الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DR. YAHIA FARES DE MEDEA
FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

Département de génie de la matière



Mémoire de Fin d'Études

Présenté pour l'obtention du Diplôme
De Master en Génie Mécanique

Option : énergie et froid industriel

THEME

Etude de l'efficacité énergétique d'un éjecteur appliqué à un système de réfrigération

Proposé et dirigé par:

Dr. ZIRARI Mounir

Préparé et présenté par:

Mlle. MAKED Lilia Hamama

Année Universitaire 2014/2015

dédicase

dédicase

Je dédie ce travail à mes grands parents, À ce que j'ai de plus cher au monde mes parents. À mes frères **KARIM** et **ILYES** et à toute ma famille

Je dédie ce modeste travaille à touts mes amies surtout **FATIMA** et **AZIZA** et pour touts mes amies de notre équipe de handball, à mon groupe de la chorale et mon groupe de théâtres

Ainsi que pour l'ensemble de mes professeurs de handball de la choral et de théâtre

En l'occurrence : **MR. AISSAOUI MEFTAH** et sa familles, **MR B. WALID** et sa familles **ET MR FATHI** au quels je rends un vibrant hommage pour leurs sérieux et leur abnégation dans leurs travaille respectif

Ainsi que pour notre directeur de notre résidence **MR MALIK** et le responsable des actions culturelles **MR MOUISSI ALI,**

Et à touts mes collègues de la promotion 2014/2015

Et à touts se qui me connaissent de prêt ou de loin

LILICHA

Résumé :

Les systèmes de production de froid ont des effets néfastes sur l'environnement parce qu'ils consomment de l'électricité produite à partir des énergies fossiles et les fuites des fluides frigorigènes de type HFC inhérentes à ces systèmes. Pour cela on a effectué une étude numérique se basant sur des données du logiciel ANSYS. A cet effet nous avons procédé a une modification dans la géométrie de l'éjecteur au niveau du col et des différents paramètres tels que la pression, la vitesse et la température, d'où nous avons défini que l'utilisation d'un éjecteur au niveau d'une installation frigorifique à pour conséquence : économie d'énergie électrique, diminution importante de la dissipation des fluides frigorigènes, ainsi que la réduction du cout de l'installation (économiquement parlant).

Mots-clés : éjecteur, énergies fossiles, fluide frigorigène, HFC, logiciel d'ANSYS, le col, installation frigorifique.

الملخـــص:

إن أجهزة التبريد لها عواقب وخيمة على البيئة ، لأن تشغيلها يكون بالكهرباء المولدة عن طريق المحروقات (الديزل ، البنزين ، الغاز ، الطاقة النووية)، كما أن تسريبات سوائل التبريد من نوع (هيدرو فليور كربون) تدمر بشكل كبير و خطير طبقة الأوزون و من ثم يتولد الاحتباس الحراري الذي له عواقب كاريثية على مستقبل البشرية.ولهذا قمنا بإجراء دراسة ترتكز أساسا على معطيات نضام "أنسيس"ولهذا الغرض عمدنا إلى إجراء تغييرات في هندسة القاذف بناءا على معطيات مغايرة للضغط و السرعة و الحرارة .حيث استنتجنا أن استعمال قاذف على مستوى جهاز تبريد له عدة جوانب ايجابية تتمثل في اقتصاد الطاقة و يقلل من التسريبات المضرة بالبيئة .

كلمات البحث : القاذف الأحفوري ، الطاقة الأحفورية ، نبرد ، HFC ، ANSYS ، الرقبة ، محطة التبريد

Abstract:

cold production systems have negative effects on the environment because they consume electricity produced from fossil fuels and refrigerants HFC leakage inherent in these systems for it is performed in a numerical study based on data from ANSYS software for this purpose we proceeded to a change in the geometry of the ejector at the neck and various parameters such as pressure, speed end temperature, from where we have defined as the use of an ejector at a refrigeration system to the consequence : saving electric power, significant reduction in the dissipation of refrigerants as well as reducing the cost of installation.

Keywords: ejector, fossil energy, refrigerant, HFC, software from ANSYS, the neck, refrigeration plant.

sommaire

I/introduction Générale :…… **01**

Chapitre I : les éjecteurs et leur utilisation dans le domaine de production du froid

I/ introduction …… **05**

I.1/ Historique:…… **05**

I.1.1/ l'utilisation des éjecteurs dans la réfrigération :…….... **05**

I.1.2/ Système de réfrigération avec éjecteur :…… **05**

I.1.2.1/ Principe de fonctionnement du système de réfrigération à éjecteur …….. **07**

I.2/ Les éjecteurs :…… **08**

I.2.1/ Les différents composants de l'éjecteur :…….. **08**

I.2.2/ Principe de fonctionnement de l'éjecteur :……..... **09**

I.2.3/ Les différents types d'éjecteurs :……... **10**

A/ Éjecteurs à jet liquide :…… **10**

A.1/ Ventilateurs à jet liquide :…… **10**

A.2/ Compresseurs à jet liquide :……..… **11**

A.3 Pompes à vide à jet liquide :……..…….. **11**

A.4/ Pompes à liquide à jet liquide :……... **12**

A.5/ Pompes à solides à jet liquide :…….. . **13**

B/ Éjecteurs à jet de gaz :……..… **14**

B.1/ Ventilateurs à jet de gaz :…… **14**

B.2/ Compresseurs à jet de gaz :…… **15**

B.3/ Pompes à vide à jet de gaz :…… … **15**

B.4/ Pompes à liquide à jet de gaz :…… …….. **16**

B.5/ Pompes à solides à jet de gaz :…….. …… **16**

C/ Éjecteurs à jet de vapeur :…….. …….. **17**

C.1/ Compresseurs à jet de vapeur :……... …… **17**

C.2/ Pompes à vide à jet de vapeur :……... **18**

C.3/ Éjecteurs/réchauffeurs à liquide à jet de vapeur :…… **19**

C.4/ Éjecteurs à solides à jet de vapeur :……..... **20**

D/ Éjecteur de puisard en acier inoxydable :…….. **20**

D.1/ les caractéristiques de l'éjecteur de puisard :……..... **21**

I.2.4/ les différents systèmes qui utilisent les éjecteurs d'une façon générale(les pompes à chaleur et les machines frigorifiques) :……. **21**

a) Système de pompe à chaleur avec éjecteur simple :…… **21**

b) système de réfrigération avec éjecteur utilisé en tant que détendeur :…… **22**

c) système de pompe à chaleur avec éjecteur utilisé en tant que compresseur additionnel :…… **22**

d) Système avec éjecteur multi-étagé (système en cascade) :…… **23**

e) Système avec éjecteur multi-étagé (système avec sous-refroidissement) :…….. **24**

f) Système frigorifique avec éjecteur sans compresseur :……..... **26**

g) Système frigorifique combiné à compresseur et éjecteur :…….…… **27**

I.2.5/ les différents domaines d'utilisation des éjecteurs :…….…. **27**

I.2.6/ les avantages et les inconvénients des éjecteurs :……. **28**

A/ les avantages : l'efficacité :…….. **28**

B/ Les inconvénients :…….…… **28**

I.3/ Etat d'art :…….…….. **29**

I.3.1/ L'influence des conditions opératoires :…….……. **29**

I.3.2/ L'effet de la température et de la pression du condenseur :…… **29**

I.3.3/ L'effet de la température et de la pression du générateur :…….. **30**

I.3.4/ L'effet de la température et de la pression de **l'évaporateur** :……. **30**

I.3.5/ L'effet de la surchauffe :…….……. **30**

I.3.6/ L'effet et les Caractéristiques géométriques des éjecteurs :…….……. **31**

A/ les caractéristiques :…… **31**

A.1/ Éjecteurs à mélangeur cylindrique :…… **31**

A.2/ Éjecteurs à mélangeur convergent-divergent :……... **32**

B/ l'effet de la géométrie :……... **33**

B.1/ l'effet de la géométrie de la tuyère primaire **:……..…… 33**

B.2/ l'effet de la géométrie de la chambre du mélange **:……..…….. 33**

I.3.7/ Les pertes de charge dans l'éjecteur **:……..…….. 33**

I.3.8/ Les fluides frigorigènes utilisés dans les cycles à **éjecteur :**..... **34**

I.4/ conclusion **:**..... **35**

Chapitre II : Modèles physiques et mathématiques

II/ Introduction :..... **37**

II.1/ Modélisation de L'écoulement des Fluides :..... **37**

II.1.1/ Equation de Navier-Stokes :..... **37**

II.1.2/ Equation de continuité :..... **37**

II.1.3/ Equation de quantité de mouvement :..... **37**

II.1.4/ Equation de conservation d'énergie :..... **38**

II.2/ Modélisation thermique :..... **39**

II.2.1/ bilan d'énergie :..... **39**

II.2.2/ les différent modes de transfert de chaleur :..... **40**

II.2.2.1/ transfert de chaleur par conduction :..... **40**

II.2.2.2/ transfert de chaleur par convection :..... **41**

II.2.2.3/ transfert de chaleur par rayonnement :..... **41**

II.3/ Problème de fermeture des équations :..... **41**

II.3.1/ Bilan des équations et des inconnues :..... **42**

II.3.2/ Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence :..... **43**

II.3.2.1/ Hypothèse de viscosité turbulente de bousines :..... **43**

II.3.2.2/ hypothèse de longueur de mélange de Prandtl :..... **43**

II.3.3/ Les modèles de turbulence et leurs classifications :..... **43**

II.3.3.1/ Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports) :..... **43**

II.3.3.2/ Les modèles à une équation de transport :..... **44**

II.3.3.3/ le modèle k-**ε** et RNG (modèle à deux équations de transport) :..... **44**

II. 3.3.4/ Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM) :..... **45**

Conclusion :..... **48**

Chapitre III : Solution numérique par discrétisation

III/ Introduction :..... **50**

III.1/ Méthodes de discrétisation :..... **50**

III.1.1/ Méthode des différences finies :…… **50**
III.1.2/ méthode des volumes finis :…… **51**
III.1.3/ Méthodes des éléments finis :…… **51**
III.1.3.1/ Présentation de la méthode :…… **51**
III.1.3.2/ Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :…… **52**
III.1.3.2.1/ Formulation variation elle forte :…… **52**
III.1.3.2.2/ Formulation variationelle faible :…… **52**
III.1.3.3/ Forme générale des équations du système :…… **53**
IV.1: Présentation et description du logiciel ANSYS :…… **54**
III.2/ Maillage :…… **55**
III.2.1/ Discrétisation :…… **56**
III.2.1.1/ Terme temporelle :…… **56**
III.2.1.2/ Terme advection:…… **57**
III.2.1.2.1/ Monotone Streamline Upwind Approach (MSU) :…… **57**
III.2.1.2.2/ La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin) :…… **58**
III.2.1.2.3/ Approche Colloquée De Galerkin (COLG) :…… **59**
III.2.1.3/ Terme de Diffusion :…… **59**
III.2.1.4/ Termes source :…… **60**
III.3/ Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini :…… **60**
III.3.1/ Bilan Thermique : Equation De Chaleur :…… **60**
III.3.2/ Forme discrétisée : éléments finis :…… **61**
III.3.2.2/ Représentation globale du champ de températures :…… **61**
III.3.3/ Discrétisation de la forme intégrale faible :…… **62**
III.4/ conclusion :…… **63**
IV/ Introduction : …… **65**
IV.1/ Identification et validation de la simulation numérique :…… **65**
IV.1.1/ Identification …… **65**
IV.2/ Description de la structure étudiée :…… **66**
IV.2.1/ Les dimensions de différentes géométries : …… **66**

IV.2.2/ la représentation spatiale de la géométrie étudiée …… **67**
IV.2.3/ Les conditions aux limites :…….. **68**
IV.2.4/ Maillages :……. **68**
IV.3/ Interprétation et descriptions des résultats obtenus :…… **70**
IV.3.1/ Descriptions des résultats des différents paramètres obtenus par La modification effectuée au niveau de la géométrie de l'éjecteur étudié : …… **70**
IV.3.1.1/ champs de pression :……. **70**
IV.3.1.2/ présentation de la variation de la pression en fonction de la position axiale pour les différentes géométries :…….. **72**
IV.3.1.3/ champ de vitesse :…….. **73**
IV.3.1.4/ présentation de la variation de la vitesse en fonction de la position axiale pour les différentes géométries :…….. **76**
IV.3.1.5/ champ de température ……. **77**
IV.3.1.6/ présentation de la variation de la température en fonction de la position axiale pour les différentes géométries :…… **79**
IV.3.2/ Descriptions des résultats obtenus par le changement des valeurs de pression effectué a la sortie de l'éjecteur étudié **:**…….. **80**
IV.3.2.1/ champ de pression :**…….. 80**
IV.3.2.2/ présentation de la variation de la pression dans l'éjecteur par graphe :…… **82**
IV.3.2.2/ présentation de la variation de la pression dans l'éjecteur **…….. 82**
IV.3.2.3/ champ de vitesse : …….. **83**
IV.3.2.4/ présentation de la variation de la vitesse dans l'éjecteur**…….. 83**
IV.3.2.5/ champ de température : …… **84**
IV.3.2.6/ présentation de la variation de la température dans l'éjecteur :……. **84**
IV.3.3/ Description des résultats obtenus par le changement des valeurs de la vitesse (primaire et secondaire) appliquée sur l'éjecteur ……. **85**
IV.3.a/ la vitesse primaire :…… **86**
IV.3.a.1 : champs de pression :……. **86**
IV.3.a.2 : présentation de la variation de la pression dans l'éjecteur :…….. **87**
IV.3.a.3 : Champ de vitesse :…… **88**
IV.3.a.4 : présentation de la variation de vitesse dans l'éjecteur …… **90**
IV.3.a.5/ Champ de température :……. **90**
IV.3.a.6 : présentation de la variation de la température dans l'éjecteur :…… **92**
IV.3.b/ Vitesse secondaire …… **93**

IV.3.b.1/ Champ de pression :…….. **93**
IV.3.b.2 : présentation de la variation de la pression dans l'éjecteur :…….. **94**
IV.3.b.3/ Champ de vitesse :……. **95**
IV.3.b.4/ présentation de la variation de la vitesse dans l'éjecteur : …… **97**
IV.3.b.5/ Champ de température :……. **97**
IV.3.b.6/ présentation de la variation de la température dans l'éjecteur : …… **99**
IV.4/ conclusion :……. **101**

listes de figures

Figure I.1: Système de réfrigération avec éjecteur…… **06**

Figure I.2: cycle à éjecteur dans un diagramme de pression (bar) en fonction de l'enthalpie [kJ/kg]…… **07**

Figure I.3: schéma d'un éjecteur et de ces composants..... **08**

Figure I.4: coupe d'un éjecteur avec la variation de pression à l'intérieur... **09**

Figure I.5: ventilateur à jet liquide…… **11**

Figure I.6: compresseur à jet liquide…… **11**

Figure I.7: pompe à vide à jet liquide…… **12**

Figure I.8: pompe à liquide à jet liquide…… **13**

Figure I.9: pompe à solide à jet liquide…… **14**

Figure I.10: ventilateur à jet de gaz…… **14**

Figure I.11: compresseur à jet de gaz…… **15**

Figure I.12: pompe à vide à jet de gaz…… **16**

Figure I.13: pompe à liquide à jet de gaz…… **16**

Figure I.14: pompe à solide à jet de gaz…… **17**

Figure I.15: compresseur à jet de vapeur…… **18**

Figure I.16: pompe à vide à jet de vapeur…… … **19**

Figure I.17: éjecteur/réchauffeur…… **20**

Figure I.18: Éjecteur de puisard en acier inoxydable …… **20**

Figure I.19: schéma présentatif d'un système de pompe à chaleur avec éjecteur simple…… **21**

Figure I.20:diagramme de pression, température en fonction d'enthalpie du processus…… **22**

Figure I.21: schéma présentatif d'un système de pompe à chaleur avec éjecteur utilisé en tant que détendeur…… **22**

Figure I.22: diagramme de pression, température en fonction d'enthalpie

du processus …….. **23**
Figure I.23: schéma présentatif d'un système de pompe à chaleur avec éjecteur en tant que compresseur additionnel…… **23**
Figure I.24: diagramme de pression, température en fonction d'enthalpie du processus…… **24**
Figure I.25: schéma présentatif d'un système avec éjecteur multi-étagé (système en cascade) ……..……...…… **24**
Figure I.26: diagramme de pression, température en fonction d'enthalpie du processus……..... **25**
Figure I.27: schéma présentatif d'un système avec éjecteur multi-étagé (système avec sous- refroidissement) ……...……... **25**
Figure I.28: diagramme de pression, température en fonction d'enthalpie du processus……...…….. **26**
Figure I.29: schéma présentatif d'une machine frigorifique avec éjecteur comme élément de compression……...……. **26**
Figure I.30: diagramme (T-S) du processus……..…… **27**
Figure I.31: schéma présentatif d'un système frigorifique combiné compresseur et éjecteur……..… **27**
Figure I.32: diagramme (T-S) du cycle combiné…..... **28**
Figure I.33: schéma présentatif d'un éjecteur à liquide avec mélangeur cylindrique……. **29**
Figure I.34: schéma présentatif d'un éjecteur à gaz avec mélangeur convergent-divergent…….…… **32**
Figure II.1 : Système et bilan énergétique…… **33**
Figure II.2 : Schéma du transfert de chaleur par conduction……... **42**
Figure II.3 : Schéma du transfert de chaleur par convection……... **42**
Figure III.1 : Démarche éléments finis…… **54**
Figure III.2: Représentation spatiale de L'interface d'ANSYS ……. **57**

Figure III.3 : Maillages structuré et non structuré…….. **58**
Figure III.4 :L'approche de ligne de courant d'upwind…….. **59**
Figure III.5 : bilan thermique…….…….. **62**
Figure III.6 : domaine plan discrétisé en 12 éléments reliés entre eux par 15 nœuds. …… **63**
Figure IV.1: représentation de la comparaison…… ……... **65**
Figure IV.2: Schéma indicatif de la géométrie étudiée..…… **67**
Figure IV.3 : représentation spatiale des Différentes géométries des éjecteurs a étudié **:**…… **67**
Figure IV.4 : schéma descriptif des conditions aux limites du cas étudié.. **68**
Figure IV.5: représentation spatiale du maillage effectué sur la géométrie étudiée par le logiciel TECPLOT **:**……... **69**
Figure IV.6 : Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5) **:**…….……... **70**
Figure IV.6 : Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5)…….. **71**
Figure IV.7 : variation de la pression des différentes géométries en fonction de la position axiale …… **72**
Figure IV.8 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5) **:**…… **73**
Figure IV.8 : Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5)…….. **74**
Figure IV.8 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5**)**……. **75**

Figure IV.9 : variation de la vitesse des différentes géométries en fonction de la position axiale …… **76**

Figure IV.10 : Représentation spatiale de champ de température pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5)**……** **77**
Figure IV.10 : Représentation spatiale de champ de température pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5) **……** **78**
Figure IV.11 : variation de la température des différentes géométries en fonction de la position axiale …… **79**
Figure IV.12 : Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes valeurs effectuer a la sortie (1, 5, 10et 50 Pa) **……..** **81**
Figure IV.13 : variation de la pression en fonction de la position axiale … **82**
Figure IV.14 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour les Différentes valeurs de pression (1, 5, 10et 50 Pa) …… **83**
Figure IV.15 : variation de la vitesse en fonction de la position axiale..... **83**
Figure IV.16 : Représentation spatiale de champ de température……**..** **84**
Figure IV.17: la variation de la température en fonction de la position axiale**.....**. **84**
Figure IV.18: Représentation spatiale de champ de pression**……** **86**
Figure IV.18: Représentation spatiale de champ de pression**……...** **87**
Figure IV.19 : la variation de la pression en fonction de la position axiale. **87**
Figure IV.20 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour les Différentes valeurs de la vitesse primaire (0.07, 0.1, 0.2 et 0.3 m/s)**……** **89**
Figure IV.21 : la variation de la vitesse en fonction de la position axiale.. **90**
Figure IV.22 : Représentation spatiale de champ de température pour les Différentes valeurs de la vitesse primaire (0.07, 0.1, 0.2 et 0.3 m/s) **……** **91**
Figure IV.23 : la variation de la température en fonction de la position axiale**……** **92**
Figure IV.24 : Représentation spatiale de champ de pression pour les **93**
Différentes valeurs de la vitesse secondaire (0.005, 0.01, 0.03 et 0.05 m/s)
Figure IV.25 : la variation de la pression en fonction de la position axiale **94**
Figure IV.26 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour les

Différentes valeurs de la vitesse secondaire (0.005, 0.01, 0.03 et 0.05 m/s) **96**
Figure IV.27 : la variation de la vitesse en fonction de la position axiale **97**
Figure IV.28 : Représentation spatiale de champ de température pour les Différentes valeurs de la vitesse secondaire (0.005, 0.01, 0.03 et 0.05 m/s) **98**
Figure IV.29 : la variation de la température en fonction de la position axiale**…….. 99**

Listes des tabes

Tableau I.1: tableau indicatif des différents types d'éjecteur……10

Tableau II.1 : la décomposition de Reynolds dans les équations de Navier Stokes……..…42

Tableau II.2 : constantes du modèle k-ε.....44

Tableau II.3 : Les constantes du modèle RNG ……45

Tableau II.4 : les constantes du modèle ASM …….....47

Tableau III.1 : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables……53

Tableau IV.1: Les propriétés thermiques et dynamiques de $R134_a$ …… …….66

Tableau IV.2: Dimensionnement des différentes géométries étudiées…… .67

Introduction générale :

L'un des plus grands défis que le monde rencontre aujourd'hui est de réduire les émissions des différents processus industriels responsables de l'effet de serre qui réchauffe la planète, et l'épuisement des énergies fossiles.

Le domaine de production de froid n'échappe pas à la règle, dont les équipements nécessaires pour la production de froid présentent un risque majeur dans la vie moderne de nos jours. Cependant, l'énergie qu'il faut dépenser dans la réalisation de ces équipements et aussi l'énergie importante que peuvent consommer ces derniers dans les différents types d'applications domestiques ou industrielles. Surtout si on se rappelle que quinze pour cent (15%) de la production mondiale de l'électricité est destiné pour la production de froid dont l'augmentation de la demande est de dix-sept pour cent (17 %) par an

Le problème réside essentiellement dans l'utilisation de ces équipements et de l'énergie produite à partir des combustibles fossiles. Il est désirable de penser à de nouvelles techniques pouvant utiliser une énergie propre, de manière efficace et économique, telle que l'énergie solaire, géothermique et les pertes de chaleurs comme sources directes pour alimenter les différents équipements.

produire du froid par une machine frigorifique dont l'organe principal est un éjecteur, semble une solution prometteuse par le fait qu'elle utilise des énergies dites gratuites et non nocives comme l'énergie solaire ou par l'utilisation des rejets thermiques des différents procédés industriels comme source d'énergie.

Le choix de l'éjecteur n'est pas arbitraire, les éjecteurs sont utilisés dans divers applications industrielles. Telles que le pompage, le brassage, l'entrainement des fluides, l'augmentation de poussée et la recompression de vapeur. Et ils présentent plusieurs avantages : fabrication simple, flexibilité d'emploi, faible poids, grande sécurité et possibilité d'absorber n'importe quel fluide dans n'importe quelle condition et ils sont des appareils sans pièces mobiles.

Le but de ce mémoire est de présenter les saillants points et quelques premiers résultats d'une expérience numérique pour étudier un simple éjecteur en utilisant le code ANSYS.

Ce travail est réparti en quatre chapitres :

- Le premier chapitre présente en détail le fonctionnement du système global, en particulier l'éjecteur supersonique avec les avantages et les inconvénients d'un tel système, et la littérature scientifique où un état de l'art est établi.
- Le deuxième chapitre présente les modèles physiques et mathématiques.

- Le troisième chapitre présente les solutions numériques par discrétisation
- Enfin le dernier (quatrième) chapitre est consacré à une définition de l'ANSYS et son mode d'emploi, puis les résultats numériques de nos travaux.

En fin nous terminons notre travaille par une conclusion générale et des perspectives.

I/ Introduction :

La plupart des procédés industriels génèrent des rejets énergétiques qui sont disponibles à un coût très bas et dans certains cas ces procédés ont aussi des besoins en réfrigération. On pourrait donc envisager de satisfaire ces besoins à partir d'un système de réfrigération qui se base sur la technologie de l'éjecteur et qui utilisera les rejets thermiques comme source d'énergie à température modérée. **[1]**

La technologie de réfrigération avec éjecteur est plus attractive que la technologie conventionnelle à compression car elle est moins coûteuse.

Un cycle de réfrigération à éjecteurs utilise les rejets thermiques industriels comme source de chaleur dans (En générale) la gamme des températures de +60°C à +400°C, pour produire du froid à des niveaux de 0°C à +20°C. **[1]**

Cette partie est basée d'une façon générale sur le rôle et le principe de fonctionnement des éjecteurs et plus précisément dans les machines de production de froid

I.1/ Historique:

L'éjecteur qui est le cœur du système de réfrigération à jet, a été inventé par «Charles Parsons» en 1901 pour enlever l'air d'un condenseur de la machine à vapeur. En 1910 un éjecteur a été employé par Maurice Leblanc dans le premier système de réfrigération à éjecteur utilisant la vapeur d'eau. **[2]**

Bien qu'il puisse être utilisé avec d'autres frigorigènes, c'est avec l'eau que le système frigorifique à éjection entra en scène en 1908. La paternité en revient au Français Maurice Leblanc (1857-1923). **[3]**

Depuis les années 80, á cause de la nocivité aussi bien des énergies fossiles que de l`aspect destructif des CFC, l'industrie de réfrigération commence á se tourner vers de nouveaux procédés dont les cycles a éjecteur.

I.1.1/ l'utilisation des éjecteurs dans la réfrigération :

Les machines frigorifiques utilisent un compresseur statique, dénommé éjecteur, et qui est utilisé comme énergie motrice de la vapeur du fluide primaire.

I.1.2/ Système de réfrigération avec éjecteur :

Le système de réfrigération à éjecteur est similaire au système conventionnel de réfrigération à compression, sauf que, le compresseur est remplacé par une pompe, un générateur de vapeur et Un éjecteur. **[2]**

Le fluide frigorifique se trouve à l'état de vapeur saturée à la sortie du générateur de vapeur et à niveau énergétique élevé (pression élevée et température élevée), pénètre dans l'éjecteur

pour entrainer un fluide secondaire issu de l'évaporateur à l'état de vapeur saturée à faible niveau énergétique (basse pression et à basse température), le mélange résultant est comprimé pour atteindre une pression intermédiaire égale à la pression du condenseur.

Le système de réfrigération avec éjecteur comme il est illustré par la Figure 1, Il comporte deux cycles fermés (4-6-1-3-4) et (4-5-2-3-4). **[4]**

1) Le cycle (4-6-1-3-4) constitue le cycle de puissance = La boucle motrice (BM).
2) Le cycle (4-5-2-3-4) constitue le cycle de réfrigération = La boucle frigorifique (BF).

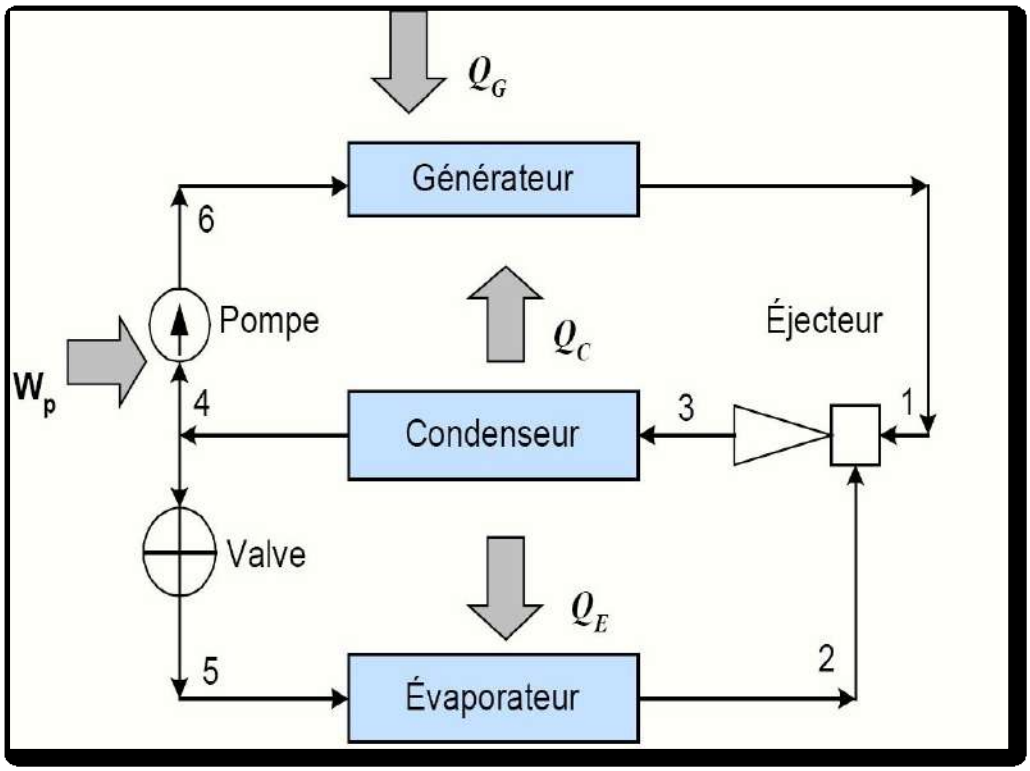


Figure I.1: Système de réfrigération avec éjecteur [4]

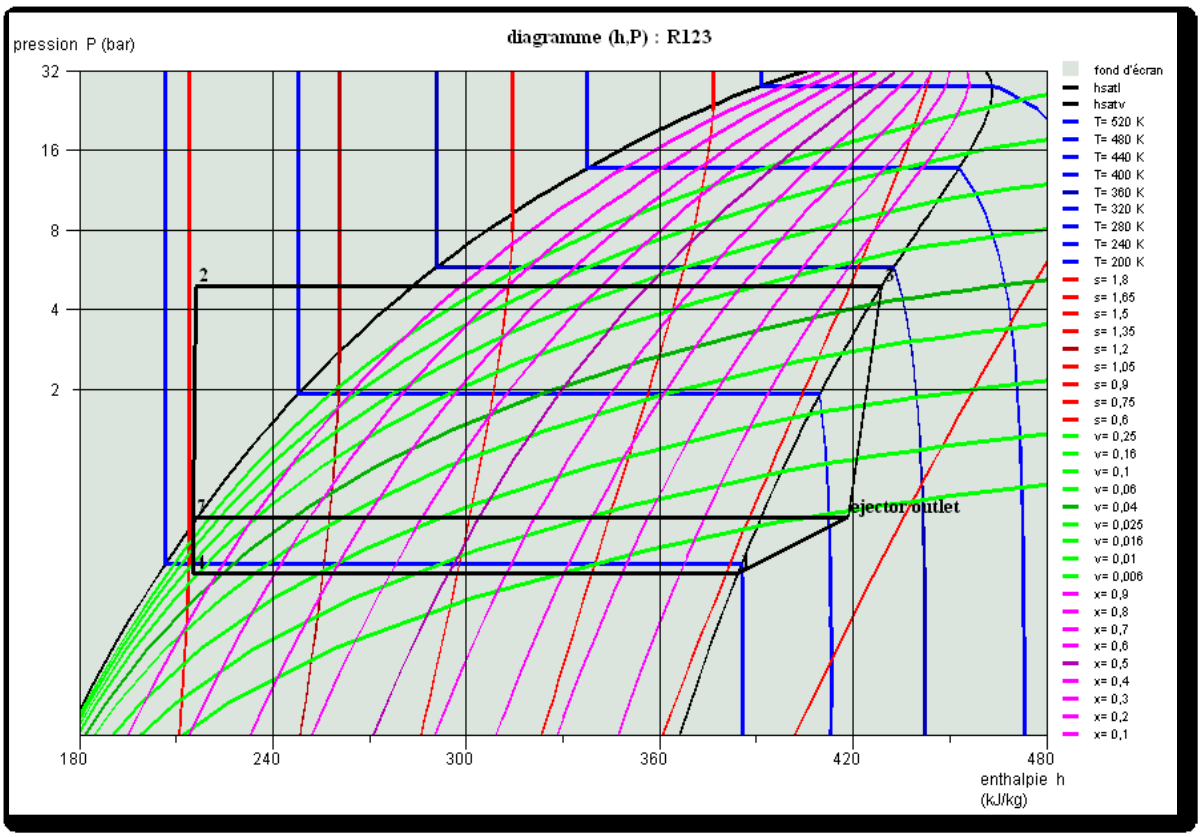


Figure I.2: cycle à éjecteur dans un diagramme de pression (bar) en fonction de l'enthalpie [kJ/kg] [5]

I.1.2.1/ Principe de fonctionnement du système de réfrigération à éjecteur

Le système de réfrigération à éjecteur est composé de deux boucles : la boucle frigorifique (BF) et la boucle motrice (BM) (figure I.1)

- **La boucle frigorifique (BF) :** se compose des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la vanne de détente et l'évaporateur. Le fluide sous forme liquide à la sortie du condenseur (4) subit une détente isenthalpique (5) à travers un détendeur avant d'être acheminé vers l'évaporateur pour la production du froid, a la sortie de l'évaporateur (2), le fluide frigorifique est aspiré par le fluide moteur (3) dans l'éjecteur. **[2]**
- **La boucle motrice (BM) :** est constituée des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la pompe et le générateur, le générateur produit de la vapeur (fluide moteur) (1) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur ou elle est accélérée, a la sortie du divergent, le fluide moteur entraine la vapeur issue du circuit secondaire (BF), permettant ainsi le mélange des deux fluides, le mélange est ensuite comprimé

jusqu'à l'état (3). Il est ensuite acheminé vers le condenseur (4), puis vers le générateur (6) par une pompe. **[2]**

I.2/ Les éjecteurs :

Les éjecteurs, appelés également appareils à jet ou encore trompes, sont des appareils statiques destinés à aspirer, comprimer ou mélanger des gaz, des vapeurs, des liquides et parfois des solides grâce à la détente d'un fluide primaire moteur. En régime incompressible, et apporte l'énergie nécessaire à l'entrainement du fluide secondaire. **[7]**

L'éjecteur se compose d'une tuyère motrice et d'une tuyère secondaire en trois parties, partie convergente, chambre de mélange, partie divergente le diffuseur.

L'éjecteur est l'élément où s'effectue le mélange des deux fluides (*primaire et secondaire*). C'est aussi un compresseur statique qui sert à augmenter la pression, donc c'est un élément moteur de la machine dans laquelle le fluide moteur aspire le fluide de la boucle frigorifique

La partie active de l'éjecteur consiste en système de deux tuyères coaxiales liées par un collecteur d'aspiration. **[6]**

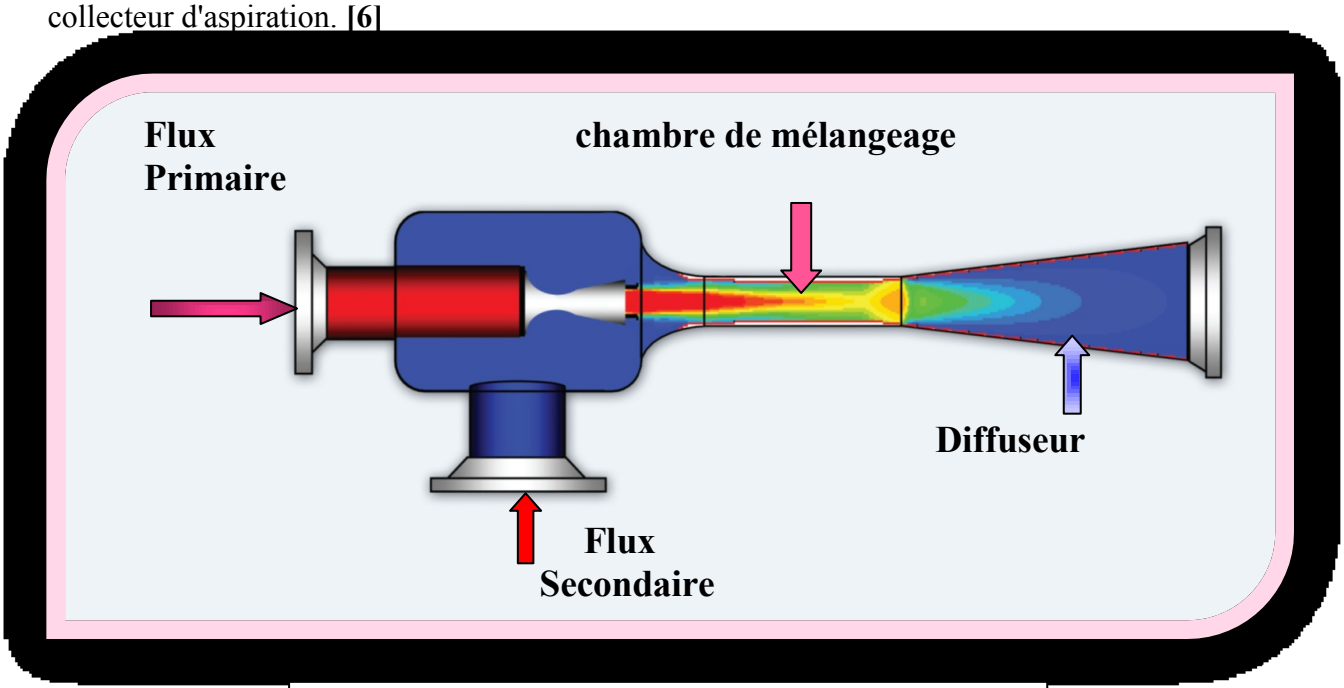


Figure I.3: schéma d'un éjecteur et de ces composants

I.2.1/ Les différents composants de l'éjecteur :

L'éjecteur est l'élément essentiel de l'installation frigorifique, il comporte trois éléments principaux :

- **La tuyère primaire :** permet le fluide moteur à la conversion de son enthalpie en Énergie cinétique pour entraîner le fluide secondaire.

- **La tuyère secondaire :** dans laquelle circule la vapeur qui vienne de l'évaporateur pour être entraîné et aspiré par le fluide moteur (fluide primaire).
- **Chambre de mélange :** après la décompression du fluide moteur dans la tuyère motrice et l'aspiration du fluide secondaire par le fluide primaire, les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange (dans le convergent) et ensuite ce dernier se comprime à travers le diffuseur.

I.2.2/ Principe de fonctionnement de l'éjecteur :

Le principe de fonctionnement des éjecteurs repose sur l'utilisation de l'effet Venturi d'une tuyère convergente divergente pour convertir l'énergie de pression d'un fluide moteur (flux principal) en énergie cinétique pour entraîner un fluide aspiré (flux secondaire), puis la recompression du fluide mélangé en reconvertissant l'énergie cinétique en énergie de pression

Le fluide moteur sous pression est admis à l'entrée de la tuyère primaire, arrivé dans le collecteur, il entraîne le fluide secondaire issu de l'évaporateur. Les deux courants fluides pénètrent ensuite dans la seconde tuyère où après mélange, ils sont comprimés dans le diffuseur jusqu'à la pression du condenseur.

La combinaison des ondes de choc et de l'écoulement subsonique à travers le diffuseur augmente la pression de l'écoulement au travers le condenseur.

