécessite la connaissance de certaines notions théoriques de base. La résolution numérique de n'importe quel problème par Fluent nécessite de suivre les étapes suivantes :

- Génération de la géométrie moyennant le logiciel **Gambit**.
- Maillage de la géométrie générée en choisissant un type de maillage disponible sur Gambit.
- Définition des conditions aux limites dans **Gambit**.
- Définition du problème sous le logiciel **Fluent**, étude des différentes grilles de maillage et sélection du maillage retenu.
- Lancement des calculs sous **Fluent** pour les différents cas retenus.
- Représentation et analyse des résultats obtenus.

III.3. Présentation de Gambit et Fluent

L'utilisation de logiciels pour résoudre les problèmes physiques est de nos jours très fréquent. En effet, la résolution analytique des problèmes de mécanique des fluides, du transfert de chaleur, de changement de phase... n'est possible que sous certaines hypothèses simplificatrices qui ne permettent pas de faire une étude réelle des phénomènes physiques observés expérimentalement, d'où le recours à des méthodes numériques qui permettent de donner une réponse ne serait-ce que partielle, mais pour un problème complet. Dans ce qui suit nous allons présenter une notice d'utilisation de GAMBIT et de FLUENT afin de faciliter les études.

III.3.1. Gambit

Gambit est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. Il est utilisé pour définir et créer des géométries (surface ou volume) en 2D et 3D et de construire le maillage selon le bon vouloir de l'utilisateur. Il est fréquemment utilisé dans l'industrie (Automobile, aéronautique, spatiale...) en raison de son interface graphique puissante. Il permet aussi de réaliser différentes géométries simples ou complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs. Les différentes étapes d'utilisation de GAMBIT sont définies dans ce qui suit :

III.3.1.1. Interface de Gambit

Après avoir lancé le logiciel, l'interface d'utilisation apparaît

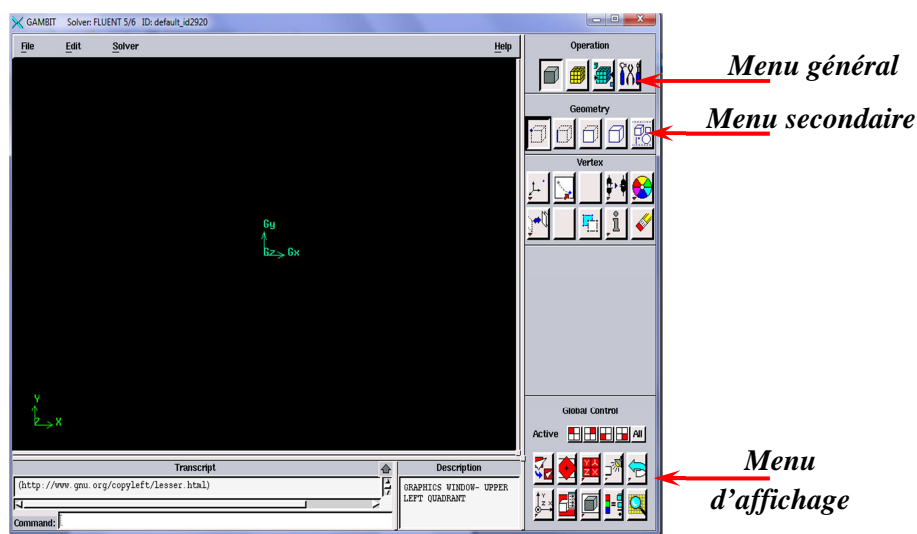


Figure. III.1. Vue globale de l'interface Gambit

III.3.1.2. Fenêtre d'outils d'opération

Chaque carré de cette fenêtre se rapporte à une fonction bien spécifiée pour la construction de la géométrie qui définit le domaine physique à étudier ainsi que la construction du maillage. (Figure III.2)

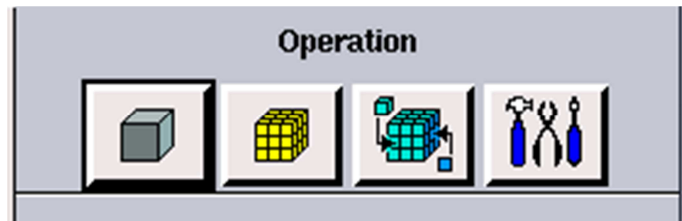


Figure. III.2.Fenêtre d'outils d'opération

III.3.1.3.Définition de la géométrie

Deux possibilités se présentent pour créer une géométrie

- Créer point par point (les extrémités du système), ligne, face ou bien volume (cette méthode est bien conseillée pour des géométries complexes).
- Créer des surfaces simples existantes (cube, cylindre, sphère...), puis extruder pour obtenir les volumes ou les surface voulues.

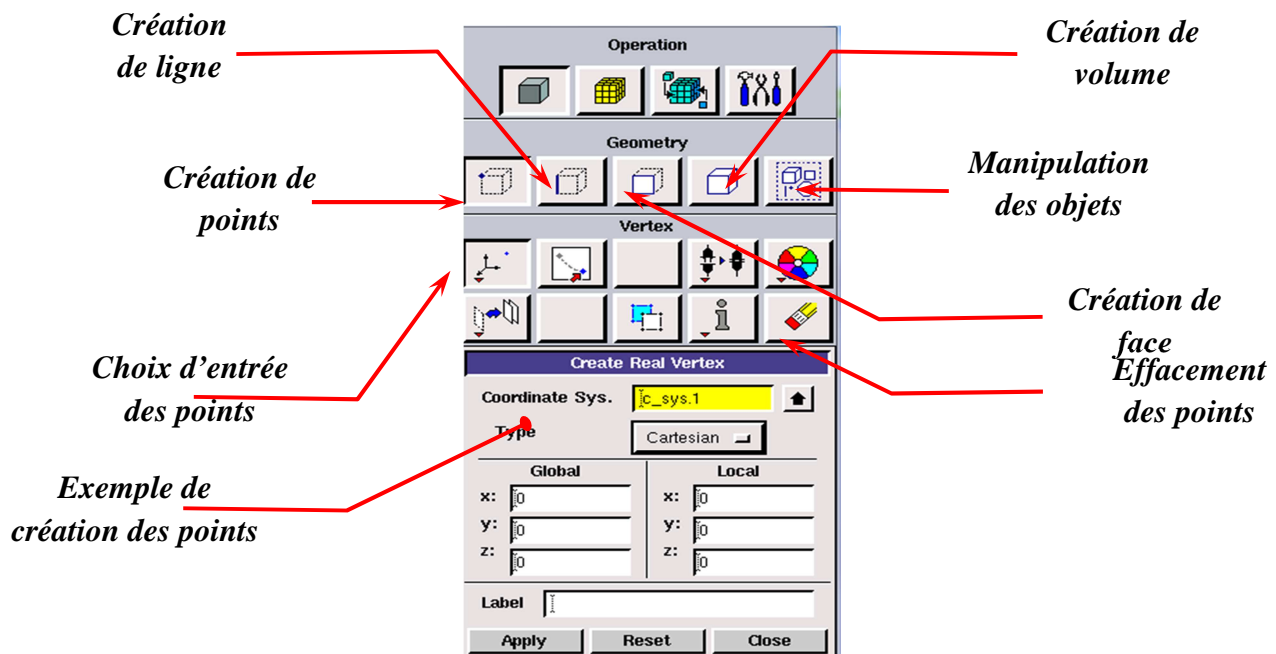


Figure.III.3. Menu création des différents éléments de la géométrie

III.3.1.4. Menu ligne

Ce menu nous permet de désigner le type de courbe pour relier les points selon ce que nous cherchons. Différents types de courbes sont disponibles, ainsi nous pouvons créer ces lignes par révolution ou bien par symétrie.

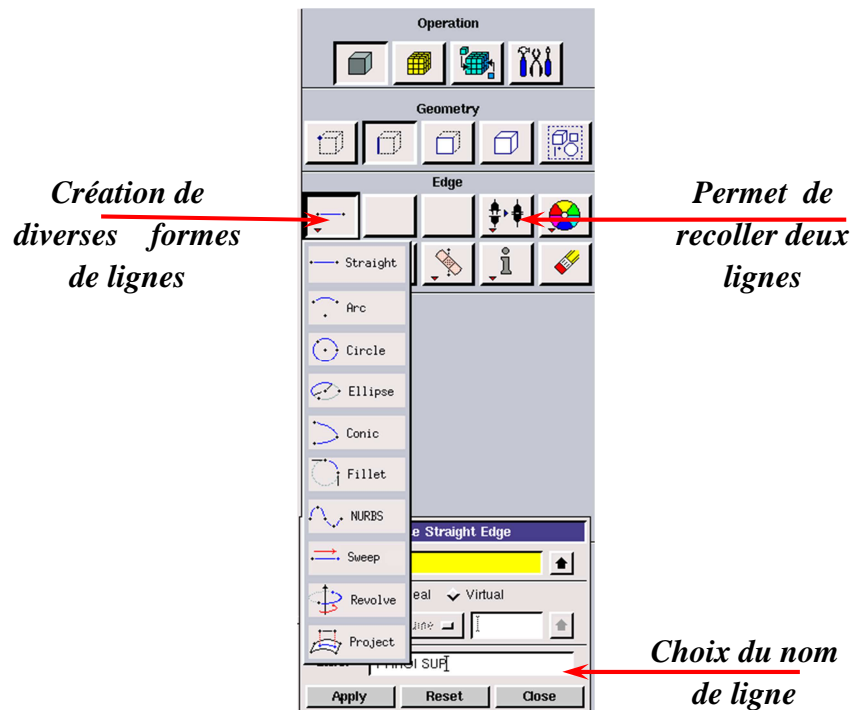


Figure. III.4. Menu ligne

III.3.1.5. Menu face

On peut créer des faces à partir des points existants ou bien de créer une face directement

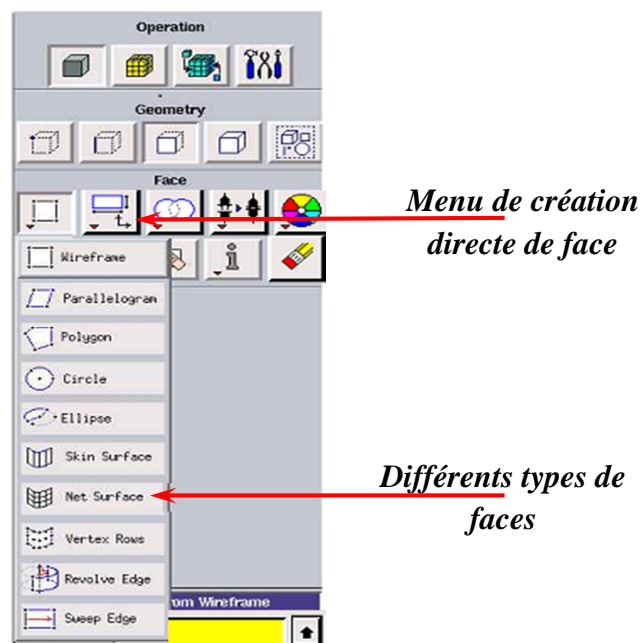


Figure.III.5. Menu face

III.3.1.6. Menu volume

C'est les mêmes options qui se trouvent en menus précédent, les volumes peuvent être créés par translation ou par rotation de face, ou bien par le regroupement des faces.

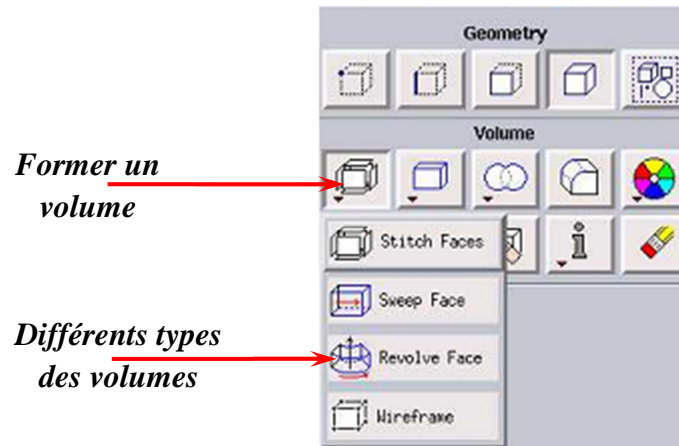


Figure.III.6. Menu volume

III.3.1.7. Génération du maillage

La construction du maillage consiste à diviser le domaine d'étude en des petits volumes appelés « mailles » où « volumes de contrôles » sur lesquels les différentes équations de l'écoulement sont résolues. Le maillage est l'une des étapes les plus importantes de la modélisation numérique, le choix du maillage est essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Cette fonction permet la génération de tous types de maillage, maillage structuré, maillage non structuré et maillage hybride. Le maillage structuré est composé de mailles quadrilatérales en deux dimensions 2D et hexaédriques en trois dimensions 3D, pour le maillage non structuré il est composé de mailles quadrilatérales ou triangulaires en deux dimensions 2D et hexaédriques ou tétraédriques en trois dimensions 3D. Alors que pour le maillage hybride il utilise des éléments triangulaires et quadratiques, il est adopté lorsqu'il s'agit de géométrie présentant des parties pointues, les mailles proches des parois sont quadrilatérales en 2D et hexaèdres en 3D, et le reste des mailles seront triangulaires en 2D et tétraèdres en 3D.

