

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université A. MIRA-BEJAIA



Faculté de Technologie Département de Génie Electrique.

Mémoire de fin d'études

En vue d'obtention du diplôme de Master en électromécanique
spécialité : électromécanique

Thème

Etude d'un banc didactique pour l'étude des pertes de charges hydrauliques

Réalisé par :

- ❖ M^r Boudei Tarek
- ❖ M^r Benbaaziz Aimen

Encadré par :

- ❖ M^r Aouzellag Haroun
- ❖ M^r Amrouche Bessam

Année Universitaire :2023/2024

REMERCIEMENTS

Nous adressons avant tout nos remerciements à Dieu Tout-Puissant, qui nous a donné la force, la santé, le courage et la patience pour accomplir ce travail, marquant pour nous le début d'une belle aventure : celle de la recherche, source de questionnements constants et d'amélioration continue.

Nous exprimons notre gratitude à nos familles, en particulier à nos parents, pour leur soutien indéfectible, leurs encouragements et leur patience tout au long de la réalisation de ce projet.

Nos remerciements vont également à M^r. Ouazzelag Haroun et à M^r. Amrouche Bessam, qui a accepté de diriger ce travail. Nous leur exprimons notre gratitude pour leur patience, leurs conseils avisés et leurs précieuses orientations, qui nous ont guidés jusqu'à l'achèvement de ce travail

Nous remercions également les membres du jury pour avoir accepté d'évaluer ce travail et pour leurs remarques enrichissantes.

Enfin, nous adressons nos sincères remerciements à toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la réussite de ce projet.

Merci à vous tous.

Table des matières

Chapitre I	
Introduction générale.....	1
I.1 Introduction.....	2
I.2 La pression.....	2
I.2.1 Pression d'un fluide.....	2
I.2.2 Différentes pressions.....	3
I.3 Le débit.....	4
I.3.1 Différents types de débits.....	5
I.4 Débitmètres dans l'industrie.....	5
I.4.1 Débitmètre volumétrique.....	6
I.4.2 Débitmètres massiques.....	11
Conclusion.....	12
Chapitre II	
II.1 Introduction.....	12
II.2 Définition d'un fluide.....	12
II.3 Forces dans un fluide.....	13
II.3.1 Les forces intérieures.....	13
II.3.2 Les forces extérieures.....	13
II.4 Ecoulement d'un fluide.....	13
II.4.1 Fluide parfait.....	13
II.4.2 Fluide réel.....	14
II.5 Propriétés des fluides.....	14
II.5.1 Masse volumique.....	14
II.5.2 Poids volumique (poids spécifique).....	14
II.5.3 Densité.....	15
II.5.4 Viscosité.....	15
II.6 Régimes d'écoulement.....	16
II.6.1 Le régime laminaire ($Re \leq 2000$).....	16
II.6.2 Le régime turbulent ($Re \geq 3000$).....	17
II.6.3 Régime transitoire.....	17
II.7 Théorème de Bernoulli.....	17
II.7.1 Perte de charge linéaire ou régulière.....	18
II.7.2 Perte de charge singulière.....	19
Conclusion.....	22
Chapitre III	
III.1 Introduction.....	23
III.2 Description du banc de dynamique des fluides.....	23
III.4 Présentation du modèle du banc sur l'application AZprocède.....	24
III.5 Études sur le banc 'AZprocède'.....	28
III.6 Étude de la maquette en se basant sur le banc (AZprocède).....	28
III.6.1 Calcul de la vitesse d'écoulement.....	28
III.6.2 Calcul du nombre de Reynolds.....	29
III.6.3 Calculer les pertes de charge.....	29
III.6.4 Calcul des diamètres critiques des lignes.....	32
III.7 Mesure des Pertes de Charge.....	36
III.7.1 Étude des pertes de charge dans les coudes.....	36
III.8 Étude du Venturi et du Diaphragme.....	38
III.8.1 Etalonnage du Venturi et du Diaphragme.....	39
III.9 Étude de la Pompe Centrifuge.....	42
III.9.1 Hauteur manométrique totale (HMT).....	42
III.9.2 Puissance hydraulique (Phyd).....	42
III.9.3 Puissance électrique (Pelec).....	43

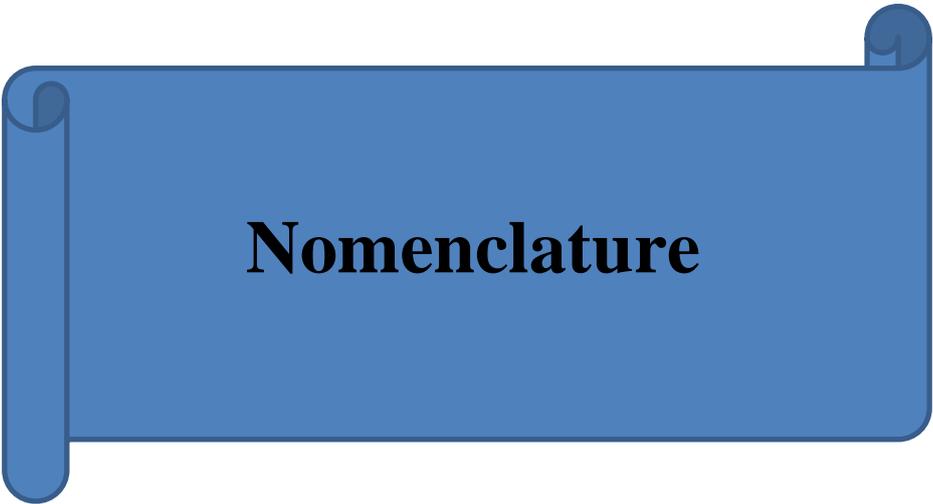
Conclusion générale	43
Bibliographie	44

Liste des figures

Figure I.1: Répartition de la pression dans un réservoir [2].	2
Figure I.2: les différents types de pression.	4
Figure I.3: les différents appareils de mesure de la pression.[3]	5
Figure I.4: les différents débitmètres utilisés dans l'industrie [5].	6
Figure I.5: schéma du tube du venturi.	6
Figure I.6: schéma du tube Pitot-statique.	7
Figure I.7: Principe de mesure du débit par un diaphragme, et répartition de la pression au voisinage du diaphragme.	8
Figure I 8: schéma d'un débitmètre ultrasons.	8
Figure I.9 : Principe de fonctionnement d'un débitmètre à ultrasons - effet Doppler	9
Figure I.10: débitmètre à turbine	9
Figure I.11: débitmètre à l'effet vortex [8].	10
Figure I.12: débitmètre à section variable (rotamètre)	10
Figure I.13: débitmètre électromagnétique de Faraday	11
Figure I.14: Principe de fonctionnement du débitmètre Coriolis :	11
Figure I.15: débitmètre massique thermique	12
Figure II. 1: Représentation idéalisée des trois états de la matière [3].	12
Figure II. 2: Forces agissant sur un système de fluide parfait.	13
Figure II.3: Variation du profil de vitesses dans le film fluide	15
Figure II. 4: Filet du colorant rectiligne indiquant le régime laminaire [19].	16
Figure II.5: Filet du colorant éclaté indiquant le régime turbulent.	17
Figure II.6: diagramme de Lewis Ferry Moody [22].	19
Figure II. 7: Description d'un coude : a) type d'écoulement dans un coude arrondi ; b) caractéristiques géométriques d'un coude arrondi.	20
Figure II.8: Coude à angle vif.	21
Figure II.9: Elargissement brusque : a) écoulement à l'intérieur d'un élargissement, présence de tourbillons ; b) Caractéristiques d'un élargissement	22
Figure II. 10: Rétrécissement brusque : a) écoulement à l'intérieur d'un rétrécissement brusque, présence de tourbillons ; b) Dimensions d'un rétrécissement.	22
Figure II.11: Diminution progressive de la section (convergente)	22
Figure II.12: Augmentation progressive de la section (divergente)	22
Figure III.1: Banc de dynamique des fluides sur AZprocède	25
Figure III.2: Banc de dynamique des fluides	25
Figure III.3: Caractéristiques des lignes composants du Banc d'essai des pertes de charges	27
Figure III.4: pertes de charge en fonction du débit volumique au carré Q_v^2 .	32
Figure III.5: coefficient de frottement lambda et nombre reynolds en fonction Q_v .	36
Figure III.6: pertes de charge dues aux coudes en fonction de Q_v^2 .	38
Figure III.7: la relation entre le débit Q_v et la racine carrée de la différence de pression ΔP	40
Figure III. 8 : Variation de la HMT, de la Phyd et du rendement de la pompe selon le débit volumique (Q_v)	45

Liste des tableaux

Tableau III.1: Dimensions et Volumes des Lignes du Circuit Hydraulique.....	26
Tableau III.2: Caractéristiques des lignes et composants sur le banc (AZprocède)	27
Tableau III.3: Tableaux de paramètres	28
Tableau III.4: les valeurs du débit, la vitesse, le nombre de Reynolds, le coefficient de frottement (λ), et les pertes de charge pour les trois lignes	31
Tableau III. 5 : les valeurs de λ pour les lignes 1, 2 et 3	33
Tableau III. 6: les valeurs de débits massique et la vitesse et k coude	37
Tableau III.7: Paramètres de la conduite et du dispositif Venturi pour les calculs de pertes de charge.	39
Tableau III. 8: Analyse des performances de la pompe centrifuge en fonction du débit massique.....	44



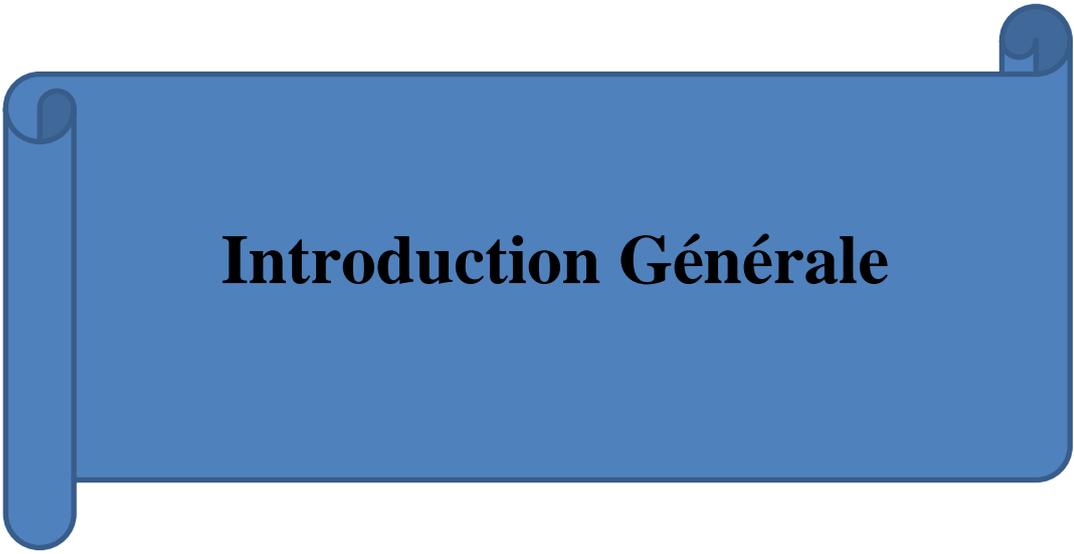
Nomenclature

- D : Densité [-].
- D : Le diamètre[m].
- F : La force[N].
- g : accélération de gravité[m/s²].
- ΔH : Perte de charge [m].
- K : Coefficient de perte de charge singulier.

- L : La longueur de la conduite [m].
- M : La masse de fluide [Kg].
- P : Pression [N/m²].
- ΔP : Perte de pression [N/m²].
- Q_m : Débit massique [kg/s].
- Q_v : Débit volumique [m³/s].
- Re : Nombre de Reynolds [-].
- dS : La surface élémentaire [m²].
- S : La surface [m²].
- T : Temps [s].
- T : Température [°C].
- V : Volume de fluide [m³].
- V : Vitesse d'écoulement [m/s].

Symboles grecs

- ρ :Masse volumique [Kg/m³].
- ρ_{ref} :Masse volumique d'un fluide de référence [Kg/m³].
- ν : Viscosité cinématique [m²/s].
- λ : Conductivité thermique [W/m.°C].
- μ : Viscosité dynamique [kg/m.s].
- ϖ : Poids spécifique du liquide [N/m³].
- θ : Angle vif au centre du coude [°].
- α : Angle [°].
- ε : Rugosité absolu [m].
- ε /D :Rugosité relative[-].



Introduction Générale

Introduction générale

Les problématiques liées à la mécanique des fluides se manifestent dans divers contextes naturels et industriels. Parmi les disciplines touchant à ce domaine, on peut citer la météorologie, l'océanographie, l'hydraulique, la biomécanique et l'aéronautique. Ce vaste champ d'étude regroupe les concepts de mécanique et de fluides, visant à analyser les lois régissant le repos ou le mouvement des fluides. La mécanique des fluides repose essentiellement sur l'application des lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie aux systèmes fluidiques.

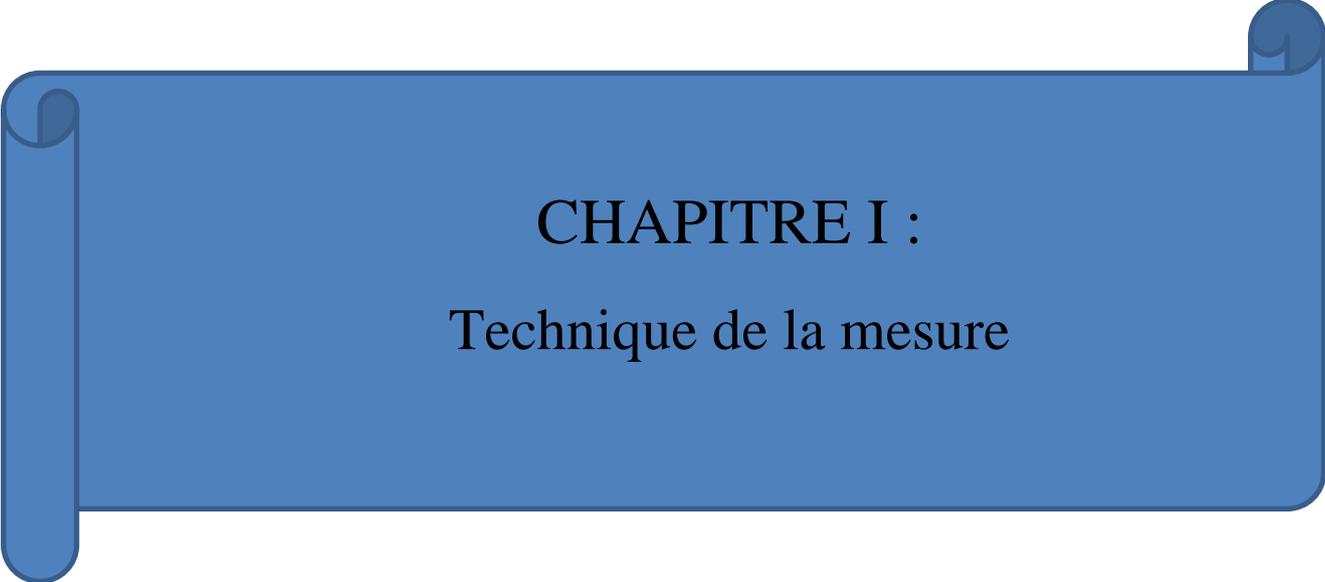
L'un des objectifs centraux de cette science est de déterminer les champs de vitesse et de pression ainsi que la position des particules fluidiques à tout moment. Cela nécessite une compréhension approfondie des forces en jeu et une capacité à mesurer ces phénomènes à l'échelle macroscopique des particules fluidiques. Dans l'industrie, le transport des fluides via des conduites, ainsi que les mesures précises de débit et de pression, sont indispensables pour garantir le bon fonctionnement des processus de production et de distribution.

Dans le cadre de ce travail, nous avons entrepris l'étude d'un banc didactique équipé d'une chaîne d'acquisition permettant de mesurer les grandeurs fluidiques (pression et débit volumique). Ce dispositif vise à approfondir la compréhension des phénomènes liés à la mécanique des fluides tout en validant les modèles théoriques par une approche expérimentale.

Ce mémoire est structuré en trois chapitres principaux : le premier chapitre est consacré à la présentation des techniques de mesure de la pression et du débit volumique les plus courantes dans l'industrie, en expliquant leurs principes de fonctionnement et leurs applications.

