

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد- تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd- Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par : M. BENBRAHIM Zouheyr

M. GUETTAYA Islam Yassine

Sujet

Etude du phénomène de cavitation dans le tube de venturi

Soutenu publiquement, le 25 / 06 / 2022 , devant le jury composé de :

M. SARI HASSOUN Z.	MCA	Université de Tlemcen	Président
M. ALIANE K.	PR.	Université de Tlemcen	Examineur
M.ROSTANE B.	MCA	Université de Tlemcen	Encadreur
M. BENMANSOUR A.	MCB	Université de Tlemcen	Co-Encadreur

Année universitaire : 2021 / 2022

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 reflexes. Sans sa miséricorde, ce travail n'aurait pu aboutir.

*Nous exprimons toute notre gratitude au **DOCTEUR ROSTANE BRAHIM** notre encadreur, pour ses conseils, sa patience et sa persévérance dans le suivi de nos études, et de nous avoir suggéré un sujet de recherche intéressant, pour ses encouragements et également pour toutes les connaissances en CFD qu'il a partagées avec nous. Un grand merci pour avoir pris beaucoup de temps pour la révision et la correction de nos articles.*

*Nous adressons également nos remerciements à Monsieur **BENMANSOUR ABDELKARIM** notre Co-encadreur, qui nous a aidé beaucoup tout au long de ce projet de recherche. Nous vous remercions beaucoup de vos encouragements et d'avoir partagé avec nous votre temps.*

*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.*

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.*
- *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.*

ملخص

أجهزة التجويف فنتوري هي أجهزة بسيطة يمكن استخدامها في تطبيقات صناعية مختلفة للتحكم في التدفق الكتلي للسوائل. الهدف من هذا العمل هو إجراء محاكاة عددية لتدفق مرحلتين في تجويف فنتوري. أجريت هذه الدراسة باستخدام محلل ANSYS-Fluent لمعادلات Navier Stocks. تؤخذ تأثيرات الاضطراب في الاعتبار باستخدام نموذج الاضطراب $k-\omega$ مع SST) Schnerr و Sauer كنموذج التجويف. هناك توافق جيد بين النتائج العددية والقياسات التجريبية في الأدبيات. أظهرت النتائج أن ضغط مخرج الفنتوري له تأثير مباشر على منطقة التجويف. يمكن ملاحظة أنه على الرغم من صغر حجم أنابيب فنتوري ، إلا أنها كذلك قادرة على التحكم في التدفق الكتلي وإظهار الخصائص الطبيعية. قلل قطر الحلق ، تصبح أنماط التجويف الخاصة بهم أكثر محدودية. تظهر النتائج أيضا ذلك تؤدي زيادة زاوية الناشر وطول الحلق إلى انخفاض نسبة الضغط المخرج.

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

RÉSUMÉ

Les venturis à cavitation sont des dispositifs simples qui peuvent être utilisés dans différentes applications industrielles pour contrôler le débit massique de fluides. Le but de ce travail est de réaliser des simulations numériques d'écoulement diphasique dans un venturi de cavitation. Cette étude a été menée à l'aide du solveur ANSYS-Fluent pour les équations de Navier Stokes. Les effets de turbulence sont pris en compte à l'aide du modèle de turbulence $k-\omega$ -(SST) avec Schnerr et Sauer comme modèle de cavitation. Il existe un bon accord entre les résultats numériques et les mesures expérimentales dans la littérature. Les résultats montrent que la pression de sortie du venturi a un effet direct sur la zone de cavitation. On constate que malgré la petite taille des tubes de venturi, ils sont capable de contrôler le débit massique et présentant des caractéristiques normales. Diminuer diamètre de la gorge, leurs schémas de cavitation deviennent plus limités. Les résultats montrent également que L'augmentation de l'angle du diffuseur et de la longueur de la gorge entraîne une diminution du rapport de pression critique.

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

Abstract

Cavitation venturis are simple devices that can be used in different industrial applications to control the mass flow of fluids. The aim of this work is to perform numerical simulations of two-phase flow in a cavitation venturi. This study was conducted using the ANSYS-Fluent solver for Navier Stokes equations. Turbulence effects are taken into account using the $k-\omega$ -(SST) turbulence model with Schnerr and Sauer as the cavitation model. There is a good agreement between the numerical results and the experimental measurements in the literature. The results show that the venturi outlet pressure has a direct effect on the cavitation zone. It can be seen that despite the small size of the venturi tubes, they are able to control mass flow and exhibiting normal characteristics. Lessen throat diameter, their cavitation patterns become more limited. The results also show that increasing the angle of the diffuser and the length of the throat results in a decrease in the critical pressure ratio.

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

Remerciement

ملخص

Résumé

Abstract

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale 1

<p style="text-align: center;">Chapitre I Informations générales sur les venturis cavitants</p>
--

Introduction 2

I.1 Description et explication du phénomène de cavitation 3

I.1.1 Définition de la cavitation : 3

I.1.2 Source de la cavitation: 4

I.1.3 Les types de cavitation : 5

I.1.3.1 Cavitation acoustique : 5

I.1.3.2 Cavitation stable : 5

I.1.3.3 Cavitation transitoire : 5

I.1.3.4 Cavitation hydrodynamique : 6

I.1.3.4.1 Cavitation itinérante 6

I.1.3.4.2 Cavitation fixe 6

I.1.3.4.3 Cavitation tourbillonnaire 6

I.1.3.5 Cavitation optique : 6

I.1.3.6 Cavitation des particules : 6

I.2 L'effet de cavitation 7

I.2.1 Les Pertes de rendement : 7

I.2.2 Bruit: 8

I.2.3 Détérioration : 8

I.3 Venturi cavitants 8

I.4 Antécédents de travail dans le champ venturi 10

<p style="text-align: center;">Chapitre II L'influence de venturi sur les écoulements internes</p>

II.1 L'effet de venturi..... 20

 II.1.1 Domaines d'application 20

II.2 Tube de venturi 21

 II.2.1 Norme ISO5167-1 : 22

 II.2.2 Forme générale : 22

 II.2.3 Installation..... 23

 II.2.4 Maintenance 24

 II.2.5 Avantage 24

 II.2.6 Désavantage 24

II.3 Pertes de charge..... 25

 II.3.1 Pertes de charge linéaires : 26

 II.3.2 Pertes de charge singulières : 26

II.4 Notion du débit..... 27

 II.4.1 La mesure du débit : 27

 II.4.1.1 Débitmètres à pression différentielle : 28

 II.4.1.2 Débitmètres déprimogènes a tube de venturi : 29

II.5 Principe du Bernoulli..... 29

 II.5.1 Théorie : 29

 II.5.2 Cas des fluides compressibles : 31

II.6 Conclusion 33

<p style="text-align: center;">Chapitre III Simulation numérique</p>
--

III.1 Introduction..... 34

III.2 Contexte théorique 34

III.3 Concept de la méthode des éléments finis 36

III.4 Méthodes des volumes finis dans fluent..... 37

 III.4.1 Equations gouvernantes: 37

III.4.2	Modélisation de la turbulence:	39
	Modèle SST k- ω	41
III.4.3	Model de cavitation	42
III.5	Procédure numérique	43
III.5.1	La CFD:	43
III.5.2	Définition d'ANSYS Inc:	44
	III.5.2.1.1 Aspects techniques.....	45
III.6	Description et modélisation du problème	46
III.6.1	Créations de la géométrie et le domaine d'écoulement 3D:	47
	III.6.1.1 Ansys Design Modeler:.....	48
III.7	Maillage du domaine fluide	49
III.7.1	Topologie du maillage:	49
III.7.2	Repérage des conditions aux limites :	50
III.7.3	Optimisation du maillage:.....	51
	III.7.3.1 Maillage en couche limite:	51
	III.7.3.1.1 Les caractéristiques de maillage généré avec parois raffinées en couche limite: 52	
III.8	Mise en données et simulation	53
III.8.1	ANSYS Fluent:.....	53
	III.8.1.1 Les différentes étapes de simulations sous Fluent :.....	54
III.9	Conclusion	58
<div style="border: 1px solid black; padding: 10px; width: fit-content; margin: 20px auto;"><p>Chapitre IV Résultats et discussion</p></div>		
IV.1	Introduction.....	59
IV.2	validation du code de calcul.....	59
IV.3	Effet de l'angle du diffuseur sur les performances cavitation	60
IV.4	Fraction de vide	61
IV.5	Champ des Pressions	63
IV.6	Champ des Vitesses	65
IV.7	Conclusion	66
	Conclusion générale.....	67

Liste des figures

Figure I. 1	<i>Application de cavitation sur un profil.</i>	3
Figure I. 2	<i>Diagramme pression-température de l'eau présentant la cavitation.</i>	3
Figure I. 3	<i>L'effet de la cavitation d'une pompe de relevage.</i>	4
Figure I. 4	<i>L'effet de la cavitation sur une pompe centrifuge.</i>	5
Figure I. 5	<i>(A) cavitation stable. (B) Cavitation inertielle.</i>	6
Figure I. 6	<i>Apparition de bulles de cavitation sur les pales d'une hélice.</i>	7
Figure I. 7	<i>Détérioration de pièces mécanique soumises à une exposition prolongée à la cavitation.</i>	
Figure I. 8	<i>Tube de venturi pour la mesure de débit.</i>	9
Figure II. 1	<i>profil géométrique du tube venturi.</i>	23
Figure II. 2	<i>Répartition des débitmètres dans l'industrie [31].</i>	28
Figure II. 3	<i>Schématisme de l'emplacement d'un Venturi dans une conduite en charge.</i>	29
Figure II. 4	<i>Schématisme de tube 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.</i>	30
Figure III. 1	<i>courbe caractéristique d'un venturi cavitant</i>	35
Figure III. 2	<i>point nodal dans fluent</i>	37
Figure III. 3	<i>les différentes étapes d'une simulation</i>	44
Figure III. 4	<i>logo de l'entreprise</i>	45
Figure III. 5	<i>Espace de travail Workbench</i>	45
Figure III. 6	<i>Position du problème</i>	46
Figure III. 7	<i>Chemin de "Processus CFD" pour la simulation numérique</i>	47
Figure III. 8	<i>La forme 3d du tube venturi.</i>	48
Figure III. 9	<i>Maillage en C.</i>	49
Figure III. 10	<i>Maillage en O</i>	50
Figure III. 11	<i>Maillage en H</i>	50
Figure III. 12	<i>Domaine de calcul 3D après la notation des conditions aux limites</i>	51
Figure III. 13	<i>Maillage avec dimensionnement</i>	51
Figure III. 15	<i>Maillage raffinées en couche limite de tube venturi</i>	52
Figure III. 14	<i>Illustration de la couche limite créée</i>	52
Figure III. 17	<i>Espace de travail de fluent</i>	54
Figure III. 16	<i>Fenêtres d'accueil de logiciel Fluent</i>	54
Figure III. 18	<i>Les différentes étapes de simulation.</i>	55

<i>Figure IV. 1 validation du code de calcul.....</i>	<i>59</i>
<i>Figure IV. 2 Les courbes caractéristiques des CV.....</i>	<i>60</i>
<i>Figure IV. 3 Contours de la fraction de vide dans le venturi étudié.....</i>	<i>61</i>
<i>Figure IV. 4 Influence de l'angle de divergence sur les contours de la fraction de vide dans le venturi</i>	
<i>Figure IV. 5 Influence de la pression de sortie sur les contours de la fraction de vide dans le venturi</i>	
<i>Figure IV. 6 Contours de la pression statique à travers le venturi.....</i>	<i>64</i>
<i>Figure IV. 7 Influence de la pression de sortie sur les contours de pression dans le venturi.....</i>	<i>64</i>
<i>Figure IV. 8 Lignes de courant à travers le venturi étudié.....</i>	<i>65</i>
<i>Figure IV. 9 Contours des vitesses dans le venturi étudié.....</i>	<i>65</i>

Liste des tableaux

Tableau III. 1	<i>Notations des différentes parties de la géométrie.</i>	50
Tableau III. 2	<i>Les paramètres de maillage générer.</i>	53
Tableau III. 3	<i>Résultats de maillage générer.</i>	53
Tableau III. 4	<i>conditions limites à l'entrée de domaine d'écoulement (pressur inlet).</i>	56
Tableau III. 5	<i>paramètres de solver.</i>	57

Symbole	Désignation
A	Aire de la section de l'orifice (m^2)
C	Coefficient de décharge du débitmètre (-)
Cd	Coefficient de débit (-)
Ce	Coefficient d'expansion (-)
D	Diamètre de l'entrée du venturi (m)
d	Diamètre du col (m)
E	Coefficient de vitesse d'approche (-)
Ec	Energie cinétique (J)
F	Force (N)
G	Accélération de la pesanteur (m/s^2)
Kl	Coefficient de décharge (-)
L	Longueur du venture (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 (m/s)
R_e	Terme source d'évaporation (g/m^4)
R_c	Terme source de condensation (g/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
\dot{m}_r	Rapport du débit massique (-)
P	Pression (Pa)
Q_v	Débit volumique (m^3/s)
CV	Venturi cavitant

Introduction générale

La cavitation se produit lors de l'écoulement des fluides dans les machines et les systèmes hydrauliques. Ils sont généralement causés par des chutes de pression qui accompagnent des transitions de phase localisées et, dans la plupart des cas, par le bruit et la corrosion des parois métalliques.

Les venturis sont connus pour être une technique robuste pour mesurer les propriétés d'écoulement des fluides monophasiques pour les nombres de Reynolds élevés. Les mesures de débit multiphasique sont souvent difficiles. Par conséquent, le but principal de ce travail est d'étudier l'écoulement dans un venturi cavitation de petite taille en vue de déterminer ses performances. L'étude permet de vérifier les capacités des venturis cavitation dans le contrôle du débit sous différentes pressions en amont et en aval. Pour atteindre notre objectif, nous divisons le mémoire en quatre parties principales :

Le chapitre introductif commence par une introduction détaillée, une petite définition du phénomène de cavitation et du venturi de cavitation, il comprend également une revue bibliographique.

Le deuxième chapitre s'intitule "L'influence du venturi sur les écoulements internes ". Ce chapitre se concentre sur les caractéristiques et les applications des tubes venturi, avec une explication sur les mesures de débit et les débitmètres déprimogènes.

Le troisième chapitre est consacré à la discussion de la problématique et du cadre théorique, ainsi qu'à la présentation du code ANSYS Fluent et des équations du modèle (modèle de turbulence, modèle de cavitation), ainsi qu'aux détails du maillage et de la résolution numérique.

Le quatrième chapitre porte sur la présentation des résultats numériques obtenus. Des études de cas préliminaires de validation sont menées afin d'évaluer la qualité des solutions numériques obtenues par rapport à des mesures expérimentales basées sur la littérature. Enfin, une étude des phénomènes observés dans les venturis cavitation est réalisée.

Chapitre I

*Informations générales sur les
venturis cavitants*

Introduction

Le phénomène de cavitation a été connu depuis longtemps. La connaissance de cette science a été dérivée de la technologie marine, à la fin du XVIIIe siècle, plus précisément en 1894, le navire britannique (*Daring*) a navigué à une vitesse de 24 nœuds au lieu d'une vitesse de 27 nœuds, ce qui a suscité une grande controverse parmi les ingénieurs, de sorte qu'ils croyaient que la faible vitesse était due aux bulles de vapeur formées sur les pales, ce qui affecte les performances de l'hélice et réduit ainsi la vitesse du navire.

Le même problème s'est produit avec un autre navire, et on s'est rendu compte que lorsque l'hélice commence à fonctionner, des gradients de pression se produisent et le fluide autour de l'hélice se rompt et des bulles se forment, de sorte qu'une grande partie de l'énergie du moteur est consommée pour former ces bulles à la place. De faire avancer le navire. [1] Pour expliquer et définir ce phénomène, le mot cavitation a été introduit comme concept général.

Le phénomène de cavitation en général est le processus d'évaporation d'un liquide dans des zones où la pression locale est inférieure à la pression de saturation, car cette pression est liée à la température du liquide, si celle-ci est élevée, les bulles de vapeur disparaissent. La cavitation est généralement indésirable, car elle a fait l'objet d'un grand nombre d'études analytiques et numériques. Voici quelques-uns des inconvénients de la cavitation ;

- Vibration
- Erosion
- Bruit
- Perte d'énergie

La cavitation se produit dans de nombreuses applications industrielles, notamment le traitement des eaux usées, la synthèse chimique, la biotechnologie, et le traitement des minéraux. Si nous approfondissons l'explication de la cavité à l'intérieur d'un tube de venturi, lorsqu'un liquide traverse une section convergente, sa vitesse augmente selon la loi de Bernoulli, de sorte que la pression chute jusqu'à atteindre la pression de vapeur du liquide, et donc la cavité commence à se produire dans le col du venturi et un mélange liquide vapeur se forme.

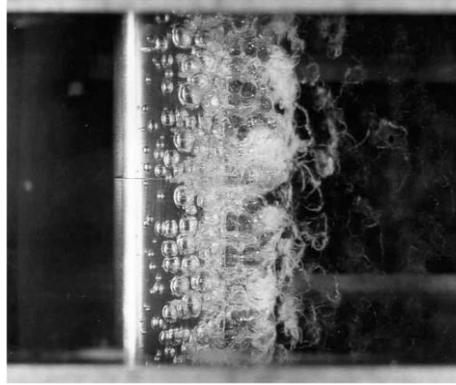


Figure I. 1 Application de cavitation sur un profil.

I.1 Description et explication du phénomène de cavitation

I.1.1 Définition de la cavitation :

La cavitation est dérivée du latin *cavus*, qui signifie (creux) en anglais [2], et ce sont des bulles de gaz qui se forment dans un liquide sous vide. Lorsque cette dépression est suffisamment élevée, la pression chute et de petites bulles de vapeur se forment, ces bulles (appelées noyaux) (figure. 2). Il existe deux types de cavitation: homogène et hétérogène, étudiée ci-dessus est la cavitation homogène de sorte que cette théorie concerne la formation de bulles de dimensions critiques dans l'eau sans aucun noyau, dans ce cas les molécules sont en mouvement continu à travers les espaces vides qui sont formées entre elles (haute température et chute de pression) et transforment ainsi ces vides en bulles de dimensions critiques) (Apfel 1972) [3].

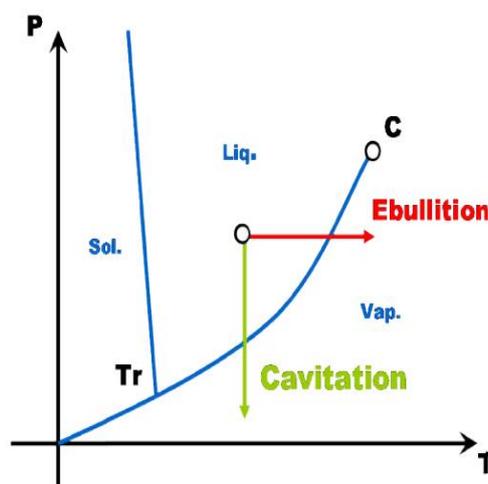


Figure I. 2 Diagramme pression-température de l'eau présentant la cavitation.

I.1.2 Source de la cavitation:

En 1952, Randall était l'un des chercheurs pionniers travaillant sur la cavitation de Venturis, expliquant les principes de leur travail et les détails de leur construction. Puis Thang et Davies (1981) ont complété l'étude de la répartition de la pression dans le mélange d'air et d'eau qui s'écoule verticalement dans un tube de venturi en utilisant les rapports 3,16 et 7,11 dans la zone du col avec différents angles de divergence et de convergence, les résultats d'écoulement ont donné le débit de bulles et couvert une gamme de les fractions volumiques de gaz dans la gorge sont comprises entre 0,2 et 0,6.

En supposant un écoulement isotherme avec un mouvement relatif entre les phases, en utilisant une équation unidimensionnelle qui a été résolue, ils ont également développé une analyse pour prédire l'élévation de pression à l'onde de choc, une mesure de pression constante a été obtenue pour 8 tubes de venturis, et en les comparant avec prédictions théoriques, les résultats ont montré que l'équation de mouvement Tenant compte d'un rapport de vitesse constant, les caractéristiques normales sur la pression acoustique de la profondeur de l'utérus peuvent bien prédire (précision de pression en convergente) en aval du couloir, l'onde de choc bi-phasique a donné une analyse générale des montées en pression dans les écoulements supersoniques [4].



Figure I. 3 *L'effet de la cavitation d'une pompe de relevage.*

D'une manière générale, la cavitation a plusieurs sources dont quatre sont connues à ce jour :

- elle peut être associée à un écoulement liquide à grande vitesse par l'effet d'un venturi ou sur une hélice de bateau ou à proximité d'une pale dans une pompe, selon la théorie de Bernoulli correspondant à une région de grande vitesse dans un fluide à basse pression.

- On peut également parler de la cavité hydrodynamique découverte par Lord Riley en 1917, qui à son tour conduit à l'émergence d'une série de bulles et d'une couche de vapeur attachée à une pale.
- Il y a aussi la cavité acoustique, qui peut être associée à des différences de densité du fluide soumis à une onde sonore, généralement des ultrasons.
- Elle peut également être liée à la cavité optique par exposition à une forte énergie lumineuse.