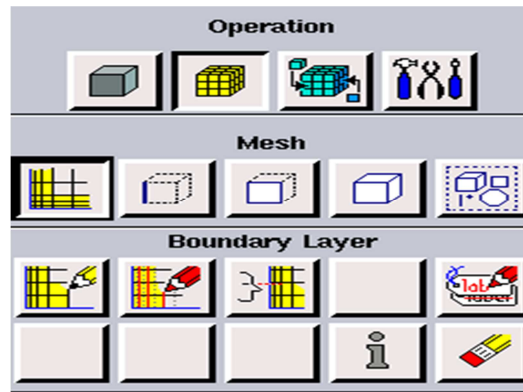


Figure.III.7. Fenêtre du maillage

III.3.1.8. Maillage d'une face ou d'un volume

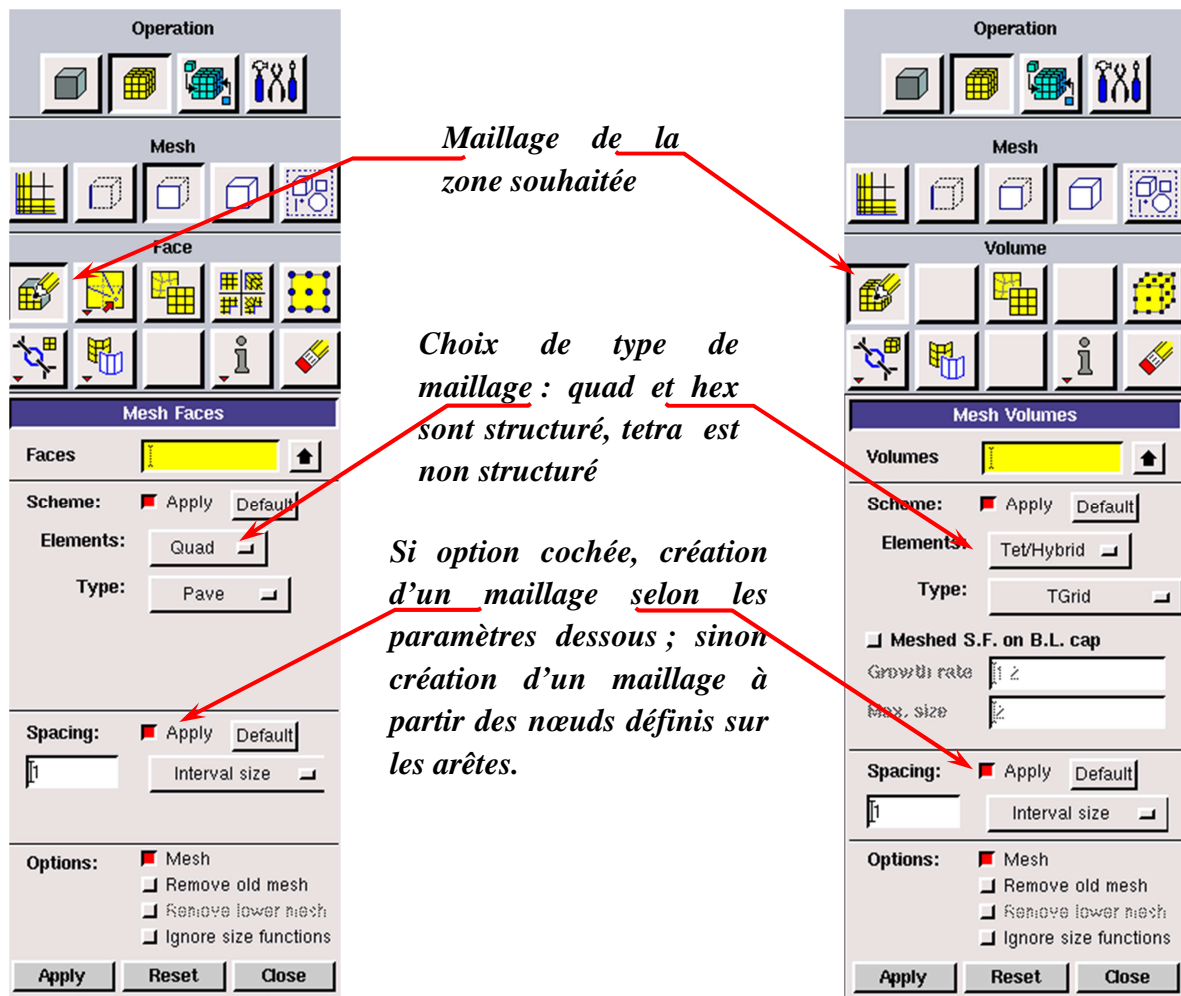


Figure.III.8. Maillage d'une face ou un volume

III.3.1.9. Condition aux limites

La résolution numérique des équations aux dérivées partielles nécessite l'implémentation des conditions aux limites. Ce menu nous permet de définir le type des différentes frontières du système ainsi les conditions physiques aux limites du domaine décrit globalement. L'icône sélectionnée correspond à la définition des frontières et l'icône voisine, permet de définir la nature du domaine maillé (solide ou fluide), mais il le prend par défaut comme étant fluide. Dans notre cas, les deux parois supérieure et inférieure considérées solide (wall) sont considérées isothermes (température imposée). À l'entrée, nous avons associé une vitesse d'entrée (velocity inlet), et à la sortie c'est outflow.

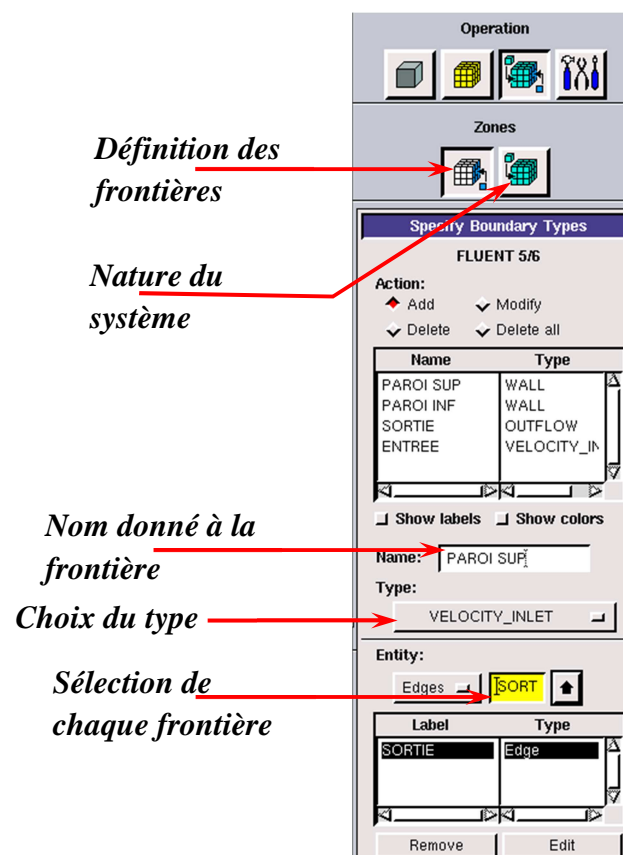


Figure.III.9.Condition aux limites

III.3.1.10. Boutons d'outils

Ils permettent de spécifier le système de coordonnées ou d'autres opérations spécifiques.

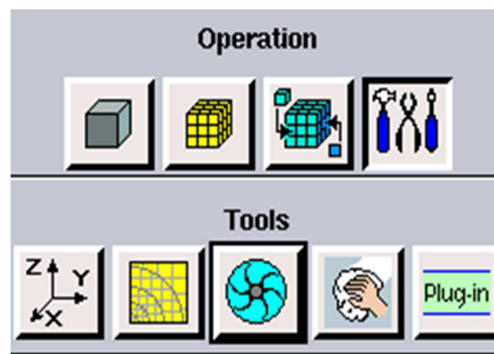


Figure.III.10. Boutons d'outils

III.3.1.11.Fenêtre de contrôle globale

Elle concerne l'orientation, l'affichage, la lumière et la vérification du maillage

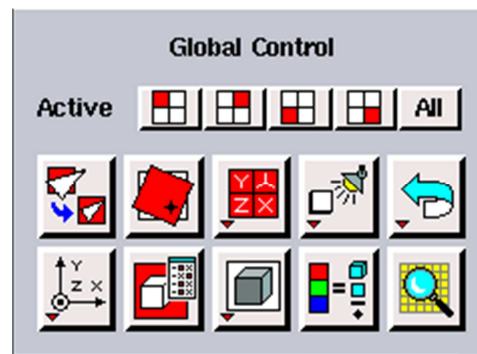


Figure. III.11. Fenêtre de contrôle globale

III.3.1.12. Types de fichiers créés par Gambit

- **Nom-fichier.dbs** : Database, contient toutes les informations pour créer le maillage sur Gambit.
- **Nom-fichier.jou** : contient les commandes effectuées.
- **Nom-fichier.trn** : contient les messages donnés dans la fenêtre de dialogue Transcript.
- **Nom-fichier.lok** : pour l'utilisation.
- **Nom-fichier.msh** : c'est le fichier le plus important pour l'exportation du maillage.

III.3.1.13.Exportation du maillage de Gambit

Une fois que la géométrie a été créée, la génération du maillage et les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point .msh pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser et cela après l'avoir sauvegardé (enregistré), comme suit :

File → **Save As** : un nom de session, de meme selectionner le répertoire adéquat.

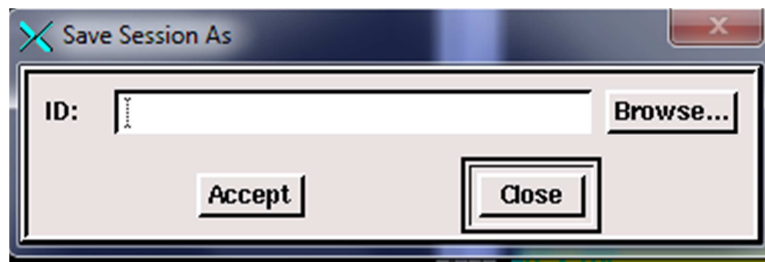


Figure. III.12.Enregistrement du fichier

Ensuite il faut suivre le chemin de l’instruction : **File**→ **export** →**Mesh** et puis export 2D Meshsi le domaine maillé est en 2dimension , puis sélectionné le répertoire où stocker le fichier.

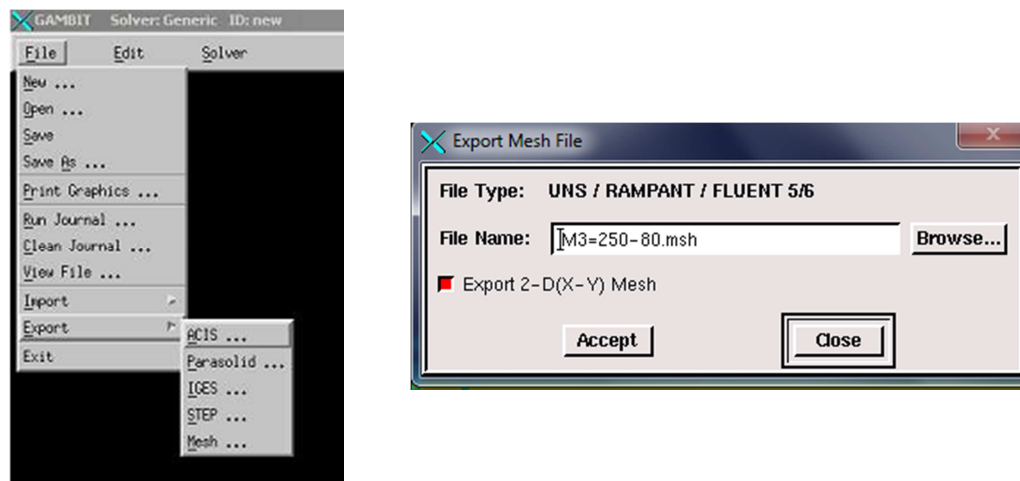


Figure. III.13. Exportation du maillage

III.3.2.FLUENT

Fluent est un code de calcul qui permet de simuler les écoulements des fluides avec et sans transfert thermique. Le logiciel « Fluent » utilise la méthode des volumes finis ; il est écrit en langage C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage. Fluent facilite à l'utilisateur sa manipulation à travers la simplicité de son interface graphique. Le code n'est pas limité uniquement par ces propres fonctions, mais il permet à son utilisateur d'injecter sa propre fonction, définir toutes les particularités de son problème et introduire les caractéristiques des matériaux selon le problème traité. Le code Fluent nous permet de traiter de nombreux problèmes dans plusieurs domaines. Parmi ces problèmes, on trouve : les écoulements dans des zones déformables et /ou en mouvement, turbulence, transfert thermique, les écoulements réactifs...etc.

III.3.2.1. Résolution du code Fluent

Après avoir ouvert Fluent, une fenêtre apparaît, alors la première chose à faire est de choisir le type de résolution que fluent a à faire, car il permet démarrer 4 versions, comme le montre la figure ci-dessous.

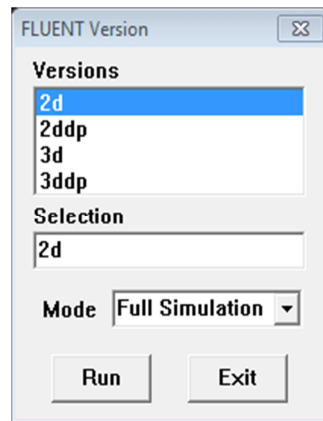


Figure III.14. Types de résolution sur Fluent

III.3.2.2. Procédure sous Fluent

- Après l'enregistrement du maillage sous Gambit, l'étape suivante est de l'importer (fichier .msh), et ce en suivant la procédure suivante : **File** → **Read** → **Case**.

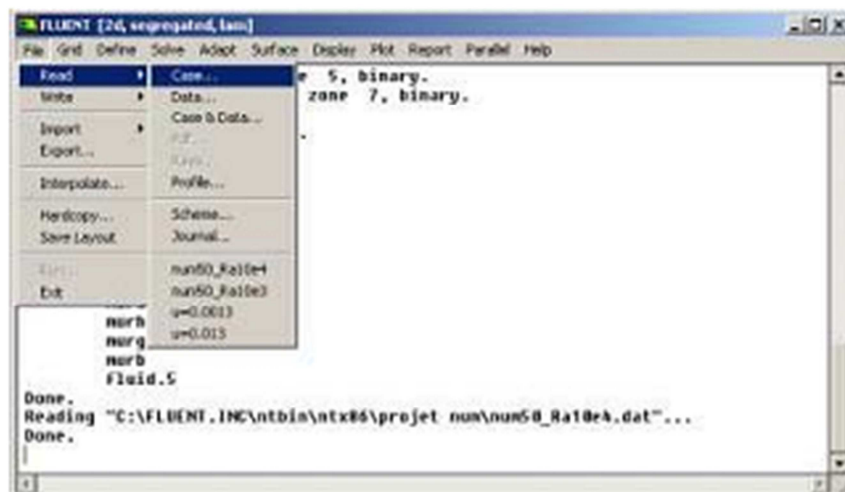


Figure. III.15. Interface du code Fluent

- Pour la vérification du maillage importé s'il ne contient pas d'erreur, il faut donc aller dans **Grid** → **Check**.

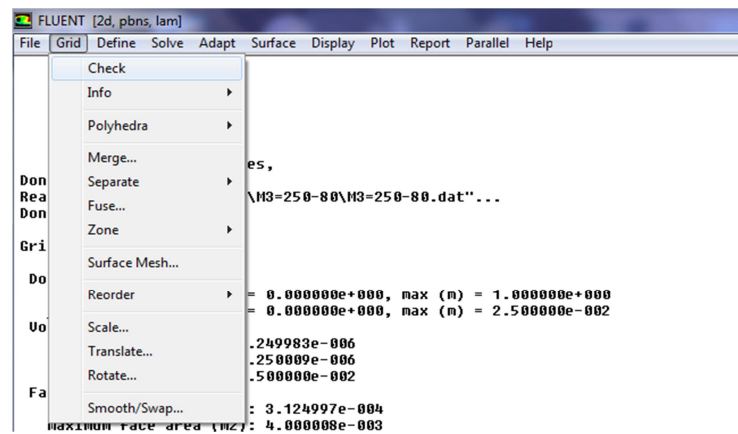


Figure. III.16. Vérification du maillage

- Pour vérifier l'échelle utilisée, on doit aller sur **Grid** → **Scale**, il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.

