

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté de Technologie  
Département Génie Mécanique

## Mémoire de Master

En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER** en :

**Filière : Génie Mécanique**  
**Spécialité : Energétique**

### THEME

Modélisation et simulation numérique de l'écoulement du CO<sub>2</sub>  
supercritique dans un compresseur centrifuge

Présenté par :

Chabla Ali

Fergani Samy Charef Eddine

Encadré et suivi par :

*M<sup>me</sup>* : F.BRAHIMI

Co-promoteur:

Mohandi Samy

**Promotion 2022- 2023**

# ***Remerciements***

*Nous tenons à exprimer toute ma reconnaissance à ma directrice de mémoire, **Dr Brahimi**. Nous la remercions de m'avoir encadré, orienté, aidé et conseillé.*

*Nous remercions le doctorant **Mohandi samy** pour ses conseils, ses aidé, et sa patience avec nous.*

*J'adresse mes sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé mes réflexions et ont accepté de me rencontrer et de répondre à mes questions durant mes recherches.*

*À tous ces intervenants, nous présentons nos remerciements, nos respects et nos gratitude.*

**Merci à vous tous**

# *Dédicace*

*Grace à Dieu le tout puissant, j'ai achevé la réalisation de ce modeste travail que je tien très chaleureusement à le dédier à :*

*Ma mère chérie et mon père qui m'ont encouragé et soutenu tout au long de mes études et pour leurs patiences que Dieu les protègent et les gardes pour moi.*

*Et à mes très chères amis et camarades pour tous les moments d'échange et de débat aux personnes qui m'ont toujours aidé et soutenue sans oublier mes cousines ....*

*Fergani samy charef eddine*

# *Dédicace*

*Je dédie ce travail*

*A ma source de joie, a ceux qui m'ont arrosé de tendresse et d'espoir, à mes chers parents pour leurs encouragements, leurs prières et leur soutien.*

*A mes chers frères Lounis, Mourad, Mounir et Amir.*

*A ma chers Kahina qui m'a encouragé durant mon cursus universitaire.*

*A toute ma famille paternelle CHABLA et ma famille maternelle DAHMANI.*

*A tous mes amis Moussa, Hichame et Youssef.*

*A tous ceux qui m'aiment.*

*Chabla Ali*

## **Résumé :**

Ce mémoire se concentre sur la modélisation et la simulation numérique de l'écoulement de dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) supercritique dans un compresseur centrifuge, en mettant l'accent sur sa comparaison avec l'air. Le CO<sub>2</sub> supercritique présente des propriétés uniques qui en font un fluide d'intérêt croissant pour de nombreuses applications industrielles. Dans La première partie du mémoire consiste en une revue de la littérature sur les propriétés et le comportement du CO<sub>2</sub> supercritique, Cette revue permet d'établir les fondements nécessaires à la modélisation de l'écoulement de CO<sub>2</sub> supercritique dans un compresseur centrifuge. Les résultats de simulation pour le CO<sub>2</sub> supercritique sont comparés à ceux obtenus pour l'air. Cette comparaison permet d'évaluer les différences de comportement entre les deux fluides, en termes de performances du compresseur, d'efficacité énergétique et de caractéristiques d'écoulement.

## **Abstract :**

This dissertation focuses on the modeling and numerical simulation of the flow of supercritical carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) in a centrifugal compressor, with a particular emphasis on its comparison with air. Supercritical CO<sub>2</sub> exhibits unique properties that make it a fluid of increasing interest for various industrial applications. The first part of the dissertation consists of a literature review on the properties and behavior of supercritical CO<sub>2</sub>, providing the necessary foundations for modeling the flow of supercritical CO<sub>2</sub> in a centrifugal compressor. The simulation results for supercritical CO<sub>2</sub> are compared to those obtained for air. This comparison allows for evaluating the differences in behavior between the two fluids in terms of compressor performance, energy efficiency, and flow characteristics.

# TABLE DES MATIERES

Remerciements	
Dédicace	
Résumé	
Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction Générale	i
Recherche Bibliographique	iii

## **Chapitre I : Généralités sur le CO<sub>2</sub> supercritique**

I.1) Définition de CO <sub>2</sub> supercritique	1
I.2) Stockage de CO <sub>2</sub> supercritique	2
I.3) Transport de CO <sub>2</sub> supercritique	3
I.4) Propriétés de transport	4
I.5) Propriétés de CO <sub>2</sub> supercritique	8
I.6) Applications industrielles du CO <sub>2</sub> supercritique	8
I.7) Avantages du CO <sub>2</sub> supercritique	10
I.8) Source du CO <sub>2</sub>	10

## **Chapitre II : Généralités sur le compresseur centrifuge**

II.1) Introduction	12
II.2) Compresseur centrifuge	12
II.3) Description du compresseur centrifuge	13
II.4) Principe de fonctionnement du compresseur centrifuge	14
II.5) Domaines d'utilisation de compresseur centrifuge	15
II.6) Avantages de l'utilisation d'un compresseur centrifuge	15
II.7) Inconvénient de l'utilisation d'un compresseur centrifuge	16
II.8) Triangles des vitesses	16
II.9) Degré de réaction	18
II.10) Travail de compresseur	19
II.11) Puissance du compresseur	19
II.12) Rendement isentropique	19
II.13) Rendement polytropique	20

## Chapitre III : Formulation Mathématique

III.1) Introduction.....	21
III.2) Equation de continuité .....	21
III.3) Equation de conservation de la quantité de mouvement .....	22
III.4) Equation de conservation de l'énergie totale .....	23
III.5) Les nombres adimensionnels .....	23
III.5.1) Nombre de Reynolds.....	23
III.5.2) Nombre de Mach.....	23
III.6) Modèles de turbulence.....	24
III.6.1) Modèle de turbulence k- $\omega$ standard .....	24
III.6.2) Modèle de turbulence k- $\omega$ SST .....	24

## Chapitre IV : Simulation Numérique

Introduction .....	25
IV.1) Description du compresseur centrifuge de Sandia.....	25
IV.2) Présentation du projet de simulation.....	26
IV.2.1) Géométrie sur BledGen .....	26
IV.2.2) Maillage .....	30
IV.2.2.1) Résultats de maillage .....	32
IV.2.3) CFX .....	32
IV.2.3.1) Choix des paramètres de calcul .....	33
IV.2.3.2) Conditions aux limites .....	33
IV.2.4) Lancement du module CFX Solver Manager (solution).....	33
IV.2.4.1) Critère de convergence .....	34
IV.2.5) Résultats de la simulation .....	35
IV.3) Validation .....	35
IV.4) Analyse paramétrique .....	54
IV.4.1) Effet de la vitesse de rotation .....	54
IV.4.2) Effet du nombre de mach.....	56
IV.4.3) Evolution des rendements aux différentes vitesses de rotation en fonction de nombre de mach .....	58
IV.5) Conclusion .....	59

IV.6) Comparaison entre les résultats de SCO2 et l'air .....	60
IV.6.1) Condition de simulation.....	60
IV.6.2) Condition au limites.....	60
IV.6.3) Convergence .....	61
IV.6.4) Résultats.....	61
IV.6.5) Analyse comparative .....	62
IV.7) Conclusion.....	66
Conclusion Générale.....	67
Références Bibliographiques.....	68
Annexe1 .....	70

## Nomenclature

SYMBOLE	DESIGNATION	UNITE
a	Vitesse de son	[m/s]
$\vec{C}$	Vitesse absolue	[m/s]
$C_p$	Capacité calorifique à pression constant	[J/kg.K°]
$C_v$	Capacité calorifique à volume constant	[J/kg. K°]
D	Diamètre	[m]
E	Energie totale de la conservation	[J]
g	Gravité	[m/s <sup>2</sup> ]
H	Enthalpie	[J]
M	Masse molaire du fluide	[g/mol]
n	Coefficient polytropique	
P	Pression	[ Pa ]
$P_c$	Pression critique du fluide	[Pa]
$P$	Puissance de compresseur	[W]
$Q_m$	Débit massique	[kg /s]
$q$	Puissance volumique dissipée	[W/m <sup>3</sup> ]
$\vec{U}$	Vitesse d'entraînement de rotation du rotor.	[m/s]
R	Rayon	[m]
$S_1$	Surface de compresseur centrifuge	[m <sup>2</sup> ]
T	Température	[K]
$C$	Vitesse de fluide dans l'environnement local	[m/s]
$V$	Vitesse caractéristique de l'écoulement	[m/s]
$\vec{W}$	Vitesse relative	[m/s]
$w_c$	Travail de compresseur	[J]
$\rho_{SCO_2}$	Masse volumique du CO <sub>2</sub> supercritique	[kg/m <sup>3</sup> ]

$\rho_{FSE}$	Masse volumique du fluide à l'état supercritique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{air}$	Masse volumique du fluide à l'état liquide	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\vartheta$	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]
$\omega$	Vitesse angulaire	[rad/s]
$\mu$	Viscosité dynamique	[Pa.s]

## Indices

SYMBOLE	DESIGNATION
1	Condition à l'entrée
2	Condition à la sortie
t	totale
i	intérieure
D	extérieure

## Liste des figures

Figure	Titre	Page
(I.1)	Diagramme de phase pression-température du CO <sub>2</sub>	1
(I.2)	Schéma de stockage de CO <sub>2</sub> à la profondeur dans un aquifère salin d'eau au moins 800 mètres	3
(I.3)	Transporter le CO <sub>2</sub> par canalisation à l'état liquide	3
(I.4)	Le transport de CO <sub>2</sub> par bateaux	4
(I.5)	Evolution de la viscosité du CO <sub>2</sub> en fonction de la température et de pression	5
(I.6)	Evolution de la densité du SCO <sub>2</sub> en fonction de température et de pression	5
(I.7)	Evolution de capacité thermique massique en fonction de Température et de pression	6
(I.8)	Evolution de gamma en fonction de température et de pression	6
(I.9)	Evolution de la vitesse de son en fonction de température et de pression	7
(I.10)	Evolution de la conductivité thermique en fonction de température et de pression	7
(II.1)	Compresseur centrifuge pour l'industrie du pétrole et du gaz	12
(II.2)	Compresseur centrifuge en éléments séparés	14

(II.3)	Schéma de compresseur centrifuge	14
(II.4)	Diagrammes des vitesses sur une roue à l'entrée radiale	16
(II.5)	Triangle des vitesses à l'entrée d'une turbomachine radiale	17
(II.6)	Triangle des vitesses à la sortie d'une turbomachine radiale	17
(IV.1)	Compresseur à CO <sub>2</sub> supercritique. Conçu et fabriqué par Barber Nichol Inc. pour les installations de SANDIA National Laboratoires	25
(IV.2)	Interface de ANSYS WORKBENCH	26
(IV.3)	Création d'un nouveau projet Bladegen	27
(IV.4)	Configuration des paramètres du rotor	27
(IV.5)	L'ajout des splitters	28
(IV.6)	Configuration des angles du bord de fuite et du bord d'attaque	28
(IV.7)	Configuration des propriétés du rotor	29
(IV.8)	Résultat du rotor en 3D	29
(IV.9)	millage du rotor	31
(IV.10)	Vue méridionale de la lame, du moyeu et du carénage	31
(IV.11)	Éléments de maillage à 50 % d'envergure	32
(IV.12)	Fenêtre de démarrage d'Ansys CFX Solver (solution).	34
(IV.13)	Histoire de la convergence de CO <sub>2</sub>	35
(IV.14)	Variation (a) de la pression totale, (b) de la pression statique le long de la trajectoire méridienne à 80% du débit massique	37
(IV.15)	Variation (a) de la pression totale, (b) de la pression statique le long de la trajectoire méridienne à 100% du débit massique	38
(IV.16)	Variation (a) de la pression totale, (b) de la pression statique le long de la trajectoire méridienne à 120% du débit massique	38
(IV.17)	Variation (a) de la température totale, (b) de la température statique le long de la trajectoire méridienne à 80% du débit massique	39
(IV.18)	Variation (a) de la température totale, (b) de la température statique le long de la trajectoire méridienne à 100% du débit massique	40
(IV.19)	Variation (a) de la température totale, (b) de la température statique le long de la trajectoire méridienne à 120% du débit massique	40
(IV.20)	Variation de la masse volumique dans le sens de l'écoulement à 80 % débit massique	41-42
(IV.21)	Variation de la masse volumique dans le sens de l'écoulement à 100 % débit massique	42

