

M1331.307

**Université du 8 mai 1945 – Guelma**  
**Faculté des Sciences et de la technologie**  
**Département de Génie Mécanique**



**Mémoire de fin d'étude**

Présenté par : MAOUI Khaoula

**Master 2**

**Option : Maintenance Industrielle**

=====

**APPROCHE, APPLICATION ET COMPARAISON  
DES PERTES DE CHARGE DANS LES CONDUITES  
DES SYSTEMES DE DISTRIBUTION D'EAU**

=====

Sous la Direction de :

**Pr. HADDAD Abdelkrim**

**Année universitaire 2015/2016**

## Résumé

Pour que se réalise un écoulement fluide, il est indispensable de vaincre les forces, principalement de frottement, qui lui sont opposées. Ces forces qui freinent l'écoulement du fluide entraînent des pertes d'énergie qui sont généralement exprimées en hauteur de fluide et nommées les pertes de charge. Si les pertes de charge sont dues aux frottements, elles sont appelées linéaires ou régulières. Si par contre elles sont causées par les divers accessoires et singularités qui peuvent se retrouver au sein d'un réseau, elles sont alors dites singulières.

Les travaux faisant l'objet de ce mémoire s'intéressent à la mesure des pertes de charge régulières se produisant le long de conduites de diverses dimensions et rugosités. Les mesures de ces pertes de charge sont réalisées en termes de différence de hauteur de fluide entre deux stations de mesure. Ceci est réalisé grâce aux équipements disponibles au sein du laboratoire de Mécanique des Fluides.

Les résultats obtenus sont comparés à ceux calculés grâce à l'application de sept relations empiriques reconnues par la littérature spécialisée.

Principalement utilisée aux Etats Unis d'Amérique depuis sa dérivation en 1933, l'approche de Hazen-Williams est trouvée être la plus en mesure de prédire la perte de charge dans le cas des conduites lisses. Concernant les conduites rugueuses, la relation de Strickler semble la plus appropriée.

Une intéressante corrélation des résultats empiriques avec ceux expérimentaux est néanmoins montrée.



# REMERCIEMENTS

Je souhaite avant tout remercier Professeur HADDAD Abdelkrim, mon Directeur de mémoire, pour son soutien, son aide et ses orientations. Il m'a fait bénéficier de ses conseils et ses compétences, soulignant ainsi l'intérêt qu'il porte à mon travail. Je le remercie pour m'avoir accueilli dans son projet.

Je remercie mes très chers parents Moussa et Farida qui ont toujours été là pour moi. Je remercie aussi mes frères Seif-Eddine et Weil et ma sœur Bouchra pour leur encouragement. Il ya un personne de très grande importante dans ma vie qui me soutient tout le temps par la force et l'énergie. Je le remercie infiniment Souilah Nourreddine.

Je remercie très spécialement Fadila, Sara, Khouloud qui ont toujours été là pour moi. Enfin je remercie tous mes ami(e)s que j'aime: Hannen, Basma, Meriem et Housseem Pour leur sincère amitié et confiance, e auxquels je dois ma reconnaissance et mon attachement.

A tous ces intervenants, je présente mes remerciements, mes respects et ma gratitude.

---

# SOMMAIRE

<b>Résumé</b>	<b>i</b>
<b>Remerciements</b>	<b>ii</b>
<b>Sommaire</b>	<b>iii</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>vi</b>
<b>INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre 1 :</b>	
<b>GENERALITES SUR LES FLUIDES, LEURS ECOULEMENTSET     LEURS PROPRIETES</b>	<b>3</b>
1.1: Introduction	3
1.2: Généralités sur les fluides	3
1.2.1: Nature des fluides-newtoniens et non-newtoniens	3
1.2.2: Fluides compressibles et incompressibles	4
1.2.3: Fluides parfaits et réels	4
1.3: Propriétés des Fluides	4
1.3.1: Densité	4
1.3.2: Gravité spécifique	4
1.3.3: Viscosité	5
1.4: Généralités sur les écoulements	6
1.4.1: Introduction	6
1.4.2: Ecoulements permanents et non-permanents	6
1.4.3: Ecoulements rotationnels et irrotationnels	6
1.4.4.: Régimes d'écoulement	6
1.5: Equations de conservation	8
1.5.1: Introduction	8
1.5.2: Equation de conservation de la masse	8
1.5.3: Equation de conservation de la quantité de mouvement	8
1.5.4.: Equation de conservation de l'énergie	9
1.5.5: Equation de conservation de Bernoulli pour un fluide parfait	10
<b>Chapitre 2 :</b>	<b>11</b>
<b>LES PERTES DE CHARGE DANS LES CONDUITES</b>	
2.1: Introduction	11
2.2: Equation de Bernoulli pour un fluide réel	11
2.3: Pertes de charge régulières (par frottement)	13

2.3.1: Coefficient de frottement en régime laminaire	15
2.3.2: Coefficient de frottement en régime turbulent	15
2.4: Pertes de charge singulières	16
2.5: Expression finale de l'équation de Bernoulli	17
<b>Chapitre 3 :</b>	<b>18</b>
<b>APPROCHE ET RESULTATS EMPIRIQUES</b>	
3.1: Introduction	18
3.2: Formules empiriques utilisées	18
3.2.1: Formule de Darcy-Weisbach	18
3.2.2: Formule de Hazen-Williams	18
3.2.3: Formule de Manning	19
3.2.4: Formule de Strickler	19
3.2.5: Formule de Scobey	19
3.2.6: Formule de Calmon-Lechapt	19
3.3: Nombre de Reynolds et coefficient de frottement	19
3.3.1: Détermination du nombre de Reynolds	19
3.3.2: Coefficient de frottement	20
3.4: Approche et résultats théoriques	20
3.4.1: Approche et méthodologie	20
3.4.2: Résultats théoriques	21
<b>Chapitre 4 :</b>	<b>23</b>
<b>APPROCHE ET RESULTATS EXPERIMENTAUX</b>	
4.1: Introduction	23
4.2: Banc hydraulique	23
4.3: Rotamètre	24
4.4: Réseau de conduites	24
4.5: Méthodologie et résultats expérimentaux	25
4.5.1: Méthodologie expérimentale	25
4.5.2: Résultats expérimentaux	25

<b>Chapitre 5 :</b>	<b>28</b>
<b>COMPARAISONS ET COMMENTAIRES</b>	
5.1: Introduction	28
5.2 : Résultats et comparaisons	28
<b>Chapitre 6 :</b>	<b>33</b>
<b>CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS</b>	
6.1: Conclusions	33
6.2: Recommandations	34
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</b>	<b>35</b>

# NOMENCLATURE

$a$	: Coefficient de Calmon-Lachapt
$c$	: coefficient de capacité calorifique
$C_{HW}$	: Coefficient de Hazen-Williams
$C_S$	: Coefficient de Scobey
$D$	: Diamètre de la conduite
$D_i$	: Diamètre intérieur de la conduite
$F$	: Force de frottement ou de cisaillement
$f$	: Coefficient de frottement
$g$	: Accélération de pesanteur
$h_f$	: Pertes de charge par frottement ou régulières
$h_s$	: Pertes de charge singulières
$h_t$	: Perte de charge totale
$j$	: Perte de charge par unité de longueur ( $j=h_t/L$ )
$k$	: Coefficient de conduction thermique ou conductibilité thermique
$K$	: Coefficient de Strickler
$L$	: Longueur de la conduite
$m$	Coefficient de Calmon-Lachapt
$n$	Coefficient de Calmon-Lachapt
$N$	: Coefficient de Manning
$P$	: Pression
$Q, Q_v$	: Débit volumique
$Re$	: Nombre de Reynolds
$S_G$	: Gravité spécifique
$U, v, w$	: Composantes du vecteur vitesse
$V$	: Vitesse moyenne de l'écoulement
$\varepsilon$	: Rugosité
$\varepsilon/D$	: Rugosité relative
$\mu$	: Coefficient de la viscosité dynamique
$\nu$	: Coefficient de la viscosité cinématique ( $\nu=\mu/\rho$ )
$\rho$	: Densité
$\tau$	: Contrainte de cisaillement

# INTRODUCTION

Les développements, aussi bien théoriques qu'expérimentaux, qu'a connu le secteur de la Mécanique des Fluides sont passionnants et très intéressants. Ses applications couvrent un large spectre de la vie quotidienne. Beaucoup de secteurs y sont intégrés. On peut citer ceux ayant trait à l'énergie, l'exploration pétrolière, la propulsion aéronautique et l'espace, le génie des procédés et ses dérivés, le génie océanique, la biotechnologie, l'environnement, la météorologie etc. Il s'ensuit que la compréhension et la maîtrise de la mécanique des fluides apparaissent particulièrement importantes.

L'étude entreprise dans le cadre de ce mémoire s'intéresse à la détermination des pertes d'énergie dans les conduites. L'analyse et le calcul de ces pertes est réalisé sous forme de perte de charge exprimée en hauteur de fluide. Elles sont essentiellement causées par les frottements du fluide s'écoulant dans la conduite avec la paroi de cette dernière. La rugosité est par conséquent l'un des paramètres les plus significatifs. Un autre paramètre influant la perte de charge est le mode de l'écoulement, et cela est représenté par le nombre adimensionnel de Reynolds.

Une recherche des relations empiriques les plus en vue dans la littérature spécialisée a montré l'existence de sept relations. Elles sont appliquées à la détermination de la perte de charge au sein de cinq conduites cylindriques de différentes rugosités.

Afin de présenter le travail réalisé au mieux, le présent mémoire a été divisé en six chapitres représentant chacun un pan différent des études réalisées.

Le premier chapitre est une introduction à la Mécanique des Fluides. Il en présente les généralités sur les fluides, leurs propriétés, et les écoulements qu'ils induisent. Les équations universelles ou de conservation y sont présentées.

Le second chapitre introduit les pertes de charge dans les conduites en formulant l'équation de Bernoulli et le coefficient de frottement en régime laminaire et turbulent. Le diagramme de Moody est présenté. Les pertes de charge singulières, bien que ne faisant pas partie de cette étude, y sont succinctement présentés.

La présentation des diverses formules empiriques utilisées et leur application sont présentées en chapitre 3. La méthodologie et les résultats de l'application de ces formules sont résumés dans des tableaux représentatifs pour chaque conduite.

Le banc expérimental est présenté en chapitre 4. Ses composants sont montrés et leurs fonctions explicitées. La méthodologie expérimentale y est succinctement présentée et les résultats, pour chaque conduite, résumés dans des tableaux. Les caractéristiques des différentes conduites expérimentées sont aussi présentées

(notamment l'état de la paroi interne i.e. la rugosité fournie par le constructeur et le diamètre intérieur.

Le chapitre 5 regroupe les résultats théoriques et expérimentaux, en fait la comparaison dans des courbes représentatives et les commente. Un essai de simulation des résultats expérimentaux est réalisé grâce à une approche polynomiale (polynôme du second degré).

Le dernier chapitre est en fait une conclusion des travaux, commentaires et comparaisons des résultats obtenus, avec une présentation d'idées pour d'éventuels travaux futurs.

# Chapitre 1: Généralités sur les Fluides, leurs écoulements et leurs propriétés

## 1.1: INTRODUCTION

Un fluide peut être considéré comme étant une substance formée d'un grand nombre des particules matérielles, très petites et libres de se déplacer les unes par rapport aux autres. C'est donc un milieu matériel continu, déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler. Les forces de cohésion entre les particules élémentaires qui le constituent sont très faibles de sorte que le fluide est un corps sans forme propre qui prend celle du récipient qui le contient

L'écoulement d'un fluide dépend d'un certain nombre de paramètres dont la viscosité et le régime (laminaire ou turbulent) sont généralement considérés comme les plus importants. Il doit aussi vérifier les équations de conservation (masse, quantité de mouvement et énergie) [1].

## 1.2: GENERALITES SUR LES FLUIDES

### 1.2.1: Nature des Fluides: Newtoniens et non-newtoniens

Les fluides peuvent essentiellement être classés en deux grandes familles.