Le deuxième chapitre explore les notions fondamentales de la mécanique des fluides, abordant les concepts de régime d'écoulement, de pertes de charge et des propriétés des fluides. Le troisième chapitre est dédié à l'étude approfondie du fonctionnement du banc didactique. Nous y avons analysé les paramètres fluidiques mesurés (débit, pression, température, nombre de Reynolds et régime d'écoulement) et évalué les performances de l'appareil à travers des observations expérimentales.

Enfin, nous terminons ce travail par une conclusion générale, qui résume les résultats obtenus et propose des perspectives d'amélioration.



CHAPITRE I :
Technique de la mesure

I.1 Introduction

La métrologie concerne tout ce qui touche aux mesures. Elle explore la manière de mesurer différents aspects, quelle que soit la certitude de nos résultats ou le domaine d'application.

Dans ce chapitre, nous aborderons les instruments utilisés pour effectuer des mesures physiques et capter les signaux associés. Nous mettrons particulièrement l'accent sur deux éléments essentiels : la pression et le débit.

I.2 La pression

La pression est la force exercée par un fluide sur une surface spécifique, exprimée en newtons par mètre carré (N/m^2), ou pascals (Pa) [1].

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 \quad (\text{I.1})$$

I.2.1 Pression d'un fluide

Toute variation de pression en un point d'un liquide entraîne la même variation en tous ses points. La pression se définit comme le quotient d'une force par une surface.

$$P = \frac{F}{S} \quad (\text{I.2})$$

P : la pression, exprimée en Pascals (Pa).

F : la force exercée perpendiculairement sur une surface, exprimée en Newtons (N).

S : la surface sur laquelle la force agit, exprimée en mètres carrés (m^2).

La figure I.1 illustre la répartition de la pression dans un réservoir.

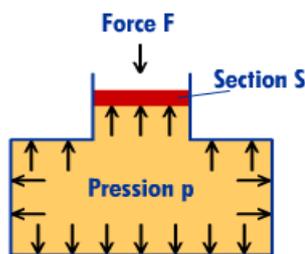


Figure I.1: Répartition de la pression dans un réservoir [2].

L'unité légale (SI) de pression est le Pascal (Pa).

I.2.2 Différentes pressions

a) Pression atmosphérique

C'est la pression exercée par l'atmosphère terrestre. La pression atmosphérique au niveau de la mer est de 1,013 bars.

Il peut y avoir une variation de ± 25 mbar en raison de la pluie ou du soleil. La pression atmosphérique diminue avec l'augmentation de l'altitude. La relation s'exprime généralement comme suit :

$$P_{\text{atm}} = \rho gh \quad (\text{I. 3})$$

P_{atm} : Pression atmosphérique (Pa).

ρ : Densité du fluide (kg/m^3).

g : Accélération due à la gravité (m/s^2).

h : Hauteur de la colonne de fluide (m).

b) Pression relative, manométrique ou relative

Est la différence de pression par rapport à la pression atmosphérique. Elle est le plus souvent utilisée, car la plupart des capteurs, sont soumis à la pression atmosphérique.

c) Pression absolue

Est la pression mesurée par rapport au vide parfait.

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{atm}} + P_{\text{rel}} \quad (\text{I. 4})$$

L'unité SI de la pression est le pascal, abréviation (Pa) :

$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ kg/ms}^2$, $1 \text{ Pa} = 10^{-5} \text{ bar}$, $1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa}$

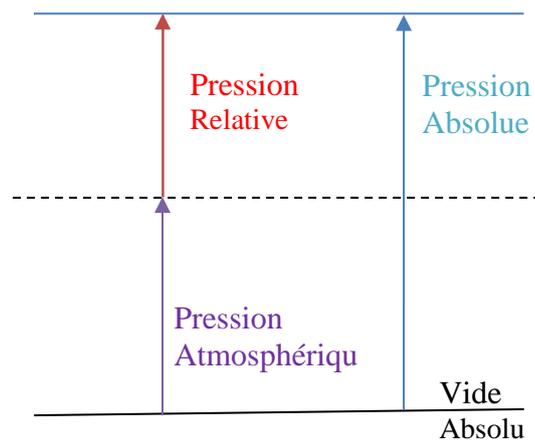


Figure I.2: les différents types de pression

d) Pression dynamique

En mécanique des fluides la pression dynamique est une mesure de l'énergie cinétique d'un fluide par unité de volume. Elle est calculée en utilisant la formule :

$$P_d = \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \quad (\text{I.5})$$

Où (ρ) est la densité du fluide et (V) est sa vitesse.

e) Pression statique

Il s'agit de la force exercée par l'air sur un élément de paroi perpendiculairement à la direction du flux. Il est possible que cette pression soit plus élevée ou moins élevée que la pression atmosphérique ou hydraulique. On la calcule en se basant sur la formule :

$$P_{st} = \rho \cdot g \cdot H \quad (\text{I.6})$$

f) Pression totale

La pression totale (P_t) est définie comme la somme des pressions statique et dynamique. Cette grandeur est souvent utilisée pour sélectionner le ventilateur approprié pour une application donnée.

$$P_t = P_d + P_{st} \quad (\text{I.7})$$

I.3 Le débit

C'est le flux de liquide qui traverse une section donnée dans une certaine période de temps.

I.3.1 Différents types de débits

a) Débit volumique

Le débit volumique correspond à la quantité de fluide passant dans une conduite par unité de temps. Avec ΔV comme volume de fluide et Δt comme intervalle de temps, il se calcule selon [4] :

$$Q_V = \Delta V / \Delta t \quad (I.8)$$

Unité : m^3/s .

b) Le débit massique

C'est la masse de fluide qui traverse une section droite de la conduite pendant un certain temps, il s'exprime en fonction de débit Q_V et de masse volumique par la relation suivante :

$$Q_m = \rho \cdot Q_V \quad (I.9)$$

Unité : kg/s

I.4 Débitmètres dans l'industrie

Dans l'industrie, les débitmètres sont essentiels pour mesurer les flux de liquides et de gaz, avec des modèles volumétriques pour le volume et massiques pour la masse. Les avancées technologiques ont amélioré leur précision, permettant un choix adapté à chaque usage industriel. La figure 1.4 montre leur répartition dans l'industrie. :

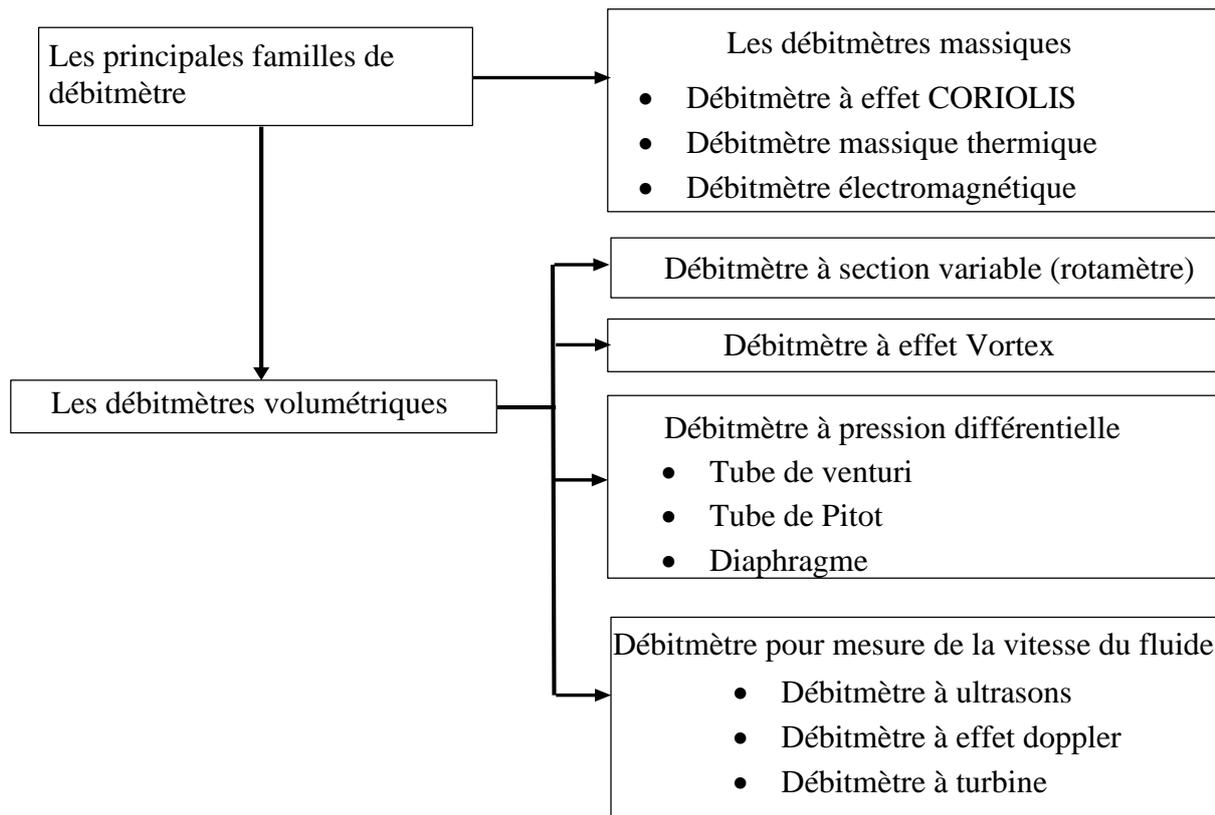


Figure I.3: les différents débitmètres utilisés dans l'industrie [5].

I.4.1 Débitmètre volumétrique

a) Débitmètre à pression différentielle

- **Tube de venturi**

Le tube Venturi mesure le débit d'un fluide dans une conduite sous pression grâce à une section rétrécie. En comparant les pressions à différents points (A, B et C), il calcule la différence de pression liée à la vitesse du fluide et à la perte de charge. Cela permet d'obtenir une mesure précise du débit

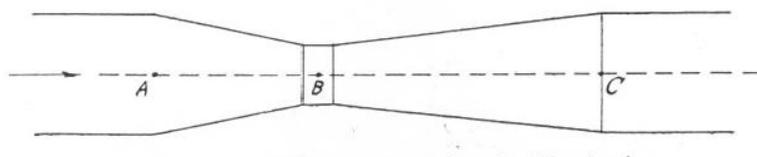


Figure I.4: schéma du tube du venturi.

En négligeant les pertes de charge, on peut, selon le théorème de Bernoulli, déterminer la perte de pression en fonction du débit dans la conduite, ou vice versa, de manière relativement simple [6].

- **Tube de Pitot**

Le tube de Pitot est un dispositif cylindrique avec deux prises dynamiques opposées, utilisé pour mesurer la vitesse d'un fluide dans une conduite. Il mesure la pression différentielle entre la prise orientée vers le flux et une ouverture latérale. Bien qu'il soit simple et économique, il est surtout destiné à des applications d'investigation et de supervision, visant à optimiser les conditions de fonctionnement et à assurer un bon service aux consommateurs [7].

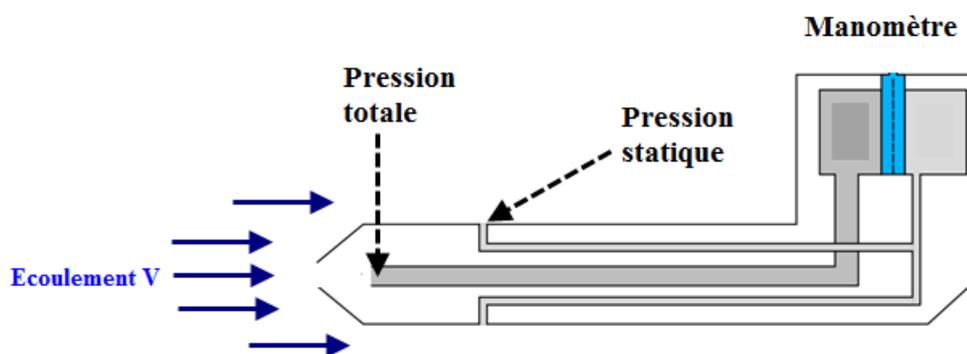


Figure I.5: schéma du tube Pitot-statique.

- **Diaphragme**

Un diaphragme est un appareil simple et peu coûteux pour mesurer le débit d'un liquide en créant une différence de pression proportionnelle au débit. Il convient à tous les diamètres de canalisations, mais il est déconseillé pour les liquides avec des impuretés solides, car cela peut provoquer des pertes de charge. Sa précision est de 2 % à 5 % et son niveau dynamique de 1 à 4 [8].

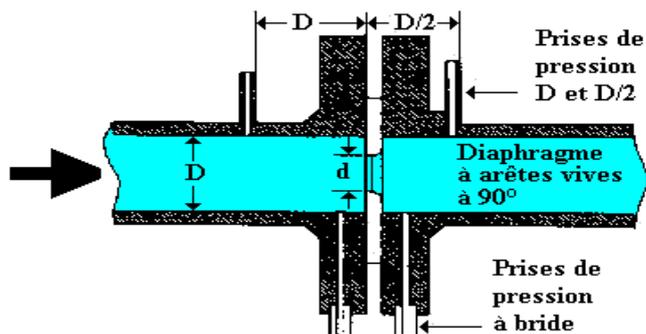


Figure I.6: Principe de mesure du débit par un diaphragme, et répartition de la pression au voisinage du diaphragme.

b) Débitmètre pour la mesure de la vitesse du fluide

- **Débitmètre ultrasons**

La mesure du débit par ultrasons utilise des ondes sonores, un émetteur et un récepteur à 45° pour déterminer la vitesse du fluide. Ce dispositif offre une précision de 0,5 % et un temps de réponse rapide de 1 milliseconde. Il est adapté aux fluides non conducteurs, comme les hydrocarbures, sans entraîner de perte de charge [8].

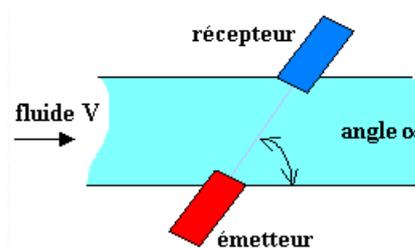


Figure I 7: schéma d'un débitmètre ultrasons.

- **Débitmètre à effet Doppler**

L'effet Doppler se produit lorsque la source d'ondes et l'observateur se déplacent l'un par rapport à l'autre, modifiant la fréquence perçue. En s'approchant, la fréquence augmente (son aigu), et en s'éloignant, elle diminue (son grave). Cet effet est utilisé en météorologie, astronomie et médecine (échographie Doppler). Les débitmètres à effet Doppler mesurent le débit en fonction des fréquences des ondes réfléchies par les particules en suspension dans le fluide [9].

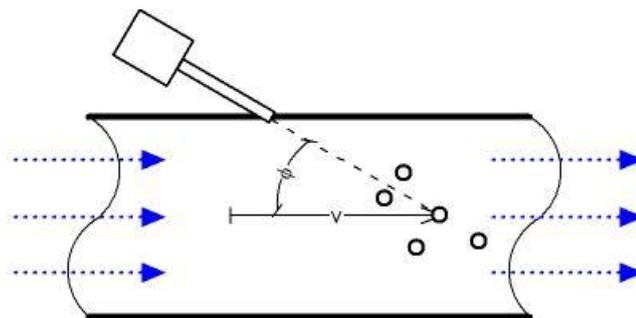


Figure I.8 : Principe de fonctionnement d'un débitmètre à ultrasons - effet Doppler [9].

- **Débitmètre à turbine**

Un débitmètre à turbine liquide mesure le débit d'un liquide via une turbine à aubes. La vitesse angulaire de la turbine, proportionnelle à celle du liquide, est mesurée par un détecteur électrique. Utilisé dans des applications liées aux hydrocarbures, il garantit des mesures précises sur une large gamme de débits, températures et viscosités, assurant ainsi une haute répétabilité [10].

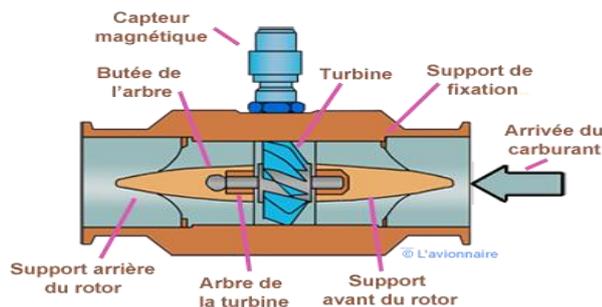


Figure I.9:débitmètre à turbine

c) Débitmètre à effet vortex

Le débitmètre à effet vortex est un appareil de mesure de débit qui utilise le principe de l'effet von Kármán. Ce principe stipule que lorsqu'un fluide traverse un objet non profilé, des tourbillons se forment de manière répétée. Les débitmètres détectent ces tourbillons pour mesurer la vitesse du fluide, ce qui aide à déterminer le débit. Ce type de débitmètre est conçu pour mesurer le débit de liquides, de gaz ou de vapeurs propres, mais il n'est pas recommandé pour les faibles débits. Il produit des pertes de charge et peut résister à des vitesses de fluide élevées [11].