(IV.22)	Variation de la masse volumique dans le sens de l'écoulement à 120 % débit massique	43
(IV.23)	Vitesse méridienne à 0.65, 0.7, 0.75 et 0.80 dans le sens de l'écoulement respectivement pour 120% débit massique	44
(IV.24)	Vitesse méridienne à 50% d'envergure et 0.25 dans le sens de l'écoulement respectivement pour 100% débit massique	44
(IV.25)	Comparaison de la variation de Pression total de l'entrée à la sortie pour (a),(b) :80% débit massique (c),(d) : 100% débit massique. (e) et (f) : 120% débit massique	45-46
(IV.26)	Comparaison de pression à 20% 50% 80% d'envergure. Pour (a) et (b) :80% débit massique, (c) et (d) : 100% débit massique, (e) et (f) : 120% débit massique	47-48
(IV.27)	Comparaison de pression statique. Pour (a) et (b) : 80% débit massique. (c)et (d) : 100% débit massique. (e) et (f) : 120% débit massique	48-49
(IV.28)	Contour de nombre de mach relative à 50% d'envergure. (a),(b) : 80% débit massique. (c),(d) : 100% débit massique. (e),(f) : 120% débit massique	50
(IV.29)	Pression statique au bord d'attaque de la roue. (a),(b) : 80% débit massique. (c),(d) : 100% débit massique. (e),(f) : 120% débit massique	51
(IV.30)	Pression statique au bord de fuite de fuite (BF) de la roue. (a),(b) : 80% débit massique.(c),(d) : 100% débit massique. (e),(f) : 120% débit massique	52-53
(IV.31)	Taux de compression en fonction de vitesse de rotation	55
(IV.32)	la puissance (a) et le travail (b) en fonction de vitesse de rotation	56
(IV.33)	Rendements isentropique et polytropique en fonction de vitesse de rotation	56
(IV.34)	Taux de compression en fonction de nombre de mach	57
(IV.35)	la Puissance et le travail en fonction de nombre de mach	58
(IV.36)	Rendements isentropiques en fonction de nombre de mach	59
(IV.37)	Rendements polytropiques en fonction de nombre de mach	59
(IV.38)	Histoire de la convergence de l'air	62
(IV.39)	Contours de vitesse à 20% d'envergure (a) : Sc-CO <sub>2</sub> ; (b) : l'air	63
(IV.40)	Contours de vitesse à 50% d'envergure (a) : Sc-CO <sub>2</sub> ; (b) : l'air	63
(IV.41)	Contours de vitesse à 80% d'envergure (a) : Sc-CO <sub>2</sub> ; (b) : l'air	63

(IV.42)	Contours de pression à la surface méridienne (a) : Sc-CO <sub>2</sub> ; (b) : l'air	64
(IV.43)	Contours de pression au bord d'attaque (a) : Sc-CO <sub>2</sub> ; (b) : l'air	64
(IV.44)	Contours de pression au bord de fuite (a) : Sc-CO <sub>2</sub> ; (b) : l'air	65
(IV.45)	Variation de pression au bord d'attaque vers bord de fuite	65
(IV.46)	Variation de la température au bord d'attaque vers bord de fuite	66

## Liste des tableaux

<b>Tableau</b>	<b>Titre</b>	<b>Page</b>
(I.1)	Paramètres critiques des quelques fluides à l'état supercritique	2
(IV.1)	Spécification de rotor	30
(IV.2)	Résultats de maillage	32
(IV.3)	Conditions aux limites à l'entrée	33
(IV.4)	Conditions aux limites à la sortie	33
(IV.5)	Résultats de performance du compresseur centrifuge au SCO <sub>2</sub>	35
(IV.6)	Résultats de maillage pour la validation	36
(IV.7)	Observé Comparaison des résultats numériques entre 3 différents débits massiques	36
(IV.8)	Pression total et statique au BA pour différents débits massiques	52
(IV.9)	Pression total et statique au BF pour différents débits massiques	53
(IV.10)	Conditions aux limites à l'entrée	61
(IV.11)	Conditions aux limites à la sortie	61
(IV.12)	Résultats de performance du compresseur au l'air	62
(IV.13)	Comparaison des performances de compresseur	66

# Introduction Générale

La modélisation et la simulation numérique de l'écoulement du CO<sub>2</sub> supercritique dans un compresseur centrifuge utilisé dans une turbine à gaz sont des outils essentiels pour comprendre et optimiser les performances de ces systèmes. Le CO<sub>2</sub> supercritique, à l'état où il est soumis à des températures et des pressions supérieures à son point critique, présente des propriétés thermodynamiques uniques qui nécessitent une modélisation précise pour prédire son comportement lorsqu'il est comprimé et utilisé dans une turbine à gaz. L'écoulement de CO<sub>2</sub> supercritique dans un compresseur centrifuge est un sujet d'intérêt croissant dans le domaine de l'ingénierie des procédés et de l'énergie. Lorsque le CO<sub>2</sub> se trouve à l'état supercritique, il présente une densité plus élevée que dans les conditions normales et une viscosité relativement faible. Cela signifie que l'écoulement de CO<sub>2</sub> supercritique dans un compresseur centrifuge peut présenter des défis uniques en termes de conception et de fonctionnement du compresseur.

L'utilisation de CO<sub>2</sub> supercritique présente des avantages potentiels, notamment une meilleure efficacité énergétique et une réduction des émissions de CO<sub>2</sub>. En raison de ses propriétés thermodynamiques spécifiques, le CO<sub>2</sub> supercritique est également utilisé comme fluide de travail dans certains cycles thermodynamiques avancés, tels que les systèmes de récupération de chaleur, les cycles de turbine à gaz et les systèmes de réfrigération.

Ce travail fait partie d'une étude visant à prédire et améliorer les performances des compresseurs centrifuges, qui sont des turbomachines largement utilisées dans divers secteurs industriels. Les compresseurs centrifuges suscitent un vif intérêt au sein des communautés scientifiques et industrielles en raison de leur polyvalence et de leur application répandue dans l'industrie. L'objectif de cette étude est d'approfondir la compréhension du comportement des compresseurs centrifuges, d'optimiser leur rendement et de proposer des améliorations pour répondre aux besoins spécifiques des différentes industries.

Notre étude se concentre sur les compresseurs, des machines utilisées pour comprimer des fluides compressibles. La conception des compresseurs peut varier en fonction de l'équipement sur lequel ils sont utilisés. Parmi les différents types de compresseurs existants, nous concentrerons dans ce travail sur les compresseurs centrifuges et leurs caractéristiques distinctives.

Nous avons divisé ce travail en quatre chapitre :

➤ Chapitre I : CO<sub>2</sub> supercritique.

Dans ce chapitre, nous allons parler en générale sur le CO<sub>2</sub> supercritique, notamment sa définition et ses propriétés physiques, le domaine d'utilisation et ses avantages.

➤ Chapitre II : Compresseur centrifuge.

Ce chapitre parle du compresseur centrifuge en général. On a parlé de la description du compresseur centrifuge, le principe de fonctionnement, les domaines d'utilisations et ses avantages et inconvénients. On s'intéresse à présenter une description du triangle de vitesse et les équations mathématiques appliquées sur le compresseur (le travail, la puissance, les rendements).

➤ Chapitre III : Formulation mathématique.

Notre étude se focalise sur la modélisation de l'écoulement du CO<sub>2</sub> supercritique repose sur les équations fondamentales de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, qui sont résolues numériquement à l'aide de techniques telles que les méthodes des volumes finis ou les méthodes des éléments finis. Ces modèles permettent de prédire les distributions de pression, de température et de vitesse dans le compresseur centrifuge, ainsi que les performances globales.

➤ Chapitre IV : Simulation numérique.

Dans le cadre de notre travail, nous présentons les résultats obtenus. Nous commençons par fournir des détails sur la géométrie et le maillage utilisé, ainsi que les conditions d'entrée employées dans la simulation réalisée avec Ansys-Cfx. Ensuite, nous exposons les différents contours et profils qui ont été générés, tels que la pression statique et totale, l'évolution des vitesses et température. Nous procédons également à une discussion approfondie des résultats, en examinant différentes situations liées à l'analyse paramétrique des effets du nombre de Mach et des vitesses de rotation.

# **Recherche bibliographique**

Le  $CO_2$  supercritique est considéré comme un solvant et peut être récupéré et réutilisé, ce qui le rend écologique et économique. Il est utilisé dans plusieurs domaines notamment la production d'électricité, la récupération de chaleur résiduelle et l'exploitation des sources d'énergie renouvelable, telles que l'énergie solaire et géothermique. L'extrait huileux [1] et aussi large éventail de domaines, y compris l'alimentation, les cosmétiques, produits pharmaceutiques et matériels. Les procédés à base de  $CO_2$  supercritique comprennent l'extraction, l'imprégnation, formulation, stérilisation et nettoyage entre autres, [2] la chimie : la solubilité des solides. [3]

Dans [4] les auteurs examinent les progrès réalisés dans le domaine des cycles de puissance utilisant du dioxyde de carbone à l'état supercritique comme fluide de travail. Une description détaillée des cycles de puissance au  $CO_2$  supercritique est présentée mettant en évidence les caractéristiques et avantages potentiels de ces cycles. En outre, les auteurs passent en revue les principales applications envisagées pour les cycles de puissance au  $CO_2$  supercritique.

Le  $CO_2$  supercritique présente des propriétés intéressantes en termes de transfert de chaleur et d'efficacité énergétique, ce qui en fait un fluide de travail potentiel pour les réacteurs à fusion. Un cycle de puissance de recompression supercritique au  $CO_2$  a été simulé à l'aide du code système RELAP5-3D par L.Batet et al [5]. RELAP5-3D est un code de simulation thermohydraulique largement utilisé dans l'industrie nucléaire pour analyser les systèmes de réacteur.

H.S.Pham et al [6] se sont concentrés sur la cartographie des performances thermodynamiques du cycle au  $CO_2$  supercritique et son optimisation pour deux types de réacteurs : un réacteur modulaire de petite taille et un réacteur à caloporteur sodium refroidi à l'eau. Son objectif était d'évaluer les performances du cycle dans ces deux configurations de réacteurs et d'optimiser le cycle pour obtenir des résultats améliorés. La cartographie des performances thermodynamiques du cycle a été réalisée dans une plage de température de  $250^\circ C$  à  $850^\circ C$  pour différentes configurations de cycle.

Dans [7] les auteurs présentent le développement du cycle de Brayton à  $CO_2$  supercritique à travers une analyse bibliométrique par Aofang Yu et al. Sur la base des publications scientifiques de 2000 à 2019, il y a eu 724 articles provenant de 543 instituts et 55 pays. Les États-Unis sont le pays leader dans ce domaine, suivis de la Chine et de la Corée du Sud. Les publications les plus productives sont dans l'Actes de l'ASME Turbo Expo, de Lee JI et de l'Université Xi'an Jiaotong. Les recherches sur le cycle sc- $CO_2$  Brayton se concentrent

principalement sur les applications de la technologie sc- $CO_2$ , la structure du cycle, la conception et l'optimisation du système sc- $CO_2$ , ainsi que les mélanges à base de  $CO_2$ . L'application de la technologie sc- $CO_2$  représente la plus grande part des articles, tandis que les publications sur les mélanges à base de  $CO_2$  sont moins fréquentes. Pour l'examen de la recherche sur le cycle sc- $CO_2$ , cinq aspects sont analysés : les applications, les configurations et la modélisation du cycle, les mélanges à base de  $CO_2$ , les composants du système et les expériences. La plupart des recherches sont encore théoriques et seules quelques petites installations expérimentales existent. Une méthodologie systématique pour concevoir et étudier les cycles sc- $CO_2$  est recommandée, en accordant une attention particulière aux performances du cycle et aux propriétés des mélanges à base de  $CO_2$ . Il est nécessaire de comprendre le transfert de chaleur du sc- $CO_2$ , d'améliorer les turbomachines et de réaliser davantage d'expériences à grande échelle dans des conditions réelles.

H.S.Pharm et al [8], ont fait une étude présente une approche pour établir les cartes de performance du compresseur au  $CO_2$  supercritique en utilisant des simulation de dynamique des fluides (CFD). L'objectif de l'étude était de développer une méthodologie pour évaluer les performances du compresseur et de qualifier cette méthodologie en utilisant des simulations CFD. Les auteurs décrivent également les paramètres et les conditions d'entrée utilisés dans les simulations CFD. Des simulations CFD ont été réalisées sur un compresseur sc- $CO_2$  à petite échelle de TiTech, et les résultats numériques ont été comparés aux données expérimentales. Les incertitudes de mesure ont eu de fortes implications sur la fiabilité des performances du compresseur, ce qui a rendu impossible la comparaison avec les résultats de simulation. Cependant, un accord satisfaisant a été obtenu pour les températures et les pressions à l'entrée et à la sortie du compresseur, ce qui suggère que la technique CFD peut être prometteuse. Les simulations CFD à grande échelle du compresseur ont montré une diminution significative de la température et de la pression dans la zone d'accélération, indiquant un potentiel élevé pour une condition biphasée. Pour éviter cela, il est recommandé de choisir des conditions d'entrée à basse température, de dimensionner le compresseur avec une faible vitesse d'entrée et de rotation de l'arbre, en limitant la vitesse maximale près du bord d'attaque de la roue.