Figure I. 4 *L'effet de la cavitation sur une pompe centrifuge.*

I.1.3 Les types de cavitation :

Selon les principes du phénomène de cavitation, il existe une différence dans les types de cavitation, on peut en citer quelques-uns comme suit [5]:

I.1.3.1 Cavitation acoustique :

Dans le cas où le liquide est exposé à une onde sonore, ce type de cavitation se produit, les ondes sonores créent généralement des changements de pression à travers le liquide, ce qui entraîne l'apparition de cavités et donc la formation de la bulle (détente et pression). La cavité acoustique peut être classée en cavité stable et transitoire [6].

I.1.3.2 Cavitation stable :

C'est un type de cavité qui se caractérise par l'apparition et l'oscillation de bulles de gaz dans un liquide.

I.1.3.3 Cavitation transitoire :

En cas d'effondrement des bulles, une grande quantité d'énergie est libérée, ce phénomène est appelé cavitation transitoire.

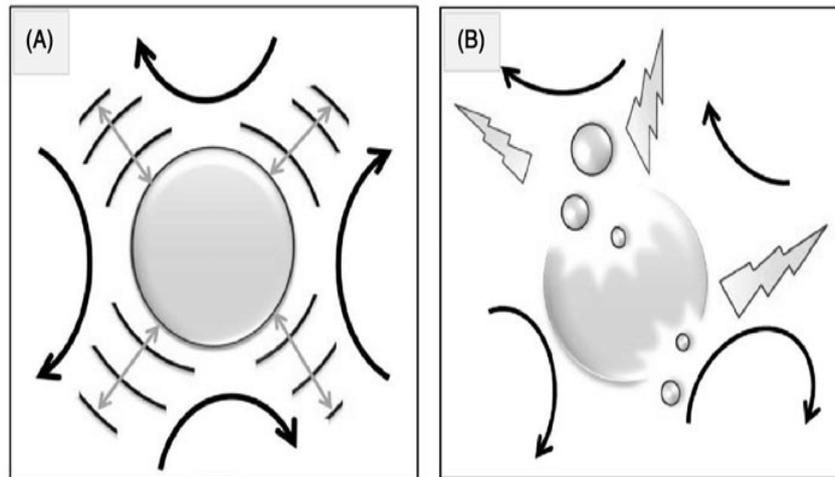


Figure I. 5 (A) cavitation stable. (B) Cavitation inertielle.

I.1.3.4 Cavitation hydrodynamique :

Une différence de pression (haute ou basse pression) dans un fluide en écoulement entraîne l'apparition d'une cavité hydrodynamique, que l'on peut classer en trois types :

I.1.3.4.1 Cavitation itinérante

Ce type de cavitation se produit lorsqu'une bulle ou une cavité grossit et se déplace dans le même sens que le mouvement du fluide et donc se dilate et s'effondre.

I.1.3.4.2 Cavitation fixe

Dans le cas où une cavité ou une bulle est attachée à un objet immergé ou à un objet solide et reste fixe dans une certaine position, ce type est appelé une cavité fixe.

I.1.3.4.3 Cavitation tourbillonnaire

Ce type de cavitation se produit dans les trajectoires de vortex qui se situent dans les zones de fort cisaillement, et se produit rarement au bout des pales du ventilateur.

I.1.3.5 Cavitation optique :

Ce type de cavité peut être connu par la production de photons de haute intensité, qui à leur tour rompent le liquide.

I.1.3.6 Cavitation des particules :

Ce type de cavité est réalisé à partir d'éléments élémentaires de haute énergie, comme le proton. Des expériences ont indiqué que la cavitation dans l'optique et les particules nécessite un fonctionnement intensif d'une source d'alimentation, par exemple un laser, en raison de son coût de fonctionnement élevé. Ainsi, ces méthodes ne sont pas adaptées aux opérations à grande échelle, au contraire la cavitation acoustique et hydrodynamique à un plus grand potentiel vers des applications

à grande échelle, principalement en raison de la simplicité des événements de cavitation [7]. La cavitation acoustique est l'une des cavités les plus récemment observées, et elle est actuellement utilisée dans de nombreux domaines. Il est principalement utilisé dans les applications de bobine ultrasonique et de force de bulle, il peut également être utilisé dans de nombreux matériaux physiques utiles et les processus chimiques sont améliorés par la cavitation ultrasonique.

I.2 L'effet de cavitation

L'érosion par cavitation est un phénomène complexe, les ingénieurs cherchent à réduire ce phénomène pour plusieurs raisons, il existe un risque élevé que les ondes de choc attaquent la matière. Figure I.6. Étant donné que les bulles de cavité éclatées peuvent interagir avec une surface solide provoquant sa détérioration progressive, la perte de masse des matériaux exposés est rarement comprise comme reflétant la sévérité de la charge de la cavité. L'intensité de la charge de cavitation peut être expliquée comme le nombre total de micro-jets de cavitation et d'ondes de choc générés lors de l'éclatement des bulles de cavitation et de la surface du matériau de choc.



Figure I. 6 *Apparition de bulles de cavitation sur les pales d'une hélice.*

I.2.1 Les Pertes de rendement :

D'après la figure I.6, on peut voir que la cavitation réduit l'efficacité mécanique des systèmes, l'apparition de ces bulles d'air sur l'hélice du bateau décolle le filet de l'eau autour de l'hélice, ce qui réduit fortement son efficacité [8].

I. 2. 2Bruit :

La cavitation réduit l'efficacité mécanique et provoque des vibrations, de l'usure et du bruit. En particulier, le bruit de cavitation généré par l'hélice est essentiel à la détection sous-marine et est souvent associé à la survie des navires. La cavité des hélices marines est la source la plus courante de bruit sous-marin et est souvent la principale source de bruit des véhicules marins [9].

I.2.3 Détérioration :

Les explosions précitées au voisinage d'éléments métalliques au cours du temps entraînent des dommages de surface Figure I.7. La cavitation nécessite une grande concentration d'énergie dans les applications de procédés industriels, nous en citerons quelques-unes :

- Nettoyage de la surface à l'aide de la cavité jets.
- Élimine les bactéries et les cellules vivantes.
- Dispersion de particules dans les liquides.



Figure I. 7 *Détérioration de pièces mécanique soumises à une exposition prolongée à la cavitation.*

I.3 Venturi cavitants

Un venturi a une entrée convergente, un col et une sortie divergente. C'est un débitmètre à pression différentielle bien connu pour produire une faible perte de charge permanente ; par conséquent, il convient pour mesurer le débit à basse pression, par exemple. En revanche, il nécessite des longueurs droites amont et aval plus courtes. Il existe différents types de venturis : les venturis

usinés constitués de cercles pleins pour les petites pièces, les venturis laminés et soudés en tôle pour les pièces plus grosses jusqu'au diamètre 1200.

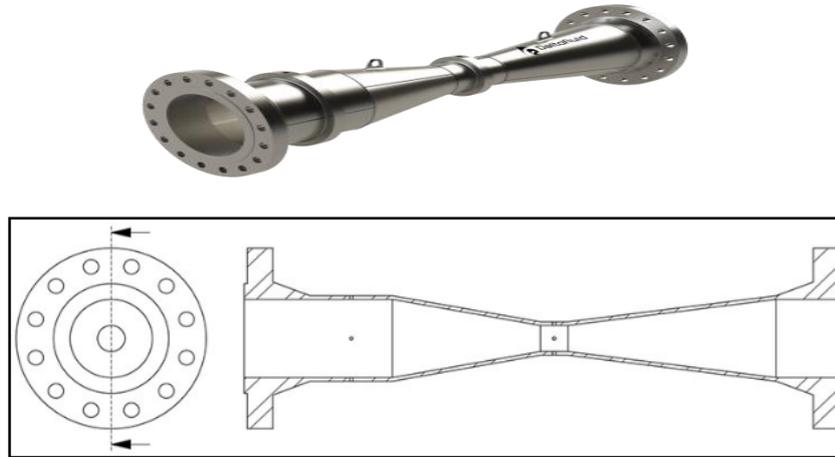


Figure I. 8 Représentation schématique d'un venturi.

Les venturis à cavitation peuvent remplacer des systèmes de contrôle complexes et coûteux tels que les servovalves présentent de nombreux avantages tels que la simplicité, le faible coût et poids, pas de pièces mobiles, haute fiabilité et longue durée de vie. On montre également qu'en appliquant un coefficient de débit (ou de débit) et en utilisant Pression en amont uniquement, le venturi de cavitation peut être utilisé comme un débitmètre à haute précision sur une large plage de débit massique [10].

Lors du passage du liquide dans la section convergente, sa vitesse dépend de la loi de Bernoulli. Par conséquent, la pression chute simultanément jusqu'à atteindre la pression de vapeur du liquide. À ce stade, la cavitation commence à se produire au col du venturi, on obtient un mélange liquide-vapeur sous la forme Flux de bulles dans cette zone.

Les résultats montrent que la vitesse du son dans un mélange eau-vapeur est beaucoup plus faible que dans les corps purs. Par exemple, la vitesse du son à température ambiante est environ 430 m/s dans la vapeur, environ 1420 m/s dans l'eau pure, la vitesse du son est l'intensité du mélange eau-vapeur est aussi faible que des dizaines de mètres par seconde [11].

Lorsque la pression en aval " p_{out} " est inférieure à environ 0,8 goupille de pression en amont, la cavitation se produit et la vitesse du fluide atteint la vitesse du son. Donc, le flux dans un venturi est stratifié. De plus, réduire la pression aval ne permet pas au débit massique d'augmenter, le débit devient indépendant de la pression en aval. Par conséquent, le principal avantage d'un venturi

cavitation est que fournit un débit constant sous les changements de pression en aval. Ils peuvent aussi être en appliquant un coefficient de débit et en passant mesurer uniquement la pression amont.

Dans de nombreuses applications, seule une très petite quantité de fluide s'écoule est autorisé, c'est-à-dire quelques grammes par seconde. Un exemple est le pouvoir la bonne quantité de carburant dans le système d'injection de carburant du moteur. Exister dans ces cas, un venturi avec une zone de gorge plus petite serait un très bon candidat, ce qui fournit une quantité constante de carburant indépendamment des changements de pression dans la chambre de combustion, en raison du petit décolleté [12].

I.4 Antécédents de travail dans le champ venturi

Dans toute étude antérieure et objet de traitement. L'ouvrage présenté les recherches sur le tropisme menées dans le cadre de cette thèse vise à découvrir et analyser les avancées technologiques dans le domaine venturi.

Randall (1952) était l'un des chercheurs pionniers dans l'étude des venturis de cavitation. Il possède leur principe de fonctionnement et leurs détails de construction sont expliqués [13].

Thang et Davis (1981) ont étudié la répartition de la pression dans un mélange (air-eau) s'écoulant verticalement à travers un venturi en utilisant des rapports de 3,16 et 7,11. La zone de constriction varie avec l'angle de convergence et de divergence. Les conditions d'écoulement donnent un écoulement de bulles et couvrent une gamme de la fraction volumique de gaz dans la gorge comprise entre 0,2 et 0,6. L'équation unidimensionnelle a été résolue en supposant un écoulement isotherme avec un mouvement relatif entre les phases. Ils ont également conçu une méthode pour prédire l'élévation de la pression à un point de contact. Les résultats ont montré qu'une équation de mouvement basée sur une vitesse constante et des propriétés normalisées à la pression acoustique du col pouvait prédire avec précision la pression convergente, alors que la présence d'une onde de choc à deux phases dans l'aval du col fournissait une bonne description générale. De l'élévation de la pression acoustique dans les écoulements supersoniques.

Ungar (1994) a étudié les performances des venturis à cavitation avec des refroidisseurs à faible entrée. Ils ont découvert qu'un débordement peut se produire lorsque le venturi fonctionne dans son mode non étranglé et que la pression en aval est réduite.

Ungar et Mal (1994) ont étudié des géométries alternatives pour prévenir la condition de surchauffe en plaçant une marche dans la région des venturis cavitation utilisés dans le système de contrôle thermique d'une station autonome [14].

Liou et ses collègues (1998) ont effectué des tests de performance sur de petits venturis à cavitation avec un réfrigérant à faible entrée. Leurs expériences ont été réalisées dans des conditions d'étranglement, de débordement et de récupération [15].

Han et al. (1998) ont conçu 13 tubes venturi basés sur un critère de similarité et une méthode d'étalonnage pratique pour déterminer les coefficients de refoulement. Les dimensions et le profil des tubes de ventilation suivent strictement les directives ISO 5167. Des étalonnages individuels ont été effectués sur une plaque d'évaporation d'eau à grande échelle. Les résultats expérimentaux ont montré une bonne corrélation entre les coefficients de refoulement dans les 13 tubes venturi.

Wang et Zhang (1999) ont développé un dispositif de mesure du débit d'air critique avec une faible chute de pression pour remplacer les dispositifs à orifice critique existants basés sur la théorie de la mécanique des fluides et l'optimisation expérimentale.

Ces venturis peuvent être utilisés dans les tests de qualité de l'air et la gestion précise de la distribution de gaz.

Johnson et al. (1999) ont découvert un nouveau mécanisme pouvant influencer le coefficient de refoulement des écoulements critiques dans les tuyères. Il a été démontré que les effets de la relaxation vibratoire sur le coefficient de décharge ont un impact significatif sur le coefficient de refoulement des gaz spécifiques dans les écoulements critiques dans les venturis. Ce phénomène explique pourquoi certains gaz, comme le dioxyde de carbone, ont des caractéristiques d'étalonnage très différentes de celles d'autres gaz comme l'azote, l'oxygène, l'hydrogène, l'argon, l'hélium ou l'hydrogène. Ils ont créé un modèle mathématique pour prédire ce comportement, et les effets des vibrations non équilibrées ont été confirmés dans deux tests indépendants [16].

Sherwood (2000) a effectué des simulations de changements de pression causés par une bulle traversant un venturi. Pour un écoulement parfait, la vitesse irrationnelle est calculée à l'aide de la technique des intégrales de frontière. Et du débit sont constant et homogène tout au long de cette canalisation. La vitesse du liquide à l'entrée du venturi est supposée continue et constante sur toute sa longueur. Le taureau est initialement positionné devant le venturi et se déplace à la même vitesse que le liquide. Si la bulle est suffisamment petite pour ignorer les interactions avec les parois du venturi, un modèle unidimensionnel simple de la vitesse de la bulle est en bon accord avec les calculs de

l'intégrale de frontière. Lorsque la bulle pénètre dans le convergent du venturi, la pression différentielle (considérée comme positive) diminue, puis augmente jusqu'à une valeur supérieure à celle du liquide seul. Si la bulle est petite, les variations peuvent être calculées à l'aide d'un modèle unidimensionnel. La bulle est initialement sphérique (due à la tension superficielle), mais est-elle perturbée par la dépression à l'intérieur du col ? En l'absence de viscosité, la bulle oscille après la sortie du venturi. Les oscillations et la bulle ont une fréquence similaire à celle d'une bulle dans un fluide sans frontière. La fréquence des oscillations du monopôle est altérée par la présence de parois tubulaires. Les résultats numériques pour la fréquence des oscillations des monopôles d'une bulle dans un tube infiniment long concordent bien avec les prédictions analytiques, de même que la dérivée calculée de la bulle oscillante.

En 2003, Ishimoto et Kamijo ont présenté une simulation numérique pour déterminer les caractéristiques fondamentales d'un écoulement liquide d'hélium 2D cavitationnel à travers un canal de venturi au point lambda. Pour commencer, une équation de cavitation de l'hydrogène liquide sans équilibre thermique dans un système de coordonnées curvilignes basée sur un modèle instationnaire multi-fluide est proposée. Ensuite, certaines caractéristiques de l'écoulement sont calculées numériquement en tenant compte de l'effet du super fluide. Sur la base des résultats numériques, la structure bidimensionnelle du flux de cavitation de l'hélium liquide à travers le canal venturi est décrite en détail, et il est constaté que le contre-courant entre le superfluide et le fluide en écoulement normal basé sur l'effet thermomécanique se produit dans la région de la fraction volumique de la phase atmosphérique où se produit le changement de phase liquide-gaz activement. De plus, le mécanisme de transition de phase de He I à He II est élucidé la chute de température est causée par le manque de chaleur latente vaporisation de la phase liquide [16].

Sun et Azzopardi (2003) ont étudié le développement et la séparation de la couche limite dans le tube de venturi du diffuseur à la cellule entière. Cette le modèle complet de couche limite prédit bien la perte de pression les venturis Pearce-Anthony ont des pressions plus élevées que les autres conceptions. Perceptif le modèle dans lequel les valeurs correspondantes ont été déterminées. La valeur exacte du paramètre de la couche limite initiale et sa variation avec la pression du système bien sûr.

Ulas (2006) a conçu un dispositif expérimental pour vérifier que les venturis de cavitation peuvent fournir les débits de combustible et d'oxydant requis. Il utilise deux techniques pour pressuriser le système : dans la première méthode, l'azote sous pression est en utilisant, dans la deuxième méthode, un gaz de combustion à haute pression produit par l'utilisation d'un générateur de gaz propulseur

solide. En raison de la courte durée du test de l'eau, il n'est pas possible de mesurer le débit massique transitoire à l'aide des méthodes traditionnelles. Au lieu de cela, la valeur moyenne du débit massique est calculée. Les résultats confirment que le venturi de cavitation conçu peut effectivement prédire le débit massique requis.

Barre (2009) a mené des études expérimentales et numériques pour analyser l'écoulement de cavitation et la description des structures d'écoulement diphasiques en géométrie venturi. Des mesures et des méthodes ont été réalisées à l'aide de sondes optiques doubles ainsi que des techniques spéciales de traitement des données ont été développées pour estimer le taux de vide et le champ de vitesse d'écoulement d'eau froide. Les calculs en régime permanent sont effectués dans un écoulement d'eau froide en cavitation. Une analyse locale et globale basée sur la comparaison des résultats expérimentaux et numériques ont été proposées.

Le concept de la couche externe d'un nuage de cavité glissant vers lui, les centres de cavitation à ultrasons sont utilisés pour calculer la perte de charge et la limite du nuage de cavité de l'écoulement de cavitation au stade de glissement de cavitation. Xiaodong et al ont utilisé un venturi. (Année 2009). Des simulations numériques ont été réalisées sur la base de l'équation de Gildor pour la dynamique des bulles, qui prend en compte la compressibilité du fluide en plus de la viscosité et de la tension inter-race. On pense que le glissement du nuage de la cavité s'effectue de la couche nuageuse externe vers la partie interne. Les résultats de la simulation montrent que la limite calculée du nuage de la cavité dans la phase de glissement est cohérente avec les résultats expérimentaux. Ils ont également constaté que le glissement de pression maximal du nuage de la cavité est aussi élevé que la limite extérieure et se situe en un point sur l'axe où le nuage de la cavité disparaît complètement.

Gonçalves. (2010) ont développé un solveur RANS fluide compressible multiphasique pour étudier les écoulements turbulents de cavitation. L'interaction entre la turbulence et la structure diphasique est complexe et mal comprise. Ceci constitue un point clé pour modéliser avec précision le comportement de l'instabilité de cavitation. Ils ont étudié différents modèles de l'équation du transport turbulent. Des résultats numériques pour la géométrie du venturi sont présentés et comparés aux données expérimentales [17].

MacLeod. (2010) ont utilisé trois géométries de venturi pour donner des points de mélange de solutions sursaturées en lactose. Cela permet d'étudier différents facteurs liés à la caractérisation du processus de mélange, à savoir la cavitation, l'énergie dissipée, le nombre de Reynolds et la formation de vortex. Une forte relation a été trouvée entre le nombre de tourbillons

générés dans le système et le taux de nucléation. On pense que les courants de Foucault réduisent la distance dont les molécules ont besoin pour diffuser à travers le système, augmentant ainsi la vitesse à laquelle elles s'agglutinent pour former des noyaux stables.

Hollingshead. (2011) Obtenu la relation entre le nombre de Reynolds et le coefficient de débit du venturi en résolvant l'équation RANS en régime permanent. Pour vérifier les résultats numériques, des coefficients de débit ont également été obtenus. La recherche s'est concentrée sur les faibles nombres de Reynolds généralement associés à la tuyauterie de fluides visqueux. Cependant, des nombres de Reynolds élevés sont également pris en compte [17].

Les résultats montrent qu'aux faibles nombres de Reynolds, les coefficients d'écoulement du venturi, du cône en V et du débitmètre, diminuent rapidement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Gajan a étudié expérimentalement la mesure de la réponse d'un venturi dans un écoulement annulaire à deux phases, où la phase liquide contient à la fois de l'eau et de l'huile. Dans la première étape, la structure du film liquide a été décrite à partir d'observations visuelles à l'aide d'un enregistrement vidéo à haute vitesse. La relation entre les deux liquides à l'intérieur de la structure membranaire est améliorée. Pour une fraction d'eau en phase liquide donnée, le phénomène d'inversion décrit dans la littérature a été observé. La deuxième étape consiste à analyser l'éjection du liquide dans le venturi. Aucune évaporation préférentielle de l'un des deux liquides n'a été observée. Les résultats obtenus montrent clairement l'effet de la teneur en humidité sur le taux d'atomisation et confirment l'effet du phénomène d'inversion. Ils montrent également la relation entre le processus d'atomisation et les différences de débit massique de gaz déduites des mesures de pression différentielle.

Singhal et Parveen (2013) ont conçu et fabriqué un dispositif de limitation de courant pour installer sur la voiture de course. Selon les règles de la compétition, un étranglement circulaire de 20 mm de diamètre doit être placé dans le système d'admission entre la vanne papillon et le moteur, et tout le flux d'air du moteur doit passer par cet étranglement. Le débit massique maximal dû à l'étranglement est désormais un paramètre fixe, l'objectif est donc que le moteur atteigne un débit massique maximal avec une traction minimale du moteur. Différence de pression entre l'atmosphère et la pression créées dans les cylindres doivent être minimisées afin que le débit d'air dans le moteur soit toujours maximisé. Résultats de la simulation de flux en utilisant Solid Works, il a été montré que les valeurs optimales pour les angles de convergence et de divergence du venturi sont égales à 18 et 6°, respectivement.