#### 1.2.1.1: Les fluides newtoniens

Les fluides "newtoniens" ont une viscosité constante ou qui ne peut varier qu'en fonction de la température (l'eau, l'air et la plupart des gaz).

#### 1.2.1.2: Les fluides non-newtoniens

Les fluides "non newtoniens" ont la particularité d'avoir leur viscosité qui varie en fonction de la vitesse et des contraintes qu'ils subissent lorsqu'ils s'écoulent.

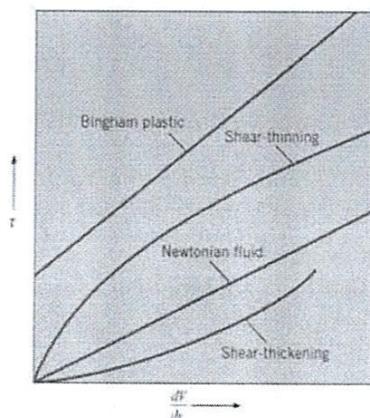


Fig. 1.1 Rhéogrammes des différents fluides

### 1.2.2: Fluides compressibles et incompressibles

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donnée de ce fluide ne varie pas en fonction de la pression extérieure. Les liquides peuvent être considérés comme des fluides incompressibles (eau, huile...etc.).

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée de ce fluide varie en fonction de la pression extérieure. Les gaz sont des fluides compressibles (l'air, l'hydrogène, le méthane à l'état gazeux...etc sont considérés comme des fluides compressibles).

### 1.2.3: Fluides parfaits et réels

Un fluide est dit parfait s'il est possible de décrire son mouvement sans prendre en considération les effets de frottement (c'est-à-dire que sa viscosité est nulle).

Contrairement à un fluide parfait, qui n'est qu'un modèle pour simplifier les calculs et qui est pratiquement inexistant dans la nature, un fluide est dit réel si, pendant son mouvement, les forces de contact ne sont pas perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquelles elles s'exercent (elles possèdent donc des composantes tangentielles qui s'opposent au glissement des couches fluides. Cette résistance est caractérisée par la viscosité.

## 1.3: PROPRIETES DES FLUIDES [4]

Tous les fluides possèdent des caractéristiques permettant de décrire leurs conditions physiques dans un état donné. Elles sont dénommées ses propriétés. Parmi celles-ci: la densité, la gravité spécifique, et la viscosité.

### 1.3.1: Densité

La densité ou masse volumique d'un corps est représentée par le rapport de sa masse au volume qu'il occupe. Notée ( $\rho$ ), elle s'exprime en  $\text{kg/m}^3$ .

$$\rho = \frac{M}{\mathcal{V}} \quad (1.1)$$

Pour un fluide incompressible, elle est constante Elle est fonction de la température (pour l'eau,  $\rho_{\text{eau}}=1000 \text{ kg/m}^3$ ).

### 1.3.2: Gravité spécifique

Notée ( $S_G$ ), la gravité spécifique est définie comme le rapport de la masse volumique du fluide à celle d'un fluide de référence (généralement l'eau pour les liquides et l'air pour les gaz) pris à la même température.

$$S_G = \frac{\rho_{\text{Fluide}}}{\rho_{\text{Fluide de référence}}} \quad (1.2)$$

### 1.3.3: Viscosité

La viscosité est une propriété qui est directement liée aux frottements internes du fluide, autrement dit sa capacité à s'écouler. Elle caractérise la résistance d'un fluide à son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. Ainsi, les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement tandis que ceux de faible viscosité s'écoulent plus facilement. Elle peut être mesurée par un viscosimètre à chute de bille ou encore grâce à un viscosimètre rotatif.

#### 1.3.3.1: Viscosité dynamique

La viscosité dynamique exprime la proportionnalité entre la force qu'il faut exercer sur une plaque lorsqu'elle est plongée dans un courant et la variation de la vitesse des couches de fluide entre les deux faces de la plaque.

Elle s'exprime comme le rapport de la contrainte de cisaillement au gradient de la vitesse perpendiculaire au plan de cisaillement. Le coefficient de proportionnalité est le coefficient de viscosité dynamique du fluide.

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (1.3)$$

avec:

$\tau$  : contrainte de cisaillement (N/m<sup>2</sup> ou kg/m.s).

$\mu$  : coefficient de la viscosité dynamique (Ns/m<sup>2</sup>).

$dv/dy$  : gradient de la vitesse perpendiculaire au plan de cisaillement (1/s).

**Remarque:** Dans le système international (SI), l'unité de la viscosité dynamique est le Pascal-seconde (Pa·s) ou le Poiseuille (Pl) avec 1Pa·s=1Pl=1kg/m·s.

#### 1.3.3.1: Viscosité cinématique

La viscosité cinématique s'exprime comme le rapport de la viscosité dynamique à la masse volumique du fluide. Notée  $\nu$ , elle s'exprime en m<sup>2</sup>/s.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.4)$$

- Remarques:**
1. Le Stokes (St) est souvent utilisé comme unité de mesure de la viscosité cinématique (1St=10<sup>-4</sup>m<sup>2</sup>/s).
  2. Lorsque la température augmente, la viscosité d'un liquide décroît car sa densité diminue. Le contraire se réalise pour les gaz.
  3. La viscosité cinématique caractérise le temps d'écoulement d'un liquide, alors que la viscosité dynamique correspond à la réalité physique du comportement d'un fluide soumis à une sollicitation (effort). En d'autres termes, la viscosité dynamique exprime la 'rigidité' d'un fluide à une vitesse de déformation en cisaillement.

## 1.4: GENERALITES SUR LES ECOULEMENTS

### 1.4.1: Introduction

L'écoulement d'un fluide peut être permanent ou non, uniforme ou non, laminaire ou turbulent, à une, deux ou trois dimensions, et rotationnel ou irrotationnel [8].

### 1.4.2: Ecoulements permanents et non permanents

Le mouvement d'un fluide est permanent quand en chaque point, ses caractéristiques peuvent être définies indépendamment du facteur temps. Ceci se traduit par:

$$\frac{d}{dt} \equiv 0 \quad (1.5)$$

### 1.4.3: Ecoulements rotationnels et irrotationnels

L'existence du vecteur tourbillon  $\vec{\Omega}$  permet de définir ces deux catégories d'écoulements. En effet, un écoulement rotationnel est un écoulement pour lequel le vecteur tourbillon  $\vec{\Omega}$  n'est pas nul i.e.  $rot(\vec{v}) \neq 0$ . Par contre, un écoulement irrotationnel est un écoulement pour lequel le vecteur tourbillon est nul en n'importe quel point c'est-à-dire pour lequel  $rot(\vec{v}) = 0$ .

### 1.4.4: Régimes d'écoulement

Depuis longtemps les hydrauliciens avaient constaté qu'il existe différents régimes d'écoulement. Osborne Reynolds les a étudiés expérimentalement et, en 1883, réussit à définir le critère permettant de les différencier [7].

#### 1.4.4.1: Expérience de Reynolds-Ecoulement Laminaire et Turbulent

L'équipement développé par Reynolds est en fait constitué d'un tube horizontal en verre comportant deux prises de pression et alimenté par un réservoir en charge. Une vanne placée à l'extrémité permet de faire varier la vitesse de l'écoulement. Un tube effilé alimenté par un réservoir de colorant permet d'obtenir un filet fluide coloré au centre du tube (Figure 1.2).

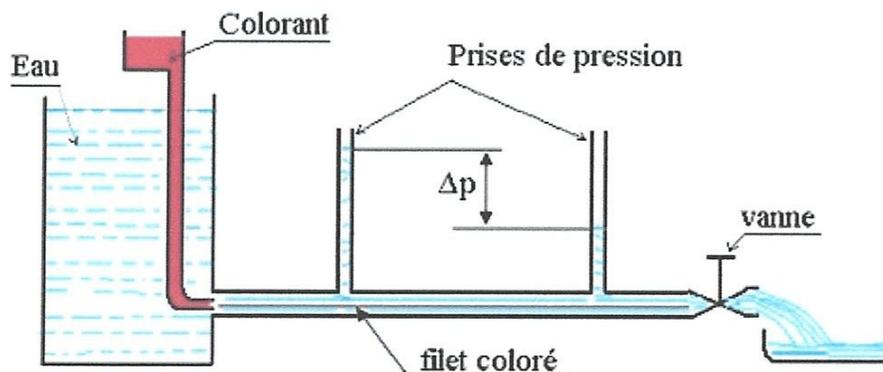


Fig. 1.2 Expérience de Reynolds

L'allure de l'écoulement est observée grâce à la variation de la vitesse par l'intermédiaire de la vanne. En effet:

- a. Aux faibles vitesses, le filet coloré conserve son individualité jusqu'à l'extrémité. La perte de pression est faible. Le régime est dit laminaire.
- b. A partir d'une certaine vitesse de l'écoulement, le filet coloré se mélange brusquement dans l'eau après avoir parcouru une certaine distance. Le régime est dit transitoire.
- c. Si la vitesse est augmentée, le filet coloré se mélange à l'écoulement presque aussitôt après son introduction. Le régime est alors dit turbulent.

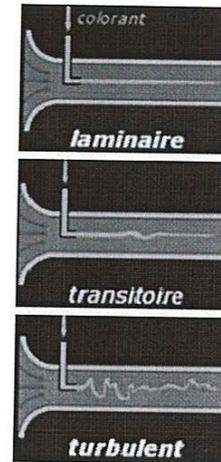


Fig. 1.3 Régimes d'écoulement

#### 1.4.4.2: Nombre de Reynolds

L'expérience du paragraphe précédent (§ 1.4.4.1) a été réalisée par O. Reynolds pour plusieurs fluides en faisant varier le diamètre de la conduite, la température du fluide et sa vitesse.

L'analyse dimensionnelle montre que le régime d'écoulement est une fonction de quatre facteurs rassemblés par Reynolds en un paramètre connu depuis sous le nom du 'nombre de Reynolds'. Il s'exprime:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (1.6)$$

avec:

- $\rho$  : Densité du fluide ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $V$  : Vitesse moyenne de l'écoulement du fluide (m/s).
- $D$  : Diamètre de la conduite (m)
- $\mu$  : Coefficient de viscosité dynamique (Pa.s).
- $\nu$  : Coefficient de viscosité cinématique ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).

**Remarques:** 1. Pour les conduites de section circulaire, il est généralement reconnu que:

- Régime laminaire :  $Re < 2000$
- Régime transitoire :  $2000 < Re < 3000$
- Régime turbulent :  $Re > 3000$

2. Lorsque la conduite est de section non circulaire, c'est le diamètre hydraulique qui est utilisé dans l'expression du nombre de Reynolds. Il est défini comme:

$$D_H = \frac{4 \times \text{section droite de l'écoulement}}{\text{Perimetre mouille par le fluide}} \quad (1.7)$$

## 1.5: EQUATIONS DE CONSERVATION

### 1.5.1: Introduction

L'étude d'un phénomène impliquant l'écoulement d'un fluide est basée sur la solution des équations mathématiques qui décrivent et expriment les lois physiques de l'écoulement considéré. Ces lois sont aux nombres de trois :

- La loi exprimant la conservation de la masse (équation de la continuité).
- La loi exprimant la conservation de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes).
- La loi exprimant la conservation de l'énergie (1<sup>er</sup> principe de la thermodynamique).