Dans le contexte de l'utilisation de gaz issus de décharges comme combustible dans les cycles de récupération d'énergie des turbines à gaz, une étude des cycles de puissance au sc- $CO_2$  a été menée [9] pour évaluer les performances des cycles de puissance au sc- $CO_2$  dans un système où les gaz provenant de décharges étaient utilisés comme combustible pour alimenter une turbine à gaz. Une étude thermodynamique a été réalisée pour déterminer le cycle S- $CO_2$  le plus

adapté à l'utilisation de la chaleur résiduelle d'une turbine LFG de 5 MWe. Trois nouveaux cycles S-CO<sub>2</sub> ont été suggérés et analysés. Le cycle de recompression, généralement considéré comme le meilleur en termes d'efficacité, n'est pas adapté à la récupération de chaleur résiduelle. Le processus de refroidissement intermédiaire améliore légèrement les performances, mais la récupération est cruciale pour augmenter l'efficacité du cycle S-CO<sub>2</sub>. Le cycle de chauffage partiel offre un travail net plus élevé de 2,75 MWe avec une configuration simple et moins de composants. Il présente des avantages supplémentaires. Ce cycle semble être une option prometteuse pour une source de chaleur à l'échelle du MW à l'avenir. Le cycle divisé à double chauffage et flux offre le travail net le plus élevé de 3,23 MWe, mais nécessite plus de composants et des stratégies opérationnelles complexes. Son adoption future dépendra des progrès technologiques du cycle S-CO<sub>2</sub> et de ses performances en termes de source de chaleur à l'échelle MW.

Ming-Jia Li et al [10] ont fait l'étude sur le développement technologique et les applications des cycles de puissance au sc-CO<sub>2</sub> dans les secteurs de l'énergie nucléaire, énergie solaire et d'autres industries énergétiques. L'objectif était de présenter les avancées technologiques réalisées dans le domaine des cycles de puissance au sc-CO<sub>2</sub> et d'examiner les différentes applications de cette technologie dans les secteurs de l'énergie. Les conclusions soulignent l'efficacité du cycle S-CO<sub>2</sub> dans les industries nucléaires, mais la nécessité d'optimiser les paramètres pour les petites capacités de puissance. De plus, le choix d'une configuration optimale est essentiel pour l'intégration du système S-CO<sub>2</sub>.

Karl Wygant et al [11], présentent les principes de base et les défis associés à la conception et l'optimisation des turbomachines pour les applications utilisant le CO<sub>2</sub> supercritique. Ils examinent également les différentes configurations de turbomachines utilisées, tels que les compresseurs, les turbines et les pompes et discutent de leurs performances et de leurs caractéristiques spécifiques dans ce contexte. L'article met en évidence les avantages et les défis spécifique liés à l'utilisation du sc-CO<sub>2</sub> comme fluide de travail, notamment en termes de densité élevée, de viscosité variable et de transfert de chaleur. Des applications variées sont en développement pour les turbomachines utilisant le CO<sub>2</sub> supercritique, telles que la récupération de chaleur perdue, la production d'énergie directe et les cycles de puissance combinés. Cependant, ces turbomachines présentent des défis liés aux hautes pressions du CO<sub>2</sub> et aux exigences spécifiques des différentes applications. Ce travail vise à fournir les connaissances fondamentales nécessaires pour comprendre les cycles de base et les turbomachines associées,

en mettant l'accent sur les échanges entre les cycles, la température d'entrée de la turbine, ainsi que les contraintes et les besoins des sous-composants des turbomachines.

Les énergies fossiles, notamment celles utilisées dans la production thermique d'électricité, ont désormais un statut d'énergie de transition en raison du changement climatique. Les pertes de rendement et les surcoûts élevés induits par les procédés de CCS font rechercher des cycles thermodynamiques permettant d'augmenter substantiellement les rendements et de promouvoir des installations à captage intégré. Les cycles à base de  $sc-CO_2$  offrent de telles opportunités [12] mais requièrent des développements importants, notamment dans les domaines suivants : les matériaux (composants de turbines) ; la technologie, spéciale, des échangeurs de chaleur ; la combustion et le contrôle-commande.

**Chapitre I**  
**Généralités sur le CO<sub>2</sub>**  
**supercritique**

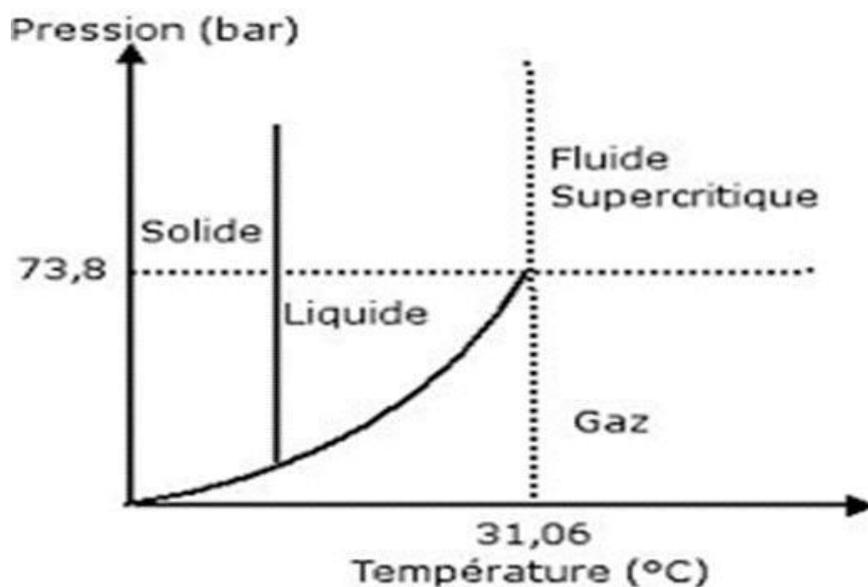
**I.1- Définition de CO<sub>2</sub> Supercritique :**

Lorsqu'un fluide est soumis à des conditions de température et de pression qui dépassent son point critique, il est qualifié de "supercritique". Les fluides supercritiques ont des propriétés intermédiaires entre celles des gaz et des liquides, telles qu'une densité proche de celle des liquides, une viscosité proche de celle des gaz et une haute diffusivité. Bien que de nombreux fluides supercritiques soient étudiés, tels que l'eau et le propane, le CO<sub>2</sub> est le plus couramment utilisé dans divers domaines. Avec une faible température critique 31°C et une pression critique à 74 bars. [13]

Dans cet état, le CO<sub>2</sub> a des propriétés uniques qui le rendent très utile dans de nombreuses applications, telles que l'extraction de composés chimiques à partir de plantes, la purification de produits pharmaceutiques et la production de mousses de polystyrène pour l'emballage.

Le CO<sub>2</sub> supercritique est considéré comme un solvant "vert" car il est non toxique, ininflammable et peut être récupéré et réutilisé, ce qui le rend écologique et économique.

Le diagramme de CO<sub>2</sub> est présenté dans la figure ci-dessous :



**Figure I.1 :** Diagramme de phase pression-température du CO<sub>2</sub>.

Le tableau 1 présente les paramètres critiques (pression et température) pour certains fluides tels que le propane, l'éthane, l'eau ou le CO<sub>2</sub> est d'une importance primordiale car ces fluides sont les plus étudiés. Le coût de ces fluides est un facteur clé dans le choix de celui qui sera

utilisé. Les deux fluides les plus utilisés dans les expériences sont le CO<sub>2</sub> et l'eau. Toutefois, l'utilisation de l'eau sous des conditions supercritiques pose des problèmes en raison de la réduction de ses coordonnées, ce qui rend son accessibilité expérimentale difficile. En outre, son caractère corrosif nécessite un équipement adapté et donc assez coûteux.

Fluide	Température critique (°C)	Pression critique (bar)
Dioxyde de carbone (CO <sub>2</sub> )	31,1	73,8
Eau (H <sub>2</sub> O)	374	220
R134a (C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub> )	101	101,6
Ethane (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	32,2	48,8
Propane (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	96,6	42,5
Ethylène (C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> )	9,5	50,76
Propylène (C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> )	91	46,1

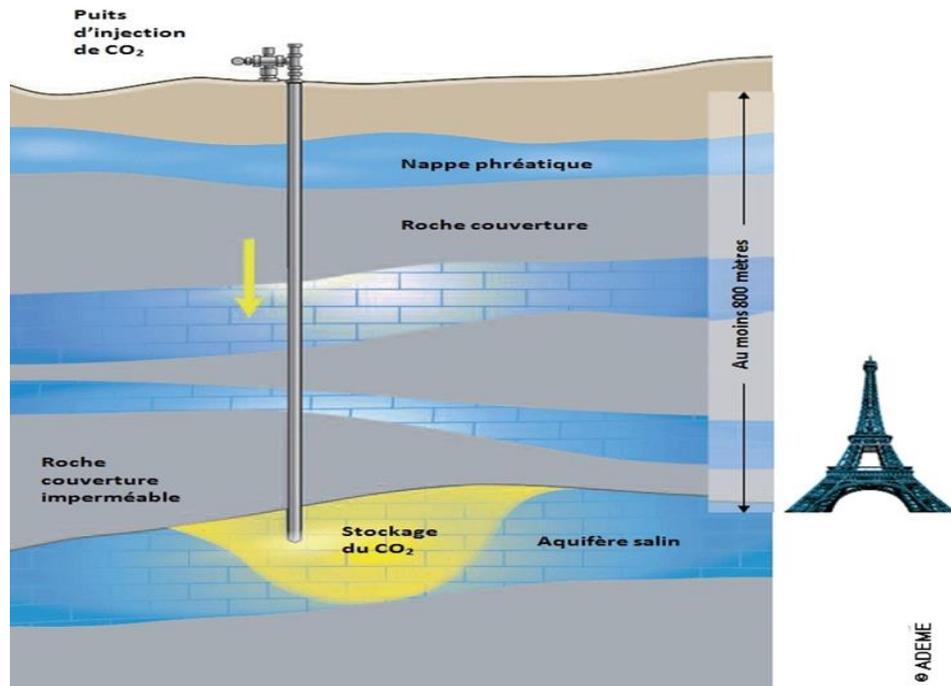
**Tableau I.1 :** Paramètres critiques des quelques fluides à l'état supercritique.

### **I.2- Stockage de CO<sub>2</sub> supercritique :**

Il s'agit de capter le CO<sub>2</sub> dans des roches réservoirs sous la surface de la terre, d'où le nom de stockage géologique. Les zones de stockage peuvent être de plusieurs types : aquifères salins profonds, gisements de pétrole et de gaz épuisés et veines de charbon.

Les roches qui aident à stocker le CO<sub>2</sub>, appelées roches réservoirs, se trouvent dans les bassins sédimentaires presque partout dans le monde. Celles-ci peuvent s'étendre sur des centaines voire des milliers de kilomètres carrés et avoir plus de quelques kilomètres d'épaisseur.

Le CO<sub>2</sub> doit être injecté à une profondeur suffisante dans le sous-sol pour atteindre les conditions de pression et de température qui déterminent son passage à l'état supercritique (plus de 31°C à 74 bars de pression). Dans cet état, le CO<sub>2</sub> est plus dense et plus petit. La profondeur nécessaire pour atteindre l'état supercritique dépend de la température locale en profondeur, elle est d'au moins 800 mètres.



**Figure I.2 :** Schéma de stockage du CO<sub>2</sub> en profondeur dans un aquifère salin d'eau au moins 800 mètres.

### I.3- Transport de CO<sub>2</sub> supercritique :

Dans le cas d'un transport par canalisation, le CO<sub>2</sub> est dans un état supercritique, à une pression supérieure à 74 bars une température supérieure à 31°C. Ce type de transport impose éventuellement des recompressions intermédiaires, selon la distance.



**Figure I.3 :** Transporter le CO<sub>2</sub> par canalisation à l'état liquide.

Une pratique sérieusement envisagée pour de plus longues distances ou un stockage offshore.

