

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

Université
Aboubekr Belkaïd
Tlemcen



جامعة
أبو بكر بلقايد

**FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

**Mémoire de Master en Génie mécanique
Spécialité : Energétique**

Présenté par

TAZOUTA Abdelhakim & BOUGHRARA Abdelhakim

Simulation numérique de l'écoulement Cavitant dans le Tube
de Venturi

Soutenu publiquement le 25 / 06/2019

Composition du Jury

| | | |
|---------------------|-----------------------|------------|
| Mr. SEBBANE Omar | Université de Tlemcen | Président |
| Mr. ROSTANE Brahim | Université de Tlemcen | Encadreur |
| Mr. ALIANE Khaled | Université de Tlemcen | Examineur1 |
| Mme. KHALDI Souhila | Université de Tlemcen | Examineur2 |

Remerciements

Tout d'abord, louange à « Allah » qui nous a guidé sur le droit chemin tout au long du travail et nous a inspiré les bons pas et les justes réflexes. Sans sa miséricorde, ce travail n'aurait pu aboutir.

Nous avons eu le privilège de travailler parmi votre équipe et d'apprécier vos qualités et vos valeurs.

Votre sérieux, votre compétence et votre sens du devoir nous ont énormément marqués.

Veillez trouver ici l'expression de notre respectueuse considération et notre profonde admiration pour toutes vos qualités scientifiques et humaines.

Ce travail est pour nous l'occasion de vous témoigner notre profonde gratitude.

*Nos remerciements vont aussi à **Mr Rostane brahim***

D'avoir accepté de nous encadrer et de nous avoir donné la chance de bénéficier de ses connaissances scientifiques et ses conseils intéressants tout au long de notre recherche. .

On tient également à remercier Mr le président et les membres de jury pour l'intérêt que vous avez bien voulu porter à notre travail en acceptant de faire partie de ce jury. C'est un honneur pour nous que d'avoir l'occasion de discuter du résultat de nos études avec vous.

Nous adressons aussi un grand merci pour toute personne qui a participé de près ou de loin pour l'accomplissement de ce travail.

Dédicace

*Grâce à Dieu tout puissant, nous dédions ce modeste
travail à toutes les
personnes qui nous ont aidés de près ou de loin à la
réalisation de ce
mémoire plus particulièrement :*

- *A nos très chers parents, tout notre respect et
affection en
témoignage de leur soutien, sacrifice, patience, ainsi que
pour leurs conseils et orientations dans nos vies.*
- *A toutes nos familles et nos très chers frères et nos
sœurs.*
- *A tous nos enseignants et à notre promotion de génie
mécanique.*
- *A tous mes amis et tous ceux qui nous sont chers et à
ceux qui ont contribué à notre
formation.*

ABDELHAKIM

RESUME

Les venturis cavitants sont des appareils simples qui peuvent être utilisés dans différentes applications industrielles afin de contrôler le débit massique des fluides. Ce travail est pour un but de réaliser une simulation numérique de l'écoulement diphasique dans un venturi cavitant. Cette étude a été réalisée avec le solveur ANSYS-Fluent qui résoud les Équations de Navier Stocks. Les effets de la turbulence ont été pris en compte en se servant du modèle de turbulence $k-\omega$ -(SST) avec Schnerr et Sauer comme un modèle de cavitation. Un bon accord a été constaté après la confrontation entre les résultats numériques et mesures expérimentales de la littérature. Les résultats montrent que les pressions à la sortie du venturi ont une influence directe sur la zone de cavitation.

Mots clés : venturi cavitant, cavitation, ANSYS Fluent, débit massique, pression.

ABSTRACT

Cavitating venturis are simple devices that can be used in different industrial applications to control the mass flow of fluids. This work is for the purpose of performing a numerical simulation of two-phase flow in a cavitating venturi. This study was performed with the ANSYS-Fluent solver that solve the equations of Navier stocks. The effects of turbulence were taken into account by using the turbulence model $k-\omega$ -(SST) with Schnerr and Sauer as a cavitation model. A good agreement was found after the confrontation between the numerical results and experimental measurements of the literature. The results show that the pressures at the outlet of the venturi have a direct influence on the cavitation zone.

Keywords: Cavitating venturi, Cavitating, ANSYS Fluent, mass flow, pressure

ملخص

أجهزة التجويف فنتوري هي أجهزة بسيطة يمكن استخدامها في التطبيقات الصناعية المختلفة للتحكم في التدفق الشامل للسوائل. هذا العمل هو لغرض إجراء محاكاة رقمية لتدفق على مرحلتين في تجويف فنتوري.

تم إجراء هذه الدراسة باستخدام برنامج ANSYS-Fluent لحل معادلات نافير. تم أخذ تأثيرات الاضطراب في الاعتبار باستخدام نموذج الاضطراب $k-\omega$ -(SST) مع Schnerr و Sauer كنموذج للتجويف. تم العثور على اتفاق جيد بعد المواجهة بين النتائج العددية والقياسات التجريبية. أظهرت النتائج أن الضغوط عند مخرج فنتوري لها تأثير مباشر على منطقة التجويف.

الكلمات المفتاحية: فنتوري التجويف، ANSYS Fluent، التجويف، التدفق الشامل، الضغط.

Sommaire

| | |
|---------------------------|---|
| Résumé | |
| Abstract | |
| ملخص | |
| Liste des figures | |
| Liste des tableaux | |
| Nomenclature | |
| Introduction General..... | 1 |

CHAPITRE I :

Généralités sur La cavitation & Les venturis cavitants

| | |
|--|----|
| Introduction..... | 3 |
| I.1 Description du phénomène cavitation..... | 4 |
| I.1.1 Définition de cavitation..... | 4 |
| I.1.2 Origine de la Cavitation | 6 |
| I.1.3 Les type de cavitation..... | 7 |
| I.1.3.1 Cavitation à poche attachée..... | 7 |
| I.1.3.2 Cavitation à bulles connectées..... | 8 |
| I.1.3.3 la cavitation par bulles isolées..... | 8 |
| I.1.3.4 la cavitation par filaments tourbillonnaires..... | 9 |
| I.1.3.5 Cavitation de vortex..... | 10 |
| I.2 Effets de cavitation..... | 11 |
| I.2.1 Perte de rendement..... | 11 |
| I.2.2 Bruit..... | 12 |
| I.2.3 Détérioration..... | 12 |
| I.3 Venturis cavitants..... | 13 |
| I.4 Historique des travaux dans le domaine des venturis..... | 14 |

CHAPITRE II :

Principe de la Mesure d'un Débit par Pression Différentielle

| | |
|---|----|
| Introduction..... | 25 |
| II.1 Compteurs à organes déprimogènes | 25 |
| II.1.1 Rappel du principe de la méthode de mesurage | 25 |
| II.1.2 Normalisation..... | 28 |
| II.1.3 Données à introduire..... | 28 |
| II.2 Tube de venturi classique | 29 |
| II.3 Effet Venturi | 29 |
| II.4 Application de l'effet Venturi | 30 |
| II.5 Mesure des débits | 32 |
| II.6 Débitmètres déprimogène..... | 34 |
| II.6.1 Principe et théorie | 34 |
| II.6.2 Cas des fluides incompressibles | 34 |
| II.6.3 Cas des fluides compressibles | 36 |
| II.6.4 Incertitude de mesure..... | 37 |

CHAPITRE III : Simulation Numérique

| | |
|---|----|
| Introduction..... | 39 |
| III.1 Travail théorique | 39 |
| III.1.1 Description du problème..... | 39 |
| III.1.2 Contexte théorique..... | 41 |
| III.2 Présentation de code de calcul ANSYS Fluent : | 44 |
| III.2.1 Architecture du code calcul ANSYS-Fluent..... | 45 |
| III.2.2 Définition de la méthode de résolution : | 45 |
| III.3 Modèle de cavitation..... | 46 |

| | |
|---|----|
| III.4 Mise en Equations..... | 47 |
| III.4.1 Equation de continuité..... | 47 |
| III.4.2 Equation de mouvement..... | 48 |
| III.4.3 Modèles de turbulence..... | 48 |
| III.4.3.1 Modèle k-ε standard..... | 49 |
| III.4.3.2 Modèle SST (Shear-Stress Transport) | 51 |
| III.4.3.3 Modèle SAS (Scale Adaptive Simulation) | 52 |
| III.4.3.4 Résumé sur les modèles de turbulence | 52 |
| III.5 Maillage sous Gambit..... | 53 |
| III.5.1 Définition de logiciel Gambit..... | 53 |
| III.5.2 Construction de la géométrie | 53 |
| III.5.2.1 Maillage | 54 |
| III.5.2.1.1 Choix du type de maillage | 54 |
| III.5.2.1.1.1 Maillage structuré (quadra/hexa) | 54 |
| III.5.2.1.1.2 Maillage non structuré (tri/tétra.) | 54 |
| III.5.2.1.1.3 Maillage hybride | 55 |
| III.5.2.1.1.4 Techniques générales de génération du maillage..... | 55 |
| III.5.2.1.1.5 Qualité d'un maillage..... | 55 |
| III.5.2.1.1.6 Génération d'un maillage couche limite..... | 56 |
| III.6 Création de maillage bidimensionnel sur Gambit..... | 57 |
| III.7 Modèle de turbulence | 58 |
| III.7.1 Modèle sst | 58 |
| III.7.2 Modèle k-ε | 58 |

CHAPITRE IV : Résultat et interprétation

| | |
|-----------------------------------|----|
| Introduction..... | 61 |
| IV.1 Conditions aux limites | 61 |

| | |
|--|----|
| IV.2 Validation du modèle numérique..... | 62 |
| IV.3 Résultats obtenus..... | 63 |
| IV.3.1 Champ des pressions | 63 |
| IV.3.2 Champ des vitesses | 67 |
| IV.3.3 Fraction de vide | 68 |

Conclusion générale

Références bibliographiques

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

| | |
|--|----|
| Figure I.1 : Exemple de cavitation sur un profil..... | 3 |
| Figure I.2 : Diagramme pression-température de l'eau présentant la cavitation | 4 |
| Figure I.3 : Développement du micro jet lors de l'implosion d'une bulle de vapeur à proximité d'une paroi solide..... | 5 |
| Figure I.4 : Cavitation créée expérimentalement par une hélice dans un tunnel d'eau | 6 |
| Figure I.5 : Développement de la cavitation à poche attachée sur l'extrados du profil 2D..... | 7 |
| Figure I.6 : Développement de la cavitation à bulles sur l'extrados du profil 2D | 8 |
| Figure I.7 : Cavitation par bulles isolées..... | 9 |
| Figure I.8 : Cavitation par filaments tourbillonnaires | 9 |
| Figure I.9 : La cavitation de vortex..... | 10 |
| Figure I.10 : Apparition de bulles de cavitation sur les pales d'une hélice | 11 |
| Figure I.11 : Détérioration de pièces mécanique soumises à une exposition prolongée à la cavitation | 12 |
| Figure I.12 : Représentation schématique d'un venturi..... | 13 |

Chapitre II

| | |
|---|----|
| Figure II.1 : Principe de la mesure d'un débit par pression différentielle | 27 |
| Figure II.2 : Tube de venturi classique | 29 |
| Figure II.3 : Schématisation de l'effet Venturi. La pression au point 1 est plus grande qu'au point 2. Et la vitesse du fluide au point 2 est plus grande qu'au point 1..... | 30 |
| Figure II.4 : Répartition des débitmètres dans l'industrie (Baker1988)..... | 33 |
| Figure II.5 : Principe d'un organe déprimogène | 35 |

Chapitre III

| | |
|---|----|
| Figure III.1 : Description du venturi étudié : a. Vue d'ensemble ; b. Dimensions | 40 |
| Figure III.2 Représentation schématique du dispositif expérimental (Ashrafizadeh et Ghassemi)..... | 41 |
| Figure III.3 : Courbe caractéristique d'un venturi cavitant | 42 |
| Figure III.4 : Modèles de turbulence disponibles dans ANSYS CFX | 45 |

| | |
|--|----|
| Figure III.5 : Etapes à suivre pour réaliser un modèle sous ANSYS-Fluent | 48 |
| Figure III.6 Modèle SST, combinaison des modèles $k-\epsilon$ et $k-\omega$ | 50 |
| Figure III.7 Opérations pour construire une géométrie | 54 |
| Figure III.8 : Maillage structuré et non structuré..... | 55 |
| Figure III.9 : Génération d'un maillage couche limite | 57 |
| Figure III.10 Définition de maillage 2D sur Gambit | 58 |
| Figure III.11 : Maillage du domaine de calcul | 58 |
| Figure III.12 : Résidus de SST..... | 59 |
| Figure III.13 : Résidus de $k-\epsilon$ | 59 |

Chapitre IV

| | |
|--|----|
| Figure IV.1 : Différentes conditions aux limites..... | 61 |
| Figure IV.2 : Comparaison des courbes caractéristiques numériques et expérimentales du venturi étudié..... | 63 |
| Figure IV.3 : Contours de la pression statique à travers le venturi | 64 |
| Figure IV.4 : Influence de la pression de sortie sur les contours de pression dans le venturi.. | 65 |
| Figure IV.5 : Variation de pression pour une pression d'entrée de 20 bars et de sortie 1 bars dans le tube de venturi..... | 65 |
| Figure IV.6 : Variation de pression pour une pression d'entrée de 20 bars et de sortie 5 bars dans le tube de venturi..... | 66 |
| Figure IV.7 : Variation de pression pour une pression de sortie 14 bars et d'entrée de 20 bars dans le tube de venturi..... | 66 |
| Figure IV.8 : Variation de pression pour une pression d'entrée de 20 bars et de sortie 20 bars dans le tube de venturi..... | 67 |
| Figure IV.9 : Lignes de courant à travers le venturi étudié..... | 68 |
| Figure IV.10 : Contours des vitesses dans le venturi étudié | 68 |
| Figure IV.11 : Contours de la fraction de vide dans le venturi étudié | 69 |
| Figure IV.12 : Influence de la pression de sortie sur les contours de la fraction de vide dans le venturis..... | 70 |

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre IV

Tableau IV.1. Propriétés thermo-physiques de la vapeur d'eau.....62

Nomenclature

| Symbole | Désignation |
|--------------------|---|
| A | Aire de la section de l'orifice m^2 |
| C | Coefficient de décharge du débitmètre (-) |
| C_d | Coefficient de débit (-) |
| C_e | Coefficient d'expansion (-) |
| D | Diamètre de l'entrée du venturi (m) |
| d | Diamètre du col (m) |
| E | Coefficient de vitesse d'approche (-) |
| E_c | Energie cinétique (J) |
| F | Force (N) |
| G | Accélération de la pesanteur (m/s^2) |
| K_l | Coefficient de décharge (-) |
| L | Longueur du venturi (m) |
| L | Longueur du col (m) |
| \dot{m}_{act} | Débit massique réel (kg/s) |
| \dot{m}_{choked} | Débit massique cavitant (kg/s) |

| | |
|-------------|---|
| \dot{m}_r | Rapport du débit massique (-) |
| P | Pression (Pa) |
| Q_v | Débit volumique (m^3/s) |
| Q_r | Débit réel (m^3/s) |
| Q_m | Débit de masse (kg/s) |
| R_e | Terme source d'évaporation (kg/m^4) |
| R_c | Terme source de condensation (kg/m^4) |
| R_b | Diamètre de la bulle (m) |
| V | Vitesse du fluide (m/s) |
| S | Aire de section de la conduite |
| Z | Hauteur (m) |
| A | Fraction volumique de la vapeur d'eau (-) |
| B | Rapport d'ouverture (-) |
| μ | Viscosité (N.s/m ²) |
| P | Densité |
| K | Nombre de phases |
| B | Bulle |
| C | Condensation |

| | |
|-----------|-------------------|
| <i>th</i> | Col du venturi |
| choked | Cavitant |
| liq | Liquide |
| R | Rapport |
| sat | Saturation |
| out | Sortie |
| V | Volumique, vapeur |
| T | Totale |
| in | Entrée |
| Crit | Critique |

Introduction General

L'examen des études antérieures dans ce domaine montre que l'étude des venturis a suscité un grand intérêt. Cependant, une moindre attention a été donnée aux venturis de petite taille. Par conséquent, le but principal de ce travail est d'étudier l'écoulement dans un venturi cavitant de petite taille en vue de déterminer ses performances. L'étude permet de vérifier les capacités des venturis cavitants dans le contrôle du débit sous différentes pressions en amont et en aval. De plus, la gamme d'application des venturis cavitants de petite taille est également étudiée.

Pour atteindre notre objectif, on a réparti le mémoire en 4 parties principales :

Un commencement du travail par un chapitre introductif comprend une présentation détaillée sur le phénomène de cavitation et une petite définition sur les venturis cavitants avec une revue bibliographique.

Un deuxième chapitre qui s'intitule « Principe de mesure d'un débit par pression différentielle » porte sur les venturis, leurs applications et leurs caractéristiques avec une explication sur le mesure de débit et les débitmètres déprimogènes.

Le chapitre 3 destiné à la description du problème et le contexte théorique ensuite la présentation du code de calcul ANSYS Fluent et les équations composant le modèle (modèle de turbulence, modèle de cavitation) ainsi que les détails du maillage et de la résolution numérique.

La dernière partie repose sur la présentation des résultats numériques obtenus. Des cas tests de validations sont préalablement étudiés en vue de juger de la qualité des solutions numériques obtenues par rapport aux mesures expérimentales de la littérature. Enfin, une analyse des phénomènes rencontrés dans les venturis cavitants est entreprise.

Le mémoire se termine par des conclusions générales et des propositions intéressantes pour les travaux futurs.

CHAPITRE I :
Généralités sur
La cavitation
&
Les venturis cavitants

Introduction :

Les phénomènes de cavitation apparaissent lors de l'écoulement de liquides dans les machines et les systèmes hydrauliques. Ils sont causés généralement par une chute de pression accompagnée par un changement local de phase, et, dans la plupart des cas, par le bruit et l'érosion des parois métalliques. Ce phénomène a fait l'objet d'un grand nombre d'études analytiques et numériques, parmi lesquelles, celles relatives à la dynamique de la bulle [1].

Des survitesses locales imposées par la géométrie, par des phénomènes de cisaillements, d'accélération ou de vibrations peuvent engendrer des baisses locales de pression dans le fluide. Lorsqu'en certains points de l'écoulement la pression est inférieure à la pression de vapeur du fluide, il se produit une vaporisation partielle et des structures de vapeur prennent naissance. Les structures ainsi formées sont entraînées par l'écoulement et lorsqu'elles atteignent une zone de pression plus élevée elles se condensent et implosent violemment. La cavitation conduit à des pertes importantes de performance de l'installation, à des problèmes d'instabilités de fonctionnement des machines et à l'érosion des parois du composant. C'est ainsi une source de problèmes techniques primordiaux dans le domaine des turbomachines hydrauliques et de la construction navale. Compte tenu de la complexité des phénomènes physiques entrant en jeu dans la cavitation, et malgré d'excellentes études menées sur le sujet, les mécanismes physiques de base de la cavitation ne sont pas à ce jour entièrement connus.

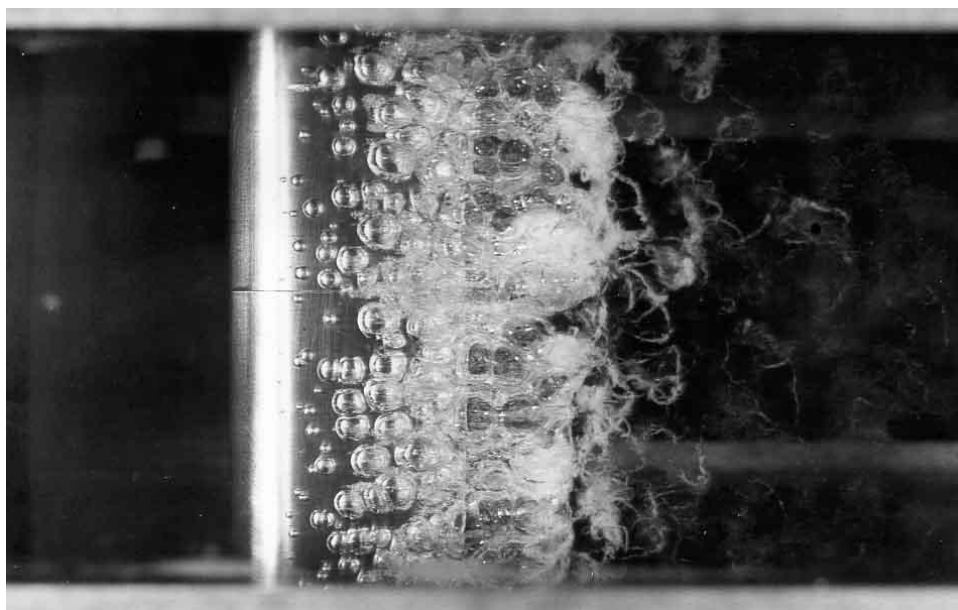


Figure I.1 : Exemple de cavitation sur un profil [3]

L'introduction d'une formulation adimensionnelle a permis à [2] d'exprimer l'influence de divers paramètres sur le comportement de la bulle à travers l'expression de trois nombres adimensionnels : le nombre de Reynolds, celui de Weber et le nombre de cavitation. Le nombre de Reynolds a été repris sous une forme plus complète permettant ainsi d'analyser l'influence de la plupart des paramètres qui composent l'équation de mouvement d'une bulle dans un fluide incompressible. Ont étudié l'écoulement cavitant avec la nucléation des bulles à travers une tuyère convergente-divergente.

Le Venturi correspond généralement à la mesure des débits en écoulement monophasique. Son étude dans le cas d'un écoulement à bulles permet de visualiser l'effet des angles convergent et divergent (à travers le rayon adimensionnel β du Venturi) sur les paramètres du mélange.

I.1 Description du phénomène cavitation

I.1.1 Définition de cavitation

On appelle « cavitation » (qui vient du mot « *cavus* » ce qui signifie « trou »), l'apparition de bulles de gaz et de vapeur dans un liquide soumis à une dépression. Lorsque cette dépression est suffisamment élevée, la pression peut devenir inférieure à la pression de vapeur saturante, et une bulle de vapeur est susceptible de naître (figure I-2)

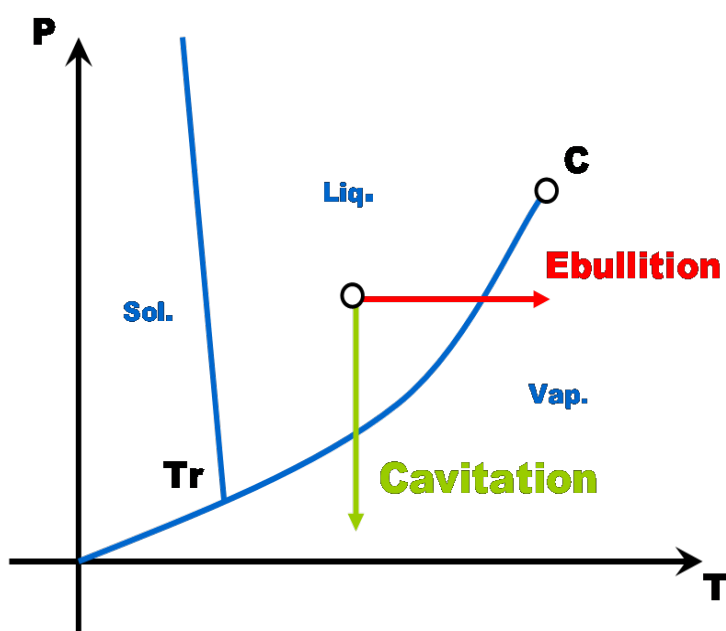


Figure I.2 : Diagramme pression-température de l'eau présentant la cavitation [3].