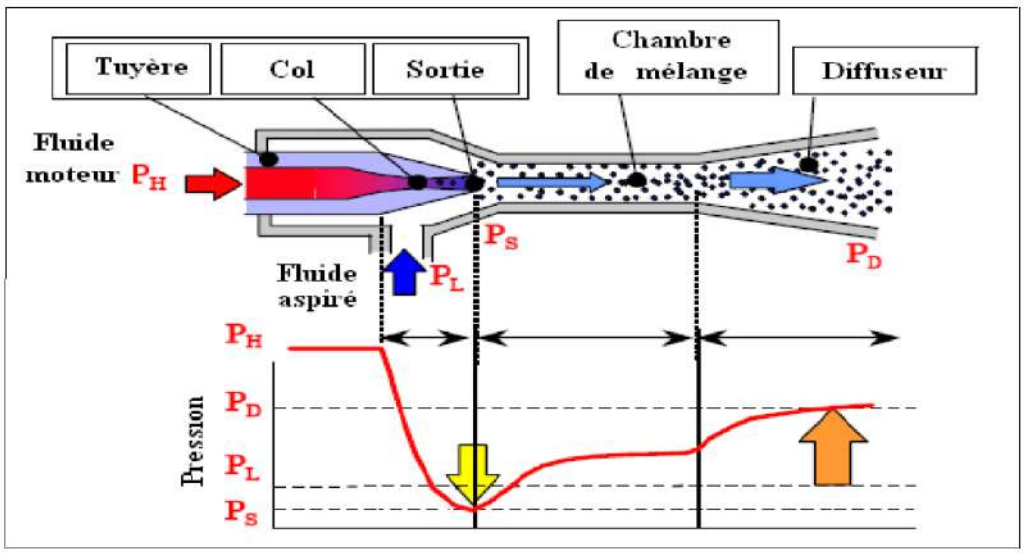


Figure I.4: coupe d'un éjecteur avec la variation de pression à l'intérieur [7]

La figure **(I.4)** est une représentation équivalente qui permet de visualiser l'évolution de la pression du fluide primaire (moteur) et secondaire à l'intérieur de l'éjecteur,

I.2.3/ Les différents types d'éjecteurs :

La présentation des différents types d'éjecteurs tenant compte des trois sources motrices: **jet liquide, jet de gaz et jet de vapeur,** qui sont indiquées dans le tableau **(I.1)** en faisant référence à divers travaux théoriques, en indiquant le champ d'applications et en donnant autant que possible des caractéristiques numériques. Le tableau suivant montre les différents types d'éjecteurs.

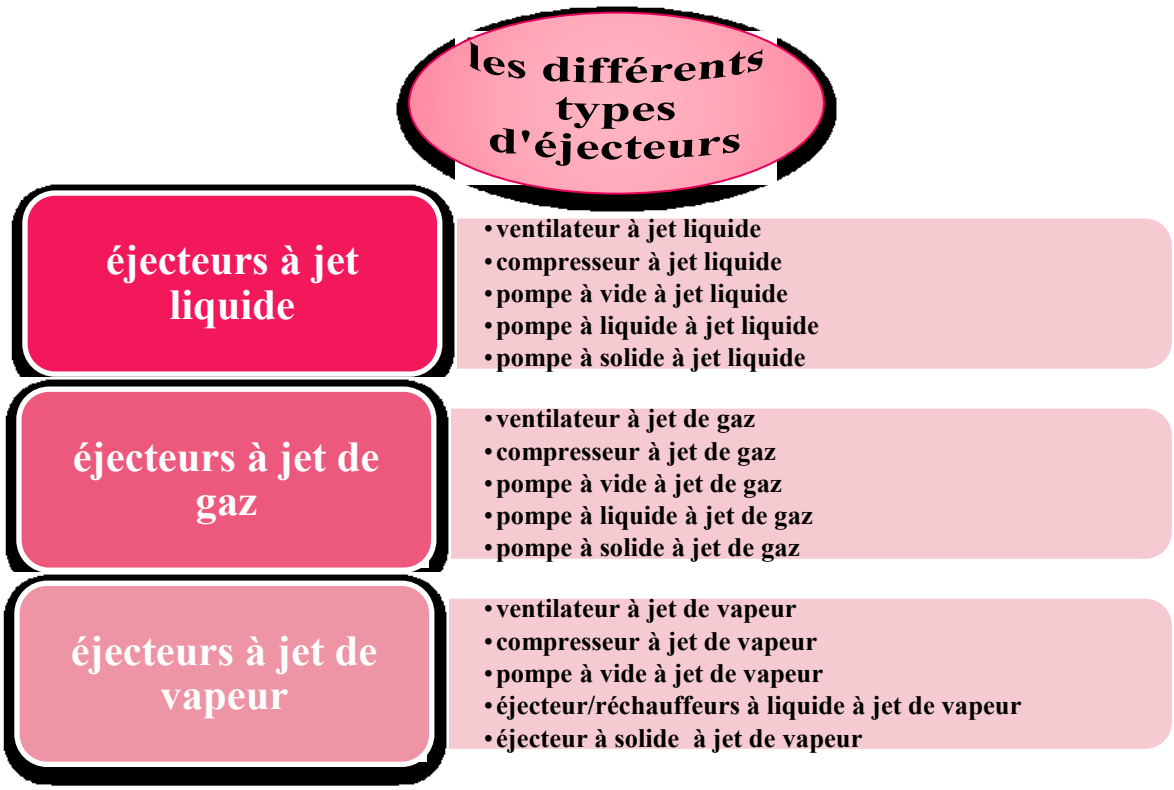


Tableau I.1: tableau indicatif des différents types d'éjecteur

A/ Éjecteurs à jet liquide :

Le champ d'application de ces appareils est vaste et dépend du but recherché ainsi que du fluide ou du solide aspiré. **[8]**

A.1/ Ventilateurs à jet liquide :

Ils aspirent de grands débits d'air, de gaz ou de vapeur avec de faibles taux de compression. La dépression obtenue avec ce type d'appareil se situe dans le domaine de 1 à 20 mbar. Ils sont surtout utilisés pour la ventilation d'ateliers, d'entrepôts ou de réservoirs.

L'eau du réseau de distribution est le fluide moteur et peut être recyclée par une pompe.

D'autres applications concernent la condensation de vapeurs, le refroidissement de gaz, ou l'absorption de gaz plus ou moins toxiques ou corrosifs. Dans ce dernier cas, l'éjecteur travaille

en circuit fermé. L'eau motrice circule grâce à une pompe centrifuge et le gaz aspiré est séparé de l'eau dans un bac séparateur ; la température de l'eau est maintenue constante par appoint ou par échangeur.

Un tel éjecteur peut condenser quelques kilogrammes de vapeur par heure, la pression limite étant évidemment la pression de vapeur saturante de l'eau.

Lorsque le gaz aspiré contient des particules solides ou liquides de taille inférieure ou égale au micromètre, on utilise des éjecteurs laveurs de type Venturi, où la bonne capacité de séparation est due à la vitesse relative élevée entre le gaz chargé de particules et le liquide moteur. **[9]**



Figure I.5: ventilateur à jet liquide [9]

A.2/ Compresseurs à jet liquide :

Ce sont des appareils destinés à extraire et comprimer des gaz tout en les mélangeant au fluide moteur qui est dispersé en fines gouttelettes à la sortie de la tuyère primaire pour obtenir un meilleur brassage des deux flux. La figure I.4 montre la relation qui existe entre la capacité d'aspiration, la compression ΔPet la pression effective ΔP1 du fluide moteur.

Un exemple typique d'application de ce type d'éjecteur est le mélange liquide-gaz avec une compression d'ozone pour le traite- ment de l'eau. **[9]**



Figure I.6: compresseur à jet liquide [9]

A.3/ Pompes à vide à jet liquide :

Dans ces appareils, le fluide moteur est la plupart du temps de l'eau qui peut être facilement recyclée. La pression minimale accessible à débit aspiré nul correspond à la pression de vapeur saturante du liquide moteur et dépend donc de la température. Par exemple, pour de l'eau à 20

°C, la pression limite est voisine de 23 mbar tandis qu'à 10 °C cette pression s'abaisse à 12 mbar environ. Il faut noter que ce type d'appareil fonctionne dans les meilleures conditions lorsque le tuyau de refoulement plonge au-dessous du liquide comme le montre la figure (1.8.) **[9]**



Figure I.7: pompe à vide à jet liquide [24]

A.4/ Pompes à liquide à jet liquide :

Ces appareils ont pour principales applications :

- **extraire et mélanger deux liquides.** Ils sont surtout utilisés à ce titre dans la dilution des acides ou des bases jusqu'à obtention de la concentration souhaitée, comme dans le cas du traitement des eaux (figure I.6).

Ils peuvent être également utilisés au brassage de liquides dont la viscosité est voisine de celle compatible avec l'utilisation de pompes rotatives ; dans ce cas, ils sont placés à l'intérieur de réservoirs où bacs de stockage. La figure I.7 donne le diagramme de définition d'un mélangeur à jet liquide, ainsi que l'installation de ces mélangeurs sur un bac de neutralisation ;

- **élever la pression à l'aspiration d'une pompe rotative pour éviter sa cavitation**. Ils peuvent ainsi en association avec une pompe centrifuge être utilisés dans les installations à aspiration profonde et faibles débits comme par exemple certaines installations domestiques alimentées à partir d'un puits ; ce sont des pompes dites à pied éjecteur dont la figure I.8 montre le schéma d'implantation. Cette combinaison est parfois aussi employée pour les pompes d'alimentation de fusées à propergol liquide ;
- **D'une manière plus générale, aspirer un liquide ou le refouler à un niveau de pression désiré.**

De telles applications se trouvent dans :

- la production d'engrais où les pompes à liquide assurent le transfert et le mélange dans les phases de réaction ;

- la production de polyester à l'aide d'éjecteurs à jet de glycol ;
- la vidange de condenseurs de turbines à vapeur ;
- le pompage des cales de navire ou le déballastage, etc. **[9]**



Figure I.8: pompe à liquide à jet liquide [24]

A.5/ Pompes à solides à jet liquide :

Ces pompes à jet ont pour but de transporter des produits granulés d'environ 1 à 1,5 mm de diamètre en forme de billes à surface lisse et ne s'agglomérant pas. Pour que les produits solides alimentent de façon continue l'éjecteur, ils sont en permanence arrosés par une eau de rinçage.

Ce type d'appareil est utilisé :

- pour extraire du sable ou du gravier, du charbon actif ou des résines échangeuses d'ions ;
- pour vider les réacteurs dans les installations de décarbo- natation et de désacidification de l'eau
- pour mélanger les précipitant dans le traitement de l'eau sale et de l'eau résiduaire.

À titre indicatif, le débit moteur doit être 3 à 5 fois plus grand que le débit de matière à transporter et la pression motrice doit être 2,5 à 3 fois plus grande que la hauteur d'élévation souhaitée, cela pour des conditions normales quant au matériau à véhiculer. **[9]**



Figure I.9: pompe à solide à jet liquide [24]

B/ Éjecteurs à jet de gaz :

Dans ces éjecteurs, le fluide moteur est généralement de l'air accéléré dans une tuyère primaire qui peut être simplement convergente ou convergente-divergente lorsque l'on recherche des performances élevées comme c'est généralement le cas. Le fluide secondaire est également la plupart du temps gazeux mais peut aussi être liquide ou même solide. **[9]**

B.1/ Ventilateurs à jet de gaz :

Ce sont des appareils qui servent à l'extraction d'air, de gaz ou de vapeurs jusqu'à un taux de compression de l'ordre de 500 mbar, ce qui est supérieur aux performances des ventilateurs à jet liquide. [7]

Ces ventilateurs sont utilisés :

- pour l'extraction d'air vicié, de gaz ou de vapeurs malodorantes dans les usines ou entrepôts
- pour la ventilation de réacteurs, de récipients à agitateurs et autres appareils utilisés dans l'industrie chimique.
- pour la ventilation de réservoirs sur bateaux par exemple.
- comme soufflante ou ventilateur de tirage sur les chaudières.
- pour le brassage de l'air ambiant dans le domaine du textile, du cuir et du tabac. **[9]**



Figure I.10: ventilateur à jet de gaz [9]

B.2/ Compresseurs à jet de gaz :

Ces appareils sont voisins des précédents mais permettent des taux de compression plus élevés (Δp>500mbar) Parmi les exemples intéressants d'utilisation, citons :

- L'aspiration et le mélange de gaz naturel et de gaz provenant de stockages souterrains ;
- l'aspiration et le refoulement de gaz chauds de raffinerie à la pression atmosphérique à l'aide de gaz de processus.
- la mise sous vide d'une conduite d'aspiration de pompe ou l'amorçage d'un siphon l'élévation d'un liquide ;
- le prélèvement d'échantillons dans l'industrie nucléaire. **[9]**

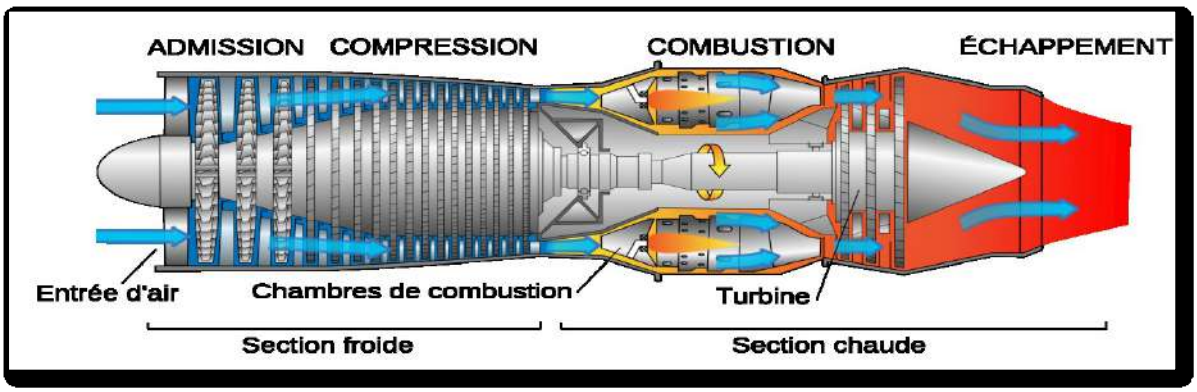


Figure I.11: compresseur à jet de gaz

B.3/ Pompes à vide à jet de gaz :

Ces pompes utilisent l'air atmosphérique comme fluide moteur et sont généralement reliées à une pompe à anneau liquide comme le montre la figure I.9. On obtient ainsi un vide intermédiaire de 50 à 100 mbar et une pression d'aspiration de l'éjecteur entre 40 et 5 mbar.

Cette solution est utilisée lorsqu'on ne dispose pas de vapeur comme flux moteur et lorsque le débit aspiré est assez faible comme l'indique la figure **I.10** qui précise le diagramme de définition.

Le champ d'application est voisin de celui des appareils précédents et dépend surtout des performances recherchées ; on peut y ajouter :

- la réalisation de bancs d'essais en altitude simulée des moteurs aéronautiques ou des moteurs fusée ;
- la réalisation de souffleries à induction ;
- les stat fusées

Dans certaines applications, il faut utiliser des éjecteurs montés en cascade pour obtenir les conditions désirées ; dans cette configuration, le débit moteur d'un étage autre que le dernier doit être repris par l'étage qui lui fait suite de telle sorte que la consommation totale du fluide moteur rapportée au débit aspiré utile est très élevée. On peut toutefois faire mieux si l'on dispose de vapeur. **[9]**



Figure I.12: pompe à vide à jet de gaz

B.4/ Pompes à liquide à jet de gaz :

Nous n'avons connaissance d'aucune réalisation industrielle dans ce domaine. **[9]**



Figure I.13: pompe à liquide à jet de gaz

B.5/ Pompes à solides à jet de gaz :

La seule réalisation à notre connaissance est l'Aspirojet.de conception Bertin, alimenté en air comprimé et qui peut aspirer 3 t/h de sable pour un débit d'air de 5 m^3/min. **[9]**



Figure I.14: pompe à solide à jet de gaz

C/ Éjecteurs à jet de vapeur :

Ce sont les plus répandus aussi bien sous la forme d'éjecteurs simples que D'éjecteurs en cascade. À titre indicatif. L'intérêt des éjecteurs à jet de vapeur devient marquant dans le cas des éjecteurs multiples avec condenseurs intermédiaires qui permettent d'accéder à des rapports de compression plus grands pour un même taux d'entraînement massique. Avec deux étages, l'adjonction d'un condenseur conduit en effet à un rapport de compression sensiblement double de celui réalisé sans condenseur. Avec trois étages et deux condenseurs intermédiaires, la pression d'aspiration du premier étage peut être abaissée jusqu'à environ 10 mbar pour un rapport d'entraînement égal à 1/10, la température de l'eau de refroidissement du condenseur doit toutefois être dans ce cas inférieure à 20°C et la pureté de cette eau contrôlée. **[9]**

C.1/ Compresseurs à jet de vapeur :

Ces appareils sont aussi appelés thermo-compresseurs car ils sont généralement utilisés pour comprimer de la vapeur, le flux primaire étant supersonique. De ce fait, ils ont la possibilité d'extraire des volumes importants de vapeur sous vide. Il faut toutefois que l'appareil soit bien adapté aux conditions d'utilisation sous peine de mauvais rendement et même de non fonctionnement, mais une telle adaptation est possible par modification manuelle ou automatique de la pression motrice, ou par variation de section de la tuyère motrice comme le montre la suivante. **[9]**

En ce qui concerne le vaste domaine d'application, il se rapporte à :

- l'évaporation ou la concentration (industrie sucrière, brasseries, laiteries, chimie, pharmaceutiques, papeteries).
- la distillation dans l'industrie pétrolière.

- la désodorisation.
- le dégazage et le séchage sous vide.
- le dessalement de l'eau de mer.

Ils peuvent être considérés comme pompes à chaleur car, par leur intermédiaire, une quantité de chaleur est transférée d'une source froide vers une source chaude pour restitution. **[9]**



Figure I.15: compresseur à jet de vapeur

C.2/ Pompes à vide à jet de vapeur :

En configuration mono étagé, ce type d'éjecteur, refoulant à l'atmosphère, permet d'atteindre une pression d'aspiration de l'ordre de 100 mbar. Si on recherche des pressions plus basses, on utilise alors des éjecteurs multi étagés avec ou sans condenseurs intermédiaires

.Les applications des éjecteurs mono étagés sont nombreuses et concernent :

- la mise sous vide de conduites de pompes non autoamorçage
- la mise sous vide de filtres ;
- l'élévation de liquides ;
- la mise sous vide de condenseurs de turbines à vapeur pendant la première phase de mise en service visant à l'obtention d'un vide partiel ;
- l'étanchéité aux garnitures et les fuites aux soupapes de certaines turbines à vapeur.
- la production de vide dans des récipients à agitateur pour des procédés discontinus
- le dégazage lors de la fabrication de l'acier.

Ce type d'éjecteur étant largement utilisé en configurations multi-étages avec plus ou moins de condenseurs intermédiaires, un grand nombre de combinaisons sont possibles et il existe un grand éventail de solutions pour résoudre un problème donné. La figure I.11 en montre deux exemples de réalisation. **[9]**



Figure I.16: pompe à vide à jet de vapeur

C.3/ Éjecteurs/réchauffeurs à liquide à jet de vapeur :

Ces appareils ont pour but d'aspirer des liquides dont la température ne doit pas être trop élevée (de l'ordre de 50 à 60 C° au maximum) car, pour que la totalité de l'énergie motrice soit utilisée pour l'extraction du liquide, il faut que la vapeur motrice se condense et donc disparaisse en volume. Ces éjecteurs sont autoamorçage car ils fonctionnent d'abord en pompe à vide et vident ainsi la conduite d'aspiration.

Le domaine d'application est surtout orienté vers l'extraction et l'élévation de liquides surtout lorsqu'on vise simultanément à les réchauffer. Ces éjecteurs sont donc employés pour véhiculer : des eaux usées, des vinasses ou des moûts, pour la vidange des cales de navires, et également dans l'industrie nucléaire pour le transport de liquides agressifs et radioactifs dans les zones contaminées et souvent inaccessibles.

Concernant ce même type d'éjecteur, citons les réchauffeurs à jet de vapeur dont la figure I.12 indique un schéma de principe. La buse de condensation est percée de trous pour le passage de la vapeur, ce qui la met directement en contact avec le liquide à réchauffer.

Ce contact se produit dans une zone où le liquide atteint sa plus grande vitesse donc à l'endroit où sa pression est la plus basse et la turbulence la plus forte. Ces réchauffeurs sont utilisés pour le réchauffage non bruyant de liquides comme ceux employés pour le rinçage des fûts de malterie, le décapage et la coloration des peaux, etc. Comme ils sont parfois montés à l'intérieur du réservoir contenant le liquide à réchauffer, leur implantation a une certaine influence sur les performances possibles. En fait, il existe sur le marché une grande variété de réchauffeurs permettant d'obtenir une différence de température pouvant atteindre 90 C° **[9]**

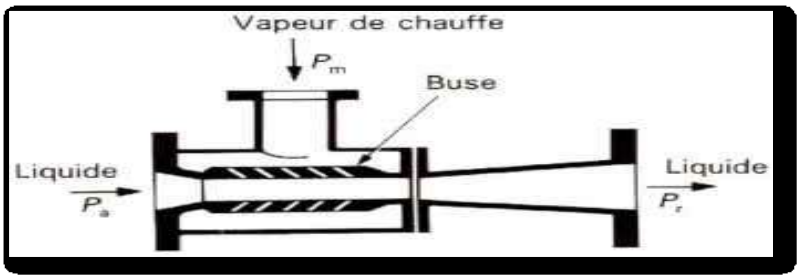


Figure I.17: éjecteur/réchauffeur

C.4/ Éjecteurs à solides à jet de vapeur :

Nous n'avons pas trouvé d'exemple d'un tel appareil. Les besoins potentiels faisant plutôt appel à l'eau comme liquide de rinçage et se situant plutôt sur les chantiers en extérieur, il est clair que l'on préfère alors l'eau à la vapeur comme fluide moteur. **[9]**

D/ Éjecteur de puisard en acier inoxydable :

Armstrong propose un éjecteur de puisard en acier inoxydable pour l'évacuation des eaux indésirables s'accumulant dans les puits ou tunnels de vapeur ou dans des espaces clos. Lorsque le flotteur de cet éjecteur monte ou descend, un mécanisme à action rapide assisté par des ressorts en Inconel X-750 ouvre ou ferme la vanne d'admission de vapeur, ce qui enclenche ou déclenche le pompage. Entièrement construit en acier inoxydable, cet éjecteur se caractérise par une longue durée de vie dans les conditions assez sévères d'un puits de vapeur.

L'éjecteur de puisard est conçu pour éliminer les difficultés d'entretien et les problèmes de sécurité posés par les puits ou tunnels de vapeur et les espaces clos. **[9]**



Figure I.18: Éjecteur de puisard en acier inoxydable [1]

D.1/ les caractéristiques de l'éjecteur de puisard :

- Entièrement construit en acier inoxydable pour assurer la résistance à la corrosion
- Véritable fonctionnement par injection de vapeur tout ou rien
- Les robustes ressorts en Inconel X-750 garantissent une longue durée de vie sans problème.
- Le design particulièrement compact en acier inoxydable moulé n'a pas son égal sur le marché actuel. **[10]**

I.2.4/ les différents systèmes qui utilisent les éjecteurs d'une façon générale(les pompes à chaleur et les machines frigorifiques) :

a) Système de pompe à chaleur avec éjecteur simple :

Un système de pompe à chaleur avec éjecteur comprend les mêmes composants qu'un système à compression de vapeur typique, sauf qu'il utilise un éjecteur, une pompe et un générateur au lieu d'un compresseur. **[11]**

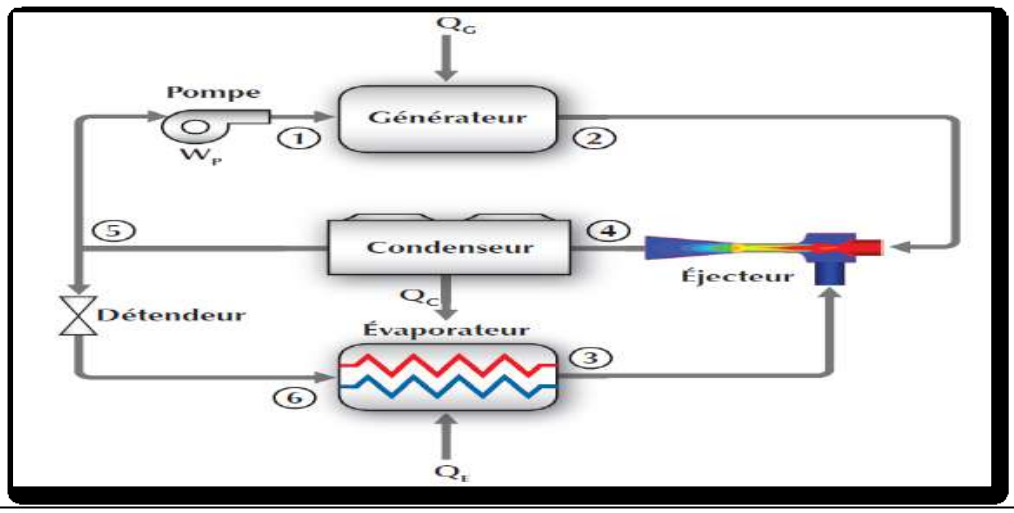


Figure I.19: schéma présentatif d'un système de pompe à chaleur avec éjecteur simple [11]

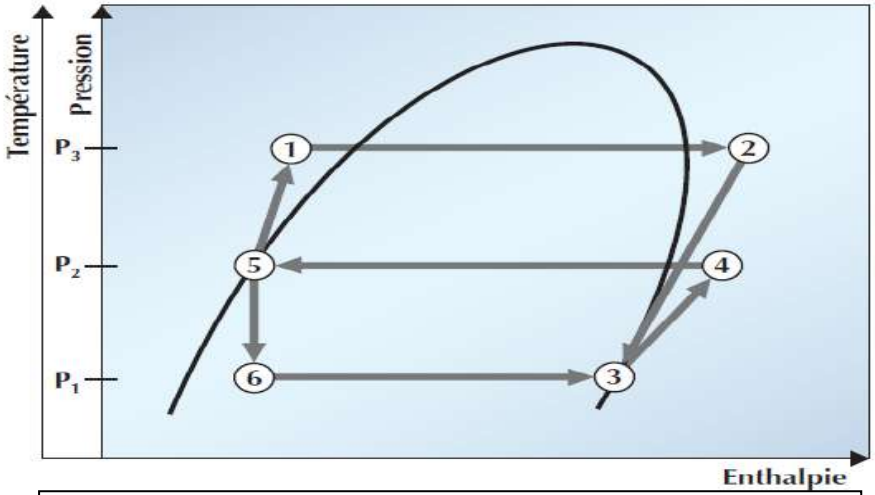


Figure I.20:diagramme de pression, température en fonction d'enthalpie du processus [11]

b) système de réfrigération avec éjecteur utilisé en tans que détendeur :

Dans ce cas, l'éjecteur est utilisé comme détendeur. Il permet de réduire les pertes du cycle lors de la détente et produit une augmentation de 10 à 15 % du COP. **[11]**

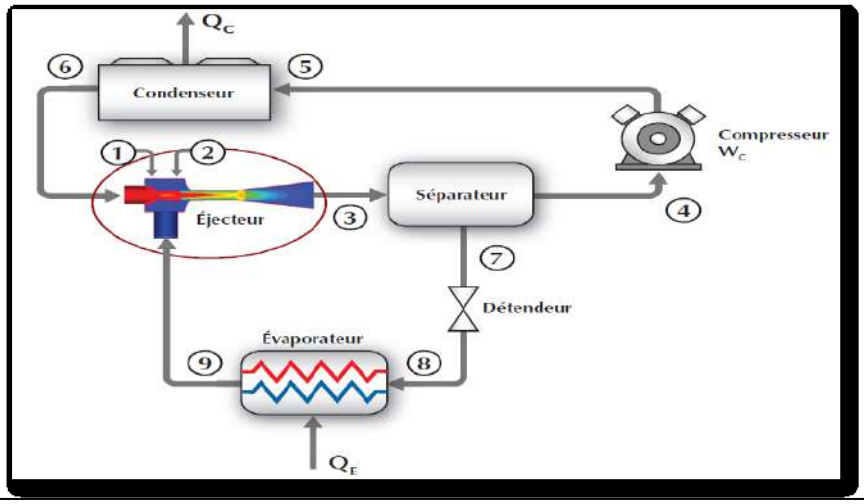


Figure I.21: schéma présentatif d'un système de pompe à chaleur avec éjecteur utilisé en tans que détendeur [11]

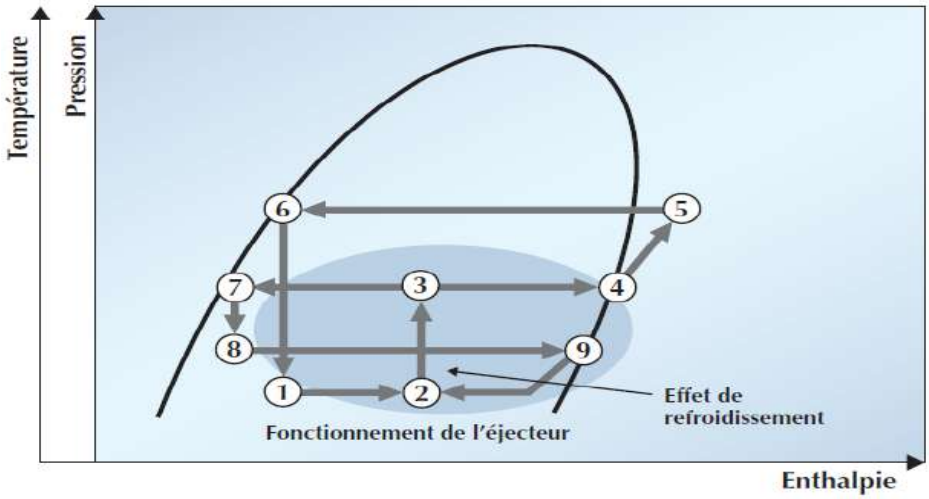


Figure I.22: diagramme de pression, température en fonction d'enthalpie du processus [11]

c) système de pompe à chaleur avec éjecteur utilisé en tans que compresseur additionnel:

Dans ce cas, l'éjecteur diphasique est aussi commandé par le condensat, mais avant d'être acheminé à l'éjecteur, sa pression est augmentée par l'utilisation d'une pompe de surpression afin que l'éjecteur puisse extraire du compresseur le réfrigérant gazeux. Un tel cycle peut être utilisé dans des applications de pompe à chaleur. L'amélioration de COP prévue pour une pompe à chaleur ordinaire peut atteindre 30 %, selon les conditions de fonctionnement. **[11]**

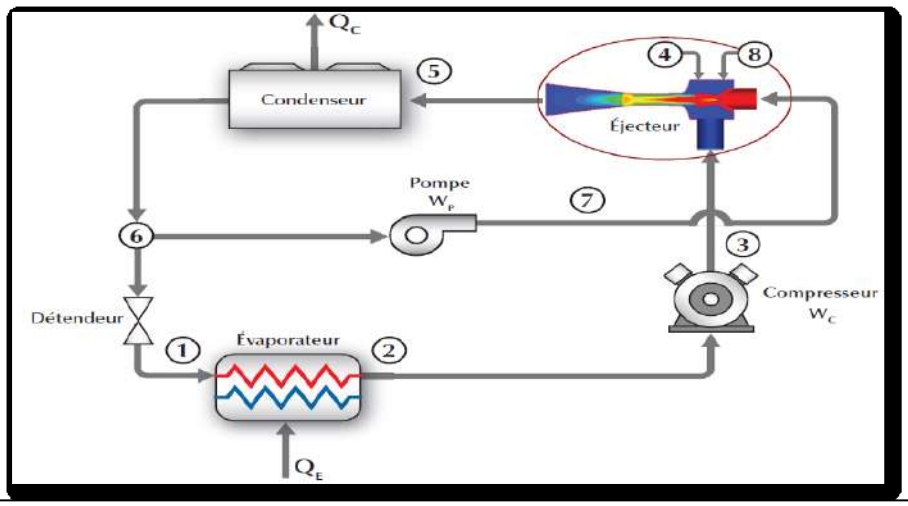


Figure I.23: schéma présentatif d'un système de pompe à chaleur avec éjecteur en tans que compresseur additionnel [11]

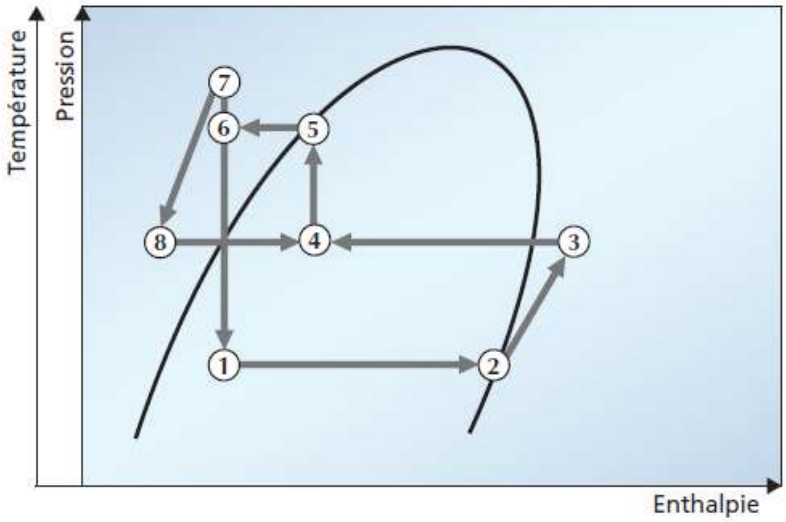


Figure I.24 diagramme de pression, température en fonction d'enthalpie du processus [11]

d) Système avec éjecteur multi-étagé (système en cascade) :

Ce système à éjecteur est activé par la chaleur externe. Il est utilisé :

Pour refroidir le condenseur du système de réfrigération principal.

La chaleur servant à l'activation peut provenir de procédés industriels, d'un rejet de chaleur, de capteurs solaires, de systèmes de production distribuée ou de la surchauffe d'un compresseur.

Se système monophasique représentée ci-dessus est un système de réfrigération mécanique en cascade. Dans ce cas, l'amélioration du COP prévue peut atteindre 40 %. **[11]**

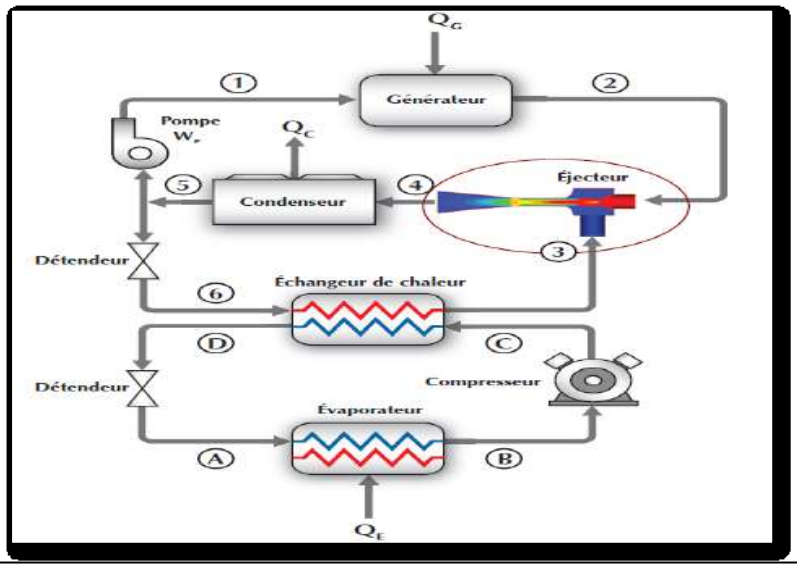
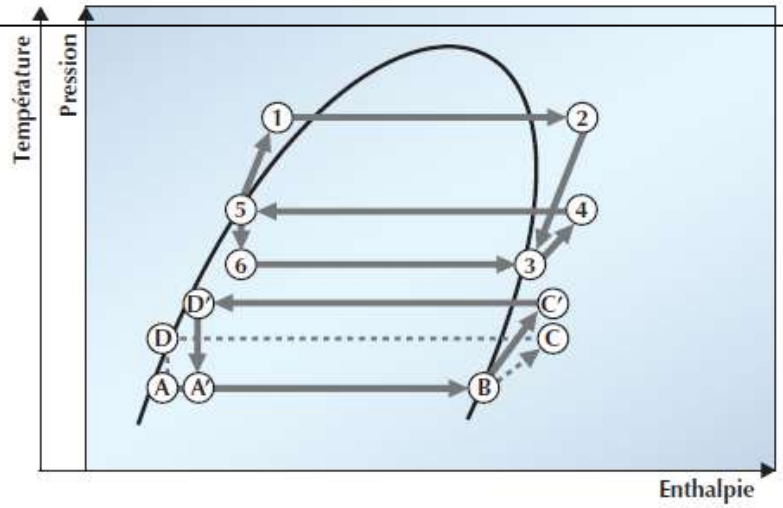


Figure I.25: schéma présentatif d'un système avec éjecteur multi-étagé (système en cascade) [11]



——— : Cycle de réfrigération sans système à éjecteur

- - - - - - - - - : *Cycle* de réfrigération avec un système à éjecteur

Figure I.26: diagramme de pression, température en fonction d'enthalpie du processus [11]

e) Système avec éjecteur multi-étagé (système avec sous-refroidissement) :

Ce système à éjecteur est activé par la chaleur externe. Il est utilisé :

Pour sous-refroidi le liquide à la sortie du condenseur.

La chaleur servant à l'activation peut provenir de procédés industriels, d'un rejet de chaleur, de capteurs solaires, de systèmes de production distribuée ou de la surchauffe d'un compresseur.