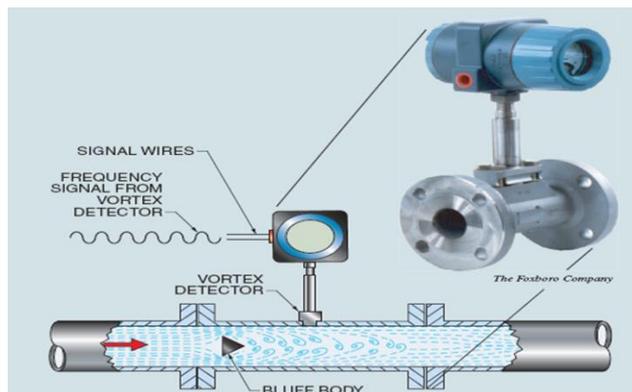


Figure I.10: débitmètre à l'effet vortex [8].

d) Débitmètre à section variable (rotamètre)

Un rotamètre est constitué d'un petit flotteur placé dans une conduite verticale conique Figure I.2. L'élément de mesure est composé d'un tube à section variable usiné et d'un flotteur. La longueur du tube de mesure se situe entre 110 et 350 mm, Le liquide entre par la partie inférieure du tube de mesure et y circule dans le sens ascendant. Lorsque le débit augmente, le liquide génère plus de force et soulève le flotteur jusqu'à ce que toutes les forces en présence (la friction, l'apesanteur et la flottabilité du flotteur) soient en équilibre. La stabilisation du flotteur indique donc que la force de soulèvement créée par le débit s'équilibre avec la masse du flotteur. Le débit étant proportionnel au déplacement du flotteur, chaque position du flotteur correspond à un débit donné, au moyen des échelles gravées directement sur le tube de mesure [12].

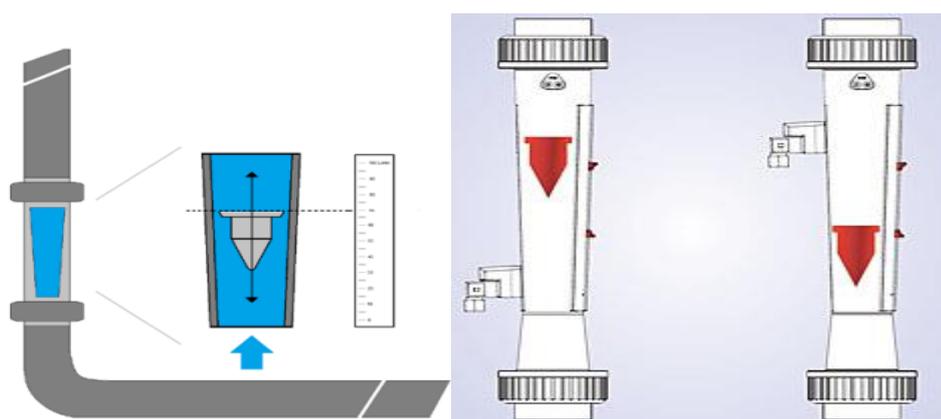


Figure I.11: débitmètre à section variable (rotamètre)

I.4.2 Débitmètres massiques

a) Débitmètre électromagnétique

Les débitmètres électromagnétiques fonctionnent selon la loi de Faraday, où un fluide conducteur traversant un champ magnétique induit une force électromotrice proportionnelle à sa vitesse, mesurée par des électrodes. Ce type de débitmètre convient aux liquides conducteurs, notamment les liquides visqueux, pâteux, abrasifs ou corrosifs. Sa précision est de l'ordre de 1% et ses mesures ne dépendent pas des propriétés physiques du liquide. Il fonctionne efficacement à des températures allant jusqu'à 450 °C et des pressions atteignant 1000 bars [8].

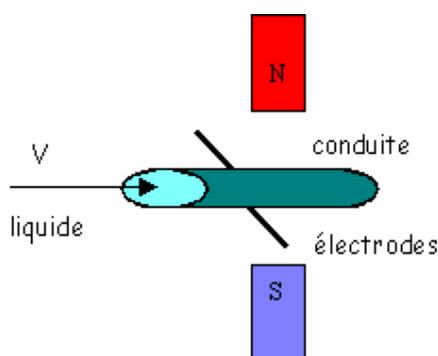


Figure I.12: débitmètre électromagnétique de Faraday

b) Débitmètre à effet CORIOLIS

Les débitmètres à effet Coriolis mesurent le débit massique en utilisant un tube en vibration constante. Lorsque le fluide circule, il induit un déphasage entre les oscillations mesurées par deux capteurs, proportionnel au débit massique. Adaptés aux liquides propres et visqueux, ces débitmètres ne doivent pas contenir de bulles de vapeur qui perturbent les mesures [13].

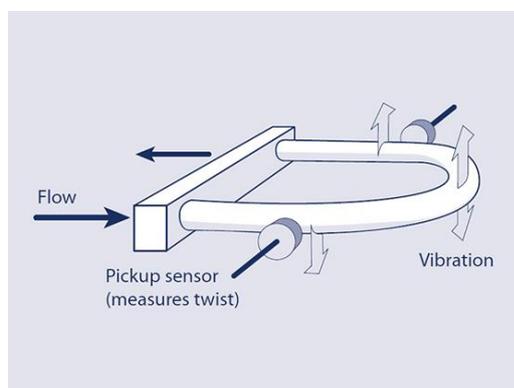


Figure I.13: Principe de fonctionnement du débitmètre Coriolis :

c) Débitmètre massique thermique

Un débitmètre massique thermique mesure le débit massique de liquides propres, de gaz et de vapeurs en se basant sur le transfert de chaleur. Il est apprécié pour sa précision et sa robustesse, mais nécessite des fluides sans impuretés pour un fonctionnement optimal [14].

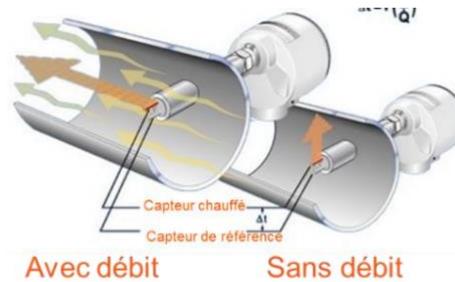
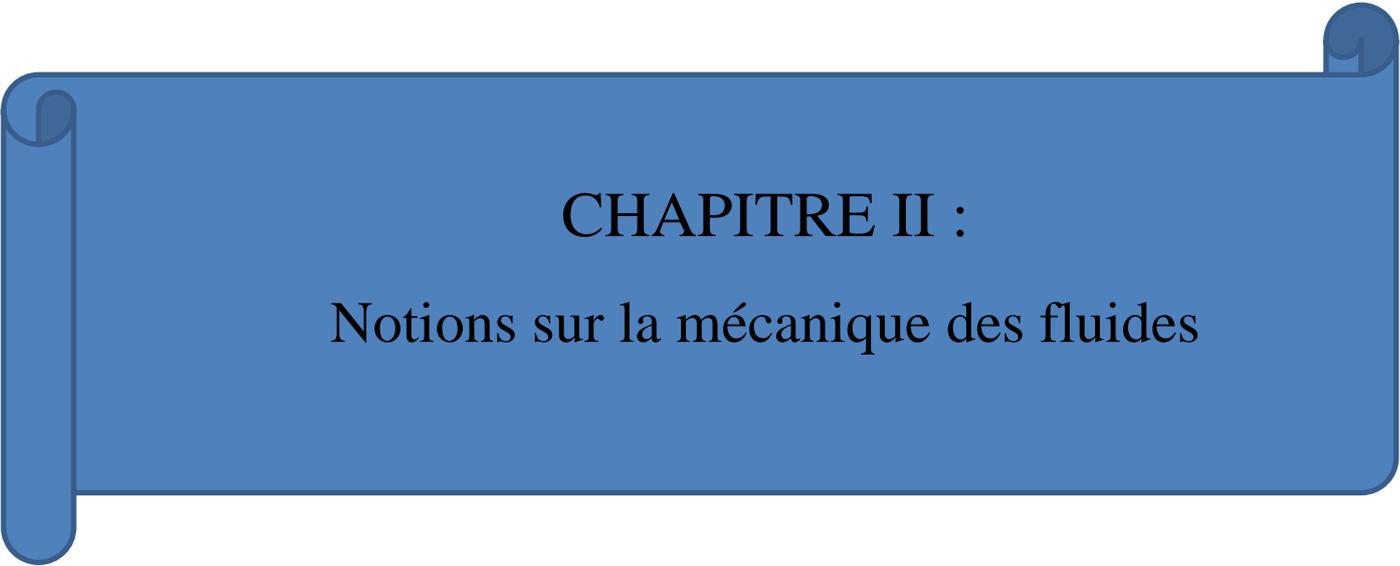


Figure I.14: débitmètre massique thermique

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté un aperçu des techniques de mesure utilisées pour quantifier la pression et le débit dans les systèmes fluidiques. Nous avons abordé les différents types de pression (atmosphérique, manométrique, absolue) ainsi que les instruments associés, en mettant également en avant les méthodes de mesure du débit, telles que les débitmètres à effet Venturi et à ultrasons. Ces outils jouent un rôle essentiel pour garantir la précision et l'efficacité dans divers secteurs industriels. Une sélection judicieuse de ces instruments est donc cruciale pour optimiser les performances des installations et assurer des mesures fiables et cohérentes.



CHAPITRE II :
Notions sur la mécanique des fluides

II.1 Introduction

Avant d'entamer l'étude approfondie des phénomènes liés aux fluides, il est important de comprendre les bases qui régissent leur comportement. Les fluides, qu'ils soient liquides ou gazeux, jouent un rôle central dans de nombreux systèmes naturels et industriels. Leur étude permet d'expliquer des phénomènes variés, allant de la circulation sanguine aux grands systèmes hydrauliques.

Dans ce chapitre, nous passerons en revue les concepts essentiels de la mécanique des fluides, notamment les propriétés des fluides, les forces qui les influencent, les régimes et types d'écoulement. Nous aborderons également les équations fondamentales, les pertes de charge, et l'analyse de la pression, pour offrir une vision claire et structurée de cette science indispensable.

II.2 Définition d'un fluide

Un liquide est un état de la matière caractérisé par sa capacité à s'écouler et à s'adapter à la forme du récipient qui le contient, tout en conservant un volume presque constant. Contrairement aux gaz, ses particules sont suffisamment proches pour maintenir une cohésion, mais elles peuvent se déplacer les unes par rapport aux autres, ce qui lui confère sa fluidité.

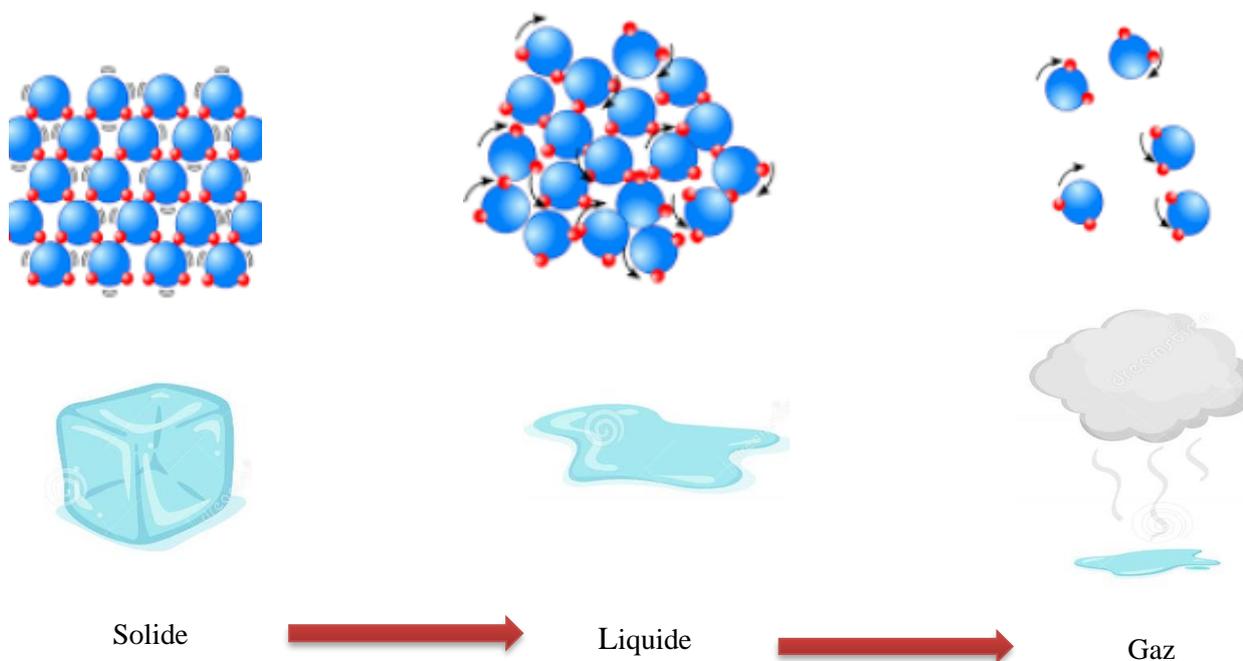


Figure II. 1: Représentation idéalisée des trois états de la matière [3].

II.3 Forces dans un fluide

Nous pouvons diviser les forces agissant sur les particules fluides situées à l'intérieur de la surface "S" en deux catégories.

II.3.1 Les forces intérieures

Les particules intérieures à S exercent les unes sur les autres des forces intérieures (forces moléculaires) égales et opposées deux à deux (principe de l'égalité de l'action et de la réaction) et qui forment par conséquent un système équivalent à zéro [15].

II.3.2 Les forces extérieures

Force de surface : les particules à l'extérieur de S exercent des forces externes (forces moléculaires) sur les particules à l'intérieur de S. Ces forces s'exercent sur les particules de surface car elles ne s'exercent que sur une courte distance.

Force volumique : Les particules à l'intérieur d'un élément fluide sont affectées par des champs de force externes (gravité, magnétisme, etc.) [15].

II.4 Ecoulement d'un fluide

II.4.1 Fluide parfait

En général, un fluide est considéré comme parfait si son mouvement peut être décrit sans tenir compte des effets de frottement Figure II.2. Considérons un système fluide, c'est-à-dire un volume délimité par une surface fermée Σ fictive ou non [16].

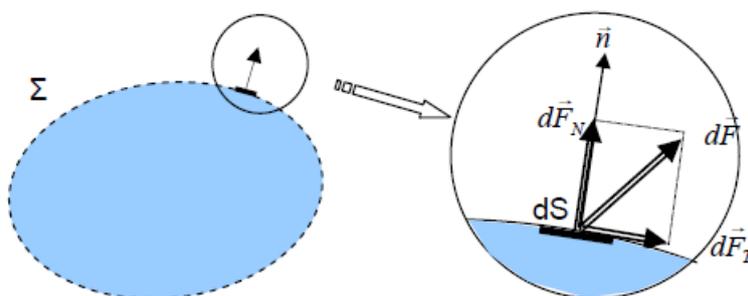


Figure II. 2: Forces agissant sur un système de fluide parfait

Considérons \vec{dF} la force d'interaction au niveau de la surface élémentaire dS de normale \vec{n}

On peut toujours décomposer en deux composantes :

- un composant \vec{dF}_T tangentielle à dS .

- une composante $\overrightarrow{dF_N}$ normale à dS.

Donc, on peut considérer que le fluide est parfait, si la composante tangentielle est nulle.

II.4.2 Fluide réel

Contrairement aux fluides parfaits, les fluides réels, rencontrés dans la nature, tiennent compte du frottement interne entre les couches de fluide. Ce frottement visqueux, généré lors du mouvement du fluide, crée une résistance au glissement des différentes parties [16].

II.5 Propriétés des fluides

II.5.1 Masse volumique

La masse volumique (ρ) du fluide est le rapport de la masse du fluide m à son volume V .