### 1.5.2: Equation de conservation de la masse

L'équation de la conservation de la masse permet d'établir une relation entre la caractéristique densité du fluide et la vitesse de son écoulement, et ce indépendamment des causes qui provoquent le mouvement du fluide. En coordonnées cartésiennes, elle s'exprime:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1.8)$$

Pour un écoulement stationnaire ( $\partial/\partial t = 0$ ) d'un fluide incompressible ( $\rho = Cste$ ), l'équation de la continuité devient:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1.9)$$

ou  $div(\vec{V}) = 0 \quad (1.10)$

### 1.5.3: Equation de conservation de la quantité de mouvement [2]

C'est une équation vectorielle. Elle est dérivée de la seconde loi de Newton qui s'énonce 'le produit de la masse d'un corps et de son accélération est égale à la somme des forces extérieures qui s'exercent sur ce corps'. Elle s'exprime:

$$M\vec{\gamma} = \sum \text{Forces extérieures} \quad (1.11)$$

$$\rho\vec{\gamma} = \rho\vec{g} - grad\vec{P} + \vec{F}_V \quad (1.12)$$

avec:

$$\begin{array}{ll} \rho\vec{\gamma} & : \text{ Force d'inertie.} & ; & \rho\vec{g} & : \text{ Force de volume.} \\ grad\vec{P} & : \text{ Gradient de la pression.} & ; & \vec{F}_V & : \text{ Force de frottement.} \end{array}$$

Pour un l'écoulement permanent d'un fluide incompressible, la force visqueuse prend la forme:

$$\vec{F}_V = \mu \Delta \vec{V} \quad (1.13)$$

avec:

$$\vec{F}_V = \begin{pmatrix} \mu \Delta u \\ \mu \Delta v \\ \mu \Delta w \end{pmatrix} ; \quad \vec{\gamma} = \begin{pmatrix} du/dt \\ dv/dt \\ dw/dt \end{pmatrix} ; \quad \text{grad} \vec{P} = \begin{pmatrix} \partial u / \partial t \\ \partial v / \partial t \\ \partial w / \partial t \end{pmatrix} ; \quad \vec{g} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{pmatrix}$$

Finalement, la manipulation des équations précédentes aboutit à la forme des équations de Navier-Stokes qui s'expriment:

$$\begin{cases} \frac{du}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \Delta u \\ \frac{dv}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \Delta v \\ \frac{dw}{dt} = -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \Delta w \end{cases} \quad (1.14)$$

Dans le cas particulier d'un écoulement idéal, ce sont les équations d'Euler qui sont obtenues. Elles s'expriment:

$$\begin{cases} \frac{du}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \\ \frac{dv}{dt} = Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} \\ \frac{dw}{dt} = Z - g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} \end{cases} \quad (1.15)$$

où  $(d/dt)$  est la dérivée particulière qui s'exprime:

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \quad (1.16)$$

#### 1.5.4: Equation de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie est dérivée du premier principe de la thermodynamique qui est essentiellement un principe de conservation. Elle peut s'énoncer comme suit:

'En considérant un élément de volume ( $dV = dx dy dz$ ) possédant une masse ( $\rho d\mathcal{V}$ ), la quantité de chaleur ( $dQ$ ) gagnée par le volume ( $d\mathcal{V}$ ) pendant le temps ( $dt$ ) sert à augmenter son énergie interne d'une quantité ( $dE_i$ ) et à fournir un travail ( $dW$ )'.

Soit:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dE_i}{dt} + \frac{dW}{dt} \quad (1.17)$$

En exprimant la quantité de chaleur, l'énergie interne ainsi que le travail par leurs relations respectives et en arrangeant, on aboutit à l'équation de conservation de l'énergie:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q' \quad (1.18)$$

avec:  $c$  : Coefficient de capacité calorifique.

$k$  : Coefficient de conduction.

$Q'$  : Source de chaleur.

### 1.5.5: Equation de Bernoulli pour un fluide parfait

C'est une forme simplifiée de l'équation de la conservation de l'énergie car considérant un fluide parfait en mouvement. Elle prend en compte l'énergie due à la pression, celle due à la vitesse et l'énergie potentielle. Pour un fluide incompressible, elle s'exprime le long d'une ligne de courant comme:

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z = Cste \quad (1.19)$$

Appliquée entre deux positions (1) et (2), elle s'exprime:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \quad (1.20)$$

# **Chapitre2:**

## **Les pertes de charge dans les conduites**

### **2.1: INTRODUCTION**

Lorsqu'un fluide circule dans une conduite, son écoulement est freiné par les frottements provoqués par sa paroi interne rugueuse. Lors de son passage dans les singularités d'un système de conduites (coudes, réductions, vannes...etc.), le fluide subit un changement de direction et donc une perte d'énergie. Les pertes d'énergie dans les conduites qu'elles soient dues aux frottements ou aux singularités rencontrées se traduisent par une diminution de la charge (perte de charge) dans la direction de l'écoulement. La connaissance des données d'une telle transformation permet la détermination de la puissance nécessaire au transport du fluide d'un point à un autre.

Les pertes de charge sont un problème récurrent de la mécanique des fluides surtout dans le domaine du transport (eau dans les canalisations, pétrole dans les pipelines...etc.). Physiquement, elles correspondent à une perte de pression généralement transformée en perte de hauteur du fluide ou perte de charge. Il existe deux types de pertes de charge [5].

1. Celles dues aux frottements sont dénommées régulières. Elles sont provoquées essentiellement par la viscosité (autant moléculaire que turbulente) des fluides ainsi que par la rugosité des parois des conduites. Elles ont lieu sur toute la longueur de la conduite.
2. Celles causées par les singularités des canalisations. Elles se produisent quand il y a une perturbation de l'écoulement (décollement, formation de tourbillons aux endroits où il y a changement de section ou de direction ou encore en présence d'obstacles telles que l'entrée d'une conduite, un élargissement, un rétrécissement, une courbure, des grilles...etc). Elles sont dénommées singulières.

### **2.2: EQUATION DE BERNOULLI POUR UN ECOULEMENT REEL[10] .**

L'écoulement stationnaire à une dimension d'un fluide incompressible approche d'une manière satisfaisante le phénomène de déplacement du fluide dans une conduite.

Considérons une portion de conduite dont la longueur  $L$  est délimitée par deux points notés (1) et (2) et dont les pressions sont respectivement  $P_1$  et  $P_2$  (comme illustré sur la figure 2.1)

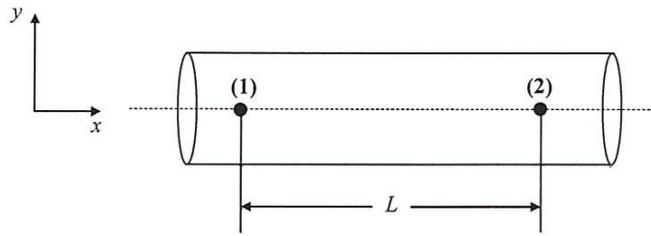


Fig. 2.1 Portion de conduite de section circulaire.

L'équation de Bernoulli appliquée entre les points (1) et (2) s'exprime:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \quad (2.1)$$

où  $z_1 = z_2$  (ligne de courant horizontale)

L'équation de la continuité pour un tel écoulement s'exprimant:

$$V_1 S_1 = V_2 S_2 \quad (2.2)$$

et:  $S_1 = S_2$

il vient:  $V_1 = V_2$

Le remplacement de ces résultats dans l'équation (2.1) permet d'aboutir à:

$$P_1 = P_2$$

signifiant qu'il n'y a pas d'écoulement dans la conduite. En fait, il est constaté que le fluide s'écoule au sein de la conduite d'où l'existence d'une différence entre les pressions ( $P_1 > P_2$ ) permettant de 'pousser' ce fluide et donc de vaincre les frottements entre celui-ci et la paroi. L'équation de Bernoulli telle qu'exprimée auparavant (Equations 3.13 et 4.1) ne peut donc pas décrire l'écoulement d'un fluide réel (c'est-à-dire visqueux), ceci n'étant possible que si les termes représentant l'influence de la viscosité sont ajoutées. Elles sont appelées: les pertes de charge.

Elles peuvent être établies sous la forme générale de l'équation de Bernoulli pour un écoulement visqueux:

$$h = \left( \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \right) - \left( \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right) \quad (2.3)$$

Comme stipulé auparavant (§2.1), les pertes de charge se divisent en deux catégories, les pertes de charge totales étant représentées par leur somme:

- Celles qu'on observe le long du courant. Elles sont proportionnelles à la longueur du tronçon de conduite et sont dites régulières ou de frottement.
- Celles dues aux différents éléments de construction et aux obstacles locaux qui peuvent exister le long d'une conduite, et celles-ci sont dites singulières.

Les pertes de charge le long d'une conduite s'expriment donc comme la somme de toutes les charges régulières et singulières:

$$h_t = \sum h_L + \sum h_s \quad (2.4)$$

avec:

$h_t$  : Pertes de charge totales.

$h_L$  : Pertes de charge régulières ou par frottement.

$h_s$  : Pertes de charge singulières.

### 2.3: PERTES DE CHARGE REGULIERES (PAR FROTTEMENT)

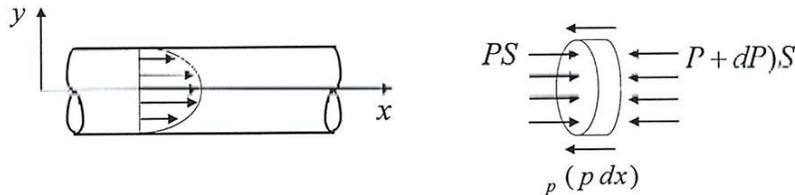


Fig. 2.2 Forces s'exerçant sur un élément de volume.

Afin de déterminer les pertes de charge dues aux frottements le long d'un courant liquide, considérons un élément de volume ( $p dx$ ) de fluide et faisons le bilan des forces qui s'y exercent. Il vient:

$$PS - (P + dP)S - \tau_p (p dx) = 0$$

$$- dP S - \tau_p (p dx) = 0$$

$$d'où: \quad dP = -\tau_p \frac{p}{S} dx \quad (2.5)$$

En multipliant l'équation précédente par 4, il vient:

$$4 \frac{dP}{dx} = -4 \tau_p \frac{1}{S/p}$$

$$\frac{dP}{dx} = -4 \tau_p \frac{1}{4S/p}$$

et: 
$$\frac{dP}{dx} = -4 \frac{\tau_p}{D_h} \quad (2.6)$$

La relation (2.6) est générale. Elle exprime la chute de pression par unité de longueur en fonction de la contrainte de cisaillement à la paroi et du diamètre hydraulique. Il est généralement plus intéressant d'utiliser un coefficient connu sous le nom de coefficient de frottement de Darcy noté ( $f$ ) qui s'exprime:

$$f = \frac{4 \tau_p}{1/2 \rho V^2} \quad (2.7)$$

En remplaçant (4.7) dans (4.6), on obtient:

$$dP = -f \frac{\rho V^2}{2D_h} dx \quad (2.8)$$

avec:  $4 \tau_p = 1/2 \rho V^2 f$

En intégrant l'équation (4.8) entre deux points distante de  $L$ , on obtient:

$$h_L = \frac{f L V^2}{D_h 2g} \quad (2.9)$$

où:  $h_L$  représente la perte de charge due aux frottements.

Elle doit être ajoutée à l'équation de Bernoulli (4.1) pour donner:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \sum \frac{f L V^2}{D_h 2g} \quad (2.10)$$

où:  $f$  : est le coefficient de frottement.

$D_h$  : est le diamètre hydraulique défini auparavant (Equation 1.3).

**Remarques:** 1. L'indice  $\sum$  indique que si plusieurs conduites de différents diamètres ou différents coefficients de frottement sont connectées en série, les pertes de charge (ou de chute de pression) sont ajoutées.

2. Les termes de l'équation de Bernoulli sont exprimés en hauteur de fluide ou charge. Ainsi:

- $\frac{P}{\rho g}$  : est la hauteur piézométrique (charge due à la pression).  
 $\frac{V^2}{\rho g}$  : est la hauteur dynamique (charge due à la vitesse).  
 $z$  : est la hauteur géodésique (charge due à l'altitude).

### 2.3.1: Coefficient de Frottement en Régime Laminaire

Le coefficient de frottement est un paramètre qui dépend du régime d'écoulement du fluide et de l'état de surface de la paroi de la conduite c'est-à-dire que:

$$f = \phi\left(\frac{\rho V D}{\mu}, \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (2.11)$$

avec:  $\varepsilon/D$  : la rugosité relative.

$\varepsilon$  : la hauteur moyenne des aspérités de la paroi.