Ce système consiste à sous-refroidi le condensat du système principal avant la détente. La plage d'amélioration du COP est de 5 à 20 % **[11]**

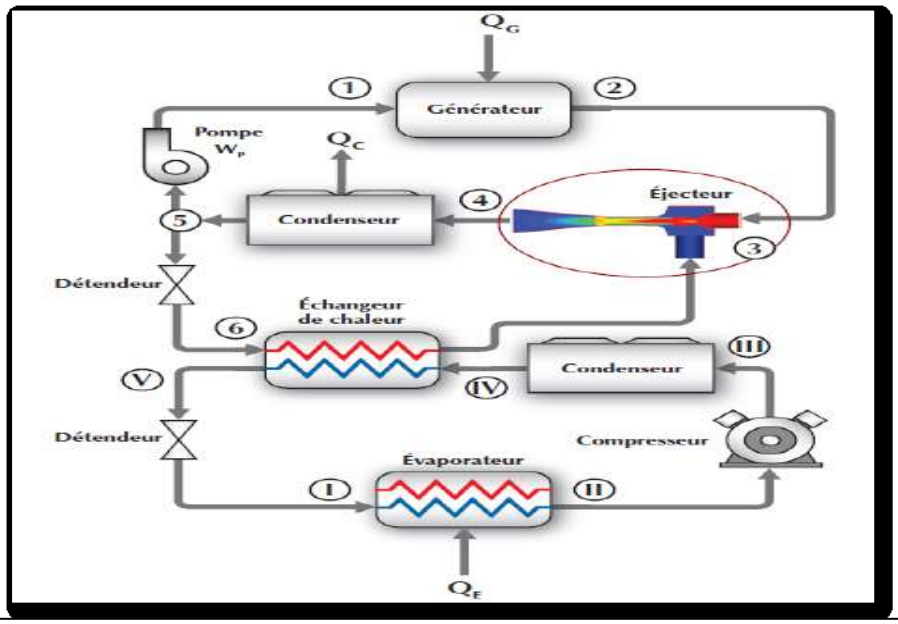
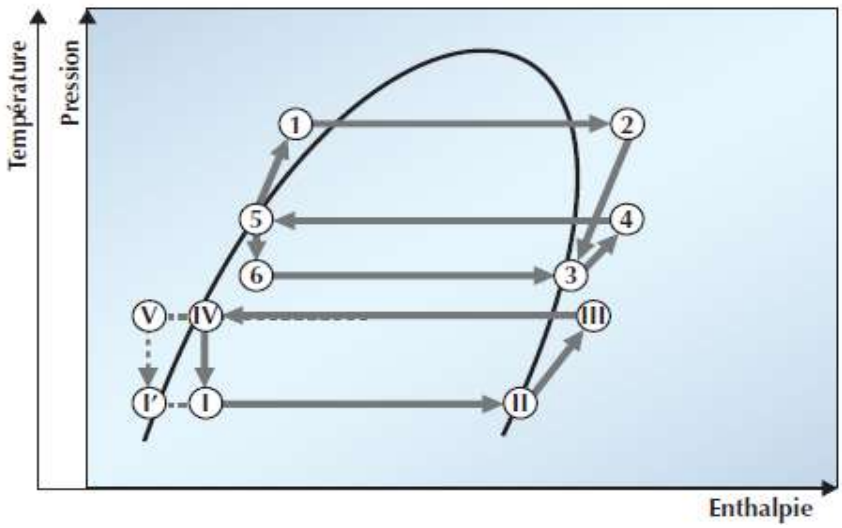


Figure I.27: schéma présentatif d'un système avec éjecteur multi-étagé (système avec sous-refroidissement) [11]



——— : Cycle de réfrigération sans système à éjecteur

- - - - - - - - - : *Cycle* de réfrigération avec un système à éjecteur

Figure I.28: diagramme de pression, température en fonction d'enthalpie du processus [11]

f) Système frigorifique avec éjecteur sans compresseur :

L'intérêt de ce cycle est de remplacer le travail consommé par un compresseur par un travail beaucoup plus petit consommé par la pompe, et par une chaleur fournie au générateur à moyenne ou haute température. Ce genre de système est généralement destiné à la réfrigération autant qu'à la climatisation selon le besoin et les conditions requises **[12]**

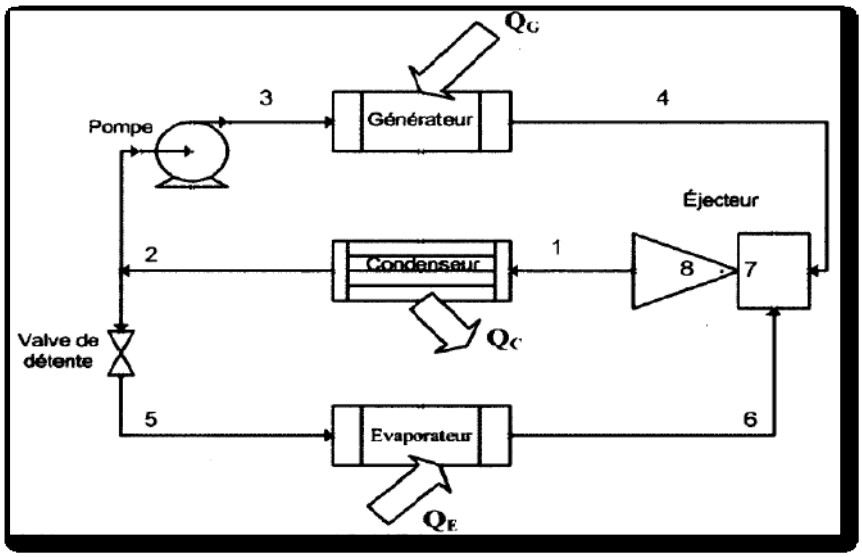


Figure I.29: schéma présentatif d'une machine frigorifique avec éjecteur comme élément de compression [12]

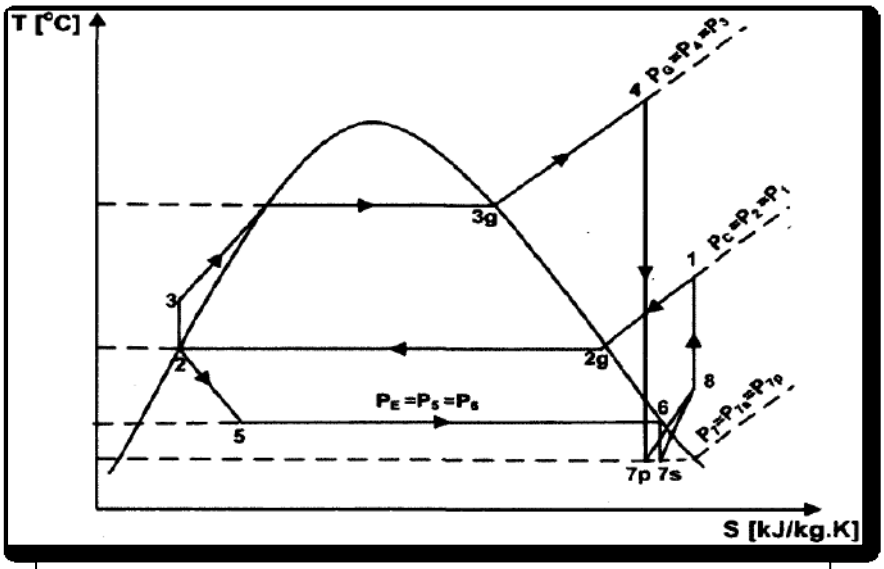


Figure I.30: diagramme (T-S) du processus [12]

g) Système frigorifique combiné à compresseur et éjecteur :

Ce système représente un système de réfrigération hybride à éjecteur et compresseur. Son rôle est de produire du froid au niveau de l'évaporateur en comprimant le fluide sortant de l'éjecteur au lieu de comprimer celui qui sort directement de l'évaporateur. L'objectif de ce cycle est de minimiser la consommation de l'énergie au niveau du compresseur en augmentant la pression du fluide secondaire à une pression plus élevée à la sortie de l'éjecteur. **[12]**

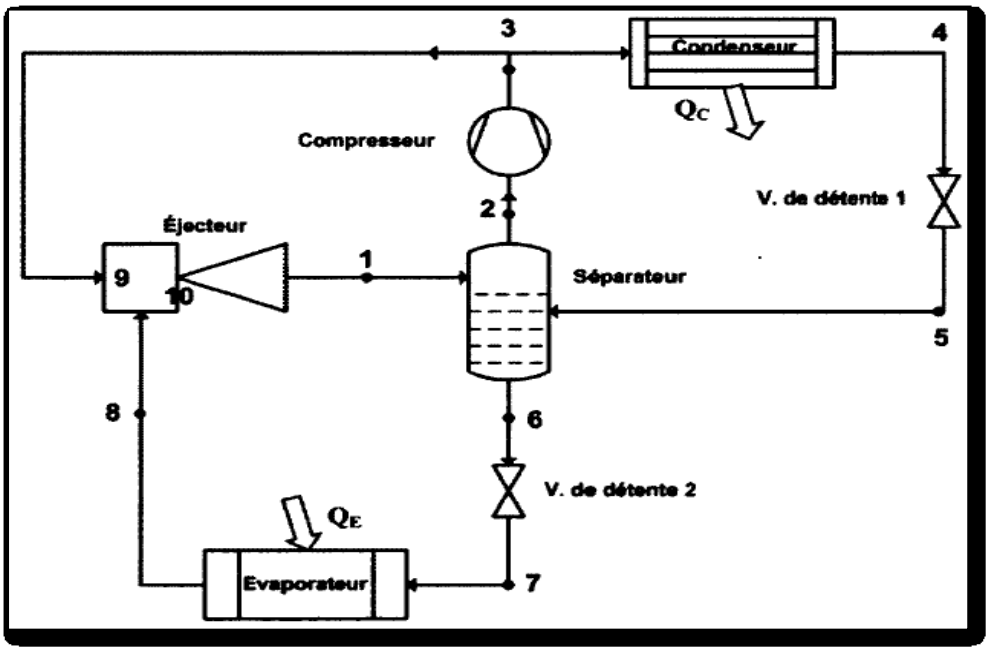


Figure I.31: schéma présentatif d'un système frigorifique combiné compresseur et éjecteur [12]

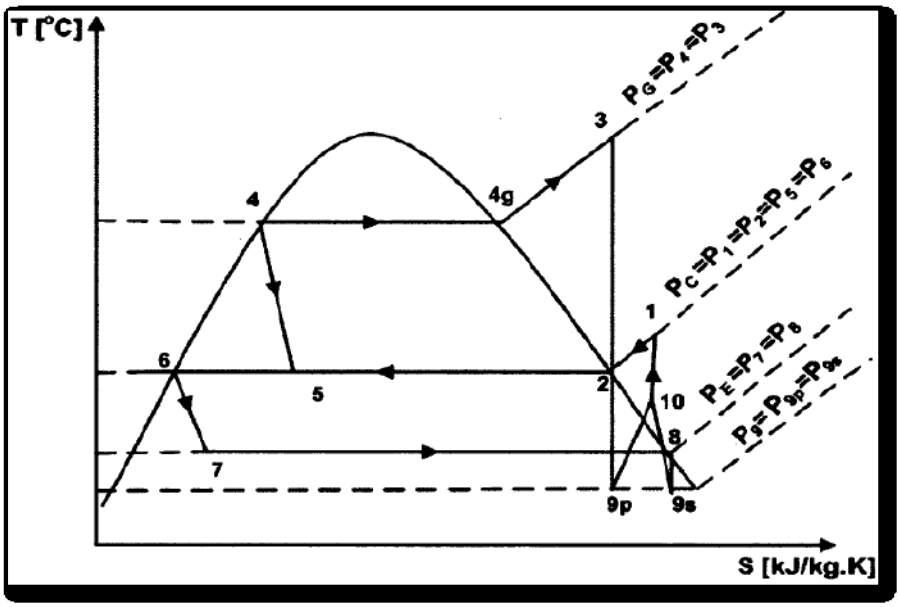


Figure I.32: diagramme (T-S) du cycle combiné [12]

I.2.5/ les différents domaines d'utilisation des éjecteurs :

Les éjecteurs sont activés par la chaleur perdue ou la chaleur provenant de sources renouvelables. Ils sont actionnés directement par une source thermique afin de générer chauffage, refroidissement et réfrigération. Les impacts potentiels des éjecteurs sont énormes puisqu'on peut les utiliser dans une variété d'applications.

Les applications des éjecteurs sont nombreuses telle que :

- ❖ Ils peuvent être intégrés directement à un système de pompe à chaleur-climatisation-réfrigération en tant que composant inerme afin d'accroître l'efficacité du système.
- ❖ Les éjecteurs peuvent également être utilisés dans des systèmes hybrides (en cascade, de sous-refroidissement) en tant que systèmes d'éjecto-compression ou d'éjecto-absorption pour améliorer la performance globale du système.
- ❖ Ils peuvent être installés dans des systèmes CVC pour des bâtiments, des maisons ou des communautés, et ce, surtout en combinaison avec des systèmes d'énergie renouvelable ou de production distribuée pour des maisons, bâtiments et communautés à consommation énergétique nette zéro ou presque nulle.

I.2.6/ les avantages et les inconvénients des éjecteurs :

A/ les avantages : l'efficacité

- ✓ Les éjecteurs offrent des avantages intéressants par rapport à la compression ou l'absorption mécanique. C'est-à-dire simplicité, faible coût et niveau d'entretien peu élevé. Les éjecteurs possèdent également l'avantage de pouvoir fonctionner en utilisant de la chaleur perdue basse température.
- ✓ Les éjecteurs ont l'avantage de pouvoir être commandés par de la chaleur perdue et de servir de pompe à chaleur en effectuant les cycles appropriés pour produire des effets de valorisation de la chaleur (augmentation de température), de refroidissement ou de réfrigération, pourvu qu'une source thermique soit disponible.
- ✓ Les éjecteurs aident l'industrie à réutiliser la chaleur perdue en augmentant le niveau de température de celle-ci et en améliorant la performance d'un système de refroidissement ou de réfrigération.
- ✓ Au lieu d'utiliser les énergies nobles (énergie électrique, énergie cinétique…..), l'éjecteur utilise des énergies thermiques gratuites ou non nocives (énergie solaire) ou, il recycle les énergies perdues en forme de chaleur.
- ✓ La fabrication d'une machine de réfrigération avec éjecteur supersonique est très Simple.
- ✓ procédé mécanique simple, il ne comporte aucune partie mécanique et de plus il est léger et fiable
- ✓ Grande sécurité d'emplois

B/ Les inconvénients :

- Ils n'ont pas été favorisés pour être utilisé comme les systèmes de réfrigération en raison du coefficient relativement faible de Performance (COP) des systèmes de réfrigération

avec éjecteur de comparaison avec compression de vapeur ou de réfrigération par absorption systèmes.

- Il s'ensuit qu'un éjecteur s'adapte mal à un fonctionnement hors des conditions de désigne.

I.3/ Etat d'art :

L'éjecteur, qui est le cœur du système de réfrigération à éjecteur, a été inventé par Charles Parsons en 1901 **[13]**, pour éliminer l'air du condenseur de la machine à vapeur. En 1910, Maurice Leblanc l'emploie pour la première fois dans un système de réfrigération à jet de vapeur.

Au commencement, la conception d'éjecteur était principalement basée sur des expériences, jusqu' au (1950) quand Keenan et al **[14, 15].** Ont publié l'une des premières théories analytiques de calcul des performances des éjecteurs, d'écoulement isentropique monodimensionnel, employé couramment pour prévoir les propriétés du fluide le long de l'axe de l'éjecteur basée sur des équations thermodynamiques des gaz parfaits et les lois de conservation de la masse, et de l'énergie, ignorant les pertes dues au transfert et au frottement de chaleur, elle était accompagnée d'une étude expérimentale. Stoecker (1958) **[14, 15]**. A proposé une des premières méthodes de conception itératives d'éjecteur impliquant des données de propriété prises des tables de vapeur.

I.3.1/ L'influence des conditions opératoires:

Chunnanond, (2004), Sriveerakul et autres, 2007 **[16 ,17,18,19]** on montrés que la performance d'un éjecteur supersonique représenté par le COP (coefficient de performance pratique) décroit avec la montée de la température (et la pression) au générateur ou par la diminution de la température (et la pression) à l'évaporateur, ou par la montée de la température de changement de phase (et la pression) au condenseur .et que l'évolution du rapport d'entrainement suit celle du COP (coefficient de performance pratique).

I.3.2/ L'effet de la température et de la pression du condenseur :

Eames et al **[16]**, Aphornratana et Eames (1997) **[16]**, Chunnanond et Aphornratana (2004) **[16, 17,18]** ont suggéré que le rapport d'entrainement est limité par une pression critique au condenseur (à la sortie de l'éjecteur). Cette pression critique dépend des conditions opératoires.

Eames et al **[16]** ont effectué une étude dans laquelle ils présentent l'évolution du rapport d'entrainement en fonction de la pression critique de condensation. Lis ont suggéré que le fonctionnement d'un éjecteur peut être divisé en trois modes :

- Le mode critique ou double étranglement : (Pc<Pc*) pour des pressions de condensation (Pc) inférieures à la pression critique de condensation (Pc*), le rapport

d'entrainement garde la même valeur constante, les fluides primaire et secondaire sont étranglés.

❖ Le mode subcritique : (Pc*<Pc<Pc0) pour des pressions de condensation (Pc) serrés entre la pression critique (Pc*) et la pression (Pc0), la valeur du rapport d'entrainement diminue avec l'augmentation de la pression de condensation, seul le fluide primaire est étranglé.

❖ Le mode du mal fonctionnement ou le mode de retour de fluide :(Pc>Pc0), pour des pressions de condensation (Pc) supérieures à une pression (Pc0), le rapport d'entrainement a une valeur négative, les deux fluides ne sont pas étranglés. Ces résultats ont été confirmés par Chunnanond et Aphornratana (2004) **[16, 17]** expérimentalement. Ils ont montré que la pression critique de condensation augmente avec l'augmentation de la température du générateur, et l'augmentation de cette pression réduit le coefficient de performance (COP) du cycle.

I.3.3/ L'effet de la température et de la pression du générateur :

Par une étude expérimentale Sun et al **[20]** ont montré qu'il existe une température optimale du générateur qui maximise le COP (coefficient de performance pratique) pour chaque température de l'évaporateur.

Chunnanond et Aphornratana **[21, 16, 17]** Disent que l'augmentation du débit du fluide secondaire ou la diminution du débit du fluide primaire, implique une réduction d'angle d'expansion du fluide primaire dans la chambre de mélange, par conséquent la position de l'étranglement du fluide secondaire recule vers la sortie de l'éjecteur **[21]**.

Aidoun et Ouzzane **[22]** ont fait une étude sur l'influence de la température du générateur sur du mélange des deux fluides (fluide primaire et le fluide secondaire) où ils ont constaté que l'augmentation de la pression du fluide à la sortie de tuyère primaire, (ce qui diminue la force d'entrainement pour l'aspiration du fluide secondaire) provoque une diminution du COP (coefficient de performance pratique) du système.

I.3.4/ L'effet de la température et de la pression de l'évaporateur :

Chunnanond K. et Aphornratana S. **[16,17] [23]** ont analysé l'influence de la température de l'évaporateur sur la performance du cycle de réfrigération à éjecteur. Quand la pression (ou la température) de l'évaporateur augmente, le COP du système et la pression critique de la condensation augmentent.

I.3.5/ L'effet de la surchauffe :

Aidoun et Ouzane **[14]** ont étudié l'influence des surchauffes sur la performance de l'éjecteur. Ils ont présenté les deux paramètres principaux qui provoquent la surchauffe (surchauffe externe et surchauffe interne). La surchauffe externe représente la surchauffe du fluide primaire ou secondaire à l'entrée de l'éjecteur. Et la surchauffe interne est causée par les frottements (fluide-paroi ou fluide primaire-fluide secondaire) et l'onde de choc dans le canal à section constante de la tuyère secondaire.

En fonction du fluide frigorigène utilisé, en général une surchauffe de fluide primaire ou secondaire est nécessaire pour éviter la condensation lors de la détente dans l'éjecteur.

D'après les résultats expérimentaux de Chunnanond et Aphornratana **[13]** (2004), l'influence de la surchauffe des fluides à l'entrée de l'éjecteur sur le COP du cycle est négligeable. La surchauffe de fluide primaire n'a aucun avantage que d'empêcher la corrosion de l'éjecteur provoquée par la vapeur humide.

I.3.6/ L'effet et les Caractéristiques géométriques des éjecteurs :

A/ les caractéristiques :

Selon leur géométrie, on peut diviser les éjecteurs en deux types principaux : les éjecteurs à mélangeur cylindrique et les éjecteurs à mélangeur convergent-divergent.

A.1/ Éjecteurs à mélangeur cylindrique :

La figure I.2 montre le schéma de principe d'un éjecteur à liquide et à mélangeur cylindrique. Dans cet éjecteur, la tuyère motrice qui accélère le fluide est donc simplement convergente alors que, dans le cas d'un éjecteur à air ou à vapeur, le flux moteur est généralement supersonique ; la tuyère motrice est donc convergente-divergente. Dans tous les cas, la tuyère transforme l'énergie de pression du flux moteur en énergie cinétique et le jet primaire, à grande vitesse, entraîne le fluide secondaire dans le mélangeur par échange de quantité de mouvement. Ce mélange des flux primaire et secondaire s'effectue à pression sensiblement constante dans le mélangeur cylindrique, puis la pression croît dans le diffuseur de sortie comme le montre également la figure I .2, sur laquelle l'évolution des vitesses des deux flux est également représentée.

Les éjecteurs à mélangeur cylindrique sont plutôt utilisés lorsque le fluide moteur est liquide. et lorsque l'on souhaite comprimer modérément de forts débits mais, dans ce cas, on utilise du gaz comme flux primaire. L'éjecteur fonctionne alors en régime mixte. **[9]**

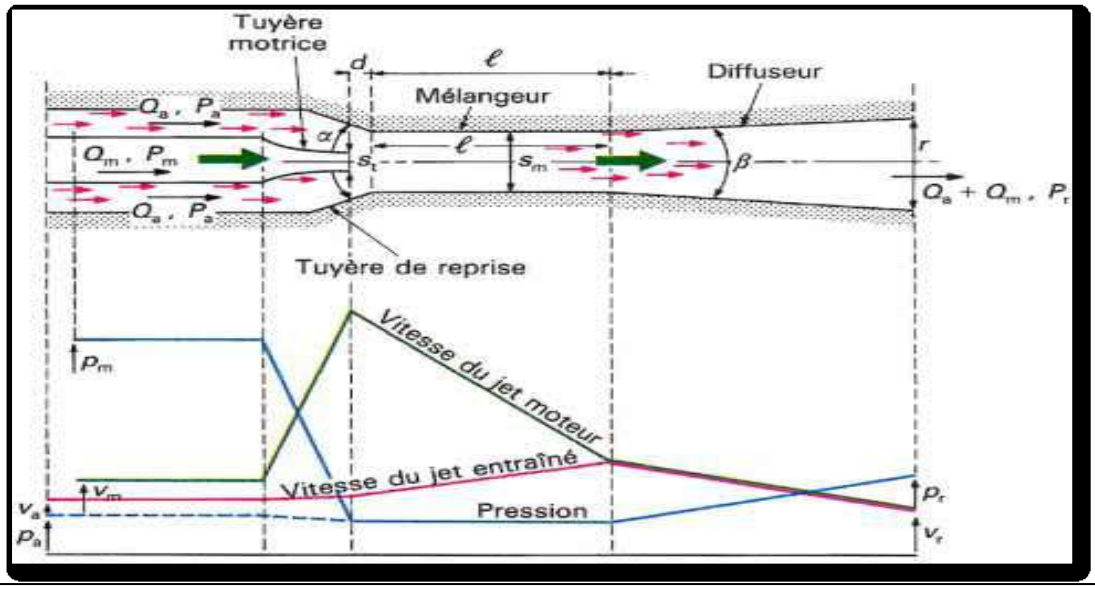


Figure I.33: schéma présentatif d'un éjecteur à liquide avec mélangeur cylindrique [9]

A.2/ Éjecteurs à mélangeur convergent-divergent :

La figure 1.3 montre le schéma de principe d'un éjecteur à gaz et à mélangeur convergent-divergent. Le principe de base du fonctionnement est bien sûr le même que précédemment : l'entraînement du flux secondaire se fait toujours par échange de quantité de mouvement jusqu'à l'obtention d'une veine de vitesse pratiquement uniforme et en général supersonique. L'énergie cinétique de cette veine se transforme de façon quasi isentropique en pression dans le convergent supersonique qui réduit la vitesse jusqu'à un nombre de Mach voisin de l'unité au col, puis dans le diffuseur final subsonique. **[9]**

Ce type de géométrie permet de réduire la longueur de l'éjecteur, diminue les pertes par frottement et donc améliore le rendement tout en repoussant la limite de désamorçage (Figure I .3)

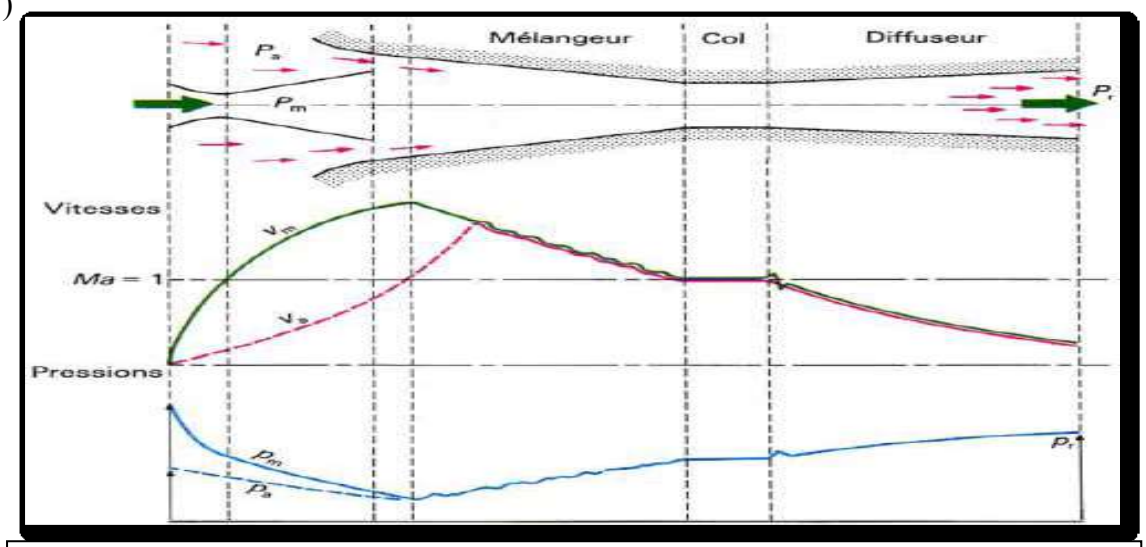


Figure I.34: schéma présentatif d'un éjecteur à gaz avec mélangeur convergent-divergent [9]

B/ l'effet de la géométrie :

B.1/ l'effet de la géométrie de la tuyère primaire :

Deux facteurs relatifs à la tuyère l'influence et la performance d'éjecteur : la conception et le position de la tuyère, Kroll (1947), Engdahl et Holton (1943), Waston (1933), et Henzler (1983) **[24, 25]** ont suggéré que la section convergente devrait être bien arrondie et évasée pour avoir une bonne performance d'éjecteur, Mellandy (1928), a recommandé une conique avec un angle plus grand que 20° pour éviter la création du choc et des pertes réfutables à l'admission de convergence. Waston (1933), a fait une expérience il a trouvé que 25° comme meilleur angle de convergence.

Eames et al **[26]** ont étudié l'évolution des performances de système par rapport au rapport de section entre l'aire de la section de sortie sur l'aire de la section de col de la tuyère primaire, ou ils suggèrent que la diminution de ce rapport augmente la performance de l'éjecteur.

Les études d'Eames et al, Chaunnanond et Aphornratana **[24]** et d'Aidoun et 0uzzane **[22]** montrent que l'augmentation du rapport des diamètres (*diamètre du col de la tuyère primaire divisé par le diamètre de la tuyère secondaire)* a un effet positif sur les performances (cop) de l'éjecteur mais avec une diminution de la pression critique de condensation.

La position de sortie de la tuyère primaire est définie comme la distance entre la sortie de tuyère primaire et l'entrée de la chambre de mélange

D'après Chunnanond et Aphornratana **[24]** le déplacement de la tuyère primaire vers la sortie de la chambre du mélange, permet l'augmentation du COP de l'éjecteur.

B.2/ l'effet de la géométrie de la chambre du mélange :

Suivant **[27]** existe deux configurations possibles pour la chambre de mélange :

- A section constante
- A pression constante

Dans le cas ou le mélange s'effectue à pression constante la forme de la chambre de mélange est un convergent. Un éjecteur dont la configuration de la chambre de mélange est à pression constante a des performances supérieures que celui dont la chambre de mélange à section constante.

I.3.7/ Les pertes de charge dans l'éjecteur :

A fin d'éliminer l'erreur analytique induite par la supposition de l'utilisation de gaz parfait, les propriétés thermodynamiques des gaz réel ont été utilisé dans plusieurs études **[13 14 15].** Les études d'Abdel-Aal et al **[15]** indiquent que les deux approches donnent les mêmes résultats.

Pour rendre les modèles de simulation plus réaliste, l'efficacité isentropique des tuyères et du

mélange ont été introduite aussi dans plusieurs travaux **[13 16 17 18]** .en générale les valeurs de ces coefficients isentropiques varient entre 0.8 et 1 **[19].**

Dans les études expérimentales d'Al-Khalidy et al 11 et de aphornratana et al 12 l'obstruction du fluide secondaire dans la chambre de mélange n'a pas été envisagée. Ce qui rend le système plus flexible et le COP du système augmente toujours avec l'augmentation de la température de la chaudière ou de l'évaporateur, ou avec la diminution de la pression de condensation. Mais il n'y a aucun critère pour construire ce genre d'éjecteur.

I.3.8/ Les fluides frigorigènes utilisés dans les cycles à éjecteur :

La performance de la machine frigorifique à éjecteur dépend directement du fluide frigorifique utilisé. Les fluides frigorigènes utilisés peuvent être classés comme des fluides avec vapeur sèche (R113, isobutane), ou avec vapeur humide (l'ammoniac, l'eau, R22, R142b).

Pour les fluides avec vapeur sèche, il n'y a pas du changement de phase lors de la détente à travers la tuyère primaire. Pour les fluides avec vapeur humide des petites gouttelettes du liquide peuvent être formées et endommager la tuyère primaire.

D'après Wimolsiri P. **[28]**, les fluides avec vapeur sèche donnent un meilleur COP par rapport aux fluides à vapeur humide. D'après les études expérimentales de Halton **[29]**, le meilleur COP est obtenu par l'utilisation des fluides de très grande masse moléculaire. Les fluides halo-carboniques exemples (R142b, R114, R113, R141b) sont très utilisés, ils donnent des valeurs de COP supérieures par rapport aux autres fluides **[30, 31, 32,33],** Afin d'améliorer les performances du cycle de réfrigération à éjecteur, des mélanges des fluides frigorifiques sont utilisés, exemples (R22/RC118, R22/R142b, R22àR134a, R134a/R152a, RC318/R141b) **[30, 32]**. Les travaux de Sun **[31]** montrent que le R22 donne le meilleur COP, et le plus faible COP est donné par l'eau, sauf que l'utilisation de R22 est interdite (CFC).

I.4/ CONCLUSION :

On à défini dans ce chapitre les éjecteurs et leur application dans le domaine de production de froid d'une façon générale, et on à défini aussi leurs caractéristiques techniques, principe de fonctionnement, les différents types, les différents systèmes qui utilisent les éjecteurs en générale et les avantages et les inconvénients.

Suivi d'un état de l'art qui nous à permet de situer notre position dans la simulation numérique du problème conjugué de l'écoulement d'un fluide frigorigène dans un éjecteur dont l'objectif d'analysée l'influence des paramètres géométriques (diamètre du col), et des autres paramètres (pression, vitesse et température) sur les performances d'un éjecteur.

II/ Introduction :

Nous présentons dans cette partie la modélisation des écoulements d'un fluide incompressible en régime variable, ou les modèles de fermeture sont abordés.

Depuis quelque décennies, Prandtl, Navier-stockes et Reynolds ont pu découvrir les lois fondamentales de la mécanique des fluides, il restait aux ingénieurs et l'homme de science exploiter ces loi et les mètres au service de l'homme.

Dans son ensemble, la mécanique des fluides est gouvernée par trois équations fondamentales. Celles-ci sont l'équation de continuité, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie.

Ce chapitre à pour but de présenter les principales équations régissant le problème couplé (dynamique et thermique) ou les lois de base serons établi.

II.1/ Modélisation de L'écoulement des Fluides :

Tous les problèmes de CFD sont bases sur les lois fondamentales de mécanique des fluides qui sont :

II.1.1/ Equation de Navier-Stokes :

On considère l'écoulement de deux fluides incompressibles, newtoniens et non-miscibles.

La dynamique de chaque phase k est déterminée par les équations de Navier- Stokes :

$$\frac{\partial \rho_{kV_k}}{\partial t} + (\rho_k V_k V_k) = \rho_k g - \nabla \rho_k \nabla (2\mu_K s_k) \qquad \textbf{(II.1)}$$

II.1.2/ Equation de continuité :

Cette équation concerne le principe de conservation de la masse dans un élément.

Elle exprime l'égalité de la variation de la masse d'élément et de la déférence entre la quantité de fluide qui entre la quantité de fluide pendant le même temps.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} = 0 \qquad \textbf{(II.2)}$$

Ou dans une notation plus compacte

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathbf{div}\,(\rho \mathbf{u}) = 0 \qquad \textbf{(II.3)}$$

Ainsi, l'incompressibilité d'un fluide $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ se traduit par la relation suivante :

$$\mathbf{div\ u} = 0 \qquad \textbf{(II.4)}$$

II.1.3/ Equation de quantité de mouvement :

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent, il indique

que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées, les équations de la quantité de mouvement (ou équation de navier-stokes) pour des fluides newtoniens incompressibles en régime laminaire sont données par les expressions suivantes :

Suivant OX :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}\right) = \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{\partial \tau xx}{\partial x} + v\frac{\partial \tau yx}{\partial y} + w\frac{\partial \tau zx}{\partial z}\right) + (\rho + \rho o)g_x \quad \textbf{(II.5)}$$

Suivant OY :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}\right) = \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{\partial \tau xy}{\partial x} + v\frac{\partial \tau yy}{\partial y} + w\frac{\partial \tau zy}{\partial z}\right) + (\rho + \rho o)g_y \quad \textbf{(II.6)}$$

Suivant OZ :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z}\right) = \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{\partial \tau xz}{\partial x} + v\frac{\partial \tau yz}{\partial y} + w\frac{\partial \tau zz}{\partial z}\right) + (\rho + \rho o)g_z \quad \textbf{(II.7)}$$

Ou les composants du tenseur des contraintes visqueuses sont donnés par :

$$\mu = \tau_{xy} = \mu\left[\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right] \quad \textbf{(II.8)}$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu\left[\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial x}\right] \quad \textbf{(II.9)}$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu\left[\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial x}\right] \quad \textbf{(II.10)}$$

$$\tau_{xx} = \mu\left[2\frac{\partial u}{\partial x}\right]; \tau_{yy} = \mu\left[2\frac{\partial v}{\partial y}\right]; \tau_{zz} = \mu\left[2\frac{\partial w}{\partial z}\right] \quad \textbf{(II.11)}$$

II.1.4/ Equation de conservation d'énergie :

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique, ce principe met en relation les différentes formes d'énergie par :

$$\rho C_P\frac{DT}{Dt} + \rho C_P \mathbf{U}.\nabla \mathbf{T} = \mathbf{div}\,(\lambda\,\mathbf{grad}\,\mathbf{T}) + \emptyset \quad \textbf{(II.12)}$$

$$\emptyset = \tau_{xx}\frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx}\frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{zx}\frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{xz}\frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{yy}\frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy}\frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{xz}\frac{\partial w}{\partial z} + \tau_{yz}\frac{\partial w}{\partial z} + \tau_{zz}\frac{\partial w}{\partial z} \quad \textbf{(II.13)}$$

Avec :

$\rho C_P\frac{DT}{Dt}$: La variation totale d'énergie

div (λ grad T) : La variation d'énergie par conduction

Ø : La dissipation irréversible due au frottement visqueux **[34]**

II.2/ Modélisation thermique :

Le transfert d'énergie se produit chaque fois qu'un gradient de température existe à l'intérieur d'un système, ou lorsque deux système de températures différentes sont mis en contacte, le processus par lequel le transfert de l'énergie s'effectue est désigné par le terme générale de (transmission de la chaleur) la grandeur transférée appelée chaleur, ne peut être ni mesurée ni observée directement, mais ses effets donnent lieu à des observations et des mesures. L'écoulement de la chaleur comme la production de travail phénomène qui implique la variation de l'énergie interne.

II.2.1/ bilan d'énergie :

Il faut tout d'abord définir un système (S) par ses limites dans l'espace et il faut ensuite établir l'inventaire des différents flux de chaleur qui influent sur l'état du système et qui peuvent être :

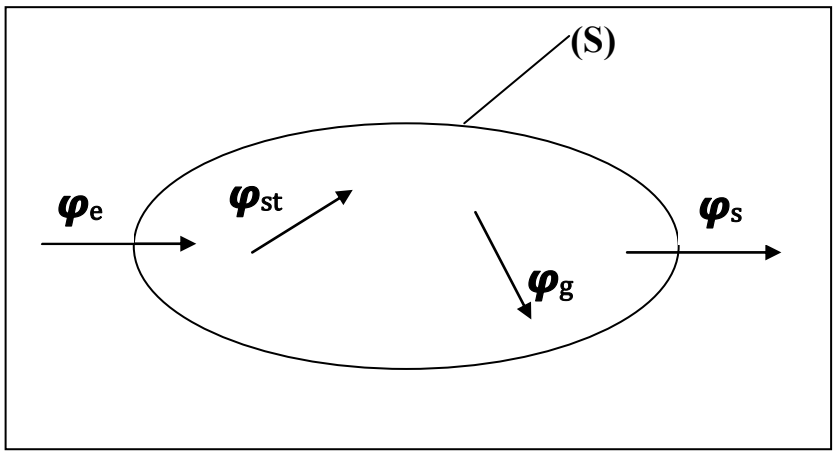


Figure II.1 : bilan énergétique

Avec :

φst : flux de chaleur stocké
φg : flux de chaleur généré
φe : flux de chaleur entrant dans le système(S)
φs : flux de chaleur sortant

On applique alors le 1er principe de la thermodynamique pour établir le bilan d'énergie du système (S) :

$$\varphi_e + \varphi_g = \varphi_s + \varphi_{st} \qquad \textbf{(II.14)}$$

II.2.2/ les différent modes de transfert de chaleur :

Le transfert de chaleur peut être défini comme la transmission de l'énergie d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température. Cet écoulement de chaleur est régi non seulement par une relation unique, mais plutôt par une combinaison de différentes lois physiques indépendantes. Les ouvrages traitant du transfert de chaleur introduisant généralement trois modes de transmission de chaleur :

- La conduction
- La convection
- Le rayonnement

II.2.2.1/ transfert de chaleur par conduction :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

Forme algébrique :

$$\varphi = -\ \lambda\, s \frac{\partial y}{\partial x} \qquad \textbf{(II.15)}$$

avec :

φ : Flux de chaleur transmis par conduction (W)
λ : Conductivité thermique du milieu ($W\ m^{-1}\ °C^{-1}$)
x : Variable d'espace dans la direction du flux (m)
S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

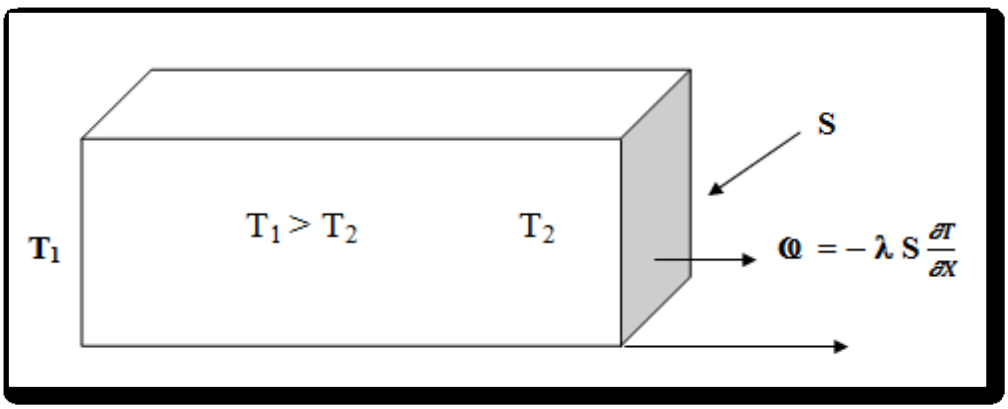


Figure II.2 : Schéma du transfert de chaleur par conduction

II.2.2.2/ transfert de chaleur par convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\varphi = h\ S\ (T_P - T_\infty) \qquad \textbf{(II.16)}$$

Avec :

φ : Flux de chaleur transmis par convection (W)
h : Coefficient de transfert de chaleur par convection (W m-2 °C-1)
T_P : Température de surface du solide (°C)
T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide (°C)
S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

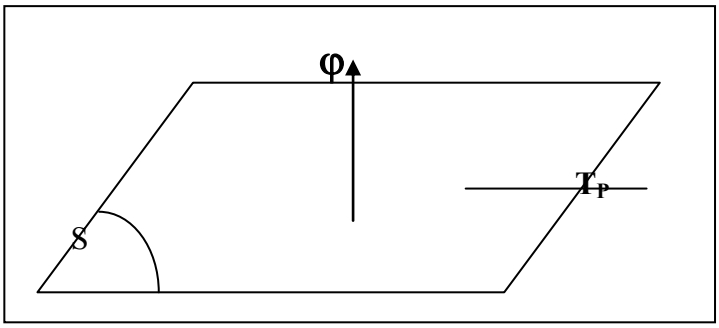


Figure II.3 : Schéma du transfert de chaleur par convection

II.2.2.3/ transfert de chaleur par rayonnement :

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant et dans ce cas nous avons la relation :

$$\varphi = \sigma\ \varepsilon_p\ S\ (T_p^4 - T_\infty^4) \qquad \textbf{(II.17)}$$

Avec :

φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement **(W)**
σ : Constante de Stefan **($5{,}67.10^{-8}$ W m^{-2} K^{-4})**

ε_p : Facteur d'émission de la surface
T_p : Température de la surface **(K)**
$T\infty$: Température du milieu environnant la surface **(K)**
S : Aire de la surface **(m^2)**

II.3/ Problème de fermeture des équations:

II.3.1/ Bilan des équations et des inconnues :

La décomposition de Reynolds dans les équations de Navier-Stockes à permis de trouver un certain nombre d'équations pour les inconnues du problème.