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{II. 1})$$

m : masse du fluide (Kg)

V : volume de fluide (m^3)

a) Fluide incompressible

Un fluide incompressible est un fluide dont le volume massique reste constant quelle que soit la pression extérieure. Les liquides peuvent être considérés comme des fluides incompressibles (eau, huile, etc.) [17].

b) Fluide compressible

Un fluide compressible est un fluide dont le volume change avec les changements de pression externe. Les gaz tels que l'air et l'azote en sont des exemples courants [17].

II.5.2 Poids volumique (poids spécifique)

C'est la force d'attraction exercée par la Terre sur chaque unité de volume et équivaut au poids par unité de volume [18].

$$\bar{\omega} = \rho g = \frac{m \cdot g}{v} \quad (\text{II. 2})$$

Unité : N/m^3 .

g : L'accélération de la pesanteur avec $g = 9,81 m/s^2$.

II.5.3 Densité

La densité (ou densité relative) d'un corps est le rapport de sa masse volumique à la masse volumique d'un autre corps pris comme référence. Elle s'exprime par :

$$d = \frac{\text{masse volumique du fluide}}{\text{masse volumique d'un fluide de référence}} = \frac{\rho}{\rho_{\text{ref}}} \quad (\text{II. 3})$$

Dans le cas des liquides on prendra l'eau comme fluide de référence. Dans le cas des gaz on prendra l'air comme fluide de référence [19].

II.5.4 Viscosité

La viscosité est la propriété d'un fluide qui détermine sa résistance à l'écoulement lorsqu'il est soumis à une force. Elle influence le comportement du fluide lorsqu'il s'écoule entre deux surfaces, l'une étant fixe et l'autre en mouvement.

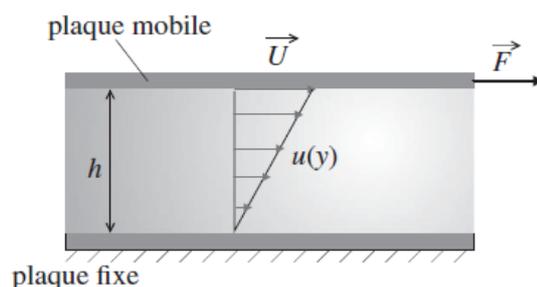


Figure II.3: Variation du profil de vitesses dans le film fluide

En représentant par un vecteur, la vitesse de chaque particule située dans une section droite perpendiculaire à l'écoulement, la courbe lieu des extrémités de ces vecteurs représente le profil de vitesse. Le mouvement du fluide peut être considéré comme résultant du glissement des couches de fluide les unes sur les autres.

On remarque que la force \vec{F} est proportionnelle à la vitesse \vec{V} , à l'aire de la plaque S et inversement proportionnelle à la distance Δz séparant les deux plaques. Mathématiquement, cette relation s'exprime par l'équation suivante [19] :

$$F = \mu \cdot S \left(\frac{\Delta V}{\Delta z} \right) \quad (\text{II. 4})$$

F : la force appliquée,

μ : la viscosité dynamique du fluide,

S : la surface de la plaque,

ΔV : le gradient de vitesse (ou taux de cisaillement) entre les couches du fluide.

Δz : représente la distance ou l'épaisseur entre deux plaques parallèles

II.6 Régimes d'écoulement

Les régimes d'écoulement désignent les différentes manières dont les fluides se déplacent dans un système. On en distingue principalement trois : le régime laminaire, le régime transitoire et le régime turbulent.

Le nombre de Reynolds Re donné par l'expression suivante [20] :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (\text{II. 5})$$

Si $Re < 2000$, le régime est Laminaire

Si $Re > 3000$, le régime est turbulent.

Si $2000 < Re < 3000$, le régime est transitoire.

ρ : la densité du fluide,

V : la vitesse moyenne du fluide,

D : le diamètre du conduit

μ : la viscosité dynamique du fluide.

II.6.1 Le régime laminaire ($Re \leq 2000$)

Le régime laminaire se caractérise par un écoulement fluide régulier, où celui-ci se déplace librement en couches parallèles. La vitesse du fluide reste constante à tous les points de ce régime, et il s'écoule en lignes droites ou presque [20].

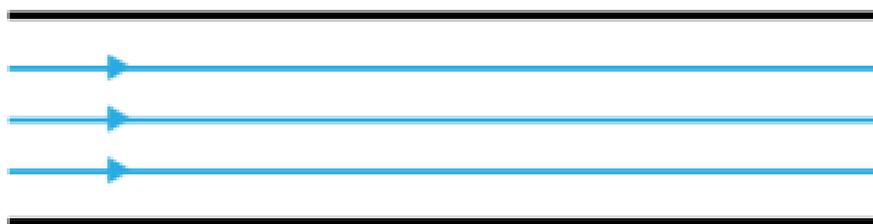


Figure II. 4: Filet du colorant rectiligne indiquant le régime laminaire [19].

II.6.2 Le régime turbulent ($Re \geq 3000$)

Le régime turbulent est un écoulement fluide irrégulier et agité, souvent observé dans des endroits où il y a des obstacles ou des variations de profondeur. Dans ce régime, le débit est instable, avec des tourbillons et des zones en spirale. Contrairement au régime laminaire, la vitesse du fluide varie beaucoup à différents points, ce qui le rend chaotique et non uniforme, et il est associé à une contrainte de cisaillement.

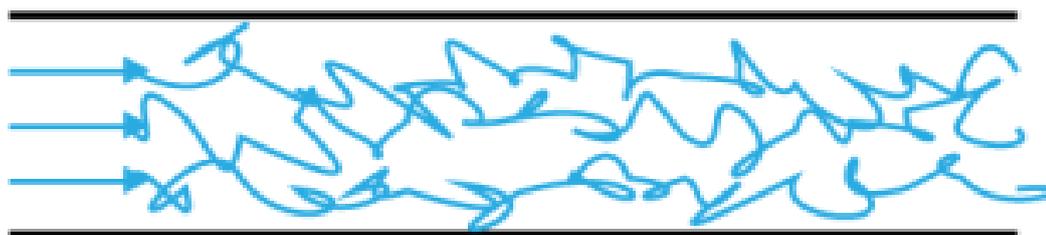


Figure : Filet du colorant sinusoïdal indiquent le régime transitoire [19].

II.6.3 Régime transitoire

C'est une transition entre le régime laminaire et le régime turbulent.

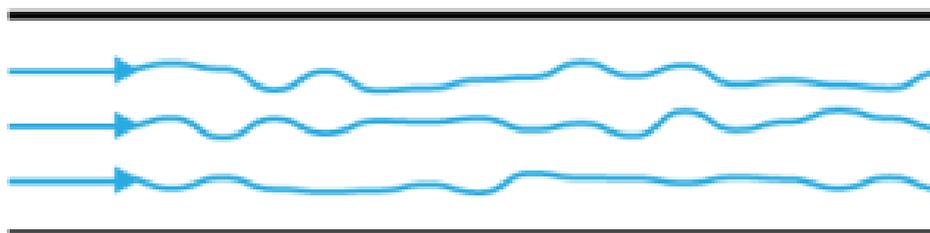


Figure II.5: Filet du colorant éclaté indiquant le régime turbulent.

II.7 Théorème de Bernoulli

Le principe de Bernoulli s'applique aux fluides incompressibles et sans viscosité, exprimant la conservation de l'énergie dans un écoulement parfait, formulé par :

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho g z_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + \rho g z_2 \quad (\text{II. 6})$$

Pour un fluide réel incompressible mais non parfait, il faut généraliser cette équation pour inclure la perte de charge totale ΔH , donnant :

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho g z_1 + \Delta H_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + \rho g z_2 + \Delta H_2 \quad (\text{II. 7})$$

La perte de charge totale ΔH est l'énergie perdue par frottement dans un fluide, convertie en chaleur, et se divise en pertes linéaires (régulières) et pertes singulières (locales) [3].

II.7.1 Perte de charge linéaire ou régulière

Le mouvement des fluides entraîne une chute de pression due à la viscosité des liquides et des gaz. Cette viscosité cause des échanges de mouvement entre les molécules (écoulement laminaire) ou entre les particules (écoulement turbulent). Les pertes d'énergie dans les conduites horizontales se traduisent par une réduction de la pression dans le sens de l'écoulement, représentée par une équation spécifique pour la chute de pression linéaire dans un système de tuyauterie [21].

$$\Delta P = \lambda \frac{L V^2}{D 2g} \quad (\text{II. 8})$$

ΔP : Perte de charge

L : Longueur de la canalisation (m)

D : Diamètre hydraulique de la canalisation (m)

V : Vitesse moyenne du fluide dans la canalisation(m/s)

g : Accélération due à la gravité(m/s²)

La détermination du coefficient de la perte de charge linéaire peut se faire à l'aide d'équations spécifiques ou en utilisant le diagramme de Lewis Ferry Moody.

a) Equations donnant le coefficient de la perte linéaire

Le coefficient λ peut être déterminé à l'aide de diverses équations ou graphiques, en fonction du régime d'écoulement [22] :

Écoulements Laminaires (Re<2000)

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (\text{II. 9})$$

Re : le nombre de Reynolds

Écoulements Turbulents (Re>3000) :

Équation de Blasius (3000<Re<10⁵) :

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$$

Pour un écoulement turbulent lisse tel que $10^5 \leq Re \leq 10^6$ on applique la formule de Prandtl– Von Karman

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(Re\sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (\text{II. 10})$$

b) Utilisation du diagramme de Lewis Ferry Moody

Le diagramme de Moody permet de calculer le coefficient de perte de charge linéaire (λ) en fonction du nombre de Reynolds (Re) et de la rugosité relative (ϵ/D) d'une conduite. Il facilite la sélection de λ avec une précision de $\pm 15\%$, même si la rugosité peut varier. Cet outil est couramment utilisé en ingénierie des fluides pour la conception de systèmes de transport de fluides et la modélisation des écoulements [23].

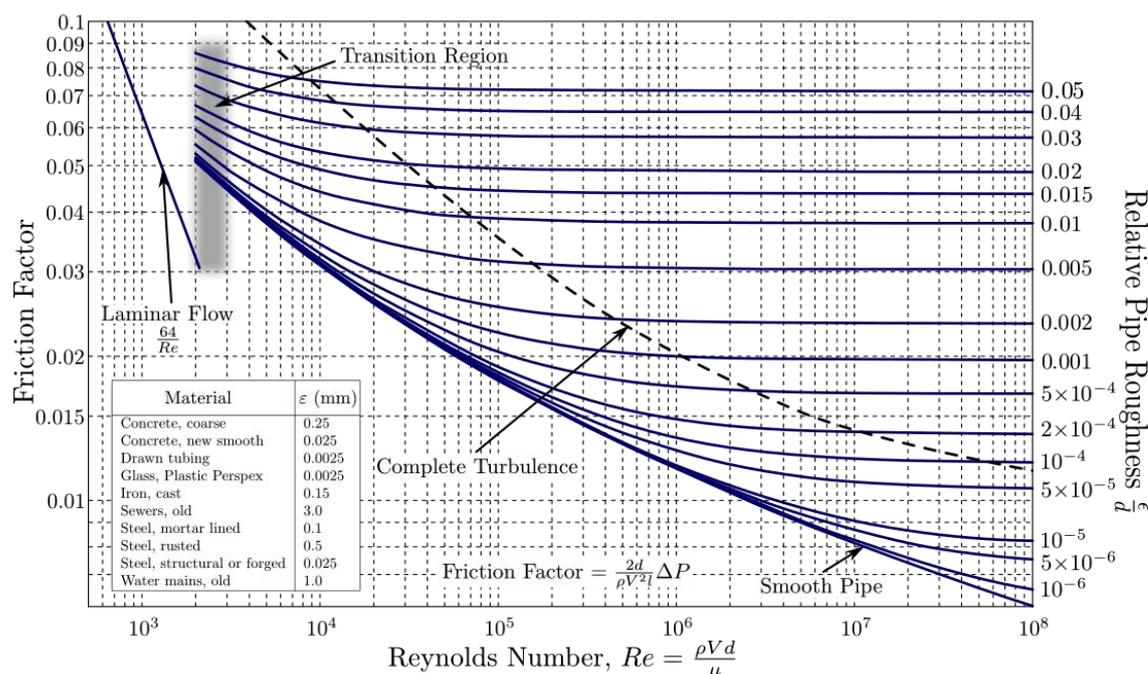


Figure II.6:diagramme de Lewis Ferry Moody [22].

II.7.2 Perte de charge singulière

La variation de l'écoulement d'un fluide dans une canalisation entraîne une perte de charge supplémentaire, ajoutée à la perte de charge linéaire. Cette perte est calculée en utilisant des formules ou la méthode des longueurs équivalentes, qui ajoutent une longueur fictive à la

tuyauterie. L'équation pour la perte de charge singulière intègre ces facteurs ainsi que les paramètres d'écoulement, tels que la vitesse et la viscosité [24].

$$\Delta H_s = \frac{V^2}{2g} \quad (II.11)$$

a) **Changement de direction**

Le changement de direction de l'écoulement dans les conduites courbes génère des forces centrifuges qui poussent le fluide vers la paroi extérieure. Cela entraîne une augmentation de la pression près de la paroi extérieure et une diminution près de la paroi intérieure. Ainsi, l'écoulement est plus lent près de la paroi interne et plus rapide vers la paroi externe.[25]

- **Coude Arrondi**

La figure II.7 démontré le type d'écoulement à l'intérieur d'un coude arrondi, où se développent deux tourbillons, entraînant ainsi une perte de charge singulière. La figure II.7 illustre les caractéristiques du coude arrondi, qui affectent le coefficient de perte de charge, donné par la relation suivante [21] :

$$\lambda = \left\{ 0.131 + 1.847 \left(\frac{D}{2R_c} \right)^{\frac{7}{2}} \right\} \frac{\delta}{90^\circ} \quad (II.12)$$

Où : R_c est le rayon de courbure, δ l'angle au centre du coude en degré et D le diamètre du coude.

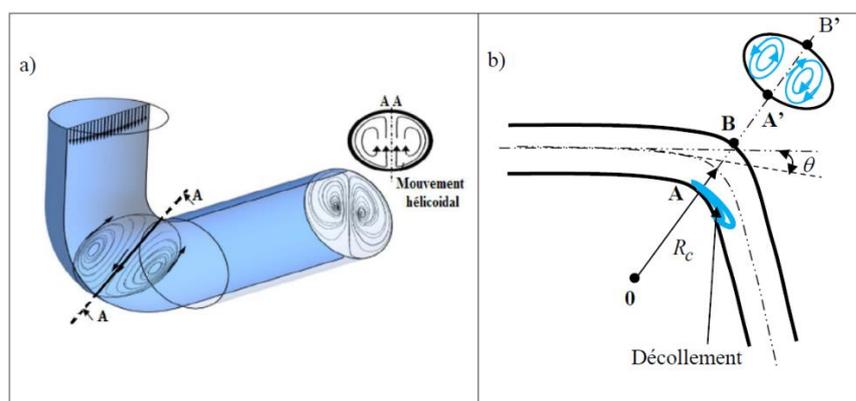


Figure II. 7: Description d'un coude : a) type d'écoulement dans un coude arrondi ; b) caractéristiques géométriques d'un coude arrondi.

- **Coude à angle vif**

Les coudes à angle vif sont des éléments de tuyauterie conçus pour modifier la direction de l'écoulement d'un fluide à un angle aigu, généralement de 90°. Leur conception caractérisée par une transition abrupte entraîne des perturbations significatives dans l'écoulement, générant des pertes de charge dues à la formation de tourbillons à la jonction des conduites. Ces perturbations affectent le profil des vitesses et des pressions du fluide, rendant leur étude cruciale pour l'optimisation des systèmes hydrauliques [27].

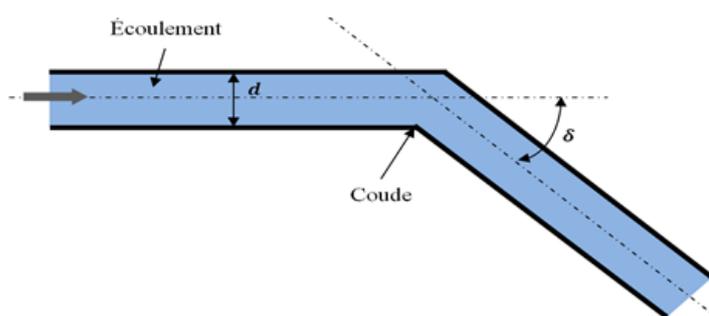


Figure II.8:Coude à angle vif.