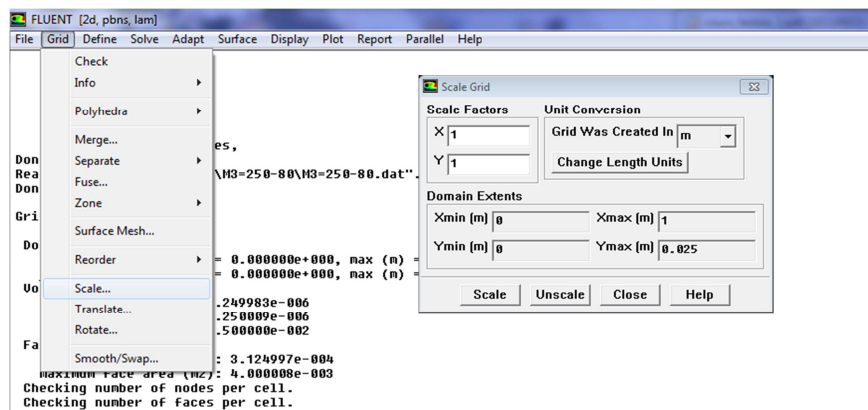


Figure.III.17. Vérification des unités

Une fois que le maillage vérifié ainsi l'échelle, on passera à la définition des paramètres de calcul qui se trouve en menu **Define**.

- Pour le choix du Solver, **Define** → **Models** → **Solver**, qui nous permet de choisir le type de solver à utiliser, c'est ce menu aussi qui va nous permettre de choisir le modèle du régime d'écoulement sur **Viscous**, et aussi de faire intégrer l'équation de l'énergie dans la solution du système, dans le but d'observer une solution réaliste et aussi pour faciliter la convergence.
- Dans le même menu (Define), se trouve **Materials** qui nous permet de choisir le type de fluide à utiliser, ainsi pour fixer les conditions de fonctionnement (gravité, pression...) se trouvent sur **Operating conditions. Boundary conditions** qui nous permet de définir et

fixer les conditions aux limites du problème, déjà déclaré sous Gambit, alors il faut leurs donner des valeurs sous Fluent.

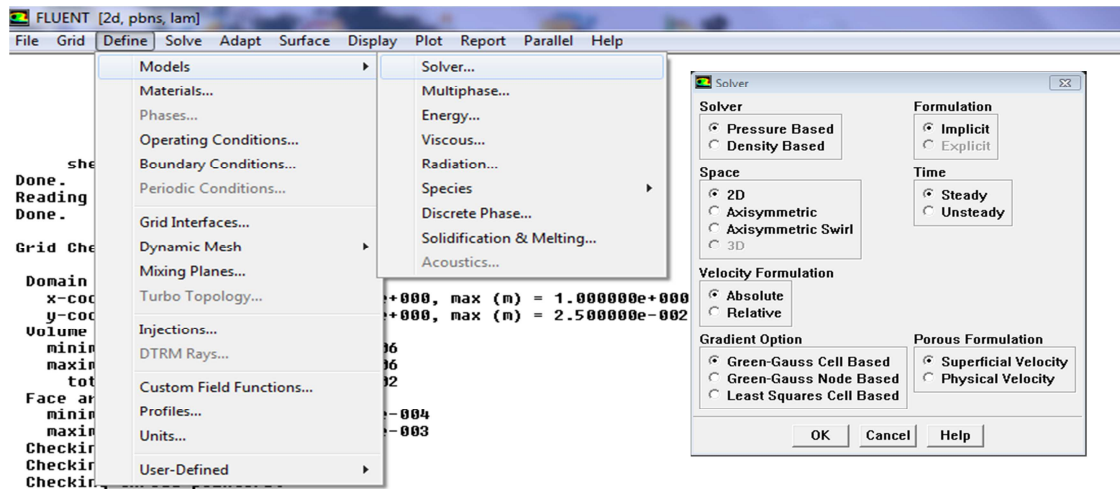


Figure. III.18. Choix du solveur sous fluent

- Une fois toutes ces étapes sont réalisées, il y a le menu **Solve** qui nous permet de définir les différents paramètres pour initialiser le solveur de Fluent. Le menu contrôle apparaît qui comprend l'option Solution afin de pouvoir modifier les facteurs de relaxation, qui jouent un rôle sur la convergence.
- Le sous menu **Initialise**, permet de fixer les conditions initiales du système telles que les vitesses et la température. Le sous menu **Monitors**, qui contient les résidus (**option residual**), qui nous renseigne sur l'évolution des résidus de calcul et pour avoir une visualisation de l'évolution de la convergence il faut cocher l'icône plot.

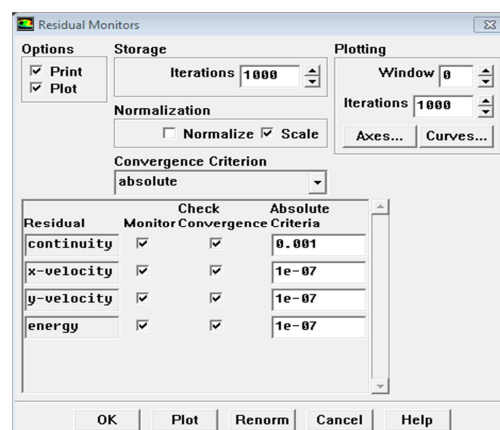


Figure.III.19. Vue sur le menu Monitors (residual)

- Après la réalisation de toutes les étapes précédentes, il nous reste qu'à choisir le nombre d'itération et lancer le calcul sous le menu **Iterate**, qui se trouve toujours dans le menu **Solve**.

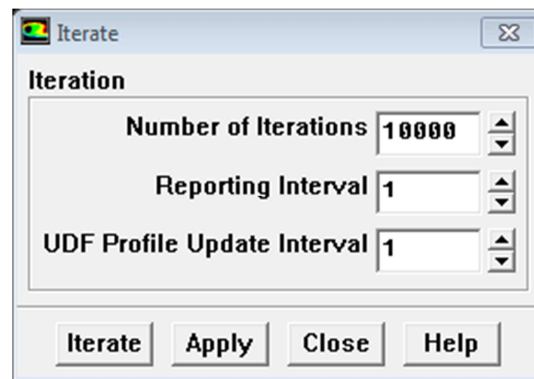


Figure.III.20. Lancement des calculs par Iterate

- Une fois que les itérations sont terminées (la convergence est atteinte), les visualisations des résultats peuvent se faire, en allant sur le sous menu Display et les sous menus contour et **velocity vectors**, et pour faire les graphes, il suffit d'y aller sur le menu Plot et choisir les différents graphes à faire pour différentes surfaces ou lignes ce que l'on veut.
- Après avoir tout fini le travail, elle vient la dernière étape c'est l'enregistrement qui se fait comme suit : **File**→**Write** → **Case &Data**, pour sauvegarder toute les données et géométrie.

III.4.Convection forcée

III.4.1.Position du problème

Dans notre cas, on considère un canal plan horizontal, de longueur $L=1m$, et de hauteur $H=0.05m$, porté à une température $T_p=333K$, et $T_0=298K$, avec une vitesse à l'entrée du canal qui est fonction du nombre de Reynolds. Cette configuration concernera le cas fluide et le cas avec mousse métallique.

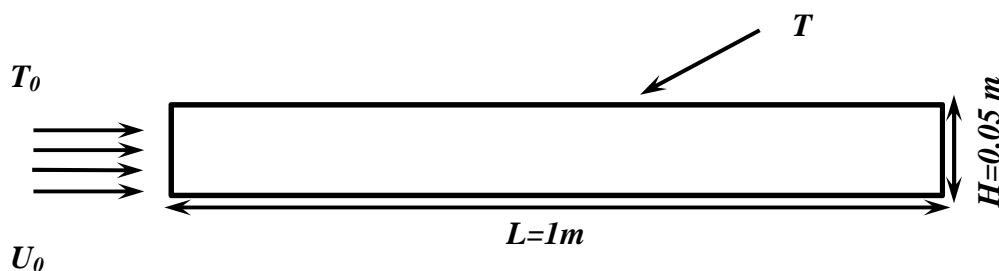


Figure.III.21. Canal plan

III.4.2.Création de la géométrie sous Gambit

La géométrie est générée sous Gambit en définissant les coordonnées des différents points (x, y) en 2D, ensuite en connectant ces point pour construire les segments, lesquels vont définir les frontière de la surface.

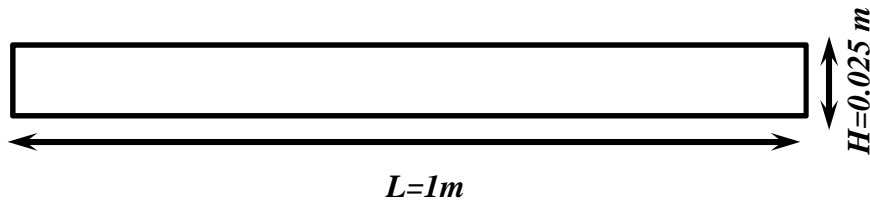


Figure. III.22.Le domaine de contrôle

Le long de la longueur du canal : les mailles sont espacées de 0.004 m pour avoir un nombre de 250 mailles, pour la hauteur du canal les mailles sont espacées de 0.0003125 et le nombre de mailles obtenu est de 80 mailles (figure III.23).Les conditions aux limites se traduisent par :

- **Velocity inlet** : elle matérialise une entrée de fluide dans le volume de contrôle à une vitesse donnée.
- **Wall** : elle matérialise une paroi pour laquelle nous avons introduit une condition de température T_p et la condition de non glissement pour les vitesses.
- **Outflow** : elle traduit un gradient de température nul.

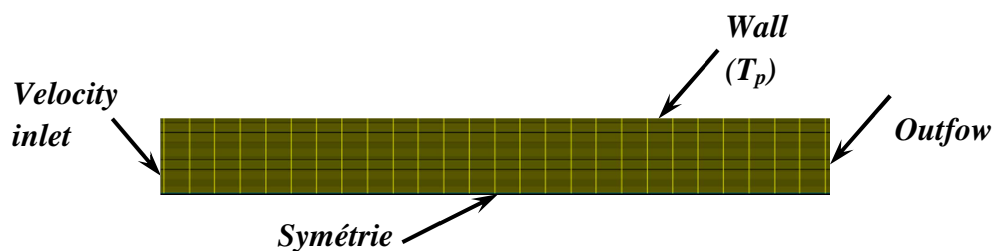


Figure. III.23.Maillage et conditions aux limites

Après la création de la géométrie et définition des conditions aux limites sous Gambit, il nous reste qu'à enregistrer notre travail, en choisissant la commande File comme expliqué précédemment.

III.4.3. La résolution sous Fluent

La première chose à faire après le lancement de Fluent est de choisir la version 2D, puis la fenêtre Fluent apparaît, comme mentionner déjà, le menu fille → Read → case, puis sélectionner le fichier du maillage, puis définir l'unité de longueur qui est dans notre cas le mètre, et par la suite :

- On spécifie le mode de l'écoulement en 2D et en régime permanent,
- Définir le régime d'écoulement laminaire,
- La résolution de l'équation de l'énergie, étant nécessaire, elle est donc activée,
- La définition du matériel (matière) utilisé,
- les effets de la gravité sont négligés, comme on est dans la convection forcée,
- Les conditions aux limites : Les conditions aux limites sont implémentées comme suit :

Velocityinlet : Vu que fluent travaille en dimensionnel, à chaque valeur du nombre de Reynolds, on calcule la valeur de la vitesse lui correspondante et on l'insère dans fluent.

Wall : En définissant cette partie dans gambit comme wall, fluent prend en considération le fait que les vitesses longitudinale et transversale au niveau de cette zone sont nulles. Pour le champ thermique, on spécifie pour la paroi supérieure une température $T_p=333K$.

Symetry : Nous avons défini dans le chapitre précédent l'axe de symétrie pour les deux cas canal fluide et canal avec mousse métallique. En spécifiant cette condition pour Fluent, il va considérer la condition d'annulation de flux que ce soit de la quantité de mouvement ou de chaleur.

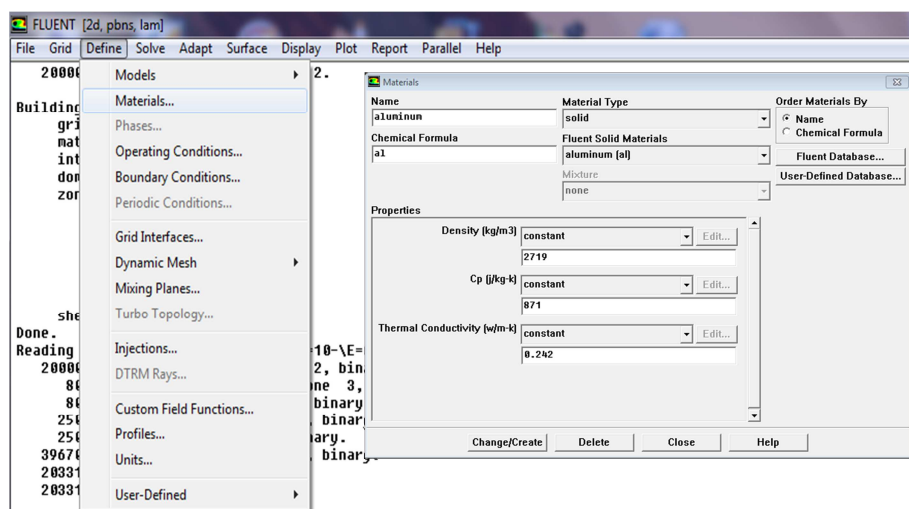


Figure. III.24. Définition du matériel utilisé

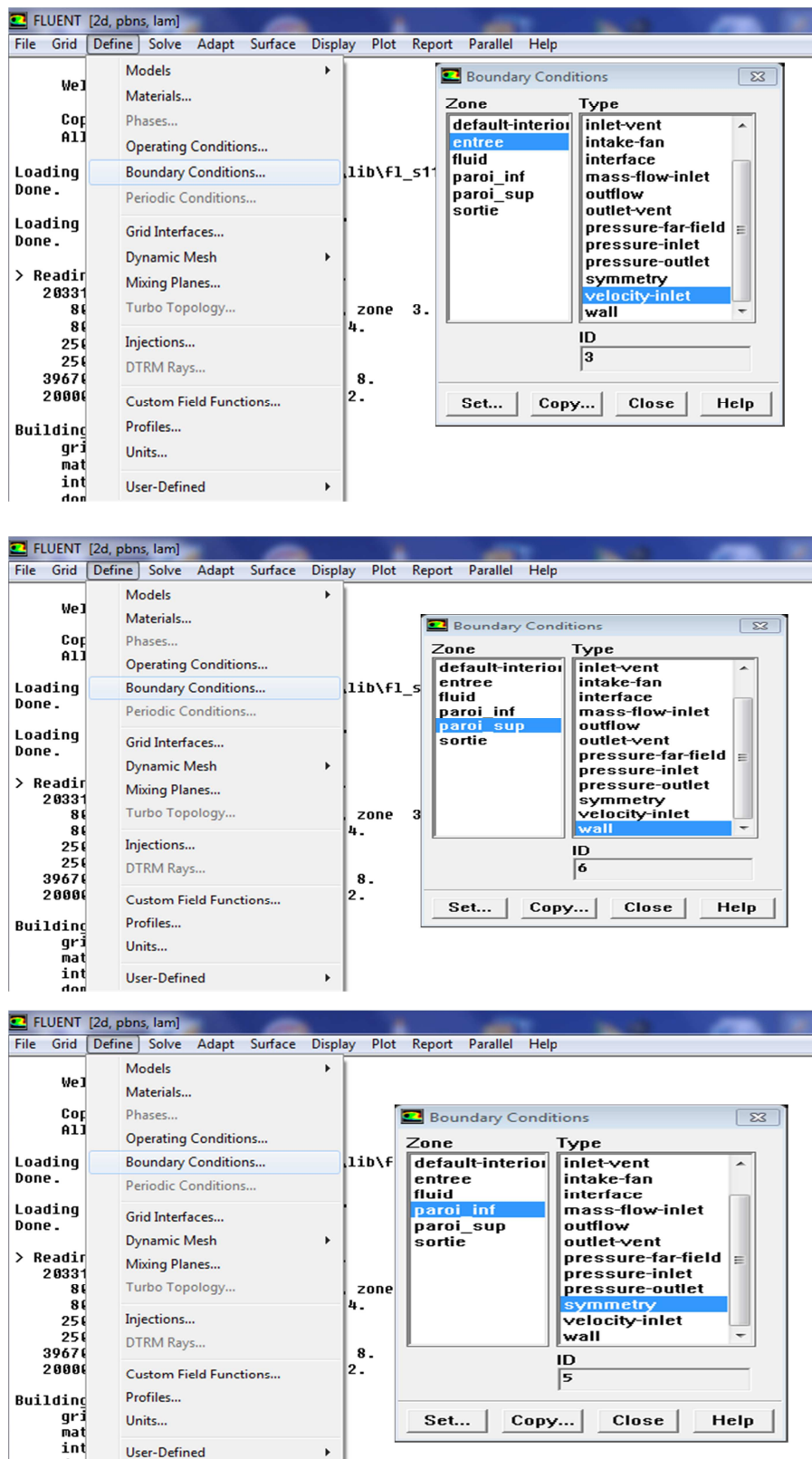


Figure. III.25. Définition des conditions aux limites

Comme notre travail consiste, entre autre, une étude sur les mousses métalliques qui sont un milieu poreux, alors on doit définir sur fluent le milieu poreux comme suit :