Liu et al. (2014) ont décrit les caractéristiques d'évaporation et de pertes de charge dans un venturi alimenté par un mélange gaz-charbon à hautes pressions et concentrations. Une série d'expériences impliquant l'évaporation de gaz pur et l'évaporation d'un mélange gaz-charbon à travers un venturi ont été réalisées, et des distributions de pression, des rapports de charge volumétrique et des vitesses de gaz superficielles ont été obtenus et comparés. Le pourcentage de réduction de pression dans le diffuseur est le plus faible (20 %). La vitesse d'admission du mélange gaz-charbon est plus lente que la vitesse d'évaporation du gaz seul à la même altitude, alors que la vitesse d'évaporation du gaz est plus rapide. De plus, la différence de vitesse des gaz au niveau du col est frappante, indiquant un transfert d'énergie plus important avec la présence de particules. La chute de pression dans le mélange gaz-charbon augmente à mesure que la vitesse de surface, la charge volumétrique et la densité du gaz augmentent. De plus, à l'aide d'une méthode d'analyse de régression mathématique, des modèles de prédiction des pertes de charge avec un écart inférieur à (25 %) ont été développés [18].

Tian. (2014) ont créé et testé un venturi cavitation à géométrie variable. Les débits de masse ont été testés pour différentes pressions amont et aval, ainsi que pour différentes positions d'aiguille. Des expériences ont montré que lorsque le rapport de la pression aval à la pression amont est inférieur à 0,8, le déficit de masse est indépendant de la pression aval. Le coefficient de décharge est fonction de la course de l'aiguille, mais les pressions d'amont et d'aval ont peu d'effet sur le coefficient de décharge. Le dispositif conçu permet de contrôler et de mesurer dynamiquement le déficit de masse en déterminant le parcours de l'aiguille et la pression dans le dos [18].

Xiong (2014) a étudié les caractéristiques de l'évaporation des gaz humides dans un venturi à col long en se basant sur les conditions d'exploitation d'un gisement de pétrole et de gaz en Chine. La configuration considérée à un diamètre interne de 50 mm, un rapport de diamètre de 0,4 et une longueur de col de 50 mm. Pour la modélisation du gaz humidifié, les modèles DPM et Euler ont été utilisés, tandis que le modèle RSM a été utilisé pour tenir compte des effets de turbulence. Les résultats numériques montrent que lors de l'utilisation du modèle DPM, la pression différentielle dans la région convergente du venturi est plus faible que lors de l'utilisation du modèle eulérien. En utilisant les deux modèles, cependant, les pressions différentielles dans la partie divergente sont analogues. Enfin, le modèle eulérien est plus approprié pour prédire l'évaporation des gaz humidifiés.

Peng (2014) a utilisé une approche venturi à tube cavitation. Les résultats des tests ont révélé qu'un volume maximum de pico et nano-balles, 65-75 %, et une taille minimale de pico et nano-balles, 150-240 nm, ont été obtenus pour un rapport entre le diamètre du venturi et le diamètre du col

(3- 4), un angle de sortie moyen (11-13°), un angle d'entrée élevé (26-27°) et un rapport élevé entre la longueur du col et son diamètre (2,3-3).Le pourcentage idéal de pico et de nano-balles était d'environ 70 %, ce qui se traduisait par une récupération maximale du combustible de 86 % et une teneur en carbone de 11,7 %.

Monnie. (2014) ont étudié l'évaporation verticale annulaire à deux phases à l'aide d'un débitmètre à venturi dans une simulation expérimentale d'un accident nucléaire caractérisé par une fraction de vide élevée. Les pertes de charge entre la section d'entrée et le col et entre l'entrée et la sortie ont été mesurées et analysées. La masse d'évaporation peut être estimée avec une précision de 5 %, et les pertes de masse d'air et d'eau peuvent être estimées avec une précision de 2 % et 30 %, respectivement.

Abdulaziz (2014) a mené des études sur un petit venturi, en variant les circonstances à l'avant, au col et à l'arrière. Un modèle de la fraction d'eau vaporisée qui est vide a été proposé et validé à l'aide d'une analyse d'image détaillée du processus de cavitation. Les modèles et les résultats expérimentaux ont montré que la cavitation se produit dans le col à un rapport de pression critique (pression en aval / pression en amont). La masse de débit est étranglée pour un rapport de pression inférieur au rapport de pression critique, ce qui se traduit par une augmentation de la production de vapeur dans la section divergente du venturi. Le développement de la vapeur du col vers le milieu de la partie divergente du venturi est clairement visible dans l'analyse de l'image. Il y a des traces de vapeur à la sortie du venturi où les circonstances thermodynamiques sont insuffisantes pour maintenir l'existence de bulles de vapeur.

Wang. (2014) ont développé et étudié numériquement une nouvelle forme de réacteur venturi-éjecteur pour compenser un manque de réaction chimique dans le réacteur agité du système de purification du phosphore jaune. Les résultats montrent que dans les mêmes conditions de fonctionnement, la valeur absolue de la pression de vide d'un évaporateur monophasique est inférieure à celle d'un évaporateur diphasique, indiquant que l'évaporateur diphasique a une plus grande capacité d'aspiration [18].

Bertoldi. (2015) a étudié une buse venturi, qui fonctionne principalement dans des situations défavorables et est en bon état de fonctionnement selon les recommandations ISO 9300. L'évaporation dans un bus a été étudiée numériquement pour une large gamme de nombres de Reynolds et de pressions. Les résultats pour un certain nombre de Reynolds ont été validés expérimentalement en faisant une comparaison directe entre les données numériques et expérimentales. Les auteurs ont utilisé un code qu'ils ont créé pour simuler une évaporation

visqueuse compressible et instationnaire. La partie expérimentale utilise la visualisation et les mesures de pression pour analyser le débit. Des phénomènes instationnaires importants ont été découverts, conduisant à une diminution du débit moyen et à des oscillations du coefficient dans certains cas [19].

Ashrafizadeh et Ghassemi (2015) ont étudié de petits venturis cavitation pour la régulation du bilan de masse à la fois expérimentalement et numériquement. Les effets des pressions ascendantes et descendantes, ainsi que des paramètres géométriques tels que le diamètre du col, sa longueur et l'angle du diffuseur sur le bilan massique et le rapport de pression critique, ont été étudiés. Trois venturis cavitation avec des diamètres de col de 0,7, 1 et 1,5 mm ont été construits et testés pour la collecte de données expérimentales. Les venturis terminés ont été testés à différentes pressions à l'avant et à l'arrière, afin de déterminer leur déficit de masse à la sortie et leurs courbes caractéristiques. L'évaporation à l'intérieur des venturis cavitation a également été simulée numériquement. Les résultats numériques ont montré un maximum de 5 % à 10 % de concordance avec les données expérimentales, confirmant que l'approche numérique peut être utilisée pour prédire le rapport de pression critique et le déficit de masse dans l'état de cavitation. Malgré sa petite taille, les venturis se sont avérés capables de contrôler le déficit de masse. Leur mécanisme de cavitation est limité lorsque le diamètre du col est réduit. Les résultats ont également montré que l'augmentation de l'angle du diffuseur et de la longueur du col conduit à une réduction du rapport de pression critique [20].

Charrière. (2015) ont présenté une étude numérique d'une poche périodique de cavitation évoluant en un écoulement dans un venturi. Une équation de transport pour le taux de vide régit le transfert de masse entre les phases. Une nouvelle relation de fermeture est proposée, et elle est comparée à d'autres formulations. Pour déterminer la précision des résultats, l'évolution du jet louable, les profils de taux d'inoccupation et les fluctuations de pression ont été examinés. Des comparaisons avec les données expérimentales disponibles ont été faites et un accord satisfaisant a été atteint.

Tomov et al. [2016] ont étudié le développement de Processus de cavitation dans une buse venturi horizontale transparente utilisant la photographie à grande vitesse. De même Manzano et al. (2016) ont analysé l'effet de leurs paramètres structuraux sur la vitesse distribuée [21].

Li et al. (2016) Enregistrement du processus de mouvement avec une caméra à grande vitesse Bulles d'air dans un petit venturi. Effets de la pression d'entrée et l'effet de la vitesse d'échappement sur la dynamique des bulles est analysé en détail. Les résultats montrent que l'effondrement des bulles dépend de la configuration de l'écoulement. Les bulles éclatent en écoulement turbulent, mais

pas en écoulement laminaire. À mesure que l'intensité de la turbulence augmente, l'intensité de l'effondrement de la bulle devient plus sévère. Les principaux mécanismes d'effondrement des bulles dans les tubes de venturi sont les fluctuations turbulentes et les processus de cisaillement. Le premier se produit dans des conditions de haute pression d'entrée, tandis que le second existe dans des conditions de basse pression d'entrée.

Lu et al. (2017) ont mené une série d'expériences pour étudier l'effet des paramètres géométriques (angle de constriction, diamètre de la gorge, longueur de la gorge et angle de diffusion) sur les caractéristiques de transport et sur l'effet de la réduction de pression dans l'écoulement du mélange gaz-solide à travers un tube venturi [22].

Wang et al. (2017) ont mené des expériences sur l'effet de la cavitation hydrodynamique sur la dégradation photo-catalytique du TiO₂ de la tétracycline avec un venturi et ont découvert que la cavitation hydrodynamique a un effet positif et peut empêcher la dégradation photo-catalytique du TiO₂. Particules agglomérées [23].

Zhu et al. (2017) ont analysé les caractéristiques de cavitation instable de l'azote liquide s'écoulant à travers un venturi à différents rapports de pression et températures. Dans certaines applications, le venturi doit être aussi facilement cavitaire que possible. D'autre part, le venturi doit éviter la cavitation dans certains autres domaines d'application, par exemple, le venturi est utilisé comme injecteur chimique Les systèmes d'irrigation, où il est nécessaire d'aspirer le plus de liquide possible sans cavitation. Cependant, peu d'études ont évalué son impact Paramètres de capacité de cavitation. Par conséquent, l'objectif spécifique de cette étude était d'analyser la méthode CFD a été utilisée pour étudier l'influence des paramètres structurels clés sur les caractéristiques de cavitation du tube de venturi, qui a fourni une référence pour la conception technique et l'application [24].

Lu et Wang. (2018), selon le principe de Bernoulli, la vitesse du fluide dans la gorge augmente au niveau du fluide Il passe par le venturi. En conséquence, la pression dans la région de la gorge diminue simultanément jusqu'à ce que la pression de vapeur saturante du liquide soit atteinte. À ce stade, la cavitation commence à se produire, dans la section de la gorge et du diffuseur, où un mélange vapeur-liquide est produit. Plusieurs études l'ont montré que la cavitation hydrodynamique peut améliorer considérablement la décomposition des substances nocives [25].

Boczka et al. (2018) ont rapporté que la cavitation hydrodynamique peut réduire la charge polluante totale dans les effluents de production de bitume au cours du processus d'oxydation avancée. Taneka et al. (2018) ont démontré que la cavitation hydrodynamique combinée à l'ozone

peut être utilisé efficacement comme prétraitement pour améliorer la biodégradabilité. Par conséquent, avec le développement de telles technologies, les tubes venturi ont été largement utilisés dans le traitement des eaux usées en raison de leurs propriétés de cavitation. Il existe de nombreuses études sur les caractéristiques de cavitation des tubes venturi, telles que la génération et le développement de la cavitation, l'instabilité de la cavitation et l'effet de la cavitation sur les performances hydrauliques [26].

Chapitre II

*L'influence de venturi sur les
écoulements internes*

II.1 L'effet de venturi

L'effet Venturi, du nom du physicien **Giovanni Battista** venturi est le nom donné à un phénomène de la dynamique des fluides où les particules gazeuses ou liquides se retrouvent accélérées à cause d'un rétrécissement de leur secteur de circulation [27]. Cet effet c'est la revue du principe de conservation de l'énergie, on peut comprendre avec le théorème de Bernoulli si le débit de fluide à travers une canalisation de venturi, reste constant et le diamètre de la section de passage diminue, par conséquent, la vitesse de fluide augmente nécessairement. D'autre part, la conservation de l'énergie se traduit l'augmentation d'énergie cinétique par la diminution d'énergie élastique, notons que l'effet venturi ne concerne que les vitesses d'écoulement subsoniques (0,4 mach). Pour clarification l'effet venturi dans les zones montagneuses, si les particules d'air rencontrent une montagne où une terre surélevé, elles se retrouvent obligées pour la franchir de passer par-dessus si elles ne peuvent pas passer sûr les côtés parce que la zone de circulation étant moindre, grâce de ça la vitesse des particules augmente de manière à conserver le même débit qu'avant, et avec cette logique le vent au sommet des montagnes est toujours plus rapide que celui à sa base.

II.1.1 Domaines d'application

Dans la science et l'industrie, les tubes venturi sont souvent utilisés pour mesurer le débit de fluides en circulation. Pour ce faire, connectez des manomètres à différentes parties du tuyau pour mesurer la pression. La vitesse peut alors être calculée à partir de ces différences de pression mesurées en utilisant l'effet Venturi. Le différentiel de pression décrit par l'effet Venturi est utilisé dans de nombreux dispositifs différents. Les tubes Venturi ont des centres étroits et des extrémités plus larges, et comme nous le verrons ensuite, ils peuvent être utilisés dans une variété d'applications :

- Venturi (convergence + divergence) limite le débit à un seuil défini, quelle que soit la pression amont sur la conduite.
- Fabrication de pompes à vide de faible puissance, telle que celles montées sur des robinets chimiques de paille, ou de pipettes reliées à des détendeurs de bouteilles d'oxygène médical.
- En tant qu'appareil de mesure de débit, basé sur la perte de charge au venturi.
- Dans les pistolets pulvérisateurs entraînés par une turbine ou une compresseur basse pression.
- Sur certains casques haut de gamme, les fabricants utilisent l'effet Venturi pour accélérer la circulation et le pompage de l'air à l'intérieur du casque. Cela refroidit le pilote plus efficacement et désembue la visière.

- Dans un ventilateur sans aubes, l'air est projeté à grande vitesse sur le profil de l'aile (à l'intérieur de l'anneau), provoquant une dépression pour aspirer l'air à l'arrière du ventilateur, créant un effet "multiplicateur d'air".
- De même, le débit d'air des ventilateurs utilisés par les pompiers lors du fonctionnement de la ventilation en surpression aspire l'air ambiant par l'entrée d'air (jusqu'à 2 fois le débit nominal du ventilateur).
- Dans le carburateur d'un moteur à combustion interne.
- Pour réduire 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 et le pompage de l'air à l'intérieur du casque. Cela refroidit le pilote plus efficacement et désembue la visière.
- Dans certains détendeurs de plongée sous-marine, le sens du flux d'air moyen pression injecté dans le deuxième étage est tel qu'il participe à l'aspiration de la membrane. Cette membrane appuie sur le levier, entraînant une injection d'air, l'effet Venturi réduit alors l'effort inspiratoire [28].
- Sur certaines cheminées pour améliorer le tirage.
- Mélanger des liquides (un liquide placé sous vide absorbe l'autre et permet le mélange), tels que les émulseurs et mélangeurs d'eau pour canons à mousse des pompiers.

II.2 Tube de venturi

Les tubes de venturi fabriqués en 1887 sont utilisés comme débitmètres pour mesurer le débit. Le système est basé sur l'effet Venturi, qui peut être défini comme la formation d'une dépression suivie de l'accélération de particules fluides. Au niveau du venturi, la section de la conduite diminue puis augmente et entre eux, on a la zone de dépression, sont souvent appelés le tube de venturi (convergent-divergent), la partie croissante ne perturbe pas le calcul du débit, mais permet notamment le calcul de la perte de charge de ce système. Par conséquent, cette réduction de section entraîne une indentation, ce qui entraîne une augmentation de la vitesse du fluide et une diminution de la pression. Deux prises de pression, une en amont et une en aval, permettront de calculer le débit. En effet, la pression avant le venturi sera plus importante qu'à la sortie.

II.2.1 Norme ISO5167-1 :

Convient uniquement aux appareils à pression différentielle où le débit reste subsonique dans la section de mesure, change en permanence ou seulement lentement dans le temps et le fluide est considéré comme monophasé. De plus, chacun de ces appareils ne peut être utilisé que dans les limites spécifiées de diamètre de tuyau et de nombre de Reynolds.

II.2.2 Forme générale :

La figure (II. 1) montre une portion d'un venturi classique passant par l'axe du col. Les lettres dans le texte renvoient aux signes de référence des dessins. Le venturi classique est constitué d'un cylindre d'entrée "A" à convergence tronconique "B", d'un col cylindrique "C" et d'une divergence tronconique "E". La surface de l'appareil tourne autour de l'axe du tuyau. Par simple inspection visuelle, les cols convergents et cylindriques sont considérés comme coaxiaux.

- a) Le diamètre **D** du cylindre d'admission « A » ne doit pas différer du diamètre intérieur de la conduite de plus de $0,01 D$, et la longueur minimale « A » du plan contenant l'intersection du tronc de cône « B » et le cylindre peut varier en raison de la méthode de construction varie, mais le choix recommandé est égal à **D**. Le diamètre du collecteur d'admission ne doit pas différer de la valeur moyenne du diamètre de plus de $0,4 \%$. Cette condition est considérée comme satisfaite lorsque la différence de longueur de tout diamètre mesuré par rapport à la moyenne arithmétique des diamètres mesurés satisfait la condition.
- b) Pour tous les types de venturis conventionnels, le convergent "B" doit être effilé avec un angle au sommet de $21^\circ \pm 1$. Il est délimité en amont par le plan contenant l'intersection du tronc de cône "B" avec le cylindre d'admission "A" et en aval par le plan contenant l'intersection du tronc de cône "B" avec le col "VS". Par conséquent, la longueur totale de la convergence "B" mesurée parallèlement à l'axe de rotation du Venturi est environ égale à $2,7 (D - d)$. Le convergent "B" est relié au conduit d'admission, à l'exception du congé de rayon **R1**, la valeur du congé dépend du type de type venturi classique.
- c) Le col "C" de diamètre **d** doit être cylindrique. Il est délimité en amont par le plan contenant l'intersection du cône de troc "B" avec le canal "C" et en aval par celui contenant l'intersection du col "C" et du tronc "E". Quel que soit le type de venturi classique, la longueur du col "C", distance entre ces deux plans, doit être égale à **d**. Le col "C" est relié au convergent "B" par un congé de rayon **R2** et au divergent "B" par un congé de rayon **R3**. Les valeurs de

R2 et **R3** dépendent du type de venturi classique. Le diamètre du col ne doit pas différer de la valeur moyenne du diamètre de plus de 0,1 %. Cette condition est considérée comme satisfaite lorsque la différence de longueur de tout diamètre mesuré par rapport à la moyenne arithmétique des diamètres mesurés satisfait la condition.

- d)** L'aiguillage "E" doit être conique et l'angle au sommet peut être compris entre 7° et 15° . Cependant, il est recommandé de choisir un angle compris entre 7° et 8° . Son diamètre minimum ne doit pas être inférieur au col.

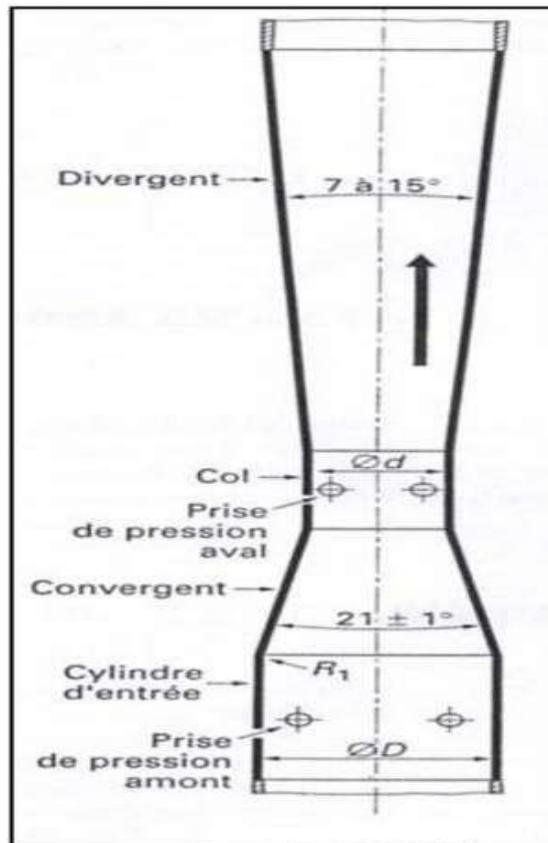


Figure II. 1 profil géométrique du tube venturi.

II.2.3 Installation

L'installation d'un venturi est essentielle à la précision de la mesure de pression différentielle. Les tourbillons d'écoulement qui affectent la précision du compteur peuvent être causés par des joints saillants, un désalignement ou des bavures sur la prise de pression. Le tube venturi doit être installé de manière à ce que son axe soit horizontal et que le fluide entrant dans le tube ait une distribution de vitesse pleinement développée sans tourbillons. Dans les installations horizontales, les raccords des prises de pression ne doivent pas être placés dans la partie inférieure où ils peuvent se boucher ni

dans la partie supérieure où des bulles d'air peuvent être emprisonnées. L'emplacement préféré est un côté du plan horizontal de la ligne médiane. Deux conduites de pression de même longueur doivent être installées et acheminées de manière à éviter l'accumulation d'air ou de solides dans les conduites raccordées au dispositif de mesure de la pression différentielle.