La formule de Gibson permet de calculer le coefficient de perte de charge singulière λ en fonction de l'angle θ dans le cas d'un coude à angle vif

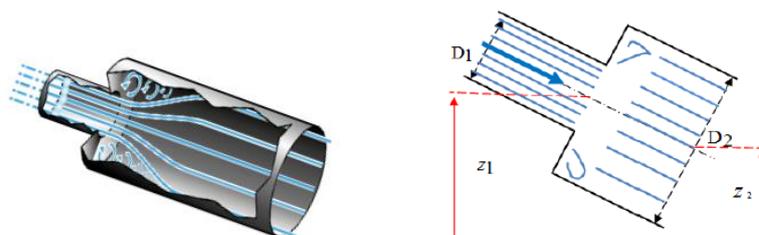
$$\lambda = 67.6 * 10^{-6} \theta^{2.17} \quad (\text{II. 13})$$

b) **Changement de section**

Il existe quatre types de modifications partielles :

- **Agrandissement brutal du tronçon**

À la sortie du tronçon S1, il se forme un jet qui n'adhère pas immédiatement à la paroi du tronçon élargi. Une zone morte se forme alors où un fort mouvement de rotation est observé.



(a)

(b)

Figure II.9: Elargissement brusque : a) écoulement à l'intérieur d'un élargissement, présence de tourbillons ; b) Caractéristiques d'un élargissement

La relation des pertes de charge singulières est donnée comme suit :

$$\lambda = \left[1 - \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right] + \frac{1}{9} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \quad (\text{II. 14})$$

b) Rétrécissement brusque

Dans la zone de convergence des filets liquides, la perte de charge est négligeable. Cependant, après avoir franchi la section rétrécie, le flux s'élargit à nouveau, entraînant une perte de charge similaire à celle d'un élargissement brusque

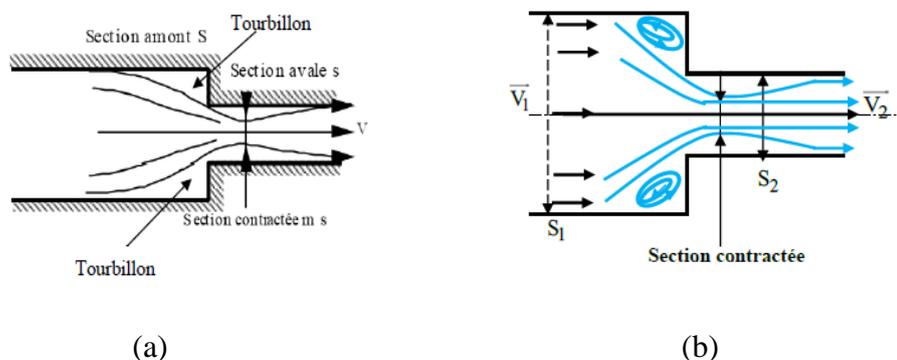


Figure II. 10:Rétrécissement brusque : a) écoulement à l'intérieur d'un rétrécissement brusque, présence de tourbillons ; b) Dimensions d'un rétrécissement.

La relation des pertes de charge singulier

$$\lambda = 0.5 \left(1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right) \quad (\text{II. 15})$$

(c) **Convergent** : la section diminue progressivement, et la perte de charge singulière est pratiquement négligeable.

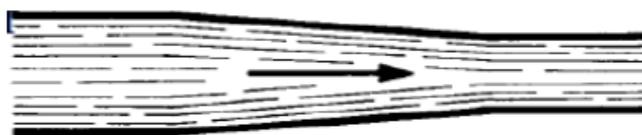


Figure II.11: Diminution progressive de la section (convergente)

(d) **Divergent** : La section augmente progressivement, et la perte de charge singulière n'est pas négligeable.

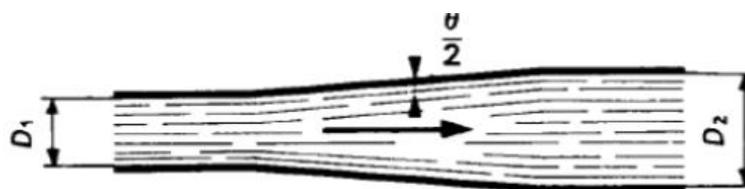


Figure II.12: Augmentation progressive de la section (divergente)

Conclusion

Ce chapitre consacré à la mécanique des fluides offre une vue d'ensemble des principes fondamentaux qui régissent les écoulements. Il aborde les propriétés des fluides, les forces qui s'y appliquent, ainsi que les différents régimes d'écoulement (laminaire, transitoire, turbulent). L'importance des théorèmes de conservation, tels que celui de Bernoulli, et des pertes de charge dans les systèmes de transport, est également mise en évidence. Ces notions jouent un rôle clé dans l'optimisation des installations industrielles, notamment pour le dimensionnement des conduites et le contrôle des fluides. La maîtrise de ces concepts est indispensable au développement et à la maintenance des infrastructures fluidiques.

CHAPITRE III :

Etude du banc expérimental

III.1 Introduction

Dans le cadre de l'étude des pertes de charge dans une installation hydraulique, l'objectif de ce projet est d'analyser les phénomènes liés à la mécanique des fluides, en particulier les pertes de charge. Après avoir présenté les différents coefficients pertinents dans les chapitres précédents, ce chapitre se concentrera sur l'analyse des pertes de charge dans les installations hydrauliques

III.2 Description du banc de dynamique des fluides

Avant de débiter l'analyse des résultats expérimentaux, nous avons établi une méthodologie d'étude permettant de mieux comprendre le fonctionnement du banc de dynamique des fluides. Cette démarche a impliqué des recherches approfondies sur les principes fondamentaux de la mécanique des fluides, notamment l'écoulement des fluides, les pertes de charge et les phénomènes de cavitation. Ces concepts, essentiels dans les sciences de l'ingénieur, constituent le socle théorique sur lequel repose cette étude.

L'objectif principal est de simuler ces phénomènes en conditions contrôlées pour en analyser les effets. En utilisant des composants tels que des pompes, des réservoirs et des dispositifs de mesure, l'étude vise à observer et interpréter les comportements des fluides dans diverses situations. Cette approche permettra non seulement d'affiner la compréhension des phénomènes liés à la dynamique des fluides, mais aussi d'évaluer l'efficacité des solutions proposées pour optimiser les systèmes hydrauliques.

III.3 Les Composants Principaux du banc

- **Pompe centrifuge**

C'est la source de la pression hydraulique dans l'installation

- **Réservoir**

C'est le réservoir du système. Il stocke le fluide. Il permet de nettoyer le fluide des impuretés.

- **Conduites**

Elles permettent de canaliser le fluide à travers le circuit.

- **Vannes**

Sont les robinets. Elles permettent de varier le débit du fluide et d'isoler certaines parties du circuit.

- **Venturi**

Il intègre certain capteur de débit. Il mesure le débit du fluide en créant une constriction dans le tuyau.

- **Manomètres**

Appareils de mesure pression du fluide.

- **Vanne de décharge**

Lorsque le circuit principal est fermé, cette vanne permet un retour du fluide vers le réservoir afin de décompresser le circuit principal et protéger la pompe.

III.4 Présentation du modèle du banc sur l'application AZprocède

L'application AZprocède donne une idée générale sur l'architecture du banc didactique à étudier. Cette application permet de simuler les pertes de pression dans des canalisations hydrauliques aux caractéristiques différentes, où le fluide est de l'eau. La figure III.1 présente ce modèle selon la description suivante :

- Une pompe centrifuge montée sur un réservoir sous pression au sol.
- Une régulation du débit minimal de la pompe par l'ouverture d'une vanne automatique sur la ligne de recirculation vers le réservoir au sol.
- Des lignes de différents diamètres, une ligne avec une forte rugosité, une ligne équipée d'un débitmètre Venturi et un débitmètre à orifice, ainsi qu'une ligne comportant plusieurs coudes. Chaque ligne est équipée d'une mesure de pression différentielle.
- Une régulation du niveau d'eau du réservoir sous pression par retour de l'eau vers le réservoir au sol.

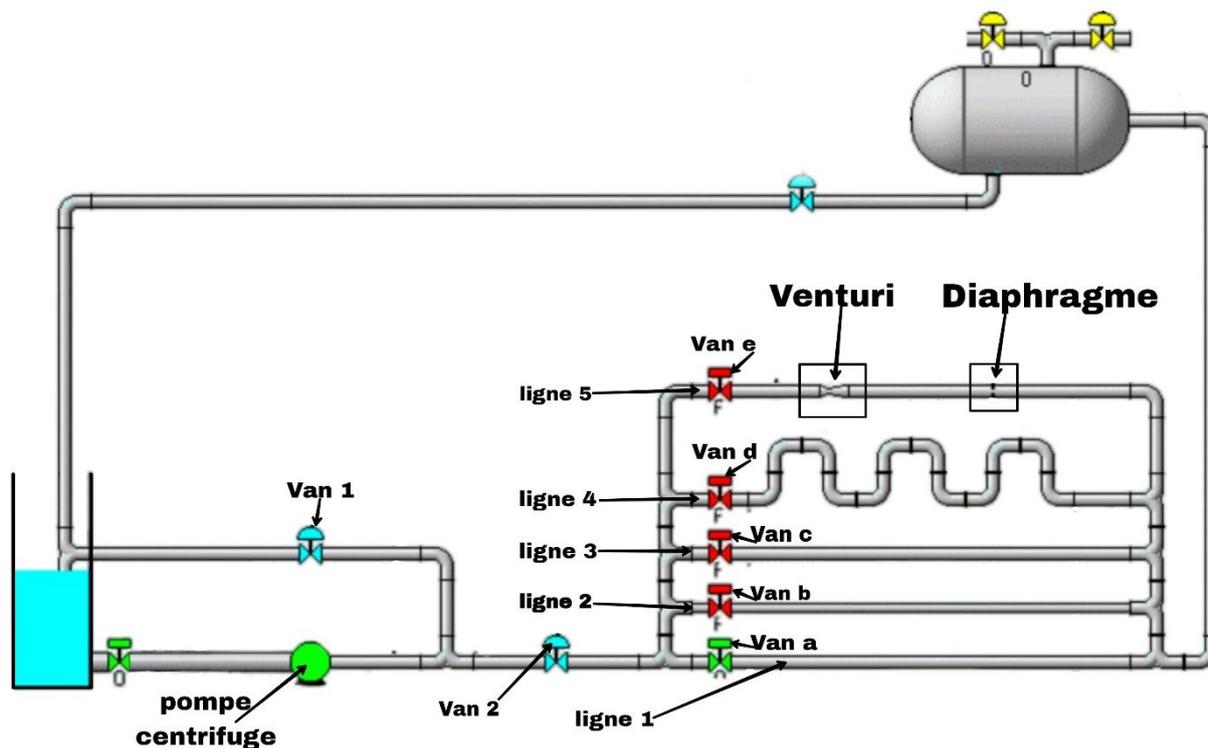


Figure III.2: Banc de dynamique des fluides sur AZprocède

Dans cette étude, le réservoir atmosphérique a été supprimé pour créer un circuit fermé où le liquide retourne directement au réservoir au sol. Le réservoir principal doit avoir une capacité garantissant le remplissage du circuit hydraulique avec au moins deux lignes remplies. Voici les dimensions et volumes des lignes du circuit :

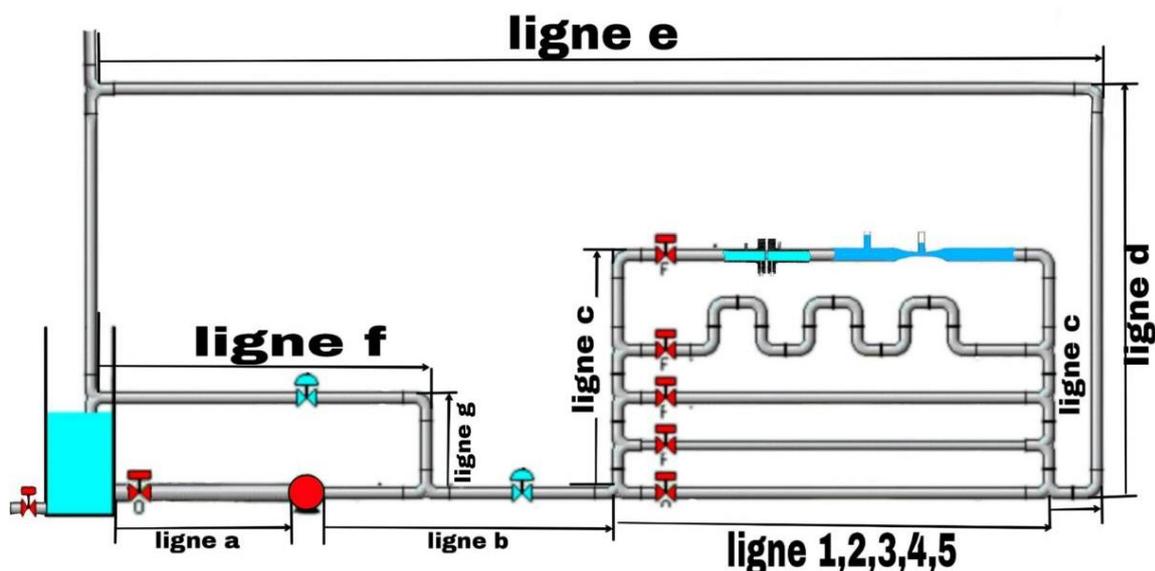


Figure III.3: Banc de dynamique des fluides

Pour calculer le volume de chaque ligne, nous utilisons la formule du volume d'un cylindre :

$$V = \pi * \left(\frac{D}{2}\right)^2 * L3 \quad (III. 1)$$

Tableau III.1:Dimensions et Volumes des Lignes du Circuit Hydraulique

Ligne	Diamètre D (m)	Longueur L (m)	Volume V(m ³)
a	0.035	1	9.62*10 ⁻⁴
b	0.0272	1.5	8.72*10 ⁻⁴
c	0.0272	2.5	14.5*10 ⁻⁴
1	0.0272	2	11.62*10 ⁻⁴
2	0.0194	2	5.91*10 ⁻⁴
3	0.0272	2	11.62*10 ⁻⁴
4	0.0272	2	11.62*10 ⁻⁴
5	0.0272	2	11.62*10 ⁻⁴
d	0.0272	3	43.86*10 ⁻⁴
e	0.0272	5	29.05*10 ⁻⁴
f	0.0272	1.5	8.7*10 ⁻⁴
g	0.0272	1	5.81*10 ⁻⁴

Le volume total du circuit hydraulique est la somme des volumes de toutes ces lignes :

$$V_{\text{total}}=(9.62+8.72+14.5+11.62+5.91+11.62+11.62+11.62+43.86+29.05+8.7+5.81)*10^{-4}$$

$$V_{\text{total}}=172.65*10^{-4} \text{ m}^3$$

Pour garantir un bon fonctionnement et éviter l'aspiration d'air, le volume du réservoir principal doit être trois fois le volume du circuit hydraulique. Ainsi, le volume requis pour le réservoir principal est :

$$V_{\text{réservoir}}=3*V_{\text{total}}=3*172.65*10^{-4}=517.95*10^{-4} \text{ m}^3$$

Ce qui équivaut à 51.8 litres.

Afin d'éviter que la pompe n'aspire les impuretés coincées au fond du réservoir, l'orifice d'aspiration sera situé à une hauteur suffisante. Un moyen de vidanger le réservoir principal sera également prévu par l'ajout d'une vanne.