La cavitation est le phénomène selon lequel un fluide passera de la phase liquide à la phase gazeuse sous l'effet de la pression (Brennen, 1995) [3]. Lorsqu'un fluide, à une température donnée voit sa pression diminuer sous sa pression de vapeur, la cavitation peut apparaître. Pour un fluide sans impureté, la cavitation apparaîtra lorsque la différence entre la pression de vapeur et la pression du liquide créera de microscopiques vides, appelés nucléis, qui sous l'effet de la pression, deviendront des bulles de plus grandes dimensions ayant la phase gazeuse du fluide comme composant.

Le type de cavitation décrit plus haut se nomme cavitation homogène puisqu'il n'y a aucune impureté dans le fluide. En pratique par contre, la cavitation homogène est très rare, surtout en ingénierie. On parle plutôt de cavitation hétérogène dans laquelle la cavitation est amorcée par des arêtes vives de la géométrie, de petites particules en suspension ou par des gaz non dissouts, présents dans pratiquement tous les liquides et qui jouent le rôle du nucléi. Lorsque la pression passe sous la pression de vapeur, les bulles s'amorcent sur ces nucléis, il n'est donc pas nécessaire de créer un vide comme dans le cas de la cavitation homogène ce qui fait qu'en pratique, la cavitation apparait beaucoup plus facilement que pour un liquide pur. Plus il y aura de nucléis, plus il y aura de bulles qui seront formées [4].

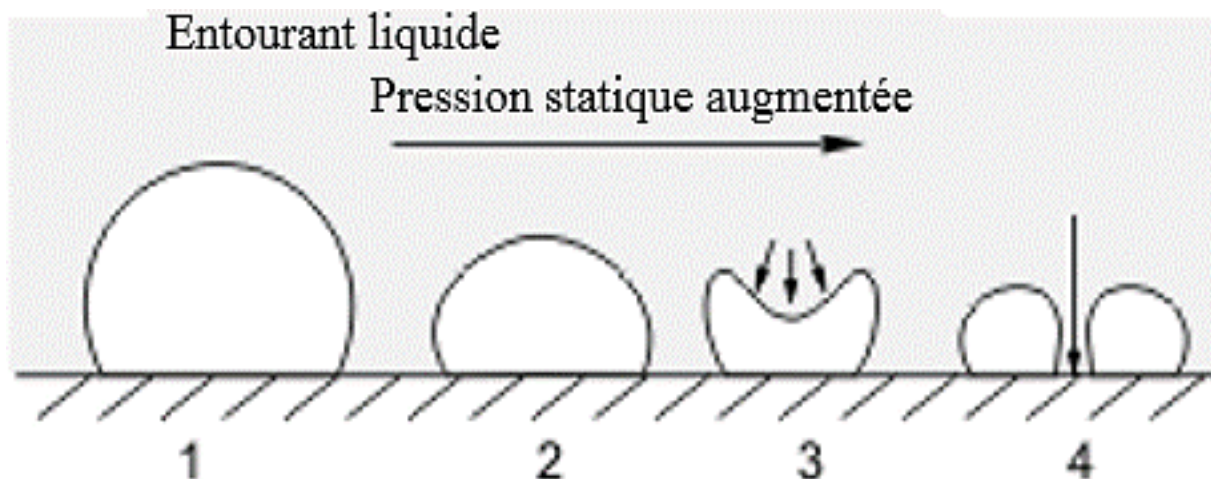


Figure I.3 : Développement du micro jet lors de l'implosion d'une bulle de vapeur à proximité d'une paroi solide [4]

I.1.2 Origine de La Cavitation :

La dépression peut avoir trois origines différentes connues à ce jour :

- Elle peut être liée à un écoulement de liquide à forte vitesse, par exemple par effet venturi, ou bien au voisinage d'une pale dans une pompe ou encore sur une hélice de bateau ou de sous-marin. En effet, une zone de forte vitesse dans un fluide correspond à une faible pression (le théorème de Bernoulli).
- On parle de cavitation hydrodynamique, découverte en 1917 par Lord Rayleigh. Cela se traduit par exemple par un sillage de bulles, ainsi que par l'apparition d'une couche de vapeur accrochée à une pale (là où la dépression est la plus forte, c'est-à-dire à l'extrados ; attention toutefois, la bulle souvent observée n'est généralement que de l'air entraîné depuis la surface, et non de la cavitation : c'est le phénomène de ventilation, quand l'hélice est proche de la surface).
- Elle peut être liée aux variations de densité d'un liquide soumis à une onde acoustique, en général des ultrasons de puissance. On parle alors de cavitation acoustique.
- Elle peut être liée à une exposition à une forte énergie lumineuse. On parle alors de cavitation optique.



Figure I.4 Cavitation créée expérimentalement par une hélice dans un tunnel d'eau [4]

I.1.3 Les type de cavitation :

La classification de la cavitation, On distingue deux catégories principales :

- La cavitation attachée aux parois
- La cavitation connectée par l'écoulement

I.1.3.1 Cavitation à poche attachée :

La figure I.5 montre une cavitation attachée sur l'extrados d'un profil isolé sous forme de poche de vapeur. A cause de l'accélération de l'écoulement au voisinage du bord d'attaque, une zone de dépression se crée en obligeant le liquide à se vaporiser dans cette région.

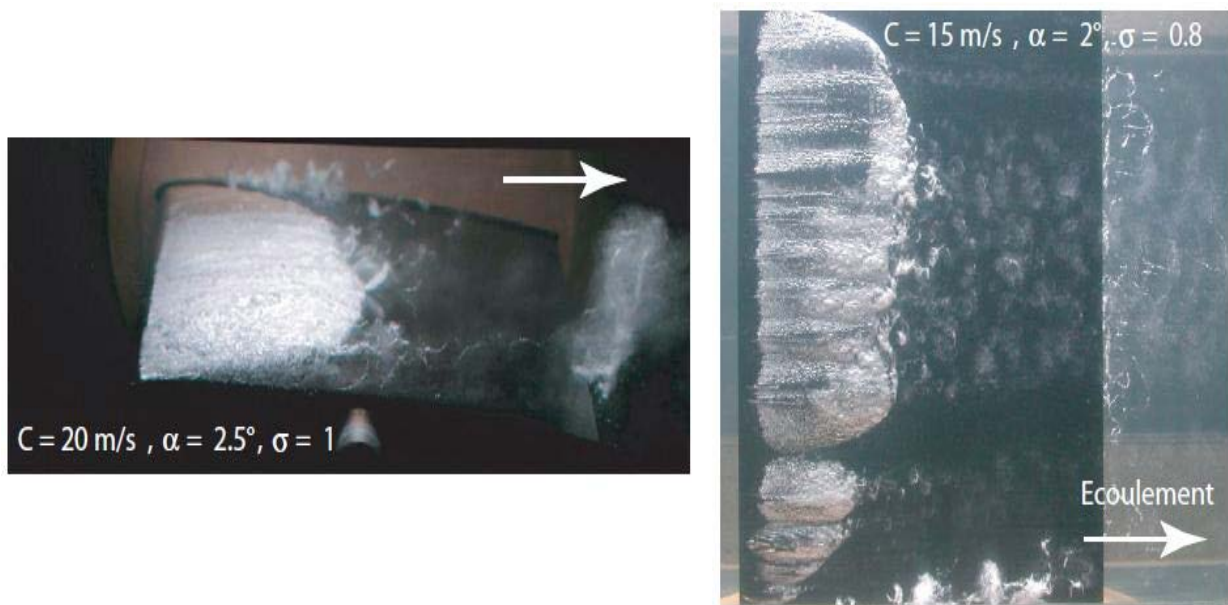


Figure I.5 : Développement de la cavitation à poche attachée sur l'extrados du profil 2D [4].

Dans le cas où la poche se referme sur l'extrados du profil on dit qu'elle est partielle. Cependant on parle de super cavitation quand la poche s'étend au-delà du bord de fuite. L'interaction complexe de la poche avec l'écoulement liquide engendre des cavités transitoires qui sont connectées par l'écoulement et qui implosent dans les zones de recompression [4].

I.1.3.2 Cavitation à bulles connectées :

Une illustration de la cavitation à bulles connectées, dans le cas d'un écoulement autour d'un profil 2D à faible incidence, est présentée sur la figure I.6. Ce type de cavitation se manifeste sous forme de bulles séparées prenant naissance dans les zones de dépression. Ces bulles croissent en évoluant sur le profil puis implosent dans les zones où la pression devient supérieure à la pression de vapeur saturante. On rencontre ce type de cavitation sur les aubes des propulseurs marins et des turbines lorsque l'écoulement est adapté. Les différents mécanismes d'apparition des bulles sur un profil isolé [11].

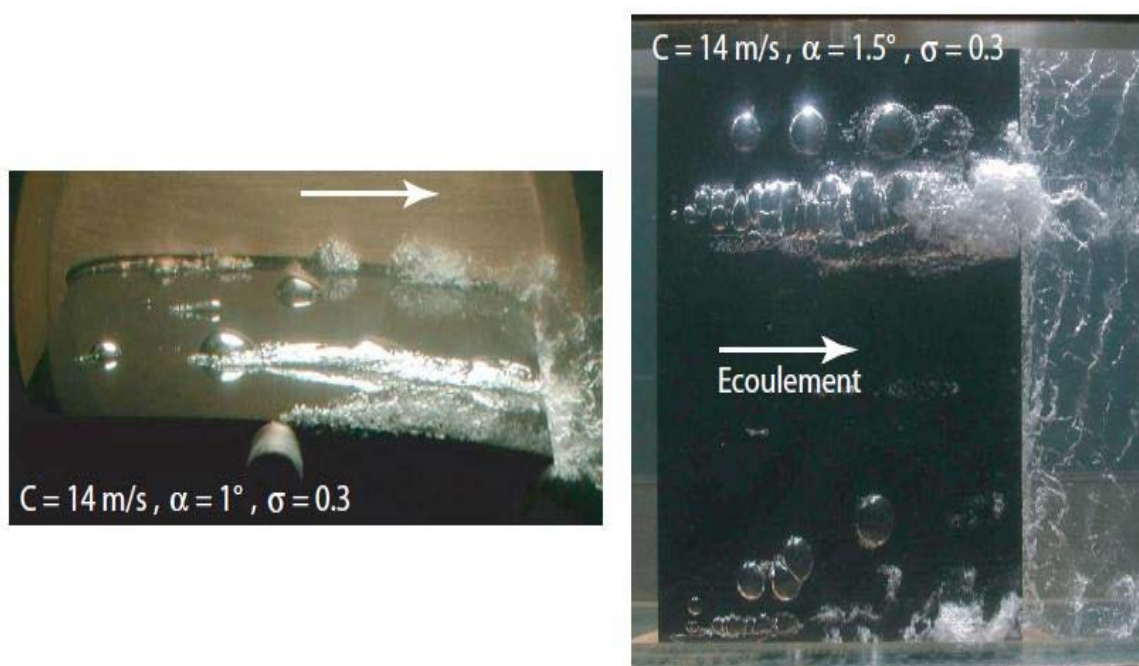


Figure I-6 : Développement de la cavitation à bulles sur l'extrados du profil 2D [4].

I.1.3.3 La cavitation par bulles isolées :

Ce type de cavitation apparaît dans les zones de basses pressions et de faibles gradients de pressions. Elle est le résultat de l'apparition et le grossissement rapide de germes de cavitation dans l'écoulement. Ces bulles disparaissent ensuite en implosant lorsque l'écoulement les a connectées dans des zones de pressions plus importantes.



Figure I.7 : Cavitation par bulles isolées [4]

I.1.3.4 La cavitation par filaments tourbillonnaires :

Ce phénomène résulte de la dépression présente dans les zones de forte vortécité de l'écoulement. On la retrouve principalement en bout de pale, où les cisaillements sont importants.



Figure I.8 : Cavitation par filaments tourbillonnaires [4]

I.1.3.5 Cavitation de vortex :

La cavitation de vortex peut être attachée ou connectée. Elle se produit, dans tous les cas, sous l'effet de la dépression au cœur des tourbillons. La figure I.9 présente ce type de cavitation dans différentes configurations expérimentales :

- Les tourbillons de Von Karman cavitants : Ces tourbillons se forment dans le sillage des profils hydrodynamiques. Ils prennent naissance sur le corps solide et sont convectés par l'écoulement d'une façon alternée ;
- Le tourbillon marginal cavitant : Ce type de cavitation prend naissance à l'extrémité des ailes d'envergure finie (ex. pales d'hélice). Le tourbillon marginal cavitant se caractérise par sa remarquable stabilité. Son intensité se conserve, souvent, sur de très longues distances en aval du plan porteur ;
- La torche de cavitation : Ce type de cavitation se forme au cœur du tourbillon de sortie des turbines hydrauliques (Francis, hélice) en s'attachant au moyeu de la roue. Pour les grandes valeurs de débit (supérieures au débit nominal), la torche prend une forme axisymétrique avec des modes de fluctuations axiaux. En revanche, pour les petites valeurs du débit, la torche prend une forme de spirale divergente tournant dans le même sens que la roue avec une vitesse d'environ $1/3$ de celle de la roue. La torche de cavitation constitue la source principale des fluctuations de pression dans une turbine hydraulique et des instabilités de fonctionnement [4].

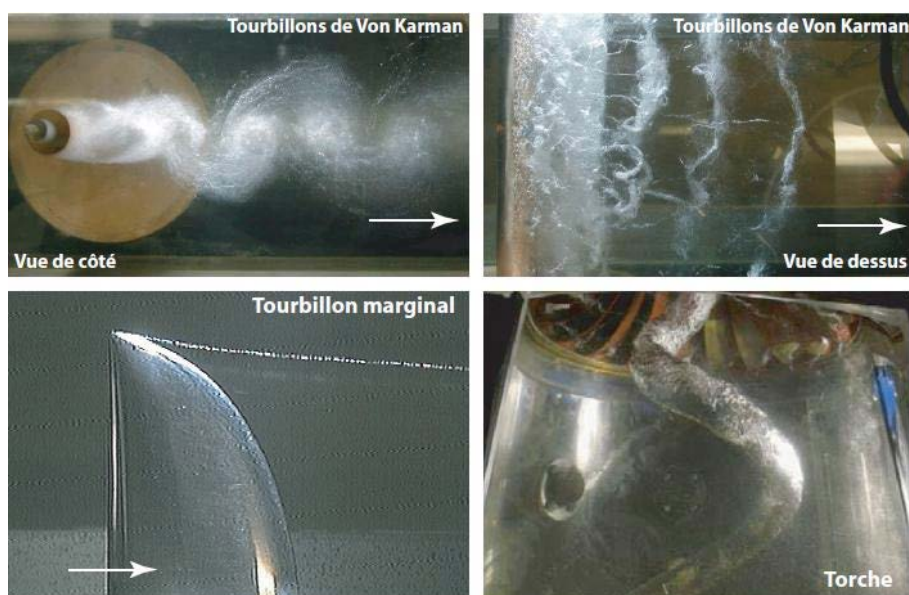


Figure I.9 : La cavitation de vortex [4]

I.2 Effets de cavitation :

Dans les applications industrielles, on cherche à limiter la cavitation pour plusieurs raisons. Il existe un risque important que les ondes de chocs attaquent la matière. La figure II.10 présente la phase d'implosion d'une bulle sur un profil isolé. La cavitation, d'enveloppée dans une machine hydraulique, s'accompagne également d'une chute des performances de la machine, d'une génération de vibrations de la structure mécanique et d'une émission sonore contraignante [4].

I.2.1 Perte de rendement :

En premier lieu, la cavitation diminue le rendement mécanique des systèmes. Ainsi, par exemple dans le cas d'une hélice de bateau, l'apparition de ces bulles d'air 'décolle' le filet d'eau autour de l'hélice, diminuant significativement son efficacité (figure. I.10) [5].



Figure I.10 : Apparition de bulles de cavitation sur les pales d'une hélice [5].

I.2.2 Bruit :

On a vu que l'implosion des bulles de cavitation était source de bruit, ce qui peut représenter une gêne dans certaines applications où une discrétion maximale est recherchée (sous-marins).

I.2.3 Détérioration :

Enfin, ces implosions au voisinage des éléments métalliques entraînent dans le temps un endommagement des surfaces (fig. I.11).

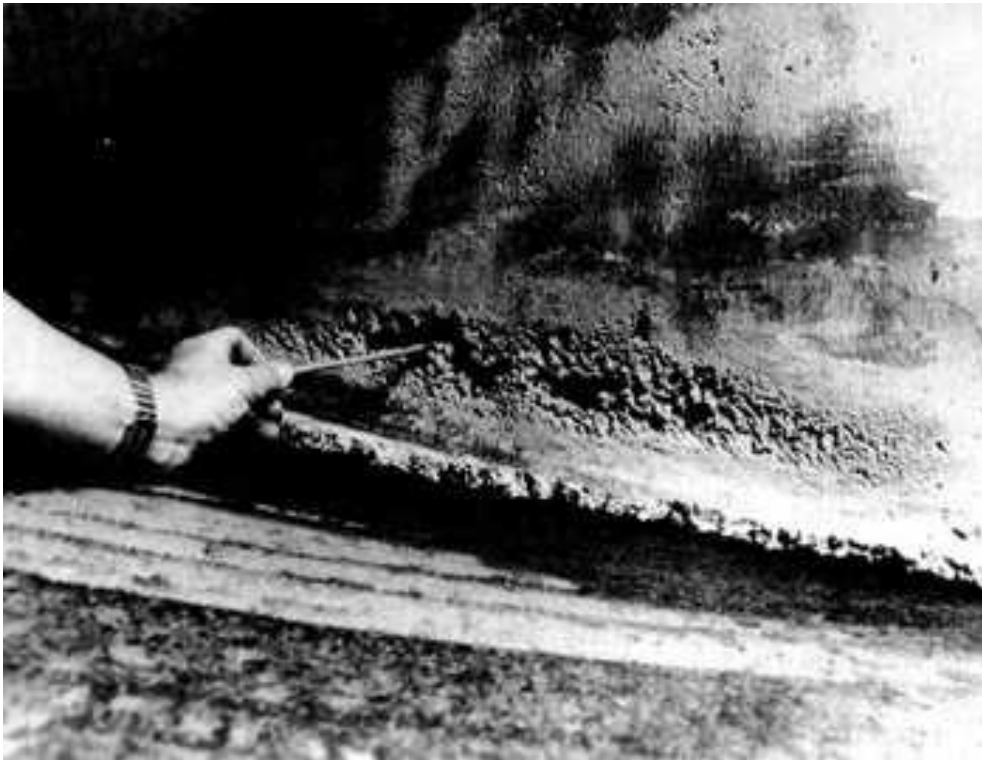


Figure I.11 : Détérioration de pièces mécanique soumises à une exposition prolongée à la cavitation [5].

Malgré ses aspects négatifs, la cavitation trouve des applications dans les procédés Industriels qui nécessitent la concentration d'énergie sur des domaines restreints. On citera par exemple [4] :

- le nettoyage des surfaces par jets cavitants ;
- la dispersion de particules dans les liquides ;
- la destruction de cellules vivantes et de bactéries ;

I.3 Venturi cavitants :

Un venturi cavitant est constitué d'une section convergente (buse), une section courte et droite de col, et une section divergente (diffuseur), comme l'illustre la Figure I.12, Les venturis cavitants sont des dispositifs très simples de contrôle des flux. Ils sont utilisés dans diverses applications industrielles.

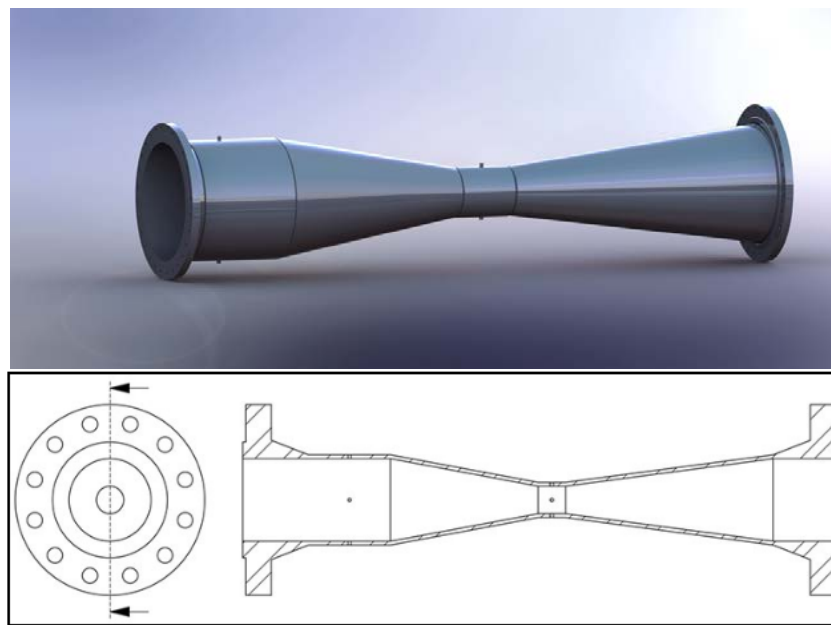


Figure I.12 : Représentation schématique d'un venturi [4]

Un venturi cavitant peut remplacer les complexes et coûteux systèmes de contrôles tels que les servo-vannes en raison d'un certain nombre d'avantages comme la simplicité, le faible coût et poids, l'absence de pièces mobiles, la haute fiabilité et la longue durée de vie. Il est également montré que, en appliquant un coefficient de décharge (ou de débit) et en utilisant uniquement la pression en amont, un venturi cavitant peut être utilisé comme un débitmètre avec un degré élevé de précision dans une large gamme de débit massique [6].

Lors du passage d'un liquide à travers une section convergente, sa vitesse augmente selon la loi de Bernoulli. Par conséquent, la pression diminue en même temps jusqu'à ce qu'elle atteigne la pression de vapeur du liquide. A ce moment, la cavitation commence à se produire au niveau du col du venturi et un mélange liquide-vapeur est obtenu sous forme d'un écoulement à bulles dans cette région.

Il est montré que la vitesse du son dans le mélange eau-vapeur est beaucoup plus faible que dans une substance pure. Par exemple, la vitesse du son à la température ambiante est environ 430 m/s dans la vapeur, et environ 1420 m/s dans l'eau pure alors que la vitesse du son dans un mélange eau-vapeur est aussi faible que quelques dizaines de mètres par seconde [7].

Lorsque la pression en aval, p_{out} , est inférieure à environ 0.8 la pression en amont, p_{in} , la cavitation se produit et la vitesse du fluide atteint la vitesse sonique. Par conséquent, l'écoulement à l'intérieur du venturi est laminé (étranglé). En outre, la diminution de la pression en aval ne permettra aucune augmentation du débit massique, et le débit devient indépendant de la pression en aval. Ainsi, le principal avantage d'un venturi cavitant est de fournir un débit constant sous une variation de la pression en aval. Ils peuvent être également utilisés comme des débitmètres très précis en imposant le coefficient de décharge et en mesurant uniquement la pression en amont [8-9].

Dans de nombreuses applications, seulement une très petite quantité d'écoulement de fluide est permise, à savoir quelques grammes par seconde. Un exemple est l'alimentation en quantité appropriée de carburant dans les systèmes d'injection de carburant des moteurs. Dans ces cas, les venturis avec une petite zone de col seraient de très bons candidats, ce qui donnerait une quantité constante de carburant indépendamment de la variation de la pression dans la chambre de combustion. En raison de la petite zone du col, des problèmes liés aux effets visqueux et aux pertes par frottement peuvent affecter les performances des venturis [8-9].