II.2.4 Maintenance

Le fabricant fournit des instructions étape par étape pour l'inspection des composants du compteur. Les procédures comprennent le démontage, l'inspection et les essais, Pièces de rechange et remontage, en se concentrant sur l'unité de pression différentielle et le boîtier électrique. Comprends également des instructions de réglage du zéro et de la portée. Des guides de dépannage sont disponibles avec les symptômes, les sources potentielles et les actions correctives suggérées. Pour aider l'utilisateur, des illustrations, des schémas et des listes de pièces sont fournis dans le manuel du fabricant.

II.2.5 Avantage

Les principaux avantages du venturi sont les suivants [29] :

- La durée de vie du corps du venturi (hors instrument) peut dépasser 50 ans.
- Structure simple sans pièces mobiles.
- Pas de changements de contour soudains, pas d'angles vifs.
- Récupération de pression relativement élevée dans le cône de sortie, entraînant une faible perte de charge et des économies d'énergie substantielles à des débits élevés.
- leur performance est bien comprise,
- Ils peuvent être utilisés avec la plupart des gaz et liquides,
- Ils ont généralement de bons standards et les types les plus courants ne nécessitent généralement pas d'étalonnage.
- Caractérisé par un coefficient de débit élevé.
- Largement documentés comme types de débitmètres acceptables dans la littérature.

II.2.6 Désavantage

Leur principal inconvénient est [29] :

- Les unités plus grandes coûtent cher à l'achat et à l'installation.
- Débitmètre à pression différentielle le plus grand et le plus lourd.

- La pression différentielle n'est pas linéaire avec le débit et nécessite une extraction de racines carrées, ce qui réduit la capacité de stockage.
- Une perte de pression importante peut se produire.
- Les coefficients et la précision peuvent être affectés par la configuration des conduites ou les propriétés d'écoulement, ainsi que par les effets du vieillissement tels que l'accumulation de sédiments ou l'érosion dus aux arêtes vives.
- Les conduites statiques peuvent se boucher ou geler avec du liquide sale lorsqu'elles sont exposées à des températures ambiantes froides.

II.3 Pertes de charge

En général, les pertes de charge sont des chutes de pression, dues à la résistance que rencontrent les fluides en écoulement: les actions de cisaillement occasionnent en effet des pertes énergétiques. Le calcul de la perte de charge a pour but de pouvoir dimensionner les conduites d'écoulement et de calculer les caractéristiques des pompes et ventilateurs qui provoquent et/ou maintiennent l'écoulement du fluide. La chute de pression représente la différence de pression statique entre deux points d'un tuyau, à partir de la résistance qu'un fluide doit surmonter pour que l'écoulement se produise. Ces résistances sont créées par les différents frottements subis par le fluide, elles sont plus spécialement une conséquence:

- de la viscosité du fluide;
- du frottement du fluide sur les parois de la canalisation et donc de sa rugosité;
- du changement de direction ou de section de la conduite;
- de la présence des vannes, compteurs, clapets, etc., qui peuvent perturber l'écoulement.

Il est donc important de savoir calculer les pertes de charge en fonction des propriétés du fluide véhiculé, des caractéristiques de l'écoulement, de la géométrie et de la nature de l'installation.

On distingue en réalité deux types de perte de charge:

- Les pertes de charge linéaires (ou régulières).
- Les pertes de charge singulières (ou accidentelles).

La perte de charge totale d'une installation est égale à la somme des pertes de charge linéaires Δh_f , et aux pertes de charge singulières Δh_s , introduites par les divers dispositifs utilisés dans l'installation [30].

$$\Delta h_f = \frac{\Delta_f}{\rho g} = \lambda \frac{L}{D} \frac{u^2}{2g} \quad \text{II.1}$$

II.3.1 Pertes de charge linéaires :

Le frottement provoque une perte de charge linéaire lorsque le fluide s'écoule le long d'un tuyau. Ils dépendent de la viscosité du fluide et du frottement sur les parois et sont donc influencés par la vitesse d'écoulement et la rugosité des conduites. Pour un fluide réel s'écoulant dans une conduite lisse entièrement remplie en régime permanent, à température constante, la perte de charge linéaire est donnée par l'équation de Darcy :

$$\Delta h_f = \frac{\Delta_f}{\rho g} = \lambda \frac{L}{D} \frac{u^2}{2g} \quad \text{II.2}$$

Ou:

- vitesse moyenne du fluide (m/s).
- Coefficient de frottement.
- Longueur totale de la conduite (m).
- Diamètre intérieur de la conduite (m).

Pour une canalisation:

- Lisse et complètement rempli, le coefficient de frottement ne dépend que du nombre de Reynolds et égal, pour un écoulement:

Laminaire à $\lambda = \frac{64}{Re}$

Faiblement turbulent ($2000 < Re < 105$) à $\lambda = 0,316 \cdot Re^{-1/4}$

Fortement turbulent ($105 < Re < 108$) à $\lambda = 0,0032 + 0.221/Re^{0.237}$

- Circulaire rugueuse, le coefficient λ est en fonction à la fois du nombre de Reynolds et de la rugosité relative de la conduite. Le coefficient de rugosité, ε , est défini comme étant le rapport de la hauteur moyenne, e , des aspérités sur le diamètre D de la conduite. La valeur de λ est obtenue dans ce cas à partir de plusieurs formules empiriques et d'abaques tels que le diagramme de Moody [30].

II.3.2 Pertes de charge singulières :

Toute variation de l'amplitude ou de la direction de l'écoulement du fluide dans la conduite entraîne une seule perte de charge, qui s'ajoute à la perte de charge linéaire. Cette chute de pression

supplémentaire peut être calculée par une formule ou une méthode de longueur équivalente, qui consiste à ajouter une longueur imaginaire à la longueur réelle de la tuyauterie. La formule générale par laquelle chaque perte de charge singulière peut être évaluée est donnée par l'équation :

$$\Delta h_s = k \frac{u^2}{2g} \quad \text{II.3}$$

La valeur du coefficient de singularité k dépend du type de singularité. Cette grandeur peut être obtenue à partir d'équations empiriques ou donnée par le constructeur [30].

II.4 Notion du débit

Le débit est la quantité de fluide qui s'écoule dans une structure fermée (canal) fournie par unité de temps. Il existe deux types de débits [31] :

Le débit masse ou le débit massique (Q_m) qui s'exprime en kg/s.

Le débit volume ou le débit volumique (Q_v) qui s'exprime en m^3/s .

Le débit massique (Q_m) et le débit volumique (Q_v) sont liés par la relation suivante :

$$Q_m = \rho Q_v \quad \text{II.4}$$

Où ρ est la masse volumique du fluide (kg/m^3).

II.4.1 La mesure du débit :

La mesure du débit de fluide est très importante dans diverses installations industrielles. Pour s'assurer que ces fluides sont transportés et distribués sans pertes importantes, des appareils de mesure de débit doivent être installés pour minimiser ces pertes. Ces appareils sont appelés débitmètres.

Les débitmètres sont classés suivant des principes très divers, certains sont des appareils de laboratoire, qui assurent les mesures de petit débit. La figure suivante présente la répartition des différents types de débitmètres dans l'industrie :

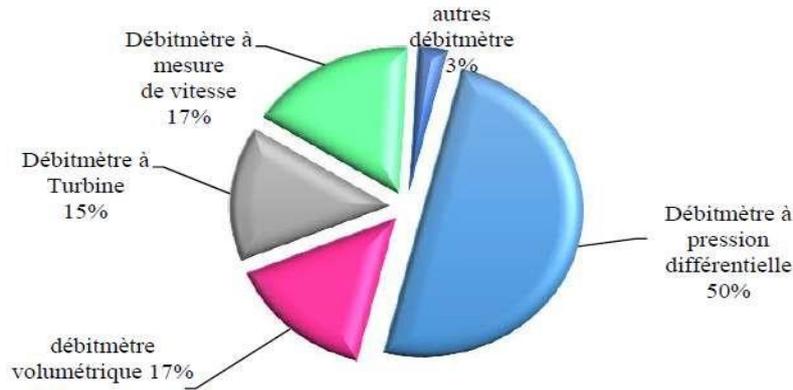


Figure II. 2 Répartition des débitmètres dans l'industrie [31].

II.4.1.1 Débitmètres à pression différentielle :

Pour mesurer le débit de fluide en fonction de la pression différentielle, le tuyau doit être étranglé pour créer une chute de pression. Étant donné que le fluide doit s'écouler à travers le canal le plus étroit, la pression en amont de l'étranglement sera plus élevée qu'en aval. Cette baisse de la pression augmente la vitesse du fluide, car la même quantité de matière s'écoule en aval et en amont de la contraction. Cependant, la vitesse varie en fonction du débit, donc un débit plus élevé entraîne un différentiel de pression plus important en amont et en aval de l'étranglement.

Nous pouvons en mesurant une différence de pression de part et d'autre de l'étranglement, on peut déterminer le débit de la partie de l'appareil servant à rétrécir la conduite s'appelle l'organe déprimogène [31].

Les mesures de débit au moyen d'organes déprimogènes font l'objet de la norme internationale ISO5167. La normalisation concerne principalement [32]:

- La définition des éléments primaires. Ceux-ci sont composés des appareils déprimogènes et des prises de pression qui leur sont associés, 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.
- Les valeurs des coefficients de décharge C et de détente α .

II.4.1.2 Débitmètres déprimogènes a tube de venturi :

Les débitmètres à tubes venturi offrent une haute précision et une stabilité à long terme. Ces débitmètres sont simples à utiliser et ont un faible coût de possession. De plus, ils sont capables de fonctionner dans des situations difficiles, ce qui en fait des instruments idéaux pour déterminer les débits de liquide, de gaz et de vapeur. Les débitmètres avec tube venturi conviennent également aux applications nécessitant une résistance élevée à la corrosion et aux chocs en raison de leur conception robuste. Par conséquent, ces appareils sont un choix idéal pour mesurer les débits dans les processus de fabrication et les applications industrielles les plus exigeants.

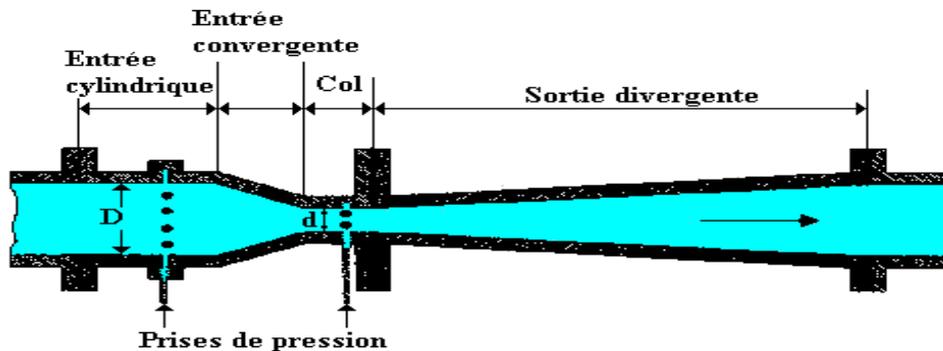


Figure II. 3 Schématisation de l'emplacement d'un Venturi dans une conduite en charge.

II.5 Principe du Bernoulli

Le phénomène du théorème de Bernoulli s'applique à la mesure du débit venturi. Cette loi physique de la mécanique des fluides décrit la relation entre la vitesse, la pression et la vitesse d'écoulement d'un fluide. En particulier, l'équation peut calculer la différence de pression créée par le fluide traversant le tuyau. Lors du passage du fluide dans le col, le principe de l'effet Venturi créé par le rétrécissement augmente sa vitesse et crée une différence de pression entre les deux extrémités. Cette pression différentielle est proportionnelle au débit de fluide et peut être mesurée avec précision par un transmetteur de pression différentielle.

II.5.1 Théorie :

Ingénierie et pratique de la mesure de débit dans les appareils à pression différentielle, nous limiter le développement théorique peut être trouvé dans les travaux de base. Cependant, un bref résumé peut être tiré de l'équation Conservation de l'énergie, établie par Daniel Bernoulli en 1738, pour les fluides incompressibles [27]:

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.
- S₂ : Aire de section de col.

On suppose que:

- Fluide incompressible (veut dire que la masse volumique est constante).
- Ecoulement permanent
- Le fluide est parfait (les effets visqueux sont négligeables).

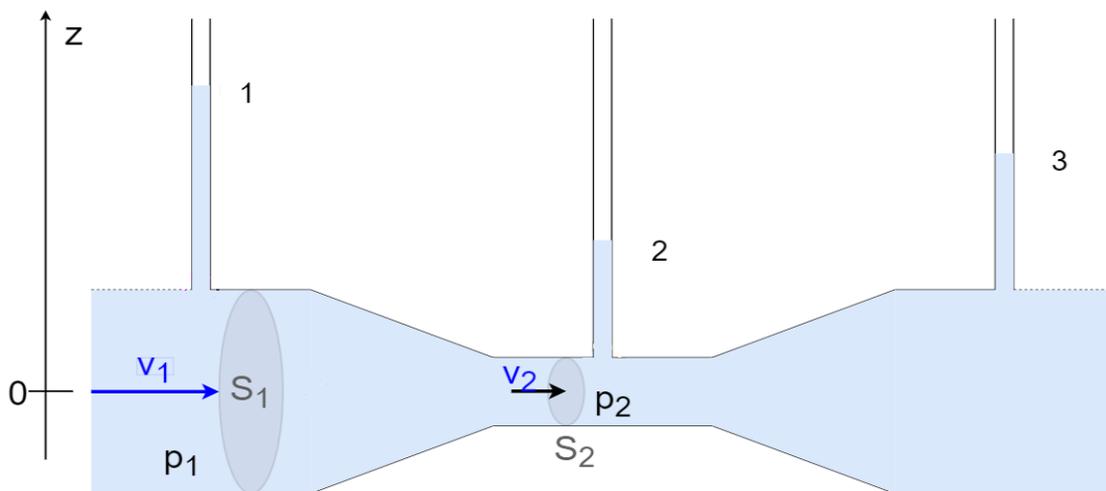


Figure II. 4 Schématisation de tube Venturi. La pression au point 1 est plus grande qu'au point 2. Et la vitesse du fluide au point 2 est plus grande qu'au point 1.

L'application des équations de Bernoulli et de continuité de conservation de l'énergie et de la masse. L'écoulement dans un tube de venturi est schématisé dans la figure (II. 1) ; l'application des deux principes de conservation de la masse et de l'énergie, pour un écoulement de fluide incompressible et entre les sections de l'écoulement (1) et (2), elle nous permet d'écrire :

$$Q_v = V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2 = \text{Cte}$$

II.5

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} = \text{Cte} \quad \text{II.6}$$

La combinaison des équations (II.5) et (II.6) permet d'obtenir une relation pour le débit volumique Q_v :

$$Q_v = C \frac{1}{\sqrt{(1 - V_1^2/V_2^2)}} A \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad \text{II.7}$$

C : est le coefficient de décharge du débitmètre

On définit le rapport d'ouverture ou rapport des diamètres : $\beta = \frac{d}{D}$

Le coefficient de vitesse d'approche E :

$$E = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1 - V_1^2}{V_2^2}\right)}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad \text{II.8}$$

La relation (2.5) montre que le signal principal de pression différentielle ($\Delta P = P_1 - P_2$) et donc l'erreur de mesure sur le débit est multiplié par le facteur de vitesse d'approche E. Donc, pour réduire cette erreur, le facteur β ne peut pas s'approcher de 1, c'est-à-dire V_1 se rapproche de V_2 .

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

Le coefficient de débit 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 les propriétés du régime d'écoulement, et il est possible de voir si l'écoulement est laminaire ou turbulent. Il est important de noter que les débitmètres venturi sont plus adaptés à la mesure d'un écoulement turbulent. Leur précision devient moins médiocre à l'état laminaire.

Les valeurs du coefficient de décharge C pour différents éléments primaires sont obtenus expérimentalement sur banc d'essai et sont disponibles dans la norme ISO 5167 [27].

II.5.2 Cas des fluides compressibles :

Dans le cas de fluides compressibles, gaz et vapeur d'eau, lors du passage, une augmentation de la vitesse d'étranglement s'accompagne d'une diminution de la densité avec la pression. Le flux de fluide de (1) à (2) est supposé subir une transition adiabatique, c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'échange de chaleur significatif avec le milieu extérieur. Cela se traduit par la relation :

$$E = \left(\frac{P}{\rho}\right) = Cte \quad \text{II.9}$$

Pour un gaz parfait : γ est le rapport de la capacité thermique spécifique à la pression et de la capacité thermique spécifique à la température volume constant, c'est-à-dire

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{II.10}$$

D'autres gaz, la valeur gamma peut être différente ou même pire que C_p/C_v connu, mais la norme admet que l'on adopte encore, dans ce cas le ratio est très grand délivre généralement le C_p/C_v .

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

$$Q_v = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{v_1^2}{v_2^2}}} \varepsilon \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}} \quad \text{II.11}$$

Et le débit massique est déterminé par la relation :

$$Q_m = C \cdot E \cdot \varepsilon \cdot A \cdot \sqrt{(2 \cdot \Delta p \cdot \rho)} \quad \text{II.12}$$

Avec :

ρ : 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 : $\varepsilon = 1$.

On calcule le coefficient d'expansion C_e , au moyen d'une formule théorique dans le cas des types de restriction qui moulent la veine fluide (tuyères et venturis) qui est comme suit :

$$C_e = \left(\left(\frac{\gamma \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}}}{\gamma - 1} \right) \cdot \left(\frac{1 - \beta^4}{1 - \beta^4 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}}} \right) \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{2}}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{II.13}$$

II.6 Conclusion

L'effet Venturi est une révision du principe de conservation de l'énergie. Si le fluide traverse le tube de Venturi et reste constant, et que le diamètre de la section du canal diminue, la vitesse du fluide doit augmenter, ce qui peut être compris par le théorème de Bernoulli. D'autre part, la conservation de l'énergie conduit à une augmentation de l'énergie cinétique en réduisant l'énergie élastique, notant que l'effet Venturi n'intervient que dans la vitesse d'écoulement subsonique (Mach 0,4).

Pour élucider l'effet Venturi dans les zones montagneuses, si des particules d'air rencontrent une montagne ou un relief, si elles ne peuvent pas passer par le côté, elles se trouveront obligées de le franchir car la zone de circulation est plus petite, grâce aux particules La vitesse est augmenté pour maintenir le même débit qu'auparavant.

Chapitre III

Simulation numérique

III.1 Introduction

Comme la plupart des écoulements trouvés dans les processus industriels, l'écoulement dans un venturi cavitant est régi par des équations communément appelées «équations de Navier-Stokes ». Bien que ces équations soient établies depuis plus de 150 ans, leur résolution analytique reste impossible pour les cas complexes. Des méthodes numériques sont souvent utilisées pour résoudre ces équations.

Les méthodes numériques permettent des solutions approchées dont la précision s'améliore de jour en jour. Diverses méthodes telles que la méthode des éléments finis, la méthode des différences finies et la méthode des volumes finis ont été développées pour diverses applications. Ces méthodes visent à transformer les équations qui régissent le problème étudié en un système d'équations algébriques solubles numériquement sur ordinateur.

Ce chapitre présente les équations qui régissent l'écoulement cavitant de l'eau dans un venturi. Les équations qui régissent le mouvement du fluide, l'équation de transfert de masse entre les phases liquide et vapeur, ainsi que les équations du modèle de turbulence seront exposées. De plus, des détails sur le déroulement de la procédure de résolution numérique seront également précisés.

III.2 Contexte théorique

Les venturis à cavitation peuvent fonctionner en deux modes, le mode étranglé et le mode liquide complet. Dans le premier mode, la cavitation se produit dans le col et l'écoulement est obstrué. Dans une telle condition, le débit massique est constant et indépendant de la pression aval. Dans le même temps, la cavitation provoque la formation d'un écoulement diphasique dans la section col et diffuseur. L'endroit où la zone de vapeur se termine, c'est-à-dire là où le flux de liquide rejoint le diffuseur, est fonction de la pression en aval. L'augmentation de la pression en aval amène le point de jonction à se déplacer vers l'amont vers le col. Lorsque la pression aval atteint une valeur critique telle que le point de collage atteint le col, la cavitation ne peut pas se produire.

C'est la situation où le mode entièrement liquide commence. Le débit diminue alors avec l'augmentation de la pression en aval. Dans ce mode, le venturi cavitant se comporte comme un venturi liquide. Le débit total de liquide est alors fonction de la chute de pression à travers le venturi. En général, le fonctionnement d'un venturi cavitant est déterminé par une courbe caractéristique, qui est représentée schématiquement sur la Figure (III.1).