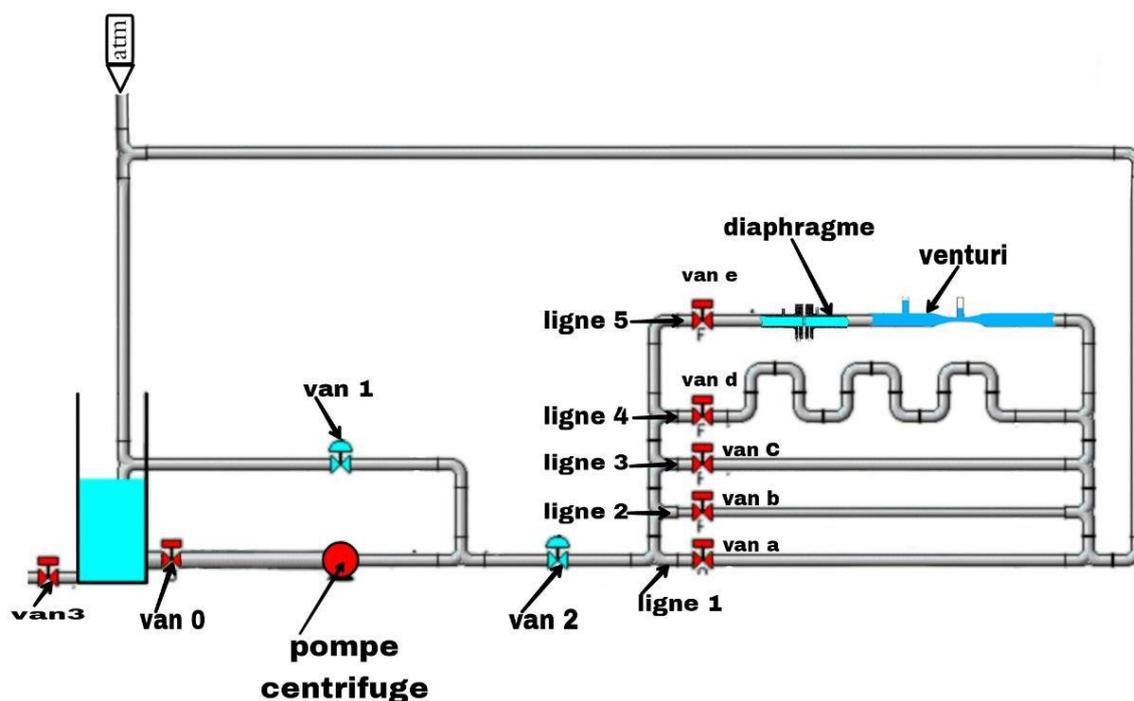


Figure III.4: Caractéristiques des lignes composants du Banc d’essai des pertes de charges

Tableau III.2: Caractéristiques des lignes et composants sur le banc (AZprocède)

	Description	Caractéristiques supplémentaires
Van0	vanne d'isolement	Permet d'isoler le réservoir sans perturber l'ensemble du système.
Van1	Vanne de décharge	Permet le retour du fluide au réservoir si Van 2 est fermée
Van2	Vanne de sortie après la pompe	Contrôle la sortie du fluide pressurisé
Van3	vanne de vidange	Permet la vidange du réservoir principal
Van a	Vanne d'ouverture/fermeture de la ligne 1	Conduite lisse, diamètre 27.2 mm, longueur 2 m
Van b	Vanne d'ouverture/fermeture de la ligne 2	Conduite lisse, diamètre 19.4 mm, longueur 2 m
Van c	Vanne d'ouverture/fermeture de la ligne 3	Rugosité relative $\epsilon/D = 0.0050$, diamètre 27.2 mm, longueur 2 m
Van d	Vanne d'ouverture/fermeture de la ligne 4	Conduite lisse, diamètre 27.2 mm, 12 coudes à 90°, longueur 2 m
Van d	Vanne d'ouverture/fermeture de la ligne 5	Conduite lisse, diamètre 25 mm, Venturi au col $D_c = 12.5$ mm, diaphragme $D_o = 16$ mm, coefficient de contraction $m = 0.62$
Ligne 1	Lisse, diamètre 27.2 mm, longueur 2 m	
Ligne 2	Lisse, diamètre 19.4 mm, longueur 2 m	
Ligne 3	Rugosité relative $\epsilon/D = 0.0050$, diamètre 27.2 mm, longueur 2 m	En acier inoxydable
Ligne 4	Lisse, diamètre 27.2 mm, 12 coudes à 90°, longueur 2 m	
Ligne 5	Lisse, diamètre 25 mm, Venturi ($D_c = 12.5$ mm), diaphragme ($D_o = 16$ mm), $m = 0.62$	

III.5 Études sur le banc ‘AZprocède’

Ouvrir la vanne supérieure Van 1, afin d'avoir au démarrage un débit nul dans la conduite

-Faire démarrer la pompe : mettre la manette du contacteur sur la position ON et appuyer sur le bouton V1.

- Fermer légèrement la vanne. L'eau remplit alors le seau de tranquillisation (système de régulation) puis il circule dans le tuyau.

Tableau III.3:Tableaux de paramètres

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Densité	ρ	1000	kg/m ³
Viscosité dynamique	μ	10 ⁻³	Pa·s
Diamètre de la ligne 1	D ₁	27.2	mm
Diamètre de la ligne 2	D ₂	19.4	mm
Diamètre de la ligne 3	D ₃	27.2	mm
Longueur des lignes	L	2	m
Rugosité relative de la ligne 3	ϵ/D_3	0.005	

III.6 Etude de la maquette en se basant sur le banc (AZprocède)

Le tableau III.4 rassemble l'étude que les étudiants vont faire pour déterminer les différents paramètres hydrauliques demandés. L'objectif est de vérifier le coefficient de perte de charge en se basant sur les paramètres issus de la mesure, celui calculé par la loi de Blasius et obtenu par l'abaque de Moody. Cette étude doit se faire dans des conditions qui garantissent un écoulement turbulent lisse ($3000 < Re < 10^5$) en respectant les débits fournis dans le tableau III.3.

III.6.1 Calcul de la vitesse d'écoulement

Pour calculer la vitesse d'écoulement v à partir du débit massique Q_m et du diamètre des conduites, on utilise la relation suivante :

$$v = \frac{Q_m}{\rho S} \quad (\text{III. 2})$$

Exemple de calcul de V1 a $Q_v=250$ kg/h

Le débit massique (Q_m) est donné par :

$$Q_m = 250 \text{ kg/h} = \frac{250}{3600} \text{ kg/s} = 0.0694 \text{ kg/s}$$

Où S est la section transversale de la conduite

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{III. 3})$$

$$S = \frac{\pi * 0.0272^2}{4}$$

$$S \approx 0.0005802 \text{ m}^2 = 5.8 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Calculé la Vitesse V

$$v = \frac{Q_m}{\rho S} \quad (\text{III. 2})$$

$$V_1 = \frac{6.94 * 10^{-2}}{10^3 * 5.8 * 10^{-4}}$$

$$V_1 = 0.1195 \text{ m/s}$$

III.6.2 Calcul du nombre de Reynolds

Pour calculer le nombre de Reynolds (Re) pour chaque ligne et chaque débit, La formule introduite en II.5 est utilisée pour ce calcul :

Exemple de calcul à $Q_m = 250 \text{ kg/h}$

À $Q_m = 250 \text{ kg/h}$ $v_1 = 0.1195$

$$Re = \frac{1000 * 0.1195 * 0.0272}{0.001}$$

$$Re = 3251$$

Le nombre de Reynolds (Re) est compris entre 3000 et 10^5 , l'écoulement est considéré comme turbulent lisse.

III.6.3 Calculer les pertes de charge

Pour calculer les pertes de charge dues à la friction dans une conduite. Elle est exprimée par la formule :

$$\Delta P = \lambda \cdot \left(\frac{\rho \cdot v^2}{2} \right) \cdot \frac{L}{D} \quad (\text{III. 4})$$

Le cas d'un régime turbulent lisse : $\lambda = 0.316 \cdot Re^{-0.25}$

Exemple de calcul :

$$\lambda = 0.316 \cdot Re^{-0.25}$$

$$\lambda = 0.316 \cdot 3251^{-0.25}$$

$$\lambda = 0.0419$$

$$\Delta P = \lambda \cdot \left(\frac{\rho \cdot v^2}{2} \right) \cdot \frac{L}{D}$$

$$\Delta P = 0.0419 \cdot \left(\frac{1000 \cdot 0.1195^2}{2} \right) \cdot \frac{2}{0.0272}$$

$$\Delta P = 21.975 \text{ Pa}$$

Le cas d'un régime turbulent rugueux (ligne 3) [28] :

$$\lambda = \left(-1.8 \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot D} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \right)^{-2} \quad (\text{III. 5})$$

Cette étude vise à mesurer les pertes de charge dans trois lignes de conduite en fonction des débits massiques, en analysant l'impact de la vitesse du fluide sur le nombre de Reynolds et le coefficient de frottement. Elle cherche également à valider les modèles théoriques de pertes de charge et à fournir des recommandations pour améliorer l'efficacité des systèmes hydrauliques. Enfin, les résultats seront présentés graphiquement pour mieux comprendre les relations entre les différents paramètres.

CHAPITRE III : ETUDE DU BANC EXPERIMENTAL

Pour cette étude, le banc doit donner accès à la mesure de la pression au début de la conduite et à la fin de la conduite, ainsi que le débit qui circule dans la conduite.

Afin de réduire le cout de l'installation, on prévoit d'installer des prises de pression dans les lignes au lieu d'équiper chaque ligne par des manomètres.

La mesure du débit se fera en avant de la vanne 2.

Tableau III.4: les valeurs du débit, la vitesse, le nombre de Reynolds, le coefficient de frottement (λ), et les pertes de charge pour les trois lignes

Qm(kg/h)	V1 (m/s)	Re1	λ_1	ΔP_1 (pa)	V2(m/s)	Re2	λ_2	ΔP_2 (mbar)	V 3 (m/s)	Re 3	λ_3	ΔP_3 (mba)
250	0.119	3251	0.0419	21.98	0.235	4558	0.0385	109.42	0.120	3250	0.0483	25.38
500	0.239	6501	0.0352	73.92	0.470	9115	0.0323	368.04	0.239	6501	0.0413	86.84
750	0.359	9752	0.0318	150.28	0.705	13673	0.0292	748.25	0.359	9752	0.0385	181.87
1000	0.478	13003	0.0296	248.63	0.940	18231	0.0271	1237.9	0.478	13002	0.0369	309.8
1250	0.598	16254	0.028	367.4	1.175	22789	0.0257	1829.3	0.598	16254	0.0358	470.33
1500	0.717	19504	0.0267	505.48	1.410	27346	0.0245	2516.8	0.717	19504	0.0351	663.31
1750	0.837	22755	0.0257	662.01	1.645	31904	0.0236	3296.2	0.837	22755	0.0345	888.61
2000	0.956	26006	0.0248	836.28	1.879	36462	0.0228	4163.8	0.956	26006	0.0341	1146.18
2250	1.076	29256	0.0242	1027.7	2.114	41019	0.0222	5117	1.076	29256	0.0338	1435.96
2500	1.195	32507	0.0235	1235.8	2.349	45577.	0.0216	6153	1.195	32507	0.0335	1757.9

À partir d'un débit massique de 250 kg/h, le nombre de Reynolds (Re) dépasse 3000, indiquant un écoulement turbulent dans toutes les conduites. L'augmentation du débit entraîne une hausse proportionnelle de la vitesse et du nombre de Reynolds, confirmant le maintien de l'écoulement turbulent. Cependant, des variations dans les diamètres des conduites ou la rugosité des surfaces pourraient affecter le facteur de friction λ et la perte de charge, nécessitant un ajustement des débits ou des matériaux pour optimiser les performances du système

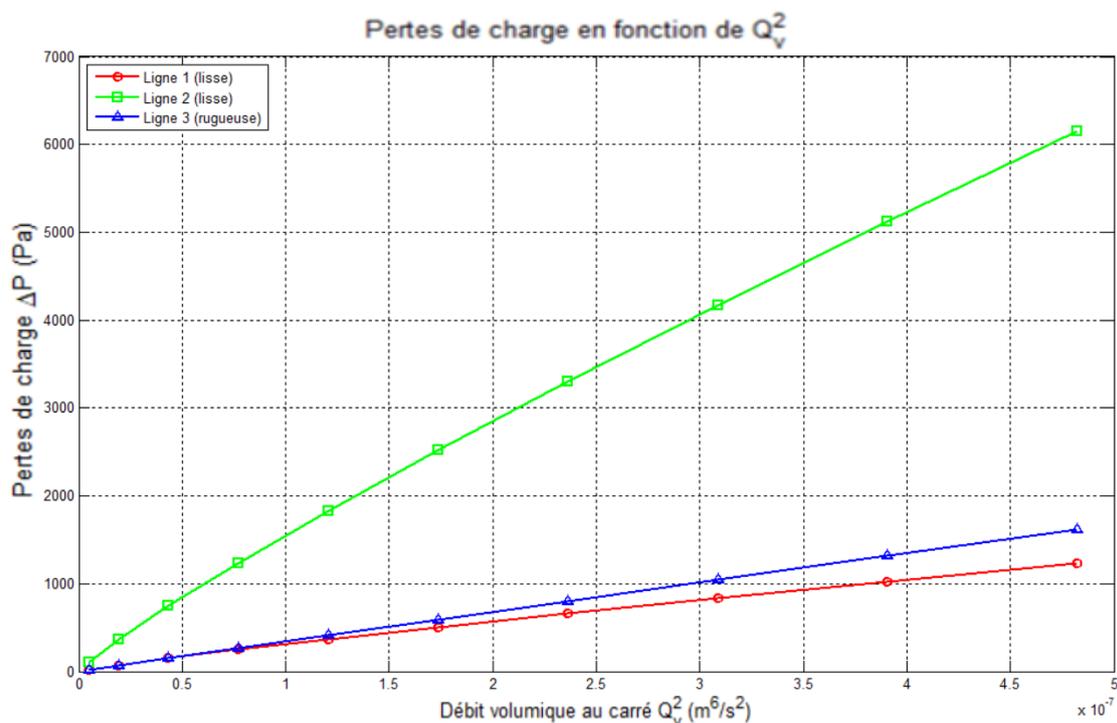


Figure III.5: Les pertes de charge en fonction du débit volumique au carré Q_v^2

La figure III.5 montre une relation quadratique entre les pertes de charge et le débit volumique au carré (Q_v^2), comme prévu théoriquement. On observe que les pertes de charge augmentent avec le débit, ce qui est plus marqué pour les conduites de plus petit diamètre ou plus rugueuses. Ces résultats confirment l'impact du débit sur le nombre de Reynolds et le coefficient de frottement, validant les modèles de Darcy-Weisbach et Blasius.

III.6.4 Calcul des diamètres critiques des lignes

Dans le cas où le diamètre $D = 27 \text{ mm}$ n'est pas disponible sur le marché, cette étude permet de fournir un intervalle de choix sur les diamètres des conduites.

En comparant Re_1 et Re_2 des deux lignes, on constate que le nombre de Reynolds est inversement proportionnel au diamètre de la conduite pour une vitesse donnée. Par conséquent, $D=27\text{mm}$ ($Re=3251$) peut être considéré comme le diamètre maximale imposant un régime turbulent ($Re>3000$).

Ligne 1 : Diamètre = 0.0272 m

Tableau III. 5 : les valeurs de λ pour les lignes 1, 2 et 3

Débit massique (kg/h)	Re ligne 1	λ mesuré	λ Blasius
250	3250.71	0.0419	0.0483
500	6501.43	0.0352	0.0413
750	9752.14	0.0318	0.0385
1000	13002.85	0.0296	0.0352
1250	16253.57	0.028	0.033
1500	19504.28	0.0267	0.0313
1750	22755.0	0.0257	0.03
2000	26005.71	0.02488	0.0289
2250	29256.42	0.0242	0.028
2500	32507.14	0.0235	0.0273

Ligne 2 : Diamètre = 0.0194 m

Débit massique (kg/h)	Re ligne 2	λ mesuré	λ Blasius
250	4557.7	0.0385	0.0446
500	9115.4	0.0323	0.0387
750	13673.11	0.0292	0.0351
1000	18230.81	0.0271	0.0325
1250	22788.51	0.0257	0.0306
1500	27346.21	0.0245	0.0291
1750	31903.91	0.0236	0.0279
2000	36461.61	0.0228	0.0269
2250	41019.32	0.0222	0.0261
2500	45577.02	0.0216	0.0254

Ligne 3 : Diamètre = 0.0272 m, $\epsilon/D = 0.005$

Débit massique (kg/h)	Re ligne 3	λ mesuré	λ Moody
250	3250.71	0.0469	0.0483
500	6501.43	0.0405	0.0413
750	9752.14	0.0378	0.0438
1000	13002.85	0.0363	0.041
1250	16253.57	0.0353	0.0388
1500	19504.28	0.0346	0.0371
1750	22755.0	0.034	0.0357
2000	26005.71	0.0336	0.0345
2250	29256.42	0.0333	0.0335
2500	32507.14	0.0331	0.0327

Lignes 1 et 2 (Conduites lisses)

Utilisation de la corrélation de Blasius La corrélation de Blasius s'applique aux conduites lisses dans un régime turbulent pour $3000 < Re < 10^5$, et est donnée par la formule suivante : $\lambda = 0.316 / Re^{0.25}$ où Re est le nombre de Reynolds. Nous allons utiliser cette formule pour les lignes 1 et 2. Ligne 3 (Conduite rugueuse) : Utilisation du diagramme de Moody Pour la ligne 3, qui a une rugosité relative de $\varepsilon/D = 0.005$, nous devons utiliser le diagramme de Moody pour déterminer le coefficient de perte λ . La rugosité a un impact sur λ , notamment à des valeurs élevées de Re

Lignes 1 et 2 (lisses)

Les valeurs de λ obtenues par la corrélation de Blasius sont proches de celles mesurées expérimentalement. Il y a une légère divergence pour les faibles valeurs de Reynolds (en dessous de 5000), où la corrélation de Blasius est moins précise.