I .4 Historique des travaux dans le domaine des venturis :

Dans toute étude, il est indispensable de s'attarder sur les travaux antérieurs en relation avec le sujet traité. L'étude d'antériorité bibliographique, réalisée dans le cadre de ce mémoire, vise à exposer et analyser les progrès scientifiques et techniques réalisés dans le domaine des venturis.

Randall (1952) a été l'un des pionniers chercheurs à travailler sur les venturis cavitants. Il a expliqué leurs principes de fonctionnement et les détails de leur construction [10].

Thang et Davis (1981) ont étudié la distribution de la pression dans un mélange air-eau s'écoulant verticalement à travers des venturis en utilisant des rapports de 3.16 et 7.11 de la zone de contraction avec des variations de l'angle de convergence et divergence. Les

conditions d'écoulement donnaient un écoulement à bulles et couvraient une gamme de fractions de volume du gaz à la gorge entre 0.2 et 0.6. En supposant un écoulement isotherme avec un mouvement relatif entre les phases, l'équation unidimensionnelle a été résolue. Ils ont aussi développé une analyse pour prédire l'élévation de la pression à travers une onde de choc. Les mesures de la pression statique ont été obtenues pour 8 ensembles de venturis et ont été comparées aux prédictions théoriques. Les résultats ont montré que l'équation de mouvement considérant un rapport constant de la vitesse avec des propriétés normalisées sur la pression sonique du col pourrait prédire avec une bonne précision la pression dans le convergent, tandis qu'en aval du col, la présence d'une onde de choc à deux phases donnait une bonne description générale de l'élévation de la pression dans les écoulements supersoniques.

Ungar. (1994) a étudié les performances des venturis cavitants sous un faible sous-refroidissement à l'entrée. Ils ont constaté que lorsqu'un venturi fonctionne en son mode non étranglé, si la pression en aval est diminuée, un débordement peut se produire. La condition de débordement a un mode d'hystérésis et persistera jusqu'à ce que la pression en aval est réduite à une valeur beaucoup plus faible.

Ungar et Mal (1994) ont également étudié des géométries alternatives pour atténuer la condition de trop-plein en plaçant une marche dans la région du col des venturis cavitants utilisés dans le système de contrôle thermique d'une station spatiale libre [11].

Liou. (1998) ont mené des tests de performance sur de petits venturis cavitants sous un faible sous-refroidissement à l'entrée. Leurs tests ont été effectués sous des conditions d'écoulement étranglé, de débordement, et de récupération [12].

Pour la détermination des coefficients de refoulement, Han *et al.* (1998) ont conçus 13 tubes de venturis en se basant sur le critère de similarité et la méthode d'étalonnage pratique. Les dimensions et le profil des tubes de venturi suivent strictement les règles stipulées dans la norme ISO 5167. Les étalonnages ont été effectués individuellement sur une plate-forme d'écoulement d'eau à grande échelle. Les résultats expérimentaux ont montré une bonne cohérence entre les coefficients de refoulement dans les 13 tubes de venturi.

Sur la base de la théorie de la mécanique des fluides et une optimisation expérimentale, Wang et Zhang (1999) ont développé un dispositif de mesure du débit d'air critique avec une faible chute de pression en remplacement aux dispositifs à orifices critiques déjà commercialisés.

Ces venturis peuvent être utilisés dans l'étude de la qualité de l'air et pour le control avec précision du débit des gaz.

Johnson *et al.* (1999) ont identifié un nouveau mécanisme qui peut affecter le coefficient de refoulement des écoulements critiques dans les tuyères. En particulier, il a été démontré que les effets de relaxation vibratoire sur le coefficient de décharge influencent significativement le coefficient de refoulement de certains gaz dans les écoulements critiques dans les venturis. ce phénomène explique pourquoi pour certains gaz, comme le dioxyde de carbone, montrent des caractéristiques de calibration qui diffèrent significativement d'autres gaz come l'azote, l'oxygène, l'hydrogène, l'argon, l'hélium ou l'hydrogène. Ils ont développé un modèle mathématique afin de prédire ce comportement, et les effets vibratoires non équilibrés ont été validés par deux essais indépendants [13].

Sherwood (2000) a réalisé des simulations des fluctuations de pression dues au passage d'un bulle dans un venturi. La vitesse, supposée irrationnelle, est calculée par la technique d'intégrales de frontière pour un écoulement parfait. et de la sortie sont constante et uniforme à travers ce pipe. La vitesse du liquide à l'entrée du venturi est supposée constante et uniforme le long de sa longueur. La bulle est initialement en amont du venturi et se déplace avec une vitesse égale à celle du liquide. Si la bulle est suffisamment petite pour négliger les interactions avec les parois du venturi, un simple modèle unidimensionnel pour la vitesse de la bulle est bon accord avec les calculs de l'intégrale de frontière. La pression différentielle (considéré comme étant positif) diminue lorsque la bulle pénètre dans le convergent du venturi, puis augmente jusqu'à une valeur supérieure à celle pour du liquide seul. Les variations peuvent être estimées en utilisant le modèle unidimensionnel, si la bulle est petite. La bulle est initialement sphérique (en raison de la tension superficielle), mais est-elle perturbée par la basse pression à l'intérieur du col. En absence de viscosité, la bulle oscille après avoir quitté le venturi. Les oscillations e la bulle sont semblables en fréquence à celles d'une bulle dans un fluide sans frontières. La fréquence des oscillations de monopôles est modifiée par la présence des parois du tube. Les résultats numériques pour la fréquence des oscillations de monopôles d'une bulle dans un tube uniforme de longueur infinie sont en bon accord avec les prédictions analytiques, de même que la dérive calculée de la bulle oscillante.

Ishimoto et Kamijo (2003) ont présenté une simulation numérique pour la détermination des caractéristiques fondamentales de l'écoulement 2D cavitant de l'hélium liquide à travers un

canal venturi à proximité du point lambda. Tout d'abord, les équations de l'écoulement cavitant de l'hélium liquide sur la base du modèle multi-fluide instationnaire en absence d'équilibre thermique en coordonnées curvilignes ont été présentées. Ensuite, plusieurs caractéristiques de l'écoulement ont été numériquement calculées en tenant compte de l'effet de la superfluidité. Sur la base des résultats numériques, la structure bidimensionnelle de l'écoulement cavitant de l'hélium liquide à travers un canal de venturi a été représentée en détail. Il a été constaté que la génération contre-courant de super fluide contre l'écoulement normal du fluide basé sur l'effet thermomécanique a été visible dans la grande région de la fraction volumique en phase gazeuse où le changement de phase liquide-gaz se produit activement. En outre, il a été précisé que le mécanisme de transition de phase de He I à He II provoquée par la diminution de la température est due au manque de la chaleur latente de vaporisation de la phase liquide [13].

Sun et Azzopardi (2003) ont étudié le développement et la séparation de la couche limite dans un venturi du diffuseur vers l'unité complète. Les pertes de pression calculées ont été comparées avec les données de la littérature pour une gamme de pression du système. Le modèle complet de couche limite donne de bonnes prédictions des pertes de pressions pour les venturis de Pearce-Anthony à des pressions élevées comparé aux autres modèles. La sensibilité du modèle aux valeurs correspondant a été déterminée. Les valeurs exactes des paramètres de la couche limite initiale et leurs variations en fonction de la pression du système ont été identifiées.

Ulas (2006) a conçu un dispositif expérimental pour vérifier que les venturis cavitants peuvent délivrer les débits de nécessaires de carburant et de comburant. Il a utilisé deux techniques pour pressuriser le système : dans la première méthode, l'azote gazeux sous pression est utilisé, et dans la seconde méthode, les gaz de combustion à haute pression produits par un générateur de gaz à propergol solide est utilisée. Les débits massiques transitoires ne pouvaient pas être mesurés en utilisant des procédés classiques en raison de la courte durée des essais d'eau. En revanche, la moyenne des débits massiques est calculée. Les résultats vérifient que les venturis cavitants conçus peuvent en effet prévoir les débits massiques souhaités.

Barre. (2009) ont effectué des études expérimentales et numériques pour analyser les écoulements cavitants et décrire les structures de l'écoulement diphasique dans des géométries

de venturi. Des mesures à l'aide de double sonde optique ont été effectuées et des méthodes spéciales de traitement des données ont été développées pour estimer la fraction de vide et les champs des vitesses pour les écoulements d'eau froide. En appliquant une méthode de calcul développée précédemment par les auteurs sur la base du code Fine TM/Turbo, plusieurs calculs en régime stationnaire ont été effectués dans des écoulements cavitants d'eau froide. Des analyses locales et globales basées sur des comparaisons entre les résultats expérimentaux et numériques ont été proposées.

Le concept pour lequel le glissement de la couche externe du nuage de cavité avance vers son centre pour la cavitation ultrasonique est utilisé pour calculer la chute de pression et les frontières du nuage de cavité au stade de glissement des bulles pour l'écoulement cavitant dans un venturi a été utilisée par Xiaodong *et al.* (2009). La simulation numérique a été réalisée sur la base des équations de Gilmore de la dynamique des bulles, qui tiennent compte de la compressibilité du fluide en plus de la viscosité et la tension interraciale. Le glissement du nuage de cavité est considéré pour procéder couche par couche du nuage externe vers la partie interne. Les résultats de la simulation indiquent que les frontières calculées du nuage de cavité au stade du glissement s'accordent avec celles de l'expérience. Ils ont trouvé aussi que le glissement maximum de pression du nuage de cavité est aussi élevée que celle de la frontière externe, et elle est située à un point sur l'axe où le nuage de cavité disparaît complètement.

Goncalves. (2010) ont développé un solveur RANS d'un fluide compressible multiphasique pour étudier les écoulements cavitants turbulents. L'interaction entre la turbulence et les structures diphasiques est complexe et mal maîtrisée. Ceci constitue un point critique pour simuler avec précision les comportements instables de la cavitation. [16] Ils ont étudié différents modèles de l'équation de transport de la turbulence. Les résultats numériques ont été donnés pour une géométrie d'un venturi et des comparaisons ont été réalisées avec les données expérimentales [14].

Mcleod. (2010) ont utilisé trois géométries d'orifices venturi pour donner le point de mélange passif des solutions sursaturées de lactose. Ce qui permet l'étude de différents facteurs associés avec la caractérisation du processus de mélange, à savoir la cavitation, l'énergie dépensée, le nombre de Reynolds et la formation de tourbillons. Une forte relation a été constatée entre le nombre de tourbillons créés dans le système et le taux de nucléation. Il est

considéré que les tourbillons diminuent la distance nécessaire pour la diffusion des molécules dans le système, augmentant ainsi la vitesse à laquelle ils peuvent se réunir pour former un noyau stable.

Hollingshead. (2011) ont obtenu une relation entre le nombre de Reynolds et le coefficient de refoulement d'un venturi en résolvant les équations RANS en régime stationnaire. Les coefficients de refoulement ont été également obtenus dans le but de valider les résultats numériques. L'étude s'est focalisée sur bas nombres de Reynolds communément associés avec le transport de fluides visqueux par pipeline. Cependant, des nombres de Reynolds élevés ont aussi été considérés. Les résultats ont montré que, à bas nombres de Reynolds, les coefficients de refoulement diminuent rapidement avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour le venturi, le cône V et les débitmètres [14].

Gajan. (2013) ont étudié expérimentalement la réponse d'un venturi de mesure soumis à écoulement annulaire diphasique où la phase liquide contient simultanément de l'eau et de l'huile. Dans une première étape, la structure du film liquide est décrite à partir d'observations visuelles en utilisant des enregistrements vidéo à haute vitesse. La relation entre les deux liquides à l'intérieur de la structure du film est améliorée. Les phénomènes d'inversion décrits dans la littérature ont été observés pour une fraction donnée de l'eau dans la phase liquide (coupe d'eau). Dans une deuxième étape, l'analyse de la pulvérisation du liquide à l'intérieur du venturi est présentée. Aucune vaporisation préférentielle de l'un des deux liquides n'est observée. Les résultats obtenus montrent clairement l'influence de la coupe de l'eau sur le taux d'atomisation et confirment l'influence du phénomène d'inversion. Ils indiquent également la relation entre le procédé d'atomisation et l'écart dans le débit massique du gaz déduit des mesures de pression différentielle.

Singhal et Parveen (2013) ont conçu et fabriqué un dispositif de restriction d'écoulement pour être monté sur un véhicule de course. Conformément aux réglementations de la compétition, une restriction circulaire de 20 mm de diamètre doit être placée dans le système d'admission entre la valve papillon et le moteur et tout le débit d'air du moteur doit passer par la restriction. Etant donné que le débit massique maximal est maintenant un paramètre fixe en raison de l'étranglement, le but est de permettre au moteur d'atteindre un débit massique maximum avec un minimum de traction du moteur. La différence de pression entre l'atmosphère et la pression créée dans le cylindre doit être minimale, de sorte que le débit d'air

soit maximal dans le moteur à tout moment. Les résultats des simulations de l'écoulement à l'aide de Solid Works ont montré que les valeurs optimales des angles des convergent et divergent du venturi sont respectivement égales à 18 et 6°.

Liu *et al.* (2014) ont donné les détails des les caractéristiques de l'écoulement et les pertes de pression dans un venturi alimenté d'un mélange gaz-charbon sous de hautes pressions et concentrations. Des séries de tests considérant l'écoulement du gaz seul et l'écoulement du mélange gaz-charbon à travers un venturi ont été effectuées, et les répartitions de la pression, du rapport de la charge volumétrique et de la vitesse superficielle du gaz ont été obtenues et comparées. Les résultats montrent qu'une forte diminution du rapport de pression statique et du chargement volumétrique charge a été observée à l'intérieur du venturi. Le pourcentage de diminution de la pression dans le diffuseur est le plus faible ($\leq 20\%$). Pour une même vitesse du gaz de au niveau du col, la vitesse d'admission du mélange gaz-charbon est inférieure à celle de l'écoulement du gaz seul, tandis que la vitesse de sortie du gaz est plus élevée. En outre, la variation de la vitesse du gaz au niveau du col est remarquable, ce qui indique un transfert d'énergie plus important avec la présence de particules. La chute de pression du mélange gaz-charbon augmente avec l'augmentation de la vitesse superficielle du gaz, le rapport du chargement volumétrique et de la densité du gaz. En plus, des modèles permettant de donner les pertes de pression avec une déviation inférieure à 25% ont été élaborés à l'aide d'une méthode d'analyse de régression mathématique [15].

Tian. (2014) ont réalisé et testé un venturi cavitant avec une géométrie variable. Les débits massiques ont été examinés pour différentes pressions en amont et en aval et différentes positions de l'aiguille. Les résultats expérimentaux ont montré que le débit massique est indépendant de la pression en aval lorsque le rapport de la pression en aval à la pression amont est inférieur 0.8. Le coefficient de décharge est fonction de la course de l'aiguille, alors que les pressions en amont et en aval ont peu d'influence sur le coefficient de décharge. Le dispositif conçu peut dynamiquement contrôler et mesurer le débit massique en déterminant la course de l'aiguille et la pression en amont [15].

Xiong. (2014) ont exploré les caractéristiques de l'écoulement du gaz humide dans un venturi à long col sur la base des conditions d'exploitation d'un champ pétrolier et gazier en Chine. La configuration étudiée est d'un diamètre intérieur de 50 mm, un rapport de diamètre de 0.4 et une longueur du col de 50 mm. Le modèle DPM et le modèle eulérien ont utilisé pour la

simulation du gaz humide, alors que le modèle RSM a été utilisé pour prendre en considération pour simuler les effets de la turbulence. Les résultats numériques montrent que la pression différentielle dans la section convergente du venturi en utilisant le modèle DPM est inférieure à celle obtenue à l'aide du modèle eulérien. Cependant, les pressions différentielles dans la section divergente sont analogues en utilisant les deux modèles. En conclusion, le modèle eulérien est plus approprié pour la prédiction des écoulements de gaz humide.

Peng (2014) ont utilisé une technique de tube venturi cavitant pour la génération des bulles pico et nano dans une colonne de flottation du charbon. Les résultats des tests ont montré qu'un volume maximum de bulles pico et nano, 65-75%, et une taille minimale de bulles pico et nano, 150-240 nm, ont été obtenus pour un rapport du diamètre de sortie du venturi au diamètre du col (3-4), un angle moyen de sortie (11-13°), un angle élevé d'entrée (26-27°) et rapport élevé de la longueur du col à son diamètre (2.3-3). Le pourcentage optimal de bulles pico et nano était d'environ 70%, ce qui produit une récupération maximale du combustible de 86% avec une teneur en cendres de charbon de 11.7%.

Monni. (2014) ont étudié expérimentalement l'écoulement annulaire vertical à deux phases à travers un débitmètre venturi en vue d'une simulation expérimentale des accidents nucléaires caractérisés par une très forte fraction de vide. Les chutes de pression entre la section d'entrée et le col et entre l'entrée et la sortie (pertes de pression irréversibles) ont été mesurées et analysées. La qualité de l'écoulement peut être évaluée avec une précision de 5 % et les débits massiques de l'air et de l'eau peuvent être estimés avec une précision supérieure, respectivement à 2 % et 30 %.

Abdulaziz (2014) a mené des tests sur un petit venturi en variant les conditions en amont, au niveau du col et en aval. Un modèle pour la fraction de vide de la vapeur d'eau a été proposé et validé par une analyse détaillée des images du processus de cavitation. Les résultats expérimentaux et ceux du modèle montrent que la cavitation se produit au col pour un rapport de pression critique (pression en aval / pression en amont). Pour un rapport de pression inférieur au rapport de pression critique, le débit massique est étranglé donnant une augmentation de la formation de la vapeur dans la partie divergente du venturi. L'analyse des images montre clairement la formation de vapeur à partir du col jusqu'au milieu de la partie

divergente du venturi. Des traces de vapeur ont observées à la sortie du venturi où les conditions thermodynamiques ne peuvent pas maintenir l'existence de bulles de vapeur.

Wang. (2014) ont développé et étudié numériquement un nouveau type de réacteur venturi-éjecteur pour pallier à l'insuffisance de la réaction chimique dans le réacteur à cuve agitée du système de purification du phosphore jaune. Les résultats montrent que la valeur absolue de la pression de vide de l'écoulement monophasique est inférieure à celle de l'écoulement diphasique dans les mêmes conditions de fonctionnement, ce qui indique que l'écoulement diphasique a une capacité d'aspiration élevée [15].

Bertoldi (2015) ont monté un banc d'essais pour étudier l'écoulement d'un mélange binaire dans un venturi. L'effet de la concentration du composant volatile dans la phase liquide sur la distribution axiale de la pression statique est discuté. Une section d'essai transparente a permis de visualiser l'écoulement diphasique dans le Venturi grâce à une visualisation à haute vitesse et une évaluation quantitative du champ des vitesses a été réalisée à l'aide de la PI). Les résultats expérimentaux générés pour les mélanges de R134a (composant volatile) et l'huile de lubrification POE ISO 10 (composant non volatile) ont montré que la viscosité de la phase liquide a un effet important à la fois sur la chute de pression au niveau du col et sur la récupération de la pression dans la section divergente. Cette dernière est directement proportionnelle à la concentration du réfrigérant dans la phase liquide. L'analyse visuelle des bulles de cavitation a révélé que l'apparition d'un écoulement diphasique dans le col et en aval de celui-ci est très sensible aux changements des conditions d'écoulement, qui évoluent rapidement dans un mélange écumeux homogène lorsque la chute de pression au dépasse une certaine limite.

Bertoldi. (2015) ont étudié une buse Venturi, opérant principalement dans des conditions critiques, et en forme conformément à la recommandation de la norme ISO 9300, a été sélectionnée pour la présente étude. L'écoulement dans la buse a été étudié numériquement pour une large gamme de nombres de Reynolds et de contre-pressions. Les résultats pour un nombre de Reynolds ont été validés expérimentalement, en faisant une comparaison directe entre le numérique et les données expérimentales. L'écoulement visqueux compressible et instationnaire a été simulé à l'aide d'un code développé par les auteurs. Le volet expérimental utilise la visualisation et les mesures de pression pour analyser l'écoulement. Des phénomènes

instationnaires importants ont été découverts, ce qui conduit dans certains cas à une diminution du débit moyen et des fluctuations dans le coefficient [16].

Ashrafizadeh et Ghassemi (2015) ont étudié expérimentalement et numériquement des venturis cavitants de petite destinés à la régulation du débit massique. Les effets des pressions en amont et en aval, ainsi que des paramètres géométriques, tels que le diamètre du col, sa longueur, et l'angle du diffuseur sur le débit massique et le rapport de pression critique ont été étudiés. Pour l'acquisition de données expérimentales, trois venturis cavitants avec des diamètres de col de 0.7, 1 et 1.5 mm ont été réalisés et testés. Les venturis réalisés ont été testés sous différentes pressions en amont et en aval, afin de mesurer leur débit massique à la sortie et obtenir leurs courbes caractéristiques. L'écoulement à l'intérieur des venturis cavitants a été également simulé numériquement. Les résultats numériques ont montré un accord avec les données expérimentales avec un écart maximal de 5 à 10% et ont confirmé que l'approche numérique peut être utilisée pour prédire le rapport de pression critique et le débit massique à l'état de cavitation. Il est constaté que, malgré leur petite taille, les venturis sont capables de contrôler le débit massique. En diminuant le diamètre du col, leur mode de cavitation est limité. Les résultats ont montré également que l'augmentation de l'angle du diffuseur et de la longueur du col conduit à une diminution du rapport de pression critique [17].

Charrière. (2015) ont présenté une étude numérique d'une poche de cavitation périodique se développant dans un écoulement dans un venturi. Le transfert de masse entre les phases est régi par une équation de transport du taux de vide. Une nouvelle relation de fermeture est proposée et comparés avec d'autres formulations. Le développement du jet rentrant, les profils du taux de vide et les fluctuations de pression ont été analysés afin de discerner la précision des résultats. Des comparaisons avec les données expérimentales disponibles ont été faites et un bon accord a été atteint.

CHAPITRE II :

Principe de la Mesure

d'un Débit par

Pression

Différentielle.

Introduction:

Il s'agit de créer au sein de la canalisation une restriction localisée de la section (ou constriction) qui engendrera une différence de pression statique dont la mesure nous permettra d'en déduire le débit.

Les débitmètres à pression différentielle sont les plus anciens appareils de mesure de débit. Ils étaient en effet mis en œuvre de façon empirique pour la facturation de l'eau distribuée par les aqueducs romains. Les premières études scientifiques furent réalisées au début du 17^{ème} siècle par Castelli et Torricelli puis par Bernoulli en 1738 qui établit sa célèbre équation de conservation de l'énergie.

Dans l'industrie les premiers dispositifs standardisés tels que les plaques à orifice apparurent au début du 20^{ème} siècle dans l'industrie du pétrole aux Etats-Unis. Les premières tuyères apparurent en Allemagne vers 1930.

Il existe trois types d'organe déprimogène : les diaphragmes, les Venturi et les tuyères. Nous étudierons plus particulièrement ici les venturis sachant que leur étude permet de comprendre aisément les deux autres types.

II.1 Compteurs à organe déprimogène :

II.1.1 Rappel du principe de la méthode de mesurage :

La méthode de mesurage est basée sur la propriété de conservation d'énergie lors d'un écoulement permanent d'une masse de fluide, dont l'équation de *Bernoulli* constitue l'expression la plus connue. Elle utilise aussi le principe de continuité qui stipule que le débit massique d'un fluide est constant en toute section d'une conduite continue [18].