En régime laminaire, Le coefficient de frottement ne dépend que du nombre de Reynolds. Une expression mathématique simple le décrit:

- Pour une conduite de section circulaire:  $f = \frac{64}{Re}$
- Pour une conduite de section non circulaire:  $f = \frac{96}{Re}$

### 2.3.2: Coefficient de Frottement en Régime Turbulent

Le régime transitoire (§ 2.4.2) est un régime où il est très difficile d'avoir une valeur pour le coefficient de frottement '  $f$  ', cette région étant caractérisée par le fait que l'écoulement peut être laminaire en un point et turbulent en un autre.

En régime turbulent (§ 2.4.2), il n'existe pas de relation exacte pouvant décrire le coefficient de frottement. On a alors recours à l'analyse dimensionnelle et aux expérimentations. La relation de Cole brook exprime ce résultat [3]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \operatorname{Ln}\left(\frac{\varepsilon}{3,70} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad (2.12)$$

Cette relation implicite en  $f$  est difficile à exploiter analytiquement. Elle a été traduite graphiquement par le diagramme de Moody au sein duquel sont intégrées les variations de  $f$  en régime laminaire (Figure 2.3).

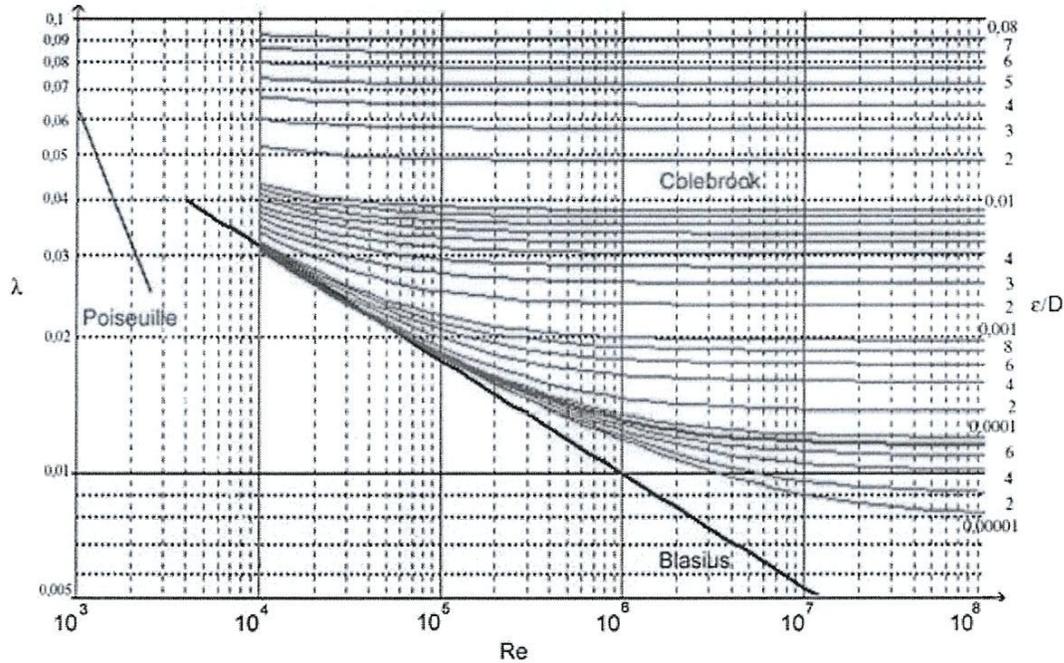


Fig. 2.3 Diagramme de Moody [6].

## 2.4: PERTES DE CHARGE SINGULIERES

Le long d'un courant fluide, les pertes d'énergie peuvent être causées par des singularités ou des accessoires (pompes, valves, coudes, élargissements etc.). Ce genre de pertes sont appelées pertes de charge singulières ou locales. Elles s'expriment en hauteur de charge comme:

$$h_s = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.13)$$

- Où  $K$  : représente le coefficient de perte de charge singulière généralement fourni par le constructeur.  
 $V$  : vitesse en aval de la singularité.

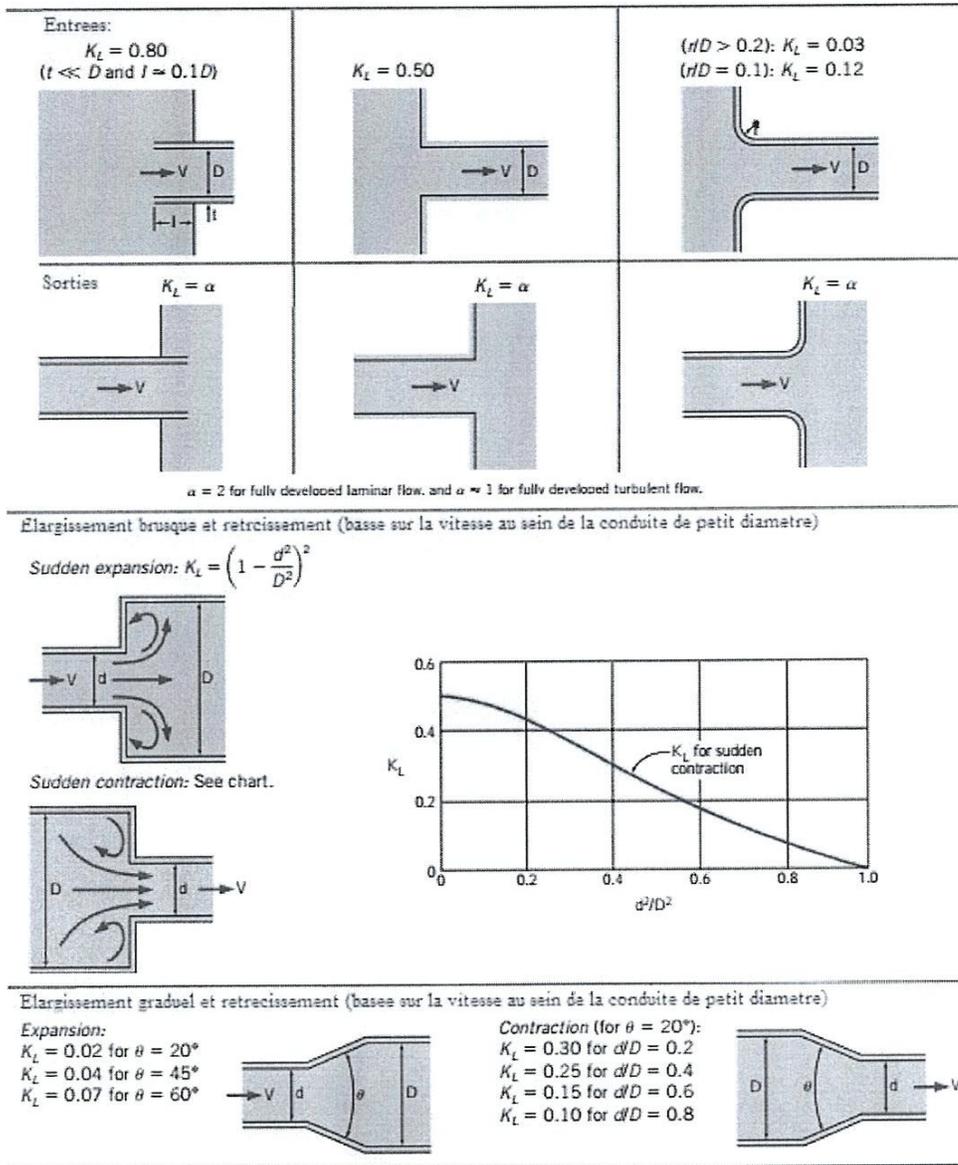


Fig. 2.4 Valeurs du coefficient de perte de charge pour quelques singularités.

### 2.5: EXPRESSION FINALE DE L'EQUATION DE BERNOULLI

En tenant compte de la totalité des pertes de charge (aussi bien par frottement que par singularités), l'équation de Bernoulli entre deux points (1) et (2) distants de  $L$  tel que représentés en figure 4.1 s'exprime:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \sum \frac{f L}{D_h} \frac{V^2}{2g} + \sum K \frac{V^2}{2g} \quad (2.14)$$

# Chapitre3:

## Approche et Résultats Empiriques

### 3.1: INTRODUCTION

L'intérêt de la détermination des pertes de charge linéaires dans les conduites réside dans la recherche de solutions optimales qui minimisent ces pertes et par conséquent économisent l'énergie. Des approches empiriques pouvant être intégrées dans des logiciels numériques ont été élaborées pour approcher les solutions. Les paragraphes qui suivent énoncent les plus utilisées.

### 3.2: FORMULES DE EMPIRIQUES UTILISEES

#### 3.2.1: Formule de Darcy-Weisbach [11]

Proposée en 1855, la relation connue sous le nom de Darcy-Weisbach exprime la perte de charge dans les conduites en fonction du coefficient de frottement.

$$h_f = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (3.1)$$

En exprimant la vitesse en fonction du débit volumique ( $V = 4Q/\pi D^3$ ) et en remplaçant les différents paramètres connus par leurs valeurs numériques, il vient:

$$j = \frac{h_f}{L} = \frac{f}{12,1 D^5} Q^2 \quad (3.2)$$

#### 3.2.2: Formule de Hazen-Williams [13]

La relation de Hazen et Williams est basée sur une représentation polynomiale. Utilisée aux USA, elle a le mérite de faire abstraction du coefficient de frottement.

$$j = \frac{h_f}{L} = \frac{10,68}{C_{HW}^{1,852} D^{4,87}} Q^{1,852} \quad (3.3)$$

Le coefficient de Hazen-Williams  $C_{HW}$  dépend du matériau et ses dimensions. Sa valeur est égale à 145, 146, 148 et 150 pour des conduites en PVC de diamètres 14mm, 25mm, 13,3mm et 23,5mm respectivement.

### 3.2.3: Formule de Manning [12]

La formule de Manning dont le coefficient de frottement dépend exclusivement du matériau utilisé (i.e.  $N=0,0095$  pour les conduites en PVC) s'exprime:

$$j = \frac{h_f}{L} = \frac{10,29 N^2}{D^{\frac{16}{3}}} Q^2 \quad (3.4)$$

### 3.2.4: Formule de Strickler

Elle s'exprime en fonction d'un paramètre trouvé égal à  $K=0,95$  pour les conduites en PVC utilisées:

$$j = \frac{h_f}{L} = \frac{10,29}{K^2 D^{\frac{16}{3}}} Q^2 \quad (3.5)$$

### 3.2.5: Formule de Scobey [9]

Dans le cas de la relation de Scobey, le coefficient  $C_S$  est égal à 37 pour les conduites en PVC utilisés. Elle s'exprime:

$$j = \frac{h_f}{L} = \frac{1,58}{C_S^{1,886} D^{4,87}} Q^{1,887} \quad (3.6)$$

### 3.2.6: Formule de Calmon-Lechapt

Elle s'exprime:

$$j = \frac{h_f}{L} = a \frac{Q^n}{D^m} \quad (3.7)$$

Avec, pour les conduites utilisées:

$a = 0,916 \cdot 10^{-3}$  ;  $n = 1,78$  ;  $m = 4,78$  pour les conduites lisses utilisées.

$a = 1,010 \cdot 10^{-3}$  ;  $n = 1,84$  ;  $m = 4,88$ .

## 3.3: NOMBRES DE REYNOLD ET COEFFICIENT DE FROTTEMENT

### 3.3.1: Détermination du nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds constitue l'un des paramètres clés du calcul des pertes de charge car il permet la détermination du régime de l'écoulement considéré (laminaire ou turbulent). La nature du régime d'écoulement et la rugosité de la paroi intérieure de

la conduite ( $\varepsilon/D$ ) sur laquelle il prend place influeront sur l'approche de la détermination du coefficient de frottement. Le nombre de Reynolds s'exprime:

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1.6)$$

En utilisant le débit volumique, on pourra dériver la vitesse de l'écoulement:

$$Q_v = \rho V S = \rho V \frac{\pi D_i^2}{4} \Rightarrow V = \frac{4 Q_v}{\rho \pi D_i^2} \quad (3.8)$$

En remplaçant (3.8) dans (1.6), on aboutit à la relation permettant de déterminer le nombre de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{4 Q_v}{\pi D_i} \quad (3.9)$$

avec:

- $\rho$  : Densité du fluide ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $V$  : Vitesse moyenne de l'écoulement du fluide (m/s).
- $D_i$  : Diamètre intérieur de la conduite (m)
- $\mu$  : Coefficient de viscosité dynamique (Pa.s).
- $Q_v$  : Débit ( $\text{m}^3/\text{s}$ ).