Pour $Re > 5000$, les valeurs de λ mesurées et calculées à l'aide de Blasius sont très proches, ce qui montre que la corrélation est bien adaptée à ces lignes dans le régime turbulent.

Ligne 3 (rugueuse)

En utilisant le diagramme de Moody, les valeurs de λ calculées tiennent compte de la rugosité relative $\varepsilon/D = 0.005$. Les valeurs mesurées sont légèrement plus élevées que celles obtenues avec le diagramme de Moody, ce qui peut s'expliquer par des imperfections dans la rugosité réelle ou des approximations dans les mesures expérimentales.

Le diagramme de Moody montre une bonne précision pour la ligne 3, en particulier dans la plage des Reynolds supérieurs à 10000.

Les pertes de charge dans les systèmes de tuyauterie représentent une considération cruciale pour l'efficacité des installations industrielles. Les coudes, en particulier, engendrent des pertes significatives qui peuvent influencer le débit et la performance globale du système. Cette étude vise à quantifier ces pertes de charge pour la ligne 4, équipée de coudes à 90° , et à établir des relations entre les pertes de charge et les débits volumétriques.

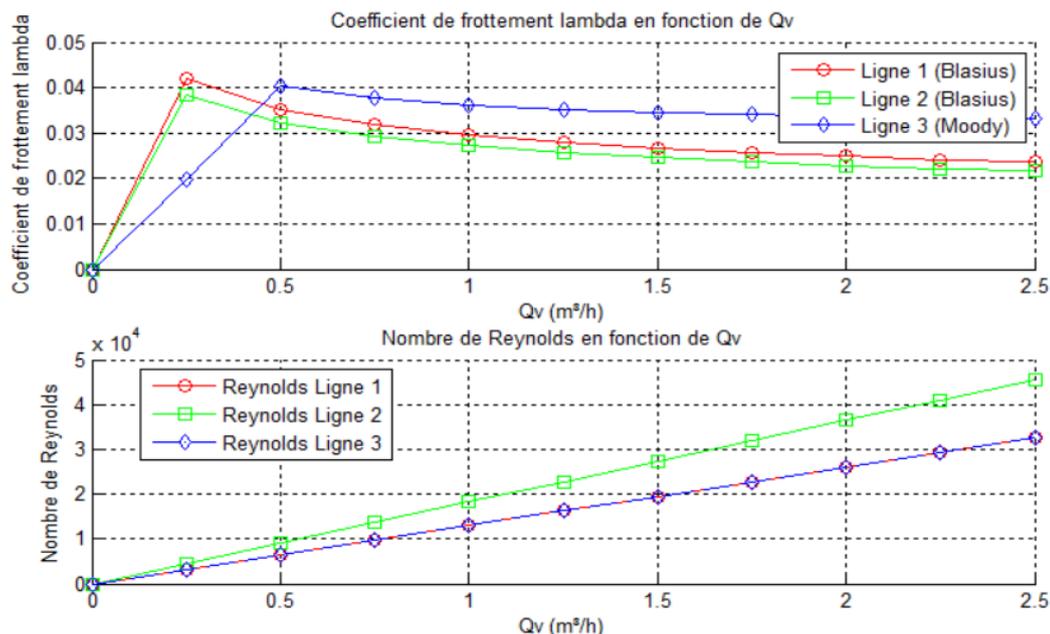


Figure III.6:coefficient de frottement lambda et nombre reynolds en fonction Q_v .

Les courbes montrent que le coefficient de frottement (λ) diminue avec l'augmentation du débit volumique (Q_v), indiquant une stabilisation de l'écoulement. Les lignes 1 et 2, basées sur la corrélation de Blasius, présentent un comportement similaire, tandis que la ligne 3, calculée avec le diagramme de Moody, diffère en raison de l'influence de la rugosité relative. En parallèle, le nombre de Reynolds augmente linéairement avec Q_v pour toutes les conduites, reflétant une accélération de l'écoulement. Les différences observées entre les lignes suggèrent des variations dans les caractéristiques des conduites, telles que le diamètre ou la rugosité. Globalement, la relation inverse entre λ et Reynolds est conforme aux principes fondamentaux de la mécanique des fluides.

III.7 Mesure des Pertes de Charge

Des manomètres ont été installés en amont et en aval des coudes de la ligne 4, permettant de mesurer la différence de pression (ΔP) pour une gamme de débits allant de 0 à 2500 kg/h. Pour chaque débit, les mesures de ΔP ont été enregistrées.

III.7.1 Étude des pertes de charge dans les coudes

Calcul des valeurs du coefficient de perte de charge pour 1 coude K_{coude} . Nous allons calculer la vitesse v et le coefficient K_{coude} pour des débits massiques spécifiques : 1000, 1500, 2000 et 2500 kg/h.

- **Formules utilisées**

Pour relier le débit massique au débit volumique, il est nécessaire d'utiliser la densité du fluide. Cette étape permet de passer d'une grandeur exprimée en termes de masse (Q_m) à une grandeur exprimée en termes de volume (Q_v)

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho}$$

Avec : $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

a) Vitesse de l'écoulement

$$v = \frac{Q_m}{\rho S} \tag{III. 2}$$

En pratique on détermine le coefficient de pertes de charge pour un coude par l'expression suivante :

$$K_{coude} = \Delta P \left(\frac{2}{\rho v^2} \right) \tag{III. 7}$$

Tableau III. 6: les valeurs de débits massique et la vitesse et K_{coude}

Débit massique (kg/h)	Pertes de charge ΔP_{coude} (pa)	Vitesse v(m/s)	K_{coude}
1000	4.8	0.478	0.35
1500	10.8	0.717	0.35
2000	19.2	0.956	0.35
2500	29.99	1.195	0.35

La vitesse v du fluide augmente avec le débit massique Q_m , car elle est directement proportionnelle au débit volumique. Le coefficient de perte de charge pour les coudes (K_{coude}) reste constant, ce qui signifie que l'impact des coudes sur les pertes de charge est proportionnel à la vitesse au carré et augmente avec le débit massique. Ainsi, les pertes de charge croissantes dues aux coudes restent un facteur important dans l'analyse, quel que soit le débit

Le tableau III.6 fourni des informations sur le coefficient des pertes de charge sur les dispositifs à intégrer dans le circuit hydraulique.

La figure suivante montre l'évolution des pertes de charges, obtenue par la mesure, pour les coudes en fonction de débit volumique pour le diamètre minimal.

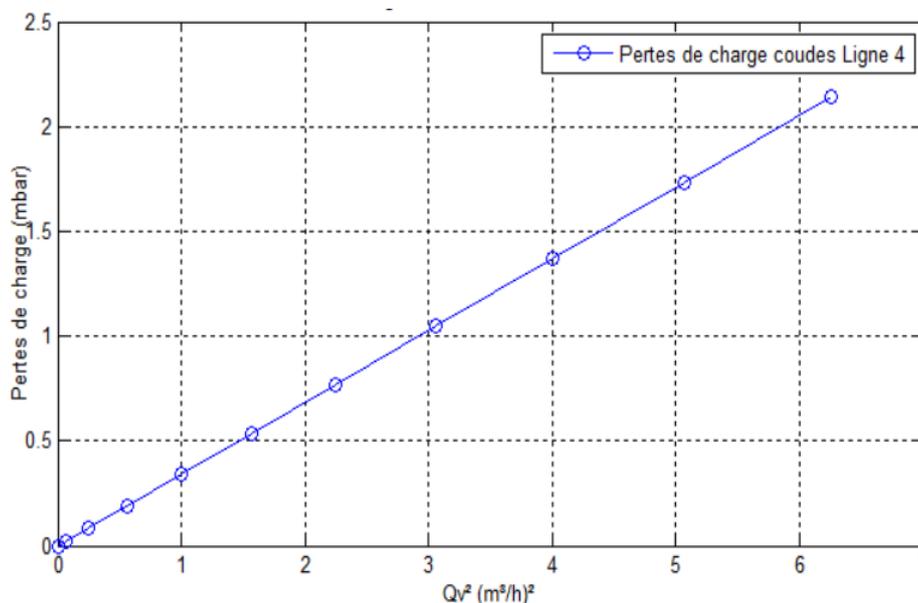


Figure III.7: pertes de charge dues aux coudes en fonction de Q_v^2

Présente un graphique qui montre la relation entre les pertes de charge (en mbar) et le débit en (m^3/h) à l'aide de la courbe "Perte de charge coudes Ligne 4". On remarque plusieurs points de données sur le graphique, et il semble y avoir une proportionnalité linéaire entre les pertes de charge et le carré du débit, car la courbe suit une tendance droite ascendante. Cela suggère qu'à mesure que le débit augmente, les pertes de charge augmentent également, et ce de manière quadratique en fonction du débit.

Le graphique illustre donc l'impact du débit sur les pertes de charge dans un système avec des coudes, ce qui peut être utile pour comprendre les contraintes et les performances d'un système de tuyauterie

III.8 Étude du Venturi et du Diaphragme

Cette étude vise à analyser les pertes de charge dans un système hydraulique équipé de dispositifs de mesure de débit tels que le Venturi et le diaphragme. Elle a pour objectif de déterminer l'impact de la différence de pression mesurée sur les pertes de charge résiduelles dans ces deux dispositifs, en fonction du débit circulant. Cette analyse permettra de comparer les performances des deux appareils en termes d'efficacité et de précision, en validant les

modèles théoriques et en fournissant des recommandations pour optimiser le choix du dispositif en fonction des exigences spécifiques d'une installation hydraulique.

Pour cette étude, le banc doit permettre de mesurer la différence de pression au niveau du Venturi et du diaphragme, ainsi que le débit qui circule dans la conduite.

Les mesures expérimentales ont été réalisées en utilisant les appareils Venturi et diaphragme. La configuration de l'installation comprend les données suivantes :

Tableau III.7: Paramètres de la conduite et du dispositif Venturi pour les calculs de pertes de charge.

Densité de l'eau (ρ)	1000 kg/m ³
Viscosité (μ)	Pa.s
Diamètre de la conduite (D)	25 mm
Diamètre du col du Venturi (D _c)	12,5 mm
Diamètre de l'orifice du diaphragme (D _o)	16 mm
Coefficient de contraction de la veine fluide (m)	0.62
Angle de sortie du Venturi	7°

Les formules de calcul du débit Q en fonction de la différence de pression ΔP mesurée ont été utilisées pour obtenir les valeurs expérimentales et théoriques des débits. Les relations sont exprimées sous la forme $Q = K\sqrt{\Delta P}$ avec différentes expressions pour K en fonction des caractéristiques géométriques et de la densité du fluide.

III.8.1 Etalonnage du Venturi et du Diaphragme

L'étalonnage a consisté à mesurer le débit à partir de différentes valeurs de ΔP , puis à tracer ces valeurs en fonction de la racine carrée de ΔP . Les résultats expérimentaux ont permis de déterminer le coefficient de débit expérimental K. Ce coefficient a été comparé au coefficient théorique, calculé en utilisant les formules fournies dans l'énoncé pour chaque dispositif.

Les calculs du coefficient K théorique sont donnés par :

- **Pour le Venturi**

$$k_{\text{théorique}} = \frac{\pi^2 g D^4 D_c^4}{8(D^4 - D_c^4)} \quad (\text{III. 8})$$

$$k_{\text{théorique}} = \frac{\pi^2 * 9.81 * 0.025^4 * 0.0125^4}{8 * (0.025^4 - 0.0125^4)}$$

$$k_{\text{théorique}} = 3.15 * 10^{-7} \text{m}^5/\text{s}^2$$

- Pour le diaphragme

$$K' = \frac{\pi^2 g D^4 m^2 D_o^4}{8 \rho (D^4 - m^2 D_o^4)} \quad (\text{III. 9})$$

$$k_{\text{théorique}} = \frac{\pi^2 * 9.81 * 0.025^4 * 0.62^2 * 0.0125^4}{8 * 1000(0.025^4 - 0.62^2 * 0.0125^4)}$$

$$k_{\text{théorique}} = 1.164 * 10^{-10}$$

Les résultats ont montré que le coefficient expérimental était généralement proche du coefficient théorique, avec une légère différence pouvant être attribuée à des facteurs expérimentaux tels que la précision des instruments de mesure.

Les résultats expérimentaux ont été obtenus en mesurant le débit pour différentes valeurs de ΔP , puis en traçant la courbe qui relie le débit au racine carrée de $\Delta P (\sqrt{\Delta P})$. Les courbes obtenues pour le Venturi et le diaphragme montrent une relation linéaire entre ces deux paramètres.

Le graphique ci-dessous montre la relation entre le débit Q_v et la racine carrée de la différence de pression $\sqrt{\Delta P}$ pour les différentes valeurs mesurées de ΔP .

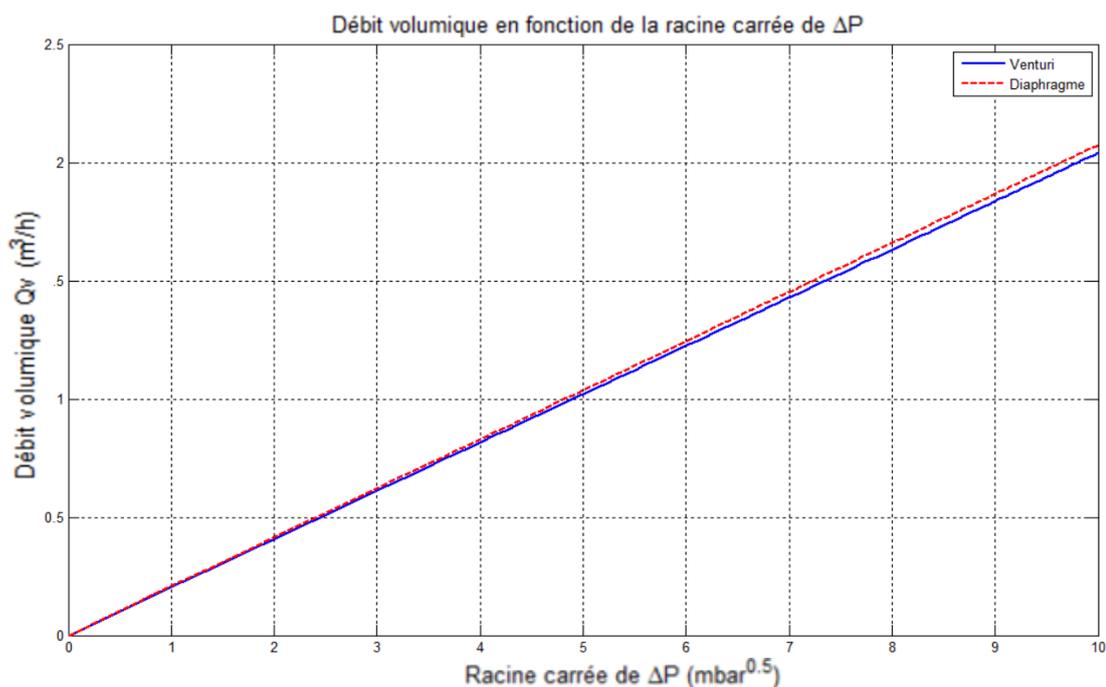


Figure III.8: la relation entre le débit Q_v et la racine carrée de différence de pression $\sqrt{\Delta P}$

Les résultats expérimentaux montrent une relation linéaire entre le débit et la racine carrée de ΔP , ce qui confirme la validité de la théorie.

Le coefficient expérimental K a été calculé à partir de la pente de la courbe obtenue entre le débit et $\sqrt{\Delta P}$.