Cependant, à chaque étape on introduit des inconnues supplémentaires. Le nombre d'inconnues est toujours supérieur aux nombres d'équations disponibles. Il s'agit du problème de fermeture des équations.

On pourrait poursuivre la démarche, on trouve de nouvelles équations qui introduiraient à leur tour de nouvelles inconnues, ainsi que l'équation exacte d'un moment d'ordre n ($u_{i,1}, u_{i,2}, u_{i,3} \ldots \ldots u_{i,n}$) implique nécessairement un moment d'ordre supérieur. Il est donc nécessaire de ≪modéliser≫ les inconnues supplémentaires à l'aide de ≪lois≫ complémentaire n'introduisant pas de nouvelle inconnue : modèle de fermeture.

Inconnue à Calculer	**Equation disponible**	**Nombre des équation**	**Inconnues supplémentaires**	**Nombre total Des inconnues**
-Champ de Vitesse Moyenne u_i (3) -Pression Moyenne (1)	(1) Continuité (3) N-S moyenne	4	Tension de Reynolds $\overline{u_\iota u_j}$ (6)	10
-Champ de Vitesse Moyenne u_i (3) -Pression Moyenne (1) -Tension de Reynolds $\overline{u_\iota u_j}$ (6)	(1) Continuité (3) N_ S Moyenne (6)Tension de Reynolds	10	-Corrélation triple $\overline{u_\iota u_j u_k}$ (10) -Corrélation Pression-Vitesse $u_i \frac{\partial p}{\partial x_j}$ (9) -Corrélation gradient de Vitesse. $\overline{\frac{\partial u_\iota}{\partial x_k}\frac{\partial u_j}{\partial x_k}}$ (6)	35

Tableau II.1 : la décomposition de Reynolds dans les équations de Navier Stokes.

Le problème donc est celui de la liaison entre les tensions de Reynolds et le champ moyen.

Pour réaliser la fermeture, des hypothèses et des modèles supplémentaires seront nécessaires pour traduire le comportement du milieu turbulent, il permet alors d'obtenir un nombre d'équation égale à celui des inconnues et ces équations peuvent ensuite être résolues par voie numérique.

II.3.2/ Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence :

$$v_t = c_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad \textbf{(II.18)}$$

II.3.2.1/ Hypothèse de viscosité turbulente de bousines :

$$-\overline{u_\iota u_j} = v\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}k\delta_{ij} \quad \textbf{(II.19)}$$

II.3.2.2/ hypothèse de longueur de mélange de Prandtl :

$$v_t = L_m^2\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) \quad \textbf{(II.20)}$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t = L_m^2 \frac{\partial U_1}{\partial U_2} \quad \textbf{(II.21)}$$

L_m : Longueur de mélange.

La longueur de mélange se calcul suivant le type d'écoulement des expressions variées, obtenus en générale a partir de l'expérience, sont en effet disponibles pour les écoulements standard.

Cependant, ces modèles ignorent complètement le caractère non local de la turbulence.

II.3.3/ Les modèles de turbulence et leurs classifications :

II.3.3.1/ Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports) :

Aucune équation de transport n'est utilisée dans ce modèle, les tensions de Reynolds sont directement liées aux valeurs moyennes. En s'inspirant de la théorie cinétique des gaz Prandtl, (La première génération de la modélisation de la turbulence 1925).

Suggéra que la viscosité turbulente soit mise sous la forme de produit d'une vitesse et d'une longueur caractéristique du mouvement turbulent.

La longueur utilisée est dite « longueur de mélange » et la vitesse caractéristique s'exprime par l'hypothèse suivante **[35]:**

$$\mathrm{V} = L_m\sqrt{\left(2d_{ij}\right)^2} \quad \textbf{(II.22)}$$

Ce qui conduit à l'expression suivante de la viscosité turbulente :

$$V_T = L_m V = L_m^2 \sqrt{\left(\frac{\overline{oc_i}}{ox_j} + \frac{\overline{oc_i}}{ox_i}\right)^2} \qquad \textbf{(II.23)}$$

II.3.3.2/ Les modèles à une équation de transport :

Ces modèles introduisent dans la définition de V_T au moins une grandeur turbulente décrire par une équation d'évolution si on utilise l'équation de l'énergie cinétique de la turbulence K sous forme modélisé. On pourra déterminer V_T par l'expression du type Kolmogorov-Prandtl **[36].**

$$V_T = C_\alpha L_s \sqrt{K} \qquad \textbf{(II.24)}$$

Où L_s est une échelle de longueur des grandes structures turbulentes donnée en chaque P_t de l'écoulement.

II.3.3.3/ le modèle k-ε et RNG (modèle à deux équations de transport) :

Le modèle k-ε [Lander & Spalding, 1974] est certainement le modèle le plus répandu.

La viscosité turbulente est donnée par la relation :

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}(1 - R_f)^{1/4} \qquad \textbf{(II.25)}$$

Où $\bar{\varepsilon}$, taux de dissipation visqueuse de l'énergie cinétique turbulente, est donné par :

$$\varepsilon = \mu \overline{\nabla u' / \nabla^t u'} \qquad \textbf{(II.26)}$$

Les deux équations de fermeture s'écrivent

$$\rho\left(\frac{\partial k}{\partial t} + (\bar{u}\nabla)k\right) = \nabla\left((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\nabla k\right) + P(1 - R_f) - \rho\varepsilon \qquad \textbf{(II.27)}$$

$$\rho\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + (\bar{u}\nabla)\varepsilon\right) = \nabla\left[\left((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\nabla\varepsilon\right) + C_{\varepsilon 1}\left(P(1 - C_{\varepsilon 3}R_f)\frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}\right]\right. \qquad \textbf{(II.28)}$$

Les constantes, déterminées empiriquement par les auteurs du modèle, sont données dans le tableau suivant :

c_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	σ_t	$C_{\varepsilon 1}C_{\varepsilon 3}$
0.09	1.44	1.92	1	1.3	1	0.7

Tableau II.2 : constantes du modèle k-ε

Le modèle de turbulence utilisé à notre travail est le modèle *k-ε*.

Ce modèle est très répandu de part sa simplicité, sa robustesse et sa facilité de mise en œuvre. Bien que les aspects généraux des écoulements soient bien simulés, il apparaît certaines insuffisances dues notamment à la valeur des constantes et au fait que le modèle est trop diffusif. Les modifications apportées au modèle k-ε sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes :

Les modifications apportées au modèle ***k-ε*** sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes :

- ❖ le modèles ***k-ε*** deux couches [Chen & Patel, 1988] qui, à proximité des parois, utilise un modèle à une équation (pour k) et exprime **ε** à l'aide d'une longueur caractéristique déterminée par une formule algébrique fonction du nombre de Reynolds local ;
- ❖ le modèle ***k-ε*** bas Reynolds [Jones & Lander, 1972] qui élargit son domaine de validité aux zones d'écoulement laminaires ou de transition à proximité des parois. Les constantes sont rendues dépendantes du nombre de Reynolds et des termes complémentaires sont ajoutés aux deux équations pour tenir compte du caractère non-isotrope du processus de dissipation.
- ❖ le modèle ***k-ε*** étendu [Chen & Kim, 1987], qui ajoute un terme à l'équation du taux de dissipation pour que le transfert d'énergie réponde plus efficacement à la déformation moyenne de l'écoulement, rend le modèle moins diffusif ;
- ❖ Modèles RNG

Le modèle RNG, développé par le groupe de renormalisation [Yakhot & Smith, 1992] et que nous avons implanté dans le code. Il consiste en une estimation au cours du calcul de la constante $\mathbf{C_{\varepsilon 1}}$, remplacée dans l'équation de dissipation par $\mathbf{C_{\varepsilon 1}}$' donnée par l'expression (II. 25) Cette expression ajoute un terme fonction du taux de déformation **η** à l'équation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif.

$$C'_{\varepsilon 1} = C_{\varepsilon 1} \frac{\eta\,(1-\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \qquad \textbf{(II.29)}$$

Avec :

$$\eta = \left(\frac{k}{\varepsilon}\right)\sqrt{\frac{p}{\mu_t}} \qquad \textbf{(II.29a)}$$

c_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	σ_t	$C_{\varepsilon 1}C_{\varepsilon 3}$	η_0	β
0.005	1.42	1.68	0.7179	0.7179	1	0.7	4.377	0.012

Tableau II.3 : Les constantes du modèle RNG

II. 3.3.4/ Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM):

A partir des équations de Reynolds, Robin (1972) a proposé que le transport (convection plus diffusion) des contraintes de Reynolds est proportionnel a celui de l'énergie cinétique turbulente on a **[37]** :

$$\frac{\partial(\rho U_k \overline{U_\iota U_J})}{\partial x_k} - D_{ij} = \frac{\overline{U_\iota U_J}}{K} \quad \textbf{(II.30)}$$

où: $\frac{U_i U_j}{K}$ Est le coefficient de proportionnalité qui n'est pas une constante en générale.

L'introduction de cette hypothèse (II. 19) Dans l'équation de transport est de la forme Suivante :

$$\frac{\partial \rho U_k U_i U_j}{\partial x_k} = D_{ij} + P_{ij} + R_{ij} = \frac{2}{3}\rho E \delta_{ij} \quad \textbf{(II.31)}$$

$$\overline{U_\iota U_j} = K \left[\frac{\left(\frac{2}{3}\delta_{ij} + \left((1-C_2)\left(\frac{P_{ij}}{\varepsilon} - \frac{2P_k}{3\ \varepsilon}\varepsilon_{ij} \right) \right) \right)}{\left(\rho C_1 + \frac{P_k}{\varepsilon} - \rho \right)} \right] \quad \textbf{(II.32)}$$

Avec :

$$P_{ij} = -\rho U_i U_k \frac{\partial U}{\partial x_t} - \rho U_i U_k - \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \quad \textbf{(II.33)}$$

La sommation donne la production d'énergie turbulente :

$$P_k = \frac{1}{2} P_{ij} \quad \textbf{(II.34)}$$

Pour la redistribution d'énergie, différents modèles sont proposés dans le présent code (TEAM), ils ont utilisés le modèle suivant :

$$R_{ij} = R_{ij,1} + R_{ij,2} + R_{ij,w} \quad \textbf{(II.35)}$$

Avec :

$$R_{ij,1} = -C_1 \rho \varepsilon \left(\frac{U_i U_j}{K} - \frac{2}{3}\delta_{ij} \right) \quad \textbf{(II.36)}$$

$$R_{ij,2} = -C_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P_k \delta_{ij} \right) \quad \textbf{(II.37)}$$

Et $R_{ij,w}$ (les termes a la proximité de la paroi) :

$$\left.\begin{aligned} R_{11,w} &= \left[C'_1 \frac{\varepsilon}{K} V'^2 - C_2 C'_2 \left(P_{22} - \frac{2}{3} P_k \right) \right] F \\ R_{11,w} &= \left[-2C'_1 \frac{\varepsilon}{K} V'^2 - C_2 C'_2 \left(P_{22} - \frac{2}{3} P_k \right) \right] F \\ R_{11,w} &= \left[C'_1 \frac{\varepsilon}{K} V'^2 - C_2 C'_2 \left(P_{22} - \frac{2}{3} P_k \right) \right] F \\ R_{11,w} &= \left[-1.5 C'_1 \frac{\varepsilon}{K} \overline{UV} + 1.5 C_2 C'_2 P_{12} \right] F \end{aligned}\right\} \quad \textbf{(II.38)}$$

Avec :

$$F = \frac{K^{3/2}}{2.\varepsilon X_n} \quad \textbf{(II.39)}$$

Est enfin achevée par l'équation suivante pour l'énergie turbulente K:

$$\frac{\partial(\rho U_1 \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon}\overline{U_k U_J}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + \frac{\varepsilon}{K}(C_{\varepsilon 1}P_k - C_{\varepsilon 2}) - \rho\varepsilon \qquad \textbf{(II.40)}$$

Et pour la fermeture de l`équation de dissipation s on a :

$$\frac{\partial(\rho U_1 \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon}\overline{U_k U_J}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) + \frac{\varepsilon}{K}(C_{\varepsilon 1}P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon) - \rho\varepsilon \qquad \textbf{(II.41)}$$

C_s	C_1	C_2	C_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C'_1	C'_2
0.22	1.8	0.6	0.15	1.44	1.92	0.5	0.3

Tableau II.4 : les constantes du modèle ASM.

L'ensemble des équations (II.36), (II.37) et (II.29) constitue le modèle de contrainte algébrique.

La distribution des équations (II-37) à (II-36) dans l'équation (II-29) donne le système algébrique suivant :

$$\alpha_{i1}\overline{U'^2} + \alpha_{i2}\overline{U'^2} + \alpha_{i3}\overline{U'V'} + \alpha_{i4}\overline{W'^2} = b_i \qquad \textbf{(II.42)}$$

La condition de contraintes normales inconditionnellement positives est assurée par la détermination simultanée de toutes les contraintes normales par la résolution du système algébrique suivant :

$$\begin{pmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \rho\overline{U^2} \\ \rho\overline{V^2} \\ \rho\overline{W^2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{pmatrix} \qquad \textbf{(II.43)}$$

Où les coefficients sont définis tel que :

$$\alpha_{ij} \leq 0 \quad \text{Pour} \quad i \neq j \qquad \textbf{(II.44)}$$

Soit : $\rho\overline{U^2} = \frac{\nabla_1}{\nabla}$, $\rho\overline{V^2} = \frac{\nabla_2}{\nabla}$, $\rho\overline{W^2} = \frac{\nabla_3}{\nabla}$

Une fois les contraintes normales déterminées, nous calculons la contrainte de cisaillement par :

$$U'U' = -\frac{\alpha_{31}}{\alpha_{33}}U'^2 - \frac{C_{33}}{C_{33}}V'^2 - \frac{\alpha_{32}}{\alpha_{33}}W'^2 - \frac{b_3}{\alpha_{33}} \qquad \textbf{(II.45)}$$

II.4/ Conclusion :

Ces modèles permettent donc de mieux prendre en compte les effets d'histoire ou encoure d'anisotropie de la turbulence.

Des modèles d'ordre supérieur, basés sur la fermeture d'équation de transport d'ordre égal ou supérieur à trois sont difficilement envisageables, d'une part par le manque de données expérimentales sur ce type de corrélation, et d'autre part par la lourdeur de la démarche engagée. Les modèles RSM constituent donc un bon intermédiaire entre les modèles à viscosité turbulent et les modèles du type LES **[38].**

La résolution analytique du problème générale est impossible d'où la nécessité des méthodes numérique qui sont le but du chapitre suivant.

III/ Introduction :

Pour résoudre un problème de la physique il faut distinguer le modèle physique du modèle mathématique. Des différentes méthodes numériques ont été utilisées pour la résolution analytique des équations différentielles partielles (E.D.P) qui régissent ce type d'écoulement. Parmi les méthodes on cite, la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis.

Le principe de ces méthodes est de transformer les équations différentielles en un système d'équations algébriques.

Dans ce chapitre, en se basant sur la méthode des éléments finis. Cette dernière sera appliquée à la résolution de notre problème thermique par notre simulateur ANSYS.

III.1/ Méthodes de discrétisation :

- Méthode des différences finies.
- Méthode des volumes finis
- Méthode des éléments finis

III.1.1/ Méthode des différences finies :

Consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

Avantages	Inconvénients
✓ grande simplicité d'écriture. ✓ faible coût de calcul.	✓ Limitation de la géométrie des domaines de calculs. ✓ difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées.

III.1.2/ méthode des volumes finis :

Le principe de cette méthode est de subdiviser le domaine de calcul en un nombre de volumes de contrôle juxtaposés. Chacun de ces derniers englobe un "nœud principal".

Dans la méthode des volumes finis les lois de conservations (de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sons une forme intégrale

Avantages	Inconvénients
✓ Mise en œuvre relativement facile ✓ Applicable aux géométries complexes	✓ Moins précis que les méthodes spectrales.

III.1.3/ Méthodes des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous forme variation e (comme minimisation de l'énergie, en général) dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres.

Avantages	Inconvénients
✓ Traitement possible de géométries complexes. ✓ détermination plus naturelle des conditions aux limites. ✓ possibilité de démonstrations mathématiques de convergence et de majoration d'erreurs.	✓ Complexité de mise en œuvre ✓ coût en temps de calcul et en mémoire.

Dans ce qui suit on se limite a examiné uniquement la méthode des éléments finis, nous venons de décrire succinctement l'approche globale de cette méthode. Par la suite, nous exposerons les principales étapes mathématiques de discrétisation de l'équation de chaleur par cette dernière.

III.1.3.1/ Présentation de la méthode :

Comme nous l'avons précédemment évoquée, La méthode des éléments finis a pour but de remplacer un problème mathématique défini dans un milieu continu et sous la forme d'équations différentielles ou d'intégrales, par un problème discret sous forme matricielle qu'il est possible de résoudre numériquement.

En résumé, cette méthode nécessite la discrétisation d'un continuum en un modèle composé d'un assemblage d'éléments finis qui possèdent des formes et des tailles variées. De plus, le calcul de la solution nécessite la prise en compte d'un certain nombre de paramètres, tels que :

- ✓ La géométrie discrétisée en éléments finis,
- ✓ Les contraintes imposées sur le dispositif,
- ✓ Les excitations présentes dans le dispositif,
- ✓ Les propriétés des matériaux composant le dispositif.

Les principales étapes de construction d'un modèle éléments finis sont illustrés dans la figure suivante :

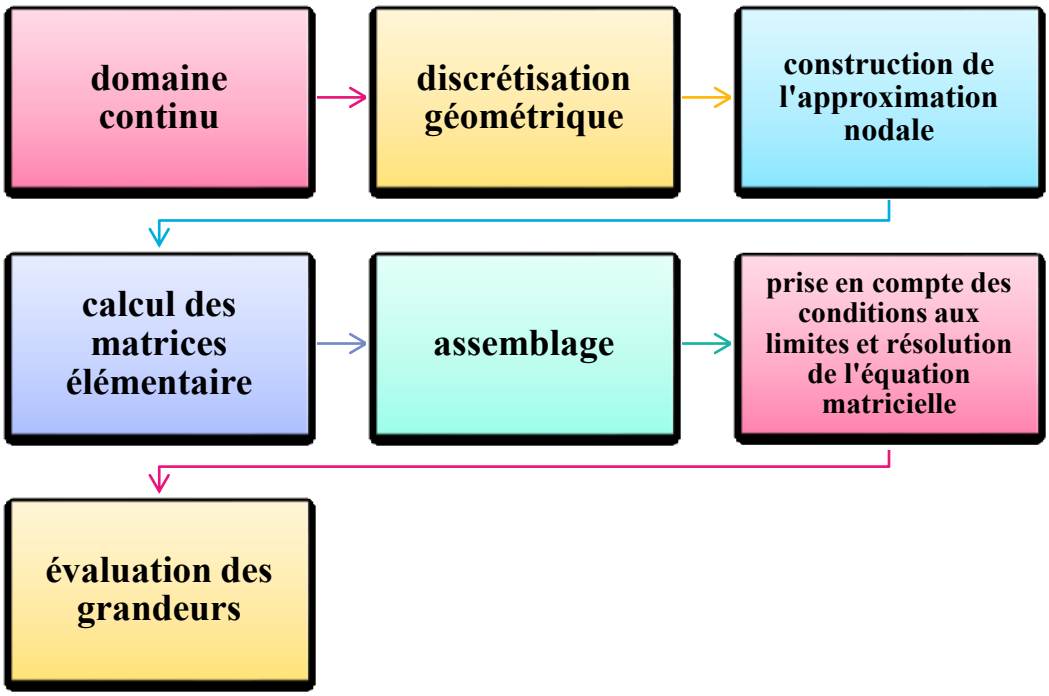


Figure III.1 : Démarche éléments finis

III.1.3.2/ Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :

III.1.3.2.1/ Formulation variation elle forte :

La formulation forte d'un problème aux conditions aux limites s'écrit alors comme suit:

Trouver $U(x)U(x)$ ∈ espace des solutions *Us* tel que **[36]**

$$\mathcal{L}(\mathrm{u}) - \mathrm{F} = 0 \; \forall \; \mathrm{x} \in \Omega \mathrm{B}\,(\mathrm{u}) \;=\; \mathrm{u}_0 \; \forall \; \mathrm{x} \;\in\; \Gamma \mathrm{u}0 \qquad \textbf{(III.1)}$$

On note que l'espace Us dans lequel nous recherchons la fonction u, doit être défini Judicieusement.

III.1.3.2.2/ Formulation variationelle faible:

La formulation variationnelle faible peut être obtenue par les étapes suivantes :

1) approcher la solution u, partout dans le domaine Ω, par u tel que **[39]**

$$\tilde{u} = \sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{n}} N_i \, \tilde{u}_i \qquad \textbf{(III.2)}$$

Ou $N_i = N_i(x, y)$ désignent les fonctions de forme u et des valeurs nodales indéterminées.

2) introduire (III-1) dans (III-1) il en résulte une erreur ou un résidu ε tel que

$$\varepsilon = \mathcal{L}\,(u) - \mathrm{F} \neq 0 \qquad \textbf{(III.3)}$$

Ou $\varepsilon = 0$, $u = u$ c.à.d. lorsqu'une solution exacte existe.

3) obtenir une valeur nulle de ε en introduisant une fonction de point arbitraire W tel que

$$\int w\,(\mathcal{L}\,(\tilde{u}\,) - \mathrm{F})\,\mathrm{d}\,\Omega = 0, \mathrm{k} = 1, 2.....\mathrm{N} \qquad \textbf{(III.4)}$$

Ou N Nombre d'inconnues indépendants du système (III-1).

En formulation de Galerkine les fonctions tests sont assimilées aux fonctions de forme.

On pose

$$w_k = N_k \Longrightarrow \int N_k\ \mathcal{L}(\textstyle\sum_{i=1}^{n} N_i\tilde{u}_i)\mathrm{d}\ \Omega = 0 \qquad \textbf{(III.5)}$$

On dit que u $\in H_0^1(\Omega)$ est une solution faible de (III5 ?) si :

$$\forall\, v\ \in (\Omega)H_0^1\quad \mathrm{a}(\tilde{u}, v) \qquad \textbf{(III.6)}$$

A (u, v) est la forme bilinéaire associée à $(\mathcal{L})$ Soit Ω un ouvert borné de Rd et $\partial\Omega$ est régulier.

On considère alors le problème :

$$\mathrm{Lu} = \mathrm{f}\ \mathrm{sur}\ \Omega\ \mathrm{et}\ \mathrm{u} = 0\ \mathrm{sur}\ \partial\,\Omega = 0 \qquad \textbf{(III.7)}$$

III.1.3.3/ Forme générale des équations du système [39]:

Les équations du système sont écrites sous la forme généralisée suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_{\emptyset}\emptyset) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_X c_{\emptyset}\emptyset) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho V_y c_{\emptyset}\emptyset\right) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{\emptyset}\frac{\partial x}{\partial y}\right) + S_{\emptyset} \qquad \textbf{(III.8)}$$

$\emptyset$: Variable généralisée .

$c_{\emptyset}$: Coefficient d'advection transitoire.

$\Gamma_{\emptyset}$: Coefficient de diffusion.

$S_{\emptyset}$: Termes source.

Variable $\emptyset$	coefficient d'advection $c_{\emptyset}$	Diffusivité $\Gamma_{\emptyset}$	Termes source $S_{\emptyset}$
V_X	1	μ_t	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)$
V_y	1	μ_t	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)$
T	1	$\frac{k}{\rho c^e}$	$\frac{\varphi}{\rho c^e}$
ρ	1	0	0

Tableau III.1 : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables.

IV.1: Présentation et description du logiciel ANSYS:

Le logiciel «ANSYS », a été développé par Dr.John Swanson, fondateur de la société «ANSYS », qui a son siège à Houston, PA, USA. Il s'agit d'un outil de développement en analyse d'ingénierie. La méthode utilisée est celle des éléments finis. Il est utilisé dans des domaines allant de l'automobile et l'électronique à l'aérospatiale et la chimie. Le logiciel ANSYS permet la modélisation de structures, produits, composantes ou systèmes et d'étudier leurs réponses physiques telles que les niveaux de contraintes, les distributions de température ou l'effet de champs électromagnétiques **[42]**

ANSYS permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires et de générer des courbes de grande qualité. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel.

ANSYS est le premier éditeur mondial dans le domaine du calcul par éléments finis. Les outils intégrés au logiciel permettent de résoudre les problèmes de validations produits de manière efficace. Ils permettent d'optimiser le processus de conception (gain de temps énorme) et donc de proposer des produits plus innovants (intégration d'une pré-analyse dans le cycle de conception), de qualité plus élevée tout en minimisant les coûts. **[43]**

Les différentes étapes nécessaires à la simulation d'un problème physique :

- Type de calcul (2D ou 3D)
- Choix du maillage
- Équations résolues
- Conditions aux limites
- Conditions initiales
- Mise en place d'obstacles
- Méthodes et paramètres numériques (choix des schémas, résidus…) **[44]**

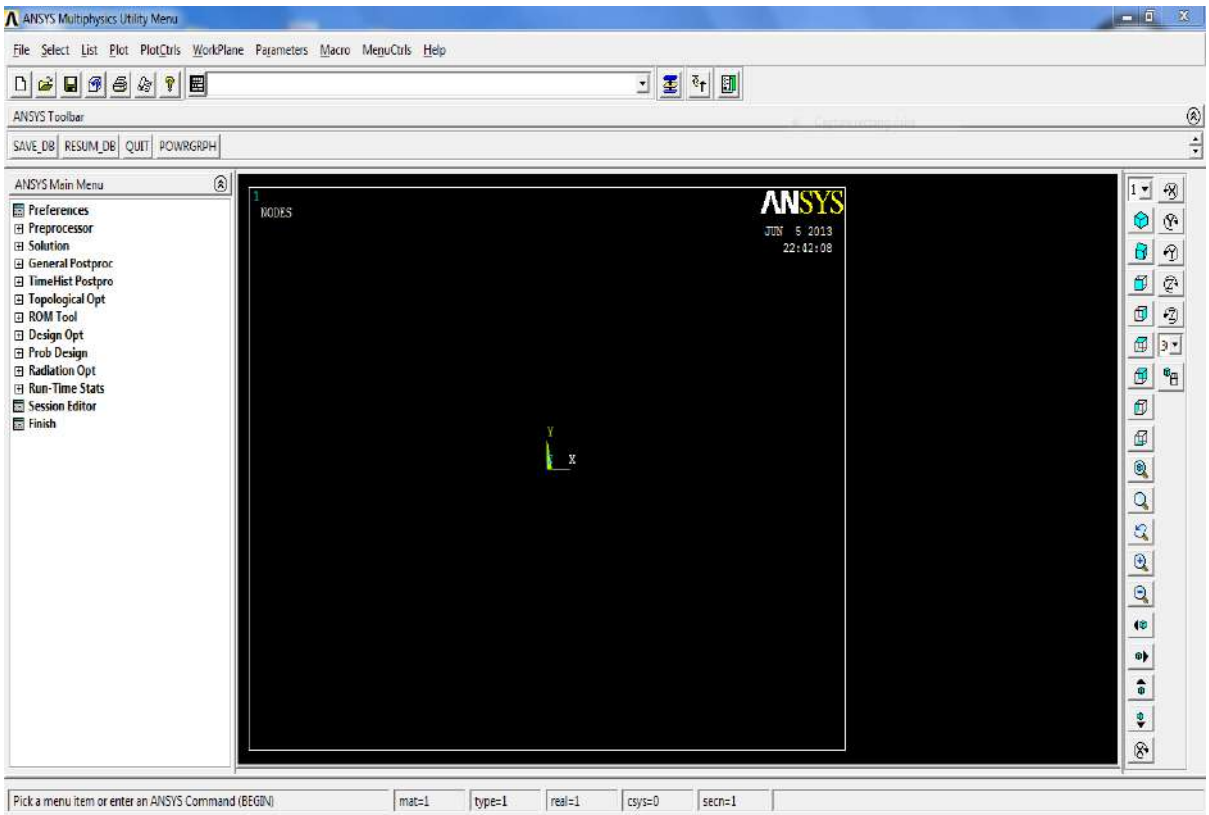


Figure III.2: Représentation spatiale de L'interface d'ANSYS

III.2/ Maillage :

D'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et l'on à tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'on pense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la solution de l'équation aux dérivés partielles.

Toutes ces opérations sont assistées par des logiciels dédiés à éléments finis

Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul. Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments présentant des ≪distorsions≫ (skewness en anglais), et sur une bonne ≪résolution≫ dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc,. . .). Un bon maillage doit également être suffisamment ≪ lisse≫

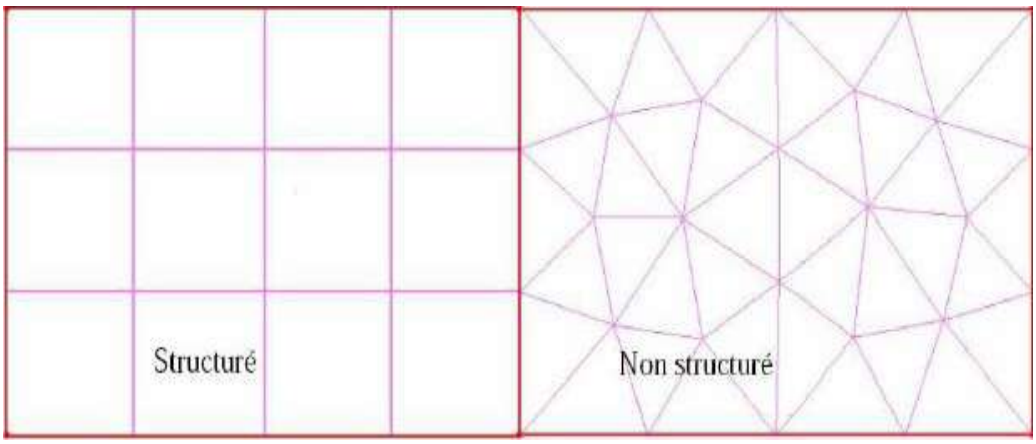


Figure III.3 : Maillages structuré et non structuré.

III.2.1/ Discrétisation :

La discrétisation de ces équations permet de convertir les équations aux dérivées partielles **]:**en équations algébriques qui sont alors résolues par les méthodes numériques traditionnelles. Le procédé de discrétisation par élément fini consiste à écrire, après intégration, l'équation généralisée, sous forme matricielle élémentaire **[39].**

$$\left[A_e^{transient}\right] + \left[A_e^{advection}\right] + \left[A_e^{diffusion}\right] \ (\emptyset_e) = \left(S_e^{\emptyset}\right) \qquad \textbf{(III.9)}$$

Pour les intégrales élémentaire, La méthode Galerkin des résiduels pesés est employé.

III.2.1.1/ Terme temporelle :

Le premier des contributions de la matrice élémentaire est le terme de transition. Sa forme générale est simplement **[36] :**

$$\left[A_e^{transient}\right] = \int w^e \frac{(\partial \rho c_{\emptyset} \emptyset)^e}{\partial t} \mathrm{d}\ (\mathrm{vol}) \qquad \textbf{(III.10)}$$

Avec :

w^e: La fonction pesante pour l'élément, qui est également la fonction de forme.

Pour le nœud i:

$$\int w^e \frac{(\partial \rho c_{\emptyset} \emptyset)^e}{\partial t} \mathrm{d}(\mathrm{vol}) = \int w_i^e \rho c_{\emptyset} w_j^e \ \mathrm{d}(\mathrm{vol}) \frac{\partial \emptyset_i^e}{\partial t} w_j^e \mathrm{d}(\mathrm{vol})\ \emptyset_j^e \qquad \textbf{(III.11)}$$

Les indices inférieurs i et j indiquent le nombre de nœud. Si la deuxième partie de l'équation (III-10) est négligée, la matrice de masse peut être exprimée comme:

$$\mathrm{M_{ij}} = \int w_i^e \rho c_{\emptyset} \mathrm{d}(\mathrm{vol}) \qquad \textbf{(III.12)}$$

Si l'approximation localisée de masse est employée.

$$\mathrm{M_{ij}} = \delta_{ij} \int w_i^e \rho c_{\emptyset} \mathrm{d}(\mathrm{vol}) \qquad \textbf{(III.13)}$$

Ou: δ_{ij} = delta de Kronecker (0 si i ≠ j, 1 si i = j)

Il y a deux méthodes d'intégration temporelles : Newmark et (backward différence) différence en arrière.

La méthode d'intégration de temps de Newmark ou, la formulation implicite de base nodale, exprime l'étape de temps courant comme la nième étape de fois et l'expression comporte les résultats précédents d'une étape de temps.

$$(\rho\emptyset)_n = (\rho\emptyset)_{n-1} + \Delta t\left[\delta\left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right) + (1-\delta)\left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right)_{n-1}\right] \qquad \textbf{(III.14)}$$

Ou:

δ = coefficient d'intégration en temps pour la méthode Newmark

L'équation (III-14) est écrite comme suite:

$$\left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right)_n = \frac{1}{\Delta t\delta}(\rho\emptyset)_{n-1} + \left(1 - \frac{1}{\delta}\right) \qquad \textbf{(III.15)}$$

III.2.1.2/ Terme d'advection:

Il ya trois approches pour la discrétisation du terme d'advection. L'approche dite ligne de courant monotone upwind (MSU), La ligne profilée upwind/Petro-Galerkin (SUPG), et les approches colloquées de Galerkin (COLG).

III.2.1.2.1/ Monotone Streamline Upwind Approach (MSU):

Le terme d'advection est manipulé par une approche de ligne de courant monotone basée sur l'idée que le transport pur d'advection est le long des lignes caractéristiques. Il est utile de penser à la formulation de transport d'advection en termes de quantité étant transportée dans un domaine connu de vitesse.

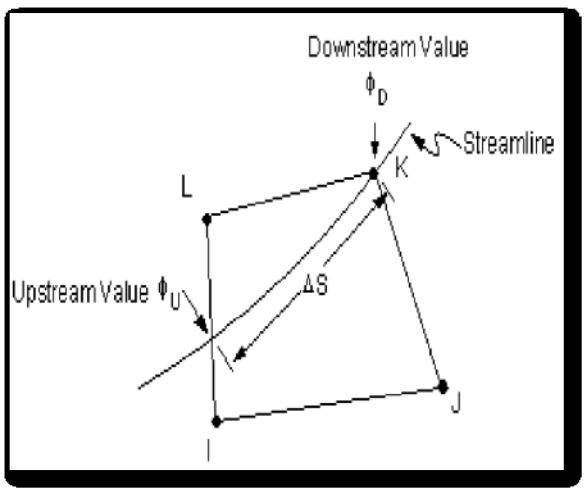


Figure III.4 :L'approche de ligne de courant d'upwind

Le champ de vitesse lui-même peut être envisagé partout comme ensemble de tangente de lignes profilées aux vecteurs de vitesse. Les limites d'advection peuvent donc être exprimées en termes de vitesses aérodynamiques.

Dans le transport pur d'advection, on suppose qu'aucun transfert ne se produit à travers les lignes caractéristiques, c.-à-d. tout le transfert se produit le long des lignes profilées.

Par conséquent on peut supposer que le terme d'advection, s'écrit **[39]:**

$$\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y} = \frac{\partial(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{\partial s} \qquad \textbf{(III.16)}$$

Une fois exprimé le long d'une ligne profilée, et donc constant dans tout l'élément, on peut écrire:

$$\left[A_e^{advection}\right] = \frac{d(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{ds} \int w^e \mathrm{d(vol)} \qquad \textbf{(III.17)}$$

Cette formulation est faite pour chaque élément, dont chacun aura seulement un nœud qui obtient des contributions de l'intérieur de l'élément. Le dérivé est calculé en utilisant une différence simple:

$$\frac{d(\rho V_s c_\emptyset)}{ds} = \frac{(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)_u - (\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{Ds} \qquad \textbf{(III.18)}$$

Ou :

D : l'indice de la valeur on niveau du nœud aval.

U : l'indice de la valeur prise à l'endroit où la rationalisation dans le nœud sous le vent pénètre dans l'élément.

$\Delta s =$ La distance du point situé en amont à l'aval du nœud.

La valeur à l'endroit ascendant est inconnue mais peut être exprimée en termes de valeurs nodales inconnues qu'il est entre l'amont et l'aval.

Le processus consiste à cycler par tous pour l'élément et identifier les nœuds arrière. Le calcul effectué est basé sur les vitesses, pour voir d'où elle est venue la ligne profilée dans le nœud. Des facteurs pesants sont calculés, basé sur la proximité de l'endroit d'upwind aux nœuds voisins.

III.2.1.2.2/ La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin) :

L'approche de SUPG se compose d'une discrétisation de Galerkin du terme d'advection et d'un additionnel de diffusion-un terme de perturbation qui agit seulement dans la direction d'advection **[36]:**

$$\left[A_e^{advection}\right] = \int w^e \left(\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) \mathrm{d(vol)} C_{2\tau} \int \frac{zh}{2u_{max}} \left(\frac{V_x \partial \omega^e}{\partial_x} + \frac{V_y \partial \omega^e}{\partial_y}\right) \left(\frac{V_x \partial(\rho c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) \mathrm{d(vol)} \quad \textbf{(III.19)}$$

Où :

$C_{2\tau}$= coefficient global réglé à 1,0.

h = longueur d'élément le long de la direction d'advection.

$$U_{mag} = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \qquad \begin{cases} 1 & si\ 0 \le p < 3 \\ \frac{p_e}{3} & si\ p_e \ge 0 \end{cases}$$

$$p_{e=\frac{\rho c_p u_{mag} h}{2\Gamma_\emptyset}} \qquad \text{Nombre de peclet}$$

Il est clair que pour l'approche de SUPG la maille est raffinée, les termes de perturbation tend à zéro et la formulation de Galerkin approche à l'exactitude du second degré.et donc le terme de perturbation fournit la stabilité nécessaire qui est absente dans la discrétisation pure de Galerkin.