### 3.3.2: Coefficient de frottement

Le coefficient de frottement dépend du régime d'écoulement. En régime d'écoulement laminaire, il dépend uniquement du nombre de Reynolds (Equations 2.12 et 2.13 du paragraphe 2.3.1).

En régime turbulent, le coefficient dépend du régime représenté par le nombre de Reynolds et de la rugosité relative de la paroi intérieure de la conduite ( $\varepsilon/D$ ). Sa détermination nécessitera l'utilisation du diagramme de Moody tel qu'illustré en figure 2.3 du chapitre 2.

## 3.4: APPROCHE ET RESULTATS THEORIQUES

### 3.4.1: Approche et méthodologie

Cinq conduites de différents diamètres et rugosités sont utilisés. Les valeurs des rugosités sont fournies par le constructeur, et les valeurs des débits volumiques prises de telle façon qu'elles correspondent à celles utilisées lors des expérimentations menées sur le système de conduites.

Les calculs sont résumés sur les tableaux présentés ci-dessous et ont été menés comme suit:

1. Le nombre de Reynolds ( $Re$ ) est calculé suivant l'équation (3.9).
2. La rugosité relative ( $\varepsilon/D_i$ ) est calculée sur la base de la connaissance de la rugosité ( $\varepsilon$ ) et du diamètre intérieur de la conduite considérée ( $D_i$ ).

3. Le coefficient de frottement ( $f$ ) est déterminé à partir du diagramme de Moody et sur la base de la connaissance du Reynolds ( $Re$ ) et la rugosité relative ( $\varepsilon/D_i$ )
4. Les pertes de charge par unité de longueur sont alors calculées sur la base des relations (3.2), (3.3), (3.4), (3.5), (3.6) et (3.7) présentées en paragraphe 3.2.

### 3.4.2: Résultats théoriques

#### Conduite 1:

Lisse:  $\varepsilon=8,5.10^{-5}$  mm ;  $D_i=8,5$ mm

$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67.10^{-4}$	$2,5.10^{-4}$	$3,33.10^{-4}$	$4,17.10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84.10^{-4}$
$Re$	24965	37373	49781	62339	74746	87304
$\varepsilon/D_i$	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
$f$	0,025	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019
$J_{Darcy-Weisbach}$	$1298.10^{-3}$	$2677.10^{-3}$	$4553.10^{-3}$	$6801.10^{-3}$	$9313.10^{-3}$	$12069.10^{-3}$
$J_{Hazen-Williams}$	$1251.10^{-3}$	$2642.10^{-3}$	$4493.10^{-3}$	$6815.10^{-3}$	$9538.10^{-3}$	$1271.10^{-3}$
$J_{Manning}$	$2815.10^{-3}$	$6308.10^{-3}$	$11193.10^{-3}$	$17552.10^{-3}$	$25234.10^{-3}$	$34425.10^{-3}$
$J_{Strickler}$	$3456.10^{-3}$	$7745.10^{-3}$	$13742.10^{-3}$	$21549.10^{-3}$	$30981.10^{-3}$	$42265.10^{-3}$
$J_{Scobey}$	$1574.10^{-3}$	$3370.10^{-3}$	$5789.10^{-3}$	$8850.10^{-3}$	$12465.10^{-3}$	$16710.10^{-3}$
$J_{Calmom-Lechapt}$	$1366.10^{-2}$	$2802.10^{-2}$	$4669.10^{-2}$	$6968.10^{-2}$	$9625.10^{-2}$	$12690.10^{-2}$

#### Conduite 2:

Lisse:  $\varepsilon=0,00015$ mm ;  $D_i=13,3$ mm

$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67.10^{-4}$	$2,5.10^{-4}$	$3,33.10^{-4}$	$4,17.10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84.10^{-4}$
$Re$	15955	23885	31815	39840	47770	55796
$\varepsilon/D_i$	$1,12.10^{-5}$	$1,12.10^{-5}$	$1,12.10^{-5}$	$1,12.10^{-5}$	$1,12.10^{-5}$	$1,12.10^{-5}$
$F$	0,031	0,029	0,028	0,027	0,026	0,025
$J_{Darcy-Weisbach}$	$171,6.10^{-3}$	$360,0.10^{-3}$	$616,5.10^{-3}$	$932,0.10^{-3}$	$1290,0.10^{-3}$	$1693,0.10^{-3}$
$J_{Hazen-Williams}$	$141,0.10^{-3}$	$298,5.10^{-3}$	$507,7.10^{-3}$	$770,0.10^{-3}$	$1077,0.10^{-3}$	$1437,0.10^{-3}$
$J_{Manning}$	$259,0.10^{-3}$	$508,0.10^{-3}$	$1029,0.10^{-3}$	$1614,0.10^{-3}$	$2321,0.10^{-3}$	$3166,0.10^{-3}$
$J_{Strickler}$	$317,8.10^{-3}$	$712,0.10^{-3}$	$1264,0.10^{-3}$	$1982,0.10^{-3}$	$2849,0.10^{-3}$	$3887,0.10^{-3}$
$J_{Scobey}$	$177.10^{-3}$	$388,8.10^{-3}$	$654,2.10^{-3}$	$1000.10^{-3}$	$1408.10^{-3}$	$1888.10^{-3}$
$J_{Calmom-Lechapt}$	$160,0.10^{-3}$	$329,0.10^{-3}$	$549,0.10^{-3}$	$819,0.10^{-3}$	$1132,0.10^{-3}$	$1493,0.10^{-3}$

**Conduite 3:**Lisse:  $\varepsilon=23,5 \cdot 10^{-6}$  mm ;  $D_i=23,5$  mm

$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$3,33 \cdot 10^{-4}$	$4,17 \cdot 10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84 \cdot 10^{-4}$
$Re$	7341	11289	15037	18816	225780	26339
$\varepsilon D_i$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$
$f$	0,033	0,030	0,027	0,026	0,025	0,025
$J_{\text{Darcy-Weisbach}}$	$10,75 \cdot 10^{-3}$	$21,6 \cdot 10^{-3}$	$35,0 \cdot 10^{-3}$	$53,0 \cdot 10^{-3}$	$73,0 \cdot 10^{-3}$	$96,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Hazen-Williams}}$	$8,69 \cdot 10^{-3}$	$18,3 \cdot 10^{-3}$	$31,12 \cdot 10^{-3}$	$47,1 \cdot 10^{-3}$	$66,29 \cdot 10^{-3}$	$88,1 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Manning}}$	$12,4 \cdot 10^{-3}$	$28,0 \cdot 10^{-3}$	$49,0 \cdot 10^{-3}$	$77,5 \cdot 10^{-3}$	$112,0 \cdot 10^{-3}$	$152,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Strickler}}$	$13,47 \cdot 10^{-3}$	$34,0 \cdot 10^{-3}$	$61,5 \cdot 10^{-3}$	$96,0 \cdot 10^{-3}$	$138,0 \cdot 10^{-3}$	$188,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Scobey}}$	$11,17 \cdot 10^{-3}$	$23,9 \cdot 10^{-3}$	$41,0 \cdot 10^{-3}$	$62,56 \cdot 10^{-3}$	$88,52 \cdot 10^{-3}$	$118,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Calmom-Lechapt}}$	$22,0 \cdot 10^{-3}$	$45,0 \cdot 10^{-3}$	$73,6 \cdot 10^{-3}$	$112,0 \cdot 10^{-3}$	$156,0 \cdot 10^{-3}$	$207,0 \cdot 10^{-3}$

**Conduite 4:**Rugueuse:  $\varepsilon=0,02$  mm ;  $D_i=14$  mm

$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$3,33 \cdot 10^{-4}$	$4,17 \cdot 10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84 \cdot 10^{-4}$
$Re$	15157	22691	30224	37848	45382	53006
$\varepsilon D_i$	0,00142	0,00142	0,00142	0,00142	0,00142	0,00142
$f$	0,034	0,030	0,029	0,028	0,027	0,026
$J_{\text{Darcy-Weisbach}}$	$145,0 \cdot 10^{-3}$	$288,0 \cdot 10^{-3}$	$494,0 \cdot 10^{-3}$	$748,0 \cdot 10^{-3}$	$1037,0 \cdot 10^{-3}$	$1362,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Hazen-Williams}}$	$114,0 \cdot 10^{-3}$	$241,5 \cdot 10^{-3}$	$410,8 \cdot 10^{-3}$	$623,0 \cdot 10^{-3}$	$872,0 \cdot 10^{-3}$	$1162,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Manning}}$	$197,0 \cdot 10^{-3}$	$441,0 \cdot 10^{-3}$	$783,0 \cdot 10^{-3}$	$1228,0 \cdot 10^{-3}$	$1765,0 \cdot 10^{-3}$	$2401,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Strickler}}$	$242,0 \cdot 10^{-3}$	$542,0 \cdot 10^{-3}$	$961,0 \cdot 10^{-3}$	$1507,0 \cdot 10^{-3}$	$2167,0 \cdot 10^{-3}$	$2957,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Scobey}}$	$138,5 \cdot 10^{-3}$	$296,6 \cdot 10^{-3}$	$509,6 \cdot 10^{-3}$	$779 \cdot 10^{-3}$	$1097 \cdot 10^{-3}$	$1470 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Calmom-Lechapt}}$	$126,0 \cdot 10^{-3}$	$265,0 \cdot 10^{-3}$	$449,2 \cdot 10^{-3}$	$679,6 \cdot 10^{-3}$	$949,0 \cdot 10^{-3}$	$1263,0 \cdot 10^{-3}$

**Conduite 5:**Rugueuse  $\varepsilon=0,0015$  mm ;  $D_i=25$  mm

$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$3,33 \cdot 10^{-4}$	$4,17 \cdot 10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84 \cdot 10^{-4}$
$Re$	8488	12701	16925	21195	25465	29683
$\varepsilon D_i$	0,00006	0,00006	0,00006	0,00006	0,00006	0,00006
$f$	0,032	0,029	0,028	0,027	0,026	0,025
$J_{\text{Darcy-Weisbach}}$	$7,6 \cdot 10^{-3}$	$15,3 \cdot 10^{-3}$	$26,3 \cdot 10^{-3}$	$39,7 \cdot 10^{-3}$	$55,0 \cdot 10^{-3}$	$72,2 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Hazen-Williams}}$	$6,7 \cdot 10^{-3}$	$14,17 \cdot 10^{-3}$	$24,1 \cdot 10^{-3}$	$36,5 \cdot 10^{-3}$	$51,5 \cdot 10^{-3}$	$68,18 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Manning}}$	$8,96 \cdot 10^{-3}$	$20,0 \cdot 10^{-3}$	$35,62 \cdot 10^{-3}$	$55,86 \cdot 10^{-3}$	$80,31 \cdot 10^{-3}$	$109,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Strickler}}$	$10,95 \cdot 10^{-3}$	$24,65 \cdot 10^{-3}$	$43,73 \cdot 10^{-3}$	$68,58 \cdot 10^{-3}$	$98,6 \cdot 10^{-3}$	$143,5 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Scobey}}$	$8,22 \cdot 10^{-3}$	$17,61 \cdot 10^{-3}$	$30,26 \cdot 10^{-3}$	$30,26 \cdot 10^{-3}$	$46,26 \cdot 10^{-3}$	$65,16 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Calmom-Lechapt}}$	$7,45 \cdot 10^{-3}$	$15,65 \cdot 10^{-3}$	$26,52 \cdot 10^{-3}$	$40,12 \cdot 10^{-3}$	$56,03 \cdot 10^{-3}$	$74,57 \cdot 10^{-3}$

# Chapitre 4: Approche et Résultats Expérimentaux

## 4.1: INTRODUCTION

Le banc d'expérimentation sur lequel se réaliseront les expérimentations est disponible au niveau du laboratoire de Mécanique des Fluides. Il est essentiellement constitué:

- d'un banc hydraulique pour la circulation de l'eau,
- d'un rotamètre pour la mesure du débit,
- d'un réseau de conduites.