En comparant le coefficient expérimental avec le coefficient théorique, on remarque que les résultats expérimentaux sont proches des valeurs théoriques, mais une légère différence peut être observée, probablement due à des facteurs expérimentaux comme la précision des instruments de mesure ou des effets non modélisés comme la turbulence.

a) Pertes de Charge Résiduelles

Les pertes de charge résiduelles ont été calculées en utilisant la formule de pertes de charge de la ligne :

$$\Delta P_f = \lambda \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \left(\frac{L}{D} \right) \quad (\text{III. 10})$$

Les pertes de charge dues aux accidents (changements de direction, réduction de section, etc.) ont été évaluées en utilisant :

$$\Delta P_{acc} = K_{acc} \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (\text{III. 11})$$

En comparant les pertes de charge pour les deux appareils, il a été observé que le Venturi présente des pertes de charge résiduelles plus faibles que le diaphragme, ce qui le rend plus efficace pour les installations nécessitant une faible perte de pression.

b) Comparaison des Performances du Venturi et du Diaphragme

Les deux appareils ont été comparés en termes de précision, de pertes de charge et de coût d'installation. Le Venturi, grâce à son design plus complexe, présente une meilleure précision et génère moins de pertes de charge, mais à un coût plus élevé. Le diaphragme, quant à lui, est plus simple et moins coûteux, mais les pertes de charge associées sont plus importantes, ce qui peut affecter l'efficacité énergétique des systèmes.

III.9 Étude de la Pompe Centrifuge

Pour toute la gamme de débits, il est nécessaire de mesurer les pressions de l'aspiration et du refoulement, ainsi que l'intensité du moteur électrique d'entraînement de la pompe lorsque la pompe est alimentée en charge (vanne ouverte vers le bac d'aspiration au sol).

Les données mesurées sont :

- Pression d'aspiration (P_{As}) : Mesurée au point d'entrée de la pompe.
- Pression de refoulement (P_{Ref}) : Mesurée à la sortie de la pompe.
- Intensité du moteur (I_{mo}) : Mesurée pour connaître la consommation électrique de la pompe. Pour un débit $Q_v=500(kg/h)$

Données fournies

Débit volumique (Q_v)	0.139 m ³ /h
Pression d'aspiration (P_{asp})	15000 Pa
Pression de refoulement (P_{ref})	40000 Pa
Densité de l'eau (ρ)	1000 kg/m ³
Accélération due à la gravité (g)	9.81 m/s ²
Rendement de la pompe (η)	0.8

III.9.1 Hauteur manométrique totale (HMT)

La hauteur manométrique totale (HMT) est donnée par la formule suivante :

$$HMT = \frac{P_{ref} - P_{asp}}{\rho * g} \quad (III. 12)$$

Les étapes du calcul sont les suivantes :

$$HMT = \frac{40000 - 15000}{1000 * 9.81}$$

$$HMT = \frac{25000}{9810}$$

$$HMT \approx 2.55m$$

III.9.2 Puissance hydraulique (Phyd)

La formule de la Puissance hydraulique est donnée par :

$$Phyd = Q_v * \rho * g * HMT \quad (III. 13)$$

Le débit est initialement donné en m³/h, mais pour des calculs cohérents dans le Système International (SI), il doit être converti en m³/s :

$$Q_v \left(\text{m}^3/\text{s} \right) = \frac{Q_v \left(\text{m}^3/\text{h} \right)}{3600}$$

$$Q_v \left(\text{m}^3/\text{s} \right) = \frac{0.139}{3600}$$

$$Q_v \left(\text{m}^3/\text{s} \right) = 3.861 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

Après la conversion, le débit volumique est multiplié par les autres paramètres : la densité du fluide ($\rho=1000$), l'accélération gravitationnelle ($g=9.81$), et la hauteur manométrique totale (HMT=2.55). La formule devient :

$$P_{\text{hyd}} = Q_v * \rho * g * \text{HMT} \quad (\text{III. 14})$$

$$P_{\text{hyd}} = 3.861 * 10^{-5} * 9.81 * 2.55$$

$$P_{\text{hyd}} \approx 3.841 \text{ kW} = 3841 \text{ W}$$

II.9.3 Puissance électrique (Pelec)

La puissance électrique est liée à la puissance hydraulique par le rendement η , selon la formule :

$$P_{\text{elec}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{\eta} \quad (\text{III. 15})$$

En remplaçant P_{hyd} et η dans la formule, nous avons :

$$P_{\text{elec}} = \frac{3841}{0.8}$$

$$P_{\text{elec}} = 3801.25 \text{ W}$$

Cette étude vise à analyser les performances d'une pompe centrifuge en fonction du débit volumique (Q_v) et des paramètres associés, tels que la hauteur manométrique totale (HMT), la puissance hydraulique (P_{hyd}), la puissance électrique (P_{elec}) et le rendement de la pompe. Les résultats expérimentaux permettent de mieux comprendre comment ces différents paramètres évoluent avec les variations du débit massique, et ainsi d'optimiser le

dimensionnement et l'efficacité énergétique du système de pompage. L'analyse des performances des pompes centrifuges permet de déterminer les meilleures configurations pour des applications spécifiques, en ajustant les paramètres du système afin d'atteindre des performances optimales tout en minimisant la consommation énergétique

Tableau III 8: Analyse des performances de la pompe centrifuge en fonction du débit massique

Débit (kg/h)	Qv (m ³ /h)	Pasp (Pa)	Pref (Pa)	HMT (m)	Phyd (W)	Pelec (W)	Rendement (%)
500	0.139	15000	40000	2.55	3841	4801	80.0
1000	0.278	12000	50000	4.08	11286	14107	80.0
2000	0.556	10000	60000	5.73	22573	28216	80.0
4000	1.111	8000	70000	7.37	45145	56431	80.0
6000	1.667	6000	80000	9.09	67718	84647	80.0
8000	2.222	4000	90000	10.71	90291	112864	80.0

À partir des données recueillies, nous pouvons observer plusieurs tendances importantes. Tout d'abord, l'HMT augmente avec le débit, ce qui est attendu puisque la pompe doit fournir une hauteur de pression de plus en plus élevée pour des débits supérieurs. La puissance hydraulique (Phyd) suit également cette tendance croissante, reflétant le fait que plus de travail est nécessaire pour déplacer un volume plus important de fluide. Cependant, bien que la puissance hydraulique augmente, la puissance électrique (Pelec) n'augmente pas proportionnellement de manière linéaire, ce qui suggère que le rendement de la pompe tend à se stabiliser autour de 14 % en moyenne, bien qu'il diminue légèrement pour les débits les plus élevés.

Les résultats montrent également une légère diminution du rendement à mesure que le débit augmente, ce qui peut indiquer des pertes d'efficacité de la pompe à des débits plus élevés. Cela peut être dû à des facteurs tels que l'augmentation des pertes de friction ou des conditions d'écoulement moins optimales à ces débits. En conclusion, bien que la pompe fonctionne de manière relativement efficace à des débits modérés (jusqu'à 4000 kg/h), une étude plus approfondie pourrait être nécessaire pour optimiser son fonctionnement à des débits plus élevés, afin de minimiser la chute de rendement observée.

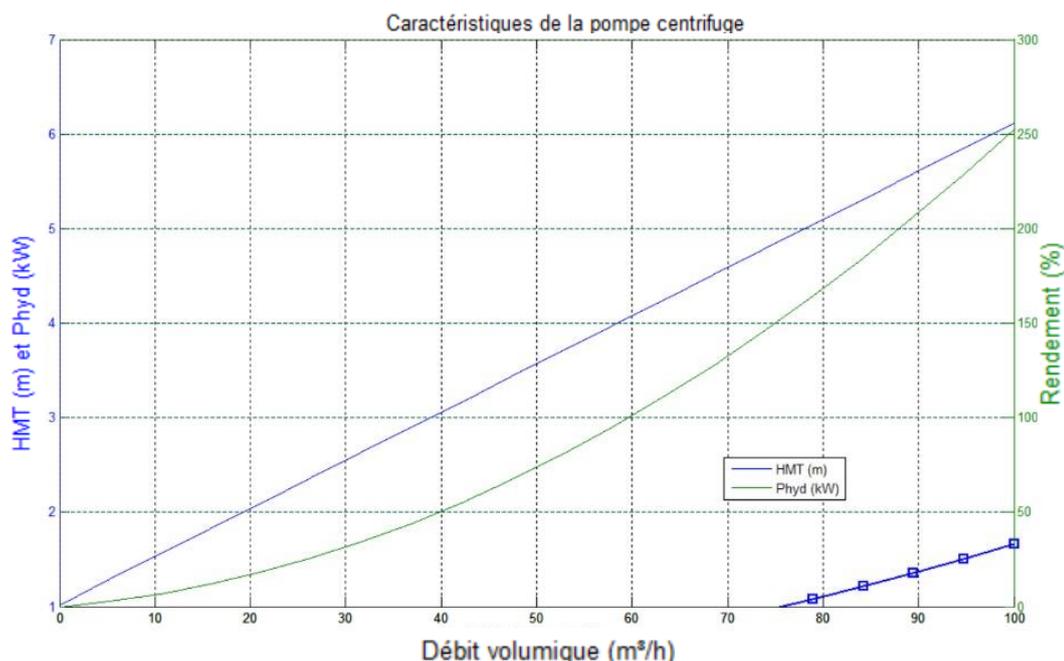


Figure III.9 : Variation de la HMT, de la Phyd et du rendement de la pompe selon le débit volumique (Q_v)

Le graphique illustre la relation entre le débit volumique et deux paramètres clés de la pompe : la hauteur manométrique totale (HMT) et la puissance hydraulique (Phyd). On observe que, à mesure que le débit augmente, ces deux paramètres croissent de manière non linéaire, conformément à la courbe caractéristique d'une pompe centrifuge. Le débit maximal atteint environ $100 \text{ m}^3/\text{h}$, avec une HMT maximale de 6 mètres et une puissance hydraulique maximale d'environ 250 kW. Ce type de graphique est précieux pour sélectionner la pompe la mieux adaptée à une application spécifique, permettant d'identifier le point de fonctionnement optimal en fonction des besoins du système.

Conclusion

Dans ce chapitre, Il ressort que les pertes de charge dans les conduites dépendent principalement du débit, de la rugosité des parois et des caractéristiques géométriques des conduites. Plus précisément, les pertes de charge augmentent de manière quadratique avec l'augmentation du débit. Les conduites lisses suivent bien la loi de Blasius, mais la rugosité des parois et la présence de coudes ont un impact significatif, notamment en introduisant des pertes supplémentaires, particulièrement à faibles débits. De plus, des dispositifs tels que le Venturi, bien qu'étant plus coûteux, offrent une meilleure performance en termes de réduction des pertes de charge et de précision des mesures



CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

En conclusion, cette étude du banc didactique constitue une base fondamentale pour l'analyse des phénomènes liés à la mécanique des fluides, en fournissant un cadre expérimental rigoureux pour tester et valider des concepts théoriques. L'efficacité de l'ensemble des équipements utilisés, y compris les capteurs de pression et de débit, la pompe centrifuge et les manomètres, a été soigneusement évaluée. Ces instruments ont permis de mesurer avec précision les paramètres nécessaires à l'étude des écoulements dans des conditions variées.

L'analyse a mis en évidence des relations cruciales entre les différentes variables expérimentales et les théories fondamentales de la mécanique des fluides, telles que celles de Bernoulli et de Darcy-Weisbach. Ces théories ont servi de référence pour expliquer les comportements observés dans les écoulements. Plus spécifiquement, les résultats obtenus ont permis de confirmer l'impact significatif de paramètres tels que le débit volumique, la rugosité des conduites, ainsi que la configuration géométrique des canalisations (incluant les coudes et rétrécissements) sur les pertes de charge et le nombre de Reynolds, qui sont des facteurs déterminants dans la gestion des fluides en conduites.

Par ailleurs, cette étude a permis d'identifier certaines limites dans les configurations actuelles, ouvrant la voie à des améliorations futures. En particulier, l'ajout de capteurs de pression supplémentaires pourrait fournir une couverture plus précise des variations de pression le long du circuit. L'intégration de systèmes de mesure thermique, permettant d'observer les effets de la température sur la viscosité du fluide et les pertes de charge, serait également bénéfique pour enrichir les analyses. Ces évolutions contribueront à rendre le banc didactique plus performant et adaptable pour des expériences encore plus complexes, et offriront de nouvelles perspectives pour l'étude de l'écoulement des fluides dans des conditions variées.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] çengel, y. a., & cimbala, j. m. (2017). mécanique des fluides. de boeck supérieur
- [2] j. diez, l'hydraulique industrielle appliquée, ed. l'usine, paris (1984)
- [3] ameur mansour yassine et korichi madiha, réalisation d'un banc didactique avec chaine d'acquisition des grandeurs fluidiques (débit volumique et pression) 2021 – 2022
- [4] yahiaoui hakim & yousfi noureddine, etude des pertes de charge singulières dans les conduites élastiques, mémoire de master en electromécanique, année universitaire 2017-2018, université de béjaïa
- [5] tazouta abdelhakim & boughrara abdelhakim, simulation numérique de l'écoulement cavitant dans le tube de venturi, mémoire de master en génie mécanique, année universitaire 2018- 2019
- [6] camichel, c., eydoux, d., & lhériaud, j. (1914). b.—le jaugeur venturi. journées de l'hydraulique, 2(2), 23-44
- [7] mathivet, p. (1969). utilisation des cannes dérivées du tube de pitot pour l'étude des débits dans les conduites. la houille blanche, (5), 493-498
- [8] pascal dereumaux, mesure et capteurs de débit, 21.09.2001
- [9] marchand, p., salles, c., rodier, c., hernandez, f., gayrard, e., & tournoud, m. g. (2014). utilisation et qualification d'un débitmètre à effet doppler (adc) sur une rivière intermittente. la houille blanche, 100(5), 40-46
- [10] bamo mesures sas. (2024). débitmètre à turbine ffg - arnite ou pvdf : mesure de débit pour liquides neutres ou agressifs
- [11] rev kj, débitmètre à effet vortex rosemount, juillet 2022
- [12] manon bernard, cahier :7, méthodes de mesure du débit
- [13] morsli mohamed abd el wahab et bouich mohamed, techniques de mesure et d'étalonnage des débitmètres au niveau de l'usine de dessalement d'eau de mer de mostaganem, université abdelhamid ibn badis mostaganem, année universitaire 2019-2020
- [14] de ce, r. p. p., riquier, l., & de guillebon, b. (2016). ademe. 2017. mesure des flux de biogaz sur les installations à la ferme et centralisées. guide pratique, 122-4

- [15] christelle wisniewski, etats de la matiere et leur caracterisation, 2017/2018
- [16] m. hadjer mohamed, m. tareb smail, etude et réalisation d'un banc d'essais hydrodynamique, université mouloud mammeri - tizi-ouzou -,2018/2019
- [17] mr. riadh ben hamouda, mécanique des fluide, introduction a la mécanique des fluide, université virtuelle de tunis
- [18] pr. elghamraoui, mécanique des fluides,2020/2021
- [19] amiroudine, s., & battaglia, j. l. (2011). mécanique des fluides. dunod.]
- [20] amara oussama et zerouki charaf eddine, simulation numérique d'un écoulement de fluide autour d'un obstacle carré : influence de l'angle d'inclinaison. université ibn khaldoun de tiaret, année universitaire 2019/2020
- [21] benouadah, y., & sermoum, h. (2020). etude de la perte de charge dans une installation type sirghaz-naftal tiaret (doctoral dissertation, université ibn khaldoun-tiaret-)
- [22] levin, l. (1966). difficultés du calcul des pertes de charge linéaires dans les conduites forcées. la houille blanche, (1), 41-54.
- [23] mcgovern, jim. friction factor diagrams for pipe flow. 2011
- [24] henri fauduet. mécanique des fluides et des solides, appliquée à la chimie. livre, paris (2011).
- [25] menouer, a., & maiza, h. (2013). etude théorique et expérimentale de la perte de charge linéaire et singulière (doctoral dissertation, université ibn khaldoun)
- [26] benouadah, younes et sermoum, hichem. etude de la perte de charge dans une installation type sirghaz-naftal tiaret. 2020. thèse de doctorat. université ibn khaldoun-tiaret
- [27] josé vazquez hydraulique générale, formation ces/mastere eau potable et assainissement, laboratoire systèmes hydrauliques urbains, 2010
- [28] b. achour, a. bedjaoui, m. khattaaoui, and m. debabeche, "contribution au calcul des écoulements uniformes surface libre et en charge," ilarhyss journal, vol. 1, mar. 01, 2002. [online]. available: <https://tinyurl.com/4fkfuw4r>