Dans sa mise en œuvre elle consiste à interposer un élément primaire tel qu'un diaphragme, tube de venturi ou une tuyère sur le passage d'un fluide s'écoulant en charge dans une conduite, ce qui a pour résultat la création d'une pression différentielle au sein du fluide entre l'amont et le col ou l'aval de cet élément déprimogène.

Le débit massique est lié à la pression différentielle par l'une des formules de base suivantes [19] :

$$Q = \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \cdot \rho} \quad (2.1)$$

Ou

$$Q = CE\varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \cdot \rho} \quad (2.2)$$

Dans ces équations, outre les grandeurs physiques, figurent des facteurs de correction, déterminés empiriquement et qui servent à tenir compte du comportement réel des fluides. Ainsi, lorsque le fluide est compressible, la valeur de la masse volumique subit l'influence de la dépression relative provoquée par l'organe déprimogène. D'où la présence de coefficient de la détente (ε), égal à 1 si le fluide est incompressible, mais inférieure à l'unité lorsque le fluide est compressible, ce qui est le cas des gaz. Sa valeur est en fonction, entre autres, de l'exposant isentropique, qui est considéré constant lors du passage du gaz à travers l'élément déprimogène. De même, la déformation de l'écoulement à l'amont et à l'aval de l'organe causée par la présence de ce dernier provoque une erreur sur la perception de la pression statique dans la veine contractée. C'est ce qui a amené l'introduction du coefficient de décharge C qui est en fonction du coefficient de la vitesse d'approche E et du nombre de *Reynolds* de l'écoulement. Le produit $\alpha = C.E$ est appelé coefficient de débit.

Lorsque l'on veut dimensionner un élément déprimogène à implanter dans une tuyauterie donnée en vue d'une mesure de débit, comme c'est le cas pour une installation nouvelle, les termes α ou $C.E$ des équations précédentes ne sont généralement pas connus. En conséquence, on choisit a priori :

- ___ Le type d'élément déprimogène que l'on se propose d'employer,
- ___ Une valeur de débit ainsi que la valeur correspondante de la pression différentielle que l'on porte dans l'équation de base, présentée sous la forme suivante :

$$\alpha \cdot \beta = \frac{4 \cdot Q}{\sqrt{2\Delta p \cdot \rho}} \quad (2.3)$$

➤ Avec : β : le rapport des diamètres $\rightarrow \beta = \frac{d}{D}$

d : Diamètre du col

D : diamètre de la zone du divergent

Après quoi l'on détermine par approximations successives le rapport des diamètres de l'élément retenu, ce qui permet d'obtenir les caractéristiques nécessaires pour sa construction.

Le liquide dont le débit est constant voit obligatoirement sa vitesse augmenter au passage du col. Dans le même temps on observe une variation opposée de la pression, c'est-à-dire une chute de la pression statique au niveau du col. Des prises de pression installées de part et d'autre du col permettent la mesure de la différence de pression statique. Cette mesure permet d'en déduire directement le débit volumique instantané. Il est à noter que cette chute de pression localisée au niveau du col n'est pas une perte d'énergie (perte de charge) mais un transfert d'énergie « de pression » en énergie « de vitesse ».

Sur le schéma, la différence de pression entre les points 1 et 2, $P_1 - P_2$, nous permet de mesurer le débit et celle entre les points 1 et 3, $P_1 - P_3$, correspond à la perte de charge engendrée par l'appareil.

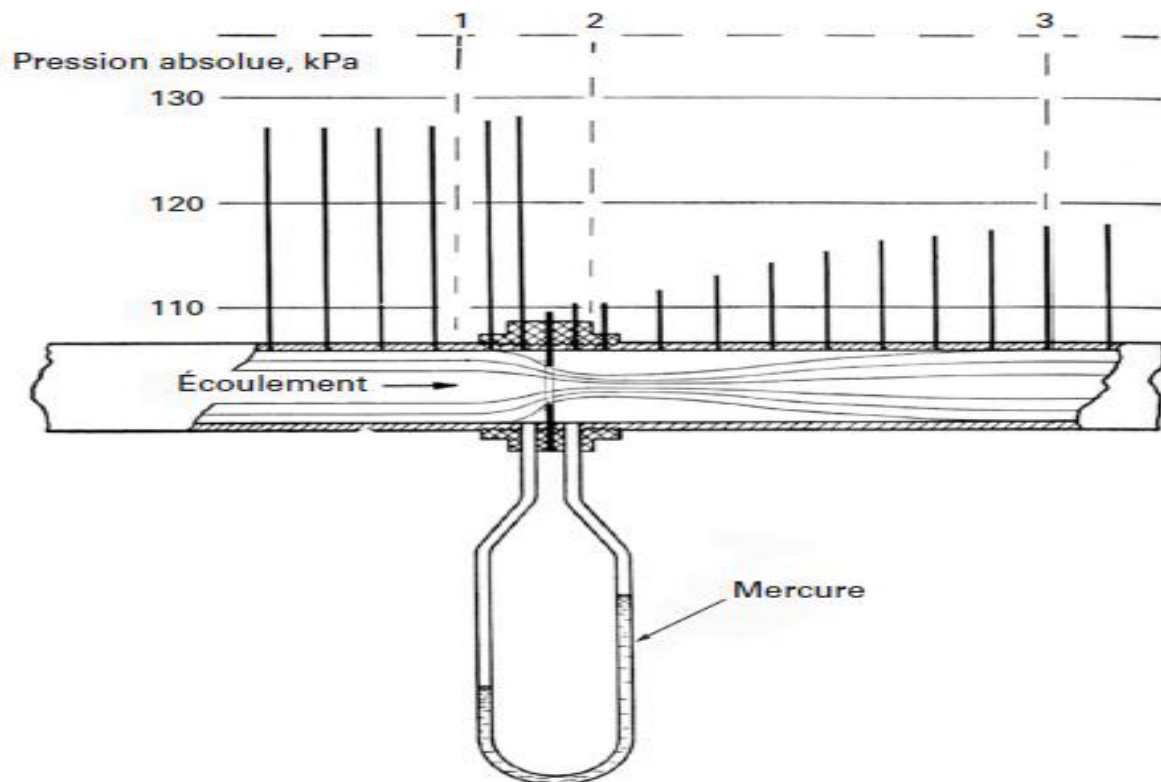


Figure II.1 Principe de la mesure d'un débit par pression différentielle

II.1.2 Normalisation :

Les mesures de débit au moyen d'organes déprimogènes font l'objet de la norme internationale ISO5167. La normalisation concerne principalement [18] :

- La définition des éléments primaires. Ceux-ci sont composés des appareils déprimogènes et des prises de pression qui leur sont associées, les appareils secondaires couvrant tous les autres instruments et dispositifs utilisés dans la chaîne de mesurage.
- Les conditions générales de validité des mesures, relativement à l'élément primaire, à la nature du fluide et à l'installation. En ce qui concerne cette dernière, la norme précise entre autres les longueurs droites minimales à prévoir en amont et en aval de l'élément primaire, ainsi que les conditions d'emploi et les caractéristiques principales des redresseurs d'écoulement.
- Les valeurs des coefficients de décharge C et de détente α .

A la norme citée, il faut associer la norme ISO 5168 qui traite du calcul complet de l'erreur, ainsi que la norme ISO 2186 définit les moyens de transmettre à un appareil secondaire un signal de pression provenant d'un élément primaire.

Il faut aussi mentionner les différents textes légaux (décrets, arrêtés ministériels) qui régissent les différents aspects du mesurage du gaz lié à des transactions commerciales opérées sur le territoire.

II.1.3 Données à introduire :

Pour calculer le débit massique en se servant des équations (2.1) et (2.2), il faut introduire les données suivantes [19] :

- _Les diamètres d et D ,
 - _Les rapports $L1$ et $L2$ qui dépendent du type de prise dépression adopter (dans les angles, à la bride, D , $D/2$) et qui servent au calcul du coefficient de décharge C ,
 - _La pression différentielle ΔP mesurée par un manomètre différentiel,
 - _La masse volumique ρ ,
 - _la pression statique P pour le calcul de ϵ ,
 - _l'exposant isentropique k pour le calcul de ϵ ,
-

_la viscosité μ pour le calcul de C par l'intermédiaire du nombre de Reynolds,

II.2 Tube de venturi classique :

La géométrie du venturi classique décrite par la norme internationale ISO 5167 est schématisée sur la figure (2.2). Elle consiste :

- Une divergente de 7 à 15 ° dont le rôle est de guider le fluide et de réduire la perte de charge.
- Un convergent de 21 ° qui constitue l'appareil déprimogène.

Son prix de revient est nettement plus élevé que celui d'un diaphragme, vis à vis duquel il présente notamment les avantages suivants : perte de pression plus petite, ce qui peut être avantageux pour les débits importants accompagnés de pressions peu élevées, longueurs droites requises en amont et en aval plus petites [19].

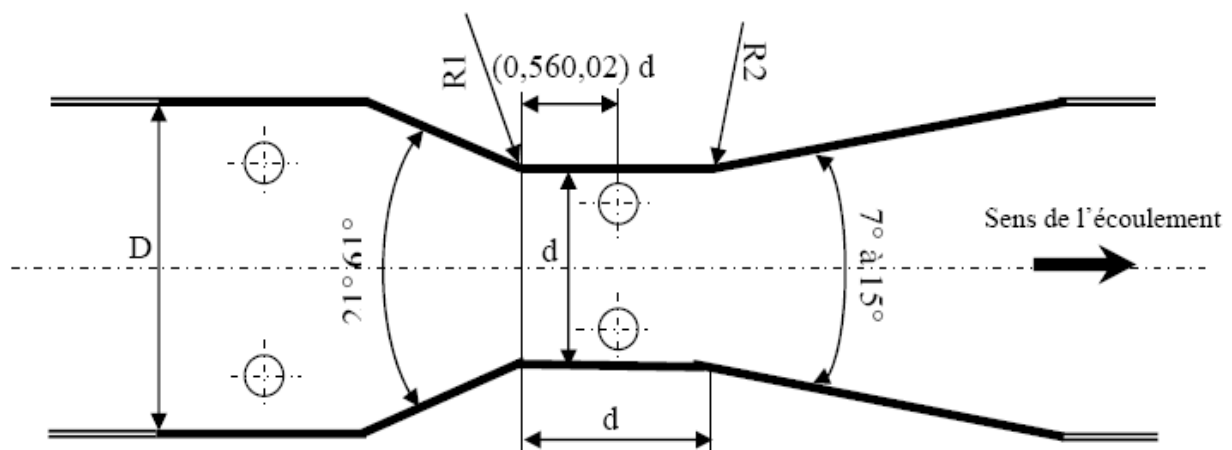


Figure II.2 Tube de venturi classique.

II.3 Effet Venturi :

L'effet Venturi, du nom du physicien italien Giovanni Battista Venturi, est le nom donné à un phénomène de la dynamique des fluides où il y a formation d'une dépression dans une zone où les particules de fluides sont accélérées.

L'effet est une manifestation du principe de conservation de la masse. Une certaine quantité de matière passe par un orifice en une unité de temps (par exemple en 1 s). Si l'orifice voit sa taille réduite et que la quantité de matière en circulation est à la fois constante dans le temps et

dans l'espace (débit), alors la vitesse de passage dans l'orifice augmente pour permettre à ladite quantité de matière de circuler en totalité pendant la même unité de temps.

Cet effet se rencontre dans de nombreuses situations de la vie courante : accélération du vent au passage d'un col de montagne, dans une ruelle ; circulation d'eau dans des canalisations ou rapides d'une rivière ; turbine d'avion, etc. Dans toutes ces situations, le fluide (air, eau...) est peu ou pas compressible, et évolue en circulation forcée dans une conduite inextensible (flanc de montagne, murs, tuyau ou tubulure rigide, lit de rivière + gravité...). Ils subissent donc l'effet Venturi.

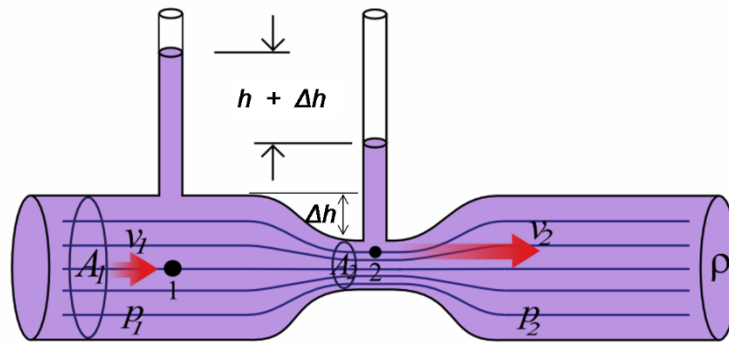


Figure II.3 Schématisation de l'effet Venturi. La pression au point 1 est plus grande qu'au point 2. Et la vitesse du fluide au point 2 est plus grande qu'au point 1

II.4 Application de l'effet venturi :

Dans les domaines scientifiques et industriels, les tubes Venturis sont souvent utilisés pour mesurer le débit d'un fluide en écoulement. Pour ce faire, les manomètres sont attachés à différentes sections du tube pour mesurer la pression. L'effet Venturi peut ensuite être utilisé pour calculer le taux à partir de ces différences de pression mesurées. La différence de pression décrite par effet Venturi est utilisée dans de nombreux dispositifs différents. Les tubes de Venturis disposent d'un centre étroit et d'extrémités plus larges et, comme nous le verrons ensuite, ils peuvent être utilisés dans une variété d'applications [20] :

- Sur les ailes d'avion, le profil bombé au-dessus et creusé en-dessous entraîne une accélération de l'air et une dépression sur la surface supérieure de l'aile, et au

contraire un ralentissement et une surpression sur la surface inférieure, qui entraînent une force portante vers le haut,

- Dans les ventilateurs sans pales, la projection d'air à grande vitesse sur un profil d'aile (à l'intérieur de l'anneau), entraîne une dépression qui aspire l'air depuis l'arrière du ventilateur et cause l'effet « multiplicateur d'air »,
 - De la même manière, le flux d'air des ventilateurs utilisés par les sapeurs-pompiers lors de la ventilation opérationnelle par pression positive entraîne l'air environnant (jusqu'au double du débit nominal du ventilateur) à travers l'entrant,
 - Dans les carburateurs des moteurs à combustion interne,
 - Pour diminuer la force de portance et améliorer l'appui aérodynamique pour une voiture de Formule 1,
 - Sur certains casques haut de gamme, les fabricants utilisent l'effet venturi pour accélérer la circulation de l'air à l'intérieur du casque et son extraction. Cela permet de rafraîchir plus efficacement le pilote et de désembuer la visière,
 - Dans certains détendeurs de plongée sous-marine, le flux d'air moyen pression injecté dans le deuxième étage est orienté de telle manière qu'il participe à l'aspiration de la membrane. Cette membrane appuyant sur le levier qui provoque l'injection d'air, l'effet Venturi réduit alors l'effort inspiratoire,
 - Sur certaines cheminées, pour améliorer le tirage,
 - Pour mélanger des liquides (un liquide mis en dépression aspire l'autre liquide et permet le mélange), par exemple le mélangeur d'émulseur et d'eau des lances à mousse des sapeurs-pompiers,
 - Un venturi (convergent + divergent) permet de limiter le débit à un seuil déterminé et ce quelle que soit la pression amont sur une canalisation,
 - Pour réaliser des pompes à vide de faible puissance, comme les trompes à eau montées sur les robinets des paillasses de chimie, ou bien les aspirateurs de mucosité branchés sur les détendeurs des bouteilles de dioxygène médical,
 - Comme appareil de mesure de débit, basé sur la chute de pression au niveau du venturi,
 - Dans les pistolets à peintures, alimentés par le biais d'une turbine basse pression ou d'un compresseur,
-

- Pour administrer dans les alvéoles pulmonaires des médicaments au travers d'aérosols liquides (principe de l'aérosolthérapie, venturi pneumatique),
- Certains pommeaux de douche à économie d'eau (50 %), mitigeurs sur robinetterie,
- Pour la préadmission d'entrée d'air nécessaire au fonctionnement d'une turbine à gaz dans la propulsion notamment des rames à turbine à gaz,
- Pour la gazéification de liquides (jus de pomme, eau, cidre...),
- Pour l'injection d'ozone gazeux dans de l'eau,
- En sonorisation (chambres de compression),
- Pour vider l'eau à travers une trappe (vide-vite) située dans le fond d'embarcations Légères (dériveurs, bateaux pneumatiques),
- Dans le traitement des rhumes ou rhinopharyngites, l'aspirateur nasal pour dégager les cavités nasales de l'enfant,
- Dans certaines éoliennes de toit horizontales.

II.5 Mesure des débits :

Le débit est la quantité de matière ou de fluide, liquide ou gazeux, qui s'écoule par unité de temps. En pratique on distingue deux débits :

- Débit-masse ou débit massique Q_m qui s'exprime en kg/s
- Débit-volume ou débit volumique Q_v qui s'exprime en m^3/s

Si ρ est la masse volumique du fluide (kg/m^3) on a la relation liant le débit-masse au débit volume :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \quad (2.4)$$

La mesure de débit de fluide industriel a une grande importance, en raison de la présence de ces derniers dans les opérations de commercialisation des produits soit en liquide ou en état gazeux. Pour assurer le transport et la distribution de ces fluides sans grande perte, des appareils de mesure de débit sont nécessaires afin de minimiser ces pertes.

Les appareils mesurant le débit s'appellent débitmètres. Les appareils mesurant le volume de fluide (quelle que soit la durée) ou la masse écoulée s'appellent des compteurs.

Un débitmètre c'est un groupe de composants liés qui fournissent un signal relié uniquement au débit ou la quantité de fluide entrante dans une conduite.

L'objectif d'installation des débitmètres est d'obtenir une mesure du débit, généralement sous forme d'un signal électrique.

Depuis l'apparition des premiers débitmètres et, avec le développement de l'industrie gazière, ceux-ci n'ont cessé d'évoluer. Les volumes échangés sont en constante augmentation et la qualité du comptage prend de plus en plus d'importance. Une grande diversité des moyens de comptage existe. En électronique, les progrès réalisés et la miniaturisation ont permis le développement de nouveaux moyens de comptage ou l'évolution des moyens existants. Cette diversité doit permettre l'utilisation d'un débitmètre bien adapté aux besoins et aux conditions d'utilisation. Les principales « familles » de débitmètre sont :

- les débitmètres volumétriques : auxquels on peut ajouter les débitmètres fluidiques : le volume de gaz qui les traverse est mesuré par remplissage cyclique de capacités de contenance déterminée ;
- les débitmètres de vitesse : le volume de gaz dépend directement de la vitesse d'écoulement mesurée ;
- les débitmètres massiques.

La figure suivante présente la répartition des différents types de débitmètres dans l'industrie :

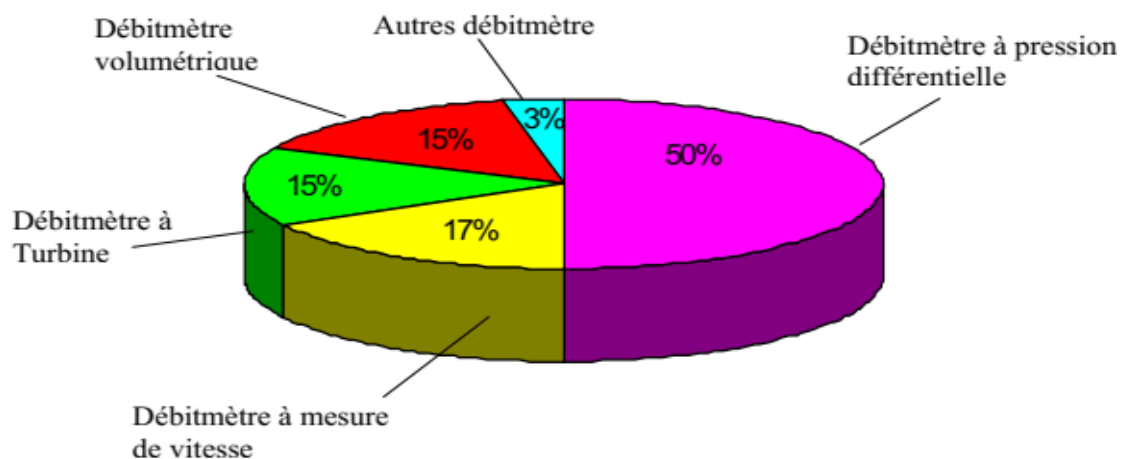


Figure II.4 Répartition des débitmètres dans l'industrie (Baker 1988)

II.6 Débitmètres déprimogènes:

II.6.1 Principe ET Théorie :

La méthode de mesure est basée sur la propriété de conservation d'énergie lors d'un écoulement permanent d'une masse de fluide, dont l'équation de *Bernoulli* constitue l'expression la plus connue. Elle utilise aussi le principe de continuité qui stipule que le débit massique d'un fluide est constant en toute section d'une conduite continue [21].

Dans sa mise en œuvre, elle consiste à interposer un élément primaire tel qu'un diaphragme, un tube de Venturi ou une tuyère sur le passage d'un fluide s'écoulant en charge dans une conduite, ce qui a pour résultat la création d'une pression différentielle au sein du fluide entre l'amont et le col ou l'aval de cet élément déprimogène. Le débit massique est lié à la pression différentielle. [22].

II.6.2 Cas des fluides incompressibles

La théorie de l'organe déprimogène repose sur l'application des équations de Bernoulli et de continuité de conservation de l'énergie et de la masse. L'écoulement dans un organe déprimogène est schématisé dans la figure (2.4) ; L'application des deux principes de conservation de la masse et de l'énergie, pour un écoulement de fluide incompressible, entre les sections de l'écoulement (1) et (2) permet d'écrire :

$$Q_v = V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2 = Cte \quad (2.5)$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} = Cte \quad (2.6)$$

Avec :

- P: Pression en un point (Pa ou N/m²).
- ρ: Masse volumique en un point (kg/m³).
- V : Vitesse du fluide en un point (m/s).
- g : L'accélération de la pesanteur (m/s²).
- Z : Hauteur (m).
- S1 : Aire de section de la conduite.
- A : Aire de section de l'orifice A = S2

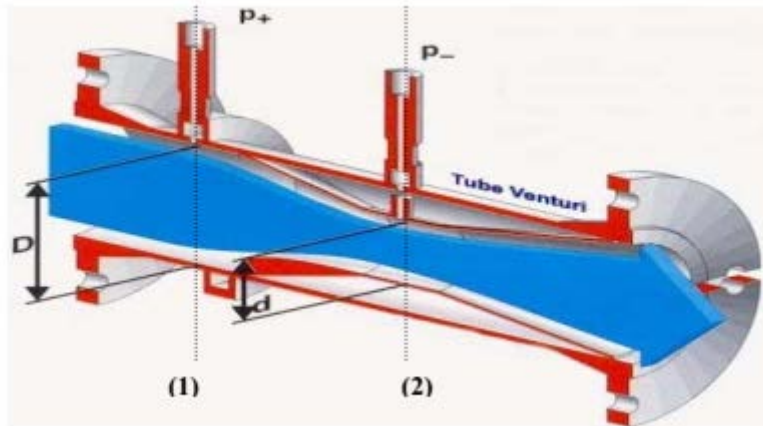


Figure II.5 : principe d'un organe déprimogène

La combinaison des équations (2.5) et (2.6) permet d'obtenir une relation pour le débit volumique Q_v :

$$Q_v = C \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{V_1^2}{V_2^2}\right)}} A \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (2.7)$$

C : est le coefficient de décharge du débitmètre

On définit le rapport d'ouverture ou rapport des diamètres : $\beta = d/D$ (2.8)

Le coefficient de vitesse d'approche E :

$$E = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{V_1^2}{V_2^2}\right)}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (2.9)$$

La relation (2.7) fait apparaître que le signal primaire de la pression différentielle ($\Delta P = P_1 - P_2$) et par conséquent les erreurs de mesure sur le débit se trouvent multipliées par le coefficient de vitesse d'approche E. Donc, et afin de réduire cette erreur on doit éviter que le coefficient β ne soit proche de 1, c'est à dire V_1 proche de V_2 .