## 4 2. BANC HYDRAULIQUE

Le banc hydraulique est utilisé fin de faire circuler l'eau dans les conditions de débits voulues. Il est constitué:

- d'un réservoir permettant de travailler en circuit fermé. Ce réservoir est muni d'un tube permettant la vérification du niveau d'eau.
- d'une vanne de contrôle de la circulation d'eau (vanne de régulation).
- de deux pompes centrifuges pouvant travailler en série ou en parallèle. Elles aspirent l'eau du réservoir et l'envoient sous pression au système de conduites.
- D'un interrupteur pour la marche et l'arrêt de la pompe.

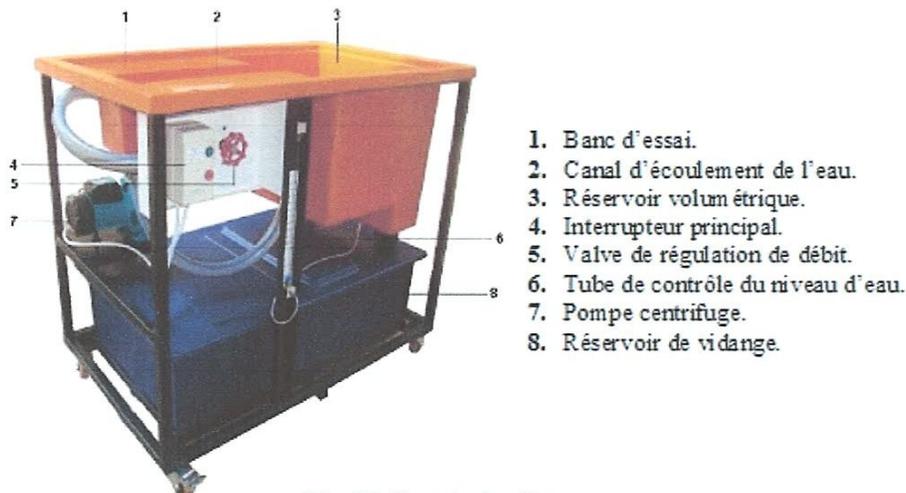


Fig. 4.1 Banc hydraulique



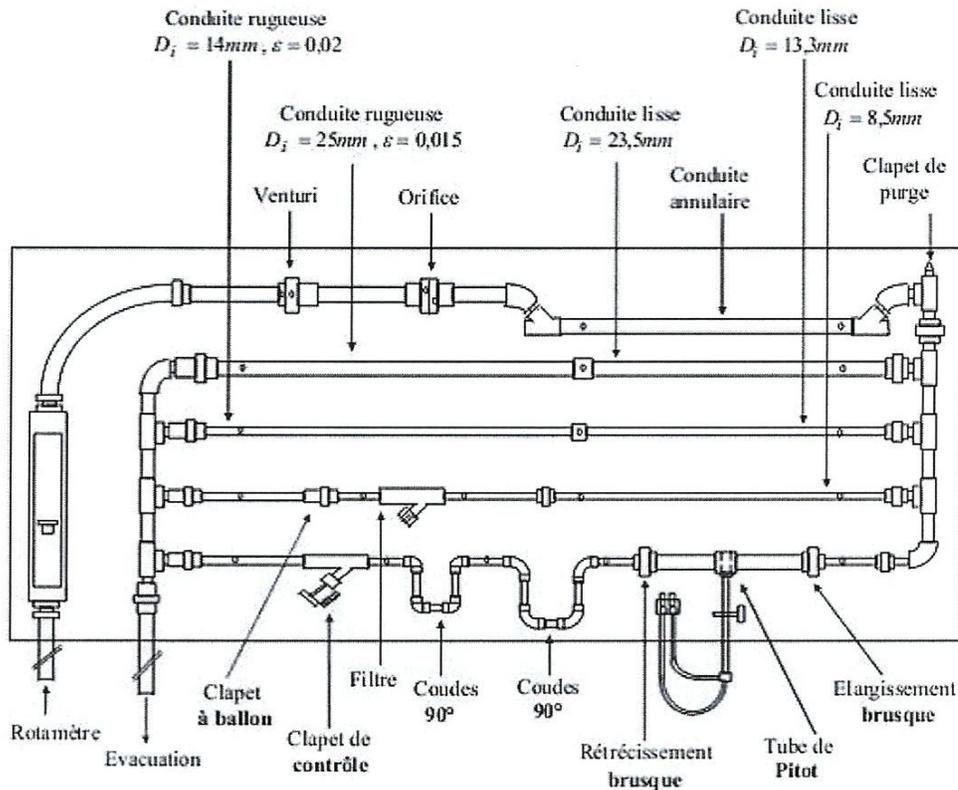


Fig. 4.3 Réseau de conduites

## 4.5 METHODOLOGIE ET RESULTATS EXPERIMENTAUX

### 4.5.1 Méthodologie Expérimentale

La vanne de contrôle (ou de régulation) permet de fixer les débits des écoulements rendus possibles grâce aux pompes centrifuges et dont les valeurs sont lues sur le rotamètre.

La hauteur de fluide entre les deux stations de la conduite considérée est mesurée grâce aux manomètres différentiels. Cette lecture représente en fait la différence de pression causée par les frottements sur la paroi interne de la conduite, et par conséquent une perte d'énergie.

### 4.5.2 Résultats Expérimentaux

Les résultats des mesures pour les cinq conduites considérées sont représentés dans les tableaux ci-dessous.

**Conduite 1:**Lisse:  $\varepsilon=23,5 \cdot 10^{-6}$  mm ;  $D_i = 23,5$  mm

$Q_v$ (l min)	10	15	20	25	30	35
$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$3,33 \cdot 10^{-4}$	$4,17 \cdot 10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84 \cdot 10^{-4}$
$Re$	7341	11289	15037	18816	225780	26339
$h_f$ mesuré (mm d'eau)	8	17	28	40	54	70

**Conduite 2:**Rugueuse  $\varepsilon=0,0015$  mm ;  $D_i = 25$  mm

$Q_v$ (l min)	10	15	20	25	30	35
$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$3,33 \cdot 10^{-4}$	$4,17 \cdot 10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84 \cdot 10^{-4}$
$Re$	8488	12701	16925	21195	25465	29683
$h_f$ mesuré (mm d'eau)	26	61	109	163	233	322

**Conduite 3:**Lisse:  $\varepsilon=0,00015$  mm ;  $D_i = 13,3$  mm

$Q_v$ (l min)	10	15	20	25	30	35
$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$3,33 \cdot 10^{-4}$	$4,17 \cdot 10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84 \cdot 10^{-4}$
$Re$	15955	23885	31815	39840	47770	55796
$h_f$ mesuré (mm d'eau)	171	345	560	848	1121,4	/

**Conduite 4:**Rugueuse:  $\varepsilon=0,02$  mm ;  $D_i = 14$  mm

$Q_v$ (l min)	10	15	20	25	30	35
$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$3,33 \cdot 10^{-4}$	$4,17 \cdot 10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84 \cdot 10^{-4}$
$Re$	15157	22691	30224	37848	45382	53006
$h_f$ mesuré (mm d'eau)	420	907,20	1600,2	2432,20	3439,8	/

**Conduite 5:****Lisse:  $\varepsilon=8,5 \cdot 10^{-5}$  mm ;  $D_i = 8,5$ mm**

$Q_v$ (l min)	10	15	20	25	30	35
$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$3,33 \cdot 10^{-4}$	$4,17 \cdot 10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84 \cdot 10^{-4}$
$Re$	24965	37373	49781	62339	74746	87304
$h_f$ mesuré (mm d'eau)	945	1915,20	/	/	/	/

---

# Chapitre5:

## Comparaisons et commentaires

### 5.1: INTRODUCTION

Le présent chapitre s'intéresse à la présentation des résultats théoriques et expérimentaux obtenus et présentés dans les chapitres 3 et 4 respectivement.

Les résultats sont présentés sous forme de courbes représentant la variation de la perte de charge par unité de longueur de la conduite considérée en fonction du nombre de Reynolds.

Cinq conduites de différents diamètres et rugosités ont été considérées:

- Conduite 1: Une conduite en PVC de diamètre intérieur  $D_i=8,5\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=8,5.10^{-5}\text{mm}$ .
- Conduite 2: Une conduite en PVC de diamètre intérieur  $D_i=13,3\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=0,00015\text{mm}$ .
- Conduite 3: Une conduite en PVC de diamètre intérieur  $D_i=23,5\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=23,5.10^{-6}\text{mm}$ .
- Conduite 4: Une conduite en PVC de diamètre intérieur  $D_i=14\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=0,02\text{mm}$ .
- Conduite 5: Une conduite en PVC de diamètre intérieur  $D_i=25\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=0,0015\text{mm}$ .

### 5.2. RESULTATS ET COMPARAISONS

Les pertes de charge dues aux frottements sont calculées par les différentes relations présentées au chapitre 3. Les résultats expérimentaux sont dérivés des mesures entreprises sur le banc hydraulique disponible au niveau du laboratoire de Mécanique des Fluides.

Les résultats détaillés sont présentés dans les tableaux pour les différentes conduites. Elles sont aussi représentées dans les figures qui suivent aux fins de comparaison.

Les figures 5.1 à 5.3 présentent les pertes de charge régulières ou par frottement obtenues pour les trois conduites 'lisses', tandis que les figures 5.3 et 5.4 présentent celles des deux conduites rugueuses. Toutes sont exprimées en termes de perte de charge adimensionnelle ( $h_f/L$ ) en fonction du nombre de Reynolds, et la totalité des régimes d'écoulement sont trouvés turbulents.

Pour les trois conduites lisses dont les résultats sont présentés dans les figures 5.1, 5.2 et 5.3, l'approche de Hazen-Williams est trouvée être la plus en mesure de

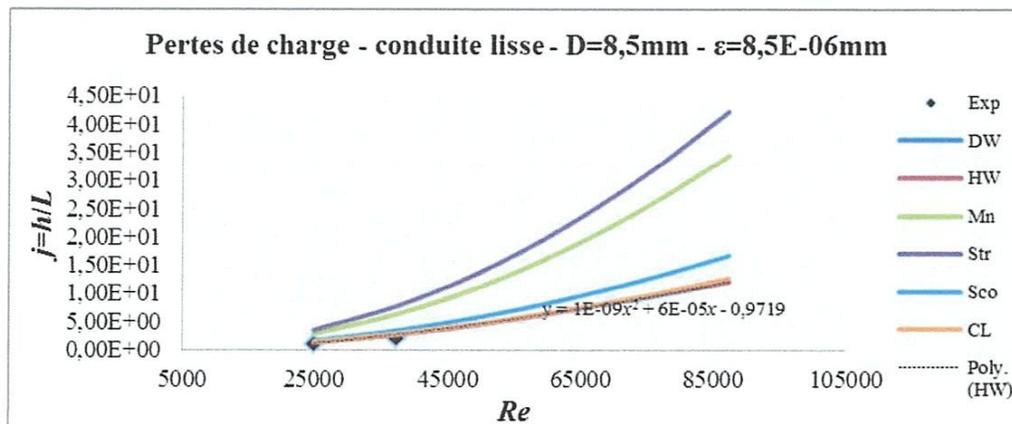
prédire la perte de charge dans ces cas. Cette relation est essentiellement basée sur une expression polynomiale du coefficient de frottement qui possède un large spectre d'application, Elle est principalement utilisée aux Etats Unis d'Amérique depuis sa dérivation en 1933.