III.2.1.2.3/ Approche Colloquée De Galerkin (COLG):

L'approche de COLG emploie le même arrangement de discrétisation avec l'approche de SUPG avec un concept colloqué. Dans cet arrangement, un deuxième ensemble de vitesses, (les vitesses nodales élément-élément-based) qui sont faites pour satisfaire l'équation de continuité, tandis que les vitesses traditionnelles sont faites pour satisfaire les équations de quantité de mouvement **[39].**

$$\left[A_e^{advection}\right] = \int W^e \left(\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) d(vol) + C_{2\tau} \int \frac{zh}{2u_{mag}^e} \left(\frac{V_x^e \partial W^e}{\partial_x} + \frac{V_y^e \partial W^e}{\partial_y}\right) \left(\frac{V_x^e \partial(\rho c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{V_y^e \partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) \quad \textbf{(III.20)}$$

Dans cette approche, l'équation de pression est dérivée à partir des vitesses nodales (élément-élément-basé), et elle est généralement asymétrique. La conservation exacte soit préservée même sur les mailles brutes.

III.2.1.3/ Terme de Diffusion :

L'expression pour les termes de diffusion vient d'une intégration au-dessus du domaine de problème après la multiplication par la fonction pesante **[36]**

Diffusion contribution

$$= \int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) \mathrm{d(vol)} + \int W^e \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right) \mathrm{d(vol)} \quad \textbf{(III. 21)}$$

Toutes les variables en x ou y sont traitées de mode semblable. Par conséquent, l'illustration est avec le terme dans la direction de x. Une intégration par partie est appliquée [13]:

$$\int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) \mathrm{d(vol)} = \int \frac{\partial W^e}{\partial x} \Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x} \mathrm{d(vol)} \qquad \textbf{(III.22)}$$

Une fois que la dérivé du φ est remplacé par les valeurs nodales et les dérivés de peser fonctionnent, les valeurs nodales seront enlevées des intégrales

$$\frac{\partial \emptyset}{\partial x} = W_x^e \emptyset \qquad \textbf{(III.23)}$$

$$W_x^e = \frac{\partial W^e}{\partial x} \qquad \textbf{(III.24)}$$

La matrice de diffusion peut maintenant être exprimée comme:

$$\left[A_e^{diffusion}\right] = \int \left(W_x^e \Gamma_\emptyset W_x^e + W_y^e \Gamma_\emptyset\right) \mathrm{d(vol)} \qquad \textbf{(III.25)}$$

III.2.1.4/ Termes source :

L'évaluation des termes de source se fait comme suite **[39]:**

$$S_\emptyset^e = \int W^e S_\emptyset \mathrm{d(vol)} \qquad \textbf{(III.26)}$$

III.3/ Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini :

III.3.1/ Bilan Thermique : Equation De Chaleur

Soit v une partie quelconque de **V** limitée par la surface

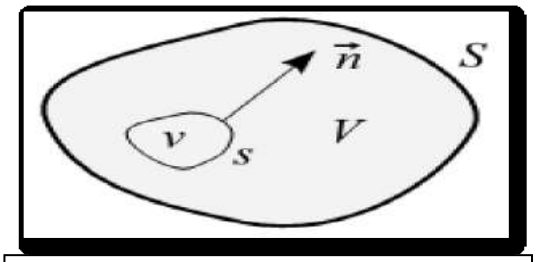


Figure III.5 : bilan thermique

La puissance thermique stockée dans **v** est égale a la somme de la puissance thermique $\boldsymbol{q}$ générée par les sources volumiques contenues dans **V** et de la puissance thermique reçue sous forme de flux a travers la surface **S [38]:**

$$\int \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int q dv + \int -\vec{n}\left(-\bar{\bar{\lambda}}\overrightarrow{grad}\mathrm{T}\right) ds \qquad \textbf{(III.27)}$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide :

$$\rho c_p \dot{T} - \mathrm{div}\left(\bar{\bar{\lambda}}\overrightarrow{grad}\mathrm{T}\right)\mathrm{q} = 0 \qquad \textbf{(III.28)}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III-28) s'écrit dans le repère orthonormé {x, y} **[38] :**

$$\rho c_p \dot{T} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mathrm{q} \qquad \textbf{(III.29)}$$

Où :

$$\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$$

III.3.2/ Forme discrétisée : éléments finis :

La solution analytique de l'équation (III- 30) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galerkin : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.

Le domaine V est décomposé en sous-domaines Ve de forme géométrique simple (les éléments) relies entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage.

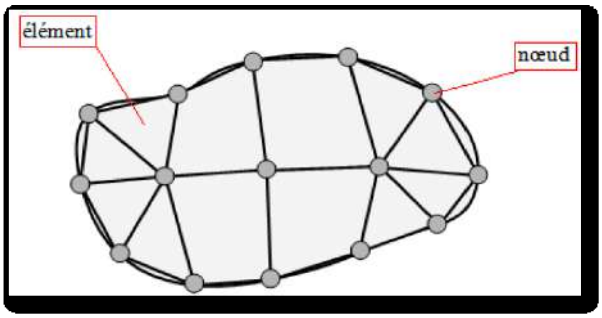


Figure III.6 : domaine plan discrétisé en 12 éléments reliés entre eux par 15 nœuds.

Le champ de températures T (x, y, t) dans l'élément (e) à pour expression **[40].**

$$T^e(x,y,t) = [N_1^e(x,y) \dots N_i^e(x,y) \dots N_{n^e}^e(x,y)] \quad \begin{cases} T_1^e(t) \\ T_i^e(t) \\ T_{n^e}^e(t) \end{cases} \qquad \textbf{(III.30)}$$

$$T^e(x,y,T) = [N^e(x,y)]\left(T_{(t)}^e\right)$$

Où :

- n^e est le nombre de noeuds de l'élément.
- les fonctions $N_i^e(x,y)$ sont les fonctions d'interpolation élémentaires
- la matrice N^e est la matrice d'interpolation élémentaire
- le vecteur $T_{(t)}^e$ regroupe les températures des nœuds de l'élément (e)

III.3.2.2/ Représentation globale du champ de températures :

Le champ de températures T(x, y, t) a pour expression sur l'ensemble du domaine V

$$\mathrm{T(x,y,t)} = [N_1(x,y) \dots N_i(x,y) \dots N_n(x,y)] \begin{Bmatrix} T_1(t) \\ T_i(t) \\ T_n(t) \end{Bmatrix} \qquad \textbf{(III.31)}$$

$$\mathrm{T(x,y,t)} = [\mathrm{N(x,y)}]\big(\mathrm{T(t)}\big)$$

Ou :

- n est le nombre de nœuds du maillage.
- les fonctions $N_i(\mathrm{X,y})$ sont les fonctions d'interpolation (ou fonction de forme).
- la matrice $N[(X,Y)]$ est la matrice d'interpolation.
- $\{T\,(t)\}$ est le vecteur des températures nodales.

Les fonctions d'interpolation vérifient les relations :

$$N_i^e\big(x_i, y_j\big) = \delta_{ij} \qquad N_i\big(x_i, y_j\big) = \delta_{ij} \quad ; \forall\, i,j$$

$\mathrm{O}\big(X_i, Y_j\big)$ sont les coordonnées du nœud j

III.3.3/ Discrétisation de la forme intégrale faible :

De l'expression du champ de températures T sur le domaine: $T = [N]$ (T)

$$\text{Et} \quad (\text{grad T}) = [\mathrm{B}](\mathrm{T}) \quad \text{avec} \quad [B] = [(B_1) \dots (B_i) \dots . B_n]$$

Où : (B_i) dépend du problème traité (spatial, plan, axisymétrique…) pour un problème spatial, (B_i) s'écrit dans le repère orthonormé (x, y).

$$(B_i) = \begin{Bmatrix} \dfrac{\partial N_i}{\partial x} \\ \dfrac{\partial N_i}{\partial y} \end{Bmatrix}$$

$$T^* = [N](T^*) = (T^*)^T[T]^T \; et \; (grad\, T^*) = [B](T^*), (grad\, T^*)^T = (T^*)^T[B]^T$$

En portant ces relations dans l'équation (III.27), il vient :

$$(T^*)\Big([C]\big(\dot{T}\big) + [K](T) - (F)\Big) = 0 \qquad \textbf{(III.32)}$$

$$[\mathrm{K}] = \int_V [B]T\lambda[B]\mathrm{dv} + \int_S \mathrm{h[N]^T[N]ds} \qquad \textbf{(III.33)}$$

Où :

$[\mathrm{C}]$: est la matrice de capacité thermique [j/°C]

$[K]$: est la matrice de conductivité thermique [W/m°C]

(F) : est le vecteur des flux nodaux [W]

(T) : est le vecteur des températures nodales [°C]

III.4/ conclusion :

Les modèles physiques mis en place dans le chapitre précédent permettent de prendre en compte tout les couplages entre les principaux phénomènes physiques entrant en jeux, et le passage du domaine contenu au domaine discontinu pour la résolution du problème.

Dans ce chapitre on a présenté les trois grands méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles, et ont à choisie la méthode des éléments finis pour discrétisé la forme générale des équations du system.

IV/ Introduction :

Dans ce chapitre les résultats obtenus par le calcul numérique sont discutés et interprétés. Pour résoudre un problème d'écoulement, transfert de chaleur, et variation de pression ou bien les pertes de charges, on a utilisé un logiciel de calcul qui traite ces paramètres des fluides incompressibles en régime permanent.

Le principe de cette étape repose sur l'étude de l'influence de la géométrie, la vitesse (primaire, secondaire) et la pression sur les paramètres liés à la sortie de l'éjecteur.

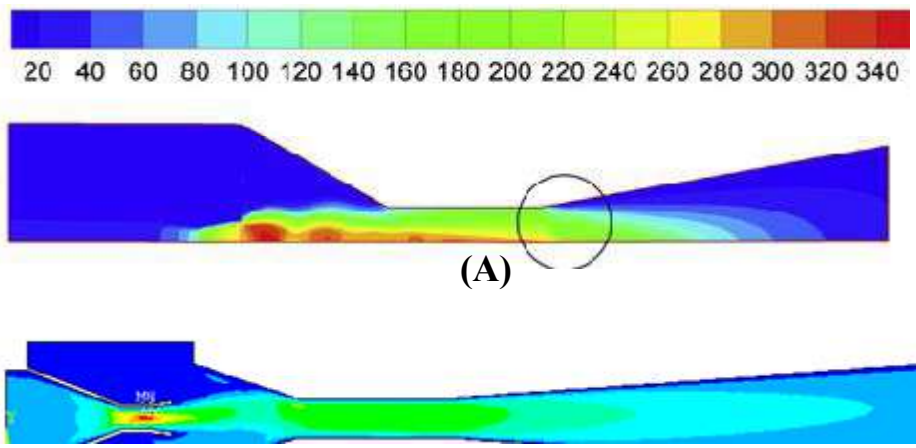
La résolution numérique de toutes les équations présentées dans ce chapitre est réalisée par le Logiciel «ANSYS », qui permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles et des équations à variables complexes.

Dans cette partie de l'étude on s'intéresse à l'analyse de l'influence de la pression, la température et les différentes formes de la géométrie sur la zone de mélangeage dans l'éjecteur, ainsi que les résultats obtenus sur les profiles de vitesse, champs de température, et le champ de pression ont été réalisés par le logiciel « ANSYS » on 2D.

IV.1/ Identification et validation de la simulation numérique :

IV.1.1/ Identification :

Dans cette étape on va comparer les résultats obtenus de la vitesse avec ceci de Mr. Mohamed Ouezzane **[41].**



(A) : Résultats numérique de Mr. Mohamed Ouezzane **[41]**

(B) : notre étude

Figure IV.1: représentation de la comparaison

La figure **(IV.1)** qui représente spatialement les champs de vitesse dans la zone de fusion de l'éjecteur, dans cette partie dont l'objectif est d'assurer le bon déroulement de notre simulation numérique, d'après constations on peut dire que le résultat obtenues sont juste

IV.2/ Description de la structure étudiée :

Cette étude présente les points saillants de début et les résultats d'une simulation numérique destiné à étudier le comportement et la performance d'un éjecteur supersonique, Les résultats de cette étude numérique fournie une source précieuse de données et de référence qui peut être utilisé pour la validation des modèles numériques d'éjecteurs.

Le fluide qui circule dans l'éjecteur est le $R134_a$, il est utilisé comme un fluide frigorigène.

Le fluide frigorigène utilisé est le $R134_a$, dont ces caractéristiques thermiques et dynamiques sont données dans le tableau ci-dessous :

	LE $R134_a$
Conductivité thermique [W/m°C]	0.092
Chaleur spécifique [J/Kg°C]	1.34
Densité [Kg/m^3]	1298.70
Viscosité [Pa s]	0.00027108

Tableau IV.1: Les propriétés thermiques et dynamiques de $R134_a$.

IV.2.1/ Les dimensions de différentes géométries : les dimensions des différentes configurations sont récapitulées dans le tableau **(IV.2)**

Les Dimensions \ Géométries	Géométrie 01	Géométrie 02	Géométrie 03	Géométrie 04	Géométrie 05
D (mm)	2	4	5.5	10	12
D_n (mm)	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Θ_1 (°)	5	5	5	5	5
Θ_2 (°)	4	4	4	4	4
L_m (mm)	22	22	22	22	22
L_d (mm)	66	66	66	66	66
L_p (mm)	14	14	14	14	14
Section 1 (mm)	15	15	15	15	15
Section 2 (mm)	13	13	13	13	13

Section de la chambre (mm)	15	15	15	15	15

Tableau IV.2: Dimensionnement des différentes géométries étudiées

IV.2.2/ la représentation spatiale de la géométrie étudiée :

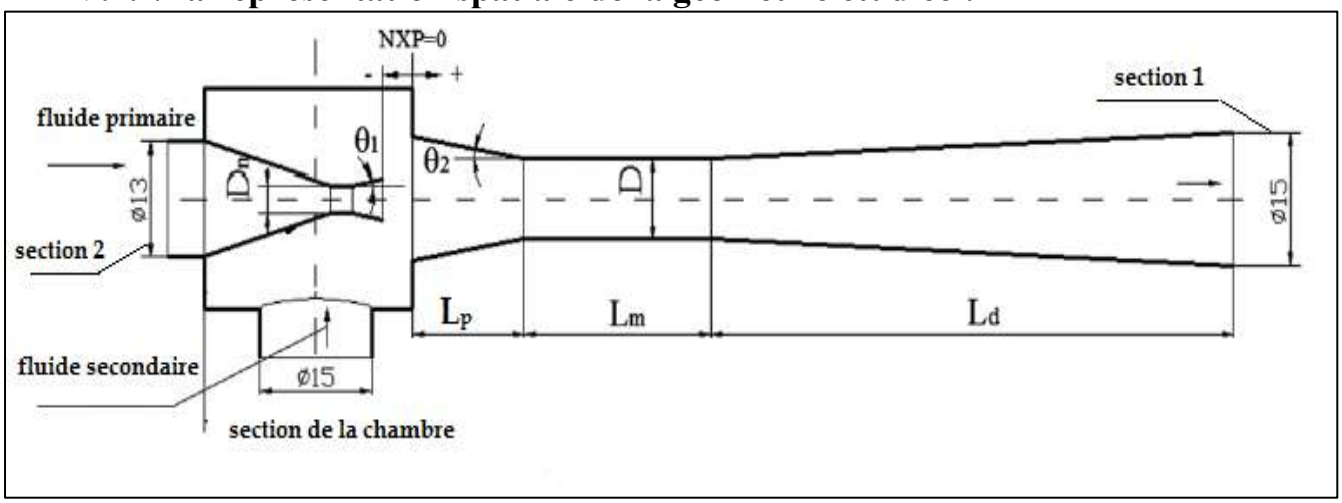


Figure IV.2: Schéma indicatif de la géométrie étudiée [46]

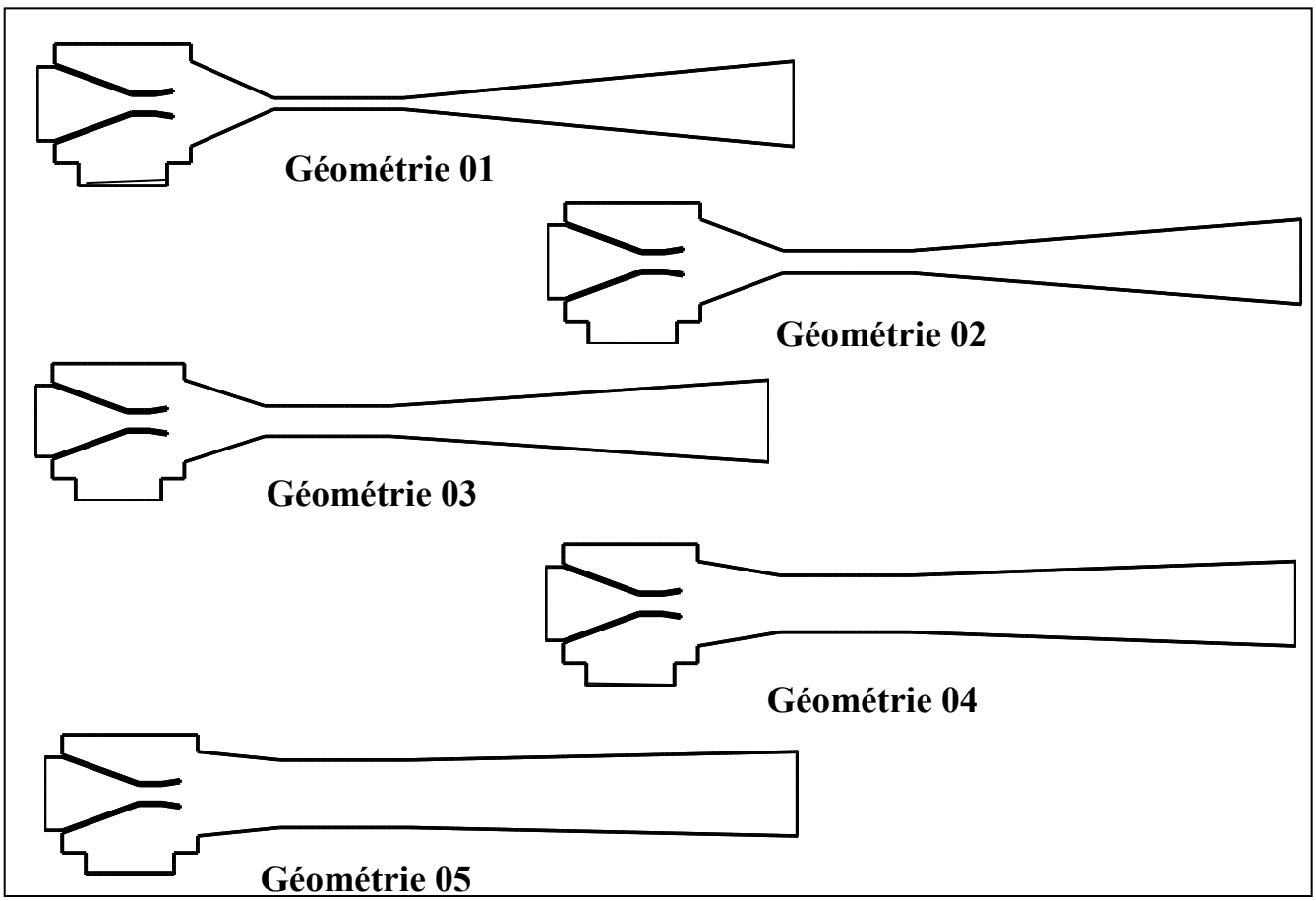


Figure IV.3 : représentation spatiale des Différentes géométries des éjecteurs a étudié

Remarque : les démentions des différents géométries étudier sont définis dans le tableau **(IV.2)**

IV.2.3/ Les conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont nécessaires pour le début et le démarrage de calcul, le modèle mathématique utilisé est de type hylétique, qui exige de mettre des conditions limites aux bornes de l'environnement de calcule,

La procédure de résolution de l'équation d'un écoulement turbulent confiné exige que les conditions aux limites doivent être spécifiées autour du domaine d'écoulement pour chaque propriété physique gouvernée par une équation différentielle.

La figure suivante montre les conditions limites pour le cas étudié avec les températures primaire et secondaire sont respectivement **(68C° ; 8.5C°)** :

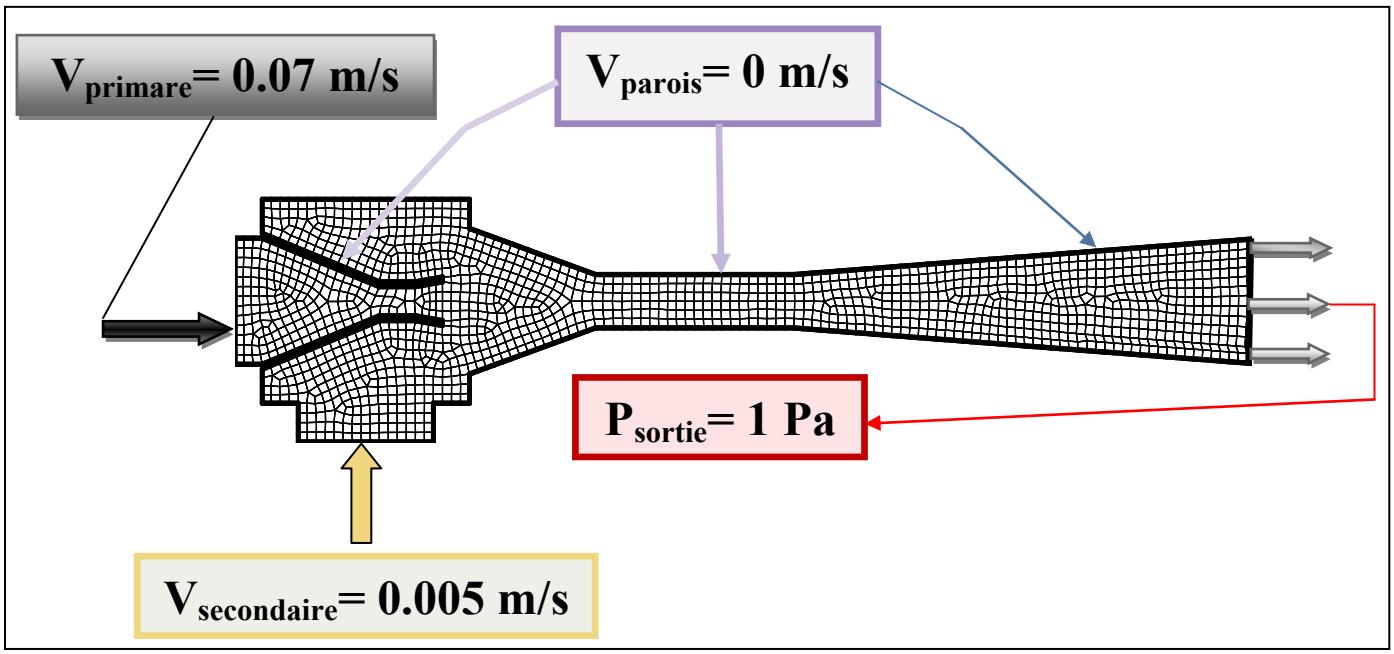


Figure IV.4 : schéma descriptif des conditions aux limites du cas étudié

Remarque : on suppose que le milieu est parfaitement isolé et le fluide frigorigène utiliser est incompressible.

IV.2.4/ Maillages :

L'opération de maillage ou la discrétisation consiste à diviser le domaine ou la région de solution (Ω), en sous-domaine appelés mailles ou éléments finis, alors il faut donc :

- Définir le domaine Ω
- Le diviser en mailles Ωi, telles que l'ensemble des Ωi soit une partition de Ωi

L'ensemble des éléments du maillage doit recouvrir le domaine du calcul, chaque élément possède un nombre de nœuds géométriques nécessaires. **[45]**

Toutes ces opérations sont assistées par des logiciels à éléments finis ou des logiciels dédiés. **[42]**

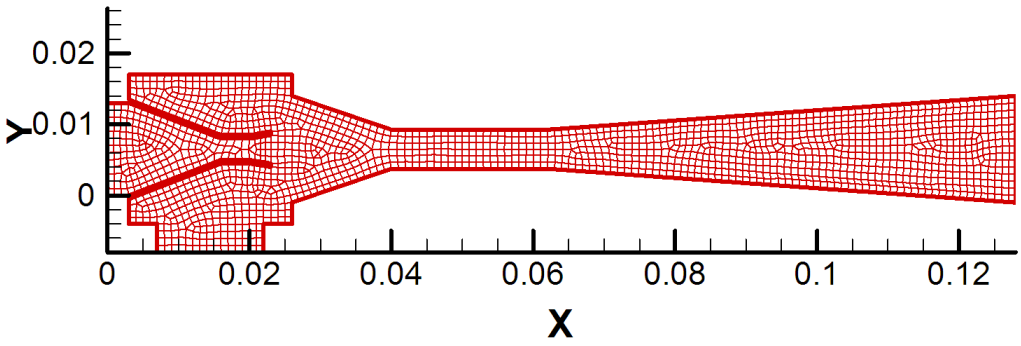


Figure IV.5: représentation spatiale du maillage effectuer sur la géométrie étudiée par le logiciel TECPLOT

IV.3/ Interprétation et descriptions des résultats obtenus :

IV.3.1/ Descriptions des résultats des différents paramètres obtenus par La modification effectuée au niveau de la géométrie de l'éjecteur étudié :

IV.3.1.1/ champs de pression :

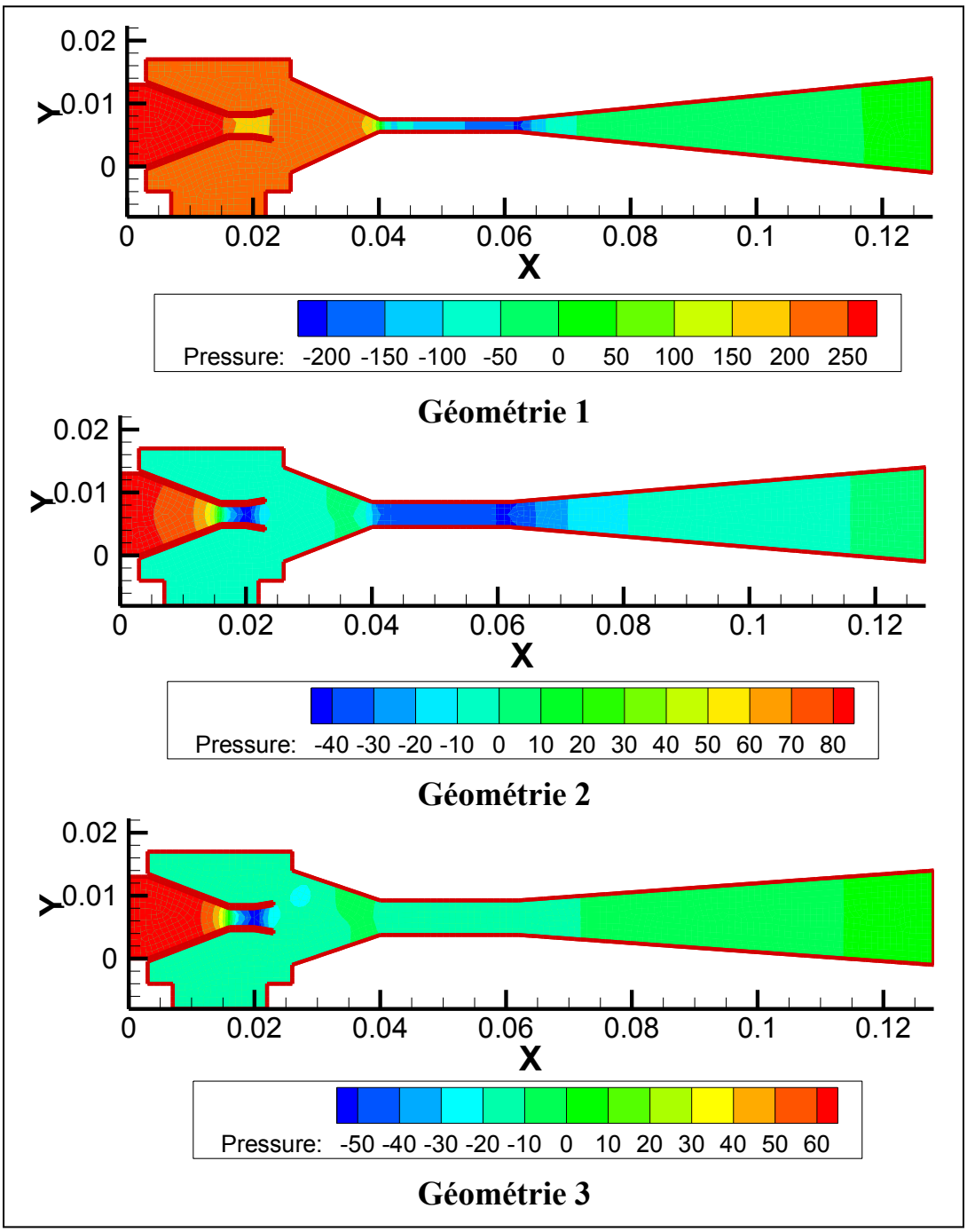


Figure IV.6 : Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5)

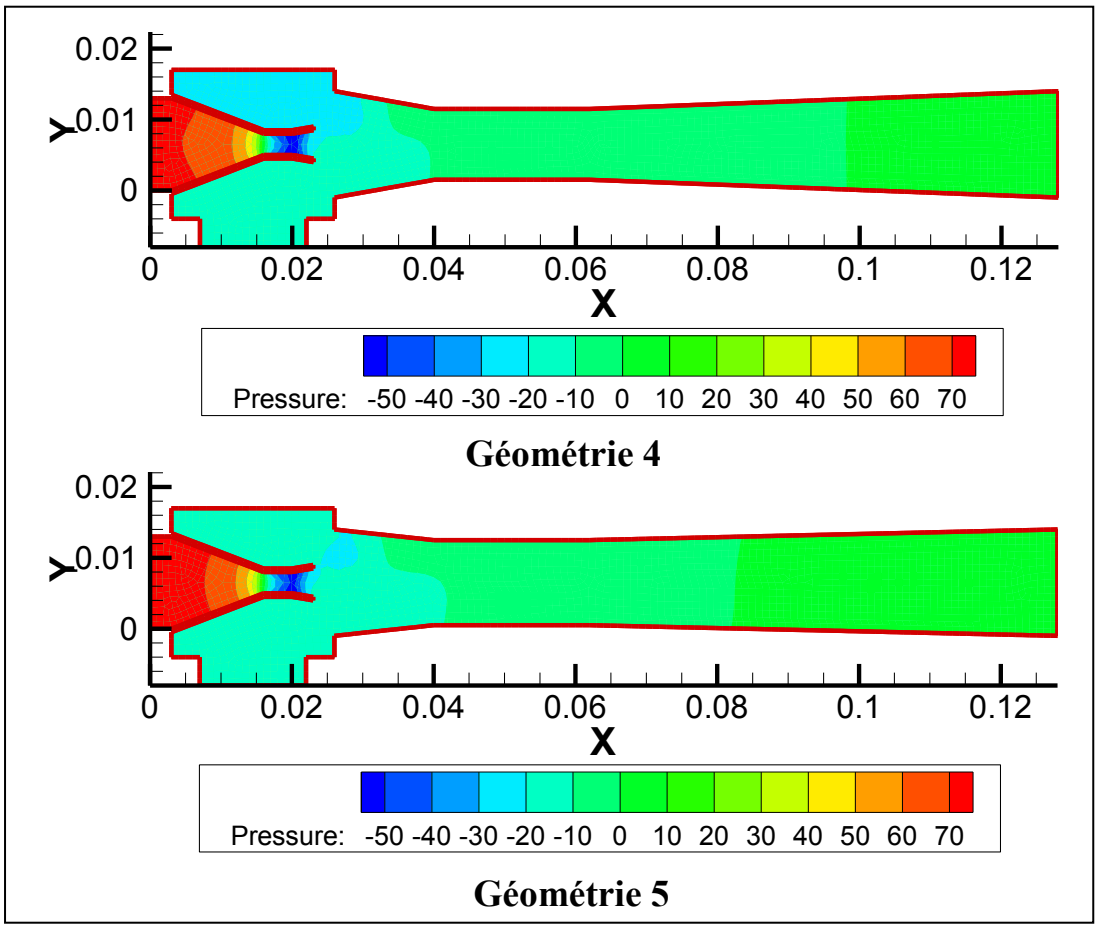


Figure IV.6 : Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5)

D'après la figure (IV.5) qui représente les champs de pression pour les différentes géométries étudiée.

Dans la chambre d'aspiration (avant l'entrée du col), la valeur de la pression dans la géométrie **1** représente la valeur **MAX** par rapport à la valeur des autres géométries, sa valeur varie de **200** jusqu'à **250 Pa**, par contre la valeur de la pression des autre géométries varies de **(0** à **-20 Pa).**

Dans la chambre de mélange ou bien le col, la valeur de la pression dans la géométrie **1** varie de **(150** à **-100 Pa),** par contre la valeur de la pression dans la chambre de mélange des autres géométries est comme suit : **(-30 à -40Pa**) pour la géométrie **2**, **(-10 à -20 Pa)** pour les autres.

A la sortie du col la valeur de la pression croit dans le diffuseur pour touts les cas.

A la sortie de l'éjecteur la valeur de la pression est similaire et identique pour les **5** géométries **(1, 2, 3, 4 et 5)** sa valeur et de **0 Pa**.