Il faut cocher l'option porous zone, puis choisir les caractéristiques de la mousse métallique y compris la perméabilité qui est fonction du nombre de Darcy et du nombre de PPI, la porosité du milieu et enfin le coefficient de la résistance inertielle. Ces caractéristiques dépendent du modèle de champ dynamique choisis à savoir le modèle de Darcy Brinkman ou le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer.

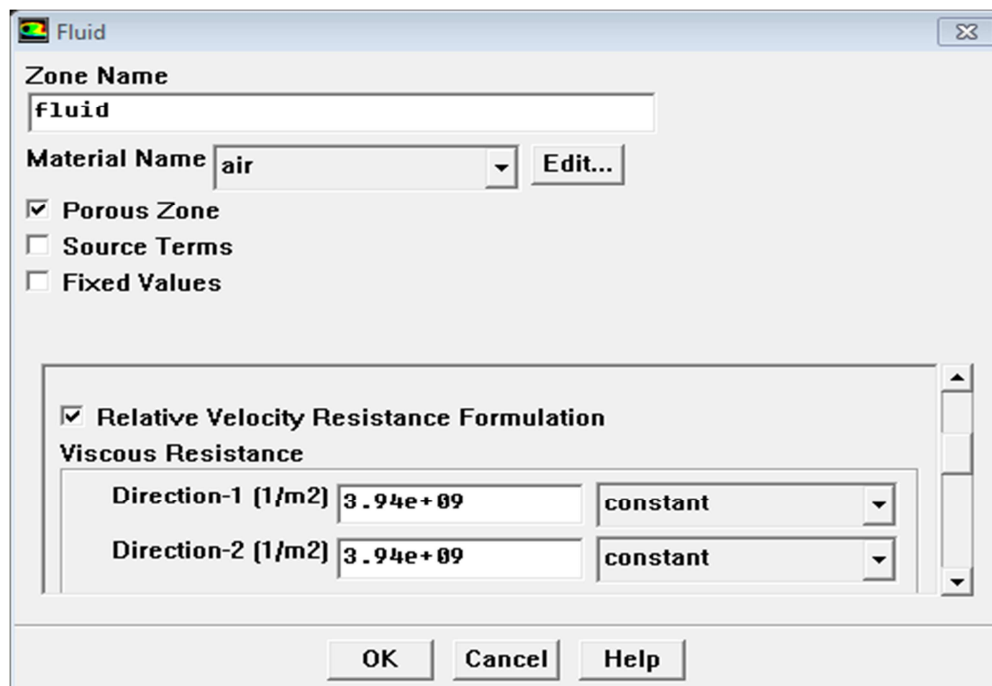
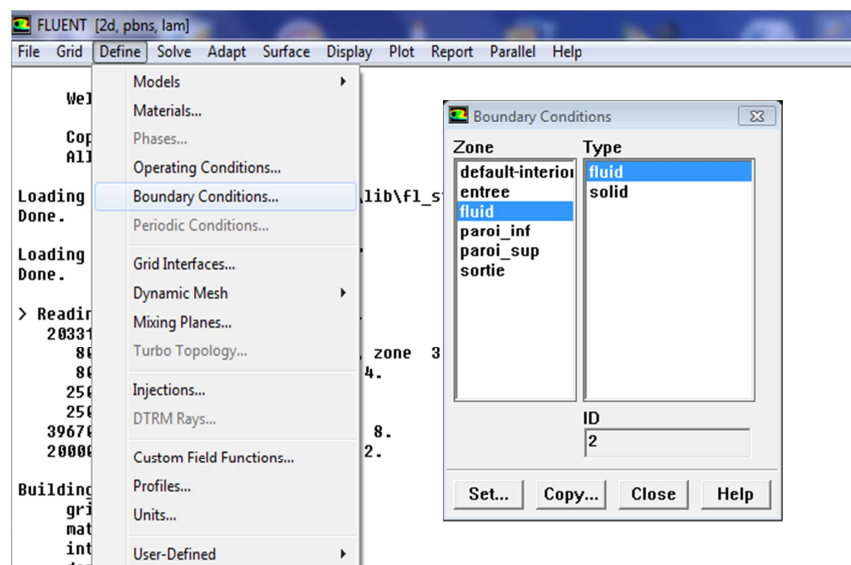


Figure. III.26.Définition du milieu poreux

Pour commencer les calculs, on procède par une initialisation des différentes variables. Elles doivent être bien choisies, au début du calcul on spécifie le nombre d'itération et on suit les évolutions des paramètres dont on définit les résidus. Une fois que la convergence est atteinte, on procède à la visualisation des résultats. Le menu Surface nous permet d'insérer une ligne à l'endroit où nous souhaitons visualiser les résultats, cette ligne peut se créer comme suit :

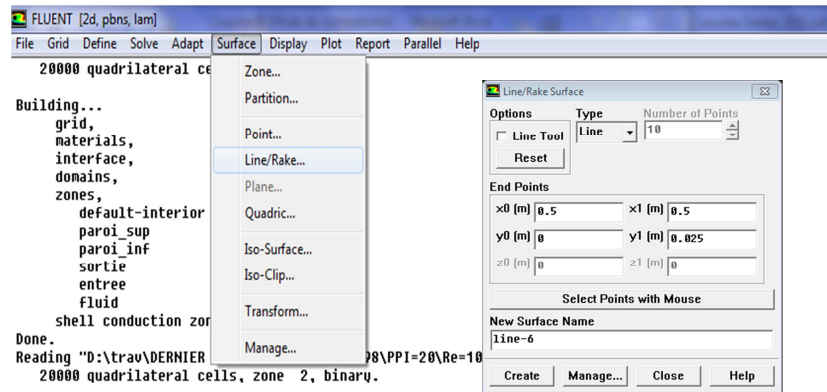


Figure.III.27.Déclaration de ligne

Enfin, pour la sauvegarde des résultats obtenus et comme nous l'avons détaillé précédemment, on doit activer l'instruction **File** → **Write** → **Case&Data** et choisir l'emplacement du fichier à enregistrer.

III.5. Conclusion

Après avoir présenté les principes de base de la procédure de résolution numérique et le logiciel Gambit avec lequel nous avons créés la géométrie, et définis le maillage avec le code de simulation Fluent. Nous avons spécifiés des conditions aux limites du domaine d'écoulement pour résoudre les équations régissant le mouvement dans le cas d'un canal plan remplis de milieu poreux (mousse métallique). Les calculs ont été lancés sous fluent et une panoplie de résultats ont été obtenus et que nous interprétons dans le chapitre suivant.

CHAPITRE IV :

RESULTATS ET INTERPRETATIONS

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons nous étaler sur les résultats découlant de l'étude numérique de la convection forcée dans un canal plan en présence et en absence d'un milieu poreux (mousse métallique). Notre travail consiste à étudier l'influence des paramètres de contrôle tels que le nombre de Reynolds **Re**, la perméabilité de la mousse exprimée sous le nombre de Darcy **Da**, le rapport des conductivités thermiques **R_k**, le nombre de **PPI** ainsi que la porosité du milieu ϵ , sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement.

IV.2. Etude de la sensibilité des résultats au maillage

L'étude de la sensibilité au maillage est une étape clé dans une étude numérique, car elle permet de vérifier que les résultats obtenus ne sont pas influencés par le type et la précision du maillage utilisé. Il a été montré, à travers les différentes études numériques, que la taille de la grille choisie peut avoir un impact sur le résultat obtenu. En d'autres termes, les résultats peuvent différer d'un maillage à l'autre, ce qui peut nous éloigner de l'aspect réaliste de ces résultats. Afin d'y remédier à cette insuffisance, il y a lieu de mener une étude de l'influence du maillage et ce en comparant les résultats obtenus pour les différentes grilles jusqu'à ce que la variation entre deux résultats de deux grilles successives soit négligeable.

Nous avons utilisé dans ce travail un maillage uniforme dans les directions horizontale et transversale. Afin de bien spécifier l'influence du maillage sur le champ dynamique et thermique, nous avons mené à un calcul pour différents maillage pour un canal plan sans et avec mousse métallique, avec des valeurs de nombre de Reynolds et de Prandtl égales à 1000 et 0.7 respectivement. Nous avons comparé les résultats obtenus, qui sont présentés par des profils de la vitesse et profils de nombre de Nusselt, les résultats seront présentés sous les figures suivantes.

Les figures (IV.1) jusqu'à (IV.6) représentent, d'une part, les profils des vitesses axiale et transversale au milieu du canal en fonction des ordonnées et, et d'autres part, le nombre de Nusselt local de la paroi supérieur en fonction des abscisses, pour un canal sans et avec mousse métallique. Nous avons choisi de mener les calculs pour cinq grilles différentes à savoir : (182x40), (200x60), (250x80), (300x80) et (300x100).

- Cas d'un canal sans mousse métallique

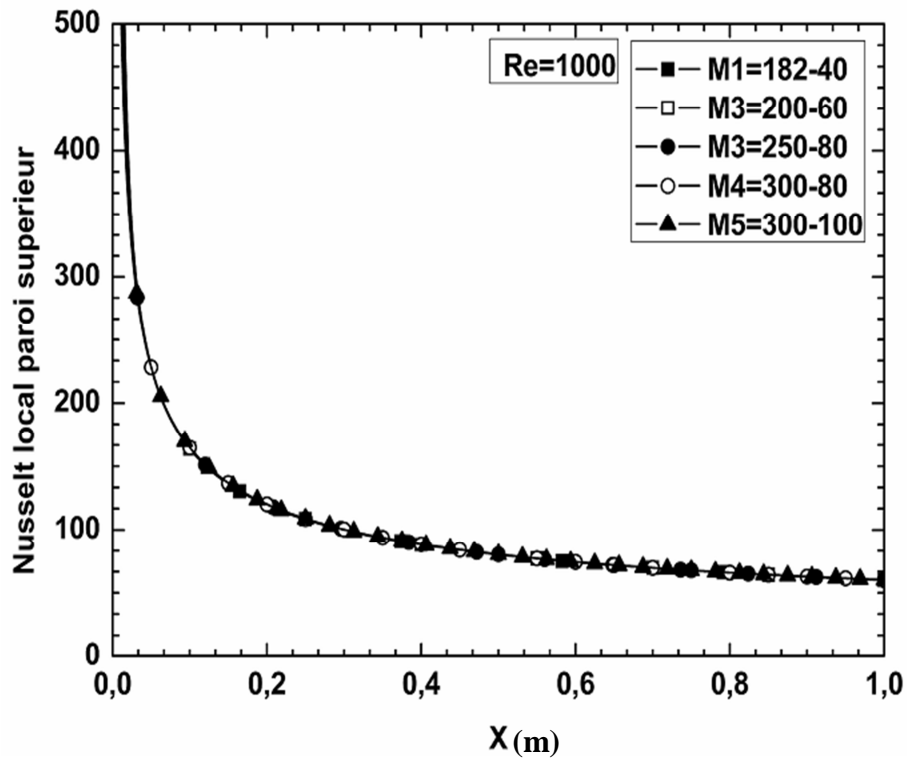


Figure IV.1. Profil du nombre de Nusselt local le long du canal pour différents maillages, Re=1000

Nous constatons que les profils obtenus sont quasiment similaires, seulement il y a une légère différence au maillage (182x40), (200x60). Afin de quantifier l'écart entre les différentes grilles, nous avons calculé les valeurs du nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} . Les résultats obtenus sont représentés dans le tableau IV.1. On remarque à travers ces résultats que l'écart entre la grille (250x80) et la grille la plus fine ne dépasse pas 0.02%, ce qui est largement acceptable.