Pour des distances supérieures à 1 000 km, le transport par bateau apparaît plus économique que le transport par pipeline maritime si l'on considère que la quantité de CO<sub>2</sub> traitée est égale à 6 mégatonnes par an. Les méthaniers en service ont une capacité comprise entre 120 000 et

150 000 mètres cubes. Le dioxyde de carbone étant presque deux fois et demie plus dense que le méthane (1032kg.m<sup>3</sup> contre 423kg.m<sup>3</sup>), le volume du conteneur utilisé pour transporter le CO<sub>2</sub> devrait être plus petit. L'étude recommande donc l'utilisation de navires de moindre capacité (10 000 à 30 000 m<sup>3</sup>).

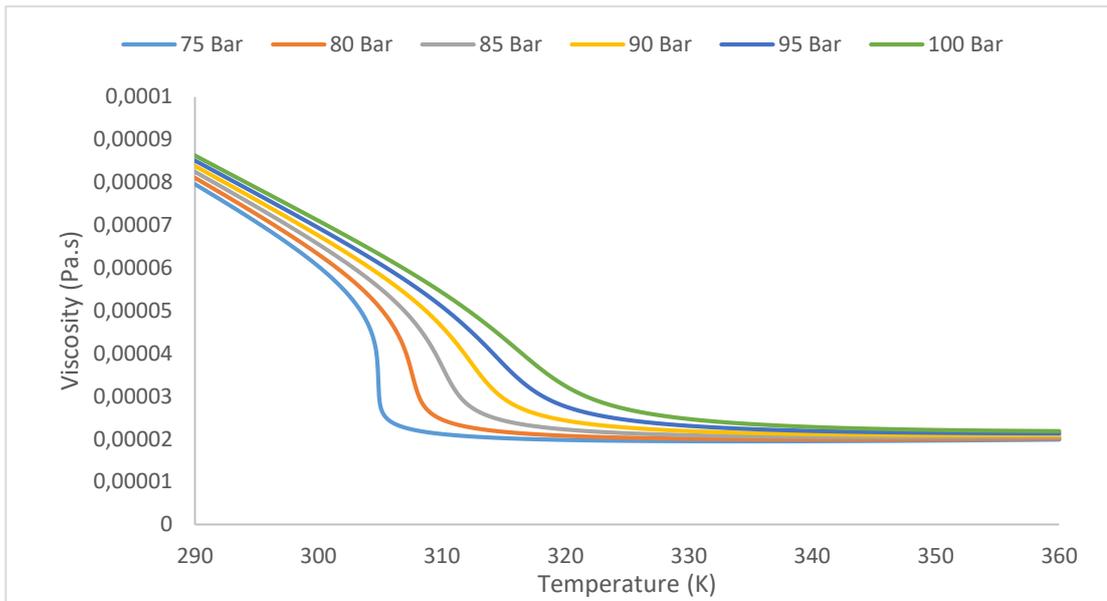


Figure I.4 : Transport de CO<sub>2</sub> par bateaux.

### I.4- Propriétés de transport :

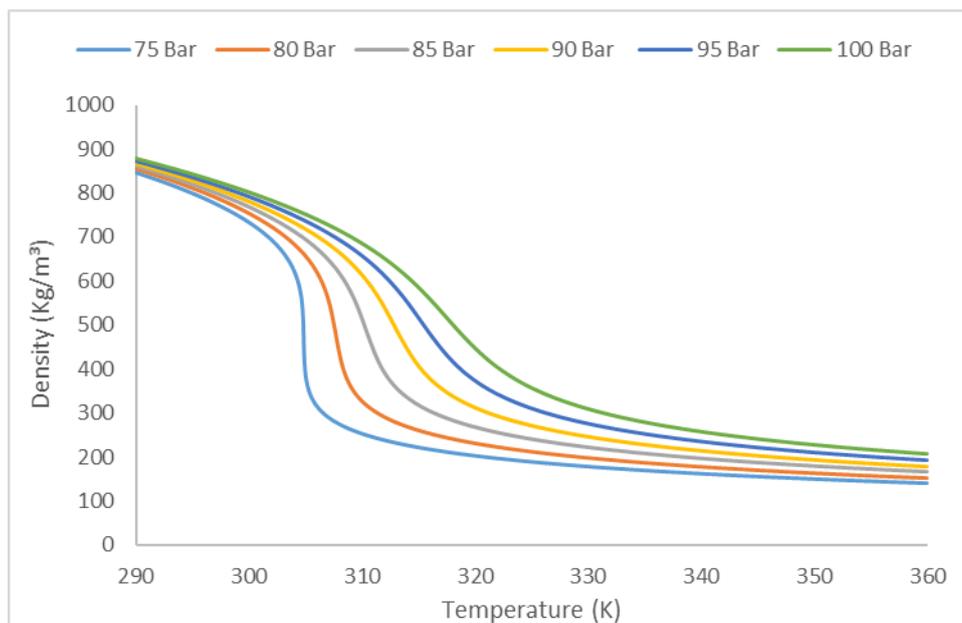
- **Viscosité :**

La viscosité des fluides supercritiques est supérieure à celles des gaz et inférieure à liquides elle est variable autour du point critique. Les faibles valeurs de viscosité facilitent le transfert de matière grâce à une meilleure Pénétration dans les solides, réduisant l'apport d'énergie pour déplacer le fluide. La figure montre la variation de la viscosité avec les paramètres P et T. La figure montre qu'à température constante, la masse volumique augmente avec La pression fait augmenter la viscosité. Par contre, à pression constante, Une augmentation de la température réduit la densité du milieu, ce qui entraîne une domination de la viscosité.



**Figure I.5 :** Evolution de la viscosité du CO<sub>2</sub> en fonction de la température et de pression.

La figure I.6 montre l'évolution de la densité en fonction de température et de pression.



**Figure I.6 :** Evolution de la masse volumique du SCO<sub>2</sub> en fonction de température et de pression.

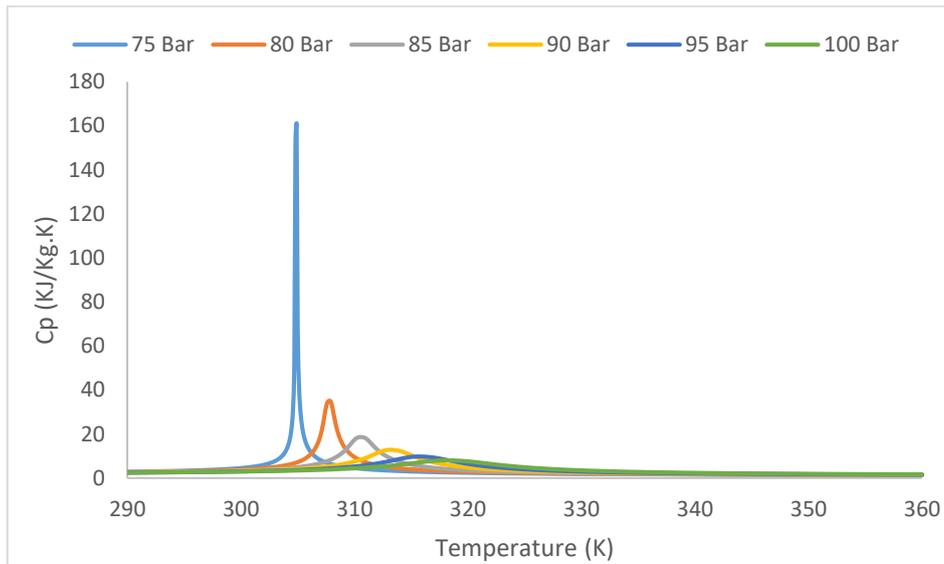
- **Diffusivité :**

Le transfert de masse dépend également d'une autre propriété : la diffusivité. Elle augmente diminue avec l'augmentation de la température, car une augmentation de la pression provoque La densité augmente, ce qui limite le transfert de substances. Parce que Leur faible viscosité et leur diffusivité plus élevée que les liquides, les fluides Les cellules supercritiques sont

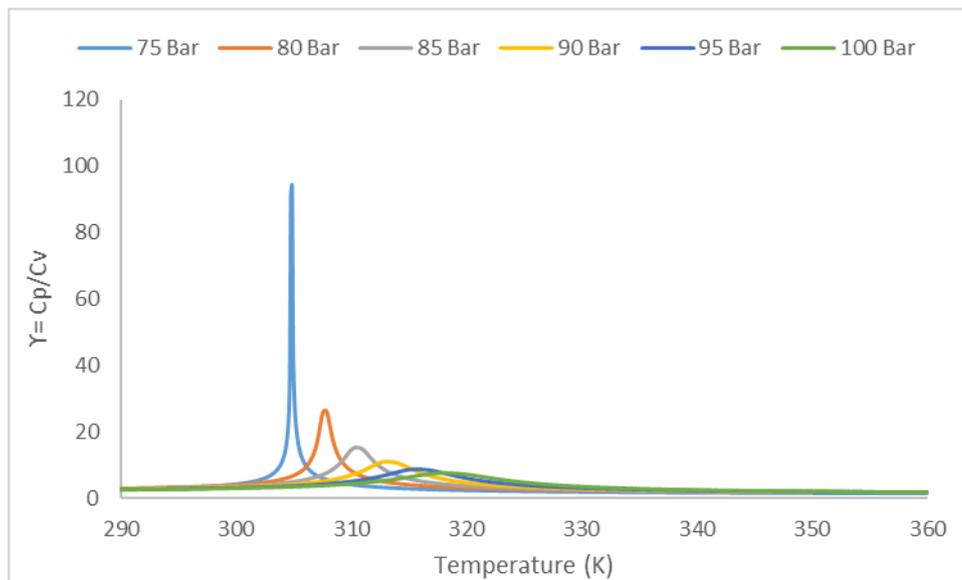
intéressantes pour des applications telles que l'extraction, Traitement des solides, synthèse organique et chromatographie.

- **Solubilité dans le CO<sub>2</sub> supercritique :**

Le pouvoir dissolvant du CO<sub>2</sub> supercritique est exponentiellement lié à sa densité. Dans le domaine supercritique, la densité des molécules est proche de celle du liquide, favorisant ainsi les interactions intermoléculaires. Cela donne à l'état certains pouvoirs dans ces conditions. [14]



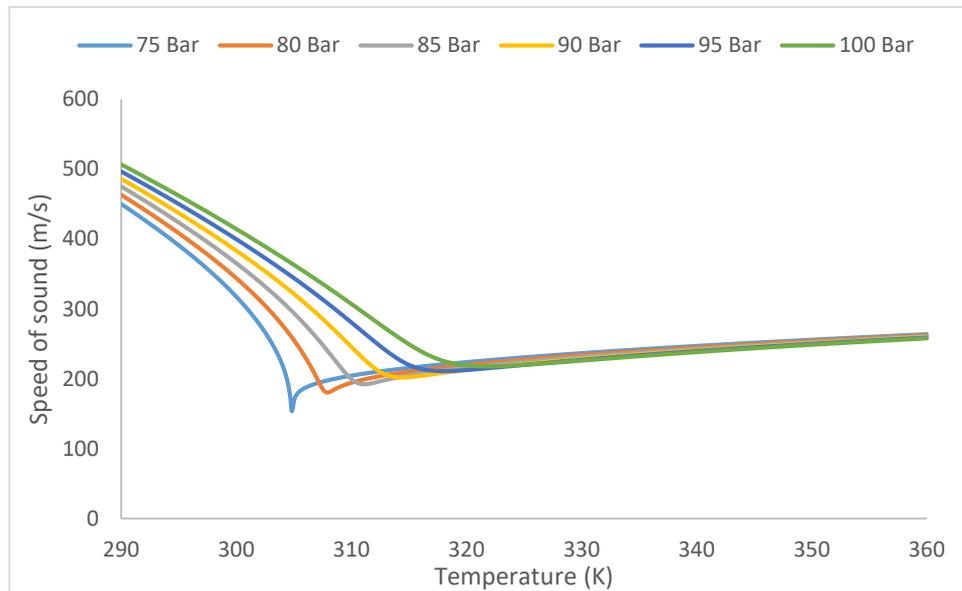
**Figure I.7 :** Evolution de la capacité thermique massique en fonction de Température et de pression.