IV.3.1.2/ présentation de la variation de la pression en fonction de la position axiale pour les différentes géométries :

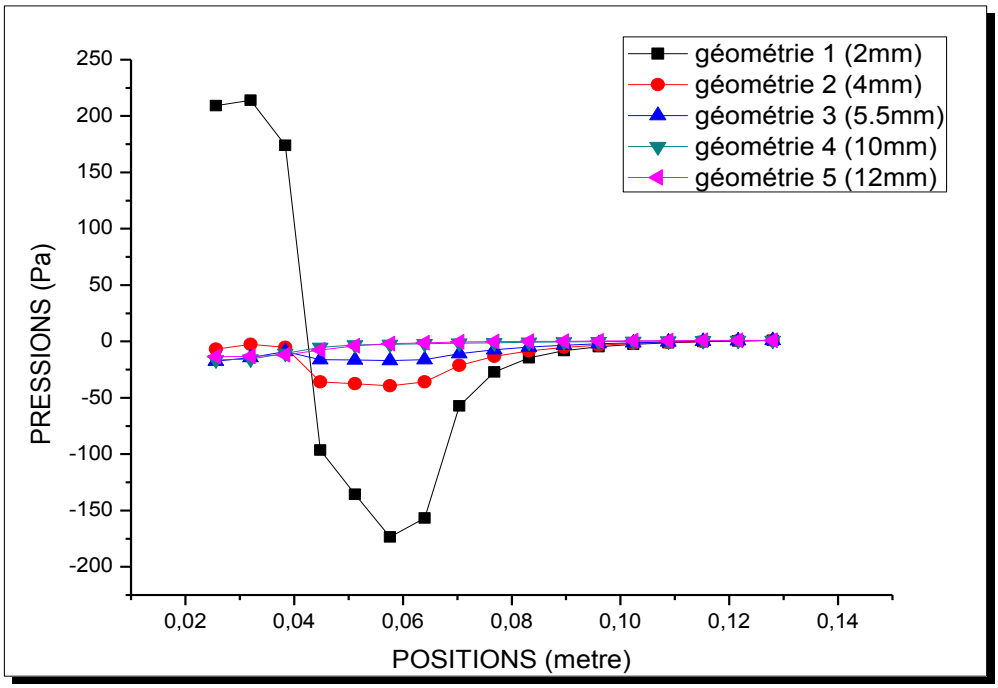


Figure IV.7 : variation de la pression des différentes géométries en fonction de la position axiale

D'après la figure **(IV.7)** qui présente la variation de la pression en fonction de la position axiale pour les 5 géométries on constate :

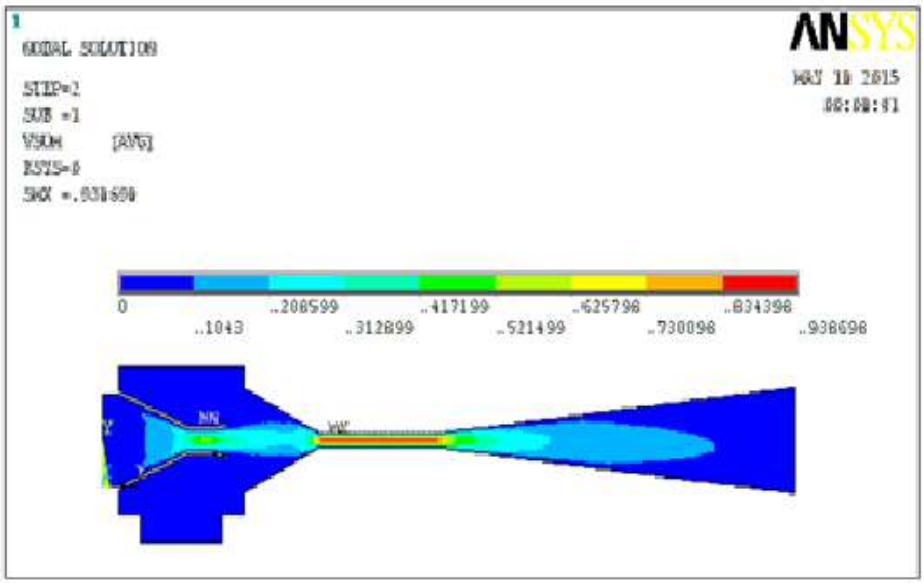
La pression dans les géométries 2, 3,4 et 5 est presque constante

Mais la pression dans la géométrie 1 est différente des autre on remarque que dans la chambre d'aspiration la pression est d'environ 215Pa puis elle subit une chute brusque soudaine du point 3 au point 6 c'est le point de déclanchement du phénomène de compression (l'onde de choc), ce phénomène est produit dans la chambre de mélangeage, puis elle va augmentée à la sortie du col puis elle se stabilise dans le diffuseur pour une valeur de 0 Pa

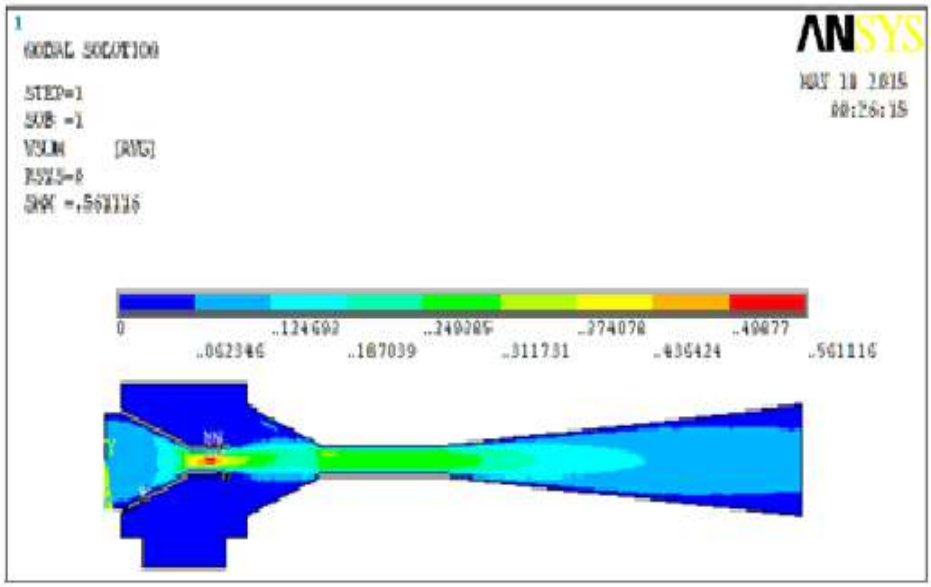
Observation :

- on observe une très grande chute de pression dans le col au niveau de la géométrie **1**, elle présente la valeur la plus petite par rapport aux autre géométries, cette chute de pression est due essentiellement à l'étroitesse du col, par contre la valeur de la pression a augmenté au niveau des géométries **4** et **5** a cause de la largeur du col.
- On observe la stabilisation de la valeur de la pression dans le diffuseur jusqu'à la sorti de l'éjecteur

IV.3.1.3/ champ de vitesse :

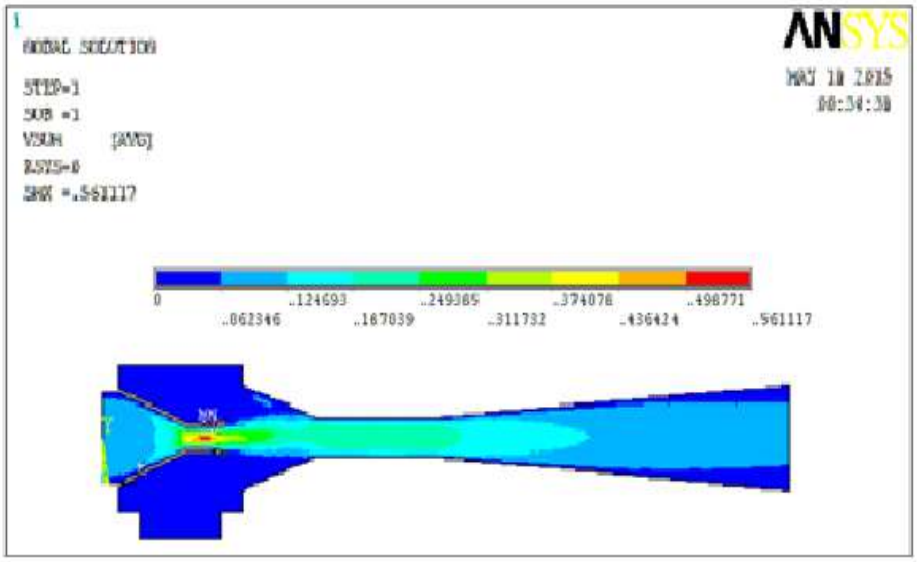


Géométrie 1

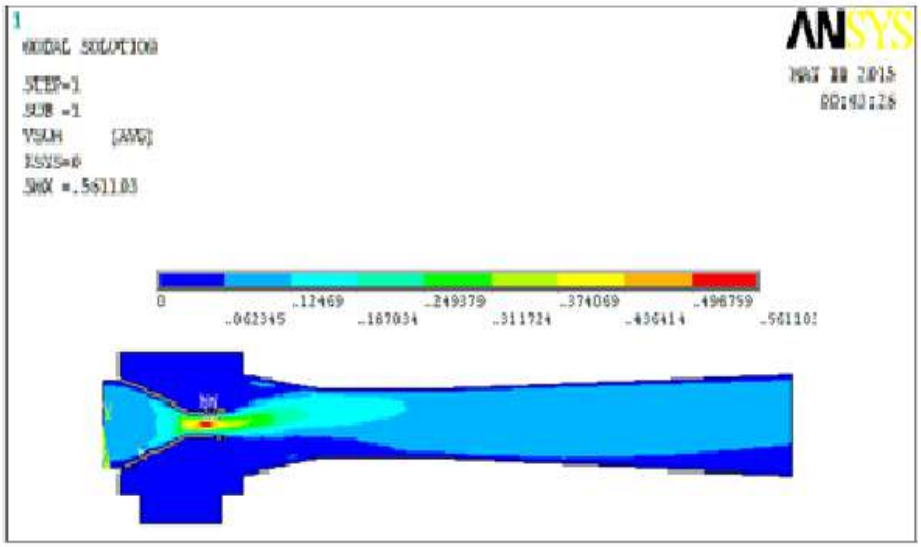


Géométrie 2

Figure IV.8 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5)

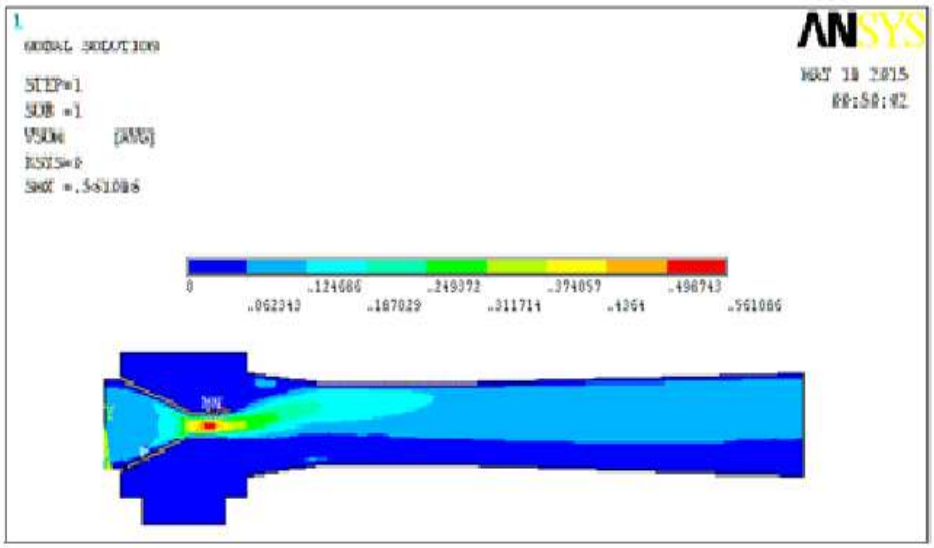


Géométrie 3



Géométrie 4

Figure IV.8 : Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5)



Géométrie 5

Figure IV.8 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5)

D'après la figure **(IV.8)** qui représente les champs de vitesse pour les différentes géométries étudiée on constate

Dans la chambre d'aspiration la valeur de la vitesse dans la géométrie **1** représente la valeur **MAX** par rapport à la valeur des autres géométries, sa valeur est **0.20 m/s** par contre la valeur de la vitesse des autre géométries est **0.12 m/s**

La vitesse de l'écoulement a l'intérieur du col dans la géométrie **1** représente la valeur **MAX**, sa valeur est d'environs **0.83 m/s,** par contre la valeur de la vitesse des autres géométries varie entre **0.06; 0.12; 0.16 et 0.34 m/s** pour la géométrie **2.**

A la sortie du col la valeur de la vitesse dans la géométrie **1** représente la valeur **MAX**, sa valeur varie entre **0.62; 0.52; 0.41; 0.31 et 0.20 m/s,** par contre les valeurs de la vitesse a la sortie du col des autre géométries sont respectivement **0.34; 0.12 et 0.06 m/s** pour les 2 géométries 4 et 5.

A la sortie de l'éjecteur la valeur de la vitesse est similaire et identique pour les **5** géométries **(1, 2, 3, 4 et 5)** sa valeur et de **0.06 m/s**.

IV.3.1.4/ présentation de la variation de la vitesse en fonction de la position axiale pour les différentes géométries :

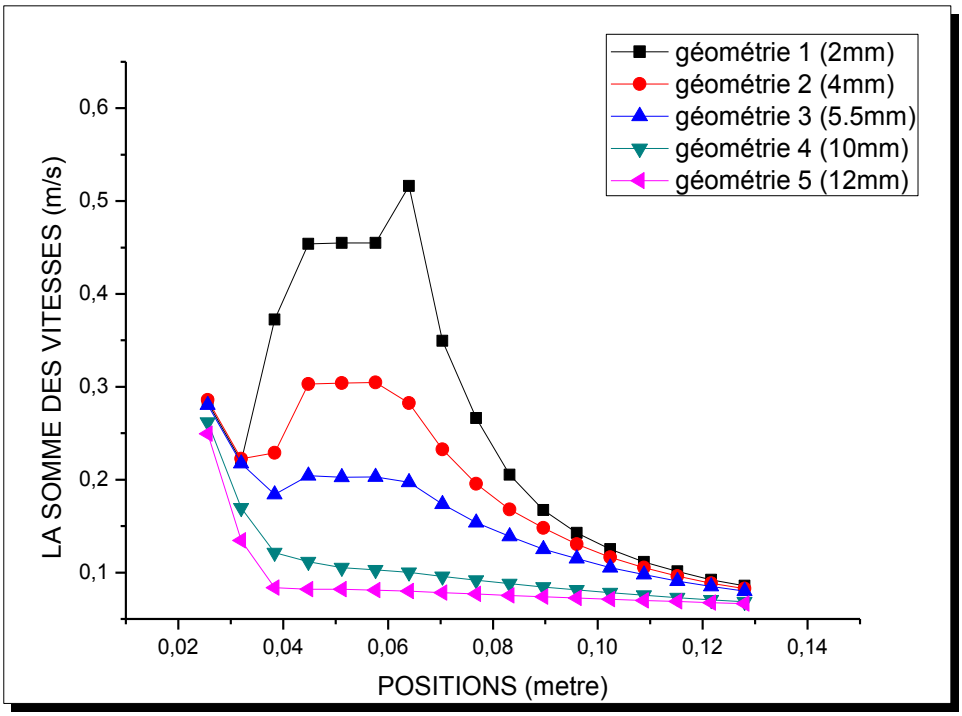


Figure IV.9 : variation de la vitesse des différentes géométries en fonction de la position axiale

D'après la figure (**IV.9)** qui présente la variation de la pression en fonction de la position axiale pour les 5 géométries on constate :

D'après le graphe au niveau des points 1 au point 2 des différentes géométries la vitesse subit une chute soudaine pour les valeurs suivantes :

Pour les géométries 1, 2, et 3 la valeur de la vitesse au point 1 diminue de 0.29 à 0.22 m/s, les 2 autres géométries la valeur de la vitesse diminue de 0.26 (point 1) jusqu'à 0.17 m/s pour la géométrie 4, et pour la géométrie 5 la valeur baisse de 0.26 jusqu'à 0.08 m/s.
Du point 2 jusqu'au point 4 une augmentation proportionnelle de la vitesse dans la géométrie 1 pour une valeur de 0.22 jusqu'à 0.46 m/s, une courbe parabolique du point 3 au point 7 pour des valeurs de 0.23 jusqu'à 0.28 m/s et de 0.18 jusqu'à 0.195 m/s pour les géométries 2 et 3 respectivement.
La valeur MAX de la vitesse est produite dans le col au niveau de la géométrie 1, sa valeur est de 0.53 m/s, puis elle subit une diminution concave.

Observation :

- On observe que la vitesse maximal au niveau de col produite dans la géométrie 1 est largement supérieur aux autres géométries, cela est dû essentiellement à la présence des orbes qui on permet d'augmenter la diffusion transversal, a cause du mélangeage

Des fluides primaire et secondaire d'une part et la conservation de la masse d'autre part.

- Dans la zone de passage, une diminution de champs de vitesse, a cause de l divergence des parois d'éjecteurs

IV.3.1.5/ champ de température :

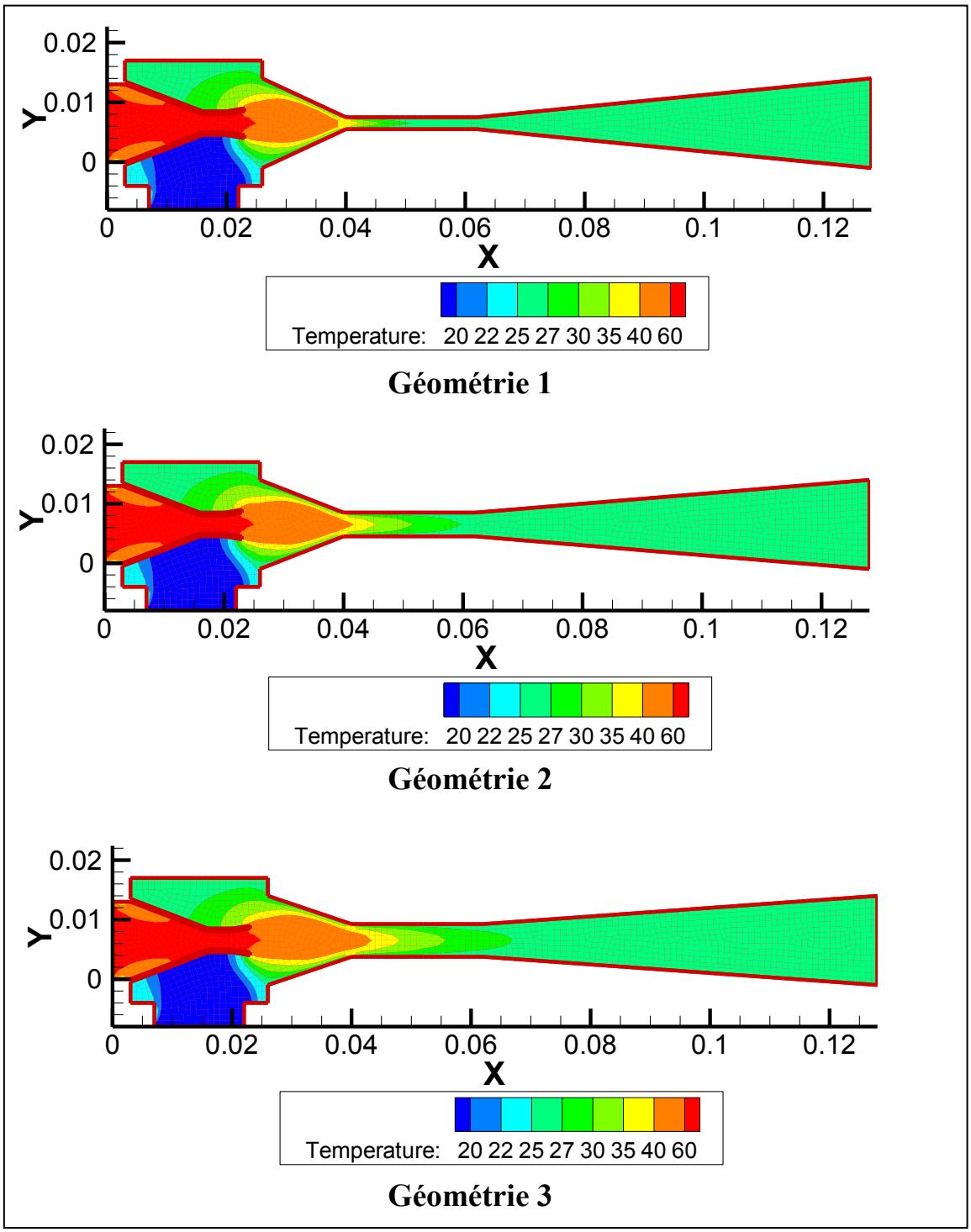


Figure IV.10 : Représentation spatiale de champ de température pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5)

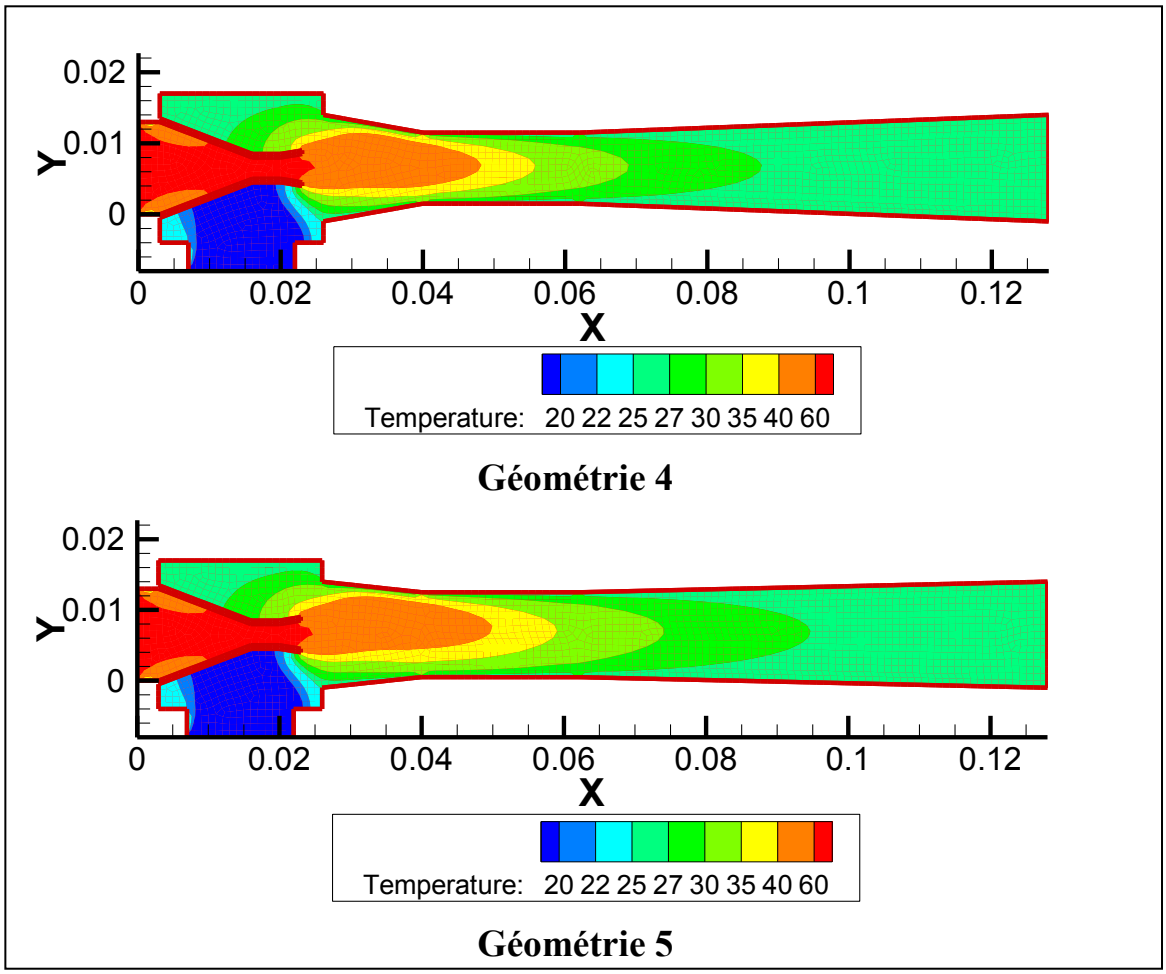


Figure IV.10 : Représentation spatiale de champ de température pour les Différentes géométries (1, 2, 3, 4 et 5)

D'après la figure **(IV.10)** qui représente les champs de température pour les différentes géométries étudiée on constate

Dans la chambre d'aspiration la valeur de la température est très élevée sa valeur est de 40C° pour touts les cas, et au fur et a mesure le fluide passe à travers le col la température diminue Puis elle se stabilise au niveau du diffuseur. Ou une faible variation de température est produite

IV.3.1.6/ présentation de la variation de la température en fonction de la position axiale pour les différentes géométries :

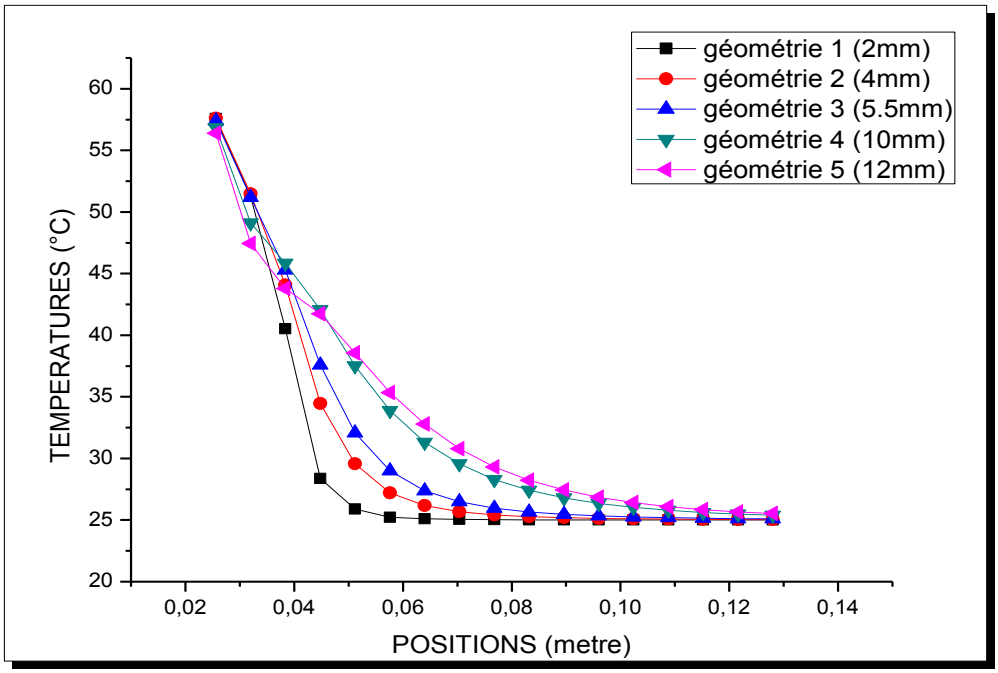


Figure IV.11 : variation de la température des différentes géométries en fonction de la position axiale

D'après la figure **(IV.11)** qui représente la variation de la température au niveau de l'éjecteur pour les différentes géométries étudiée on constate

Dans la chambre d'aspiration la température est très élevée pour touts les cas, puis au fur et à mesure le fluide pénètre dans le col la valeur de la température baisse jusqu'à stabilisation

La température au niveau de la géométrie 1 représente la valeur MIN sur tout au niveau du col

- La variation de champ de température s'indique seulement si on a une rencontre de fluide puis elle reste constante le long d'éjecteur alors la température ne dépend pas de la géométrie d'éjecteur.

D'après notre expérience on conclue :

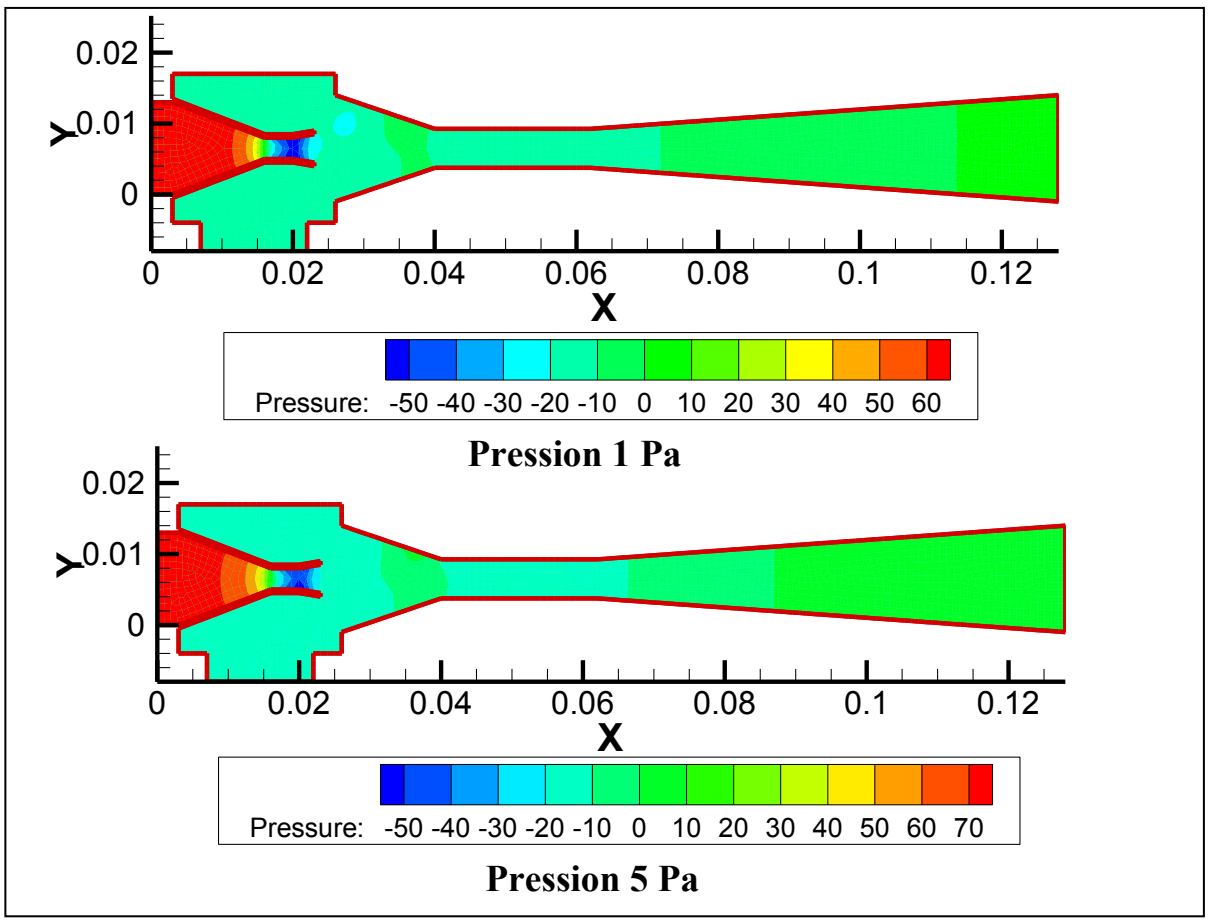
- que la valeur de la pression dans la chambre d'aspiration et à l'entrée du col de la géométrie **1** est très grande par rapport aux autres géométries sa valeur est de **210 à 230 Pa**, cette grande valeur est due essentiellement à l'étroitesse du col
- La diminution de la pression est causée par la divergence des parois et l'énergie cinétique.
- Dans la zone de mélange, le champs spatial de vitesse est plus grand et prend la valeur MAX sur tout dans la géométrie 1, à cause de l'étroitesse du col, la diffusion de fluide et la convergence des parois
- La variation de champ de température s'effectue seulement si on à une rencontre de fluide puis elle reste constante le long d'éjecteur alors la température ne dépend pas de la géométrie d'éjecteur.

Et en fin on conclue que la géométrie joue un grand rôle sur la performance des éjecteurs, elle à une grande influence sur la pression et la vitesse des fluides circulant le long d'éjecteur ainsi que pour la température de fluide qui est beaucoup plus élevée au niveau de la zone de mélangeage.

IV.3.2/ Descriptions des résultats obtenus par le changement des valeurs de pression effectué a la sortie de l'éjecteur étudié :

Dans cette étude on à changer la valeur de la pression a la sortie de l'éjecteur pour les valeurs suivante (1, 5, 10 et 50Pa)

IV.3.2.1/ champ de pression :



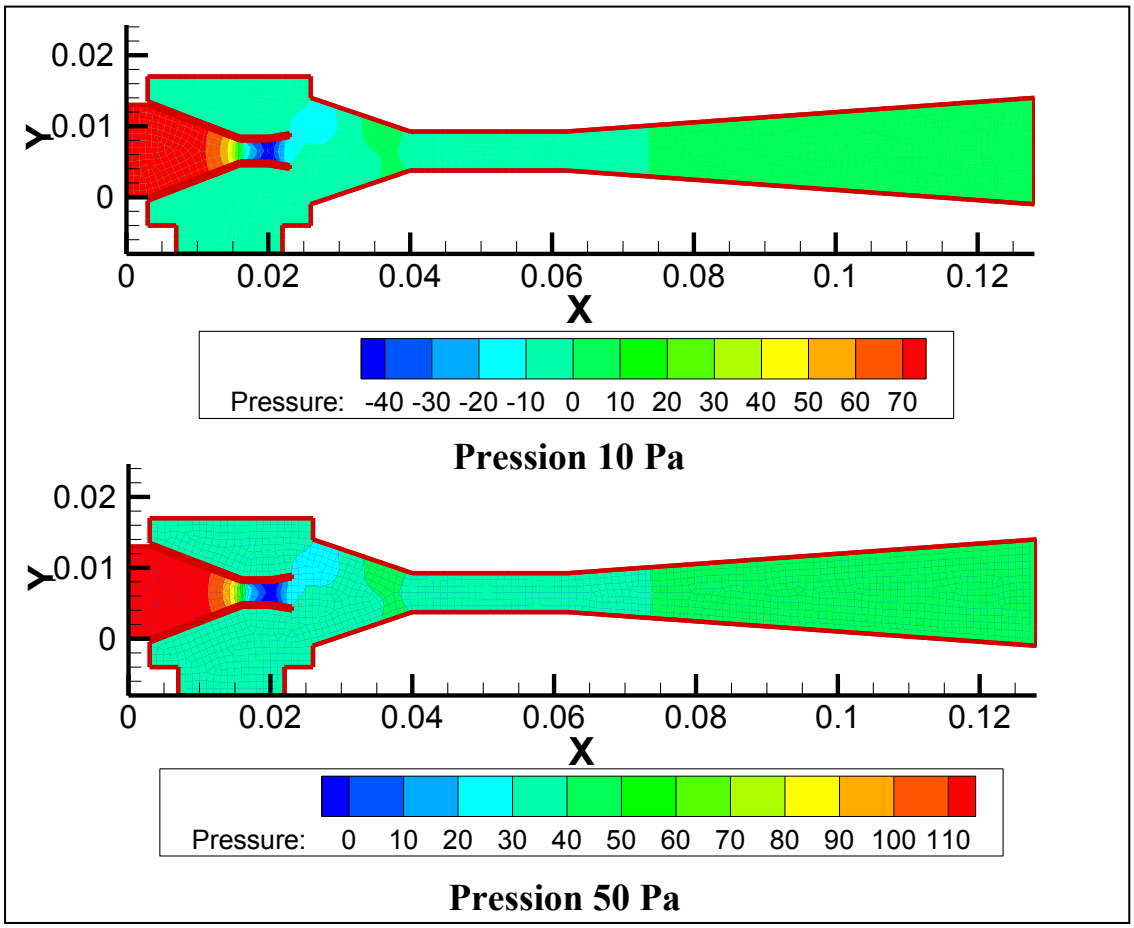


Figure IV.12 : Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes valeurs effectuer a la sortie (1, 5, 10et 50 Pa)

D'après la figure (**IV.12)** qui représente les champs de pression des éjecteurs on constate
La pression dans la chambre d'aspiration et dans le col est identique pour les cas 1 et 2 sa valeur est de -20Pa, dans le 3éme cas la valeur de la pression dans la chambre d'aspiration est de -10Pa, pour le 4éme cas la valeur est très élevée sa valeur est de 30Pa
La pression reste constante le Lang du diffuseur, la valeur dans ce cas est la même valeur à la sortie d'éjecteur

- La pression du fluide issue de la tuyère (primaire et secondaire), augmente au fur et à mesure de la chambre d'aspiration jusqu'à la sortie de l'éjecteur

IV.3.2.2/ présentation de la variation de la pression dans l'éjecteur par graphe :

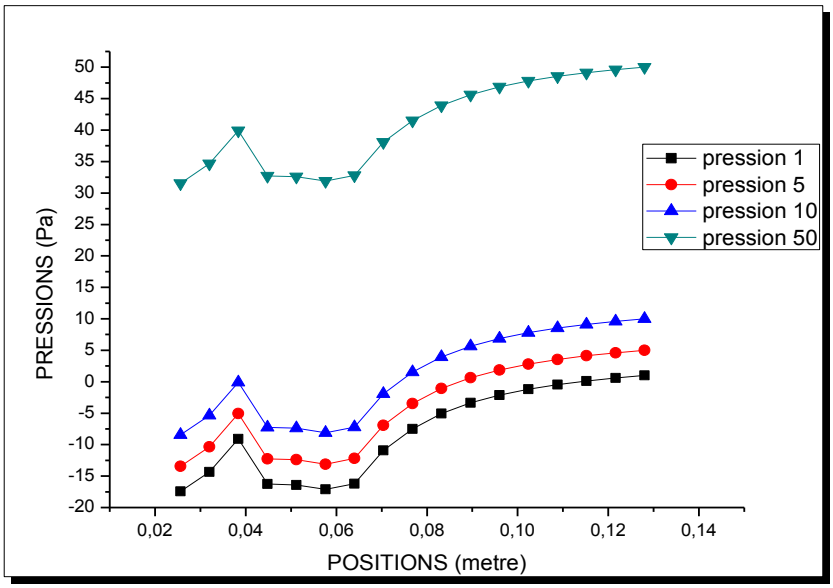


Figure IV.13 : variation de la pression en fonction de la position axiale

D'après la figure (**IV.13)** qui représente la variation de la pression des différent cas on constate :

Dans le 4éme cas dont la valeur de pression à la sortie est 50Pa prend la valeur MAX dans le Lang d'éjecteur (la chambre d'aspiration, la chambre de mélangeage et le diffuseur), et le contraire pour le 1er cas qui prend la valeur MIN par rapport a touts les cas.

- Le changement de la valeur de la pression a la sortie de l'éjecteur à le même effet pour touts les cas sauf que la valeur de la pression dans tout l'éjecteur dépend de la valeur de sortie

IV.3.2.3/ champ de vitesse :

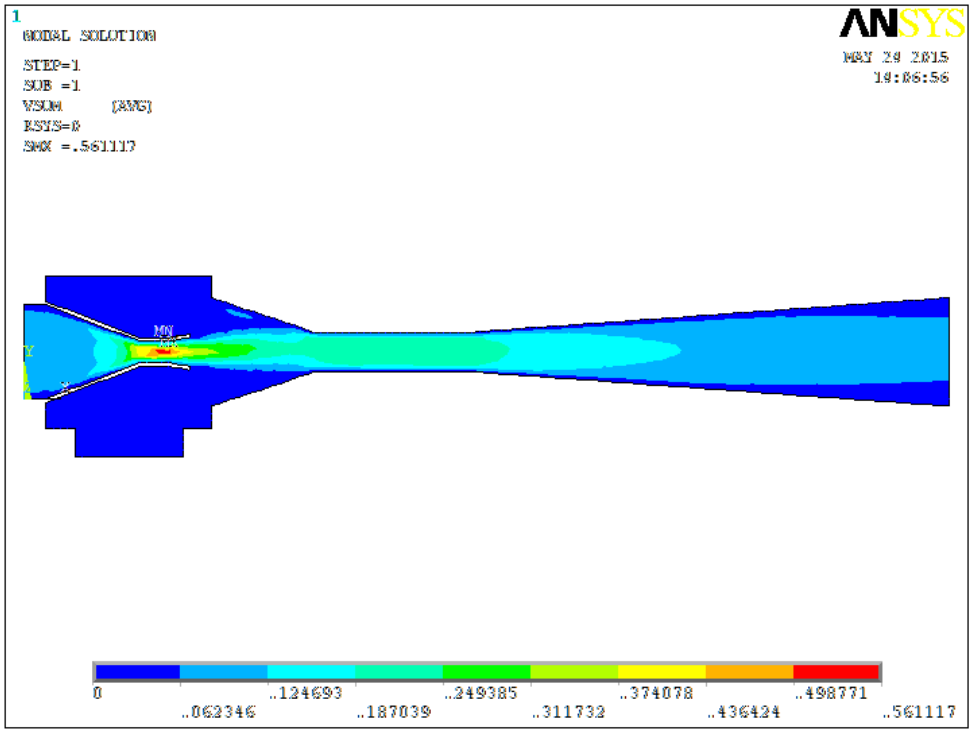


Figure IV.14 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour les Différentes valeurs de pression (1, 5, 10et 50 Pa)

- **Remarque :** on à pris une seul figure concernant la variation des champs de vitesse et de température, pour touts les cas, a cause des résultats obtenue qui sont identique et qui on les même valeurs.

D'après la figure (IV.14) qui est la présentation spatiale de champ de vitesse pour tout les cas étudié on constate :

La valeur de la vitesse prend la valeur MAX dans la chambre d'aspiration puis diminue au fur et à mesure que le fluide entre dans le col, puis elle prend la valeur MIN dans le Lang du diffuseur

IV.3.2.4/ présentation de la variation de la vitesse dans l'éjecteur :

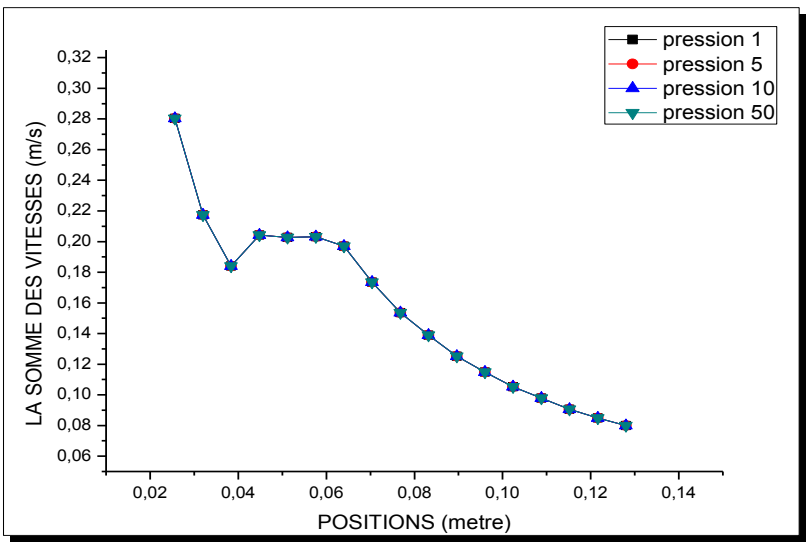


Figure IV.15 : variation de la vitesse en fonction de la position axiale

D'après la figure **(IV.15)** qui représente la variation de la vitesse des différent cas on constate :

La valeur de la vitesse diminue de la chambre d'aspiration jusqu'à l'entré du col pour touts les cas, puis sa valeur crois le lang du col, a la sortie du col décroit

IV.3.2.5/ champ de température :

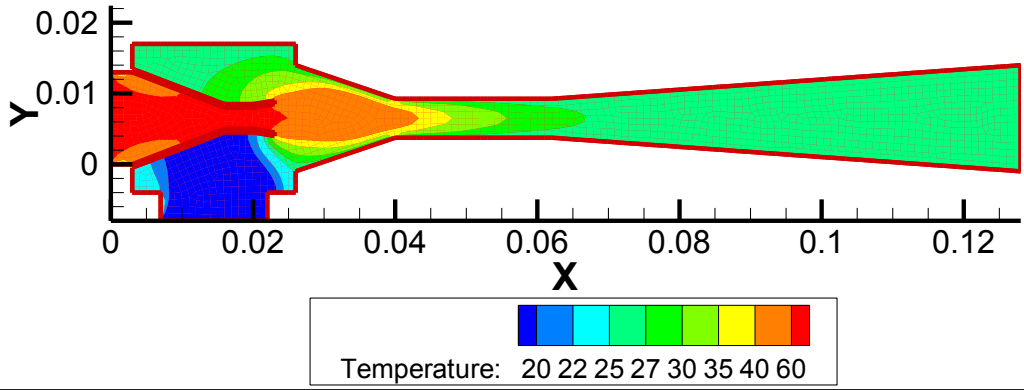


Figure IV.16 : Représentation spatiale de champ de température

D'après la figure (IV.16) qui est la présentation spatiale de champ de température pour tout les cas étudié on constate :

Dans la chambre d'aspiration la valeur de la température est très élevée sa valeur est de 40C° dans le convergent pour touts les cas, et au fur et à mesure le fluide passe à travers le col la température diminue Puis elle se stabilise au niveau du diffuseur. Ou une faible variation de température est produite

IV.3.2.6/ présentation de la variation de la température dans l'éjecteur :

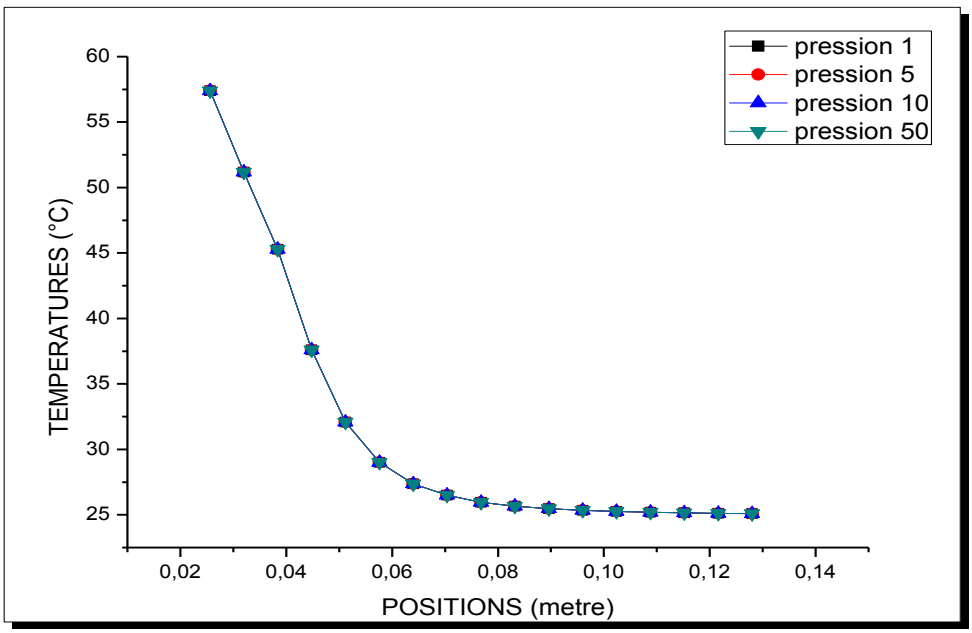


Figure IV.17: la variation de la température en fonction de la position axiale

D'après la figure **(IV.17)** qui représente la variation de la température des différent cas on constate :

Dans la chambre d'aspiration la température est très élevée pour touts les cas, puis au fur et à mesure le fluide pénètre dans le col la valeur de la température baisse jusqu'à stabilisation

Le champ de température décroit le lang de l'éjecteur.