N°	maillage	Nombre de Nusselt moyen	Erreur (%)
1	182x40	81.92	0.268
2	200x60	81.76	0.0733
3	250x80	81.72	0.0244
4	300x80	81.74	0.0489
5	320x100	81.70	*****

Tableau.IV.1. Effet du maillage sur les caractéristiques thermiques de l'écoulement

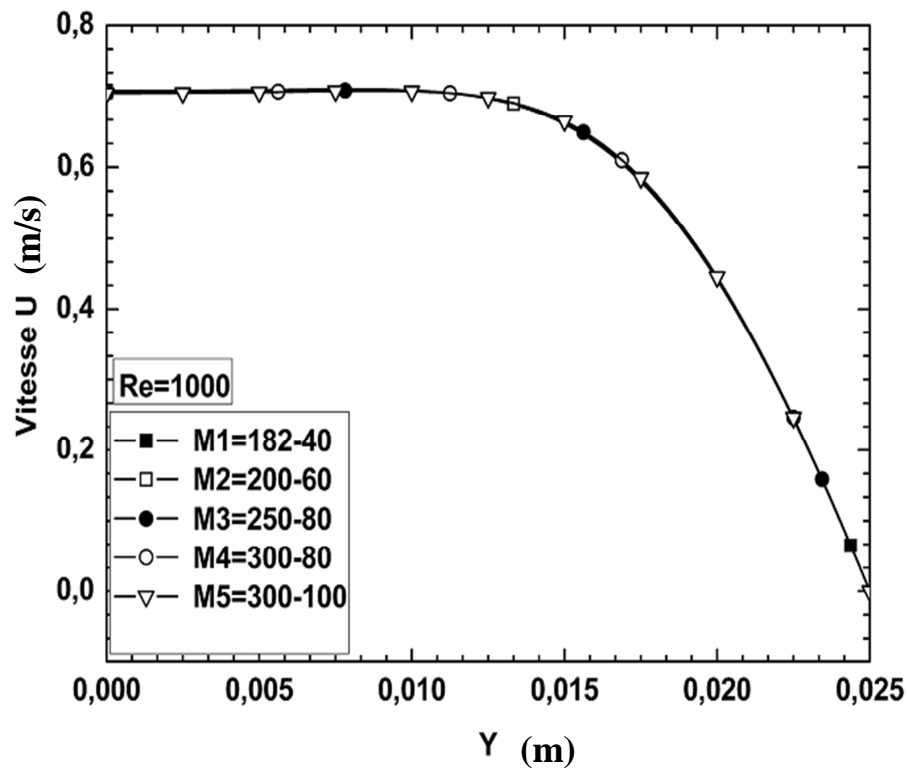


Figure.IV.2. Profil de la vitesse longitudinale au milieu du canal pour différents maillages, $Re=1000$

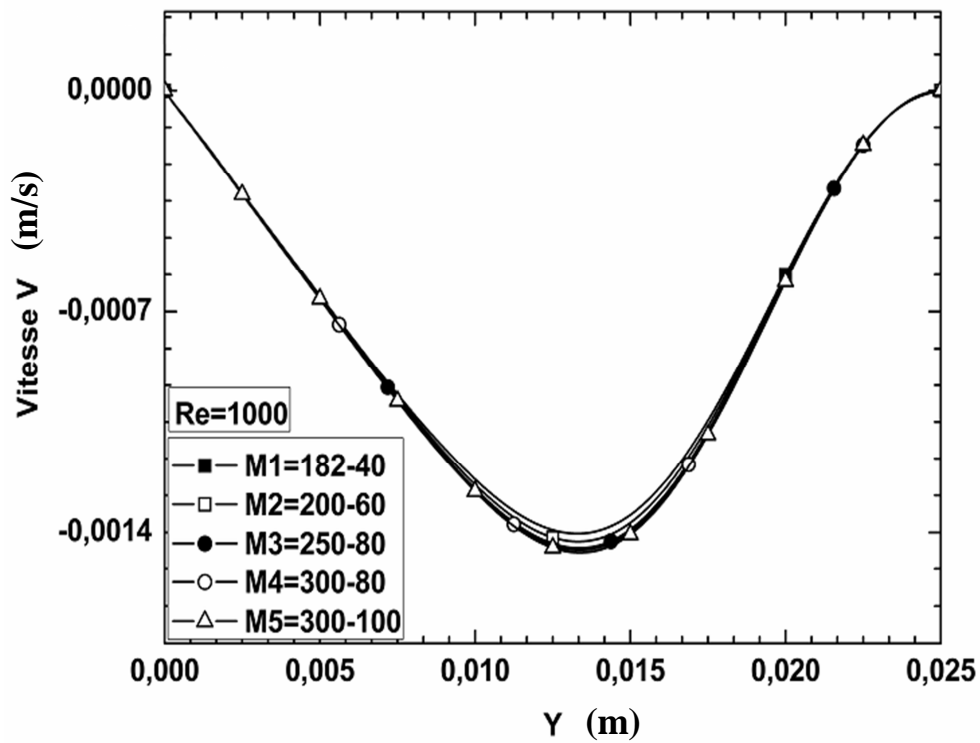


Figure.IV.3. Profil de la vitesse transversale au milieu du canal pour différents maillages, $Re=1000$

- Cas d'un canal avec mousse métallique

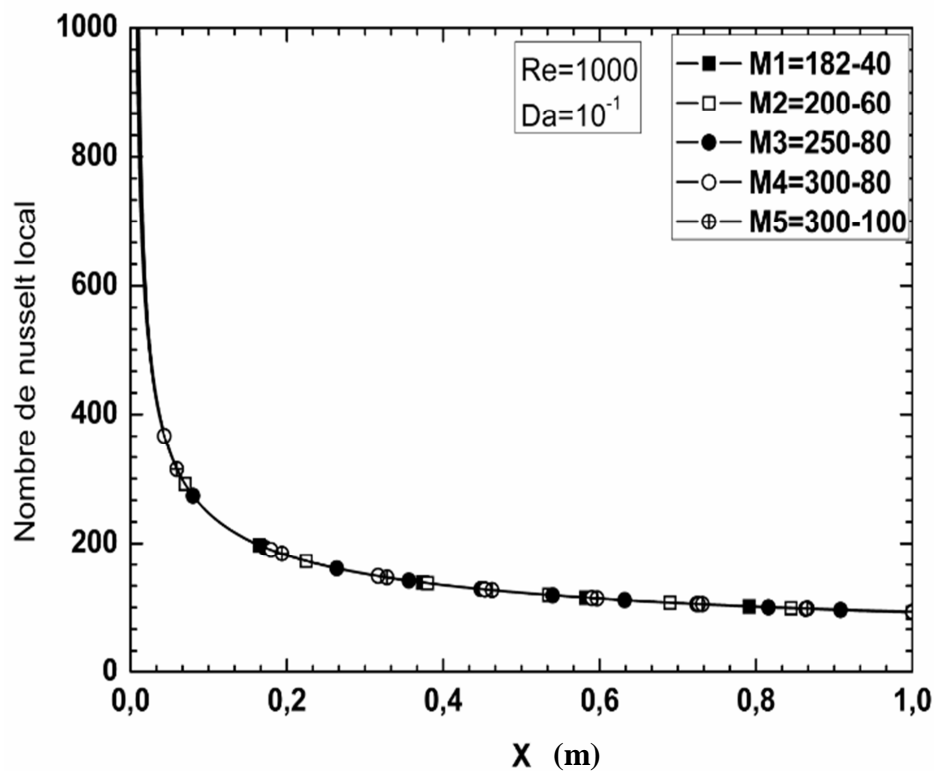


Figure. IV.4. Profil du nombre de Nusselt le long du canal pour différents maillages, $Re=1000$, $Da=10^{-1}$

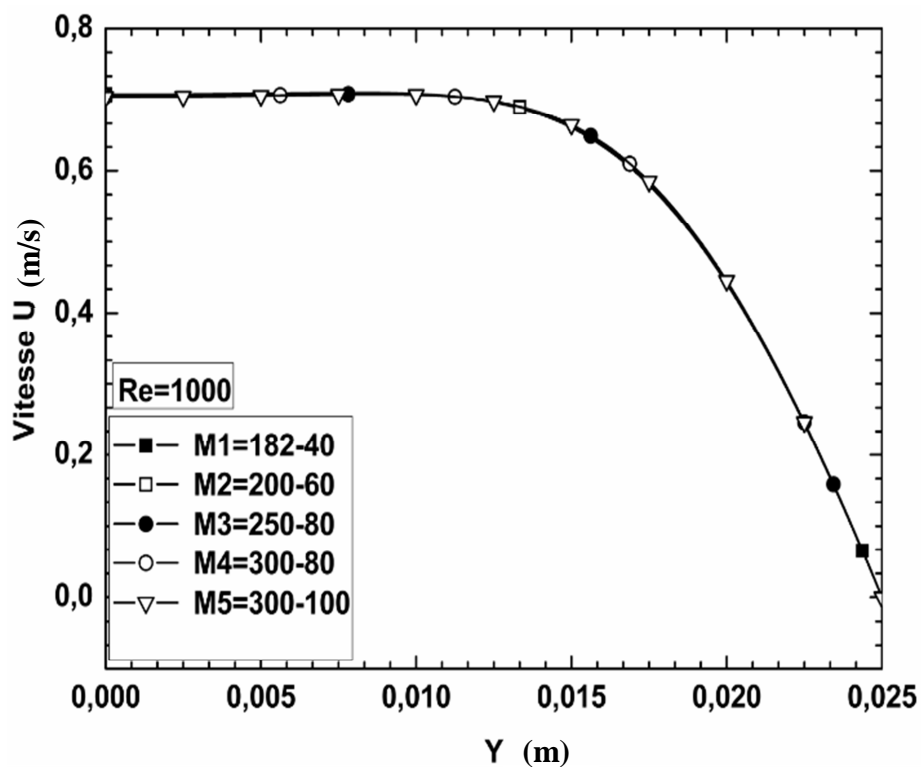


Figure.IV.5. Profil de la vitesse longitudinale au milieu du canal pour différents maillages, $Re=1000$, $Da=10^{-1}$

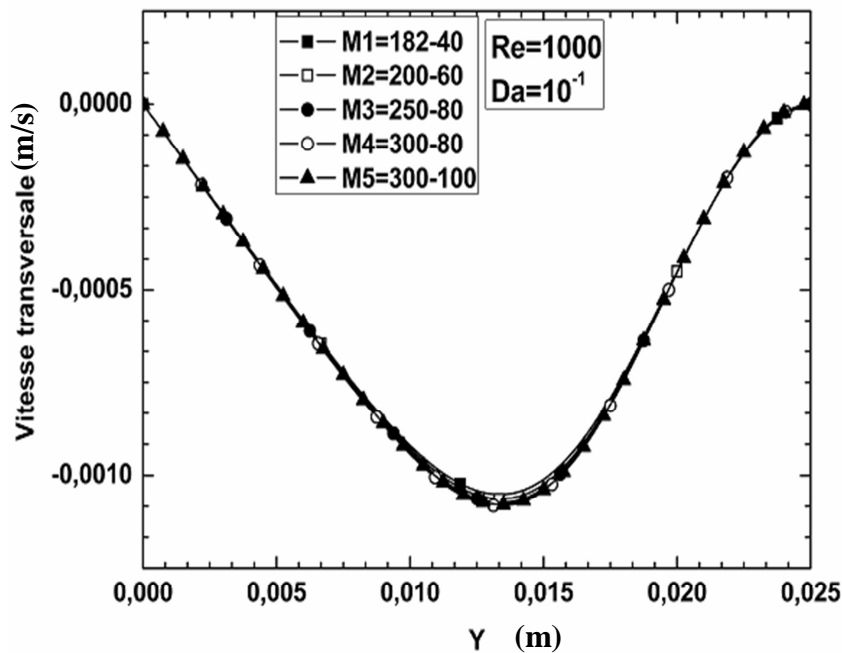


Figure. IV.6. Profil de la vitesse transversale au milieu du canal pour différents maillage, $Re=1000$, $Da=10^{-1}$

Nous remarquons à travers ces figures que les profils des vitesses et du nombre de Nusselt restent presque inchangés, seulement il y a une petite différence au maillage (182x40) et (200x60). Nous avons, par la suite, évalué le nombre de Nusselt moyen le long de la plaque pour différents maillages. Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau IV.2. On constate que l'écart entre les résultats des grilles 250x80 et 320x100 ne dépasse pas 0,0315%.

N°	maillage	Nombre de Nusselt moyen	Erreur (%)
1	182x40	127.01	0.165
2	200x60	126.89	0.070
3	250x80	126.84	0.0315
4	300x80	126.86	0.0472
5	320x100	126.80	*****

Tableau.IV.2. Effet du maillage sur les caractéristiques thermiques de l'écoulement

Il est clair, à travers les résultats contenus dans les tableaux IV.1 & IV.2, que la grille 250x80 constitue un choix optimal entre la précision des résultats et le temps de calcul. Ce choix est justifié par l'erreur entre les valeurs du nombre de Nusselt moyens pour cette grille et la grille la plus fine qui sont de 0.0244 % pour le cas fluide et 0.0315 % pour le cas avec moule métallique, respectivement.

IV.3. Discussion des Résultats obtenus

Les principaux résultats découlant de cette étude sont présentés sous forme de variation des profils des vitesses longitudinale et transversale pour le champ dynamique et sous forme de variation de profil de température et du nombre de Nusselt local et moyen pour le champ thermique. Les valeurs des différents paramètres de contrôle pour lesquels les calculs sont exécutés sont : Pour le cas fluide : $50 \leq Re \leq 1500$, $Pr = 0.7$ et pour le cas poreux : $Re=100$, $Re=1000$, $Re=2000$, $10^{-6} \leq Da \leq 1$, $1 \leq R_k \leq 100$.

IV.3.1. Profils de vitesses

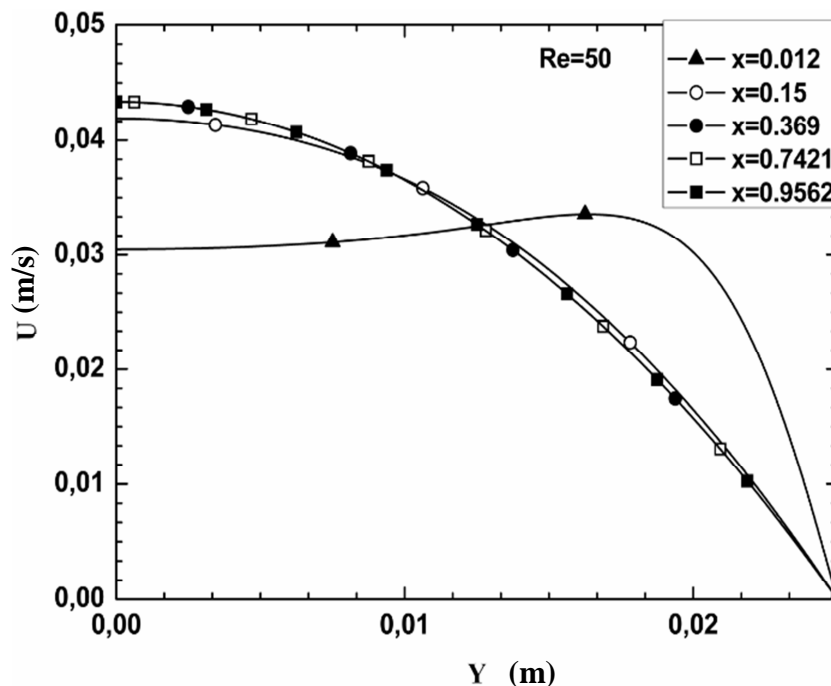


Figure.IV.7. Profil de la vitesse longitudinale le long du canal pour $Re = 50$

Les figures IV.7 jusqu'à IV.11 représentent la variation du profil de la vitesse longitudinale en fonction de Y au niveau de différentes positions axiales du canal pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Pour des faibles valeurs du nombre de Reynolds ($Re=50$, 100), on constate à travers les figures correspondantes que le profil de vitesse évolue d'un profil quasi plat à positions très proches du canal ($x=0.012$) vers des profils plus paraboliques en évoluant vers le milieu du canal ($x=0.15$). On constate aussi qu'à partir de cette position axiale, les profils restent quasi inchangés.