Il faut noter encore qu'on appelle coefficient de débit : $C_d = C.E$.

Le coefficient de décharge C dépend de la géométrie de la conduite et du débitmètre, donc du coefficient β , et du nombre de Reynolds, Re . Le nombre de Reynolds caractérise la nature du régime de l'écoulement et permet de voir si l'écoulement est laminaire ou turbulent. Il est important de noter que les débitmètres à organe déprimogène sont beaucoup plus adaptés pour mesurer les écoulements turbulents. Leur précision devient moins bonne au régime laminaire.

Les valeurs du coefficient de décharge C des divers éléments primaires ont été obtenues par expérimentation sur banc d'essai et sont disponibles dans la norme ISO 5167. Des formules empiriques telles que la formule de Stolz ou de celle de Reader Harris/Galagher qui a été adoptée récemment par la norme ISO 5167 (1998) permettent le calcul du coefficient C .

II.6.3 Cas des fluides compressibles :

Dans le cas où le fluide est compressible, cas des gaz et de la vapeur d'eau, au passage de l'étranglement l'augmentation de la vitesse est accompagnée d'une diminution de la masse volumique avec la pression. On suppose que le fluide s'écoulant de (1) à (2) subit une transformation adiabatique, c'est à dire sans échange significatif de chaleur avec le milieu extérieur ; Ceci se traduit par la relation :

$$\left(\frac{P}{\rho}\right)^\gamma = \text{Constante} \quad (2.10)$$

Avec γ est le coefficient isentropique défini comme le rapport des variations relatives de la pression et de la masse volumique dans une transformation adiabatique réversible élémentaire (ISO 5167).

Pour les gaz parfaits : γ est le rapport des capacités thermiques massiques à pression et à

$$\text{Volume constant, c'est à dire : } \gamma = C_p/C_v. \quad (2.11)$$

Le débit volume sera corrigé par un coefficient d'expansion ε :

$$Q_v = C \frac{1}{\sqrt{\left(1 - V_1^2/V_2^2\right)}} \varepsilon A \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (2.12)$$

On peut facilement montrer que le débit-masse est déterminé par la relation :

$$Q_m = C.E. \varepsilon (\pi d^2 / 4) \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho^{-1}} \quad (2.13)$$

Avec : ρ_1 est la masse volumique du fluide en amont de la restriction.

ΔP est la différence de pression mesurée entre les prises amont et aval.

Dans le cas de fluide incompressible, le coefficient de détente $\varepsilon = 1$.

II.6.4 Incertitude de mesure :

Les normes permettent de déterminer les incertitudes ou les erreurs de mesure pour les organes déprimogènes ; Elles sont de l'ordre de :

- $\pm 2 \%$ pour le diaphragme et la tuyère normalisés
- $\pm 1.5 \%$ pour le tube de Venturi normalisé

Il est important de noter ici que ces valeurs limites de l'erreur tolérée par la norme sont obtenues dans des conditions de référence d'écoulement (écoulement établi) et de géométrie (propre).

CHAPITRE III :

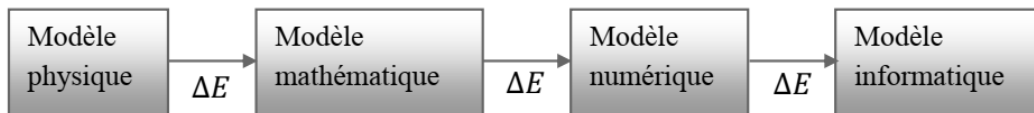
Simulation

Numérique

Introduction

A l'instar de la majorité des écoulements rencontrés dans les processus industriels, l'écoulement dans un venturi cavitant est régi par les équations communément appelées "les équations de Navier-Stokes". Bien que ces équations aient été établies depuis plus de 150 années, leur résolution analytique reste impossible pour les cas complexes. Il est souvent fait appel aux méthodes numériques pour résoudre ces équations.

L'objectif des méthodes numériques est de fournir une solution proche de comportement réel des phénomènes physique. La physique possède des caractères très dimensionnels, temporelles et non linéaire c'est à dire très complexe. Le rôle de modélisateur est de simplifié suffisamment le problème tout en conservant l'originalité du phénomène physique étudié.



« Boucle de modélisation »

ΔE : représente l'erreur quand on passe de l'état à l'autre

Donc les écoulements des fluides, que ce soit on régime laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équation aux dérivée partielle (E.D.P). Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour les caractéristiques du champ d'écoulement et du champ thermique.

Ce chapitre commence par la description du problème et Contexte Théorique, Ensuite nous avons Présenté le code de calcul ANSYS Fluent, les équations qui régissent l'écoulement cavitant de l'eau dans un venturi sont présentées. Les équations qui gouvernent le mouvement du fluide, l'équation de transfert de masse entre les phases liquide et vapeur, ainsi que les équations du modèle de turbulence.

III.1 Travail théorique

III.1.1 Description du Problème

Le venturi se compose de trois parties distinctes : un divergent, une partie de section constante représentant le col et un divergent. La Figure III.1 représente schématiquement la configuration du venturi mettant en évidence ses dimensions principales.

Le col possède un diamètre de 1 mm et une longueur de 1 mm. L'angle du convergent est fixé à 15° alors que celui du divergent vaut 7° . Le diamètre des sections d'entrée et de sortie est égal à 4 mm comme le montre la Figure III.1. Cette configuration a fait l'objet d'études expérimentale et numérique publiées par Ashrafizadeh et Ghassemi (2015) [23].

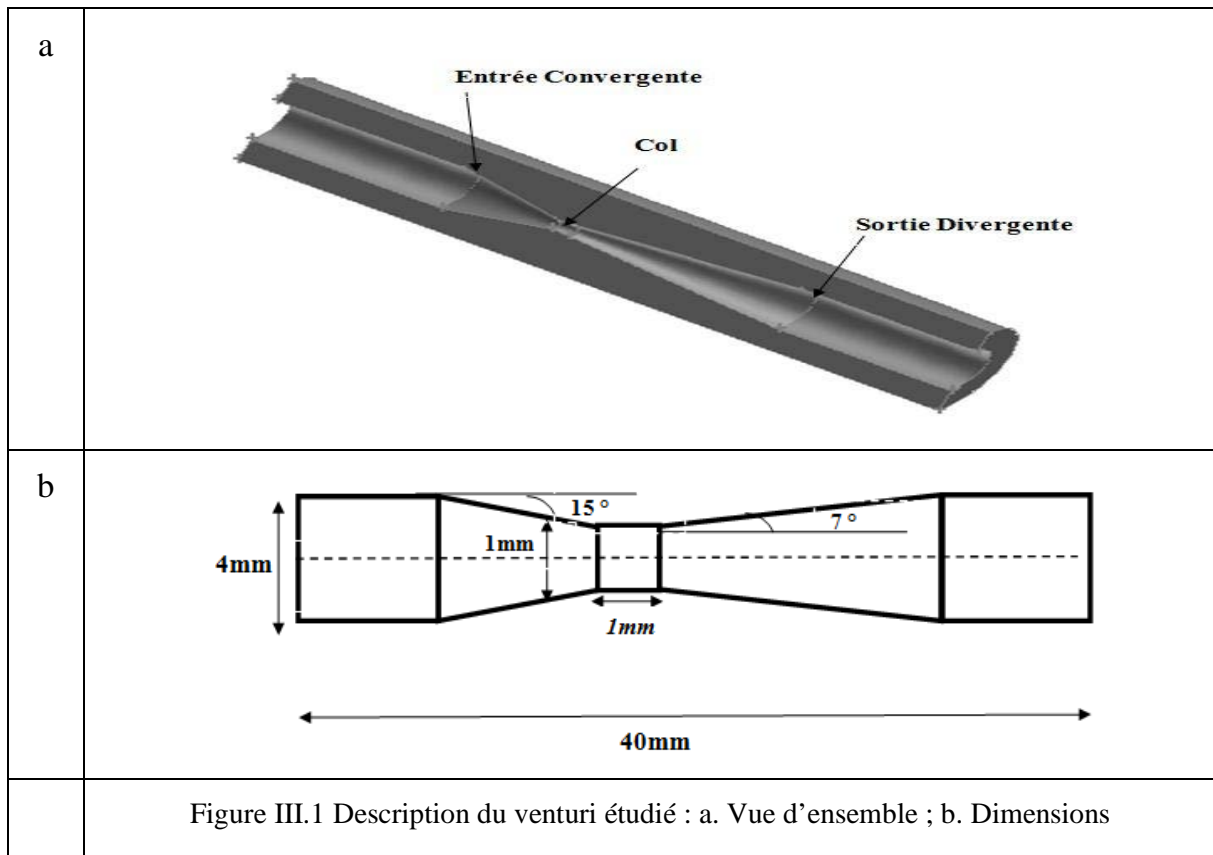


Figure III.2 montre schématiquement le dispositif expérimental utilisé par Ashrafizadeh et Ghassemi (2015). Il est composé d'un cylindre d'air comprimé, un régulateur de pression, un réservoir d'eau, une vanne manuelle à bille, une soupape à pointe, un venturi cavitant, un réservoir d'évacuation d'eau, et deux capteurs de pression. Le réservoir d'eau est mis sous pression par l'air comprimé.

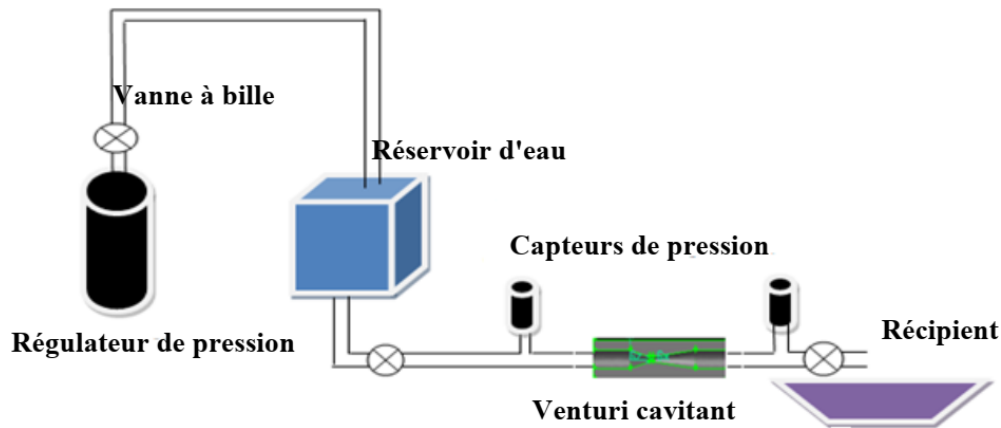


Figure III.2 Représentation schématique du dispositif expérimental (Ashrafizadeh et Ghassemi)

- La vanne à bille, située après le réservoir d'eau, permet l'ouverture et de la fermeture du circuit.
- Le régulateur de pression est utilisé pour contrôler la pression sur le réservoir d'eau.
- La soupape à pointeau, située en aval du venturi, a été utilisée pour modifier légèrement la pression en aval.
- Deux capteurs de pression sont situés en amont et en aval du venturi pour enregistrer les pressions.

L'eau évacuée a été recueillie dans un récipient et le temps de décharge correspondant a été enregistré par un chronomètre. Le débit massique moyen a été ensuite calculé en utilisant le poids de l'eau évacuée, divisé par le temps de décharge.

III.1.2 Contexte Théorique

Les venturis cavitants apparaissent d'une part dans l'écoulement du liquide et d'autre part dans le mode étranglé. Lorsque cette cavitation se fait dans le col, l'écoulement sera étroit et étranglé en parallèle. Ainsi le débit massique reste stable indépendamment de la pression en aval c'est à dire dans le sens du courant, cela cause un écoulement qui se passe dans deux phases (eau et vapeur par exemple) gérées par le col et le diffuseur.

En l'occurrence et quand la vapeur s'épuise, le diffuseur sera le seul responsable de la situation (en aval). Si la pression en aval s'élève elle peut entraîner un changement du **point**

de recollement dans le sens contraire du courant vers le col. La cavitation s'arrête à cause de cette augmentation critique. Une situation liquide fonctionne et le cavitant prend la place du venturi de liquide ce qui cause une grave baisse de la pression du venturi, représentée schématiquement sur la Figure III.3

Dans les deux conditions, le débit massique réel mesuré du venturi cavitant \dot{m}_{act} , peut être exprimé sous la forme adimensionnelle suivante :

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_{act}}{\dot{m}_{choked}} \quad (3.1)$$

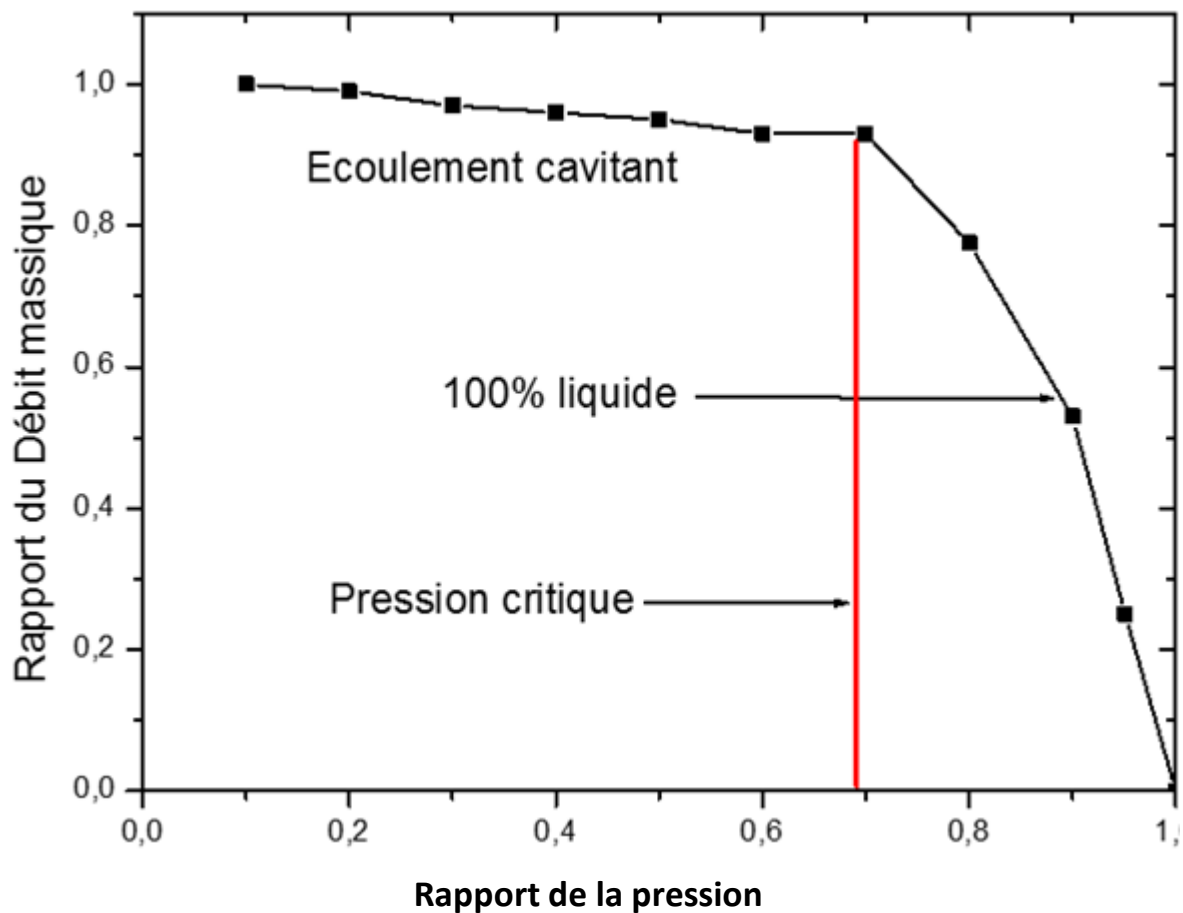


Figure III.3 Courbe caractéristique d'un venturi cavitant

Pour le cas d'un écoulement étranglé, le rapport de débit massique est l'unité, à savoir $\dot{m}_r=1$

La pression en aval du venturi peut être aussi exprimée sous une forme adimensionnelle donnant le rapport de pression, P_r :

$$P_r = \frac{P_{out} - P_{sat}}{P_{in} - P_{sat}} \quad (3.2)$$

Dans la Figure 3.1, la zone 1 de la courbe représente le mode étranglé et de la zone 2 montre le mode tout-liquide. Le point A correspond au rapport de pression critique ($P_r, Crit$) où le point de recollement atteint le col et la cavitation ne peut se produire. En diminuant le rapport de pression à une valeur inférieure à la valeur critique, le venturi retourne au mode étranglé de fonctionnement.

Pour un écoulement stationnaire et étranglé, la pression statique atteint un minimum au col, et elle est supposée égale à la pression de saturation du liquide à la température d'entrée. Le débit massique du venturi cavitant (\dot{m}_{choked}) peut être alors déterminé par l'équation de Bernoulli :

$$\dot{m}_{choked} = A_{th} \sqrt{2\rho(P_{in} - P_{sat})} \quad (3.3)$$

Sous une condition de non-étranglement et tout liquide, un coefficient de perte de charge doit être appliqué pour tenir compte de la perte de charge à travers le venturi (K_l). K_l dépend des caractéristiques géométriques du venturi cavitant ainsi que du régime d'écoulement. Débit massique du venturi cavitant en mode non-étranglé (\dot{m}_{liq}) est déterminé par :

$$\dot{m}_{liq} = A_{th} \sqrt{2\rho(P_{in} - P_{out}) / K_l} \quad (3.4)$$

Sur la base des équations (3.1), (3.2) et (3.4), le rapport de débit massique en mode tout le liquide peut être exprimé sous la forme suivante :

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_{liq}}{\dot{m}_{choked}} = \sqrt{\frac{P_{in} - P_{out}}{K_l (P_{in} - P_{sat})}} \quad (3.5)$$

En supposant que la pression de saturation est négligeable par rapport à la pression d'entrée, i.e $P_{sat}/P_{in} \approx 0$, la forme finale du rapport des débits massiques est :

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_{liq}}{\dot{m}_{choked}} = \sqrt{\frac{1 - P_r}{K_l}} \quad (3.6)$$

L'équation (3.6) représente l'équation de la seconde zone de courbe caractéristique du venturi cavitant représentée sur la Fig. 2 tandis que l'équation de la première zone est :

$$\dot{m}r=1 \quad (3.7)$$

Le coefficient de pression critique, $p_r, Crit$, à l'intersection de la zone d'écoulement étranglé avec la zone d'écoulement tout liquide, peut être obtenu par l'égalisation des équations (3.6) et (3.7) :

$$p_{r,crit} = 1 - K_I \quad (3.8)$$

La cavitation est généralement produite chaque fois que le rapport de pression est inférieur à la valeur critique, $p_r, Crit$. D'autre part, l'écoulement tout-liquide est supposé se produire quand p_r dépasse $p_r, Crit$ avec $\dot{m}r < 1$.

III.2 Présentation de code de calcul ANSYS Fluent :

Il existe un certain nombre de codes industriels, aux meilleurs performants, permettant la prédiction d'écoulements de fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, FEMLAB, CFD-ACE, FLOTRAN, CFDS-FLOW3D ...). Pour réaliser nos simulations, nous avons choisi le code de calcul ANSYS-Fluent, que nous présentons dans cette partie [24].

ANSYS Fluent est le logiciel de dynamique des fluides (CFD) le plus puissant du marché pour aller plus vite et plus loin dans l'optimisation de la performance. ANSYS Fluent offre des fonctionnalités éprouvées de modélisation physique d'écoulement fluide, de turbulence, de transfert de chaleur et de réaction chimique, et fournit des résultats rapides et précis pour une très large gamme d'applications CFD et multi physiques.

ANSYS permet de prédire avec confiance le succès des produits dans le monde réel. Les entreprises utilisent ANSYS pour créer des prototypes virtuels complets de produits et de systèmes complexes de mécanique, d'électronique, de composants électroniques et de logiciel mettant en jeu tous les phénomènes physiques qui existent dans la réalité.

Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie à travers le monde. Il est souvent considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique, il dispose d'une interface de scripts pour

automatiser les processus de calcul. L'un des intérêts de ce logiciel de simulation généraliste, est qu'il dispose d'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la mécanique des fluides, Fluent contient également un outil de visualisation des résultats qui permet d'afficher les champs de pression, vitesse et autres autour de la paroi. La résolution numérique par Fluent d'une manière générale, suit les étapes suivantes :

- 1- Création de la géométrie sous ANSYS-Design modeler ou sous Gambit ;
- 2- Choix de maillage sous ANSYS-Meching ou sous Gambit ;
- 3- Définition des conditions aux limites sous Fluent ;
- 4- Calcul avec FLUENT pour les différents cas retenus ;
- 5- Analyse des résultats obtenus

III.2.1 Architecture du code calcul ANSYS-Fluent

La fenêtre principale du code de calcul ANSYS-Fluent dispose d'un espace de travail composé de cases associées aux différentes étapes successives qui permettent la réalisation d'un modèle de simulation. Ces étapes sont présentées dans le tableau (III.4)






| | | |
|---|-------------------------------|----------------------|
|  Géométrie | Création de la géométrie | ANSYS-Design Modeler |
|  Maillage | Création du maillage | ANSYS-Meshing |
|  Configuration | Mise en données et simulation | ANSYS-Fluent |
|  Solution | Résultats CFD | ANSYS-Fluent |
|  Résultats | Poste de traitement | CDFPost |

Figure III.4 : Etapes à suivre pour réaliser un modèle sous ANSYS-Fluent

III.2.2 Définition de la méthode de résolution :

Le code de calcul ANSYS-Fluent utilise une adaptation d'une approche de type volumes finis, elle consiste à discrétiser le domaine en cellules appelées volume de contrôle puis d'intégrer l'équation d'évolution sur chacun de ces volumes. Chaque équation aux dérivées partielles est intégrée au sein d'un volume de contrôle ou maille de calcul, afin d'obtenir une équation discrète qui relie la valeur de la variable au centre, aux variables voisines. La maille de calcul

est un volume dont la longueur caractéristique est le pas de discrétisation spatiale. Une fois la formulation mathématique du problème réalisée, ce pas de discrétisation est fixé de manière à assurer la précision des calculs et tient compte, en particulier, des conditions de stabilité numérique imposées par la valeur des gradients. [24]

III.3 Modèle de cavitation

L'apparition de la vapeur au sein d'un liquide peut être provoquée par deux mécanismes différents.

- Apport de chaleur qui permet d'augmenter la température du liquide à pression constante jusqu'au point d'ébullition où la phase vapeur commence à apparaître. C'est le phénomène de l'ébullition ;
- Diminution de la pression à température constante. C'est le phénomène de la cavitation.

La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur saturante, (p_{sat}). Ce phénomène se manifeste par la formation, au sein de l'écoulement, de bulles, poches, tourbillons ou torches de vapeur. La pression de vapeur saturante ou tension de vapeur est la pression à laquelle la phase gazeuse de cette substance est en équilibre avec sa phase liquide ou solide. Elle dépend exclusivement de la température.