Sa valeur dans la chambre d'aspiration est de 56°C puis elle diminue le lang de l'éjecteur jusqu'à stabilisation dans le diffuseur.

D'après notre expérience on conclue :

- La pression augmente au fur et à mesure de la chambre d'aspiration jusqu'à la sortie de l'éjecteur
- Le changement de la valeur de la pression a la sortie de l'éjecteur à le même effet pour touts les cas sauf que la valeur de la pression dans tout l'éjecteur dépend de la valeur de sortie
- La valeur de la vitesse diminue de la chambre d'aspiration jusqu'à l'entré du col pour touts les cas, puis sa valeur crois le lang du col, et a la sortie du col décroit le lang du diffuseur
- La valeur de la température du fluide durant sont trajet de l'entrée d'éjecteur jusqu'à la sortie décroit d'une façon convexe.

Et en fin on conclue que la valeur de la pression à la sortie de l'éjecteur n'influe pas sur les différents paramètres de l'éjecteur tel que la vitesse et température.

IV.3.3/ Description des résultats obtenus par le changement des valeurs de la vitesse (primaire et secondaire) appliquée sur l'éjecteur :

Dans cette étude on à changer la valeur de la vitesse du fluide entrant (primaire et secondaire) la méthode effectuée est comme suit :

- Pour le cas de la vitesse primaire on à fixé la valeur de la vitesse secondaire et on à établi plusieurs essais au niveau de la valeur de la vitesse primaire
- Pour le cas de la vitesse secondaire on à fait le même travaille que celui de la vitesse primaire

A la fin on à obtenue les résultats suivant :

IV.3.a/ la vitesse primaire :

IV.3.a.1 : champs de pression :

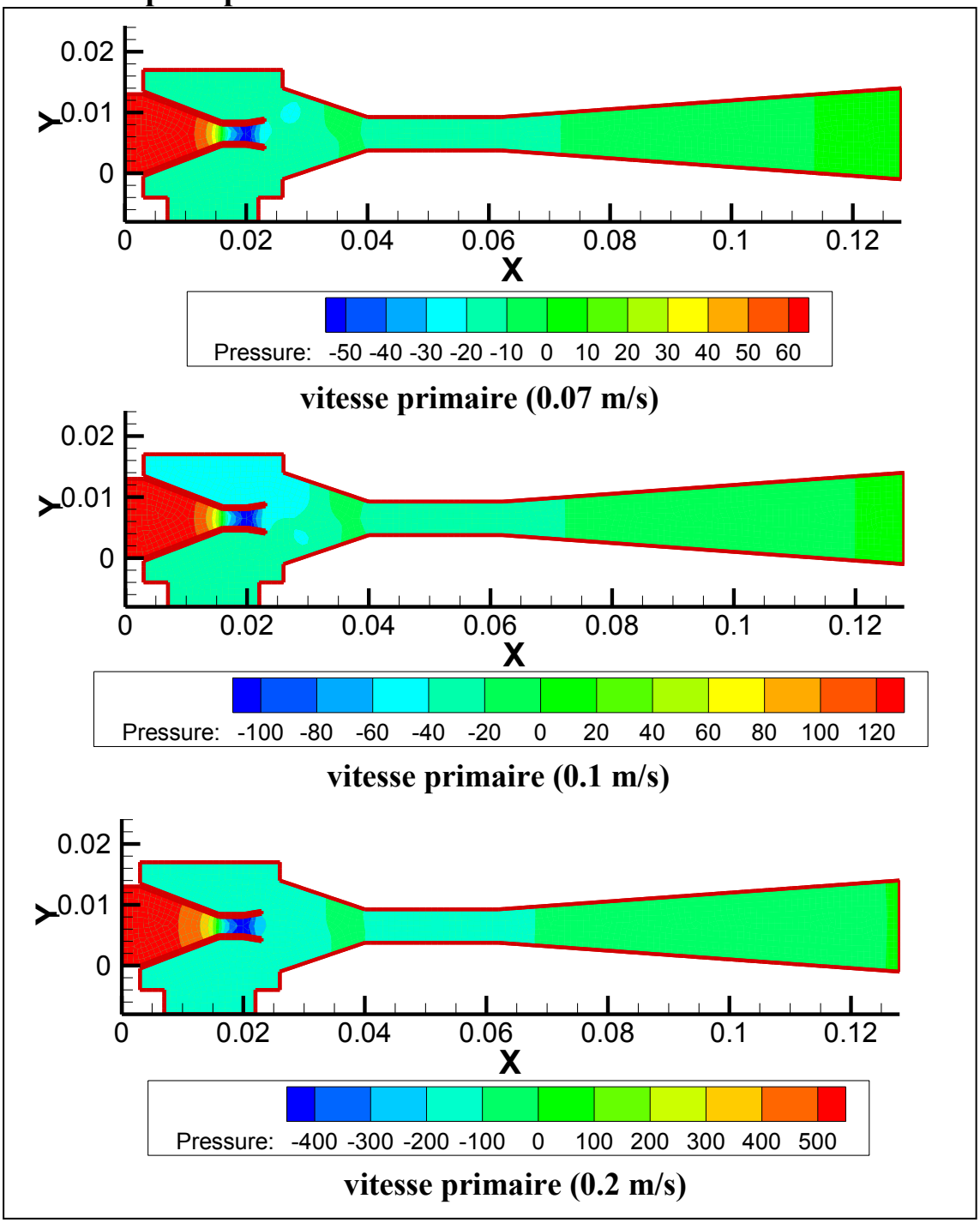


Figure IV.18: Représentation spatiale de champ de pression

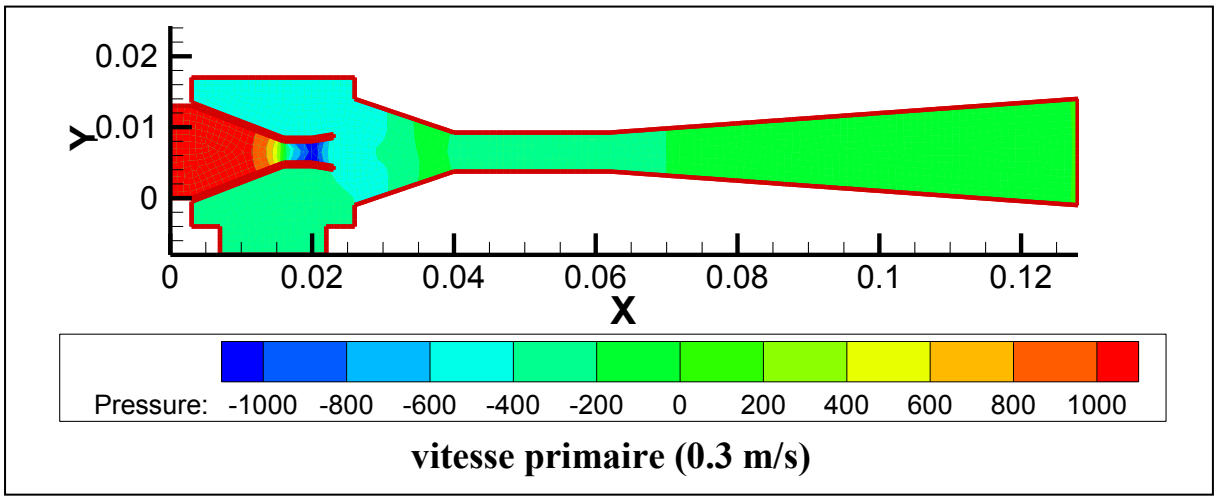


Figure IV.18: Représentation spatiale de champ de pression

D'après la figure (**IV.18)** qui représente les champs de pression on constate :

La pression dans la tuyère primaire est très grande pour touts les cas, sur tout dans le 4éme cas sa valeur est de 1000Pa elle représente la valeur MAX par rapport aux autres valeurs, puis lorsque les 2 fluides se rencontre dans le divergent cette valeur subit une très grande chute (brusque) c'est le déclenchement du phénomène de la compression (onde de choc).

Cette chute de pression atteins à une valeur de -600Pa pour le 4éme cas, puis elle augmente dans le col de la valeur -600Pa jusqu'à -400Pa, puis soudainement sa valeur croit dans le diffuseur a une valeur de 0Pa cette valeur est dans le lang du diffuseur.

IV.3.a.2 : présentation de la variation de la pression dans l'éjecteur :

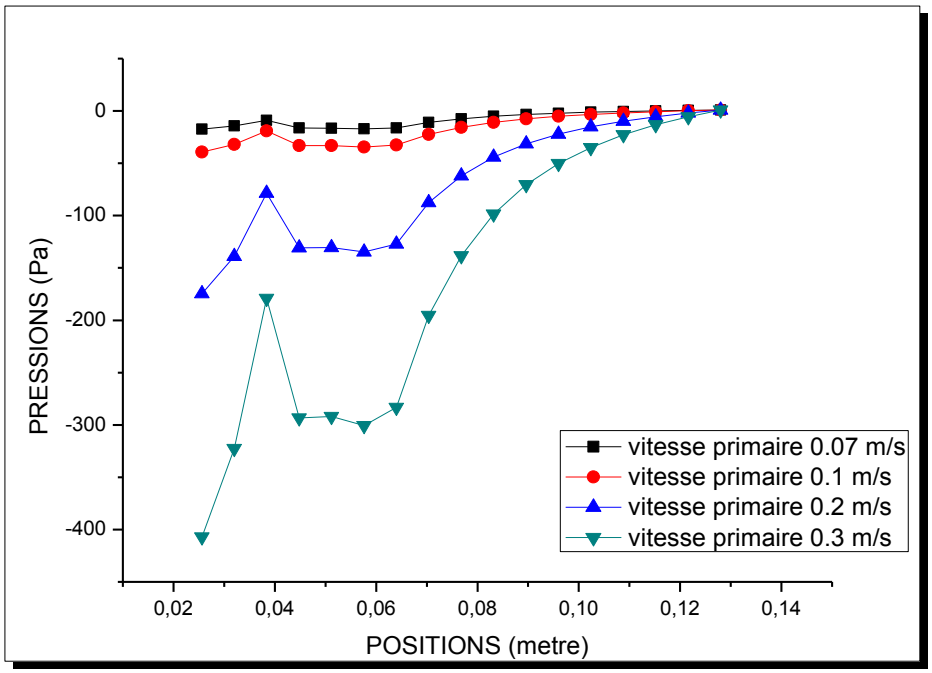
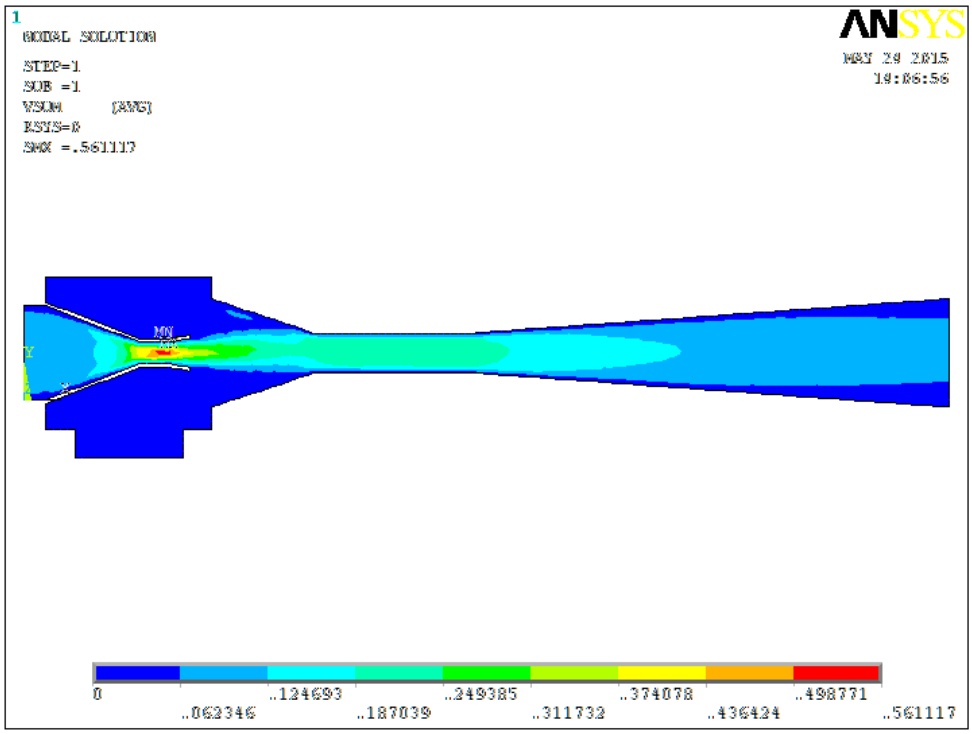


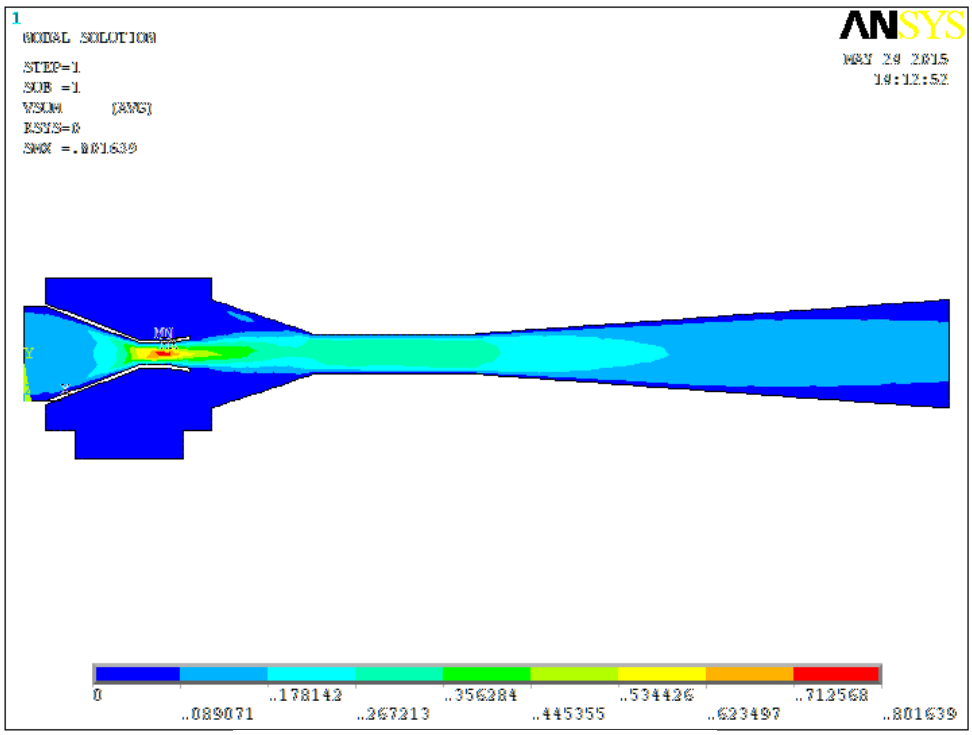
Figure IV.19 : la variation de la pression en fonction de la position axiale

D'après la figure **(IV.19)** qui représente la variation de la pression en fonction de la position axiale on constate :
Dans le point 3 pour les cas des vitesses 0.2 et 0.3m/s, c'est le point qui peut nous indiqué sur la probabilité de présence du phénomène de compression (onde de choc), donc on constate que plus la valeur de la vitesse est grande plus la valeur de la pression est petite, donc la valeur de la vitesse est inversement proportionnel a la valeur de la vitesse.

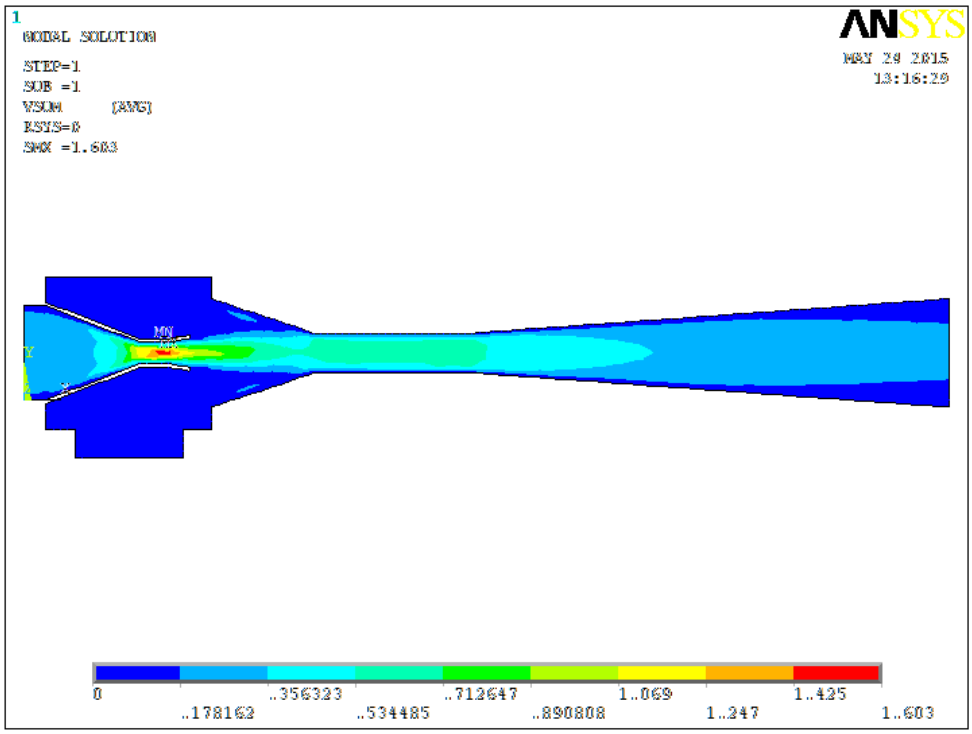
IV.3.a.3 : Champ de vitesse :



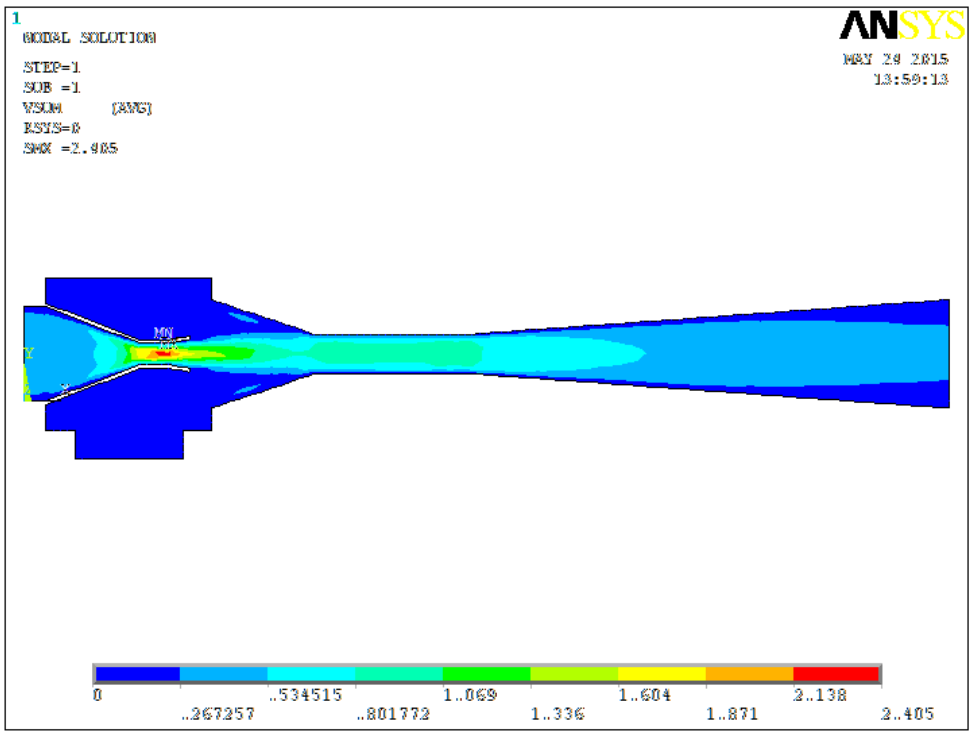
vitesse primaire (0.07 m/s)



vitesse primaire (0.1 m/s)



vitesse primaire (0.2 m/s)



vitesse primaire (0.3 m/s)

Figure IV.20 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour les Différentes valeurs de la vitesse primaire (0.07, 0.1, 0.2 et 0.3 m/s)

D'après la figure **(IV.20)** qui représente le champ de vitesse on constate :

Le champ de vitesse du fluide qui circule le lang de l'éjecteur diminue durant sont trajet de la chambre d'aspiration au col jusqu'au diffuseur. Sa valeur est presque identique pour touts les cas.

IV.3.a.4 : présentation de la variation de vitesse dans l'éjecteur :

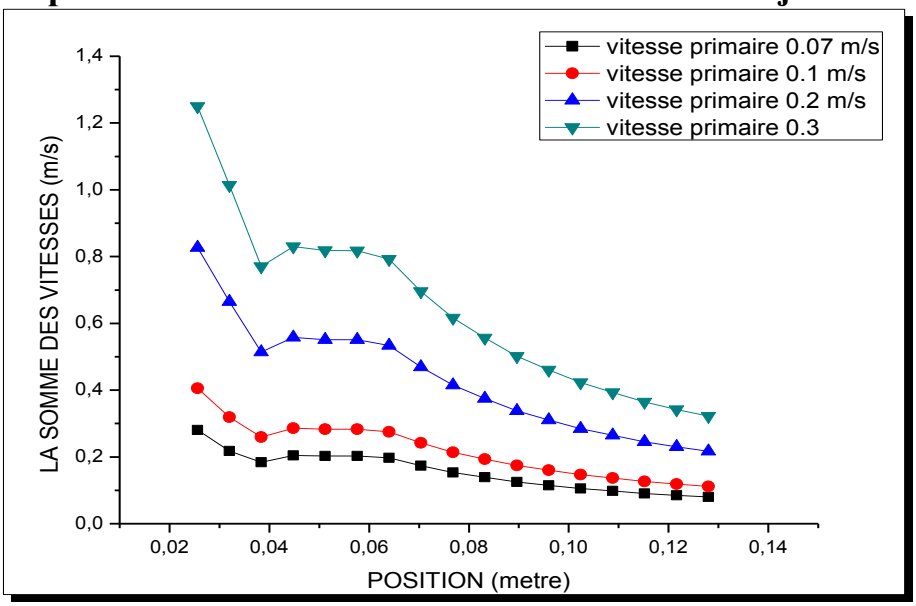
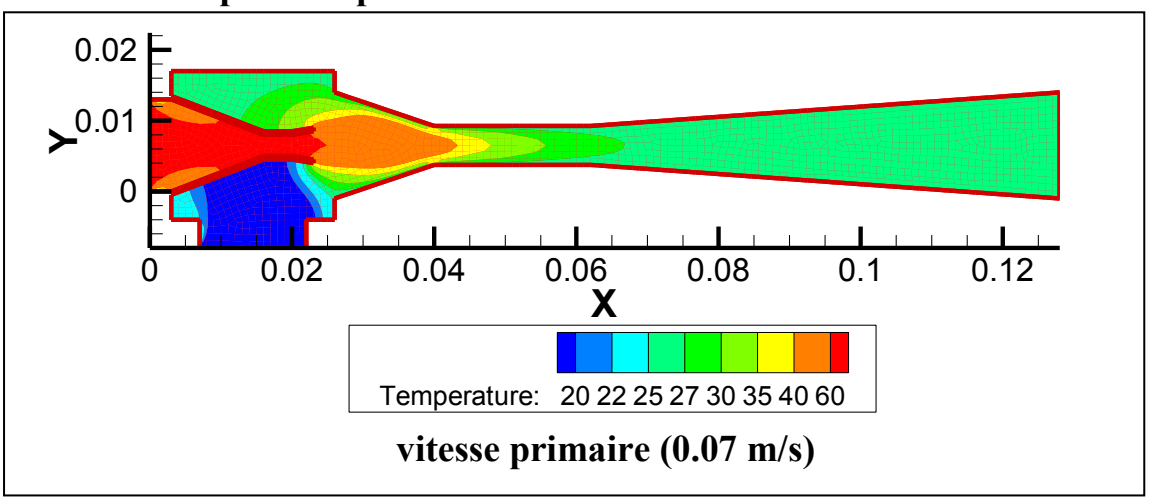


Figure IV.21 : la variation de la vitesse en fonction de la position axiale

D'après la figure **(IV.21)** qui représente la variation de la vitesse en fonction de la position axiale on constate :

La valeur de la vitesse prend la valeur MAX dans la chambre d'aspiration ou les deux flux (primaire et secondaire) se rencontrent, ou l'apparition du phénomène de compression (onde de choc), puis la valeur de la vitesse diminue au fur et à mesure que le fluide entre dans le col, puis elle prend la valeur MIN dans le Lang du diffuseur pour tous les cas. Seulement la valeur de la vitesse varie selon les valeurs de vitesse du flux primaire.

IV.3.a.5/ Champ de température :



vitesse primaire (0.07 m/s)

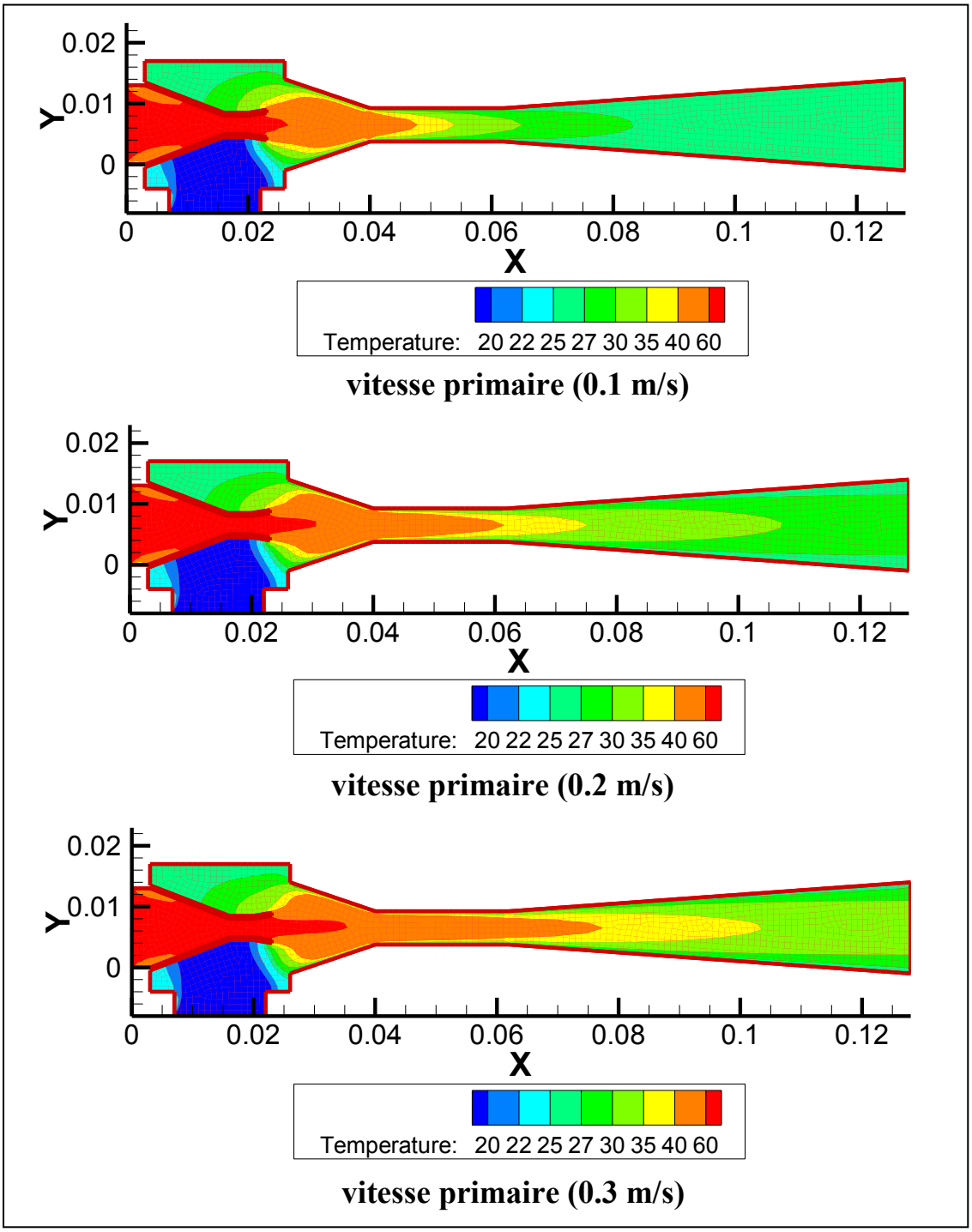


Figure IV.22 : Représentation spatiale de champ de température pour les Différentes valeurs de la vitesse primaire (0.07, 0.1, 0.2 et 0.3 m/s)

D'après la figure **(IV.22)** qui représente le champ de température on constate :

Dans la chambre d'aspiration la valeur de la température est très élevée sa valeur est de 40 à 60C° dans le convergent pour touts les cas, et au fur et à mesure le fluide passe à travers le col la température diminue mais pas pour touts les cas. Pour le 3éme et le 4éme cas en remarque

que la valeur de la température le lang du col reste constante sa valeur est de 40°C, Puis elle commence à descendre dans le diffuseur. A cause de la divergence du diffuseur.

IV.3.a.6 : présentation de la variation de la température dans l'éjecteur :

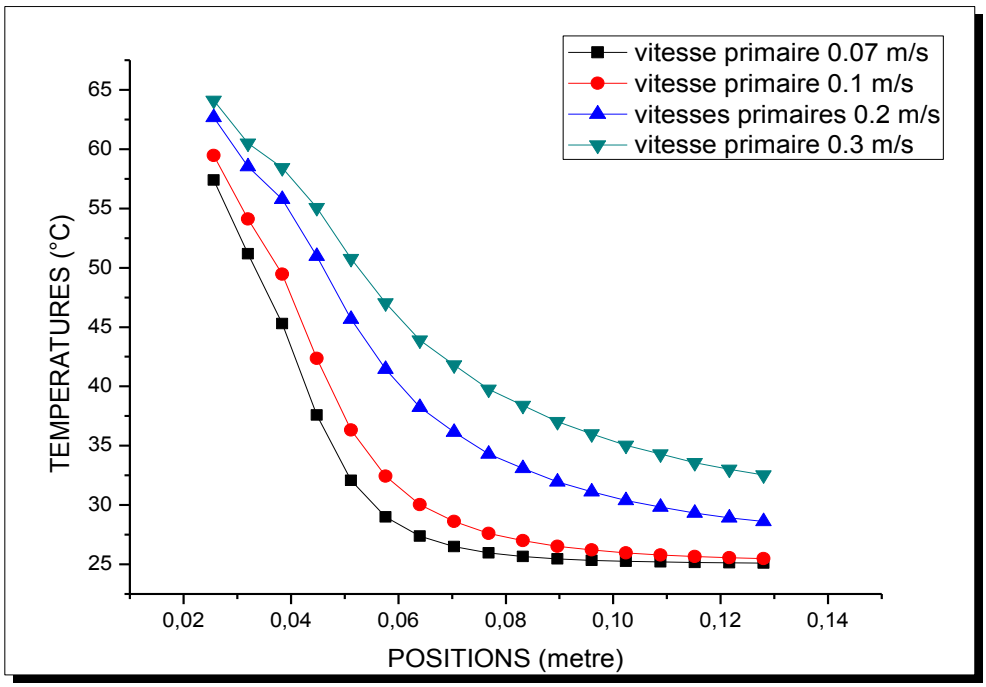


Figure IV.23 : la variation de la température en fonction de la position axiale

D'après la figure (IV.23) qui représente la variation de la température en fonction de la position axiale on constate :

Dans la chambre d'aspiration la température est très élevée pour touts les cas, puis au fur et à mesure le fluide pénètre dans le col la valeur de la température baisse jusqu'à stabilisation mais dans les cas 3 et 4 la valeur de la température reste très élevée au niveau du col a cause de la très grande chute de pression et de l'énergie cinétique.
Le champ de température décroit le lang de l'éjecteur.

D'après notre expérience on conclue :

- La pression augmente au fur et à mesure de la chambre d'aspiration jusqu'à la sortie de l'éjecteur
- Dans le point 3 pour les cas des vitesses 0.2 et 0.3m/s, c'est le point qui peut nous indiqué sur la probabilité de présence du phénomène de compression (onde de choc), donc on constate que plus la valeur de la vitesse est grande plus la valeur de la pression est petite, donc la valeur de la vitesse est inversement proportionnel a la valeur de la vitesse.
- La valeur de la vitesse prend la valeur MAX dans la chambre d'aspiration ou les deux flux (primaire et secondaire) se rencontrent, ou l'apparition du phénomène de compression (onde de choc), puis la valeur de la vitesse diminue au fur et à mesure

que le fluide entre dans le col, puis elle prend la valeur MIN dans le Lang du diffuseur pour tous les cas

- Le champ de température décroit le lang de l'éjecteur.

IV.3.b/ Vitesse secondaire :

Dans cette étude on a effectué des changements au niveau de la vitesse du flux primaire

IV.3.b.1/ Champ de pression :

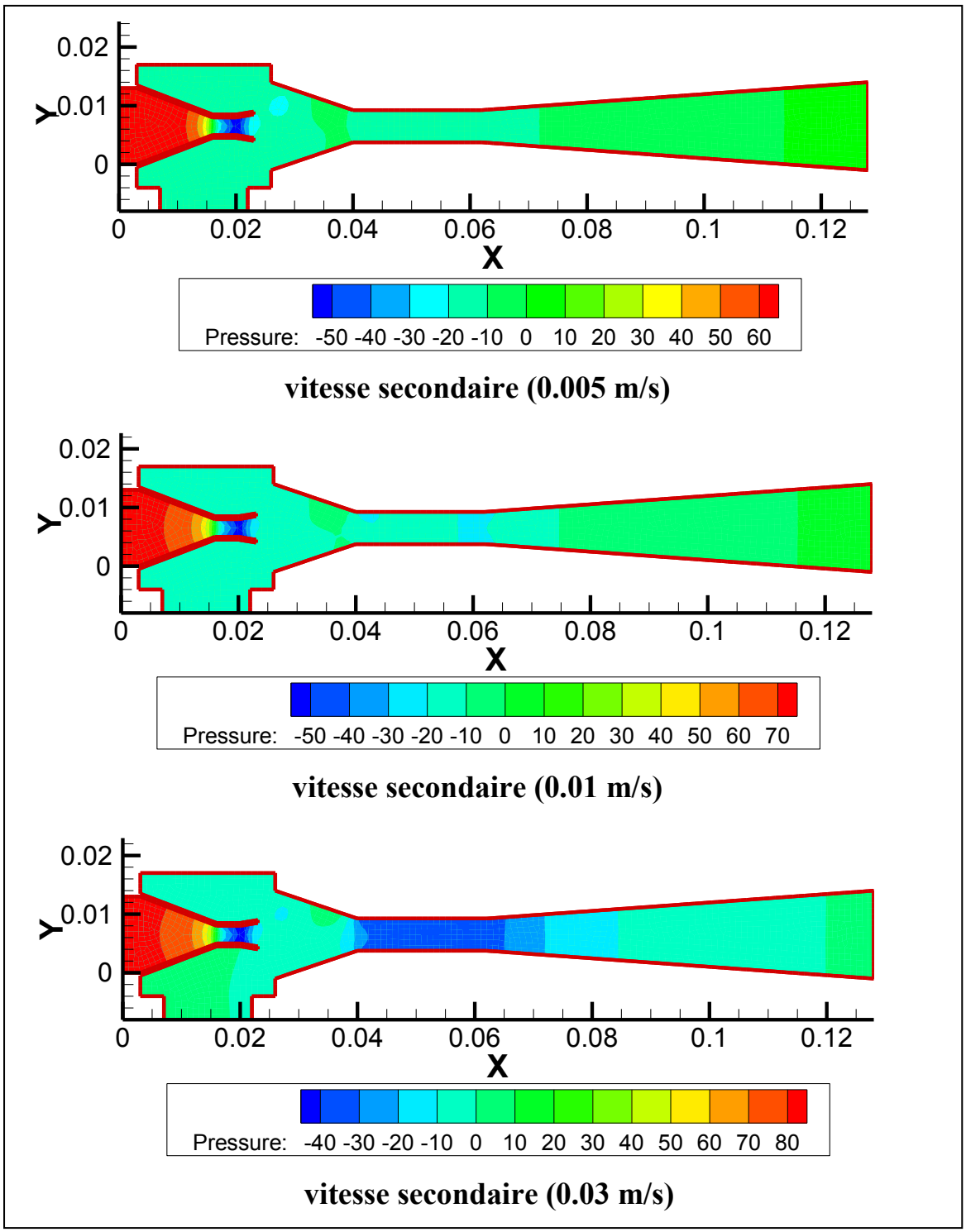
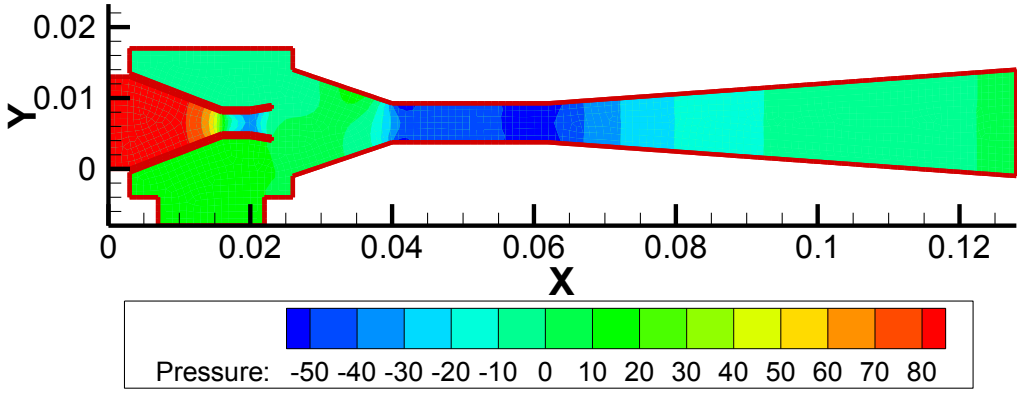


Figure IV.24 : Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes valeurs de la vitesse secondaire (0.005, 0.01, 0.03 et 0.05 m/s)



vitesse secondaire (0.05 m/s)

Figure IV.24 : Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes valeurs de la vitesse secondaire (0.005, 0.01, 0.03 et 0.05 m/s)

D'après la figure (IV.24) qui représente la variation de la pression on constate :

La pression dans la tuyère secondaire est grande pour le 4éme cas, mais pour les autres cas la valeur de la pression est petite, puis lorsque les 2 fluides se rencontre dans la tuyère divergent cette valeur subit une très grande chute (brusque) c'est le déclenchement du phénomène de la compression (onde de choc).