Lorsque l'intensité de l'écoulement devient importante correspondant aux valeurs du nombre de Reynolds élevées ($Re=700$, 1000 & 1500), on constate que l'évolution du profil de la vitesse longitudinale le long du canal devient plus prononcée, mais l'évolution des profils vers un profil plus parabolique est moins importante. Les profils de vitesse continuent à

évoluer même pour des positions axiales très proches de la sortie ($x=0.7421$ et $x=0.9562$), ce qui veut dire que le régime dynamique est loin d'être établi et par conséquent il faudra encore une longueur du canal plus importante pour des valeurs élevées de Reynolds.

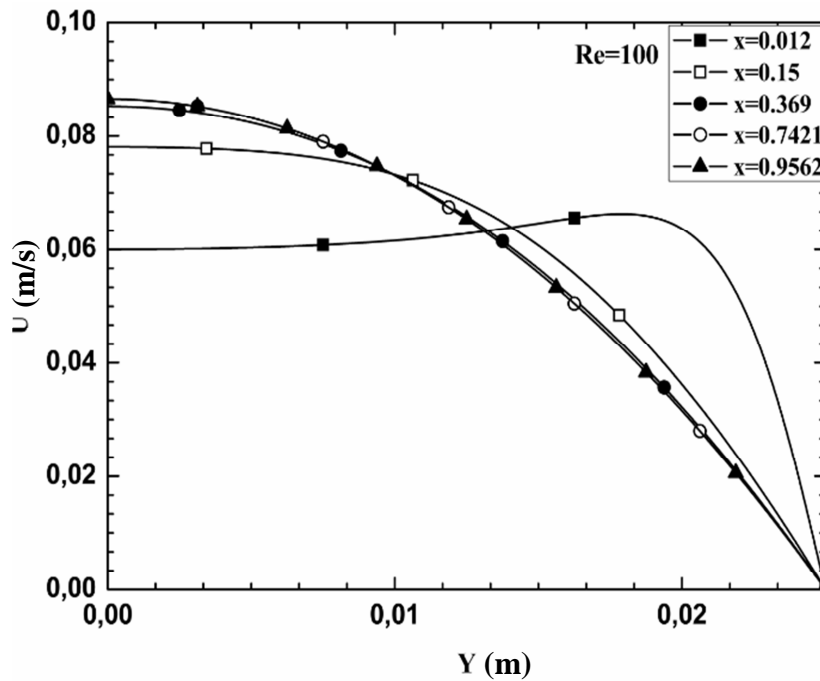


Figure.IV.8. Profil de la vitesse longitudinale le long du canal pour $Re=100$

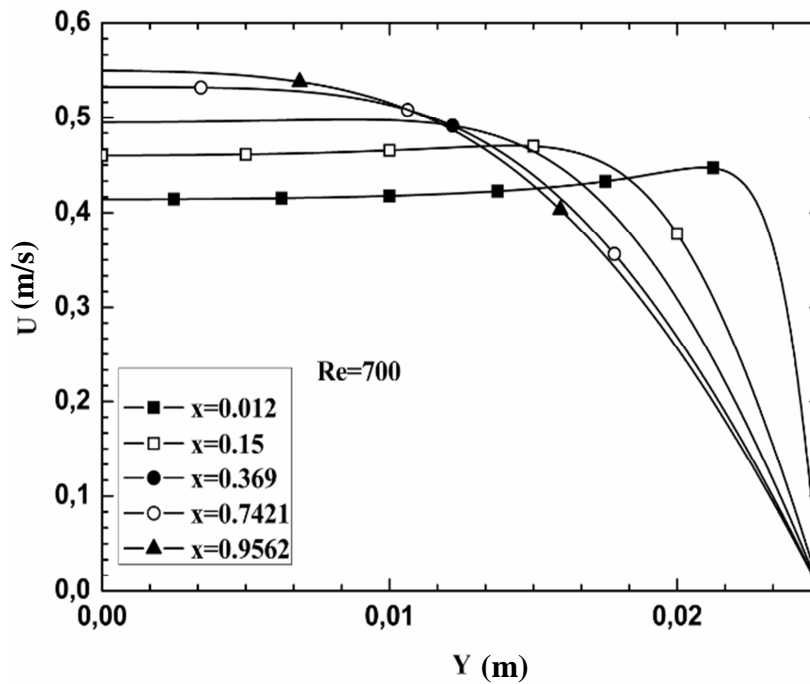


Figure.IV.9. Profil de la vitesse longitudinale le long du canal pour $Re=700$

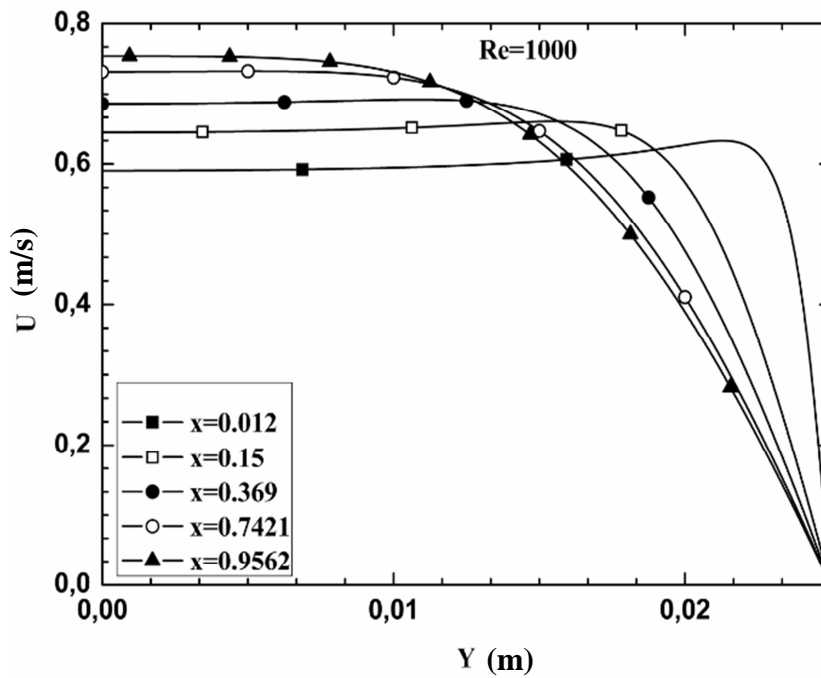


Figure. IV.10. Profil de la vitesse longitudinale le long du canal pour $Re=1000$

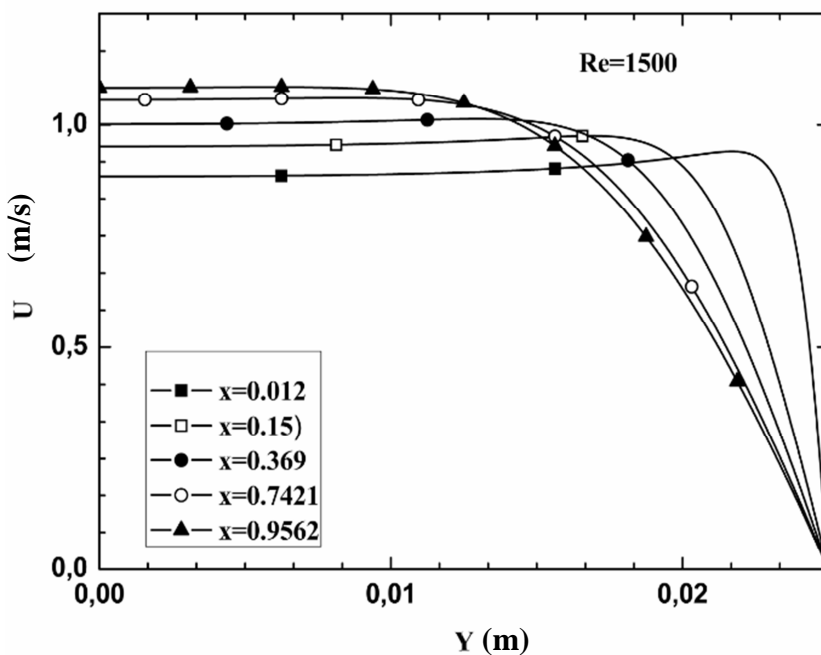


Figure.IV.11. Profil de la vitesse longitudinale le long du canal pour $Re=1500$

L'effet de l'insertion d'une mousse métallique dans le canal sur les profils de la vitesse longitudinale pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, est illustré sur les figures (IV.12) et (IV.13). L'effet de l'insertion d'une mousse métallique peut être étudié en faisant varier la perméabilité de la mousse métallique et ce à travers la variation du nombre de Darcy. On constate, à travers ces figures, que l'introduction de mousses métalliques de faibles perméabilité conduit à la réduction de l'intensité de l'écoulement et conduit à par conséquent à ralentir le développement des profils de vitesse. Le profil de vitesse évolue d'un profil peu

parabolique pour des mousses à forte perméabilité ($Da=10^{-1}$) vers des profils quasi plats pour des mousses à très faibles perméabilités ($Da=10^{-4}$).

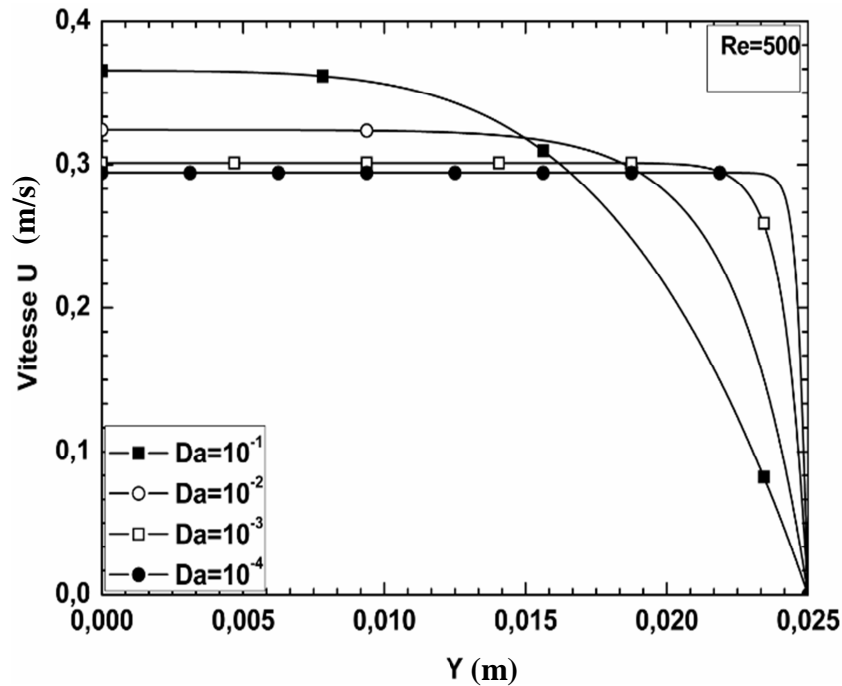


Figure. IV.12. Effet du nombre de Darcy sur le profil de la vitesse pour $Re=500$

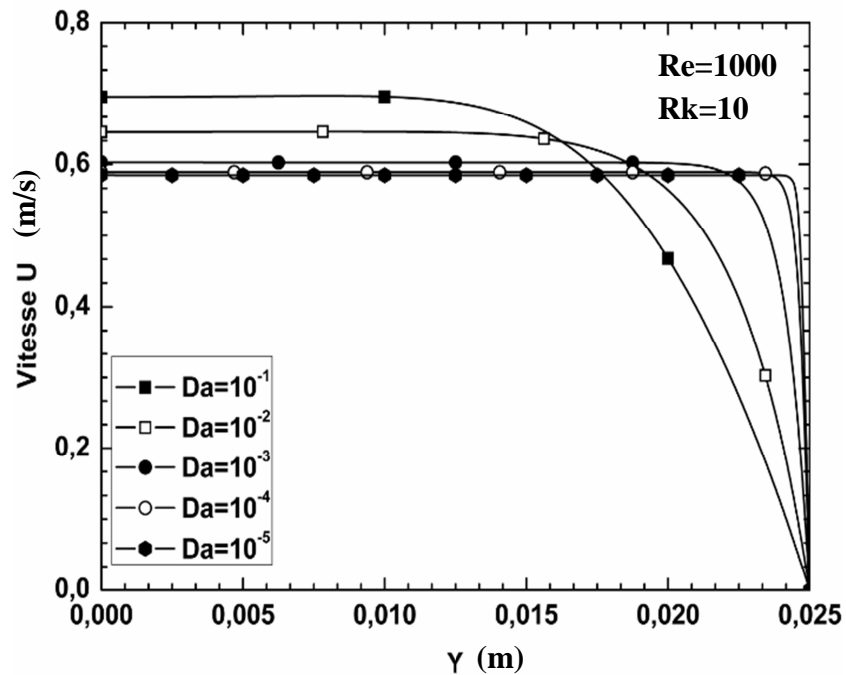


Figure.IV.13. Effet du nombre de Darcy sur le profil de la vitesse pour $Re=1000$

IV.3.2. Profil de température

L'évolution du profil de température en fonction de la largeur du canal pour différentes positions axiales et pour différents nombre de Reynolds, dans le cas d'un canal complètement

fluide (absence de mousse métallique), est représentée au niveau des figures (IV.14, IV.15, IV.16).