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

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_{act}}{\dot{m}_{choked}} \quad \text{III.1}$$

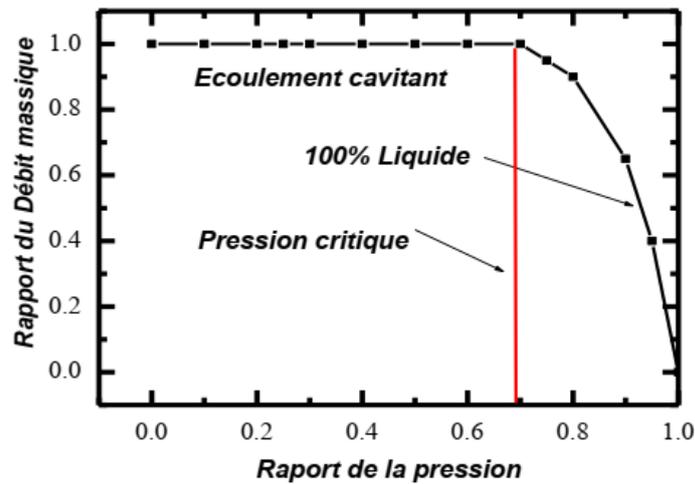


Figure III. 1 courbe caractéristique d'un venturi cavitant.

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 :

$$P_r = \frac{P_{out} - P_{sat}}{P_{in} - P_{sat}} \quad \text{III.2}$$

Dans la figure (III.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:

$$\dot{m}_{choked} = A_{th} \sqrt{2\rho(P_{in} - P_{sat})} \quad \text{III.3}$$

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}_{liquid}) est déterminé par:

$$\dot{m}_{liq} = \sqrt{2\rho(P_{in} - P_{out})/k_l} \quad \text{III.4}$$

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:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_{liq}}{\dot{m}_{choked}} = \sqrt{\frac{P_{in} - P_{out}}{K_l(P_{in} - P_{sat})}} \quad \text{III.5}$$

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:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_{liq}}{\dot{m}_{choked}} = \sqrt{\frac{1 - P_r}{K_l}} \quad \text{III.6}$$

L'équation (3.6) représente l'équation de la seconde zone de courbe caractéristique du venturi cavitant, tandis que l'équation de la première zone est :

$$\dot{m}_r = 1 \quad \text{III.7}$$

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):

$$P_{r, crit} = 1 - K_l \quad \text{III.8}$$

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 $p_{r, critique}$ avec $\dot{m}_r \leq 1$.

III.3 Concept de la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis (**M.E.F.**) est un des outils les plus efficaces et les plus généraux pour l'analyse des structures dans de nombreux secteurs de l'industrie :

Aérospatial, automobile, nucléaire, génie civil, construction navale, mécanique, constructions off-shore, etc. Dans le domaine du calcul de mécanique des fluides, la M.E.F. est une technique qui met en œuvre des connaissances relevant de plusieurs disciplines de base telles que la mécanique des fluides, l'analyse numérique et l'informatique appliquée. Les bases théoriques de la M.E.F. reposent d'une part sur les méthodes énergétiques de la mécanique des fluides et d'autre part sur les méthodes d'approximation spatiale des Fonctions (**Ritz, Galerkin**).

La **M.E.F** est basée sur une décomposition du domaine dans lequel on désire effectuer la simulation en sous-domaines de forme géométrique simple appelés 'éléments finis' pour lesquels on procède à des approximations nodales des champs de déplacements ou de contraintes qui prennent en général la forme de fonctions polynomiales. L'ensemble de ces éléments constitue ce que l'on appelle le maillage du domaine. Ces éléments sont liés par un nombre fini de conditions de continuité, exprimées en certains points communs à plusieurs éléments appelés 'nœuds'.

III.4 Méthodes des volumes finis dans fluent

Fluent utilise une formulation centrée (co-located). Ce ci veut dire que toutes les variables sont calculées au même point, au centre de la cellule.

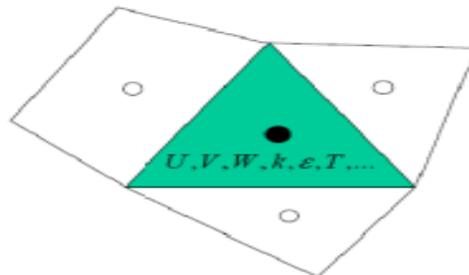


Figure III. 2 point nodal dans fluent.

III.4.1 Equations gouvernantes:

Les équations régissant le problème sont les équations de continuité, qui expriment la conservation de masse, et de quantité de mouvement. Pour une formulation simple du problème, Nous allons supposer quelques hypothèses :

❖ Hypothèses simplificatrices :

Nous supposons, alors, que:

- l'écoulement est tourbillon (Modèle (k- ω)).
- l'écoulement est stationnaire.

- l'écoulement est tridimensionnel.
- absence de transfert de chaleur.

Compte tenu des hypothèses précédentes, les équations de base régissant l'écoulement sont
Données respectivement par :

Equation de continuité

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \cdot \vec{v}_m) = 0 \quad \text{III.9}$$

La vitesse du mélange exprimée par:

$$\vec{v}_k = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \cdot \rho_k \cdot \vec{v}_k}{\rho_m} \quad \text{III.10}$$

La densité du mélange qui s'exprime par:

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \cdot \rho_k \quad \text{III.11}$$

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

Équation de conservation de la masse

L'équation de conservation de la masse s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad \text{III.12}$$

Ou:

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad \text{III.13}$$

Équations de conservation de quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes)

L'équation de conservation de quantité de mouvement sans forces de volume est :

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{V}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{V}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{V}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}P} + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad \text{III.14}$$

La projection de cette équation suivant les différents axes donne :

Suivant x :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{III.15}$$

Suivant y :

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad \text{III.16}$$

Suivant z :

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad \text{III.17}$$

Ou bien sous forme indicielle:

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad \text{III.18}$$

III.4.2 Modélisation de la turbulence:

La turbulence est un phénomène physique particulièrement sensible pour les simulations numériques. Malgré plus d'un siècle de recherches intensives appliquées aux écoulements en régimes turbulents, leur modélisation reste encore aujourd'hui un formidable défi. Trois grands axes de simulation ont émergé: la simulation numérique directe (SND), la simulation à grande échelle (LES) et la modélisation purement statistique.

➤ Simulation numérique directe (SND)

La simulation numérique directe (DNS) implique la solution explicite de la turbulence à toutes les échelles en résolvant numériquement les équations de Navier-Stokes. Le champ instationnaire 3D obtenu décrit l'agitation turbulente de manière fiable et précise, car aucune modélisation n'a été effectuée.

➤ Simulation à grandes échelles (LES)

La simulation numérique directe (DNS) implique la solution explicite de la turbulence à toutes les échelles en résolvant numériquement les équations de Navier-Stokes. Le champ instationnaire 3D obtenu décrit l'agitation turbulente de manière fiable et précise, car aucune modélisation n'a été effectuée.

➤ Modélisation statistique

La simulation aux grandes échelles consiste à résoudre des équations de Navier-stokes filtrées. Le champ obtenu est également tridimensionnel et instationnaire, mais il ne caractérise que des structures tourbillonnaires à grande échelle. Modélisez de petites échelles avec un comportement plus général. Ainsi, LES aborde explicitement certaines des échelles turbulentes (grandes échelles) et en modélise une autre (petites échelles).

➤ **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

Il existe différents modèles de turbulence sont intégrés dans le logiciel ANSYS Fluent :

- Le modèle à une équation Spalart Allmaras
- Le modèle à deux équations k- ϵ
- Le modèle à deux équations k- ω
- Le modèle Reynolds Stress Model
- Detached Eddy simulation

Le choix du modèle de turbulence dépendra de considérations telles que les propriétés physiques contenues dans le fluide, les pratiques établies pour une classe particulière de problèmes, le niveau de précision requis, les ressources de calcul disponibles et le temps disponible pour la simulation [27].

Dans cette étude nous utilisons le module de turbulence **k- ω (SST)**.

Modèle SST $k-\omega$

Le modèle SST (Shear Stress Transport) ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes, est dérivé du modèle Standard $k-\omega$. Ce modèle combine la robustesse et la précision de la formulation du modèle $k-\omega$ dans la région proche de la paroi avec le modèle $k-\varepsilon$ et tous ses types pour les écoulements libres loin de la paroi. La définition de la viscosité turbulente est modifiée pour prendre en compte le transport des contraintes de cisaillement turbulentes.

La formulation de ce modèle à deux équations est :

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{U}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tilde{P}_k - \rho C_\mu \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t / \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad \text{III.19}$$

Taux de dissipation spécifique:

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{U}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = 2\alpha \rho S_{ij} S_{ij} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_t + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad \text{III.20}$$

La fonction de mélange F_1 est définie par :

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{C_\mu \omega L}, \frac{500\nu}{L^2 \omega} \right) \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} L^2} \right] \right]^4 \right\} \quad \text{III.21}$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right) \quad \text{III.22}$$

La viscosité turbulente est donnée par :

$$\nu_t = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, \sqrt{2} S_{ij} F_2)} \quad \text{III.23}$$

La deuxième fonction de mélange est définie par :

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{C_\mu \omega L}, \frac{500\nu}{L\omega^2} \right) \right]^2 \right] \quad \text{III.24}$$

Pour éviter l'accumulation de la turbulence des régions de stagnation une production limitée est utilisée :

$$\tilde{P}_k = \min (P_k, 10 \cdot C_\mu \rho k \omega) \quad \text{III.25}$$

$$P_k = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{III.26}$$

Les constantes de modèle sont calculées en utilisant la fonction de mélange F_1 :

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad \text{III.27}$$

Les valeurs des constantes de modèles sont :

C_μ	α_1	β_2	σ_{k1}	σ_{k2}	$\sigma_{\omega 1}$	$\sigma_{\omega 2}$
0.09	5/9	0.082	0.85	1.0,	0.5	0.856

Ce modèle est principalement conseillé dans le cas d'applications telles que les fluides subissant des changements soudains de contrainte, s'écoulant dans des surfaces courbées ou dans les cas de séparation de la couche limite.

III.4.3 Model de cavitation

L'apparition de vapeur dans les liquides peut être causée par deux mécanismes différents :

- L'apport de chaleur, à pression constante, élève la température du liquide jusqu'au point d'ébullition auquel une phase gazeuse commence à apparaître. C'est le phénomène de l'ébullition.
- Diminution de la pression à température constante. C'est le phénomène de cavitation.

La cavitation est la vaporisation d'un fluide en dessous de sa pression de vapeur saturante (p_{sat}). Ce phénomène se manifeste par la formation de bulles, bulles, tourbillons ou poussées de vapeur dans le flux d'air. La pression de vapeur saturante ou pression de vapeur est la pression à laquelle la phase gazeuse de la substance est en équilibre avec sa phase liquide ou solide. Tout dépend de la température.

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha \cdot \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha \cdot \rho_v \cdot \vec{v}_v) = R_e - R_c \quad \text{III.28}$$

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 collapsus 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 $p_v \geq p_l$:

$$R_e = \frac{\rho_v \cdot \rho_l}{\rho} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3 P_l}} \quad \text{III.29}$$

➤ Pour $p_v \leq p_l$:

$$R_e = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2(P - P_v)}{3 P_l}} \quad \text{III.30}$$

Où ρ_l , R_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. R_B est le rayon de la bulle.

III.5 Procédure numérique

III.5.1 La CFD:

CFD signifie Computational Fluid Dynamics, soit Calcul numérique de la dynamique des fluides en français. Cette technique consiste à résoudre numériquement les équations de la mécanique des Fluides (équations de Navier-Stokes) pour simuler l'écoulement d'un fluide.

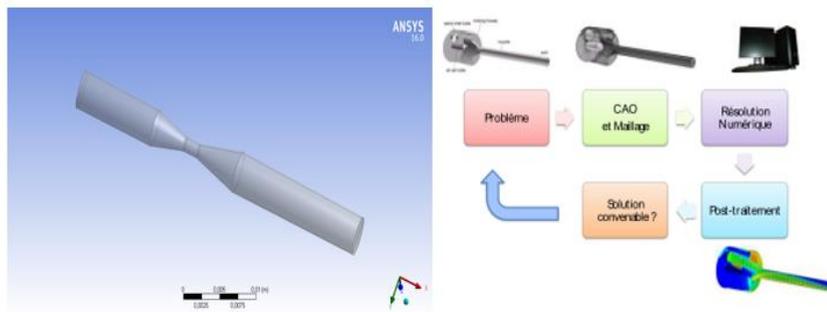


Figure III. 3 les différentes étapes d'une simulation.

Pour résoudre les équations d'écoulement dans un domaine géométrique, les étapes suivantes sont nécessaires :

- ✓ **Géométrie/CAO** : Être en possession d'une géométrie 3D du domaine fluide.
 - ✓ **Maillage** : Discrétiser le domaine, c'est-à-dire le découper en mailles de calcul
 - ✓ **Mise en données** : Choisir les modèles physiques et les hypothèses adaptés au problème
 - ✓ **Résolution numérique** : Les équations aux dérivées partielles sont résolues par le solveur CFD après avoir discrétisé et mises sous forme algébrique. Cette résolution se fait par un algorithme itératif jusqu'à la convergence.
 - ✓ **Post-traitement CFD**: Visualiser et analyser les résultats
- ✚ Une simulation CFD en écoulement de fluide ne pourra être validée que si les éléments suivants ont été vérifiés :
- ✓ Le nombre d'itérations et les critères d'arrêt doivent garantir que le calcul a bien convergé
 - ✓ L'influence de la taille du domaine fluide autour de l'objet doit avoir été étudiée : le domaine doit être assez grand pour que les conditions aux limites n'influent pas sur les champs de pression et de vitesse.
 - ✓ Le maillage doit être assez fin pour que la physique soit bien résolue, en particulier au niveau de la couche limite au voisinage des parois de l'objet.

III.5.2 Définition d'ANSYS Inc:

ANSYS, Inc est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement

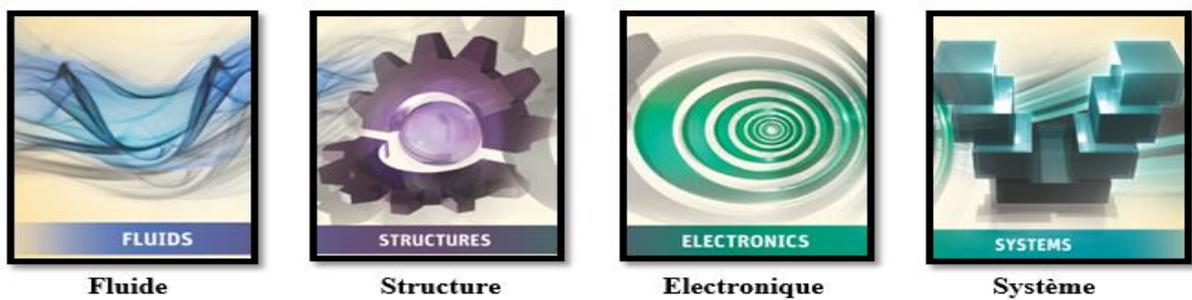
discrétisés. La société possède de nombreuses filiales à travers le monde, notamment en Europe et en Asie.



Figure III. 4 Logo de l'entreprise.

III.5.2.1.1 Aspects techniques

1. Les quarts (04) domaines d'utilisation:



2. ANSYS Workbench :

Cette plate-forme propose une approche déferente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plate-forme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. Le modèle des éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS

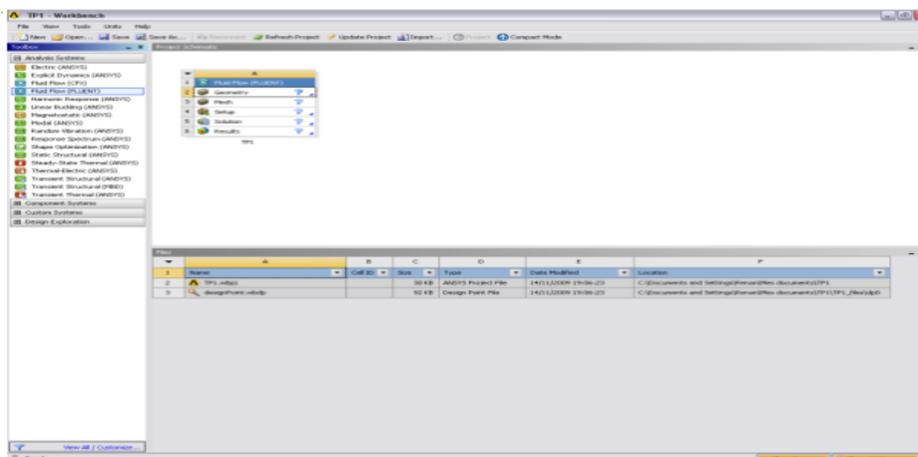


Figure III. 5 Espace de travail Workbench

III.6 Description et modélisation du problème

On étudie dans ce travail l'écoulement stationnaire 3D dans un tube venturi à trois différents angles de divergence dans un écoulement mixte (eau liquide + vapeur liquide) à des différentes pressions de sortie .

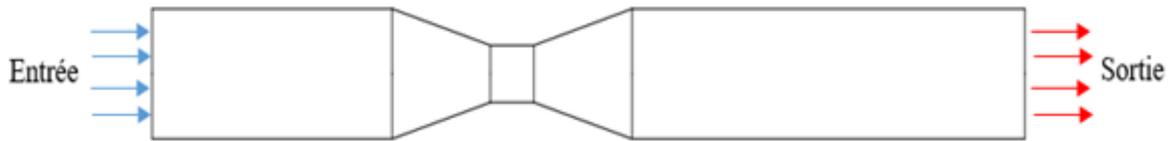
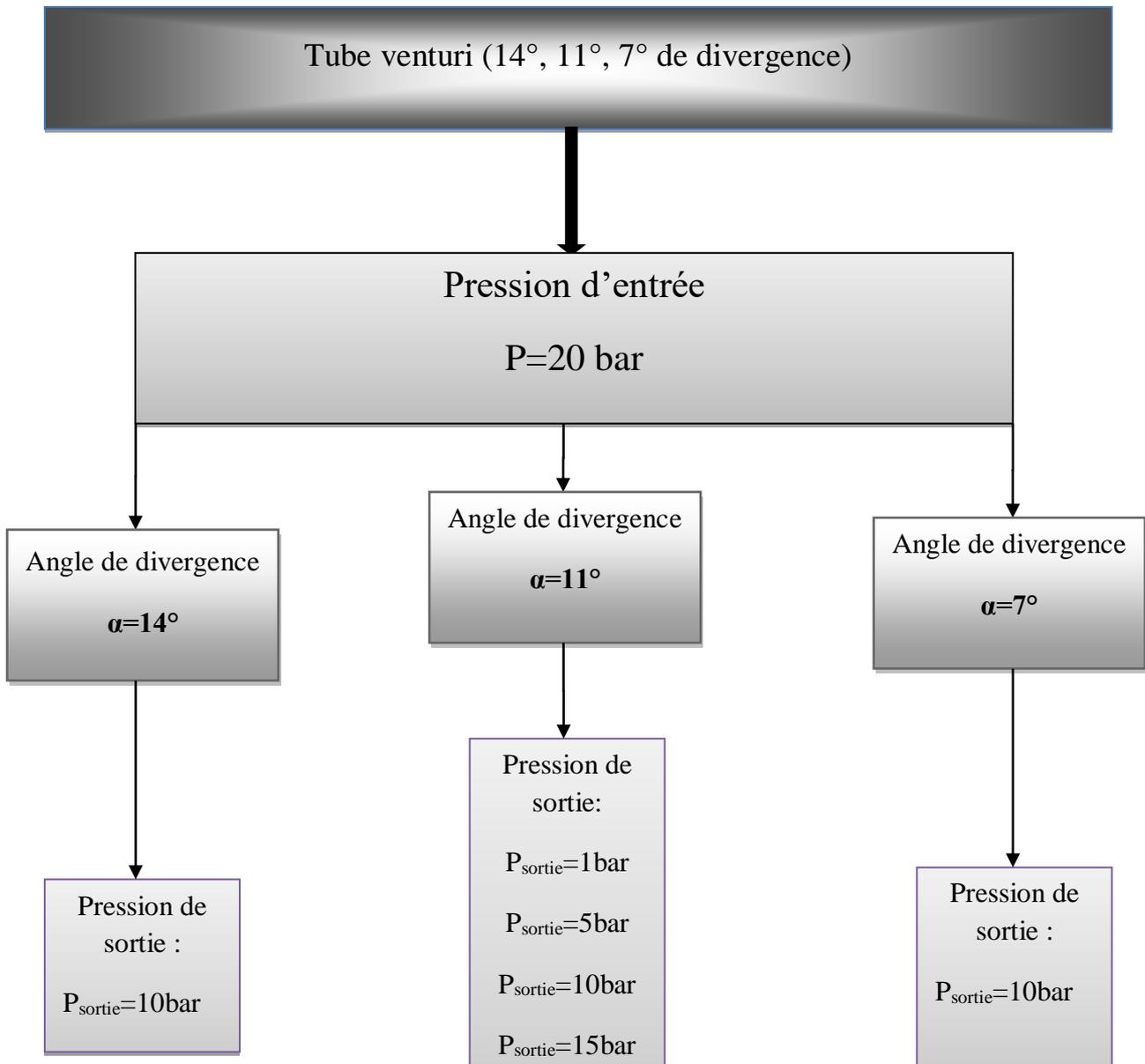


Figure III. 6 Position du problème.