**Figure I.8 :** Evolution du coefficient adiabatique en fonction de la température et de la pression.

- **Vitesse de son :**

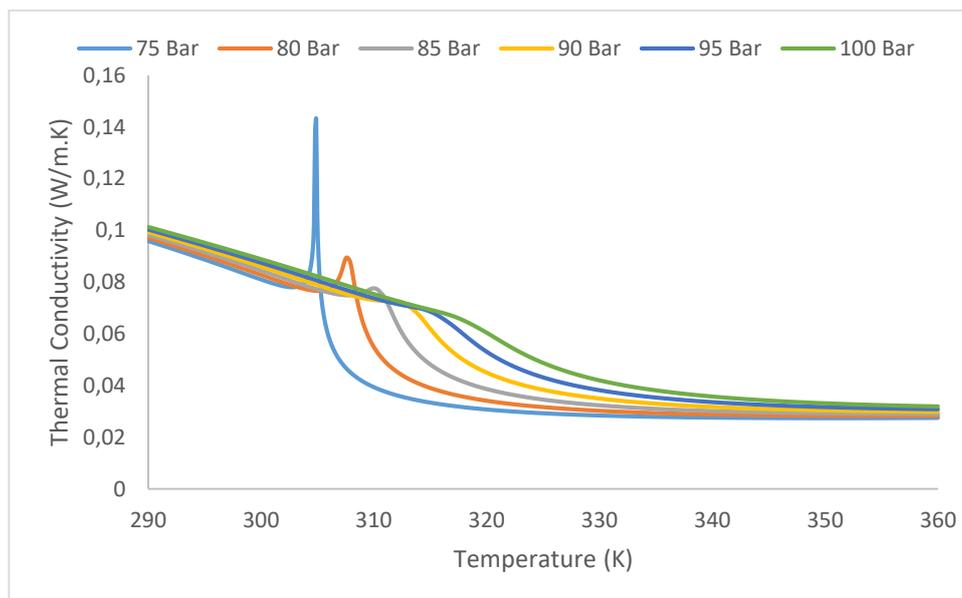
La figure I.9 exprime l'évolution de la vitesse de son du CO<sub>2</sub> en fonction de température et de pression



**Figure I.9 :** Evolution de la vitesse de son en fonction de température et de pression.

- **La conductivité thermique :**

La figure I.10 exprime l'évolution de la conductivité thermique de CO<sub>2</sub> en fonction de température et de pression



**Figure I.10 :** Evolution de la conductivité thermique en fonction de température et de pression.

### I.5- Propriétés de CO<sub>2</sub> supercritique :

Le CO<sub>2</sub> supercritique présente de nombreuses propriétés qui en font un solvant de choix :

1. Pas de solvant résiduel à la fin du traitement (évacuation sous pression atmosphérique)
2. Non toxique
3. Chimiquement inerte, pas de problèmes d'oxydation du produit Inodore
4. Non inflammable
5. Basse température critique.
6. Une masse volumique élevée (comme celle des liquide).
7. Un fort coefficient de diffusivité (comme les gaz).
8. Une viscosité faible

Les fluides en état supercritique ont des propriétés intermédiaires entre celles des liquides et des gaz, et peuvent être modulés en fonction de paramètres extérieurs tels que la pression et la température. Cette modulation permet aux fluides supercritiques d'avoir un pouvoir solvant "à géométrie variable", où leur densité peut varier de celle d'un gaz à celle d'un liquide, permettant ainsi la dissolution sélective de certains composés. Cette caractéristique est particulièrement utile pour l'extraction de composés chimiques, car elle permet d'obtenir un extrait pur sans la nécessité d'une étape de purification ultérieure, contrairement aux solvants liquides. Le CO<sub>2</sub> supercritique est souvent utilisé pour cette raison, car il est écologique, économique et non toxique, et permet une extraction sélective et efficace des composés ciblés. [13]

### I.6- Applications industrielles du CO<sub>2</sub> supercritique :

La technique de CO<sub>2</sub> supercritique offre de nombreuses possibilités dans divers domaines d'activité en remplaçant les traitements qui utilisent des liquides apolaires tels que les hydrocarbures et les solvants halogénés. Elle peut être utilisée pour des applications courantes telles que l'extraction, le fractionnement, la déposition, l'imprégnation, la réaction, la chromatographie et bien d'autres.

Sans être exhaustif, il est possible de mentionner :

**I.6.1- L'agro-alimentaire** : extraction/fractionnement de diverses matrices (animales ou végétales) :

- désalcoolisation de liquides (boissons)
- préparation de tabac sans nicotine

- l'extraction de composants à partir de graines de citronnier

- Décaféination du café : Le CO<sub>2</sub> supercritique est également utilisé pour décaféiner le café. Cette méthode est plus respectueuse de l'environnement que les méthodes traditionnelles qui utilisent des solvants chimiques

- extraits de plantes, décaféination du thé, l'extraction des fractions amères du

Houblon, ...

- séchage d'aérogels, ...

**I.6.2- La pharmacie :** Le CO<sub>2</sub> supercritique est utilisé dans la fabrication de médicaments pour purifier et séparer les composants actifs des impuretés. Cette méthode est plus respectueuse de l'environnement et plus sûre que les méthodes traditionnelles qui utilisent des solvants toxiques. Extraits de plantes médicinales, de stéroïdes, de pénicilline, élimination ou remplacement de solvants liquides chlorés ou non chlorés ...

**I.6.3- Les matériaux :** élimination de solvants, purification de monomères, purification de polymères, création d'aérogels, teintures et apprêts...

**I.6.4- Nettoyage de composants électroniques :** Le CO<sub>2</sub> supercritique est utilisé pour nettoyer les composants électroniques tels que les circuits imprimés. Cette méthode permet de nettoyer en profondeur les composants sans utiliser de solvants toxiques ou de laisser de résidus.

**I.6.5- La chimie :** diverses réactions peuvent être menées en milieu supercritique : oxydations, condensations, photochimie, polymérisation...

Un intérêt sera par exemple l'élimination aisée, en continu, de produits de réaction.

**I 6.6- La biochimie :** purification d'antibiotiques, d'acides organiques, réactions enzymatiques... [13]

**I.6.7- Turbomachine :** Diverses applications liées aux turbomachines à CO<sub>2</sub> supercritique sont actuellement en cours de développement pour : la récupération de la chaleur perdue, la production d'énergie directe et les cycles de puissance combinés.

- Le CO<sub>2</sub> supercritique peut être utilisé comme un fluide de travail dans les turbines à gaz. Les turbines à gaz fonctionnent en comprimant un fluide, en le chauffant, puis en le faisant passer à travers une turbine pour produire de l'énergie mécanique. Le CO<sub>2</sub> supercritique peut être utilisé à la place des gaz conventionnels dans les turbines à gaz en raison de sa densité plus élevée, ce qui peut augmenter l'efficacité du processus.
- Le CO<sub>2</sub> supercritique peut également être utilisé comme un fluide de refroidissement dans les turbomachines, telles que les turbines à vapeur. Les

turbomachines fonctionnent en convertissant l'énergie cinétique en énergie mécanique. Cependant, la chaleur générée pendant le processus peut endommager les composants de la machine. Le CO<sub>2</sub> supercritique peut être utilisé comme un fluide de refroidissement pour maintenir la température des composants de la machine à un niveau sûr.

- Le CO<sub>2</sub> supercritique peut être utilisé pour le nettoyage et le dégraissage des composants des turbomachines. Le CO<sub>2</sub> supercritique peut dissoudre la saleté et les huiles des composants de la machine sans endommager les surfaces métalliques. Cela peut aider à maintenir les composants de la machine en bon état de fonctionnement et à prolonger leur durée de vie.

### I.7- Les avantages de CO<sub>2</sub> supercritique :

En général, l'utilisation du CO<sub>2</sub> supercritique présente plusieurs avantages par rapport à d'autres méthodes d'extraction et de purification, notamment en termes de sécurité, de respect de l'environnement, de pureté et de qualité des produits obtenus.

- Il possède une faible température critique ( $T_c = 31,1^\circ\text{C}$ ), qu'il soit non inflammable et non toxique
- Qu'il n'y a pas de solvant résiduel à la fin du traitement (évacuation sous pression atmosphérique).
- Il est chimiquement inerte, qu'il n'y a pas de problèmes d'oxydation du produit et qu'il pose moins de problèmes de sécurité.
- Il possède des propriétés de transport très favorables, meilleurs que celles des solvants liquides usuels.

### I.8- Source du CO<sub>2</sub> :

La présence du dioxyde de carbone dans l'atmosphère remonte à des millions d'années, attribuable à diverses sources.

- **La décomposition :** Lorsque les plantes et les animaux décèdent, ils subissent des processus chimiques qui décomposent les composés organiques de leur corps en composés plus simples, incluant le dioxyde de carbone.
- **Les volcans :** Les éruptions volcaniques produisent des émissions solide et gazeuses qui contiennent du CO<sub>2</sub>.
- **Les activités humaines :** Leur impact sur le flux de dioxyde de carbone dans l'atmosphère a été notable, connaissant une augmentation significative au cours des 150 dernières années.

- **Combustion des combustibles fossiles :** Le charbon est principalement composé de carbone pur, tandis que le pétrole et le gaz naturel sont principalement constitués de carbone. Nous utilisons ces combustibles en les brûlant en présence d'oxygène pour générer de l'énergie utilisée pour le chauffage, l'éclairage et la mobilité. L'utilisation de ces combustibles fossiles entraîne actuellement le rejet d'environ 26 milliards de tonnes de dioxyde de carbone dans l'atmosphère chaque année.

**La déforestation :** Depuis des siècles, les hommes ont procédé à la combustion des forêts afin de défricher des terres pour l'agriculture, impactant ainsi l'équilibre du dioxyde de carbone de deux manières. Tout d'abord, cette combustion libère du dioxyde de carbone dans l'atmosphère. De plus, la diminution du nombre d'arbres capables d'éliminer le dioxyde de carbone par photosynthèse se produit. Bien qu'il soit vrai que les terres agricoles agissent également comme des puits de dioxyde de carbone, elles ne sont pas aussi efficaces que les forêts à cet égard. [15]

# **Chapitre II**

## **Généralités sur le compresseur centrifuge**

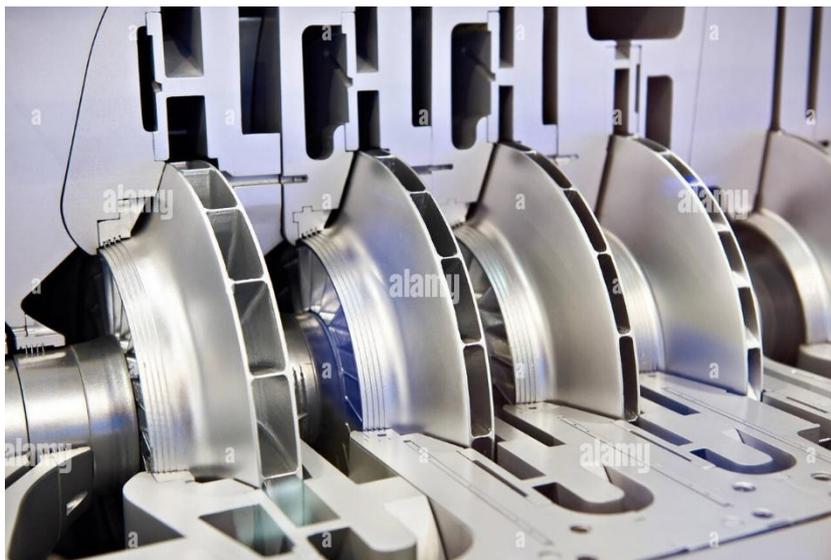
### IV.1- Introduction :

Le compresseur est un dispositif mécanique utilisé pour augmenter la pression d'un fluide, comme l'air ou un gaz, en le comprimant. Il existe différents types de compresseurs, tels que les compresseurs à piston, les compresseurs rotatifs à vis, les compresseurs centrifuges et les compresseurs axiaux. Chaque type de compresseur est utilisé dans des applications spécifiques, allant de l'industrie à l'automobile en passant par la climatisation et la réfrigération. Les compresseurs sont essentiels pour des tâches telles que l'alimentation des outils pneumatiques, le conditionnement de l'air et la compression des gaz dans les procédés industriels.

### II.2- Compresseur centrifuge :

Le compresseur centrifuge est une turbomachine où le flux de gaz se déplace principalement de manière radiale. Les aubes d'une roue centrifuge fournissent l'énergie nécessaire pour augmenter la pression du fluide. Ces aubes divisent la surface latérale de la roue en secteurs, créant ainsi des canaux d'écoulement et formant un passage d'aube. Les roues, solidaires à l'arbre, transfèrent de l'énergie à celui-ci. Une partie de cette énergie est convertie en augmentation de pression directement dans les roues, tandis que le reste se produit dans le stator, c'est-à-dire dans les diffuseurs. [16]

Caractérisés par une grande vitesse de rotation et un rendement plus faible par rapport aux Compresseurs axiaux (écoulement radial puis axial) les compresseurs centrifuges ont par Contre un taux d'augmentation de pression par étage plus élevé.