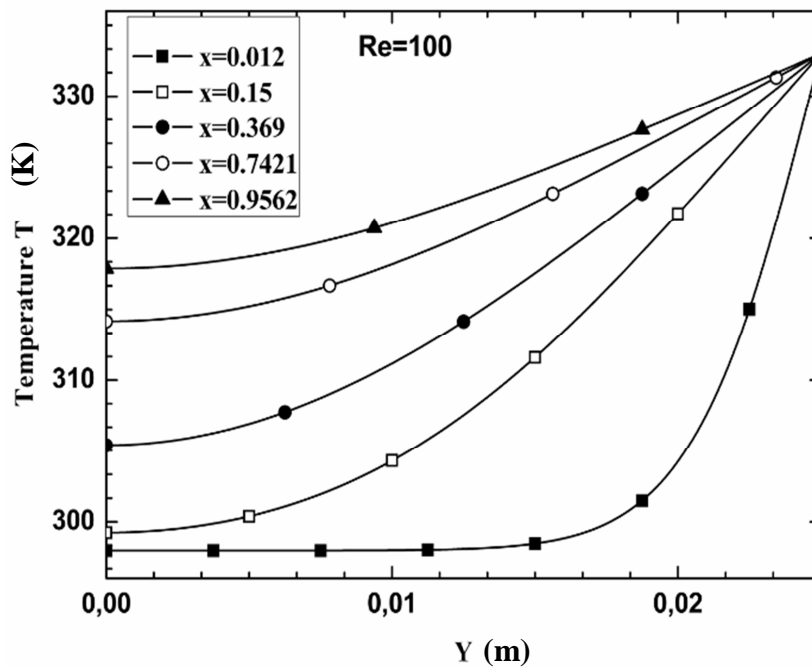


Figure.IV.14. Profil de la température le long du canal pour $Re=100$

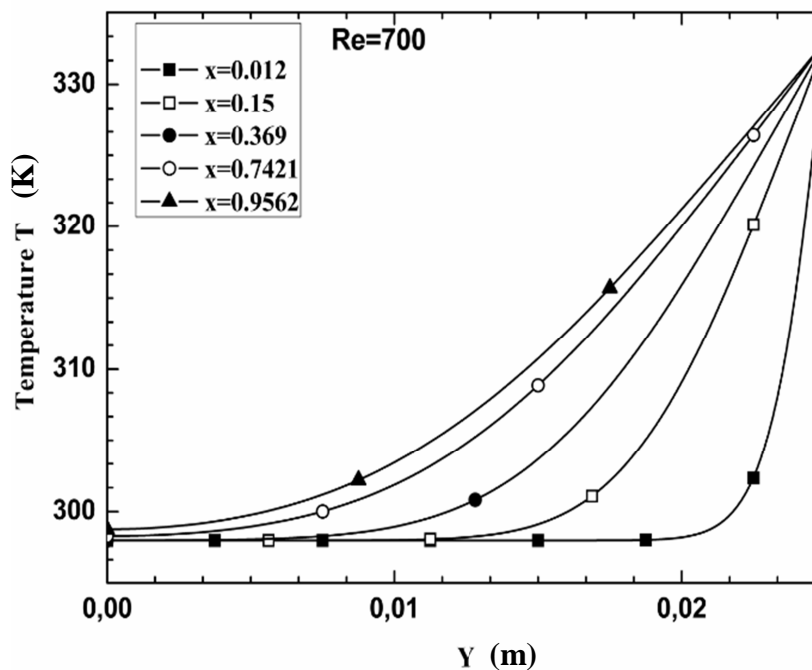


Figure. IV.15. Profil de la température le long du canal pour $Re=700$

On remarque que pour des petites valeurs de Reynolds ($Re=100$, figure IV.14), le profil de température évolue de façon importante à partir de l'entrée du canal jusqu'à une distance $x=0.7421$ où il commence à diminuer jusqu'à la sortie du canal, ce qui veut dire que le régime commence à être établi. Pour le cas des valeurs élevées du nombre de Reynolds, $Re=700$

(figure IV.15) et $Re=1000$ (figure IV.16), le profil de température évolue le long du canal d'une forme plate à l'entrée du canal vers une forme parabolique à sa sortie.

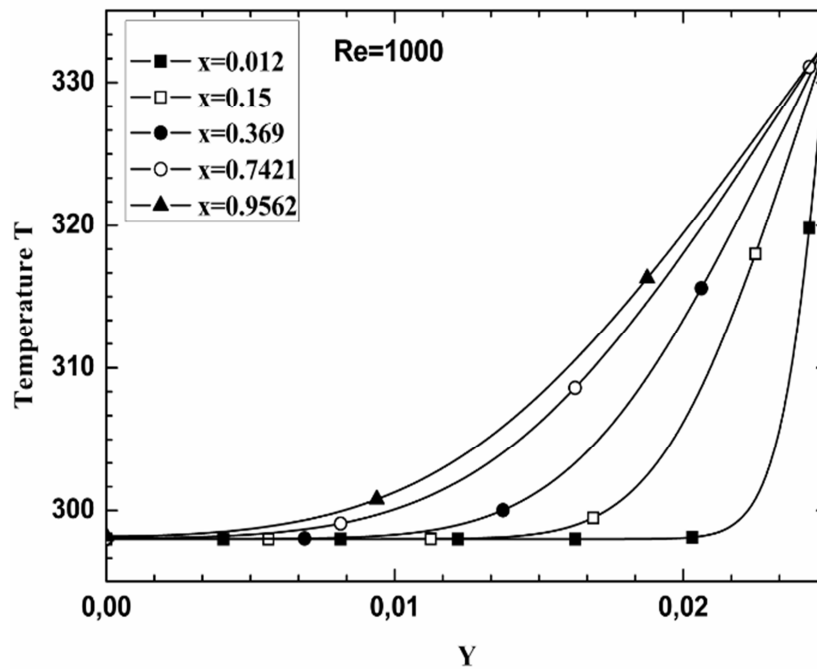


Figure. IV.16. Profil de la température pour différentes positions axiales pour $Re=1000$

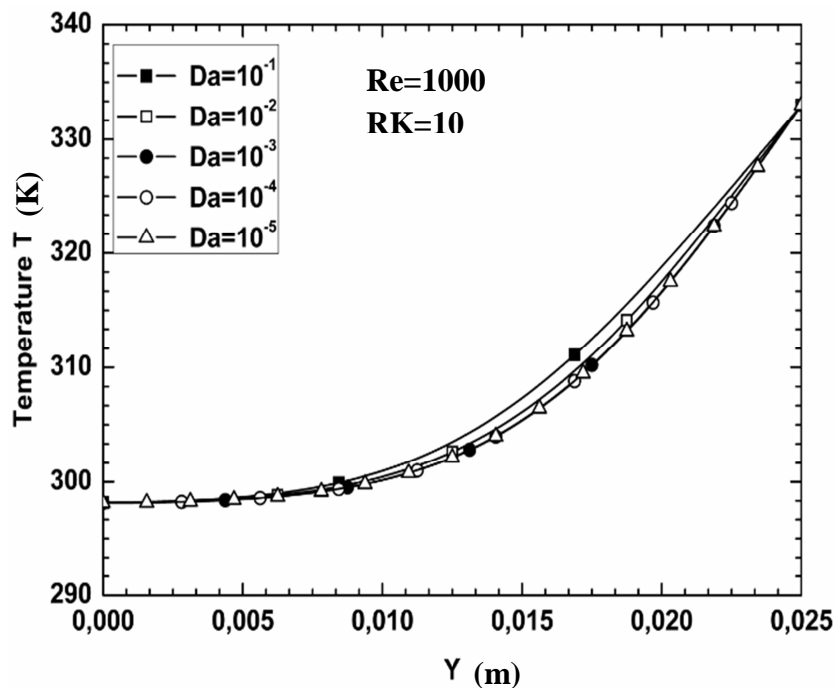


Figure.IV.17. Variation du profil de température en fonction de la distance transversale pour différentes valeurs du nombre de Darcy et $Re=1000$, $x=0.5$

L'effet de l'insertion d'une mousse métallique dans le canal sur les profils de températures est illustré sur La figure (IV.17), pour différentes valeurs de nombre de Darcy, ce qui correspond à différentes mousses métalliques avec une perméabilité donnée pour

chacune. On remarque que le profil de température évolue avec le nombre de Darcy de sorte que la diminution du nombre de Darcy conduit à un développement plus ralenti des profils de température du fait de la faible épaisseur de la couche limite thermique.

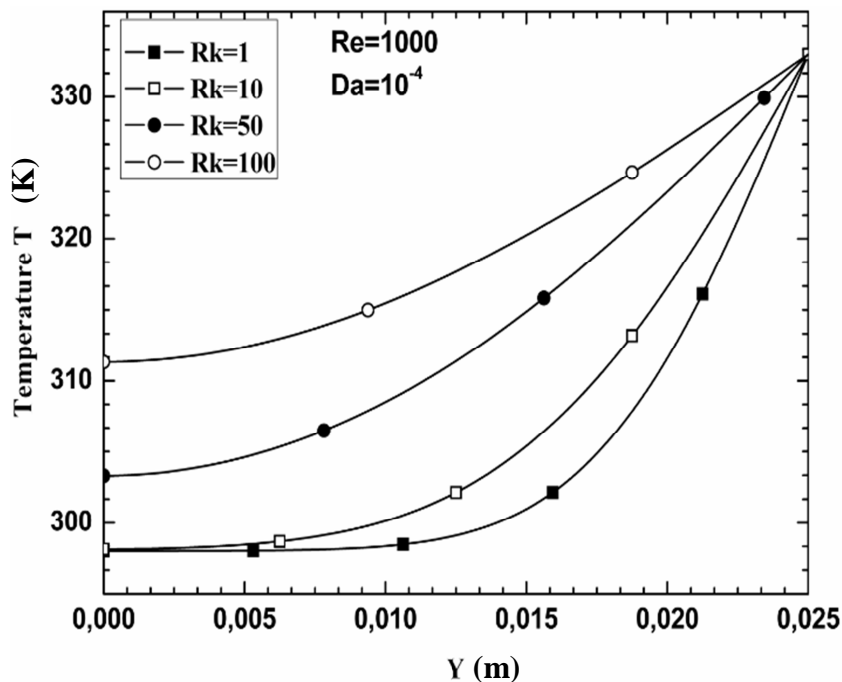


Figure. IV.18. Variation du profil de la température pour différentes valeurs du rapport des conductivités thermiques, $x=0.5$

La figure (IV.18) illustre la variation du profil de la température au milieu du canal et en fonction de y pour différentes valeurs du rapport de conductivités thermiques. On constate que pour les valeurs faibles du rapport des conductivités thermiques, le profil de la température évolue d'un profil plat vers un profil parabolique pour des valeurs élevées du rapport des conductivités. L'augmentation du rapport des conductivités conduit à une augmentation de la température de la matrice du fait de la bonne communication thermique due à une conductivité du solide élevée.

IV.3.3. Nombres de Nusselt

La variation du nombre de Nusselt local le long de la direction longitudinale du canal pour différentes valeurs des paramètres de contrôle tels que le nombre de Reynolds, le nombre de Darcy et le rapport des conductivités thermiques, est illustrée sur les figures (IV.19), (IV.20) et (IV.21).

La figure (IV.19) représente la variation du nombre de Nusselt local le long du canal en fonction des abscisses pour différentes valeurs de nombre de Reynolds. On remarque, à travers cette figure, que pour une valeur donnée du nombre de Reynolds, le profil du nombre

de Nusselt local a une allure décroissante en allant des valeurs élevées à l'entrée du canal vers des valeurs moins importantes au fur et à mesure que l'on évolue vers la sortie du canal. Les gradients de température sont plus importants à l'entrée du canal. L'augmentation du nombre de Reynolds conduit à une augmentation des valeurs du nombre de Nusselt local, ce qui est la conséquence directe de l'augmentation des effets convectifs au voisinage de la paroi.

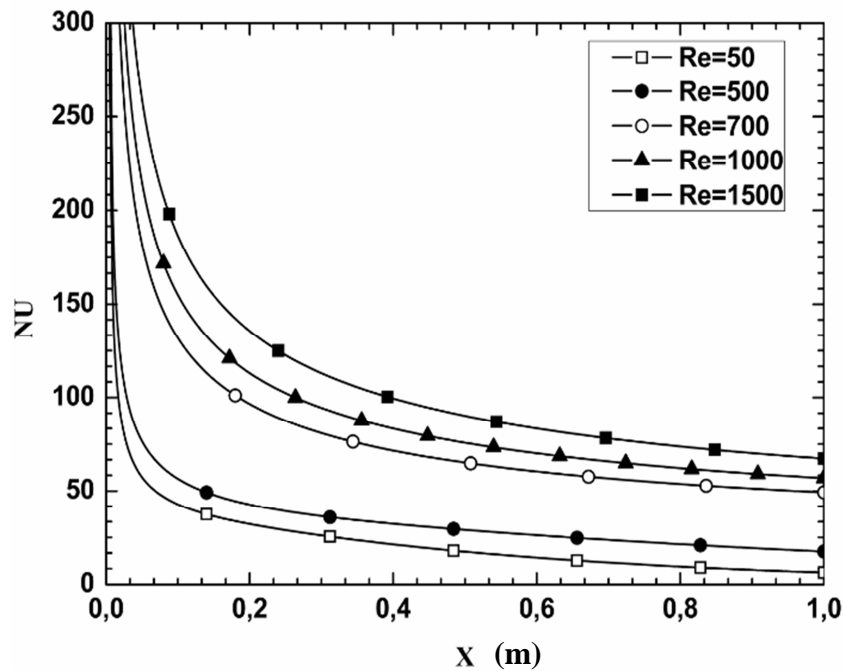


Figure. IV.19. Variation du nombre de Nusselt local le long du canal pour différentes valeurs du nombre de Reynolds

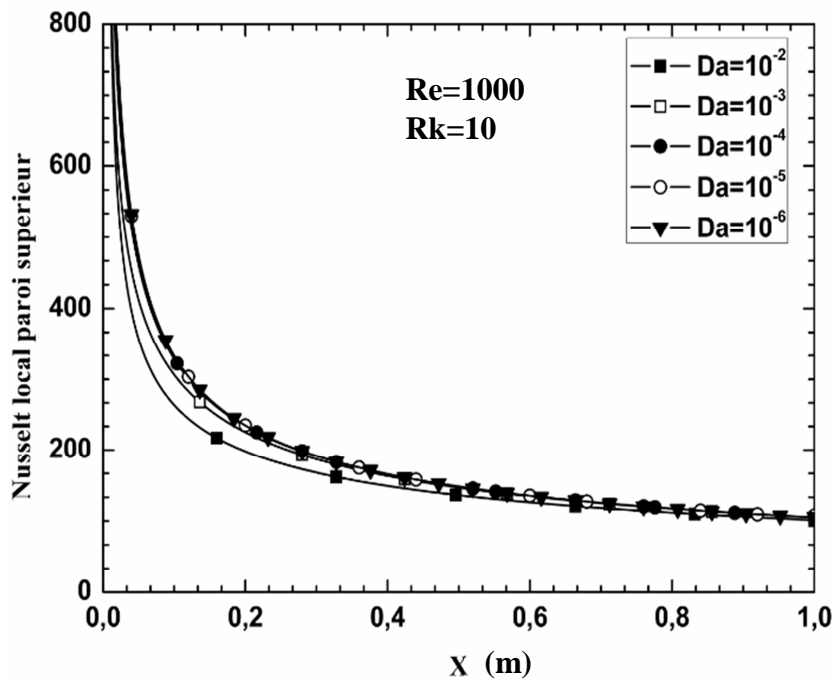


Figure. IV.20. Profil du nombre de Nusselt local le long du canal pour différentes valeurs du nombre de Darcy

La variation du nombre de Nusselt local pour différentes valeurs du nombre de Darcy est représentée sur la figure (IV.20). On constate, à travers cette figure, que le nombre de Nusselt local augmente avec la diminution de la perméabilité de la mousse métallique. Comme mentionné précédemment, l'insertion de la mousse métallique contribue à la réduction des épaisseurs des couches limites, ce qui favorise l'augmentation des échanges thermiques entre la paroi et le milieu.

La figure (IV.21) montre la variation du nombre de Nusselt local le long du canal pour différentes valeurs du rapport des conductivités thermiques et pour un nombre de $Re=1000$ et $Da=10^{-4}$. On constate d'après cette figure que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du rapport des conductivités thermiques. L'insertion d'une mousse métallique à conductivité thermique du solide relativement élevée conduit donc à l'augmentation des échanges convectifs avec la paroi.