Cette chute de pression arrive à une valeur de -50Pa pour le 4éme cas, puis elle augmente au fur et à mesure jusqu'à l'obtention d'une valeur de 20Pa à la sortie du diffuseur.

IV.3.b.2 : présentation de la variation de la pression dans l'éjecteur :

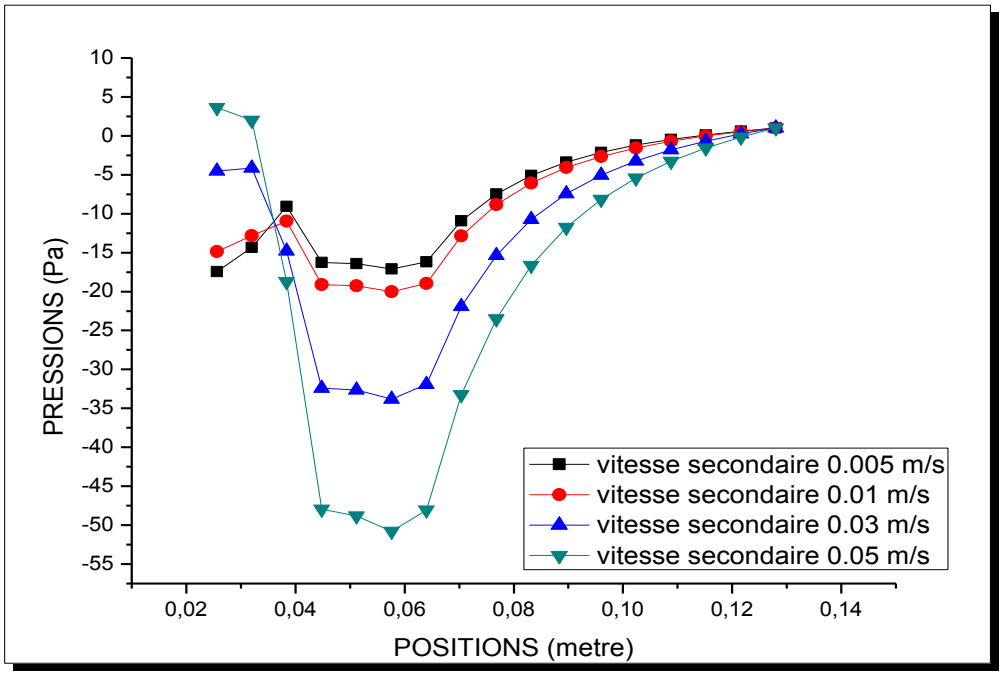


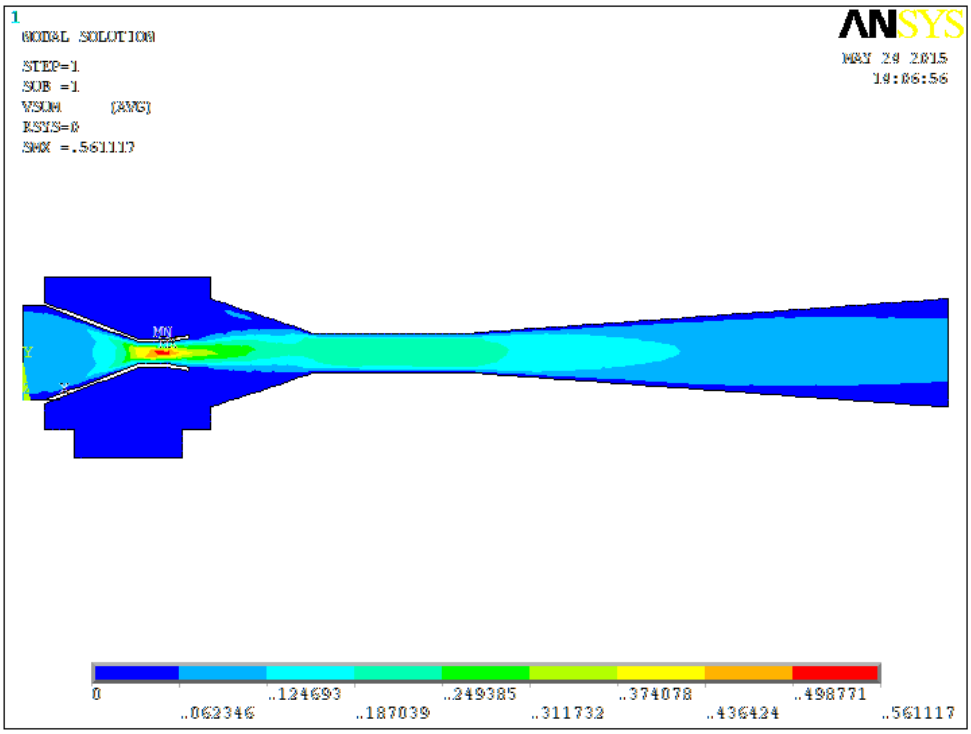
Figure IV.25 : la variation de la pression en fonction de la position axiale

D'après la figure (IV.25) qui représente la variation de la pression en fonction de la position axiale on constate :

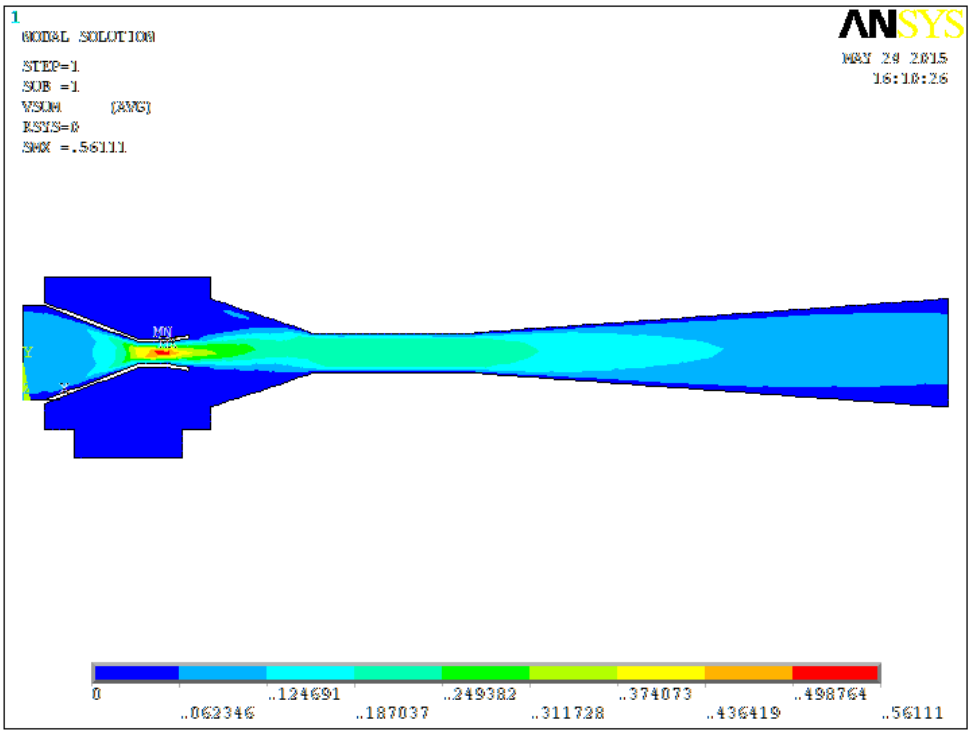
Le déclenchement du phénomène de la compression est défini du point 2 jusqu'au point 3 du 3éme et le 4éme cas, puis elle croit le lang du col jusqu'à stabilisation le lang du diffuseur.

Plus la vitesse du flux secondaire est grand plus la chute de pression est grande, donc la valeur de la vitesse est inversement proportionnel à la valeur de la pression

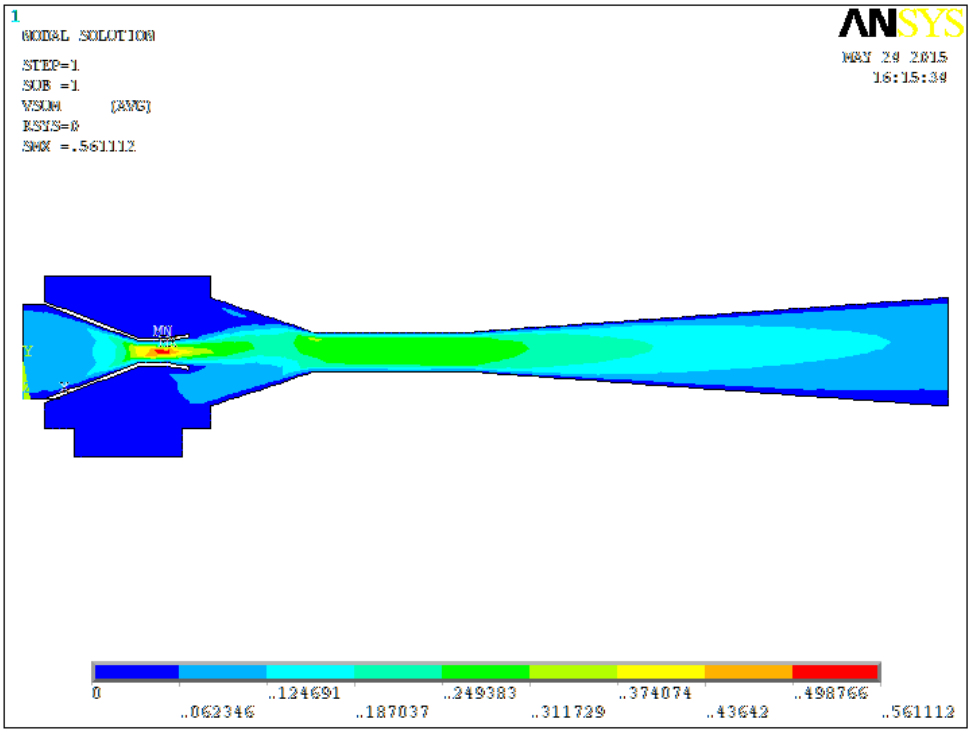
IV.3.b.3/ Champ de vitesse :



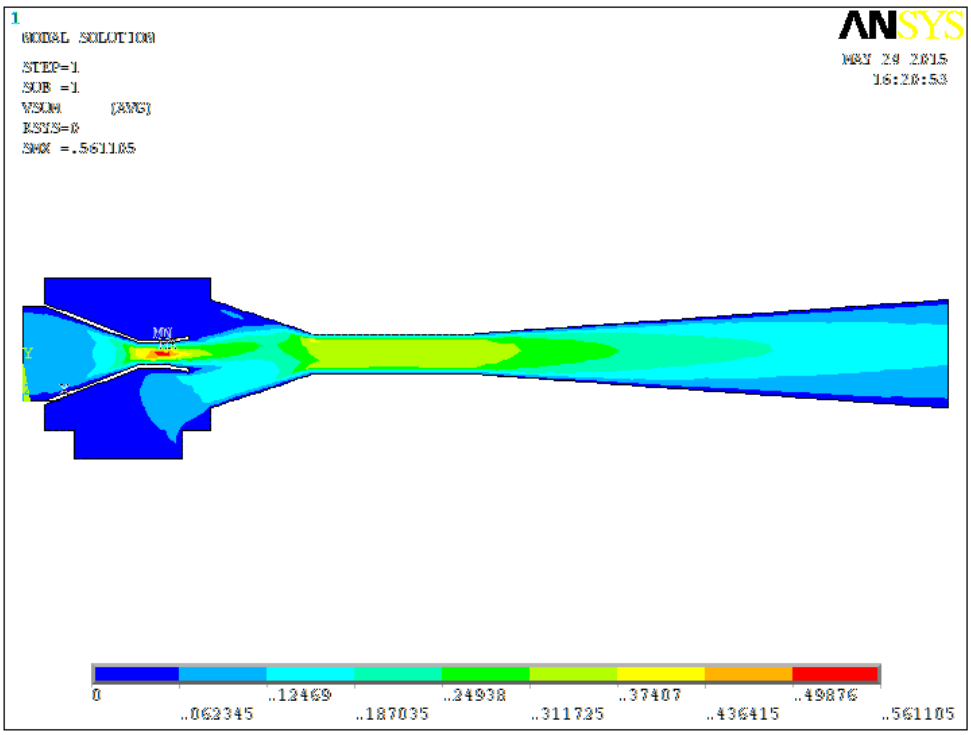
vitesse secondaire (0.005 m/s)



vitesse secondaire (0.01 m/s)



vitesse secondaire (0.03 m/s)



vitesse secondaire (0.05 m/s)

Figure IV.26 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour les Différentes valeurs de la vitesse secondaire (0.005, 0.01, 0.03 et 0.05 m/s)

D'après la figure **(IV.26)** qui représente le champ de vitesse on constate :

Le champ de vitesse du fluide qui circule le lang de l'éjecteur diminue durant sont trajet de la chambre d'aspiration au col jusqu'au diffuseur. Sa valeur est presque identique pour touts les cas.

IV.3.b.4/ présentation de la variation de la vitesse dans l'éjecteur :

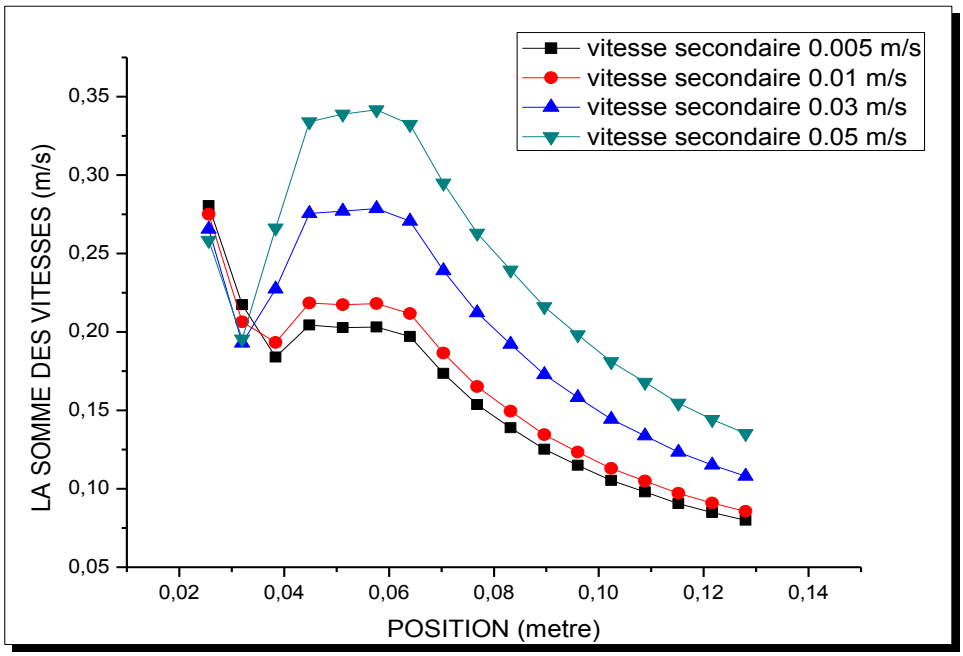
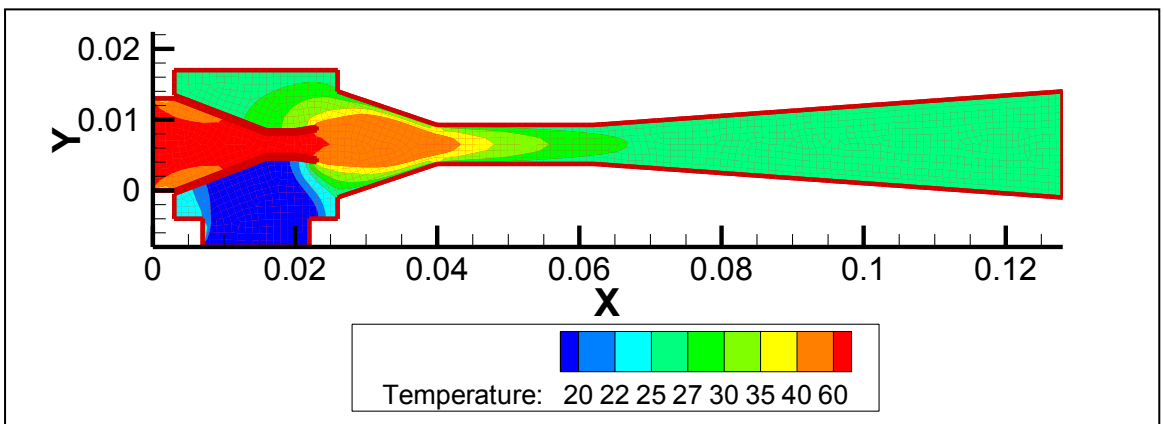


Figure IV.27 : la variation de la vitesse en fonction de la position axiale

D'après la figure **(IV.27)** qui représente la variation de la vitesse en fonction de la position axiale on constate :

La valeur de la vitesse prend la valeur MAX dans la chambre d'aspiration ou les deux flux (primaire et secondaire) se rencontrent, ou l'apparition du phénomène de compression (onde de choc), puis la valeur de la vitesse diminue subitement du point 1 jusqu'au point 2, puis subitement sa valeur croit puis elle se stabilise le lang du col puis sa valeur diminue au fur et à mesure que le fluide pénètre dans le diffuseur.

IV.3.b.5/ Champ de température :



vitesse secondaire (0.005 m/s)

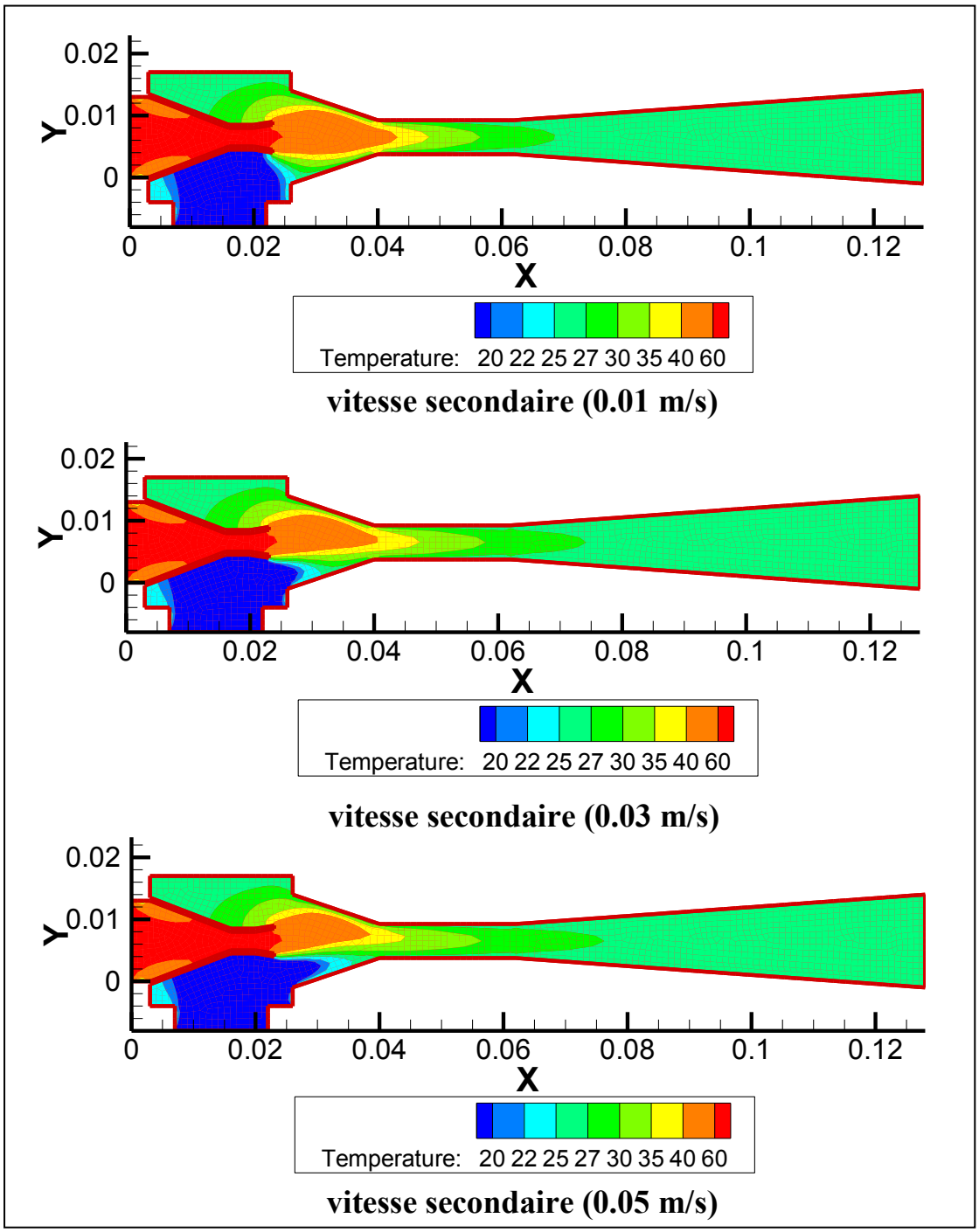


Figure IV.28 : Représentation spatiale de champ de température pour les Différentes valeurs de la vitesse secondaire (0.005, 0.01, 0.03 et 0.05 m/s)

D'après la figure **(IV.28)** qui représente le champ de température on constate :

On remarque que le mélangeage des deux flux (primaire et secondaire) ne s'effectue que dans le col, on voit clairement qu'il ya une différence de température dans la chambre d'aspiration, puis la valeur diminue lorsque le mélangeage seras effectué au niveau du col, puis dans le diffuseur.

On remarque aussi lorsque la valeur de la vitesse du flux secondaire est très petite par rapport a la valeur du flux primaire la valeur de la température augmente dans le col elle atteint une valeur de 35 à 40°C.

Mais pour les grandes valeurs de la vitesse du flux secondaire la valeur de la température n'atteint pas des grandes valeurs au niveau du col.

IV.3.b.6/ présentation de la variation de la température dans l'éjecteur :

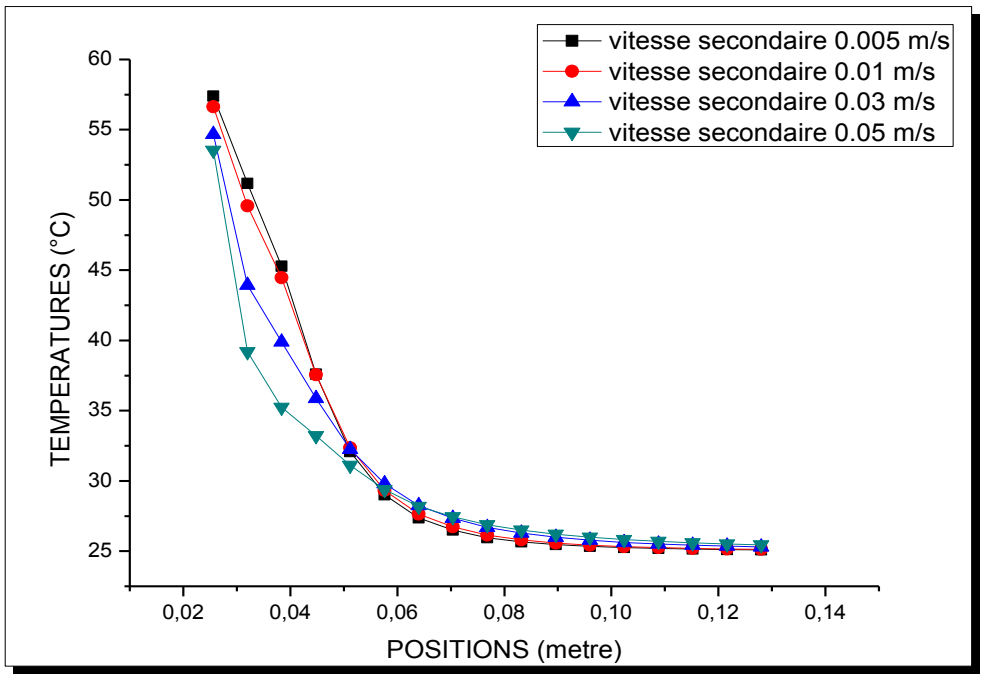


Figure IV.29 : la variation de la température en fonction de la position axiale

D'après la figure (IV.29) qui représente la variation de la température en fonction de la position axiale on constate :

Dans la chambre d'aspiration la température est très élevée pour touts les cas, puis au fur et à mesure le fluide pénètre dans le col la valeur de la température baisse jusqu'à stabilisation a Le champ de température décroit le lang de l'éjecteur.

D'après notre expérience on conclue :

- La pression augmente au fur et à mesure de la chambre d'aspiration jusqu'à la sortie de l'éjecteur
- Le déclenchement du phénomène de la compression est défini du point 2 jusqu'au point 3 du 3éme et le 4éme cas, puis elle croit le lang du col jusqu'à stabilisation le lang du diffuseur.
- Plus la vitesse du flux secondaire est grand plus la chute de pression est grande, donc la valeur de la vitesse est inversement proportionnel à la valeur de la pression

- Le champ de vitesse du fluide qui circule le lang de l'éjecteur diminue durant sont trajet de la chambre d'aspiration au col jusqu'au diffuseur. Sa valeur est presque identique pour touts les cas.
- On remarque que le mélangeage des deux flux (primaire et secondaire) ne s'effectue que dans le col, on voit clairement qu'il ya une différence de température dans la chambre d'aspiration, puis la valeur diminue lorsque le mélangeage seras effectué au niveau du col, puis dans le diffuseur.

Et en fin on conclue que la vitesse (primaire et secondaire) des fluides influx beaucoup sur les différents paramètres, et elle influe beaucoup plus sur la pression, donc pour avoir une bonne compression il faut donc augmenter la valeur de la vitesse du flux primaire (0.3m/s) par ce que les valeurs obtenue par notre étude montre cette hypothèse. Que l'efficacité au niveau de la compression lors du changement effectué au niveau du flux primaire est beaucoup mieux que celui obtenue au niveau du flux secondaire.

La vitesse primaire à une grande influence sur la pression et la vitesse des fluides circulant le long d'éjecteur ainsi que pour la température de fluide qui est beaucoup plus élevée au niveau de la zone de mélangeage.

IV.4/ conclusion :

Ce chapitre était consacré pour l'analyse des modèles numériques de l'éjecteur développés par le logiciel ANSYS.

A la fin de cette étude on constate les résultats suivants :

- ✓ on conclue que la géométrie joue un grand rôle sur la performance des éjecteurs, elle à une grande influence sur la pression et la vitesse des fluides circulant le long d'éjecteur ainsi que pour la température
- ✓ la géométrie de col à un rôle très important sur la performance de l'éjecteur **:**
- Si on a un élargissement au niveau du col on obtient une augmentation des pertes de charges, pertes thermiques ainsi que la vitesse s'écoule avec des valeurs moyens.
- Au contraire, si on a un rétrécissement au niveau du col, la vitesse s'écoule avec des valeurs maximum, ce qui provoquera une grande compression, les pertes des charges et les pertes thermiques seront diminuées.
- ✓ La valeur de la pression à la sortie de l'éjecteur n'influe pas sur les différents paramètres de l'éjecteur tel que la vitesse et température.
- ✓ Et en fin on conclue que la vitesse (primaire et secondaire) des fluides influe beaucoup sur les différents paramètres, et elle influe beaucoup plus sur la pression, donc pour avoir une bonne compression il faut donc augmenter la valeur de la vitesse du flux primaire (0.3m/s) par ce que les valeurs obtenue par notre étude montre cette hypothèse. Que l'efficacité au niveau de la compression lors du changement effectué au niveau du flux primaire est beaucoup mieux que celui obtenue au niveau du flux secondaire.

Conclusion général :

L'objectif que se fixe tout concepteur d'une machine de production de froid est de fournir le froid à la température et la puissance frigorifique désirée, tout en cherchant à avoir la meilleure efficacité possible.

En partant de là, nous avons fait notre étude en quatre parties principales :

Dans la première partie, nous avons présenté une description générale sur la machine de production de froid tri thermique, en focalisant essentiellement sur l'éjecteur, dont l'objectif est d'améliorer la compréhension pour permettre une conception d'éjecteur plus aisée et plus rigoureuse.

Dans la deuxième partie nous avons établi le modèle physique et mathématique basé sur la résolution des équations de continuités, équation de quantité de mouvement et en fin l'équation de conservation d'énergie

Dans le troisième chapitre ont à établi des solutions numériques par discrétisation, à partir des définitions des méthodes numériques pour comprendre comment ont choisi un maillage efficace finalement nous avons établi la discrétisation de l'équation de chaleur par élément finis.

Le dernier chapitre a été consacré pour la simulation numérique des déférentes géométries d'éjecteur

Notre travaille effectué a montré que l'éjecteur est l'organe principal dans une installation frigorifique, les résultats finaux de notre étude est comme suit :

- La vitesse d'entré de l'écoulement joue un rôle très important sur le débit de fluide (une relation proportionnelle).
- La géométrie a une grande influence sur les grandeurs physiques : la pression, la vitesse et la température.
- Les performances de l'éjecteur et du cycle de réfrigération sont gouvernées par : la température du générateur, la pression du condenseur et la température de l'évaporateur
- un bon dimensionnement de l'éjecteur permet de réduire l'utilisation de l'électricité se qui amène a la réduction du cout de l'installation et la diminution de la fuite des fluides frigorigènes qui on des effets néfastes pour l'environnement
- Si on a un élargissement au niveau du col on obtient une augmentation des pertes de charges, pertes thermiques ainsi que la vitesse s'écoule avec des valeurs moyens.

- Au contraire, si on a un rétrécissement au niveau du col, la vitesse s'écoule avec des valeurs maximum, ce qui provoquera une grande compression, les pertes des charges et les pertes thermiques seront diminuées.
- La valeur de la pression à la sortie de l'éjecteur n'influe pas sur les différents paramètres de l'éjecteur tel que la vitesse et température.

Référence Et bibliographique

[1] : DAOUD KHADIDJA et BOUGAMRA KARIMA, mémoire de Master ; **thème :** étude numérique de la compression par un éjecteur. 2012/2013

[2] : MERZAK NEDJAR, mémoire de Magister ; **thème :** étude de la production de froid par éjecteur fonctionnant avec de la vapeur d'eau produite par une chaudière solaire. 2008/2009

[3] : DERDARI MOUHAMED, DOU BRAHIM et DRIHEM OMAR Mémoire d'ingénieur d'état ; **thème :** étude d'un cycle à éjecto-compression 2011

[4] : ABDELHAKIM LIMAN, mémoire de Magister ; **thème :** étude numérique d'un système de réfrigération à éjecteur 2008/2009

[5] : Fiche-guide sur les cycles de réfrigération à éjecteur (R. Gicquel 11 juillet 2007)

[6] : **Candel. S**. Mécanique des fluides (cours) DUNOD, ingénieur ECP, phD Californie Institute of technologie, docteur Sciences physiques, professeur à l'école Centrale, Paris 2e Édition 1995.

[7] : ABDELKADER BOUZIANE, mémoire de Magister ; **thème :** Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au CO_2 à l'aide d'un éjecteur 2008/2009

[8]: Harrell (GS, K. A. (1995). Performance tests of a two-phase ejector, Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, (pp. 49–5). Orlando.

[9] : Jacques PAULON Ancien Chef de groupe de Recherches à l'Office National d'Études et de Recherches Aérospatiales (ONERA), Division Turbomachines (article nommé EJECTEUR)

[10]: Heuydong Kim Youngki Lee, T. S. (1999). (Numerical Simulation of the Supersonic Flows in the Second Throat Ejector-Diffuser Systems). J. of Thermal Science Vol.8, No.4.

[11] : CanmetENERGIE (juillet 2009) pris de l'article (ressources naturelles Canada) surnommé EJECTEUR

[12] : université de SHERBROOK ; mémoire de maitrise ; **thème :** utilisation des éjecteurs pour amélioré les performances des systèmes de réfrigération

[13]: Denso, Ejector cycle, http://www.globaldenso.com/en/environment/story/no1/2par.html

[14]: J. H. KEENAN, E. P. (1950). An investigation of ejector design by analysis and experiment Journal of Applied Mechanics (pp. 299-241). ttp://www.greenloco.com/GreenLoco%20

[15]: S. B. Riffat, S. a. (2001). CFD Modeling and experimental investigation of an ejector Refrigeration system using methanol as the working fluid.
International journal of energy Research int, (pp. 115- 128)
[16]. Eames I W, Aphornratana S, Haider H. A theoretical and experimental study of a small-scalesteam jet refrigerator. Int J Refrig 1995; 18(6):378–86.
[17]: Kanjanapon Chunnanond, S. A. (2004). Ejectors: applications in refrigeration technology Renewable and Sustainable Energy (pp. 129–155). www.elsevier.
[18]: Kanjanapon Chunnanond, S. A. (2003). An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. Elsevier Ltd
[19]: Speight, J. G. (2003). Perry's standard tables and formulas for chemical engineers. Publié par McGraw-Hill Professional.
[20] : André Lallemand, L. B. (29- 2009). Modeling of an ejector refrigerating system operating in Dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a. Appliked Thermal Engineering, (pp. 265–274).
[21]: André Lallemand, Latra BOUMARAF (2005). Comportement d'un éjecteur dans des conditions de fonctionnements nominaux et non nominaux. 12èmes Journées Internationales de thermique
[22]: Z. Aidoun, M. Ouzzane. The effect of operating conditions on the performance of a supersonic ejector for refrigeration International Journal of Refrigeration, Volume27 Issue 8, December 2004, Pages 974-984
[23]: B.J. Huang, J. C. (1999). Empirical correlation for ejector design. International Journal of Refrigeration, 379–388
[24]: Fouad Khoury, M. H. (1967). Performance Characteristics of Self- Entrainment Ejectors. Index. Eng. Chem. Processor Des. Deve.
[25]: Eames I W, Aphornratana S, Hider H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. Int J Refrig 1995; 18(6):378–86.
[26]: R. Dorantes, C. A. (1996). Mathematical simulation of a solar ejector compression Refrigeration system Applied Thermal Engineering Vol. 16. Pergamum: Copyright 0 1996 Elsevier Science Ltd
[27]: A. Selvaraju, A. M. (Applied Thermal Engineering 24 (2004) 827– 838). Analysis of an ejector with environnement friendly réfrigérants
[28] : Combustion en écoulement supersonique, (2002). Techniques de l'ingénieur.

[29] : André LALLEMAND, Latran BOUMARAF, (28 au 30 Août 2007), Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante 213èmes Journées Internationales de Thermique Albi, France.

[30]: Introduction REFPROP 7, National Institute of Standards and Technology http://www.nist.gov/srd/nist23.htm.

[31]: G.K. Alexis, E. R. (20 (2000)). Design and parametric investigation of An ejector in an air Conditioning system. Applied Thermal Engineering 213±226.

[32]: Groll. D. L. (2006. May). Analysis of an Ejector Expansion Device in a Transcritical CO2 in Conditioning System. Conference on Natural Working Fluids. Trondheim: In Proc. of 7th IIR Gustav Lorentz.

[33]: Groll. D. L. (2005.). Transcritical CO2 refrigeration cycle with ejector-expansion device, International Journal of Refrigeration

[34]: korti Mohammed Chokri ; (simulation numérique des champs dynamique et thermique durant le moulage par injection à haute pression des métaux). Diplôme de magister université Abou Baker Belkaid Tlemcen, 2011-2012

[35]: G.GLUSHCO. Turbulent boundary layer on a flat plate in an incompressible fluid Invest. Acad. Nawk. SSSR MEKH, NOY, (1965).

[36]: B. E. LAUNDER, D, B. SPALDING, the numerical computation of turbulent transport, Adv. Geophysics, vo118A, (1974).

[37]: F. BISEL, calculs numériques d'écoulements à nombre de Reynolds élevées avec simulation semi-empirique de la turbulence .A.I.R.H.page 17-18, (1972).

[38]: Paul FERREY, Modèles aux tensions de REYNOLDS avec prise en compte de l'intermittence de frontière, thèse pour l'obtention du Grade de docteur de l'université de POITIERS.

[39] : Chapitre 2 : Modèle D'Etalement Et Traitement Numérique, Discrétisation la forme

[40] : ITYM YOUCEF.modélisation du comportement thermomécanique d'un pipeline influence des jonctions. MAGISTERE en génie mécanique Constantine (2010).

[41] : S. B. Riffat, S. a. (2001). CFD Modeling and experimental investigation of an ejector Refrigeration system using methanol as the working fluid. International journal of energy Research int, (pp. 115- 128)

[42] : Présentée par Melle KAOUANE Malika ; mémoire de magister **thème :** analyse des contraintes mécaniques et de la fissuration des éléments en béton armé sous l'effet thérmo-mécanique ; année 2010/2011

[43] : présentés par HANTZ Mathieu (Elève ingénieur, INSA de Strasbourg, Spécialité Génie Civil), mémoire de fin d'étude, thème : Etude de l'optimisation du renforcement par des fibres de carbones des dalles en béton armé munies de trémies, en utilisant l'optimisation topologique ; Université Fédérale d'Uberlândia, Brésil

[44] : présentés par MELOUKI Omar et MESBAH Abderraouf ; mémoire de master **thème** : Etude numérique comparative de l'influence entre des tubes carré et cylindrique d'un faisceau aligné, sur les performances thermique d'un échangeur tube et calandre ; année 2013/2014

[45] : présenté par : YOUCFI Belkacem ; mémoire de magister ; **thème** : étude par élément finis de l'influence des contraintes électriques ; année 2009/2010

[46]: article in press, présentés par: Jia Yan a, Wenjian CAI a*, Yanzhong Li b; titre: Geometry parameters effect for air-cooled ejector cooling systems with R134a refrigerant année 2012