**Figure II.1 :** Compresseur centrifuge pour l'industrie du pétrole et du gaz.

### II.3- Description du compresseur centrifuge :

Le compresseur centrifuge simple est composé d'un distributeur, d'une roue, d'un diffuseur et d'une volute. [17]

- **Le distributeur** : Son rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor en lui donnant une vitesse et une direction appropriées. Le distributeur peut être une simple canalisation ou comprendre une couronne d'aubes fixes (stator, indispensable s'il faut dévier l'écoulement tangentiellement),

- **La roue** : La roue du compresseur étudiée comporte une zone inductrice où les aubes commencent dans la partie axiale de la veine méridienne. Grâce à sa vitesse de rotation, l'écoulement est aspiré dans la direction axiale, accélère à grande vitesse, puis expulse dans une direction radiale.

- **Le Volute** : la turbine se décharge dans le collecteur, conçu en forme de coquille d'escargot, également appelé volute. Dans la volute, le débit d'air du diffuseur est recueilli et distribué à un tuyau de sortie.

- **Le Diffuseur** : Le diffuseur a pour rôle de collecter le fluide à la sortie du rotor et de l'amener à la section de sortie de la machine. Comme pour le distributeur, le diffuseur peut inclure une couronne d'aubes fixes. Ces aubes fixes sont notamment utiles lorsque l'écoulement a une composante tangentielle de vitesse à la sortie du rotor et servent à ramener l'écoulement dans la direction principale du tube de courant (axiale ou radiale), raison pour laquelle on utilise parfois le terme redresseur.

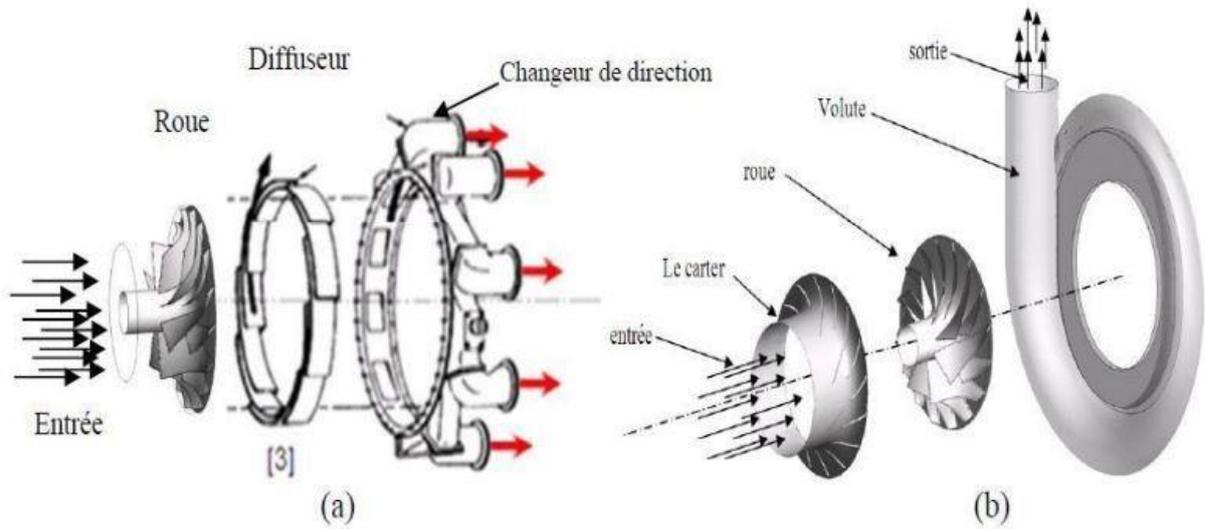


Figure II.2 : Compresseur centrifuge en éléments séparés.

#### II.4- Principe de fonctionnement le compresseur centrifuge :

Le principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge repose sur l'utilisation d'un rotor à grande vitesse pour comprimer le fluide gazeux.

- L'air ou le gaz entre dans le compresseur par l'entrée axiale et est dirigé vers le rotor.
- Le rotor, qui est équipé de pales courbées appelées aubes, tourne à une vitesse élevée.
- Lorsque le fluide pénètre dans le rotor, la force centrifuge générée par la rotation pousse le fluide vers l'extérieur. Cela augmente la pression et l'énergie cinétique du fluide.
- Les aubes du rotor captent le fluide et le projettent dans un diffuseur, qui est une structure en forme de volute. Le diffuseur convertit l'énergie cinétique en énergie de pression.
- Le fluide comprimé est ensuite dirigé vers la sortie radiale du compresseur, prêt à être utilisé dans le système où une pression plus élevée est requise. [15]

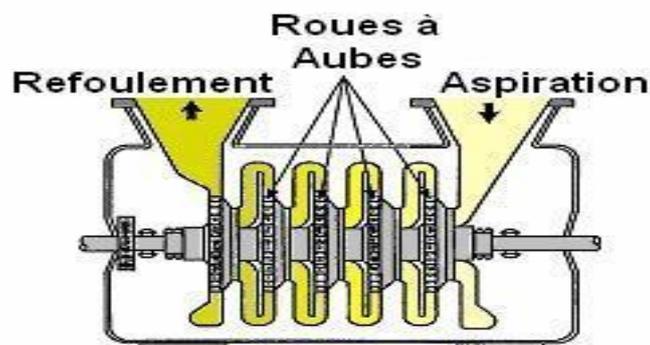


Figure II.3 : Schéma de compresseur centrifuge

### II.5- Domaine d'utilisation de compresseur centrifuge :

- Les compresseurs centrifuges sont utilisés dans les gazoducs pour faciliter le transport du gaz naturel depuis le gisement jusqu'au consommateur.
- Les compresseurs centrifuges sont employés pour le stockage souterrain du gaz naturel ou du dioxyde de carbone. Ils facilitent le processus de stockage en comprimant le gaz ou le CO<sub>2</sub> pour qu'ils puissent être efficacement stockés dans des réservoirs souterrains.
- Dans les raffineries de pétrole ainsi que sur les sites de traitement du gaz naturel, dans les industries pétrochimiques et chimiques. Ils jouent un rôle crucial en comprimant les fluides, tels que les gaz naturels et les produits pétroliers, pour faciliter leur traitement, leur transport et leur utilisation dans divers processus industriels.
- Sur les installations de séparation de l'air pour la production de produits gazeux. Leur fonction consiste à comprimer l'air afin de faciliter la séparation des différents composants gazeux, permettant ainsi la fabrication de produits gazeux spécifiques tels que l'azote, l'oxygène et l'argon.
- Les compresseurs centrifuges sont utilisés dans les turbines à gaz ainsi que dans les unités auxiliaires de puissance. Leur rôle est d'augmenter la pression de l'air entrant dans la turbine, permettant ainsi une combustion efficace du carburant et une production optimale de puissance. Ces compresseurs jouent un rôle essentiel dans le fonctionnement des turbines à gaz et des unités auxiliaires de puissance en assurant un flux d'air comprimé adéquat pour la génération d'énergie.
- Dans les turbocompresseurs et les surpresseurs, qui sont utilisés pour augmenter la puissance des moteurs à essence ou diesel.

### II.6- Avantages de l'utilisation d'un compresseur centrifuge

- Moins de composants exposés au frottement, ce qui rend son débit constant et sans altération.
- Il fournit un plus grand flux d'air, ce qui rend sa puissance plus grande et sa capacité de travail beaucoup plus efficace.
- Il se connecte à de grands instruments ou machines, ce qui vous permet de l'utiliser avec de grandes machines ou outils industriels.
- Facile à entretenir, vous n'avez donc pas à vous en soucier.

### II.7- Inconvénient de l'utilisation d'un compresseur centrifuge

- Utilisation pour des procédés spécifiques, ce qui annule sa polyvalence, puisqu'il ne peut pas être utilisé dans des procédés qui exigent un débit d'air moyen ou faible, pour des travaux plus simples.
- Les coûts d'exploitation élevés, en raison de sa puissance génère une forte consommation d'énergie peut affecter votre budget.
- Il exige un niveau de connaissances spécialisées, qui dépend de la taille et de la fonction, mais plus elle exige de connaissances.
- Réparations compliquées et spécialisées, en raison de la grande quantité de composants.

### II.8- Triangles des vitesses :

Le triangle des vitesses est obtenu à partir de la somme des vitesses :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad \text{II.1}$$

Avec :

$\vec{C}$ : La vitesse absolue.

$\vec{W}$ : La vitesse relative.

$\vec{U}$ : La vitesse d'entraînement de rotation du rotor.

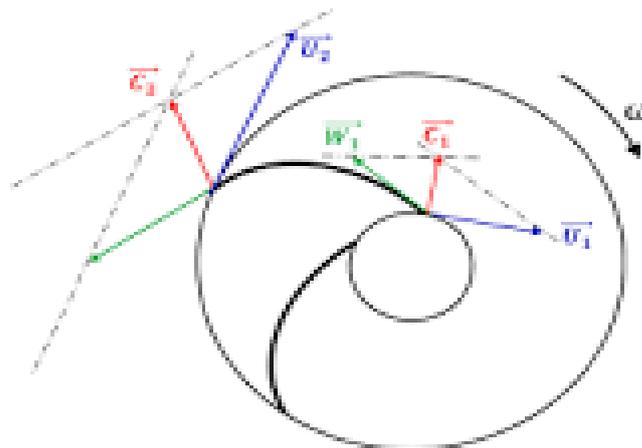


Figure II.4 :

a- A l'entrée de la roue :

La vitesse d'entraînement  $U_1$  est telle que :

$$U_1 = R_1 \omega \quad \text{II.2}$$

$\omega$  : vitesse angulaire.

$R_1$  : Rayon à l'entrée.

Pour une turbomachine à l'entrée radiale, la vitesse absolue est perpendiculaire à la vitesse d'entraînement et égale à sa composante radiale vu que la composante tangentielle est nulle.

( $C_1 = Cr_1, \alpha_1 = 90^\circ$ ).

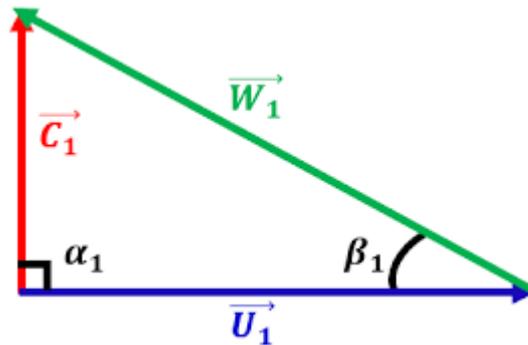


Figure II.6 : Triangle des vitesses à l'entrée d'une turbomachine radiale.

L'angle  $\alpha$  (angle de calage) est formé par les vitesses  $\vec{U}$  et  $\vec{C}$  et l'angle  $\beta$  (angle de construction) est formé par les vitesses  $\vec{U}$  et  $\vec{W}$ . Il est à noter que l'inclinaison des aubes ne dépend pas du régime de fonctionnement.

**b- A la sortie de la roue :**

La vitesse d'entraînement  $U_2$  telle que :

$$U_2 = R_2 \omega \quad \text{II.3}$$

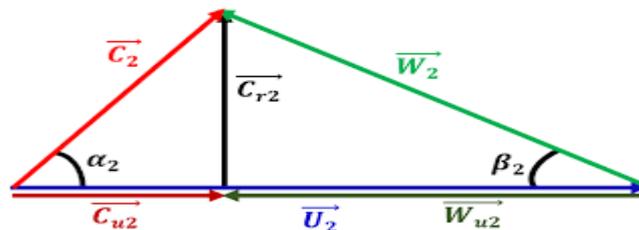


Figure II.5 : Triangle des vitesses à la sortie d'une turbomachine radiale.

La composante  $Cr$  peut être déterminé à l'aide de l'équation de continuité :

$$Cr = \frac{Q_v}{S} \quad \text{II.4}$$

## Chapitre II :

## Généralités sur compresseur centrifuge

La surface pour un compresseur centrifuge :

$$S_1 = \pi(R_D - R_i) \quad \text{II.7}$$

$R_D$  : Rayon extérieur.

$R_i$  : Rayon intérieur.

$S_1$  : la surface de compresseur centrifuge.