L'organigramme suivant représente l'aspect de travail

Pour effectuer une simulation par ANSYS Workbench à un écoulement dans un tube venturi il faut suivre une logique de calcul. Cette simulation faite à partir des processus "avec une approche interactive, étape par étape. Cette logique de calcul résumée dans le chemin suivant :

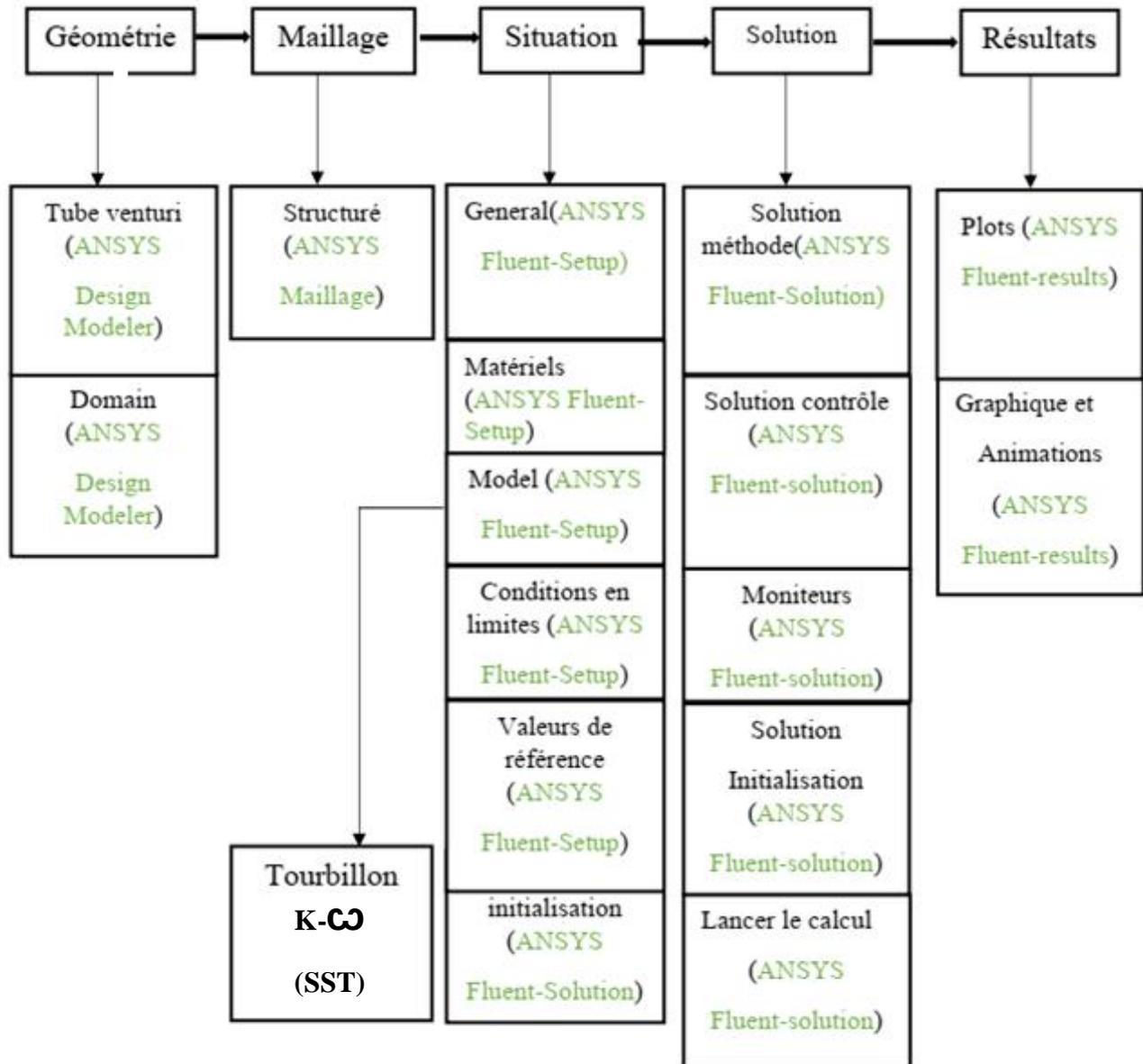


Figure III. 7 Chemin de "Processus CFD" pour la simulation numérique.

III.6.1 Créations de la géométrie et le domaine d'écoulement 3D:

La géométrie est un tube venturi à différent angle de divergence. D'autre part, il existe des logiciels qui nous permettent de dessiner la géométrie et l'enregistrer sous forme fichier IGS pour importer directement, telle que SOLIDWORKS et AUTOCAD ces deux derniers fournissent des géométries de type CAO qui sont acceptables pour importer.

III.6.1.1 Ansys Design Modeler:

Le logiciel ANSYS Design Modeler permet de réaliser des tracés 2D (Sketch), de créer à partir des sketches des objets 3D (par extrusion, etc...) et de manipuler les objets 3D. Dans notre cas, on va travailler en 3D dans le plan XYZ pour créer les géométries.

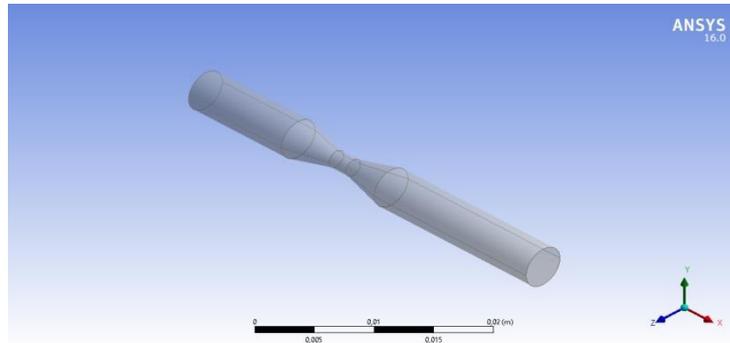
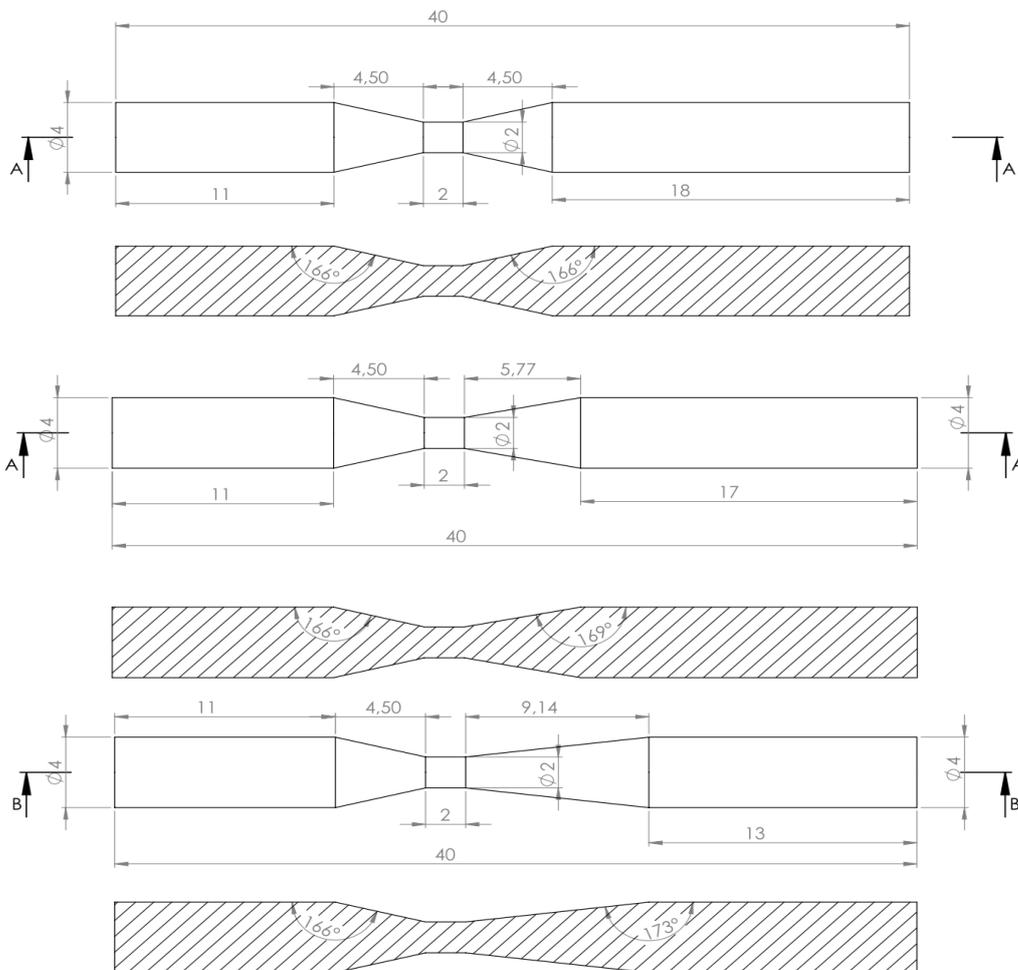


Figure III. 8 La forme 3d du tube venturi.

➤ Fiche technique des 3 géométries :



III.7 Maillage du domaine fluide

Le deuxième pas de la chaîne de la simulation numérique du problème est le développement et l'adaptation du maillage autour du profil. Un maillage de bonne qualité est indispensable pour la procédure du calcul afin que les résultats soient acceptables et utilisables et ainsi recueillir des conclusions.

✚ Un « bon maillage » en CFD présente les caractéristiques suivantes :

- un domaine de calcul assez large pour éviter l'influence des conditions aux limites sur les résultats ;
- un maillage fin au voisinage de l'objet (là où les phénomènes importants vont se produire) ;
- un maillage plus grossier loin de l'objet, où l'écoulement extérieur ne varie pas ou peu, afin d'économiser du temps de calcul ;
- une transition « douce » entre les zones raffinées et non raffinées pour éviter les problèmes d'erreur numérique lors de la résolution ;
- une bonne résolution au niveau de la couche limite ;
- et enfin, un nombre pas trop important de mailles pour ne pas alourdir les temps de calcul.

III.7.1 Topologie du maillage:

Les maillages structurés se caractérisent par une répartition géométrique des nœuds dans le domaine de calcul. Dans le cas de notre problème la géométrie d'un profil d'aile nous permet d'utiliser soit une topologie en C ou en O ou une topologie en H voir les figures III [9, 10, 11] le maillage en H est plus naturel pour un profil d'aile et évite la ligne de coupure au niveau du bord de fuite du maillage en C, de plus à la topologie en H, l'orthogonalité des lignes de maillage est plus naturelle, donc plus facile à imposer. Enfin, le cisaillement des mailles est réduit si la correspondance des nœuds de la frontière extérieure est correctement effectuée.

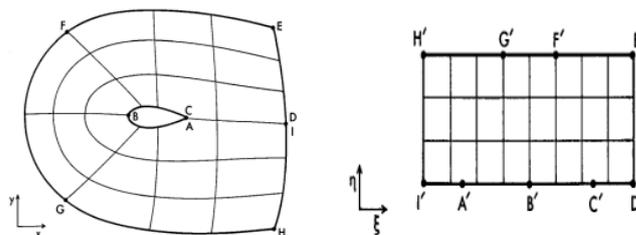


Figure III. 9 Maillage en C.

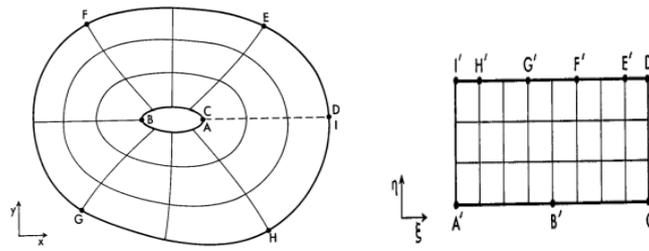


Figure III. 10 *Maillage en O.*

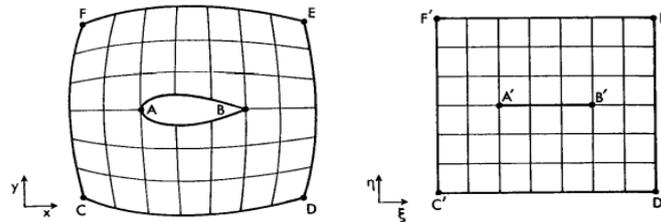


Figure III. 11 *Maillage en H.*

III.7.2 Repérage des conditions aux limites :

La première étape consiste à identifier et à nommer les différentes parties de la géométrie afin de :

- définir les conditions aux limites du problème (entrées, sortie, etc ...).
- définir les conditions sur le maillage au niveau des différentes sélections.

Pour repérer les entrées, sorties, etc... en 3D, il faut sélectionner les différents faces de la géométrie.

Les notations des différentes parties de la géométrie sont résumées dans le tableau suivant :

Tableau III. 1 *Notations des différentes parties de la géométrie.*

Surface	fonction
Entrée	pressure inlet
Sortie	pressure Outlet
Surface extérieur de tube	wall

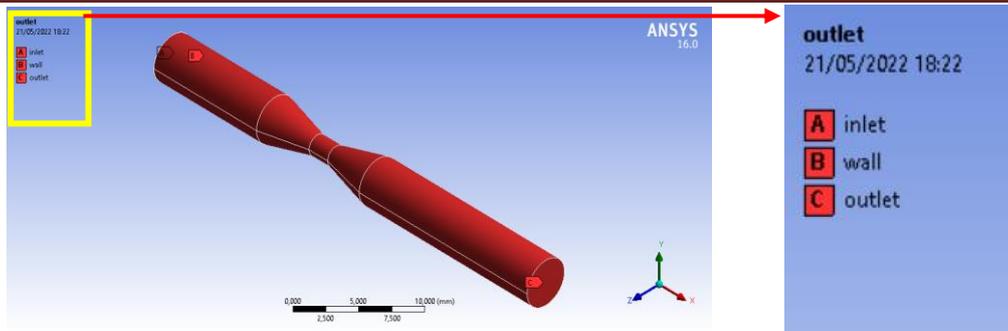


Figure III. 12 *Domaine de calcul 3D après la notation des conditions aux limites.*

- ✚ N.B : cette opération valable et faite de même manière pour toutes les géométries de notre travail (14°, 11°, 7° de divergence)
- ✚ Les noms utilisés correspondent aux noms des conditions aux limites dans Fluent. Cela va permettre qu’elles soient reconnues automatiquement comme des entrées, sorties, etc ...

III.7.3 Optimisation du maillage:

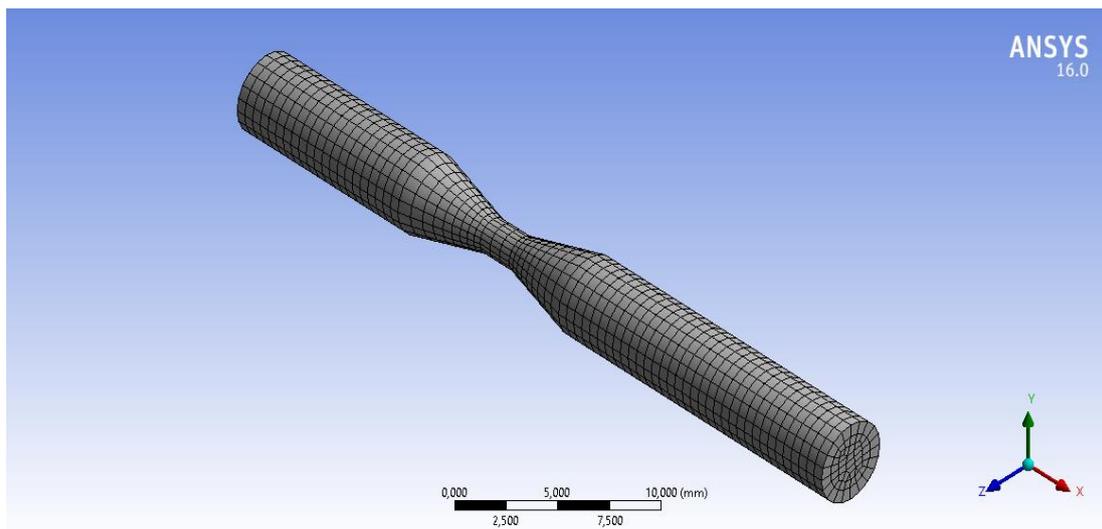


Figure III. 13 *Maillage avec dimensionnement.*



travail (14°, 11°, 7° de divergence)

de notre

III.7.3.1 Maillage en couche limite:

Outil Inflation: Afin d’affiner la précision des résultats au niveau de la couche limite proche de la paroi de l’objet, on utilise l’outil Inflation qui crée des couches de fines mailles dans la direction normale à cette paroi.

- On veut que la première maille proche de la paroi soit assez fine pour que la précision soit assez bonne et qu'il n'y ait pas de transition trop rapide entre une maille très fine et les mailles plus grosses.

Pour cela, on génère des couches (layers) de maille de plus en plus hautes, avec un certain taux d'accroissement (Growth rate). On peut préciser au choix pour Inflation Option:

- option d'inflation : transition en douceur (smooth transition)**
- maximum layers : le nombre maximums de couche 5 couches**

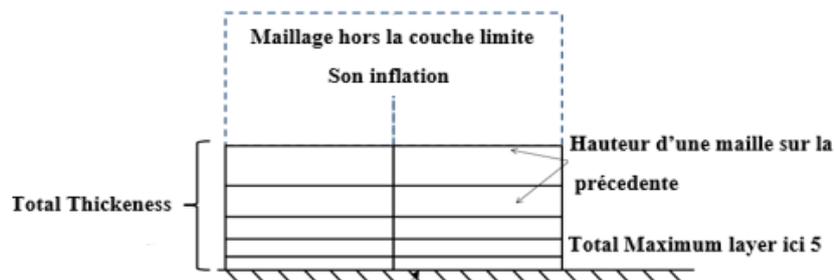


Figure III. 14 Illustratutation de la couche limite créée.

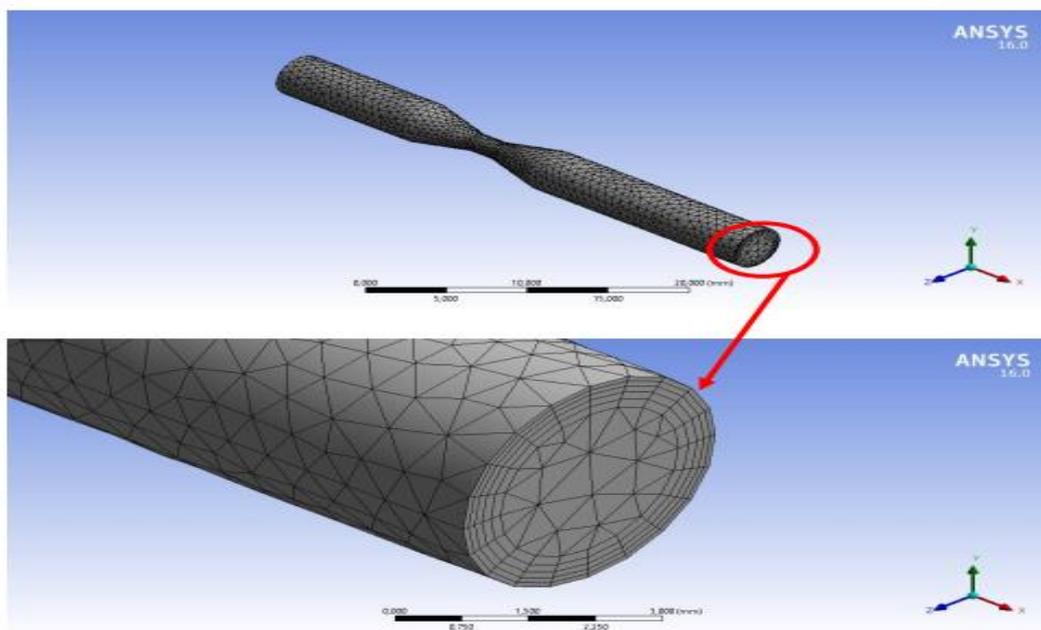


Figure III. 15 Maillage raffinées en couche limite de tube venturi.

III.7.3.1.1 Les caractéristiques de maillage généré avec parois raffinées en couche limite:

Le tableau suivant résume les paramètres de maillage générer :

Tableau III. 2 Les paramètres de maillage générés.

géométrie paramètres	Tube venturi (14°, 11°, 7° de divergence)	
	Mixte (rectangulaire et triangulaire)	
Dimensionnement (m)	0.001	
Inflation	Maximum couches	5
	Taux de croissance	1.2

Le tableau suivant résume les différents résultats de maillages générés :

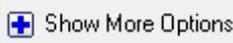
Tableau III. 3 Résultats de maillage générés.

	Éléments	Nœuds
Tube à 14° de divergence	28985	11395
Tube à 11° de divergence	29353	11531
Tube à 7° de divergence	30180	11843

III.8 Mise en données et simulation

III.8.1 ANSYS Fluent:

Ce logiciel permet d'effectuer des simulations en matière de mécanique des fluides. Il porte le nom des compagnies qui les ont développés, rachetée par ANSYS. Inc respectivement en février 2003 et en février 2006. Fluent est un solveur : il ne comporte pas de maillage (le maillage doit être réalisé avec un logiciel de maillage, Gambit par exemple, qui est également édité par ANSYS). Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie et la R&D 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.