En cavitation, le transfert de masse liquide-vapeur, c'est-à-dire l'évaporation et la condensation, est gouverné par l'équation de transport de vapeur suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha \cdot \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha \cdot \rho_v \cdot \vec{v}_v) = R_e - R_c \quad (3.22)$$

Où v , α , ρ et \vec{v}_v représentent, respectivement, la phase vapeur, la fraction volumique de la vapeur, la densité de vapeur et la vitesse de la phase vapeur. R_e et R_c sont des termes de sources du transfert de masse liés à la croissance et au collapse des bulles de vapeur et tiennent compte du transfert de masse entre les phases liquide et vapeur en cavitation. Le modèle de Schnerr et Sauer (2001) a été utilisé pour le calcul du transfert net de masse du liquide vers la vapeur. Les termes de source du transfert de masse sont les suivants :

Pour $p_v \geq p_l$

$$R_e = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{\mathfrak{R}_B} \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3 \rho_l}} \quad (3.23)$$

Pour $p_v \leq p_l$

$$R_c = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{\mathfrak{R}_B} \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3 \rho_l}} \quad (3.24)$$

Où ρ_l , p_B , p_v et p sont, respectivement, la densité du liquide, la pression de surface de la bulle, la pression de vapeur et de la pression locale. \mathfrak{R}_B est le rayon de la bulle.

III.4 Mise en Equations

Les équations régissant l'écoulement du fluide dans le venturi comprennent les équations de continuité et de mouvement. Etant donné que l'écoulement à travers le venturi cavitant est diphasique, l'approche de mélange multiphasique est utilisée afin de simuler l'écoulement diphasique dans le venturi. Il convient de noter que la phase primaire est l'eau liquide et la phase secondaire est de la vapeur d'eau.

III.4.1 Equation de continuité

L'équation de continuité pour le mélange est donnée par :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \cdot \vec{v}_m) = 0 \quad (3.9)$$

Où \vec{v}_m est la vitesse du mélange exprimée par :

$$\vec{v}_k = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{v}_k}{\rho_m} \quad (3.10)$$

et ρ_m est la densité du mélange qui s'exprime par :

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad (3.11)$$

Où n est le nombre de phases et α_k est la fraction volumique de la phase k .

III.4.2 Equation de mouvement

L'équation de mouvement du mélange peut être obtenue par la sommation des équations individuelles de mouvement de toutes les phases. Elle prend la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \times (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla p + \nabla \times [(\mu_m + \mu_t)(\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)] \quad (3.12)$$

Où μ_m est la viscosité du mélange :

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \quad (3.13)$$

III.4.3 Modèles de turbulence

Les écoulements turbulents présentent des fluctuations en temps et en espace. C'est un processus complexe, principalement parce qu'il est en trois dimensions, instationnaire et il se produit à plusieurs échelles. La turbulence peut avoir un effet significatif sur les caractéristiques de l'écoulement. La turbulence se produit lorsque les forces d'inertie dans le fluide deviennent significatives par rapport aux forces visqueuses, et se caractérise par un nombre de Reynolds élevé. En principe, les équations de Navier-Stokes peuvent décrire à la fois les écoulements laminaires et turbulents, sans besoin d'informations supplémentaires. Les modèles de turbulence ont été développés spécifiquement pour représenter les effets de la turbulence sans avoir recours à une taille de maillage prohibitivement fine ou à la simulation numérique directe. Actuellement, trois approches sont disponibles. Chaque approche offre un degré de résolution différent.

La simulation numérique directe (Direct Numerical Simulation (DNS)) :

Permet la résolution de l'ensemble des échelles spatiales et temporelles. Cette approche permet de donner une pleine résolution, sans aucune modélisation. En revanche, cette approche est trop chère pour les écoulements industriels.

La simulation des grandes échelles (Large Eddy Simulation (LES)) :

Consiste à résoudre les échelles spatiales et temporelles qui recouvrent les structures à haut niveau d'énergie. Les grands tourbillons sont directement résolus ; les petits sont modélisés. Cette approche est moins chère que la DNS, mais très souvent, encore trop chère pour les applications industrielles.

L'approche moyennée (Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS)) :

Consiste à résoudre uniquement la partie moyenne de l'écoulement et à modéliser les échelles de la turbulence. La solution est donnée par les équations moyennées dans le temps. C'est l'approche la plus largement utilisée pour les écoulements industriels.

Une simulation des équations RANS réduit considérablement les efforts de calcul par rapport à une simulation numérique directe (DNS) ou une simulation des grandes échelles (LES) et elle est largement utilisée pour les calculs d'ingénierie. Pour économiser les ressources de calcul, l'approche moyennée (RANS) est utilisée pour ce projet de recherche.


| | | |
|--|-------------------------------------|--|
| RANS Eddy-viscosity Models | Zero Equation model |  Augmentation du Coût de Calcul par Itération |
| | Standard k- ϵ model | |
| | Standard k- ω model | |
| | SST model | |
| RANS Reynolds-Stress Models | SSG model | |
| | LRR model | |
| | BSL EARSM model | |
| Eddy Simulation Models (Scale Resolving Models SRS) | Scale Adaptive Simulation SST (SAS) | |
| | Detached Eddy Simulation (DES) | |
| | Large Eddy Simulation (LES) | |

Figure III.5 Les modèles de turbulence disponibles dans ANSYS CFX

Les modèles de turbulence k- ϵ , Shear Stress Transport (SST), et Scale Adaptive Simulation (SAS) sont choisis pour être étudiés dans ce projet de recherche. Un résumé de ces modèles est présenté ci-dessous.

III.4.3.1 Modèle k- ϵ standard

Le modèle k- ϵ standard est l'un des modèles de turbulence à deux équations. Il a montré une bonne performance pour les calculs numériques pour les écoulements en ingénierie depuis qu'il a été proposé par Launder et al. en 1972 [25]. La robustesse, l'économie et la précision raisonnable pour une large gamme d'écoulements turbulents expliquent sa popularité pour les simulations des écoulements industriels et de transfert thermique. Il s'agit d'un modèle semi-empirique, et la dérivation des équations du modèle dépend de considérations phénoménologiques et empiriques.

Ce modèle comprend deux équations de transport supplémentaires pour représenter les propriétés de turbulence des écoulements, permettant de tenir compte des effets temporels

comme la convection et la diffusion de l'énergie turbulente. Le modèle k-ε s'est avéré utile pour les écoulements avec les couches de cisaillement libres et avec les gradients de pression relativement faibles.

Les équations de transport pour le modèle k-ε standard sont résumées comme suit :

L'équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.14)$$

L'équation de transport pour la dissipation de la turbulence ε :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{V}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k + C_{3\varepsilon} P_b) + C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.15)$$

La viscosité turbulente μ :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.16)$$

La production de l'énergie cinétique P_k :

$$P_k = -\rho \bar{V}_i' V_j' \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \quad (3.17)$$

L'effet de la gravitation :

$$P_b = \theta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.18)$$

Où Pr_t est le nombre de Prandtl et g_i est la composante du vecteur gravitationnel dans la i ème direction. Pour le modèle standard $k-\varepsilon$, la valeur par défaut de Pr_t est de 0.85. Le coefficient de dilatation thermique, θ , est défini comme suit :

$$\theta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.19)$$

Les constantes du modèle sont : $C_{\varepsilon 1} = 1.44$; $C_{\varepsilon 2} = 1.92$; $C_{\varepsilon 3} = -0.33$; $C_\mu = 0.09$; $\sigma_k = 1.0$; $\sigma_\varepsilon = 1.3$

III.4.3.2 Modèle SST (Shear-Stress Transport)

Le modèle SST (Shear-Stress Transport) a été développé par Menter [26] en combinant les avantages des modèles de turbulence $k-\varepsilon$ et $k-\omega$. Premièrement, dans la région proche-paroi, la formulation robuste et précise du modèle $k-\omega$ est utilisée. Deuxièmement, dans le champ loin de la paroi, le modèle $k-\varepsilon$ est utilisé grâce à sa bonne performance pour les écoulements libres.

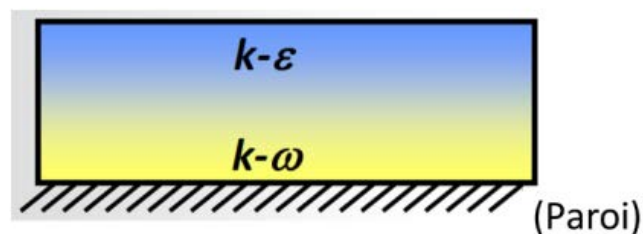


Figure III.6 Le modèle SST, combinaison des modèles $k-\varepsilon$ et $k-\omega$

D'autre part, d'après les observations de Bradshaw sur les couches limites bidimensionnelles avec gradient de pression adverse, le rapport entre la contrainte de cisaillement $\Sigma = \overline{u_i' u_j'}$ l'énergie cinétique turbulente k est approximativement constant, et égal à :

$$\frac{\Sigma}{k} \approx \sqrt{C_\mu} \approx 0,3 \quad (3.20)$$

Avec $C_\mu = 0.09$. Or pour le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ et le modèle de turbulence $k-\omega$, ce rapport est plutôt égal à :

$$\frac{\Sigma}{\bar{\rho}k} = \sqrt{C_{\mu} \frac{P}{\epsilon}} \quad (3.21)$$

III.4.3.3 Modèle SAS (Scale Adaptive Simulation)

Le modèle SAS est une formulation améliorée des équations URANS (unsteady Reynolds-averaged Navier–Stokes), qui permet la résolution du spectre turbulent pour les écoulements fortement instationnaires. Le concept de SAS est basé sur l'introduction de l'échelle de longueur de von Karman dans l'équation de l'échelle de la turbulence. Les informations fournies par l'échelle de longueur de von Karman permettent au modèle SAS d'ajuster dynamiquement les structures résolues dans une simulation URANS, ce qui entraîne un comportement LES dans les régions instationnaires de l'écoulement. En même temps, le modèle fournit la résolution des équations RANS standard dans les régions stables de l'écoulement. Menter et Egorov [26] ont proposé le modèle SAS en se basant sur le modèle SST. Pour certains auteurs, le modèle de turbulence SAS est appelé le modèle de turbulence SAS-SST. L'équation de conservation de l'énergie cinétique turbulente est celle du modèle SST.

III.4.3.4 Résumé sur les modèles de turbulence

Les approches et les modèles de turbulence des écoulements fluides ont été présentés dans cette section. Les modèles de turbulence k- ϵ , Shear Stress Transport (SST), et Scale Adaptive Simulation (SAS) choisis pour être étudiés dans ce projet de recherche, ont été résumés. Ces modèles de turbulence sont largement utilisés dans les simulations CFD des écoulements monophasiques. L'adaptabilité de ces modèles de turbulence à la modélisation multiphasique des écoulements cavitants, surtout pour les cas fortement instationnaires a été étudiée dans ce projet de recherche. Les modèles de turbulence k- ϵ et SST sont utilisés pour les cas de cavitation à poches attachées stationnaires. Et les modèles de turbulence k- ϵ et SAS sont utilisés pour les cas de cavitation à poches attachées/nuageuses instationnaires. La performance de ces modèles de turbulence pour la simulation des écoulements cavitants turbulents dans chaque régime de cavitation différent a été analysée dans ce travail.

III.5 Maillage sous Gambit

III.5.1 Définition de logiciel Gambit

Le logiciel Gambit est un meilleur 2D/3D ; préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics). Il génère des fichiers*.msh pour Fluent.

Le Gambit regroupe trois fonctions :

- définition de la géométrie du problème,
- le maillage et sa vérification,
- la définition des frontières (des conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs

III.5.2 Construction de la géométrie

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D.

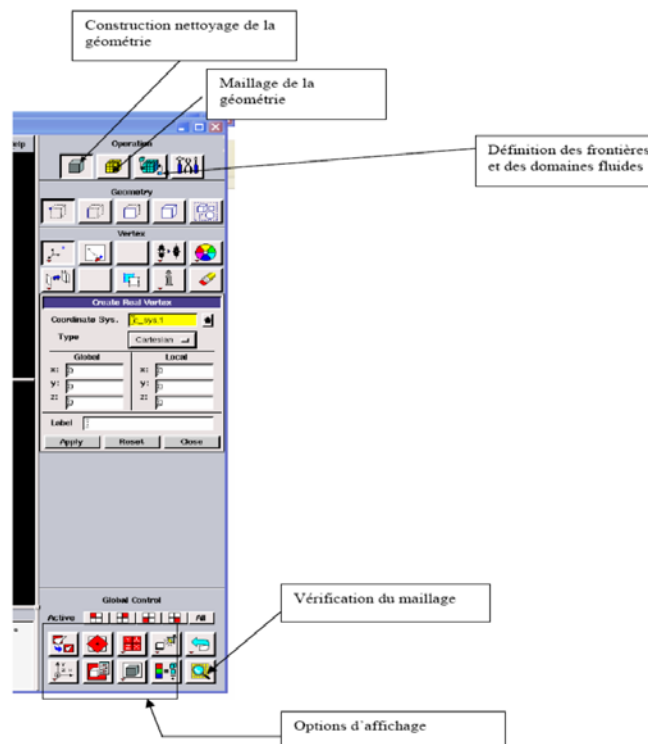


Figure III.7 Les opérations pour construire une géométrie

III.5.2.1 Maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

III.5.2.1.1 Choix du type de maillage

III.5.2.1.1.1 Maillage structuré (quadra/hexa)

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi bloc, il présente les avantages suivants :

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de maille par rapport à un maillage non structuré équivalent.
- Réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage ses inconvénients :
- Difficile à le générer dans le cas d'une géométrie complexe
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes

III.5.2.1.1.2 Maillage non structuré (tri/tétra.)

- Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.
 - Ses avantages :
 - Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments
 - Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.
 - Ses inconvénients :
 - Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré
 - Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si l'on compare avec le maillage structuré.
-

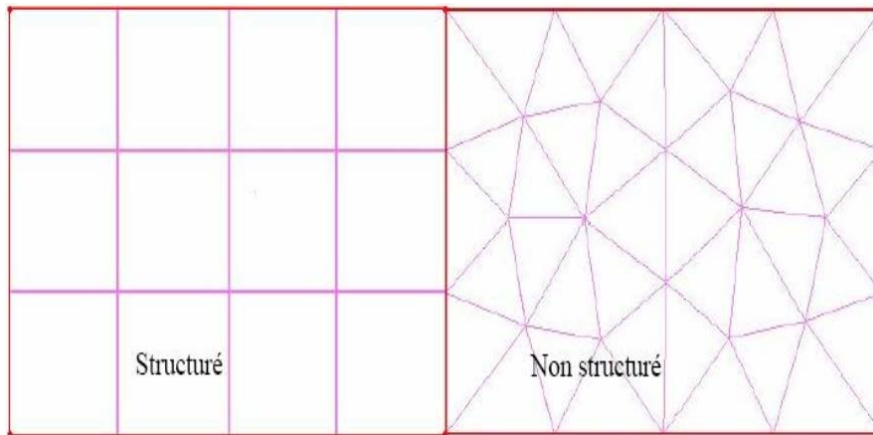


Figure III.8 maillage structuré et non structuré

III.5.2.1.1.3 Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D.

Ses avantages :

- Combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré !

III.5.2.1.1.4 Techniques générales de génération du maillage

Pratiquement, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable, cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable.

Nous pouvons résumer ces règles ainsi :

- Maintenir une bonne **Qualité** des éléments
- Assurer une bonne **Résolution** dans les régions à fort gradient
- Assurer un bon **Lissage** dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier
- Minimiser le nombre **Total** des éléments (temps de calcul raisonnable)

III.5.2.1.1.5 Qualité d'un maillage :

La génération d'une très bonne qualité de maillage est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant.

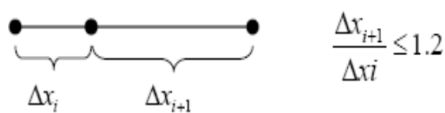
Une bonne qualité de maillage repose sur :

- Une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc ...etc.),

Enfin, la qualité de maillage à un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul.

❖ Lissage

Le changement dans la taille des éléments de maillage d'une zone maillée à une autre doit être graduel, la variation de la taille des éléments de deux zones adjacentes ne doit pas dépasser 20%.



$$\frac{\Delta x_{i+1}}{\Delta x_i} \leq 1.2$$

III.5.2.1.1.6 Génération d'un maillage couche limite :

La notion de résolution concerne plus particulièrement les zones qui présentent un fort gradient, ainsi une bonne résolution permet de mieux décrire les phénomènes physiques qui existent dans ces zones telles que les ondes de choc, ou les phénomènes liés à la couche limite.

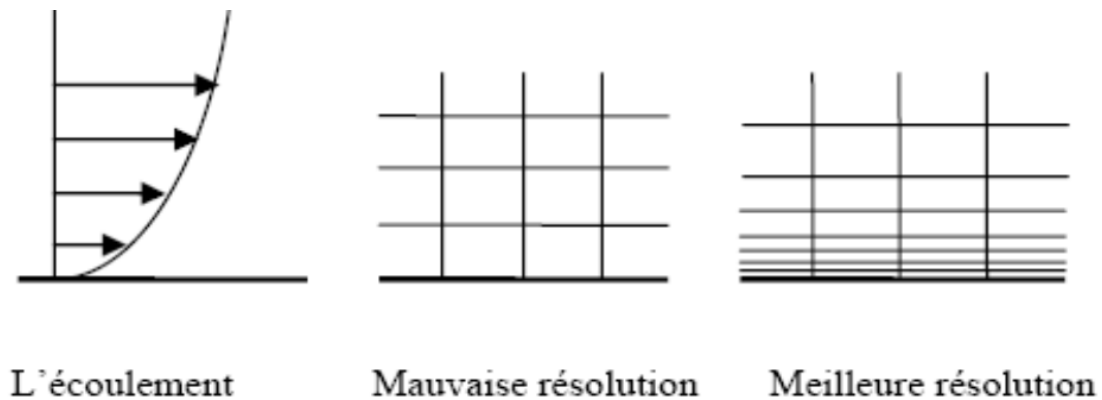


Figure III.9 Génération d'un maillage couche limite

III.6 Création de maillage bidimensionnel sur Gambit

La génération du maillage est une phase très importante dans une **ANSYS-Fluent**, vu son influence sur la solution calculée, en terme de précision et de temps de calcul.

Un nombre important d'éléments de maillage (raffinement) permet sans doute d'améliorer la précision des calculs. Figure III.9 contient un maillage bidimensionnel structuré créé par le préprocesseur Gambit.

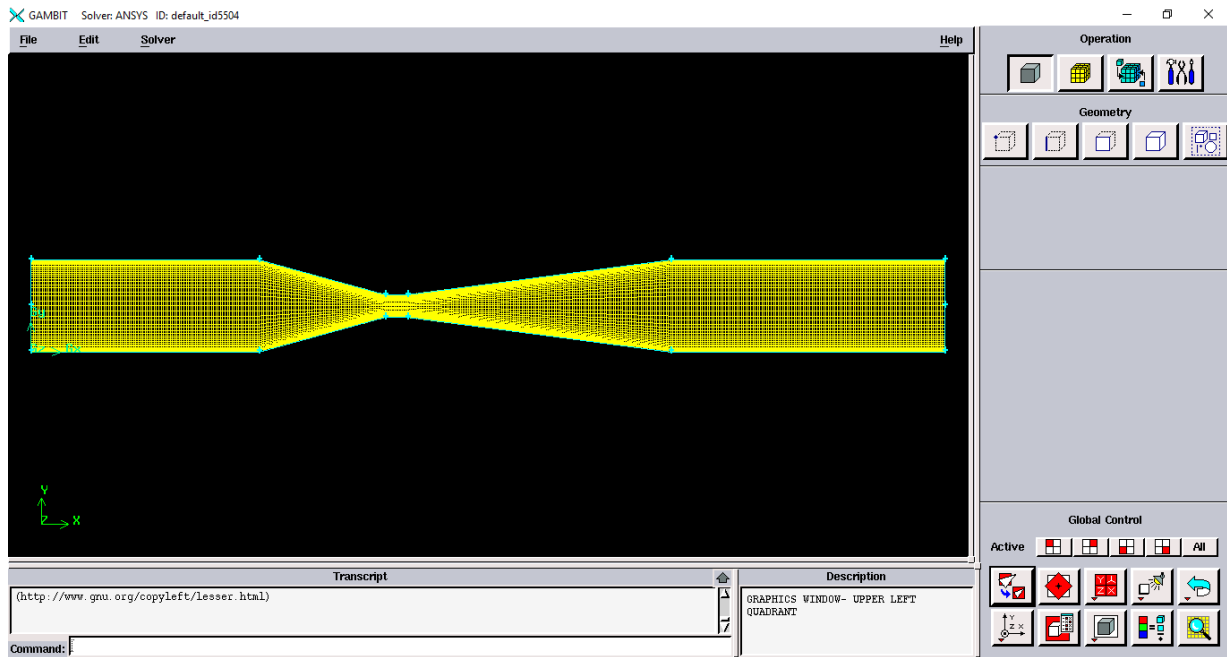


Figure III.10 Définition de maillage 2D sur gambit

Figure III.10 Montre le maillage utilisé pour les simulations numériques dont les résultats seront présentés dans le chapitre 4.

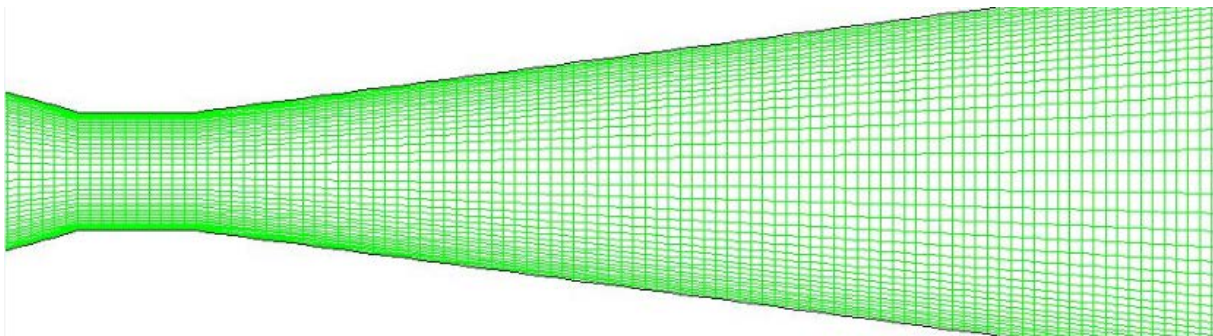


Figure III.11 Maillage du domaine de calcul

III.7 Modèle de turbulence :

La solution est considérée comme convergente quand le résidu des équations algébriques est inférieur à 10^{-5} . La convergence est atteinte après 1000 à 2500 itérations suivant la pression utilisée.