### II.9- Coefficient du débit :

Le coefficient de débit  $\Phi$  est un paramètre directement proportionnel à la vitesse axiale  $C_x$  et il est une mesure du débit massique et de la grandeur de l'étage.

$$\Phi = \frac{C_x}{U} \quad \text{II.8}$$

Le coefficient de charge et le coefficient de débit sont des paramètres scalaires qui s'appliquent au triangle de vitesses, mais qui ne permettent pas une caractérisation complète de ce triangle. Pour spécifier le triangle de vitesse de façon unique, on introduit un troisième coefficient adimensionnel qui est le degré de réaction.

### II.10- Le degré de réaction :

Ce paramètre important dans la conception des sols est déterminé de la manière suivante :

Son étage de montée en pression est réparti entre le rotor et le stator. Degré La réaction est définie comme le rapport entre l'augmentation de l'enthalpie statique Le changement d'enthalpie total du rotor et de l'étage entier.

$$R = \frac{\Delta H_{\text{statique du rotor}}}{\Delta H_{\text{statique du stator}}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \quad \text{II.9}$$

### II.11- Le travail de compresseur :

$$w_c = C_p(T_2 - T_1) \quad \text{II.11}$$

Avec :

$w_c$  : Le travail de compresseur.

$C_p$  : Capacité calorifique.

$T_1$  : La température à l'entrée du compresseur.

$T_2$  : La température à la sortie du compresseur.

## Chapitre II :

## Généralités sur compresseur centrifuge

Au bien :

$$W_c = H_2 - H_1 \quad \text{II.12}$$

Avec :

$H_1$  : Enthalpie à l'entrée du compresseur.

$H_2$  : Enthalpie à la sortie du compresseur.

### II.11- la puissance de compresseur :

$$P_c = W_c \cdot Q_m \quad \text{II.13}$$

$P_c$  : la puissance de compresseur.

$Q_m$  : Débit massique.

### II.12- Rendement de la compression isentropique :

Le travail isentropique est l'énergie théorique consommée par une machine parfaite qui n'échange pas de chaleur avec l'extérieur. Le rendement isentropique, qui est le rapport du travail isentropique sur le travail réel, caractérise l'efficacité d'une opération de compression.

$$\eta_{is} = \frac{\text{augmentation de l'enthalpie isentropique}}{\text{augmentation de l'enthalpie}} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{II.14}$$

Où :

$$\eta_{is} = \frac{C_p(T_{2is} - T_1)}{C_p(T_2 - T_1)} \quad \text{II.15}$$

### II.13- Rendement de la compression polytropicque :

En thermodynamique, une transformation polytropicque est une modification de l'état d'un système dans laquelle intervient un transfert thermique partiel entre celui-ci et son environnement. Elle se situe donc entre la transformation isotherme et la transformation adiabatique. En génie chimique, un réacteur est dit polytropicque quand une partie de l'énergie thermique (chaleur) dégagée par la réaction chimique est enlevée par le système de refroidissement tandis que le reste est accumulé dans le réacteur.

$$\eta_p = \frac{\frac{\gamma-1}{n-1}}{\frac{\gamma}{n}} \quad \text{II.16}$$

$n$  : coefficient polytropicque.

# **Chapitre III**

## **Formulation mathématique**

### III.1- Introduction :

Les lois de la mécanique des fluides sont régies par des équations mathématiques différentielles à trois dimensions appelées équations de Navier-Stokes. Bien que ces équations soient le seul moyen mathématique de décrire le mouvement d'un fluide, il convient de noter que leur résolution nécessite généralement une puissance de calcul considérable. Toutefois, dans certaines situations, ces équations peuvent être simplifiées à une dimension en utilisant une approche analytique avec des hypothèses et des suppositions. Différentielles en trois dimensions, puis de la modélisation de la turbulence.

Les équations utilisées pour résoudre les écoulements dans les turbomachines dérivent, généralement des équations de Navier-Stokes et sont accompagnées d'hypothèses simplificatrices, associées à des considérations sur la géométrie, les bilans énergétiques ou la séparation des vitesses en une valeur moyenne et une partie fluctuante. En-dehors du repère absolu, les équations peuvent aussi s'exprimer dans le repère relatif, en termes de la fonction de courant ou encore des variables exprimant sa courbure. Nous présentons ensuite l'ensemble des équations générales de la mécanique des fluides sur lesquelles sont basées les équations régissant l'écoulement dans les turbomachines.

Pour un fluide newtonien, en considérant comme forces de volume la seule force de pesanteur, les formes différentielles de l'équation de continuité et de l'équation des quantités de Navier-Stokes peuvent être obtenues à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence.

Dans le cas d'un écoulement laminaire ou turbulent, les problèmes d'écoulement de fluide peuvent être traités par la résolution de l'équation de quantité de mouvement, l'équation de continuité et l'équation de l'énergie.

### III.2. Equation de continuité :

C'est l'équation qui s'exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{c}) = 0 \quad \text{III.1}$$

Avec :

$\rho$  : représente la masse volumique,  $t$  : le temps,  $U$  : la vitesse

- Cas régime stationnaire : l'équation devient

$$\rho \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial y} + \rho \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{III.2}$$

### III.3- Equation de conservation de la quantité de mouvement :

La loi de conservation de quantité de mouvement traduite par les équations de NavierStokes, pour un écoulement instationnaire exprimé tout simplement la loi fondamentale de la dynamique des fluides.

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = \rho[(\vec{v} \cdot \vec{v})\vec{v} + \frac{\partial v}{\partial t}] = -\vec{\nabla}p + \rho g + \frac{\partial}{\partial x} [\mu \left\{ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right\}] \quad \text{III.3}$$

Avec :

$-\vec{\nabla}p$  : Forces de pressions proportionnelles aux surfaces et normale à ces surfaces.

$\rho g$ : Forces d'inertie proportionnelles à l'accélération.

$\mu \left\{ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right\}$  : Forces de frottement dues à la viscosité.

Dans le cas de l'écoulement stationnaire et après la projection sur les axes x, y, z l'équation de conservation de la quantité de mouvement devienne :

Suivant-x :

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{III.4}$$

Suivant-y :

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g \quad \text{III.5}$$

Dans les turbomachines on néglige  $\rho g$  l'équation devienne :

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad \text{III.6}$$

Suivant-z :

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad \text{III.7}$$

**III.4- L'équation de conservation de l'énergie totale**

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \bar{\nabla}[\rho \vec{V}H - k\bar{\nabla}T - \tau \vec{V}] = W_f + q_H \quad \text{III.8}$$

Avec

$$E = e + \frac{\vec{v}^2}{2} : \text{énergie interne totale, } e : \text{énergie interne, } H : \text{enthalpie statique}$$

$\rho E \vec{V}$  : flux de convection,  $-k\bar{\nabla}T$  : flux de diffusion.

$k$  : coefficient de conductivité thermique et  $T$  : température absolue (totale)

$q_H$  : source de chaleur autres que la conduction (radiations, réactions chimiques)

$W_f = \rho \vec{f}_e \vec{V}$  : travail des forces de volume  $\vec{f}_e$ ,  $\tau \cdot \vec{V}$  : travail des forces de surface

Dans notre cas l'équation devient :

$$\bar{\nabla}[\rho \vec{V}H - k\bar{\nabla}T - \tau \vec{V}] = W_f + q_H \quad \text{III.9}$$

**III.5- Les nombres adimensionnels :**

**III.5.1- Nombre de Reynolds :**

Le nombre de Reynolds (Re) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il caractérise l'écoulement, notamment la nature de son état (laminaire, transitoire, turbulent). Le nombre de Reynolds est lié à la viscosité, à la densité et à la longueur de référence et est défini comme suit :

$$R_e = \frac{\rho CD}{\mu} \text{ ou } R_e = \frac{CD}{\vartheta} \quad \text{III.11}$$

$C$  : Vitesse caractéristique de l'écoulement.

$D$  : Dimension géométrique.

$\vartheta$ : Viscosité cinématique du fluide.

$\mu$  : Viscosité dynamique du fluide.

**III.5.2- Nombre de Mach :**

Le nombre de mach est défini les types d'écoulement des fluides compressibles. On le définit de la manière suivante :

$$M = \frac{C}{a} = \frac{C}{\sqrt{\gamma r T}} \quad \text{III.12}$$

Avec :

$a$  : vitesse de son.

$C$  : vitesse de fluide dans l'environnement local.

### **III.6- Modèles de turbulence :**

Les modèles de turbulence sont utilisés dans les simulations numériques pour représenter les effets de la turbulence dans les écoulements de fluides. La turbulence est un phénomène complexe caractérisé par des fluctuations chaotiques des vitesses et des pressions, et sa modélisation est essentielle pour obtenir des prédictions précises des écoulements réels. Ils existent plusieurs types de la turbulence, à notre travail on a utilisé deux modèles : Modèle de turbulence k- $\epsilon$  standard pour air et Modèle de turbulence k- $\omega$  SST pour CO2 supercritique.

- **Modèle de turbulence k- $\omega$  standard :**

Le modèle k- $\epsilon$  standard, proposé par Launder et Spalding en 1974, est un modèle couramment utilisé pour la modélisation des écoulements turbulents. Il repose sur l'hypothèse de l'équilibre spectral, selon laquelle les grandes structures turbulentes transfèrent leur énergie cinétique aux plus petites structures qui la dissipent. Ce modèle à deux équations, représentant l'énergie cinétique turbulente ( $k$ ) et son taux de dissipation ( $\epsilon$ ), est basé sur l'idée que, près de la paroi, il existe une zone d'équilibre local où les mécanismes de transport convectif et diffusif sont négligeables. Cela signifie que la production et la dissipation d'énergie cinétique turbulente sont égales dans cette région. Lors de la dérivation du modèle k- $\epsilon$ , il est supposé que l'écoulement est complètement turbulent et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables. [18]

- **Modèle de turbulence k- $\omega$  SST :**

Le modèle k- $\omega$  (SST) développé par Menter (1994) est un modèle qui dérive du modèle k- $\omega$  de Wilcox (2008). Le modèle k- $\omega$  SST fait l'hypothèse que la viscosité de turbulence est liée à l'énergie cinétique turbulente et au taux de dissipation spécifique  $\omega$  qui peut être interprété comme une fréquence caractéristique des tourbillons. Il résout donc deux équations de transport, une pour l'énergie cinétique turbulente,  $k$ , et l'autre pour le taux de dissipation spécifique  $\omega$ . Il s'agit d'un modèle hybride combinant les modèles k- $\omega$  et k- $\epsilon$ . En effet, il utilise le modèle k- $\omega$  en zone de proche paroi et le modèle k- $\epsilon$  dans les zones loin des parois.

Pour mélanger ces deux modèles ensemble, le modèle k- $\epsilon$  a été transformé en équations basées sur k et  $\omega$ , ce qui conduit à l'introduction d'un terme de diffusion croisée dans l'équation de transport de  $\omega$ . [18]

# **Chapitre IV**

## **Simulation Numérique**

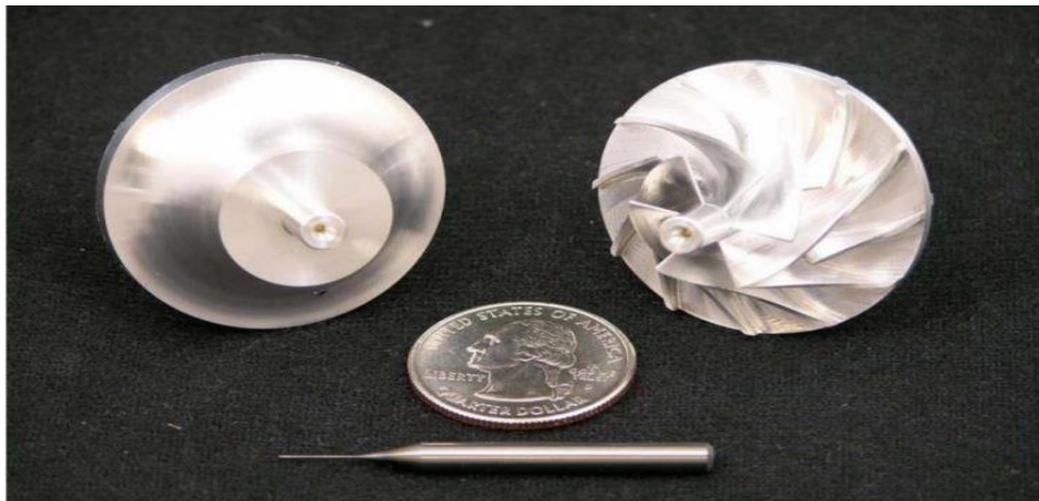
### Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons simuler l'écoulement du CO<sub>2</sub> supercritique autour des aubes d'un compresseur centrifuge, nous avons effectué plusieurs expériences qui ont un rôle fondamental et direct dans l'influence sur les performances du compresseur centrifuge, que nous étudierons en utilisant les méthodes de résolution numérique des équations, ce progrès a fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (Computational Fluide Dynamique), un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des écoulements en turbomachines.