- On lance le solveur FLUENT, on sélectionne **(3D)**, **Serial** pour Procession Options et **display Mesh After Reading, Embed Graphics Windows, Workbench Color Scheme** pour Display Option aussi bien pour une double précision de calcul.
- Pour plus d'options en click sur 

- la version de Fluent utiliser pour la simulation c'est V16.0

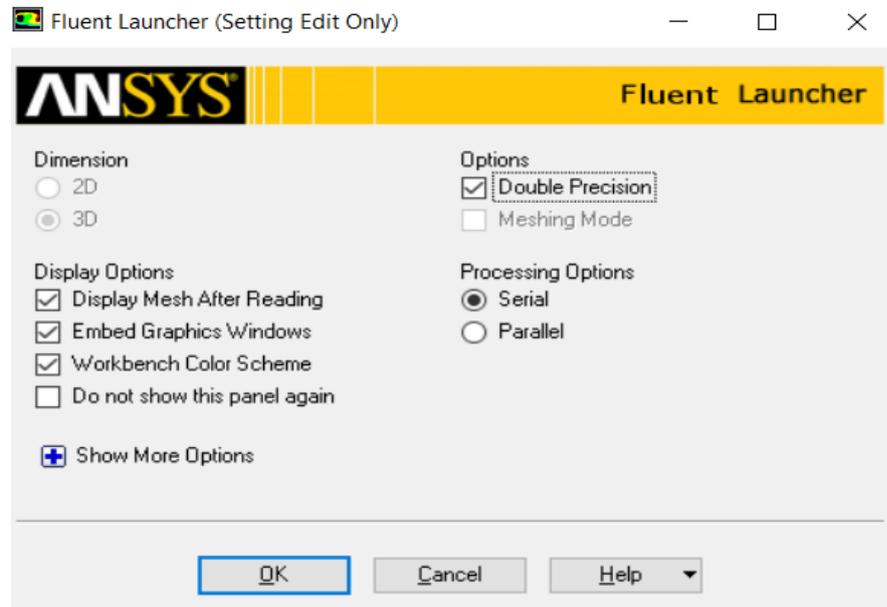


Figure III. 16 Fenêtres d'accueil de logiciel Fluent.

III.8.1.1 Les différentes étapes de simulations sous Fluent :

- Importation de la géométrie après le maillage :

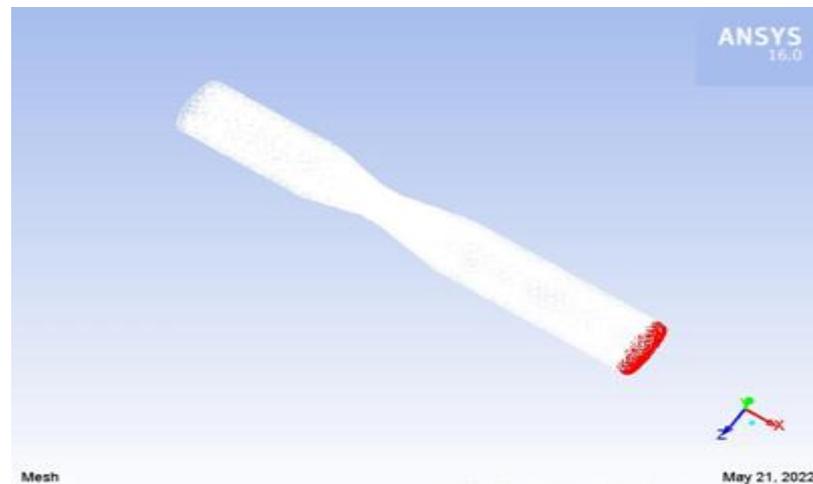


Figure III. 17 Espace de travail de fluent.

- En remarque que les arrêtes de domaine de calcul (écoulement) ont des couleurs différentes (bleu face au profil, rouge derrière le profil et jaune sur les extrémités haut et bas de domaine. Ces couleurs d'une aux conditions limites données dans l'étape précédente (les entrées et les sortis, ect....)

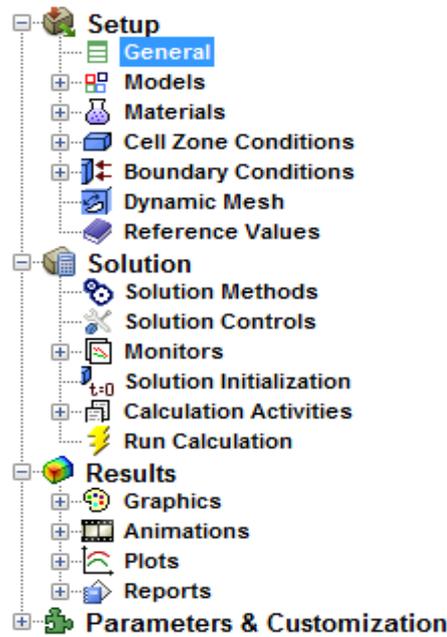


Figure III. 18 Les différentes étapes de simulation.

b. Les différentes étapes de simulation (**Figure 18**) sont résumées selon les tableaux suivants :

➤ **Setup** 

1) General 

Dans cette étape on choisit les paramètres de solver tels que :

Type: pressure-Based

Velocity formulation: Absolute

Time: steady

3D space: planar

2) Models 

Dans cette étape on précise le type de l'écoulement :

- Multiphase-On (**Water liquid première phase, Vapor liquid deuxième phase**)
- Energy-off
- Viscous : K-omega (SST)
- Radiation-off

- Heate xchanger-off
- Spicies-off
- Discrete phase-off
- Solidification &Melting-off
- Acoustics-off

3) Matériels

Dans cette étape en choisir le type de fluide et ces propres propriétaires dans notre cas c'est l'air, un cas effectué par une valeur non nulle de viscosité et un autre a viscosité nulle.

1. Eau liquide Water liquid (première phase)
2. Vapeur de l'eau Vapor liquid (deuxième phase)

Tableau III. 4 conditions limites à l'entrée de domaine d'écoulement (pressur inlet).

pression atmosphérique (1.013 bar)		
Pression d'entrée (bar)	profils	Pression de sortie (bar)
20	Tube à 14° de divergence	P =10
	Tube à 11° de divergence	P =1 P =5 P =10 P=15 P=20
	Tube à 7° de divergence	P =10

4) Conditions aux limites:

Dans cette étape on précise les conditions aux limites de l'écoulement tel que la vitesse et la température. Le tableau suivant représente ces différentes conditions en fonction des différentes variables telles que le nombre de Mach et la géométrie (profil) et l'angle d'attaque.

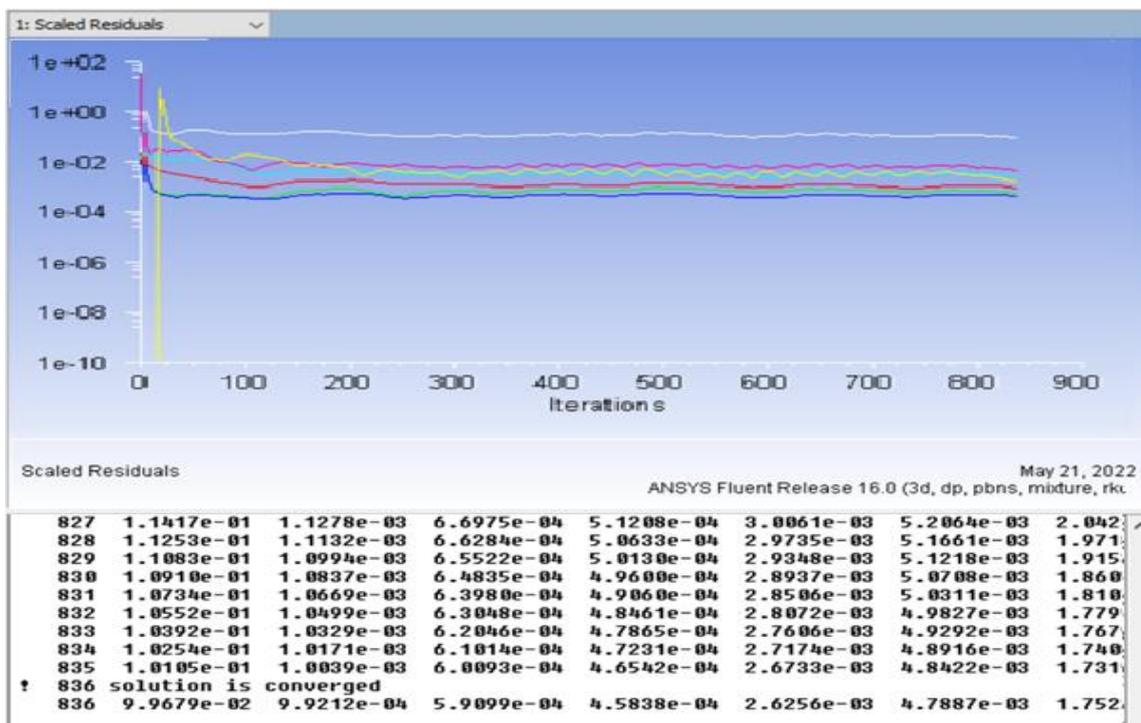
➤ **Solution** 

Les différents paramètres de cette étape sont résumés dans le tableau suivant :

Tableau III. 5 paramètres de solver.

(1) Solution methods		
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE	
Spatial discretization	Gradient	Last Squares Based
	Pressure	Standard
	Momentum	Second Order Upwind
	Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
	Turbulent Dissipation Rate	FirstOrder Upwind
(2) Solution Controls		
Pressure	0.3	
Density	1	
Body Forces	1	
Momentum	0.7	
Turbulent Kinetic Energy	0.8	
Turbulent Dissipation Rate	0.8	
Turbulent Viscosity	1	

Le reste des étapes Résultats (Results Graphics, Animation, Plot et Reporte) seront présenté dans chapitre suivant (résultats et discussions) :



III.9 Conclusion

À travers ce chapitre, on perçoit mieux ce que l'on peut rencontrer lors de la modélisation numérique d'un problème en mécanique des fluides même très simple. En effet, les étapes de la modélisation numérique : la création de la géométrie, la génération du maillage, l'implémentation du problème sous "fluent". Le contrôle de la convergence et même le traitement des données de la simulation sont fortement interdépendants. Par ailleurs, l'analyse des différents paramètres à régler qu'offre le logiciel "FLUENT" nous a permis d'adopter une méthode de résolution optimum (précision/coût de calcul) en passant par des choix judicieux qui ont été systématiquement justifiés.

ChapitreIV

Résultats et discussion

IV.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation des résultats des simulations numériques de l'écoulement vapeur d'eau diphasique dans un venturi de cavitation. Les résultats sont les suivants : Tout d'abord, les effets de trois venturis d'angle de divergence différents sur le phénomène de cavitation sont étudiés. Ensuite, il y a la performance du modèle numérique dans la prédiction La courbe caractéristique du venturi de cavitation sera confirmée par comparaison avec des mesures expérimentales de la littérature. Ensuite, l'écoulement à l'intérieur du venturi est analysé en considérant les champs de pression et de vitesse et le taux de vide généré par la simulation numérique.

IV.2 validation du code de calcul

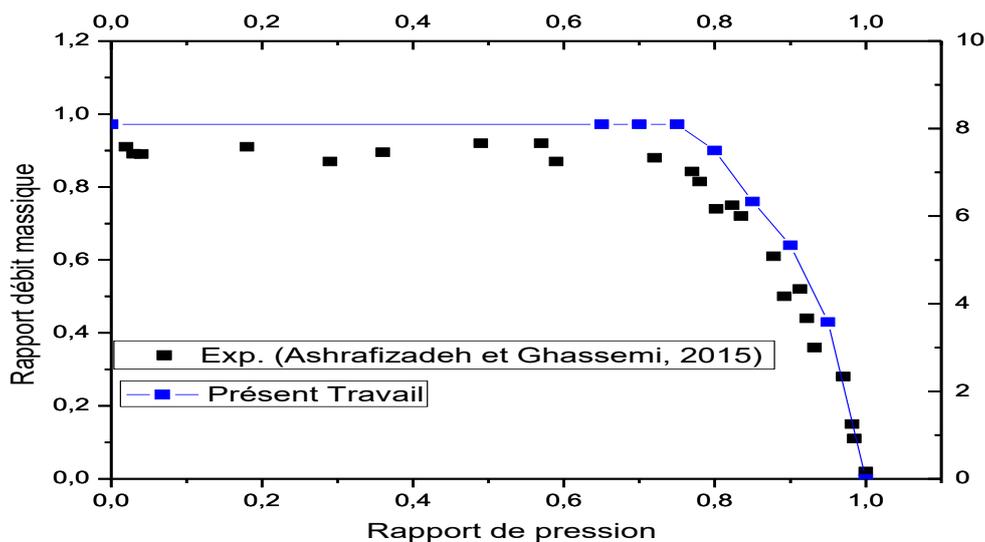


Figure IV. 1 validation du code de calcul.

La figure (IV.1) exprime 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 débit massique étranglé (\dot{m}_{choked}), en fonction du rapport de pression, défini comme le rapport de la pression à la sortie à la pression à l'entrée du venturi cavitant.

Dans la figure (IV. 1), les données expérimentales de Ashrafizadeh et Ghassemi (2015) [33], sont comparées nos résultats numériques pour le venturi avec une gorge diamètre de 2 mm et l'angle de divergence de 7° . Comme indiqué, les résultats numériques suivent bien les données expérimentales.

Le rapport de pression critique pour les résultats simulés est d'environ 0,75 tandis que celui des données expérimentales est d'environ 0,72. Donc nos résultats sont satisfaisants.

IV.3 Effet de l'angle du diffuseur sur les performances cavitation

L'angle divergent de la cavitation est un autre paramètre géométrique important qui affecte ses caractéristiques de fonctionnement. L'influence géométrique de cet angle sur le venturi est illustrée à la figure (IV.2). Ici, l'influence de l'angle du diffuseur sur les performances de cavitation a été étudiée. Pour cette raison, le venturi cavitant avec un diamètre de col de 2 mm a été choisi et ses performances pour des angles de diffuseur de 7°, 11°, et 14° degrés ont été étudiées en profondeur. Les courbes caractéristiques des CV mentionnés sont également représentées sur la figure (IV. 2). On peut voir qu'en augmentant l'angle du diffuseur, le rapport de pression critique, Pr_{crit} diminue de 0,75 à environ 0,6. En d'autres termes, la région en mode étouffé (mode cavitant) du CV devient plus étroite. Ce phénomène n'est pas favorable car les CV sont conçus pour fonctionner dans leurs modes étouffés. La raison de cette observation est la perte hydraulique causée par la dilatation progressive se produisant dans la section diffuseur du venturi. En augmentant l'angle du diffuseur, la situation devient plus proche d'une détente brutale et les pertes hydrauliques du diffuseur augmentent. La détente induit une perte due au décollement des flux au niveau des parois et un flux secondaire tourbillonnant au niveau de la section divergente du venturi. Ce sujet est discuté en détail dans [34]. D'après l'équation (3.8), Pr_{crit} est proportionnel à K_L . Ainsi, plus les pertes hydrauliques sont importantes, plus le rapport de pression critique devient faible.

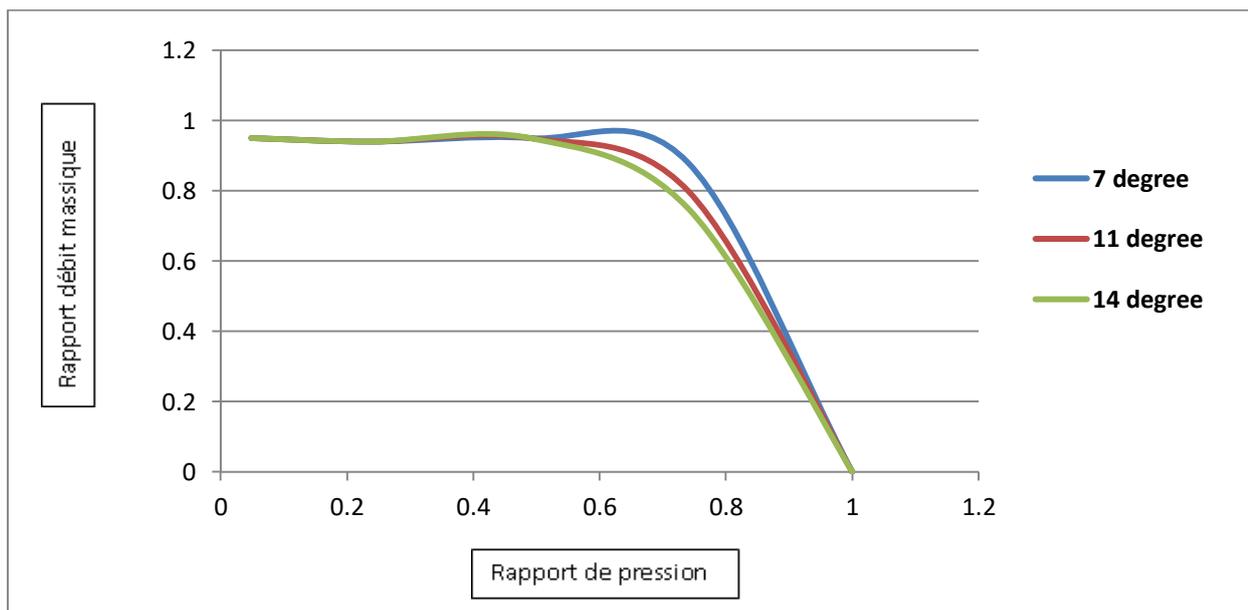


Figure IV. 2 Les courbes caractéristiques des CV.

IV.4 Fraction de vide

Dans un écoulement diphasique gaz-liquide, le taux de vide est défini comme La proportion du volume occupée par la phase gazeuse. Par conséquent, le contour de fraction de vide montre clairement la zone de cavitation du début à la sa dissipation. La figure (IV. 3) montre que l'évaporation de l'eau commence par le col, développement à l'entrée de la divergence. La quantité de vapeur obtenue est maximale dans la zone d'entrée du convergent.

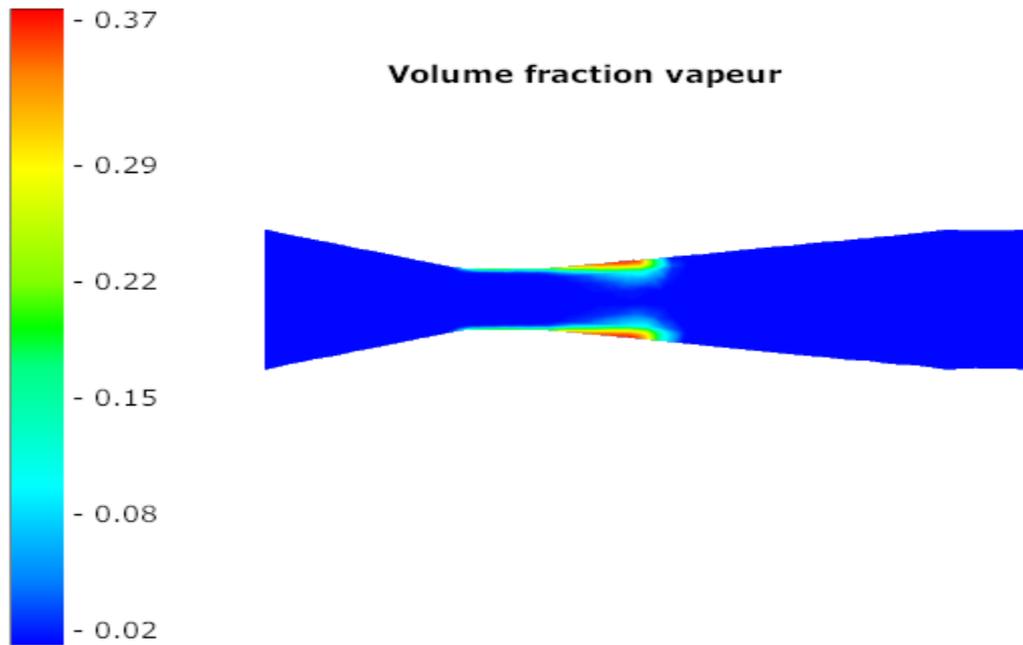


Figure IV. 3 *Contours de la fraction de vide dans le venturi étudié.*

Afin de clarifier l'effet de l'angle de la divergence, sur la figure (IV. 4) nous avons fait une étude de trois tubes de venturi sous différents angles de divergence [$7^\circ, 11^\circ, 14^\circ$] pour une pression d'entrée de 20 bars et de sortie de 10 bars. On remarque que le volume de la fraction de vide est plus grand dans le tube de venturi avec l'angle de divergence de 7° par rapport à $11^\circ, 14^\circ$. On remarque aussi que le contour de la fraction de vide dans le venturi à 11° est peu large par rapport un venturi de 14° de divergence.