III.7.1 Modèle Sst :

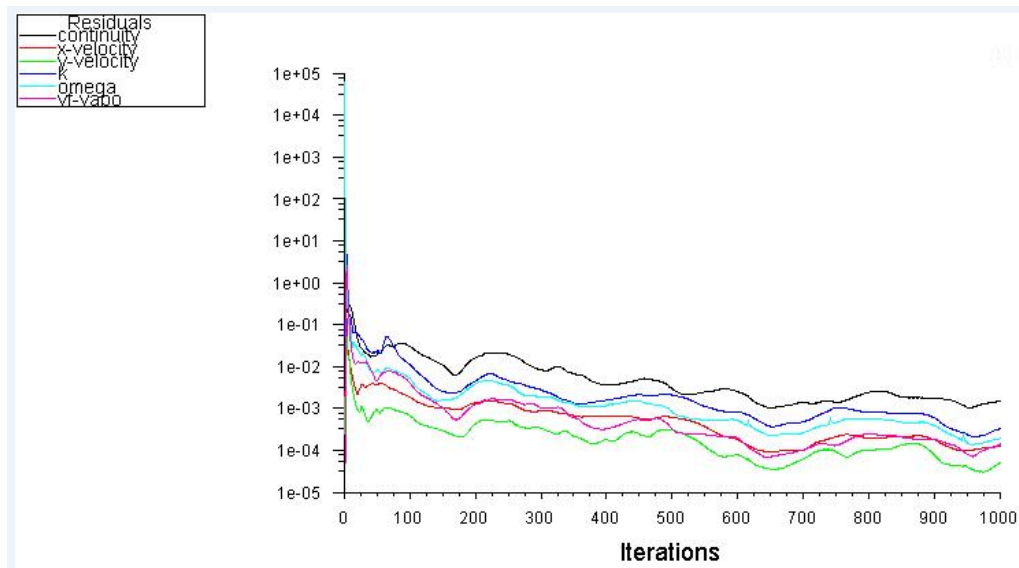


Figure III.12 Résidus de SST a cause de la période de convergence

III.7.2 Modèle k-ε :

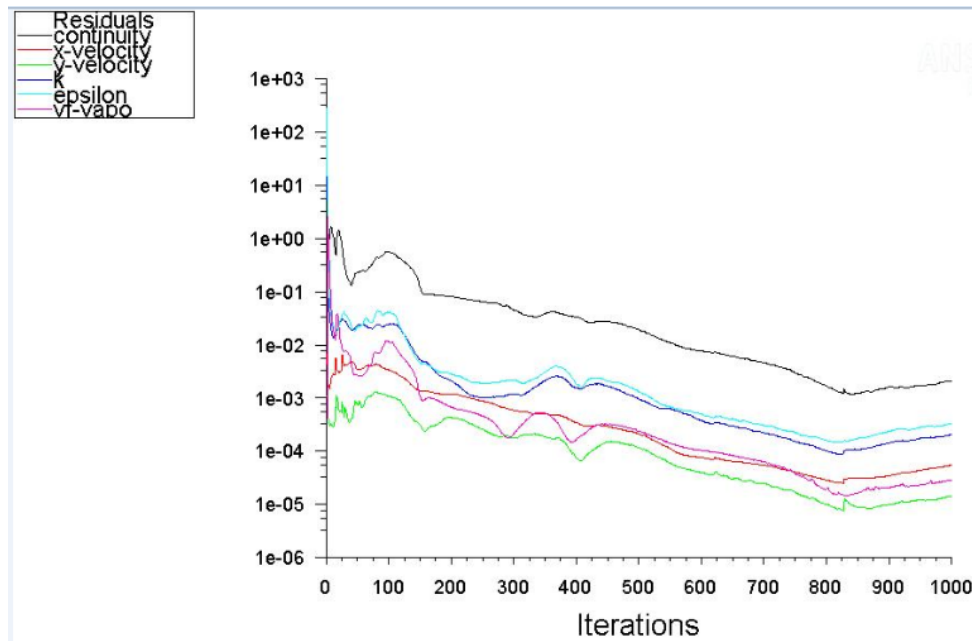


Figure III.13 Résidus de k-ε a cause de la période de convergence

D'après les deux graphes on remarque que le modèle SST converge rapidement par rapport aux modèle **k-ε**.

Ce qui va nous conduire à simuler notre étude avec le modèle SST.

CHAPITRE IV :

Résultat et

interprétation.

Introduction :

Ce chapitre est consacré à la présentation des résultats des simulations numériques de l'écoulement diphasique eau-vapeur dans un venturi cavitant. Pour ce fait, ce chapitre sera subdivisé en deux principales parties, la première pour étudier les performances du modèle numérique dans la prédiction de la courbe caractéristique d'un venturi cavitant sera confirmées par des comparaisons avec les mesures expérimentales publiées par Ashrafizadeh et Ghassemi (2015). Et dans la deuxième partie pour l'écoulement à l'intérieur du venturi est analysé en considérant les champs des pressions, des vitesses et la fraction de vide issus des simulations numériques.

IV.1 Conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont très importantes pour obtenir une solution précise avec une convergence rapide. Les conditions aux limites spécifient l'écoulement et les variables thermiques des limites du modèle physique. Ce sont par conséquent des composantes très critiques pour les simulations par Fluent et il serait très important de les spécifier correctement.

La Figure IV.1 montre les différentes conditions aux limites dans la géométrie de problème, Le col possède un diamètre de 1 mm et une longueur de 1 mm, Le diamètre des sections d'entrée et de sortie est égal à 4 mm et pour une pression d'entrée de 20 bars et une pression de sortie égale à 14 bars.

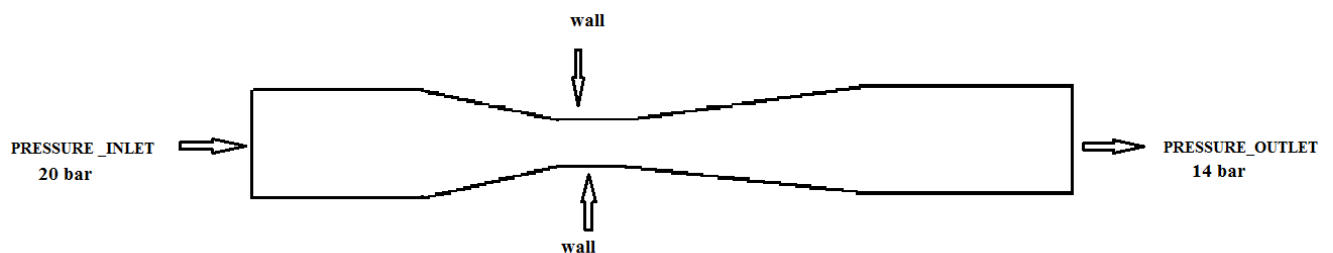


Figure IV.1 les différentes conditions aux limites

- Condition d'entrée : pression « PRESSURE_INLET ».
- Condition de sortie : pression « PRESSURE_OUTLET ».
- Condition aux parois : « WALL ».

Tableau IV.1 regroupe les propriétés thermo-physiques de l'eau à l'état liquide et à l'état vapeur à la température de référence. La température de référence est égale à la température à l'entrée. Ces propriétés sont supposées constantes.

Tableau IV.1. Propriétés thermo-physiques de la vapeur d'eau.

| Propriétés | Vapeur d'eau | Eau liquide |
|---|-----------------------|-------------|
| Masse volumique, kg/m^3 | 0.5542 | 1000 |
| Chaleur spécifique, J/kg.K | 2014 | 4185 |
| Viscosité, kg/m.s | 1.34×10^{-5} | 0.001 |
| Conductivité thermique, W/m.K | 0.0261 | 0.600 |
| Masse Molaire, g/mol | 18.0154 | 18.0154 |

IV.2 Validation du Modèle Numérique

Ashrafizadeh et Ghassemi ont publié une étude en 2015 sur l'analyse de l'écoulement dans un venturi cavitant, cette étude pour un but de contrôle du débit d'un fluide. Elle compte sur la détermination de l'effet des pressions en amont et en aval, ainsi que des paramètres géométriques, tels que le diamètre du col, sa longueur et l'angle du diffuseur sur le (\dot{m}) et le rapport de pression critique. Pour cela, ils ont testé pour différentes pressions en amont et en aval, afin de mesurer le débit massique à leur sortie et obtenir leurs courbes caractéristiques. Ces dernières expriment la variation du rapport de débit massique, défini comme le rapport du débit massique du liquide à la sortie du venturi (\dot{m}_{liq}) sur le \dot{m} étranglé (\dot{m}_{choked}), en fonction du rapport de pression, défini comme le rapport de la pression à la sortie (P_{out}) à la pression à l'entrée du venturi cavitant (P_{in}). La comparaison qu'on a fait entre la courbe caractéristique du venturi cavitant obtenu par le modèle numérique avec celle obtenue expérimentalement par Ashrafizadeh et Ghassemi (2015) pour un but de validation de nos résultats. Sur la Figure IV.2 on montre cette comparaison entre la courbe caractéristique du venturi cavitant étudié obtenu numériquement avec celle issue des mesures de la référence citée. Du premier regard, le modèle numérique nous permet de représenter d'une façon fidèle

l'allure de la courbe caractéristique d'un venturi cavitant. Le rapport du débit massique est resté presque constant avec l'augmentation du rapport de pression jusqu'à une valeur critique, à partir de laquelle le rapport du débit massique chute rapidement. Cependant, il a été constaté que le modèle numérique surestime le rapport du débit massique notamment dans la région du fluide cavitant où l'erreur maximale est de 8.77 %. Elle ne dépasse pas 4.30 % dans la région de l'écoulement tout liquide. Les deux approches donnent des pressions critiques très proches ($Pr_{crit} = 0.71$). Elles correspondent à une pression de sortie de 14 bars et une pression d'entrée de 20 bars.

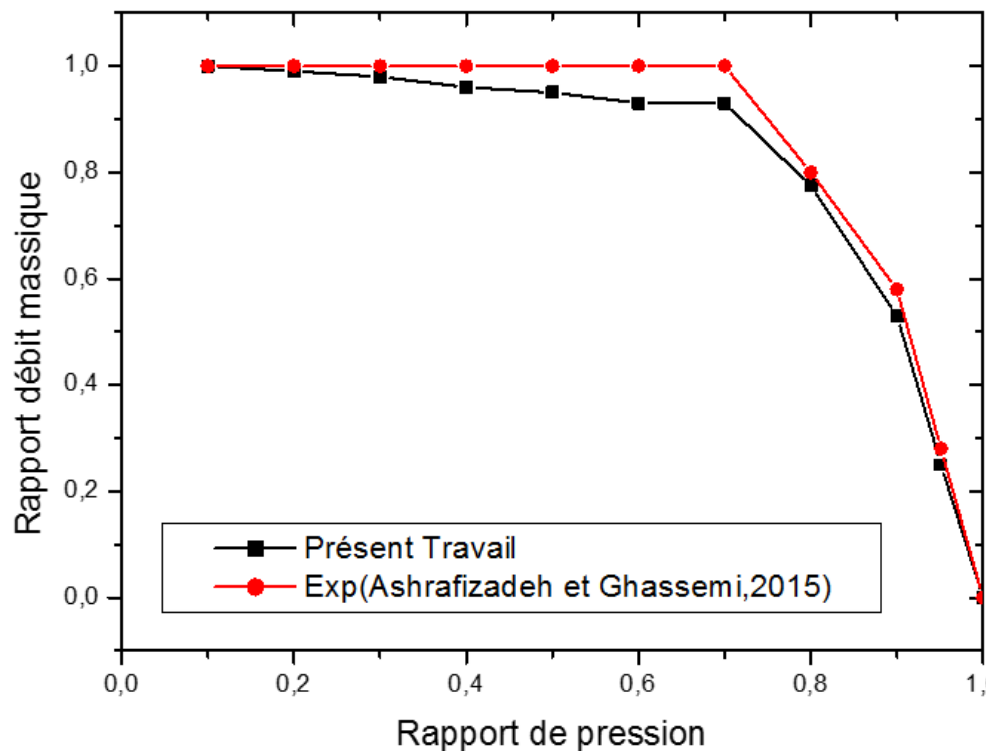


Figure IV.2 Comparaison des courbes caractéristiques numériques et expérimentales du venturi étudié

IV.3 Résultat obtenus :

IV.3.1 Champ des Pressions

La Figure IV.3 montre la distribution de la pression statique, pour une pression d'entrée de 20 bars et une pression de sortie 14 bars. On remarque que vers la sortie du convergent on a une diminution des pressions jusqu'elles atteignent leurs basses valeurs au niveau du col. Dans cette partie la pression du fluide atteint la pression de saturation de l'eau à 27°C, c'est-à-dire

3.54 kPa. Ce qui conduit l'eau à s'évaporer. La phase d'évaporation se produit au niveau du col et vers l'entrée du divergent.

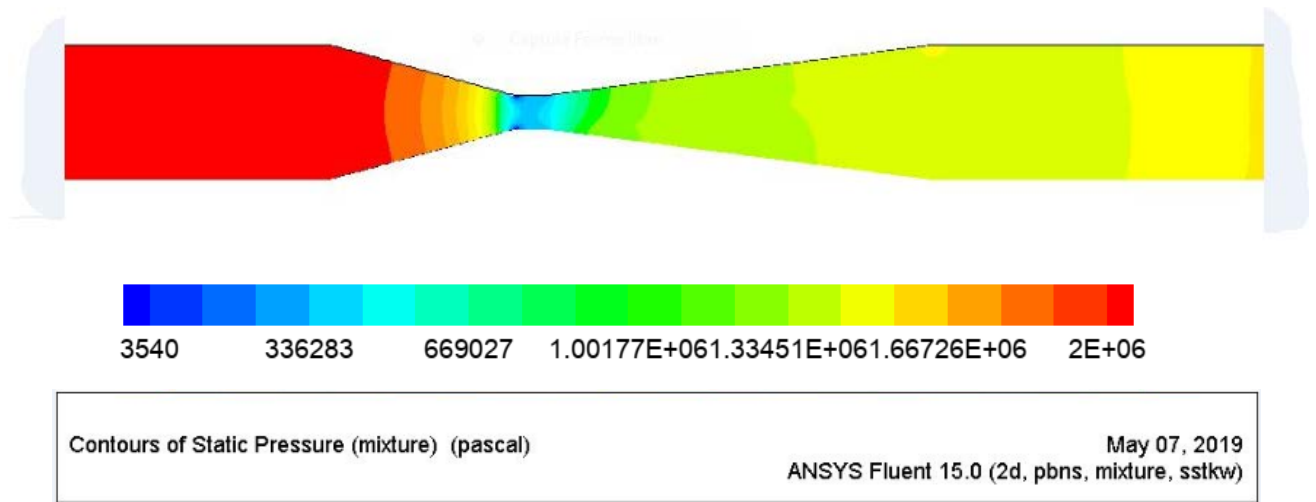
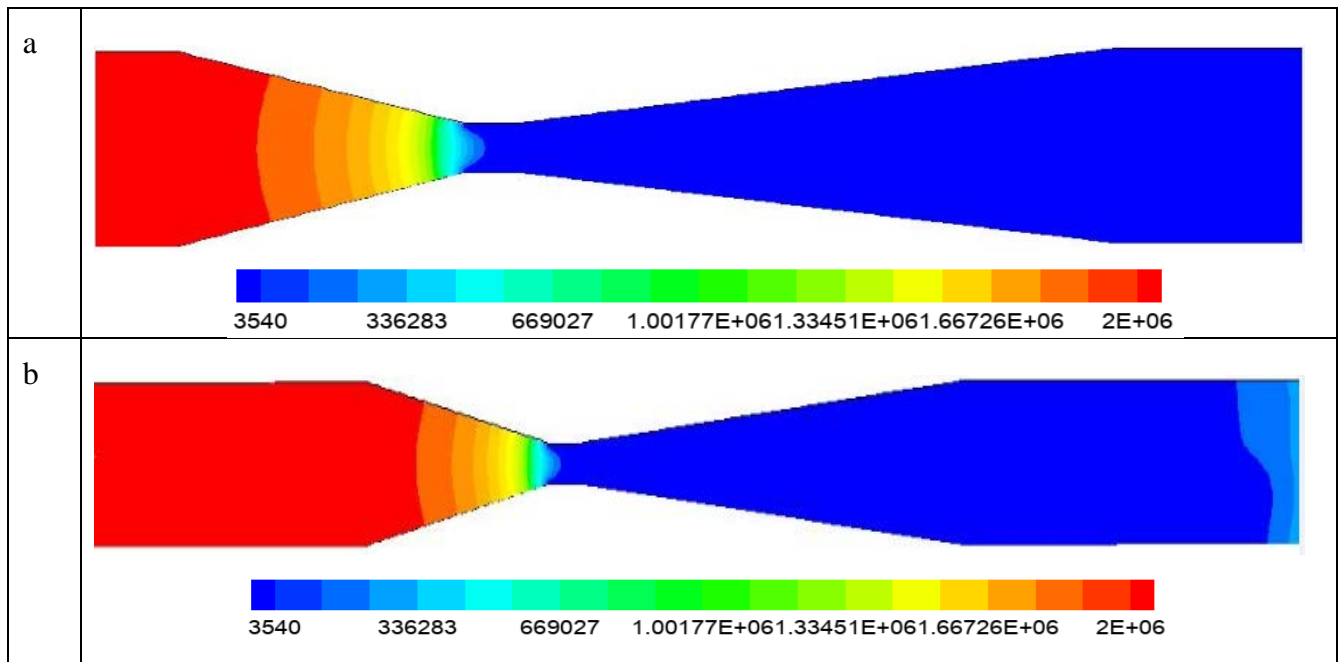


Figure IV.3 Contours de la pression statique à travers le venturi

la Figure IV.4 montrer l'influence de la pression de sortie sur l'apparition et le développement de la zone de cavitation, on a fixé la pression de l'entrée à 20 bars en changeant la pression de sortie de 1, 5, 10, 15 et 20, On remarque que la diminution de la pression à la sortie provoque une zone de cavitation plus large qui peut atteindre la sortie du venturi.



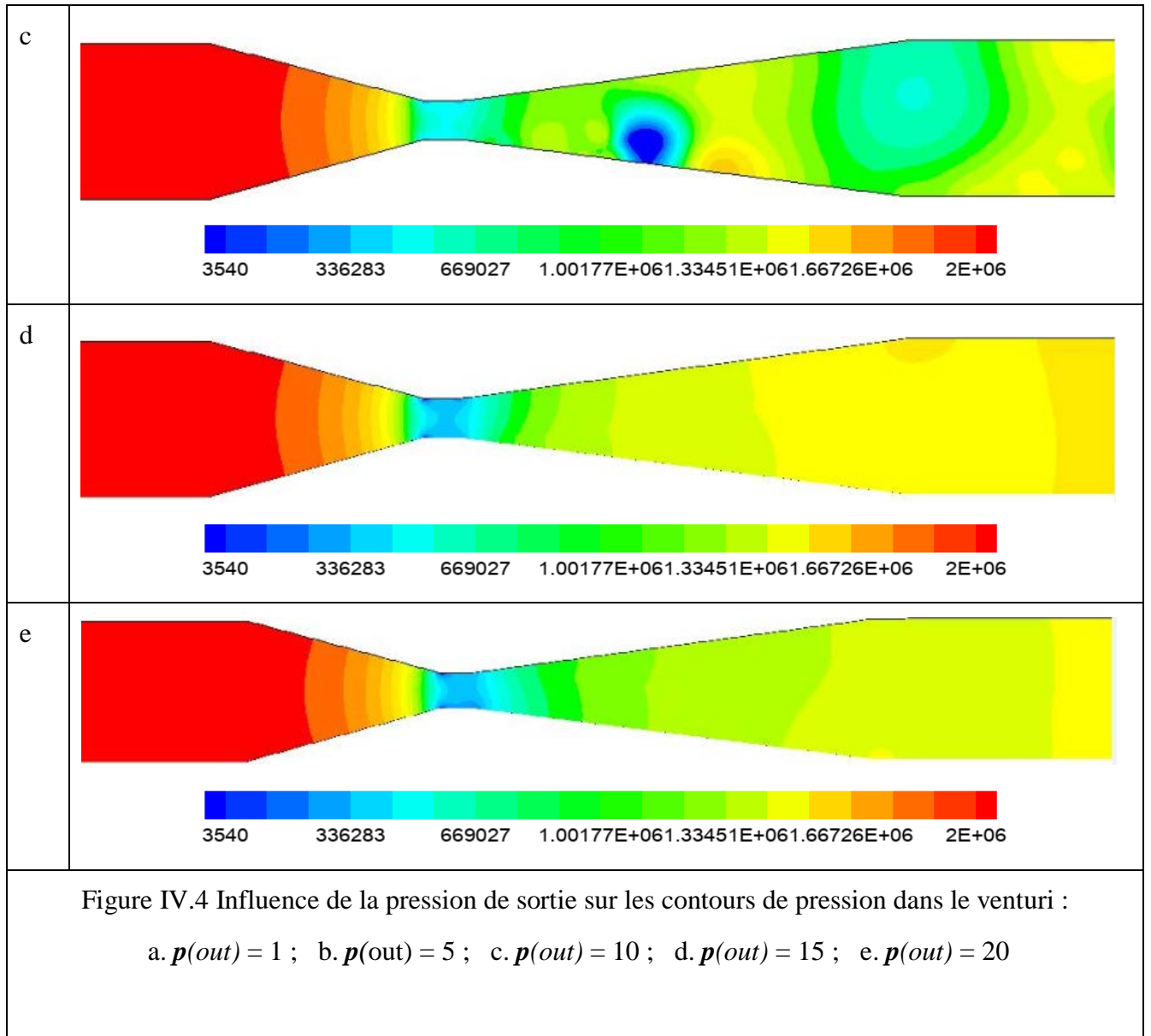


Figure IV.4 Influence de la pression de sortie sur les contours de pression dans le venturi :

a. $p(out) = 1$; b. $p(out) = 5$; c. $p(out) = 10$; d. $p(out) = 15$; e. $p(out) = 20$

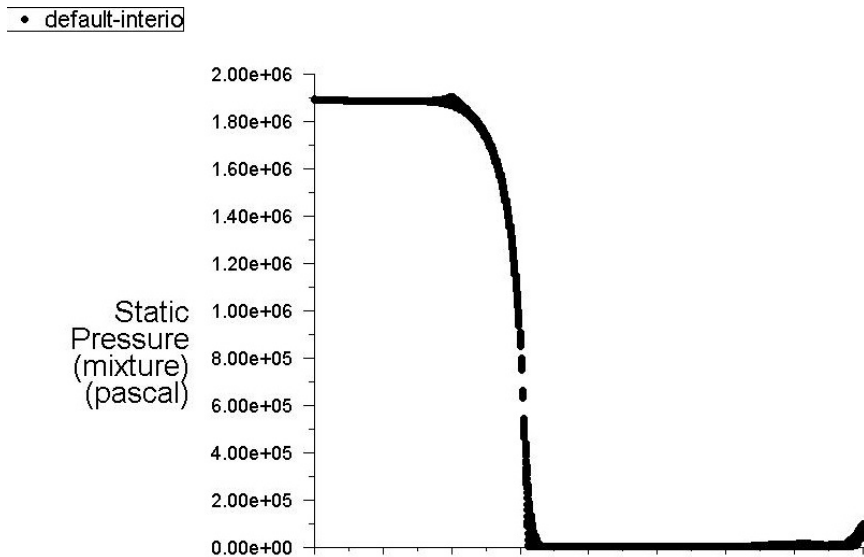


Figure IV.5 : La variation de pression pour une pression d'entrée de 20 bars et de sortie 1 bars dans le tube de venturi