On remarquera que l'augmentation du nombre de Reynolds conduit à des erreurs plus élevées. Ceci semble être principalement causé par le déplacement du régime d'écoulement du laminaire/transitoire au régime turbulent. Cette différence peut être corrigée en intégrant des coefficients appropriés qui tiendront compte de ce changement de régime, et cela montre la complexité du problème considéré.

Il est à noter que les mesures concernant la conduite lisse de diamètre 8,5mm n'ont pas été possibles pour les grandes valeurs du nombre de Reynolds à cause de la limitation des manomètres à eau disponibles utilisés. Des manomètres à mercure auraient été plus adéquats.

**Tableau 5.1:** Résultats théoriques et expérimentaux pour la conduite lisse de diamètre intérieur  $D_i=8,5\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=8,5.10^{-6}\text{mm}$ .

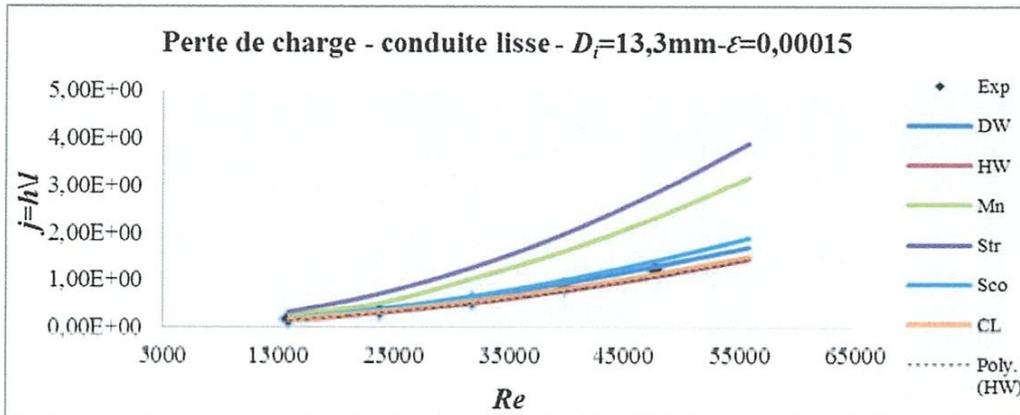
$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67.10^{-4}$	$2,5.10^{-4}$	$3,33.10^{-4}$	$4,17.10^{-4}$	$5.10^{-4}$	$5,84.10^{-4}$
$Re$	24965	37373	49781	62339	74746	87304
$\varepsilon/D_i$	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
$F^i$	0,025	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019
$J_{\text{expérimental}}$	$945.0.10^{-3}$	$1915,2.10^{-3}$	/	/	/	/
$J_{\text{Darcy-Weisbach}}$	$1298.10^{-3}$	$2677.10^{-3}$	$4553.10^{-3}$	$6801.10^{-3}$	$9313.10^{-3}$	$12069.10^{-3}$
$J_{\text{Hazen-Williams}}$	$1251.10^{-3}$	$2642.10^{-3}$	$4493.10^{-3}$	$6815.10^{-3}$	$9538.10^{-3}$	$1271.10^{-3}$
$J_{\text{Manning}}$	$2815.10^{-3}$	$6308.10^{-3}$	$11193.10^{-3}$	$17552.10^{-3}$	$25234.10^{-3}$	$34425.10^{-3}$
$J_{\text{Strickler}}$	$3456.10^{-3}$	$7745.10^{-3}$	$13742.10^{-3}$	$21549.10^{-3}$	$30981.10^{-3}$	$42265.10^{-3}$
$J_{\text{Scobey}}$	$1574.10^{-3}$	$3370.10^{-3}$	$5789.10^{-3}$	$8850.10^{-3}$	$12465.10^{-3}$	$16710.10^{-3}$
$J_{\text{Calmom-Lechapt}}$	$1366.10^{-3}$	$2802.10^{-3}$	$4669.10^{-3}$	$6968.10^{-3}$	$9625.10^{-3}$	$12690.10^{-3}$



**Figure 5.1:** Perte de charge par unité de longueur vs le nombre de Reynolds pour une conduite lisse de diamètre intérieur  $D_i=8,5\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=8,5.10^{-6}\text{mm}$ .

**Tableau 5.2:** Résultats théoriques et expérimentaux pour la conduite lisse de diamètre intérieur  $D_i=13,3\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=15,0.10^{-5}\text{mm}$ .

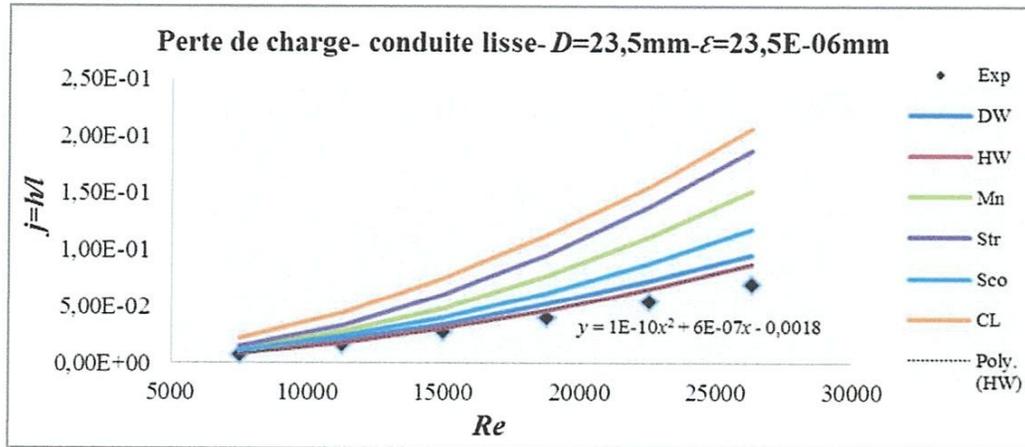
$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67.10^{-4}$	$2,5.10^{-4}$	$3,33.10^{-4}$	$4,17.10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84.10^{-4}$
$Re$	15955	23885	31815	39840	47770	55796
$\varepsilon/D_i$	$1,12.10^{-5}$	$1,12.10^{-5}$	$1,12.10^{-5}$	$1,12.10^{-5}$	$1,12.10^{-5}$	$1,12.10^{-5}$
$F$	0,031	0,029	0,028	0,027	0,026	0,025
$J_{\text{expérimental}}$	$171,0.10^{-3}$	$345,0.10^{-3}$	$560,0.10^{-3}$	$848,0.10^{-3}$	$1121,4.10^{-3}$	/
$J_{\text{Darcy-Weisbach}}$	$171,6.10^{-3}$	$360,0.10^{-3}$	$616,5.10^{-3}$	$932,0.10^{-3}$	$1290,0.10^{-3}$	$1693,0.10^{-3}$
$J_{\text{Hazen-Williams}}$	$141,0.10^{-3}$	$298,5.10^{-3}$	$507,7.10^{-3}$	$770,0.10^{-3}$	$1077,0.10^{-3}$	$1437,0.10^{-3}$
$J_{\text{Manning}}$	$259,0.10^{-3}$	$508,0.10^{-3}$	$1029,0.10^{-3}$	$1614,0.10^{-3}$	$2321,0.10^{-3}$	$3166,0.10^{-3}$
$J_{\text{Strickler}}$	$317,8.10^{-3}$	$712,0.10^{-3}$	$1264,0.10^{-3}$	$1982,0.10^{-3}$	$2849,0.10^{-3}$	$3887,0.10^{-3}$
$J_{\text{Scobey}}$	$177.10^{-3}$	$388,8.10^{-3}$	$654,2.10^{-3}$	$1000.10^{-3}$	$1408.10^{-3}$	$1888.10^{-3}$
$J_{\text{Calmom-Lechapt}}$	$160,0.10^{-3}$	$329,0.10^{-3}$	$549,0.10^{-3}$	$819,0.10^{-3}$	$1132,0.10^{-3}$	$1493,0.10^{-3}$



**Figure 5.2:** Perte de charge par unité de longueur vs le nombre de Reynolds pour une conduite lisse de diamètre intérieur  $D_i=13,3\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=15,0.10^{-5}\text{mm}$ .

**Tableau 5.3:** Résultats théoriques et expérimentaux pour la conduite lisse de diamètre intérieur  $D_i=23,5\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=23,5.10^{-6}\text{mm}$ .

$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67.10^{-4}$	$2,5.10^{-4}$	$3,33.10^{-4}$	$4,17.10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84.10^{-4}$
$Re$	7341	11289	15037	18816	225780	26339
$\varepsilon/D_i$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$
$F$	0,033	0,030	0,027	0,026	0,025	0,025
$J_{\text{expérimental}}$	$8,0.10^{-3}$	$17,0.10^{-3}$	$28,0.10^{-3}$	$40,0.10^{-3}$	$54,0.10^{-3}$	$70,0.10^{-3}$
$J_{\text{Darcy-Weisbach}}$	$10,75.10^{-3}$	$21,6.10^{-3}$	$35,0.10^{-3}$	$53,0.10^{-3}$	$73,0.10^{-3}$	$96,0.10^{-3}$
$J_{\text{Hazen-Williams}}$	$8,69.10^{-3}$	$18,3.10^{-3}$	$31,12.10^{-3}$	$47,1.10^{-3}$	$66,29.10^{-3}$	$88,1.10^{-3}$
$J_{\text{Manning}}$	$12,4.10^{-3}$	$28,0.10^{-3}$	$49,0.10^{-3}$	$77,5.10^{-3}$	$112,0.10^{-3}$	$152,0.10^{-3}$
$J_{\text{Strickler}}$	$13,47.10^{-3}$	$34,0.10^{-3}$	$61,5.10^{-3}$	$96,0.10^{-3}$	$138,0.10^{-3}$	$188,0.10^{-3}$
$J_{\text{Scobey}}$	$11,17.10^{-3}$	$23,9.10^{-3}$	$41,0.10^{-3}$	$62,56.10^{-3}$	$88,52.10^{-3}$	$118,0.10^{-3}$
$J_{\text{Calmom-Lechapt}}$	$22,0.10^{-3}$	$45,0.10^{-3}$	$73,6.10^{-3}$	$112,0.10^{-3}$	$156,0.10^{-3}$	$207,0.10^{-3}$



**Figure 5.3:** Perte de charge par unité de longueur vs le nombre de Reynolds pour une conduite lisse de diamètre intérieur  $D_i=23,5\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=23,5.10^{-6}\text{mm}$ .

Les mêmes observations peuvent être faites pour le cas des deux conduites rugueuses pour lesquels les résultats sont présentés dans les figures 5.4 et 5.5. Les résultats expérimentaux montrent des pertes de charge supérieures à celles calculées par les différentes relations empiriques utilisées. Cette différence est principalement le résultat de la difficulté à prédire correctement le coefficient de rugosité qui est le paramètre le plus important. Sa valeur a en effet été prise égale à celle suggérée par le fabricant, négligeant ainsi la présence éventuelle de dépôts qui tend généralement à augmenter la rugosité des parois intérieures des conduites, et par conséquent celles des pertes de charge.

La capacité de transport des conduites diminue avec le temps (âge). Cette perte est principalement causée soit par une diminution de la section droite due à une accumulation de dépôts en leur intérieur, et entraînant outre une diminution du diamètre une augmentation de la rugosité, ou les deux. Ces raisons semblent être les causes de la disparité des résultats obtenus.

**Tableau 5.4:** Résultats théoriques et expérimentaux pour la conduite rugueuse de diamètre intérieur  $D_i=14,0\text{mm}$  et de rugosité  $\varepsilon=0,02\text{mm}$ .