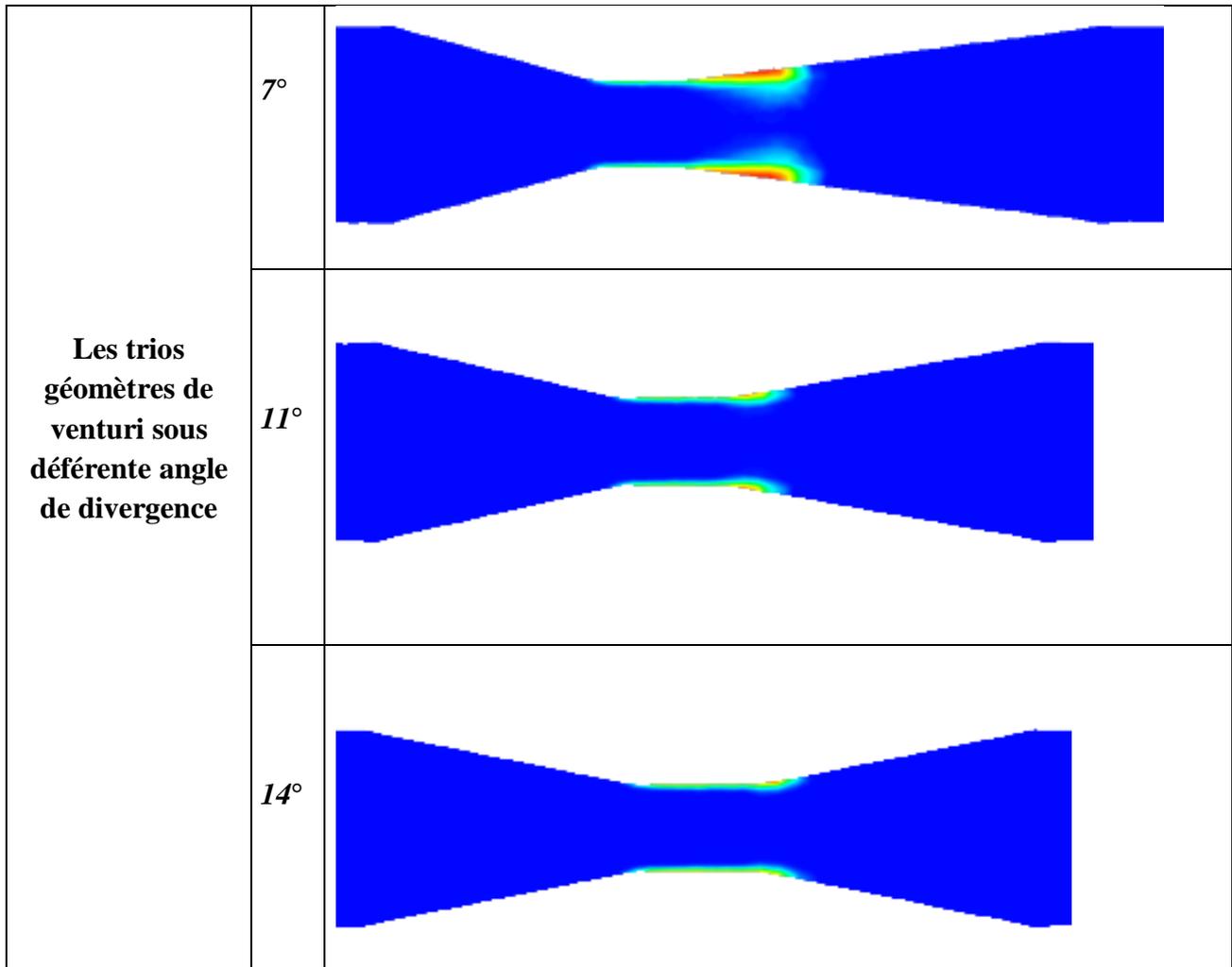


Figure IV. 4 Influence de l'angle de divergence sur les contours de la fraction de vide dans le venturi.

La figure (IV. 5) montre l'évolution de la fraction de vide en fonction de la pression de sortie, la pression d'entrée est fixée à 20 bars et les pressions de sortie sont de 1, 5, 10, 15 et 20 bars. Pour les pressions statiques faibles à la sortie du tube, la cavitation est plus étendue. Par exemple, à une pression de sortie égale à 1 bar, la fraction de vide s'étale sur la quasi-totalité du divergent (en aval du col jusqu'à la sortie du venturi) et prend une valeur maximale. À chaque augmentation de la pression de sortie, on s'est aperçu que la zone de cavitation était confinée à la zone divergente très proche du col.

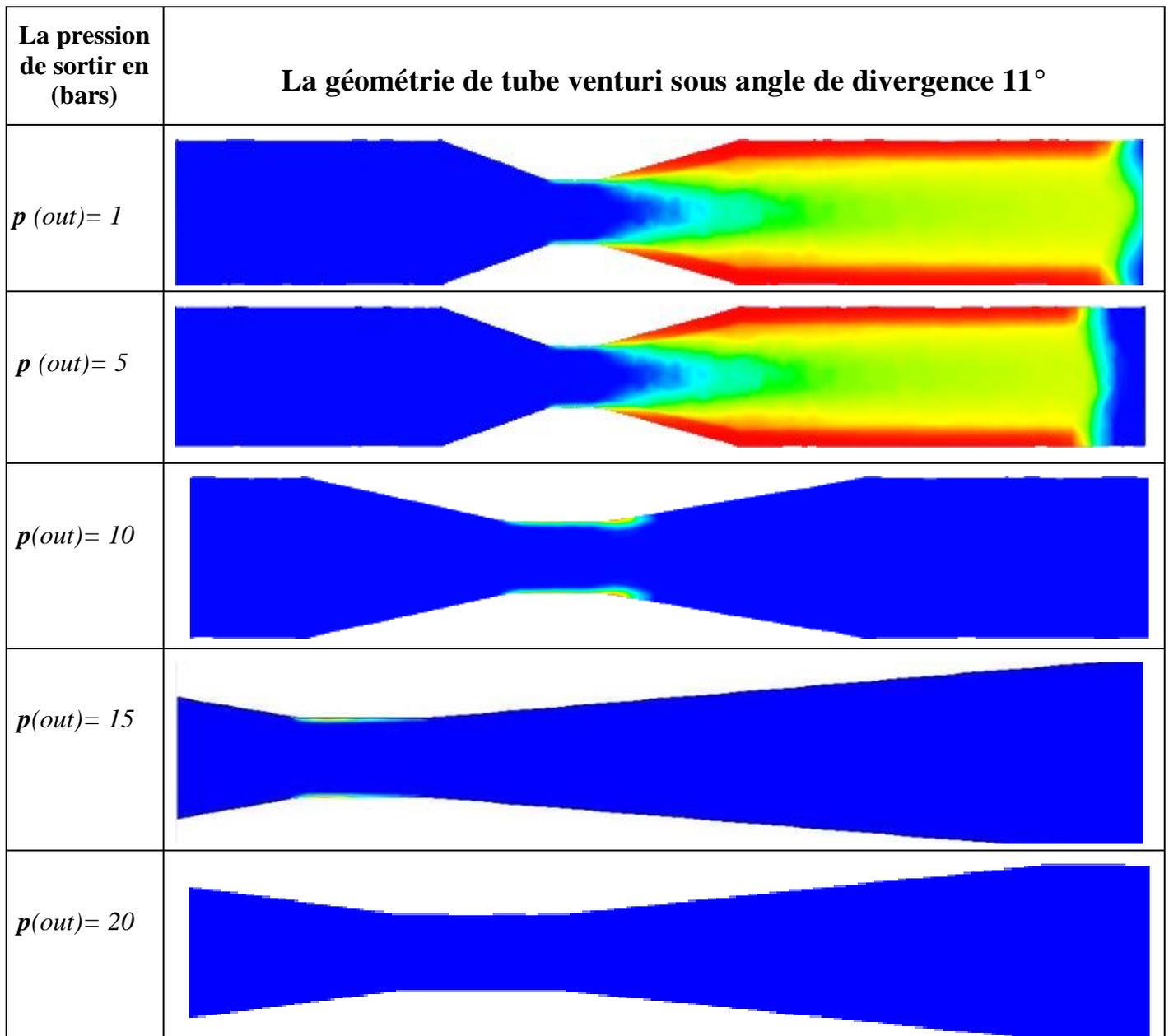


Figure IV. 5 Influence de la pression de sortie sur les contours de la fraction de vide dans le venturi.

IV.5 Champ des Pressions

La répartition de la pression statique est illustrée à la figure (IV. 6), La pression de sortie est de 10 bars et la pression d'entrée est de 20 bars. Les pressions commencent Diminuer vers la sortie convergente pour atteindre la valeur basse du col. Dans cette région, la pression du fluide atteint la pression de saturation de l'eau à 27°C, Soit 3,54 kPa. Cela provoque l'évaporation de l'eau. La phase gazeuse se produit dans Le niveau du col et l'entrée vers la divergence.

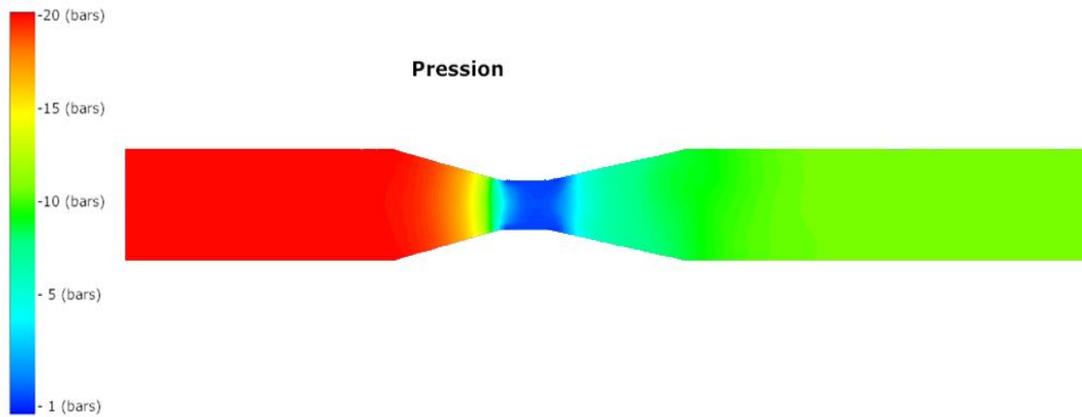


Figure IV. 6 Contours de la pression statique à travers le venturi.

La pression de sortir en (bars)	La géométrie de tube venturi sous angle de divergence 11°
$p(out) = 1$	
$p(out) = 5$	
$p(out) = 10$	
$p(out) = 15$	
$p(out) = 20$	

Figure IV. 7 Influence de la pression de sortie sur les contours de pression dans le venturi.

Pour montrer l'effet de la pression de sortie sur l'apparence et le développement zone de cavitation, contours de pression statique obtenus à une pression d'entrée de 20 bar et une pression de sortie de 1, 5, 10, 15 et 20 bar Comme le montre la figure (IV. 7).

IV.6 Champ des Vitesses

Les lignes de courant sont des courbes dans l'espace qui décrivent un fluide en mouvement et, à tout moment, en tout point, il existe une tangente parallèle à la vitesse des particules fluides corporelles. La figure (IV. 8) montre les lignes de courant le long du venturi. En trouvant une séparation de l'écoulement se produit près de la paroi divergente. Ce phénomène est indésirable qui entraîne des pertes hydrauliques et une dissipation d'énergie de l'écoulement coulé.

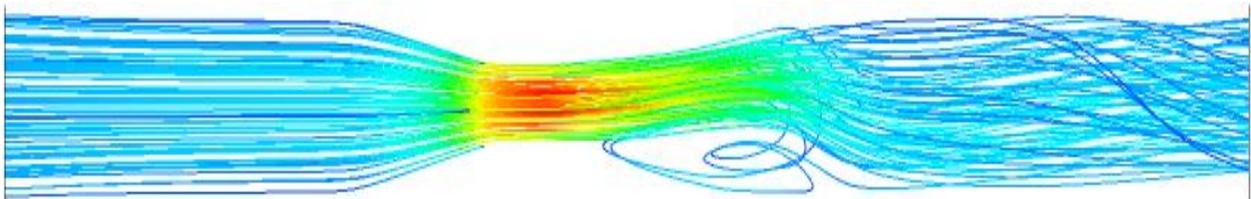


Figure IV. 8 Lignes de courant à travers le venturi étudié.

Les contours de vitesse confirment les résultats précédents figure (IV. 9). L'écoulement est accéléré par la convergence et la vitesse atteint la valeur maximale niveau du col. Le fluide perd de la vitesse lorsqu'il s'écoule vers la sortie du venturi.

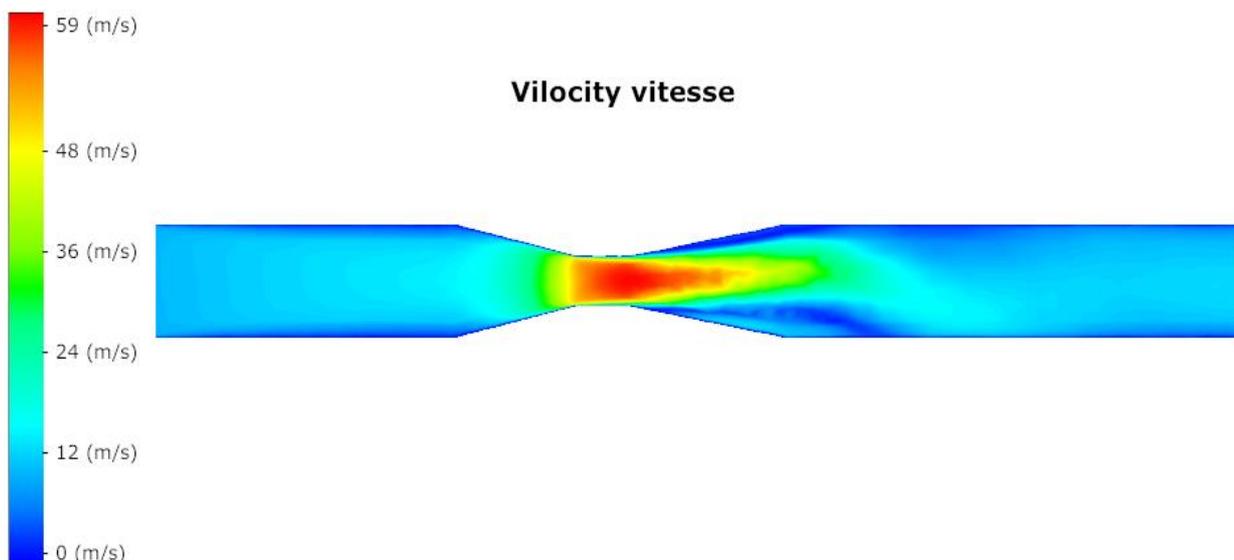


Figure IV. 9 Contours des vitesses dans le venturi étudié.

IV.7 Conclusion

- ✚ Le venturi cavitant avec un diamètre de col de 2 mm a été choisi et ses performances pour des angles de diffuseur de 7°, 11°, et 14° degrés ont été étudiées en profondeur.

- ✚ Le tube venturi structuré à angle de divergence 7° est le meilleur choix pour garder le débit de fluide constante plus longtemps possible à travers un tube venturi cavitant.

- ✚ 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.

Conclusion générale

La nature des fluides transportés, la nature des débits mesurés, la précision des mesures, ainsi que les conditions d'installation et d'entretien, sont autant de facteurs qui ont conduit à l'utilisation de plusieurs types de débitmètres, comme le venturi cavitation. Il est nécessaire de bien comprendre le comportement interne des petits venturis cavitants et des débitmètres qui s'y trouvent et d'effectuer des simulations numériques afin d'avoir une idée juste et précise.

Sur la base des résultats expérimentaux du venturi de cavitation dans la littérature, une simulation numérique de l'écoulement dans le venturi de cavitation a été réalisée. Les résultats numériques ont été comparés avec succès aux mesures expérimentales dans la littérature. De plus, les résultats numériques permettent d'obtenir les courbes caractéristiques des venturis de cavitation étudiés. Celui-ci représente l'évolution du rapport de débit massique, défini comme le rapport du débit de sortie sur le débit d'étranglement, en fonction du rapport de pression, défini comme le rapport de la pression de sortie sur la pression d'entrée.

Analysez les résultats pour la pression statique, la vitesse, les lignes de courant et les fractions le vide obtenu par la simulation nous permet de voir clairement la zone de cavitation dans le venturi de cavitation. Il a été montré que la pression aval a un effet direct sur la zone de cavitation. Pour la basse pression en aval, la zone de cavitation est plus large, alors que pour la haute pression elle tend à disparaître. Fondamentalement, il a été démontré que la simulation numérique peut être un outil très intéressant pour concevoir et étudier des venturis de cavitation, en particulier des venturis de cavitation à petite échelle.

Références

1. **Thorneycroft, J, & Barnaby, S. W. 1985.** Torpedo-boat destroyers. Institution of Civil Engineers, 51, 122.
2. **Weitendorf, E. A. 2001.** On the history of propeller cavitation and cavitation tunnels. Proc. of the 4th Int. Conf. on Cavitation. California Institute of Technology, Pasadena, CA USA.
3. **Abfel, R. E. 1970.** The role of impurities in cavitation-threshold determination. (R. E. Apfel, Éd.) J. Acoust. Soc. Am (48 (5B)), 1179–1186.
4. **Randall, L. N. 1952.** J Am Rock Soc. Rocket Applications of the Cavitating Venturi (22), 28-38.
5. **Alhelfi, A. 2013.** On bubble dynamics in acoustic cavitation, 2-4. Department of Energy Sciences, Lund University, Sweden.
6. **Vanhille, C. & Pozuelo, C. 2012.** Acoustic cavitation mechanism: A nonlinear Model. Ultrasonics Sonochemistry, 19(2), pp. 217-220.
7. **Cornel, J. 2005.** A closer look at acoustic cavitation. Eindhoven University of Technology, Chemical Engineering and Chemistry, Process Development Group.
8. **Franc, JP, et al. La cavitation. 1995.** Mécanismes physiques et aspects industriels. Collection Grenoble Sciences. Presses universitaires de Grenoble.
9. **Seol, H, Suh J, Lee, S. 2005.** Development of hybrid method for the prediction of Underwater propeller noise. J Sound Vibr, 288:345–60.
10. **Ghassemi, H, Fasih H.F. 2011.** Application of small size cavitating venturi as flow Controller and flow meter, Flow Measurement Instrumentation, 22, pp. 406–412.
11. **Kieffer, S.W. 1977.** Sound speed in liquid–gas mixtures: water–air and water–steam, J. *Geophysical Research*, 82, pp. 2895–2904.
12. **Brennen CE.** Cavitation and Bubble Dynamics. 1995. Oxford Engineering Science Series.
13. **Randall, LN. 1952.** Rocket Applications of the Cavitating Venturi. J Am Rock Soc, 22:28-38.

14. **Ungar, EK, Mal T, D. 1994.** 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.
15. **Liou SG, Chen IY, Sheu JS. 1998.** Testing and evaluation of small cavitating venturis with water at low inlet subcooling. Proceedings of the AIP Conference, 420:479–87.
16. **Ishimoto, J, Kamijo K. 2003.** Numerical simulation of cavitating flow of liquid helium in venturi channel. Cryogenics, 43:9-17.
17. **Goncalves, E, Patella RF. 2009.** Numerical simulation of cavitating flows with homogeneous models. Comput Fluids, 38:1682-96.
18. **Goncalves, E, Patella RF. 2010.** Numerical study of cavitating flows with thermodynamic effect. Comput. Fluids, 39:99-113.
19. **Goncalves, E. 2011** Numerical study of unsteady turbulent cavitating flows. Eur J Mech BFluid, 30:26 40.
20. **Ghassemi, H, Fasih HF. 2001.** Application of small size cavitating venturi as flow controller and flow meter. Flow Meas Instru, 22:406-12.
21. **Manzano, J.; Palau, C.V.; Benito, M.D.A.; Guilherme, V.D.B.; Vasconcelos, D.V. 2016.** Geometry and head loss in venturi injectors through computational fluid dynamics. *Eng. Agríc*, 36, 482–491.
22. **Lu, H.; Guo, X.; Li, P.; Liu, K.; Gong, X. 2017.** Design optimization of a venturi tube geometry in dense-phase pneumatic conveying of pulverized coal for entrained-flow gasification. *Chem. Eng. Res. Des*, 120, 208–217.
23. **Wang, X.; Jia, J.; Wang, Y. 2017.** Combination of photocatalysis with hydrodynamic cavitation for degradation of tetracycline. *Chem. Eng. J*, 315, 274–282.
24. **Zhu, J.; Xie, H.; Feng, K.; Zhang, X.; Si, M. 2017.** Unsteady cavitation characteristics of liquid nitrogen flows through venturi tube. *Int. J. Heat Mass Transf*, 112, 544–552.
25. **Yi, C.; Lu, Q.; Wang, Y.; Wang, Y.; Yang, B. 2018.** Degradation of organic wastewater by hydrodynamic cavitation combined with acoustic cavitation. *Ultrason. Sonochemistry*., 43, 156–165.

26. **Boczka, G.; Gągol, M.; Klein, M.; Przyjazny, A. 2018.** Effective method of treatment of effluents from production of bitumens under basic pH conditions using hydrodynamic cavitation aided by external oxidants. *Ultrason. Sonochemistry*, 40, 969–979.
27. **Tazouta, A et Boughrara, A. 2019.** Simulation Numérique de l'Écoulement dans un Venturi Cavitant, Mémoire de Master, Université des Sciences et de la Technologie, Tlemcen.
28. **Abdel Messilm. 2020.** Etude du comportement hydrodynamique d'un écoulement diphasiques a travers Venturi, thèses de doctorat, Université des Sciences et de la Technologie houari boumédiene.
29. **Flowmeteres in Water Supply. 2006.** AWWA Manual Of Water Supply Practices-M33, Second Edition. Book, American Water Works Association.
30. **Henri, F. 2011.** Mécanique des fluides et des solides, appliquée à la chimie. Livre, paris.
31. **Bekraoui, A. 2015.** Etude Théorique et Simulation des Compteurs Thermiques de Gaz, Mémoire de magister, physique énergétique, Université d'Adrar.
32. **Guemena, M. 2002.** Mesure de gros débits de gaz, contribution des venturis tuyère à col sonique, Mémoire de Magister, Maintenance Industrielle et Tribologie, Université M'hamed Bougueera Boumerdes.
33. **Ashrafizadeh M.S., Ghassemi H. 2015.** Experimental and numerical investigation on the performance of small-sized cavitating venturis, *Flow Measurement Instrumentation*, 42, pp. 6–15.
34. **Ulas, A. 2006.** Passive flow control in liquid-propellant rocket engines with cavitating venturi. *Flow MeasInstru*, 17:93-97.