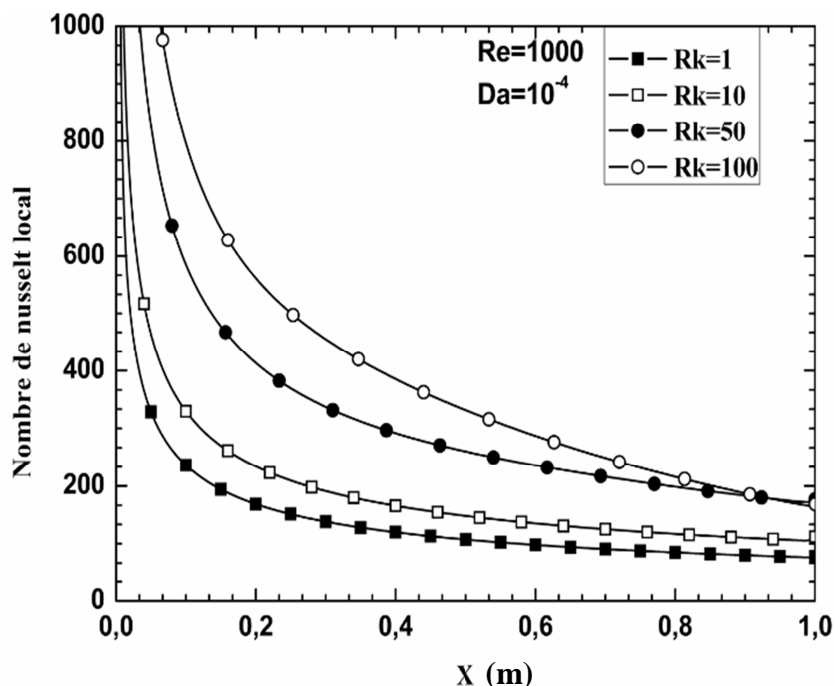


Figure. IV.21. Variation du nombre de Nusselt local le long du canal pour différentes valeurs du rapport des conductivités thermiques

L'effet des paramètres de contrôle tels que le nombre de Darcy, le nombre de Reynolds et du nombre de PPI sur le nombre de Nusselt moyen est illustré sur les figures (IV.22), (IV.23) et (IV.24).

La figure (IV.22) représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Darcy pour une valeur de Reynolds de 1000 et un rapport des conductivités thermique de 10. On constate à travers cette figure que le nombre de Nusselt moyen diminue

avec l'augmentation du nombre de Darcy en allant d'une valeur quasi asymptotique pour des faibles valeurs de la perméabilité de la mousse métallique vers une valeur inférieure pour des valeurs élevées de la perméabilité, ce qui correspond au cas du canal complètement fluide (mousse métallique à très forte perméabilité).

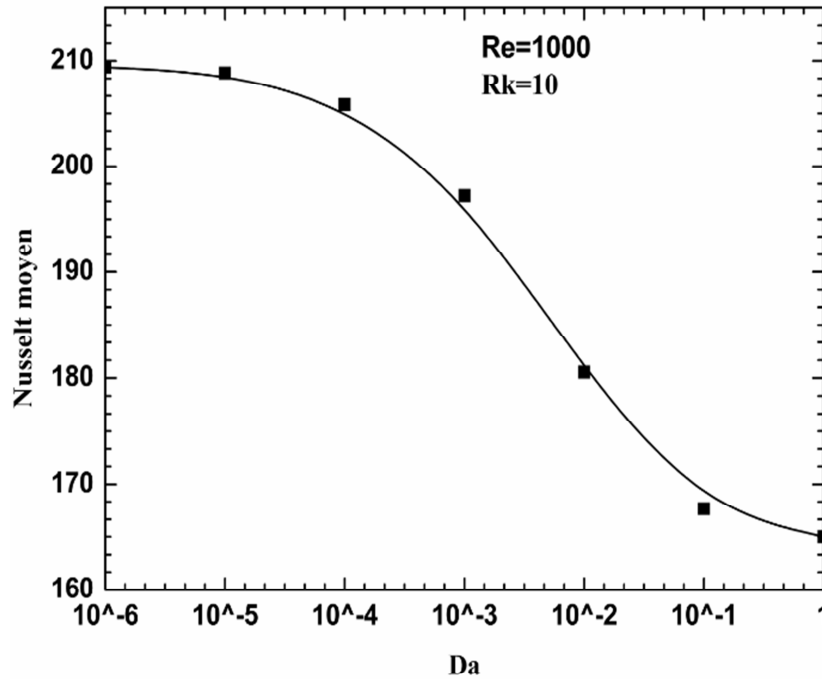


Figure.IV.22. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Darcy pour Re=1000, x=0.5

La figure (IV.24) illustre la variation de nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs du PPI. Ce paramètre, comme mentionné précédemment, représente le nombre de particules par unité de longueur, il nous renseigne sur la densité de la mousse métallique. Il est considéré comme l'une des caractéristique les plus importantes des mousses métalliques, différentes corrélations ont été développées dans la littérature pour l'exprimer en fonction d'autres caractéristiques des mousses métalliques telles que le diamètre des pores, le diamètre des brins, la porosité...etc. Nous avons examiné l'influence de ce paramètre sur le nombre de Nusselt moyen à l'aide des corrélations suivantes :

D'après Calmidi 1998, $d_p = 0.0254/w$,

$$d_f = d_p \cdot 1.18 \sqrt{(1 - \varepsilon)/(3\pi)} [1 - \exp((\varepsilon - 1)/0.04)]^{-1}$$

$$K = 0.00073(1 - \varepsilon)^{-0.224} (d_f/d_p)^{-1.11} d_p^2 [15]$$

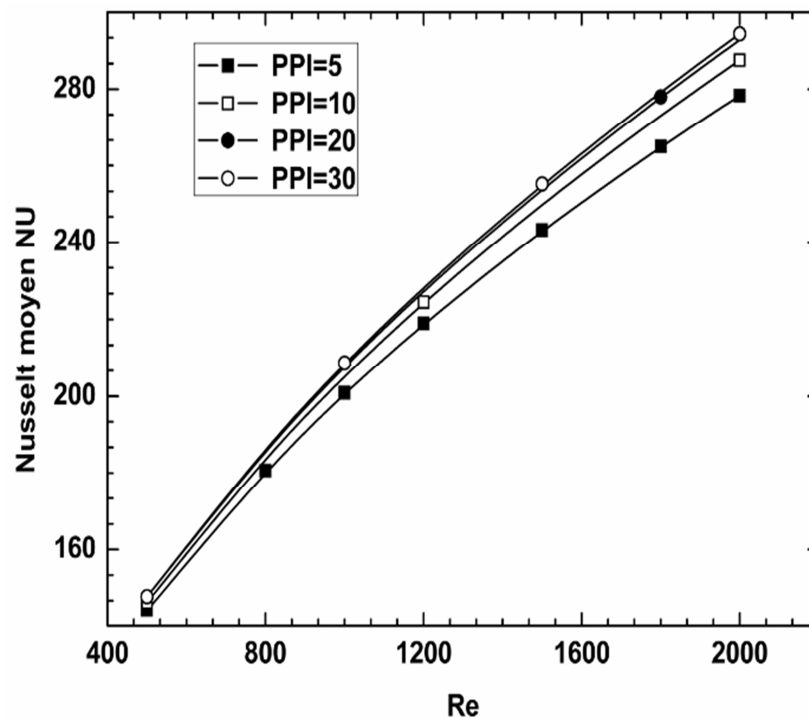


Figure. IV.23. Effet du nombre de PPI sur le nombre de Nusselt moyen, $x=0.5$

L'objectif visé à travers la représentation de la figure est de voir à la fois l'effet du nombre de Reynolds et l'effet de la densité des pores sur les échanges convectifs, à travers le nombre de Nusselt moyen. On constate à travers cette figure que pour une valeur donnée de la densité des pores, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Il y a lieu de mentionner aussi l'augmentation du nombre de Nusselt moyen avec l'augmentation de la densité de la mousse métallique. En d'autres termes, l'insertion d'une mousse métallique ayant une densité élevée contribue à l'augmentation des transferts. En regardant les corrélations ci-dessus, on constate une relation entre la densité de la mousse métallique et la perméabilité, de sorte que l'augmentation de la densité conduit à une diminution de la perméabilité d'où l'augmentation des transferts.

CONCLUSION GENERALE

La contribution à l'étude des transferts de chaleur convectifs dans un canal plan bidimensionnel, rempli d'une mousse métallique parcourue par un fluide newtonien, incompressible, en régime laminaire et permanent était le principal objectif de notre étude. La modélisation mathématique a été effectuée moyennant le modèle de Darcy-Brinkman pour le champ dynamique dans le cas de la présence de la mousse métallique et des équations de Navier et Stokes dans le cas d'un canal complètement fluide et le modèle à une équation d'énergie pour le champ thermique. La résolution des équations aux dérivées partielles résultantes de la modélisation mathématique a été effectuée par le logiciel Fluent associé à Gambit.

Cette étude nous a permis de voir l'influence des paramètres thermophysiques tels que la perméabilité de la mousse métallique, le rapport des conductivités thermiques, le nombre de Reynolds et la densité de la mousse métallique (nombre de PPI) sur les comportements dynamique et thermique. Les résultats obtenus sont présentés sous formes de profils de vitesse et de température. Les évolutions du nombre de Nusselt local et moyen ont été aussi présentées. Les résultats les plus parlant qui ont découlé de cette étude ont montré que :

- Les profils de la vitesse axiale et de la température locale sont dépendants du nombre de Reynolds.
- Le profil du nombre de Nusselt varie proportionnellement avec le nombre de Reynolds.
- L'introduction de la mousse métallique dans le canal conduit au changement du profil de la vitesse d'une forme parabolique vers une forme plate.
- L'insertion de la mousse métallique à faible perméabilité entraîne une augmentation du transfert de chaleur par rapport aux perméabilités élevées.
- le nombre de Nusselt local augmente avec l'augmentation du rapport des conductivités thermiques.
- L'augmentation du nombre de PPI entraîne une augmentation du nombre de Nusselt moyen avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

- [1]. «Experimental investigation of forced and mixed convection heat transfer in a foam-filled horizontal rectangular channel». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 52, Issues 5–6, February 2009, Pages 1313-1325; Irfan Kurtabs, Nevin Celik
- [2]. «Characteristics of oscillating flow through a channel filled with open-cell metal foam». *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volume 27, Issue 1, February 2006, Pages 144-153; K.C. Leong, L.W. Jin
- [3]. « Experimental investigation of flow assisted mixed convection in high porosity foams in vertical channels». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 54, Issues 25–26, December 2011, Pages 5231-5241; Pradeep.M.Kamath, C.Balaji, S.P.Venkateshan
- [4]. «Enhanced forced convective cooling of heat sources by metal-foam porous layers». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 58, Issues 1–2, March 2013, Pages 356-373; Chih-Cheng Chen, Po-Chuan Huang, Hsiu-Ying Hwang
- [5]. « Forced convection in a sintered porous channel with inlet and outlet slots». *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 44, Issue 1, January 2005, Pages 33-42; H.Hadim, M.North
- [6]. «Fully developed forced convective heat transfer in an annulus partially filled with metallic foams: An analytical solution». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 55, Issues 25–26, December 2012, Pages 7508-7519; Z.G.Qu, H.J.Xu, W.Q.Tao
- [7]. «Analysis of heat transfer in oscillating flow through a channel filled with metal foam using computational fluid dynamics». *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 66, April 2013, Pages 42-50; Mohsen Ghafarian, Davod Mohebbi-Kalhari, Jafar Sadegi
- [8]. «Air forced convection through metal foams: Experimental results and modeling». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 62 (2013) 112–123; Simone Mancin, Claudio Zilio, Andrea Diani, Luisa Rossetto

- [9]. «Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux». *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2007) 624–631; Nihad Dukhan, Kuan-Chih Chen
- [10]. «Metal foams as compact high performance heat exchangers». *Mechanics of Materials* 35 (2003) 1161–1176; K.Boomsma, D.Poulikakos, F.Zwick
- [11]. « Contribution à l'étude de transfert de masse et de chaleur dans un canal poreux » (2008). Thèse doctorat, Benkafada Faouzia
- [12]. Le journal des ingénieurs. N°108 – Décembre 2007.
- [13]. HANDBOOK OF POROUS MEDIA, Second Edition. Edited by Kambiz Vafai. 2005 by Taylor & Francis Group, LLC.
- [14]. HEAT TRANSFER IN POROUS MEDIA, Massoud Kaviany, University of Michigan.
- [15]. FLUID FLOW THROUGH PACKED COLUMNS, Sabri Ergun, Carnegie Institute of Technology, Pittsburgh, Pennsylvania. Vol.48, No.2, Chemical Engineering Progress. February, 1952.
- [16]. Jean-Philippe BONNET, «Phénomènes de transport dans les mousses métalliques : approche expérimentale des écoulements monophasiques et liquide-gaz». Décembre 2007, UNIVERSITÉ DE PROVENCE AIX-MARSEILLE 1.
- [17]. Thermal Transport in Metallic Porous Media, Heat transfer-Engineering Application, Prof.Vyacheslav Vikhrenko(Ed.), ISBN:978-953-307-361-3,In Tech. Z.G.Qu, H.J.Xu, T .S.Wang, W.Q.Tao and T.J.Lu (2011).
- [18]. « Forced convection cooling enhancement by use of porous materials», *International Journal of Heat and Fluid Flow* 19 (1998) 251-258. Y. Ould-Amer, S. Chikh, K. Bouhadeb, G. Lauriat
- [19]. «Structure et propriétés mécaniques d'empilement aléatoires de sphères creuses ; caractérisation et modélisation». Institut polytechnique de Grenoble, Décembre 2008 ; Alexandre FALLET

- [20]. «Détermination des grandeurs hydrodynamiques et thermiques d'un support à base de mousse alvéolaire de β -SiC pour la synthèse de Fischer-Tropsch. De la modélisation vers l'application». Université de Strasbourg Mars 2011 ; Tri TRUONG HUU
- [21]. «Contribution à l'étude de transfert de masse et de chaleur dans un canal Poreux». UNIVERSITE MENTOURI – CONSTANTINE, 2008 ; BENKAFADA FAOUZIA
- [22]. « Transfert de chaleur et de matière dans un canal rempli partiellement d'une matière poreuse». UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE ; BENMERKHI Meriem
- [23]. «Modélisation du transfert de chaleur lors de l'écoulement d'un fluide à l'intérieur d'une paroi poreuse». Université 20 Août 55, Skikda, Juin 2008 ; SASSANE Nadjette
- [24]. «Caractérisation des propriétés Thermiques de mousses céramiques et métalliques à partir d'analyse tomographiques aux rayons X». Institut national des sciences appliquées de Lyon, N° d'ordre : 2008-ISAL-0052 ; Mathilde LORETZ
- [25]. «Simulation numérique du transfert de chaleur et de masse en milieux poreux» Université des sciences et de la technologie HOUARI BOUMEDIENNE. N° d'ordre : 04/2002-E/PH ;Ramdane YOUNSI
- [26]. Dossier Techniques de l'ingénieur, be8250.
- [27]. Apport des mousses métalliques en réacteur continu intensifié. Institut national polytechnique de Toulouse, N° d'ordre : 2596. Mouna ABBANA BENNANI
- [28]. Le Journal des Ingénieurs. N°108 - Décembre 2007.
- [29]. Nancy-Université INPL, Articles L 122.4, Articles L 335.2- L 335.10.