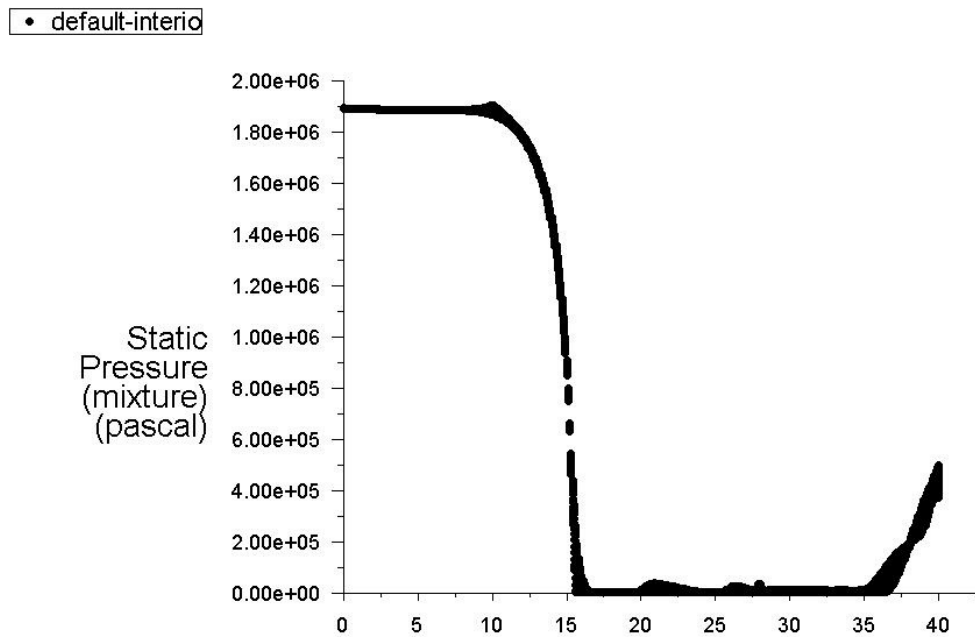


Figure IV.6 : La variation de pression pour une pression d'entrée de 20 bars et de sortie 5 bars dans le tube de venturi

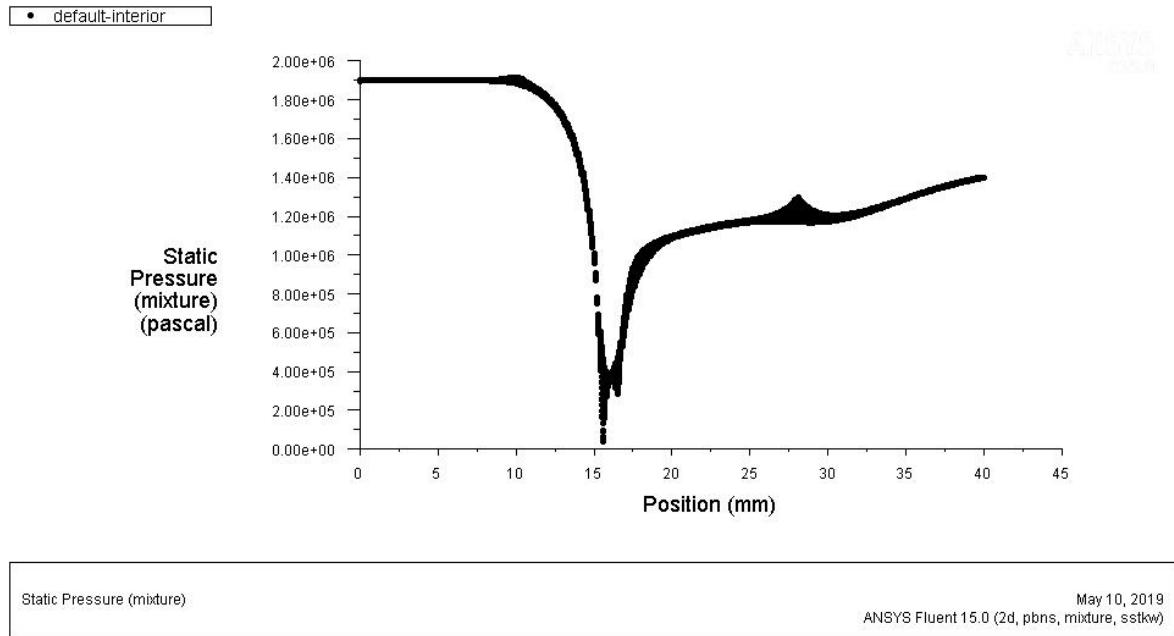


Figure IV.7 : La variation de pression pour une pression de sortie 14 bars et d'entrée de 20 bars dans le tube de venturi

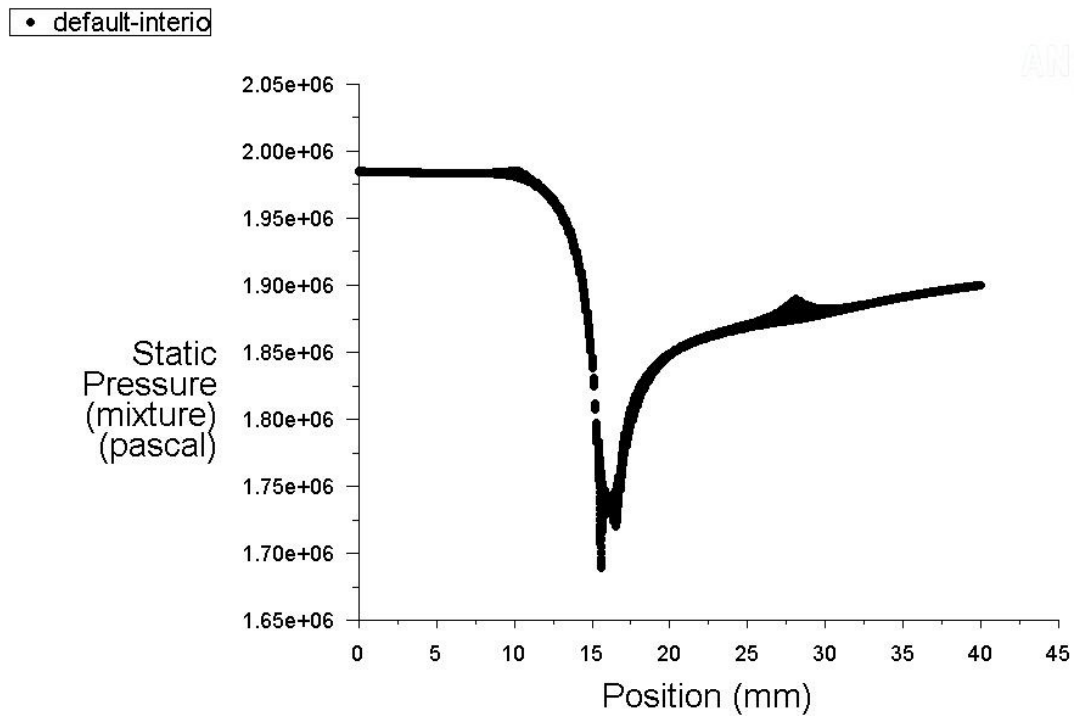


Figure 4.8 : La variation de pression pour une pression d'entrée de 20 bars et de sortie 20 bars dans le tube de venturi

Les figures (IV.5.6.7.8) représentent la distribution des pressions dans le tube de venturi, pour une pression d'entrée fixée à 20 bars et des pressions de sortie de 1, 5, 14 et 20 bars.

Au niveau du col, On remarque une chute de pression pour atteindre leurs basses valeurs qui engendre avec elle une cavitation pour les trois premiers cas 1, 5 et 14 bars.

Pour le cas 20 bars (entrée-sortie) la diminution de pression n'a pas atteint ses basses valeurs donc la cavitation n'a pas s'effectuer.

IV.3.2 Champ des Vitesses

Une ligne de courant est une courbe de l'espace décrivant un fluide en mouvement et qui, à tout instant, possède en tout point une tangente parallèle à la vitesse des particules du fluide.

Figure IV.9 présente les lignes de courant le long du venturi. Près de la paroi du divergent une apparition d'une séparation de l'écoulement. Ce phénomène indésirable provoque des pertes hydrauliques et de l'énergie est dissipée du flux d'écoulement.

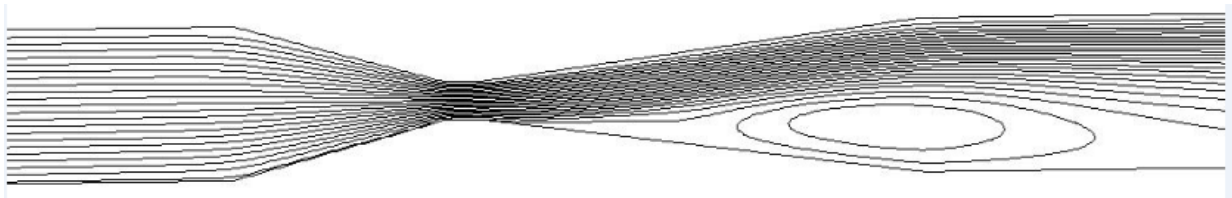


Figure IV.9 Lignes de courant à travers le venturi étudié

Les contours des vitesses viennent confirmer les résultats précédents (Figure IV.10).

Au niveau du col, Une accélération de L'écoulement à cause du convergent au même temps la vitesse atteint sa valeur maximale. En s'écoulant vers la sortie du venturi, le fluide perd de la vitesse. Nous observons aussi la formation d'une zone de recirculation au niveau de divergent.

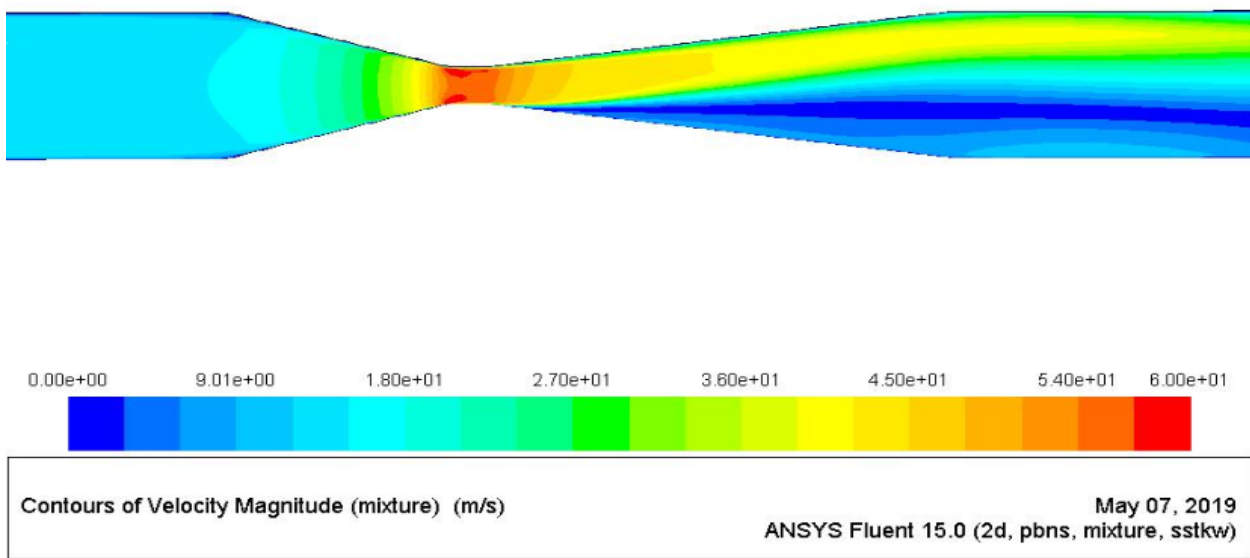


Figure IV.10 Contours des vitesses dans le venturi étudié

IV.3.3 Fraction de Vide

La fraction de vide est le rapport, dans un mélange de liquide et de gaz (écoulement diphasique gaz-liquide), du volume occupé par le gaz au volume total. Les contours de la fraction de vide nous aident à voir très clairement la zone de cavitation depuis son apparition jusqu'à sa dissipation.

Au niveau du col l'eau commence à s'évaporer et cette évaporation se développe jusqu'à l'entrée du divergent comme le montre La Figure IV.11. Dans la zone d'entrée du convergent la quantité de vapeur obtenue est maximale.

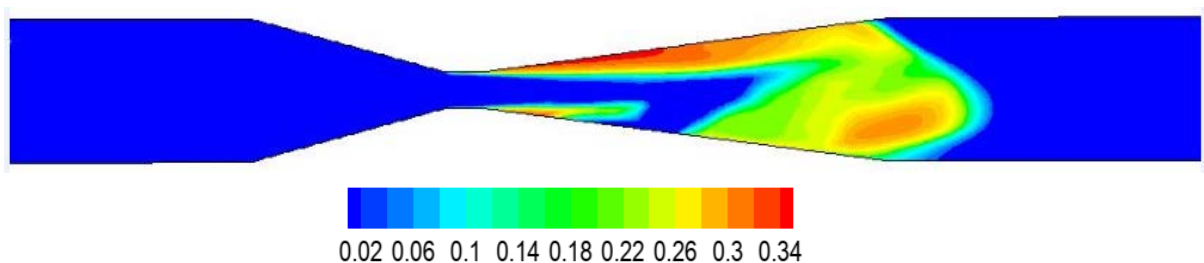


Figure IV.11 Contours de la fraction de vide dans le venturi étudié

la Figure IV.12 montre l'évolution de fraction de vide en fonction de la pression de sortie pour une pression d'entrée fixée à 20 bars et des pressions de sortie de 1, 5, 10, 15 et 20 bars, comme la pression statique, Pour de faibles pressions de sortie on remarque que la zone de

cavitation est plus large. Comme par exemple, le cas où la pression de sortie est égale à 1 bars, les fractions de vide s'étalent et prennent des valeurs maximales presque dans toute la zone du divergent (en aval du col jusqu'à la sortie du venturi). A chaque fois on augmente la pression de sortie, on remarque que la région de cavitation se limite dans une région du divergent très proche du col.

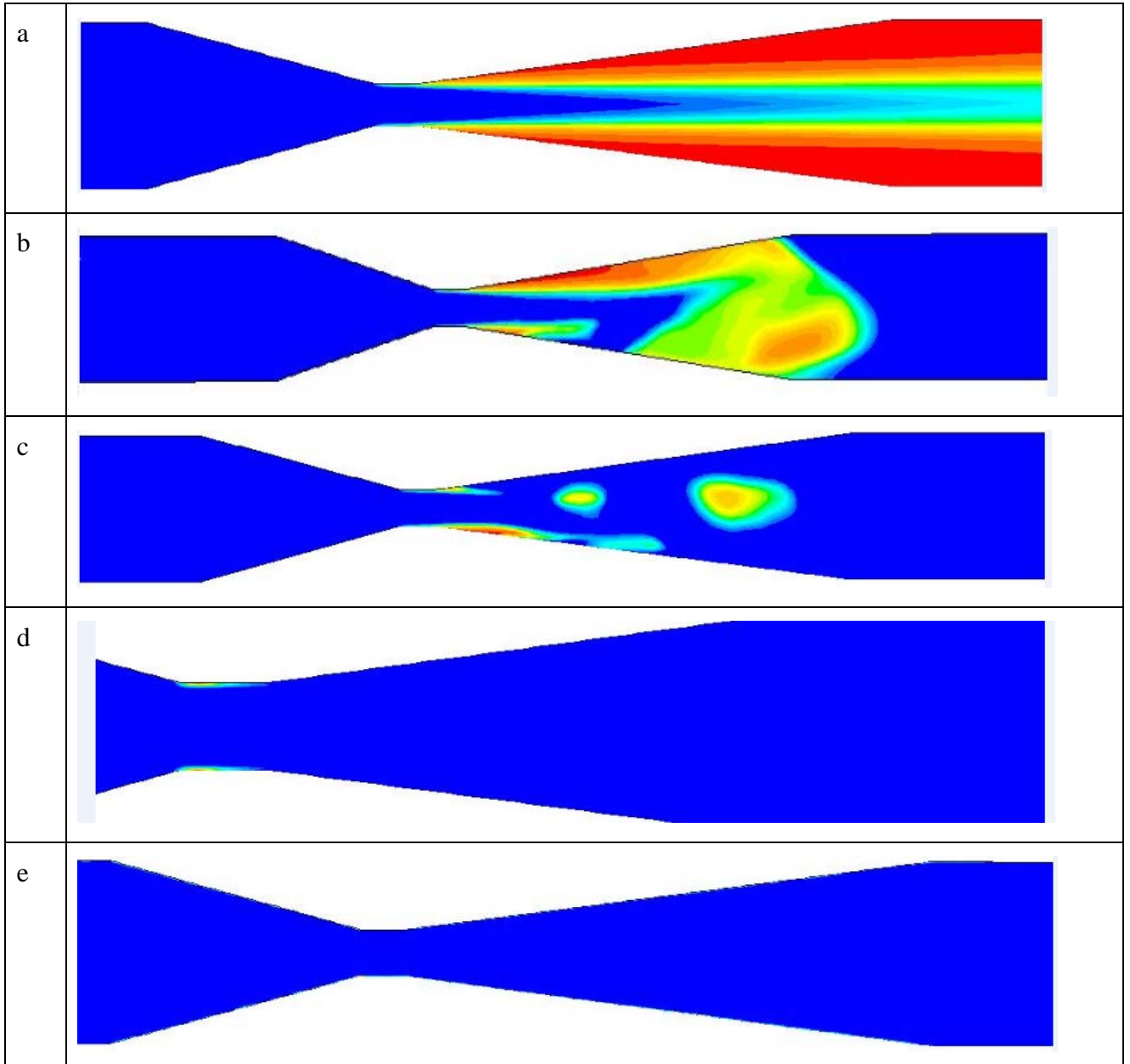


Figure IV.12 Influence de la pression de sortie sur les contours de la fraction de vide dans le venturi :

a. $p(out) = 1$; b. $p(out) = 5$; c. $p(out) = 10$; d. $p(out) = 15$; e. $p(out) = 20$

Conclusion générale :

Une grande diversité des moyens de comptage du débit existe, parmi ces moyens il existe le venturi cavitant. Cette diversité d'utilisation de plusieurs ou bien de différents types de débitmètres est la résulte de certains critères comme : la nature des fluides transportés, le type des débits mesurés, la précision de mesure ainsi que les conditions d'installation et le service.

Pour bien comprendre n'importe quel phénomène il est indispensable d'effectuer des simulations numériques. Alors c'est le même cas pour le venturi cavitant de petite taille, on a effectué une simulation numérique sur cet appareil pour avoir une idée sur la fiabilité de ce dernier dans le contrôle du débit massique avec le changement de la pression en aval.

En se basant sur des résultats expérimentaux d'un venturi cavitant de la littérature, une simulation numérique de l'écoulement dans un venturi cavitant a été entreprise. Les résultats numériques ont été confrontés avec succès avec les mesures expérimentales de la littérature. De plus, les résultats numériques ont permis d'obtenir la courbe caractéristique du venturi cavitant étudié. Cette qui exprime la variation du rapport de débit massique, défini comme le rapport du débit de sortie sur le débit étranglé, en fonction du rapport de pression, défini comme le rapport de la pression de sortie à la pression d'entrée, permet de limiter les domaines de l'écoulement cavitant et de l'écoulement tout-liquide.

L'analyse des résultats en termes de pression statique, vitesse, lignes de courant et fraction de vide obtenus par la simulation nous a permis de voir clairement la zone de cavitation dans le venturi cavitant. Il a été montré que les pressions en aval ont une influence directe sur la zone de cavitation. Pour de faibles pressions en aval la zone de cavitation est plus large, alors qu'elle tend à disparaître pour de fortes pressions. En gros, il a été démontré que la simulation numérique peut être un outil très intéressant pour la conception et l'étude des venturis cavitants, en général, et ceux de petites tailles en particulier.

Références bibliographiques

[1] **Rayleigh**- The pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity. *Phil. Mag.*,34,94 sq.

[2] **Chahine, G.L.** Cloud cavitation : theory. 14th Simp. On Naval Hydrodynamics, 1983.

[3] **C. E. Brennen.** *Cavitation and Bubble Dynamics*. Oxford University Press, NewYork, 1995.

[4] **Mohamed Faïçal GUENNOUN**, Étude physique de l'apparition et du développement de la cavitation sur une aube isolée, Thèse doctorat de L'école Polytechnique de lausanne à Rabat, Maroc. Soutenue ,2006.

[5] **Franc JP et al.** La cavitation. Mécanismes physiques et aspects industriels. Collection Grenoble Sciences. Presses Universitaires de Grenoble, 1995.

[6]**Ghassemi H., Fasih H.F.** Application of small size cavitating venturi as flow controller and flow meter, *Flow Measurement Instrumentation*, 22, pp. 406–412-2011.

[7]**Kieffer S.W.** Sound speed in liquid–gas mixtures: water–air and water–steam, J. *Geophysical Research*, 82, pp. 2895–2904-1977.

[8] **Ghassemi H, Fasih HF.** Application of small size cavitating venturi as flow controller and flow meter. *Flow Meas Instru*, 22:406-12-2009.

[9] **Brennen CE.** *Cavitation and Bubble Dynamics*. Oxford Engineering Science Series, 1995.

[10] **Randall LN.** Rocket Applications of the Cavitating Venturi. *J Am Rock Soc*, 22:28-38-1952.

[11] **Ungar EK, Mal TD.** Potential Cavitating Venturi Modifications To Improve Performance At Low Inlet Subcooling: Backward Facing Steps And threaded throats, *ASME Fluids Engineering Div. Publication FED*, 190:319-27-1994.

[12] **Liou SG, Chen IY, Sheu JS.** Testing and evaluation of small cavitating venturis with water at low inlet subcooling. *Proceedings of the AIP Conference*, 420:479–87-1998.

[13] **Ishimoto J, Kamijo K.** Numerical simulation of cavitating flow of liquid helium in venturi channel. *Cryogenics*, 43:9-17-2003.

[14] **Goncalves E, Patella RF.** Numerical simulation of cavitating flows with homogeneous models. *Comput Fluids*, 38:1682-96-2009.

[15] **Goncalves E , Patella RF.** Numerical study of cavitating flows with thermodynamic effect. *Comput. Fluids*, 39:99-113-2010.

[16] **Goncalves E.** Numerical study of unsteady turbulent cavitating flows. *Eur J Mech BFluid*, 30:26 40-2011.

[17] **Ghassemi H, Fasih HF.** Application of small size cavitating venturi as flow controller and flow meter. *Flow Meas Instru*, 22:406-12-2001.

[18] **Comité techniciens**, « Commercialisation des gaz naturels »,Chambre Syndicale de la Recherche et de la Production du Pétrole et du gaz naturel, Spécification et comptage, 1994.

[19] **AFNOR/Norme X10-102**, « Mesure de débit des fluides au moyen de diaphragmes, tuyères et tubes de venturi insérés dans des conduites en charge de section circulaire », juin 1980.

[20] : **RAZALI Ahmed**, Simulation Numérique de l'Écoulement dans un Venturi Cavitant, Mémoire de Master, Université des Sciences et de la Technologie Mohamed BOUDIAF d'Oran, Faculté de Génie Mécanique, 2015-2016.

[21] : **Guemena Mouloud**, Mesure de gros débit de gaz, contribution des venturis tuyère à colsonique, Mémoire de Magister, Université M'hamed Bougueera Boumerdes, Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie, 2002.

[22] : **Richard Thorn**, Differential pressure flowmeters, chapter 28.1 in John G. Webster, Halit Eren, The Measurement, Instrumentation and Sensor Handbook, CRC Press, 1999.

[23] **Ulas A.** Passive flow control in liquid-propellant rocket engines with cavitating venturi. Flow Meas Instru, 17:93-97-2006.

[24] **M.Benbarek** : modélisation et simulation des écoulement a surface libre en présence de singularité du fond, 03 décembre 2015.

[25] **Lauder, B. E., and Spalding, D. B.** "The numerical computation of turbulent flows," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3(2), pp. 269-289-1974.

[26] **Menter, F. R., and Egorov, Y.,** "A scale-adaptive simulation model using two-equation models," Proc. 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, January 10, 2005 January 13, 2005, American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc., pp. 271-283-2005.