$Q_v$ ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	$1,67.10^{-4}$	$2,5.10^{-4}$	$3,33.10^{-4}$	$4,17.10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84.10^{-4}$
$Re$	15157	22691	30224	37848	45382	53006
$\varepsilon/D_i$	0,00142	0,00142	0,00142	0,00142	0,00142	0,00142
$F$	0,034	0,030	0,029	0,028	0,027	0,026
$J_{\text{expérimental}}$	$420,0.10^{-3}$	$907,2.10^{-3}$	$1600,2.10^{-3}$	$2432,2.10^{-3}$	$3439,8.10^{-3}$	/
$J_{\text{Darcy-Weisbach}}$	$145,0.10^{-3}$	$288,0.10^{-3}$	$494,0.10^{-3}$	$748,0.10^{-3}$	$1037,0.10^{-3}$	$1362,0.10^{-3}$
$J_{\text{Hazen-Williams}}$	$114,0.10^{-3}$	$241,5.10^{-3}$	$410,8.10^{-3}$	$623,0.10^{-3}$	$872,0.10^{-3}$	$1162,0.10^{-3}$
$J_{\text{Manning}}$	$197,0.10^{-3}$	$441,0.10^{-3}$	$783,0.10^{-3}$	$1228,0.10^{-3}$	$1765,0.10^{-3}$	$2401,0.10^{-3}$
$J_{\text{Strickler}}$	$242,0.10^{-3}$	$542,0.10^{-3}$	$961,0.10^{-3}$	$1507,0.10^{-3}$	$2167,0.10^{-3}$	$2957,0.10^{-3}$
$J_{\text{Scobey}}$	$138,5.10^{-3}$	$296,6.10^{-3}$	$509,6.10^{-3}$	$779.10^{-3}$	$1097.10^{-3}$	$1470.10^{-3}$
$J_{\text{Calmom-Lechapt}}$	$126,0.10^{-3}$	$265,0.10^{-3}$	$449,2.10^{-3}$	$679,6.10^{-3}$	$949,0.10^{-3}$	$1263,0.10^{-3}$

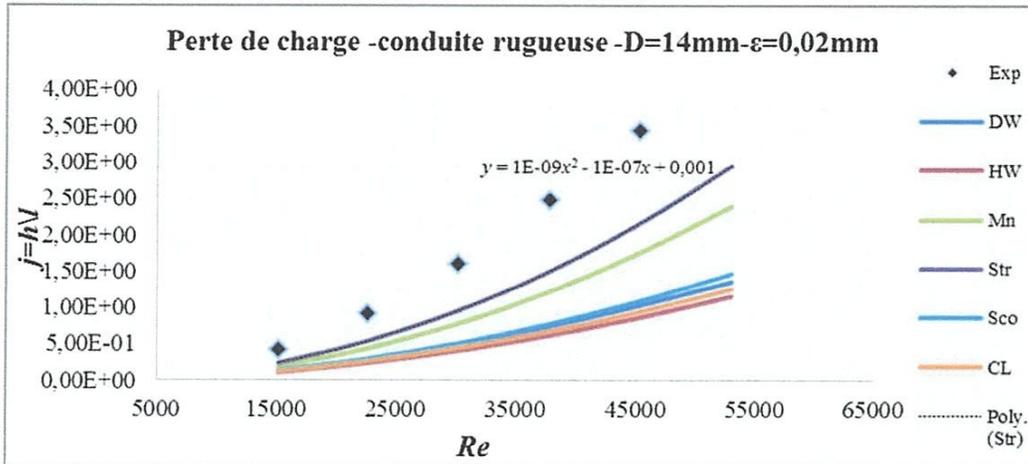


Figure 5.4: Perte de charge par unité de longueur vs le nombre de Reynolds pour une conduite lisse de diamètre intérieur  $D_i=14,0\text{mm}$  et de rugosité  $\epsilon=0,02\text{mm}$ .

Tableau 5.5: Résultats théoriques et expérimentaux pour la conduite rugueuse de diamètre intérieur  $D_i=25,0\text{mm}$  et de rugosité  $\epsilon=0,0015\text{mm}$ .

$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,67 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$3,33 \cdot 10^{-4}$	$4,17 \cdot 10^{-4}$	$5,10^{-4}$	$5,84 \cdot 10^{-4}$
$Re$	8488	12701	16925	21195	25465	29683
$\epsilon D_i$	0,00006	0,00006	0,00006	0,00006	0,00006	0,00006
$F$	0,032	0,029	0,028	0,027	0,026	0,025
$J_{\text{expérimental}}$	$26,0 \cdot 10^{-3}$	$61,0 \cdot 10^{-3}$	$109,0 \cdot 10^{-3}$	$163,0 \cdot 10^{-3}$	$233,0 \cdot 10^{-3}$	$322,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Darcy-Weisbach}}$	$7,6 \cdot 10^{-3}$	$15,3 \cdot 10^{-3}$	$26,3 \cdot 10^{-3}$	$39,7 \cdot 10^{-3}$	$55,0 \cdot 10^{-3}$	$72,2 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Hazen-Williams}}$	$6,7 \cdot 10^{-3}$	$14,17 \cdot 10^{-3}$	$24,1 \cdot 10^{-3}$	$36,5 \cdot 10^{-3}$	$51,5 \cdot 10^{-3}$	$68,18 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Manning}}$	$8,96 \cdot 10^{-3}$	$20,0 \cdot 10^{-3}$	$35,62 \cdot 10^{-3}$	$55,86 \cdot 10^{-3}$	$80,31 \cdot 10^{-3}$	$109,0 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Strickler}}$	$10,95 \cdot 10^{-3}$	$24,65 \cdot 10^{-3}$	$43,73 \cdot 10^{-3}$	$68,58 \cdot 10^{-3}$	$98,6 \cdot 10^{-3}$	$143,5 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Scobey}}$	$8,22 \cdot 10^{-3}$	$17,61 \cdot 10^{-3}$	$30,26 \cdot 10^{-3}$	$30,26 \cdot 10^{-3}$	$46,26 \cdot 10^{-3}$	$65,16 \cdot 10^{-3}$
$J_{\text{Calmom-Lechapt}}$	$7,45 \cdot 10^{-3}$	$15,65 \cdot 10^{-3}$	$26,52 \cdot 10^{-3}$	$40,12 \cdot 10^{-3}$	$56,03 \cdot 10^{-3}$	$74,57 \cdot 10^{-3}$

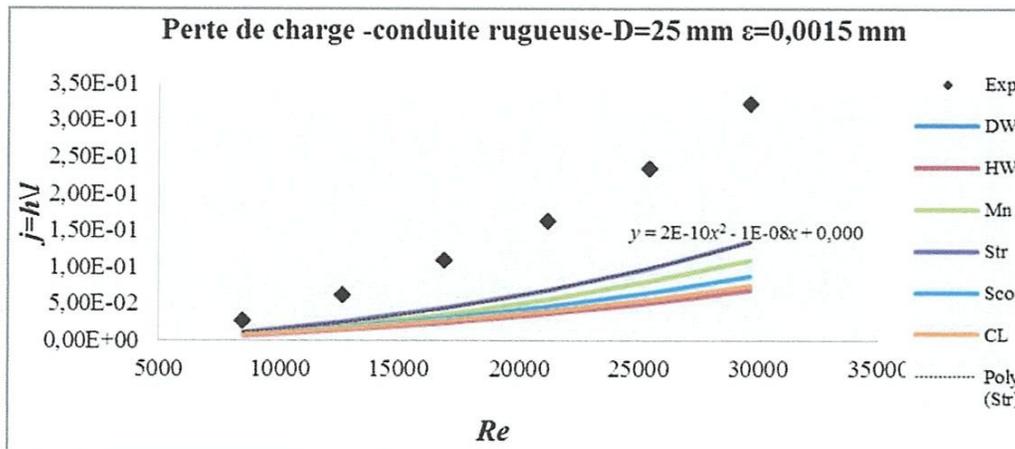


Figure 5.5: Perte de charge par unité de longueur vs le nombre de Reynolds pour une conduite lisse de diamètre intérieur  $D_i=25,0\text{mm}$  et de rugosité  $\epsilon=0,0015\text{mm}$ .

# **Chapitre6:**

## **Conclusions et Recommandations**

### **6.1: CONCLUSIONS**

La présente étude a passé en revue et appliqué les différentes approches développées pour la détermination des pertes de charge dans des conduites au sein desquelles s'écoule de l'eau. Ces pertes sont principalement causées par le frottement de l'écoulement fluide avec la paroi de la conduite.

Les résultats expérimentaux obtenus et leur comparaison avec celles calculées par application des diverses relations développées au cours des dernières décennies montrent:

1. une prépondérance de l'approche proposée par Hazen-Williams dans le cas des conduites dites lisses (i.e. de rugosité limitée).
2. Une meilleure approche par la relation de Strickler dans le cas des conduites rugueuses (rugosité élevée).
3. La difficulté à déterminer le coefficient de frottement pour les différents cas étudiés d'une manière précise, particulièrement parce que les écoulements sont turbulents. En effet et dans ce cas, le coefficient de frottement dépend entre autres de la rugosité de la paroi interne de la conduite au sein de laquelle le fluide s'écoule ainsi que du régime d'écoulement.
4. La complexité du problème de la détermination de la rugosité dont la valeur est généralement fournie par le constructeur dans le cas des conduites neuves uniquement. Les conduites utilisées dans la plupart des cas ne le sont pas (l'érosion et la corrosion dues au fluides ainsi que les divers dépôts entraînent un changement des caractéristiques de leur états de surface).
5. néanmoins la capacité de similitude de l'approche de Hazan Williams pour les conduites lisses et celle de Strickler pour les conduites rugueuses.

Les résultats présentés cependant font former un ensemble de données de référence pour l'amélioration possible et l'application dans des cas similaires impliquant le transport de flux à l'intérieur des tuyaux

## 6.2: RECOMMANDATIONS

1. La principale difficulté qui se pose lorsqu'on essaie de déterminer la rugosité d'une conduite réside dans le fait que celle-ci est soumise à l'effet de l'âge résultant de l'érosion, la corrosion, les dépôts, etc. D'autres travaux pourraient se consacrer au phénomène du vieillissement des conduites.
  2. Les pertes de charge causées par les singularités devraient aussi constituer un sujet d'intérêt. En effet, la région intermédiaire en aval de tout accessoire est un mélange de phénomènes de frottement et de turbulence, et il est difficile de distinguer les effets de chacun.
  3. Un ajustement des résultats obtenus a été tenté par le biais d'une approche polynomiale (polynôme du second degré). Cette approche pourrait être intéressante et devrait être approfondie.
-

# REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Bhave, P.R., 1991, "Analysis of flow in water distribution networks", Ed. Technomic Pub. Co. Inc., USA.
  - [2] Candel, S., 1995, "Cours de Mécanique des Fluides", Ed. Dunod.
  - [3] Colebrook, C.F., 1939, "Turbulent Flow in Pipes with Particular reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Laws", J. Inst. of Civil Engrs., 11, pp 133-156.
  - [4] Giles, .V., Evett, J.B. et Cheng, L., 1994, "Mécanique des fluides et hydraulique", Série Schaum.
  - [5] Idel Cik, I.E., 1986, "Mémento des pertes de charge", Ed. Eyrolles.
  - [6] Moody, L.F., 1944, "Friction Factors for Pipe Flow", Trans. American Society of Mechanical Engineers. 66, pp 671-684.
  - [7] Morel, M.A. et Laborde, J.P., 1994, "Exercices de Mécanique des Fluides", Vol. 1, Chihab-Eyrolles Ed., Algeria.
  - [8] Padet, J., 1999, "Fluide en écoulement, Méthode et Modèles", Ed. Masson.
  - [9] Scobey, F.C., 1966, "The flow of water in commercially smooth pipes", Water Resources, Center Archives, Series Report 17, Univ. Of California, Berkeley, USA.
  - [10] Swamee, P.K. et Jain, A.K., 1976, "Explicit equations for pipe flow problems", J. Hydraul. Div., Am. Soc. Of Civil Engrs, 102 (HY11), pp. 1707-1709.
  - [11] Weisbach, J., 1855, "Die Experimental Hydraulik", Freiberg, Germany, Engelhardt.
  - [12] Williams G.P., 1970, "Manning Formula-A Misnomer?" J. Hydraul. Div., American Society of Civil Engrs., pp 193-200.
  - [13] Williams, G.S. et Hazen, A., 1933, "Hydraulic Tables", 3<sup>ème</sup> Edition, John Wiley & sons Inc., USA.
-