Dans ce chapitre, on établit une méthode d'application pour tracer et mailler la géométrie à étudier (la roue d'un compresseur centrifuge) avec utilisation de logiciel ANSYS-CFX. Nous allons présenter et discuter les résultats obtenus de notre simulation, sous forme des contours de vitesse, de pression, de température...etc. Ainsi que l'influence du Nombre de Mach et la Vitesse de rotation et nous allons faire une comparaison entre le CO<sub>2</sub> supercritique et l'air.

### IV.1- Description du compresseur centrifuge de Sandia :

Le compresseur à SCO<sub>2</sub> (dioxyde de carbone supercritique) du Sandia National Laboratoire (SNL) est un dispositif innovant conçu pour la compression du dioxyde de carbone à l'état supercritique. Ce compresseur fait partie des recherches et développements menés par le Sandia National Laboratoire pour explorer les applications de l'énergie à SCO<sub>2</sub>, notamment dans les domaines de l'énergie solaire concentrée, de l'énergie géothermique et de l'énergie nucléaire. La figure 1 montre le compresseur sur lequel l'expérience sera menée.



**Figure IV.1 :** Compresseur au CO<sub>2</sub> supercritique, conçu et fabriqué par Barber Nichol Inc. pour les installations de SANDIA National Laboratoires

## IV.2- Présentation du projet de simulation :

Les étapes de la simulation sont:

- BladeGen pour créer le ROTOR.
- TurboGrid pour le maillage, TurboGrid est très utile pour mailler les composants des turbomachines, puisqu'il permet de générer une excellente qualité de maillage hexaédrique, il est souple pour les coins et les géométries complexes. Après avoir maillé tous les composants de compresseur, on les transfère au CFX pour la simulation.
- CFX-pre : il est très similaire à Fluent mais il est très utile pour traiter les simulations des turbomachines. CFX Solver Manager sert à résoudre le système d'équations. Les résultats seront visualisés par CFX-Post (Résultats).

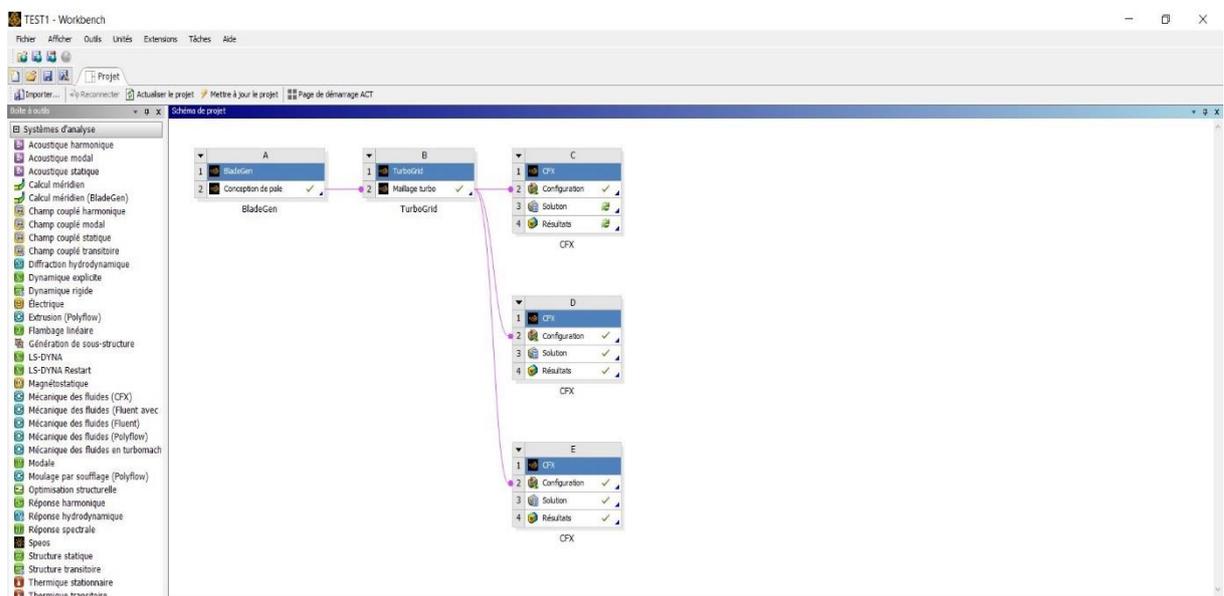


Figure IV.2 : Interface de ANSYS WORKBENCH.

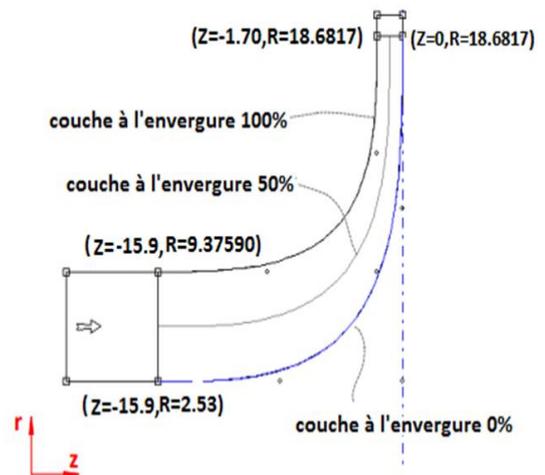
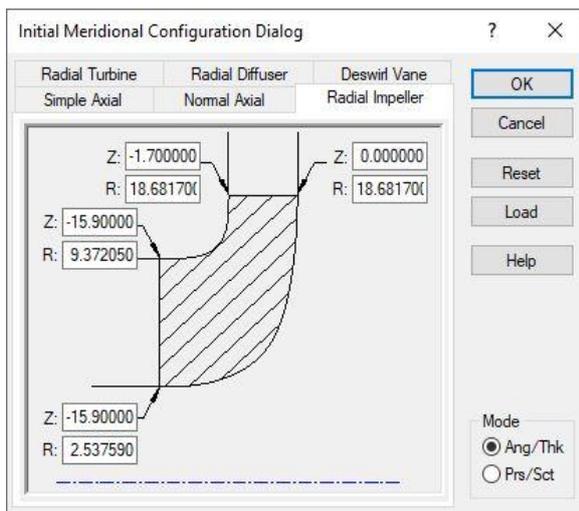
### IV.2.1- Géométrie sur BladeGen :

**Création d'un nouveau projet :** Dans BladeGen, nous pouvons créer un nouveau projet pour notre compresseur sous centrifuge. Cela nous permettra de définir les paramètres de conception de base et démarrer la modélisation.



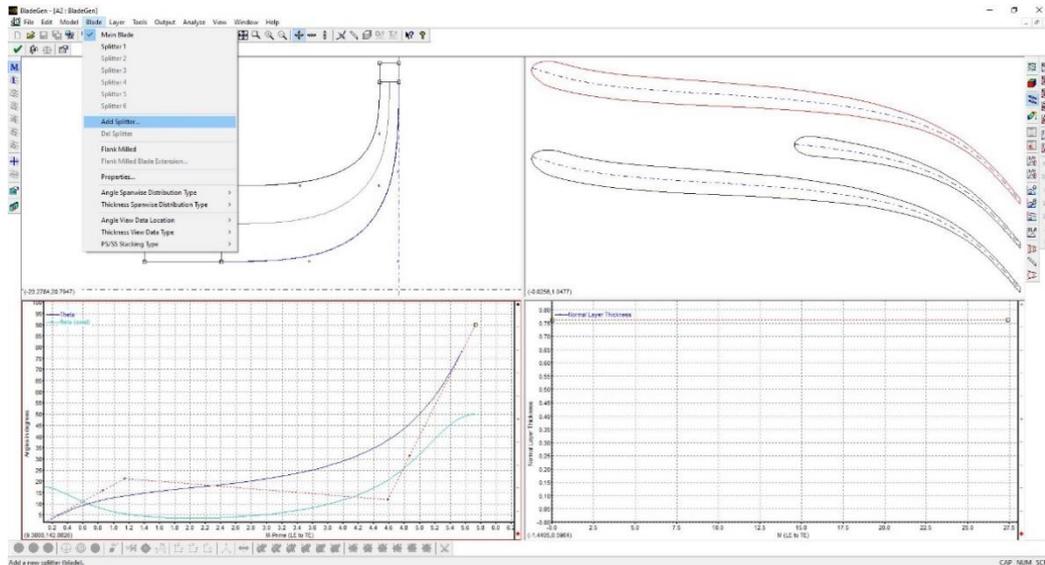
**Figure IV.3 :** Création d'un nouveau projet Bladegen.

Définir les paramètres géométriques de l'aube, tels que l'épaisseur, la longueur, etc...



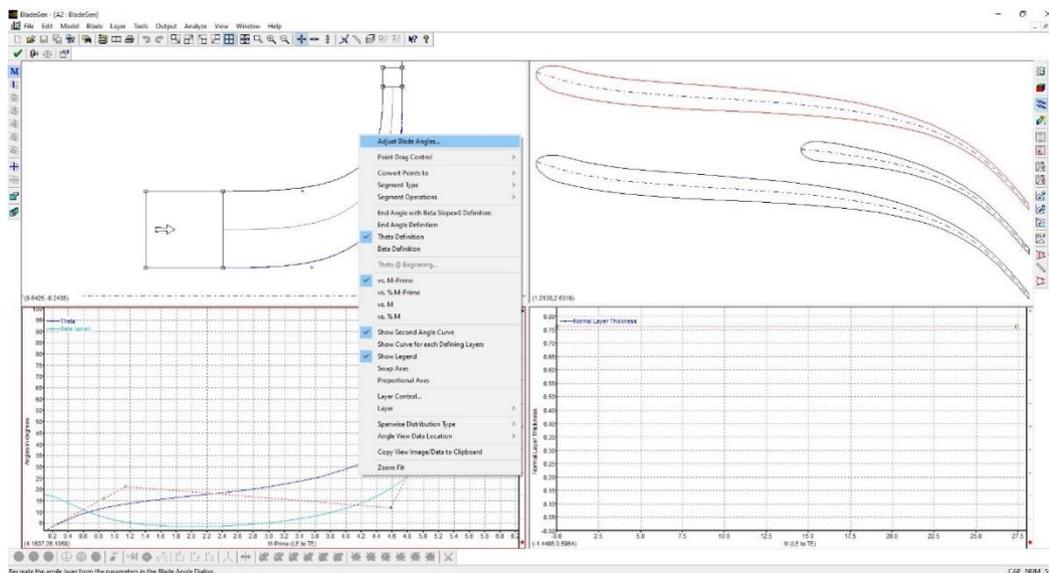
**Figure IV.4 :** Configuration des paramètres du rotor.

Pour ajouter les séparateurs vous cliquez dans la section 'balde > splitter' ensuite vous pouvez définir la longueur méridienne des séparateurs dans la fenêtre qui s'ouvre :



**Figure IV.5 :** L'ajout des splitters.

Vous configurez les angles de bord d'attaque pour le 'hub' et le 'shroud' et, ainsi que l'angle des pales au bord de fuite



**Figure IV.6 :** Configuration des angles du bord de fuite et du bord d'attaque.

Avant de passer à turbo-gride faudra préciser le type de composant ainsi que le type de configuration, le type de rotation et l'unité de longueur du model dans la section propriétés.

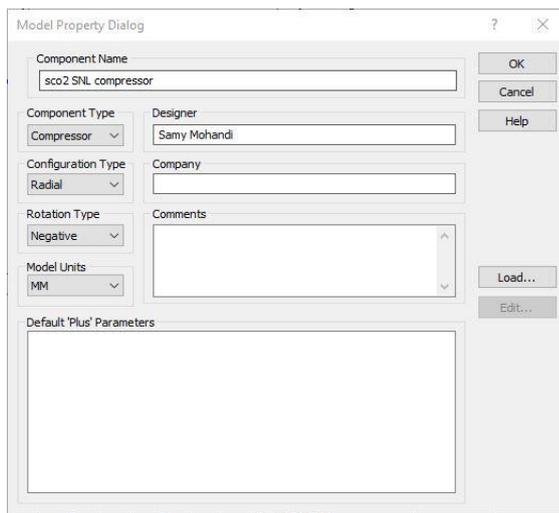
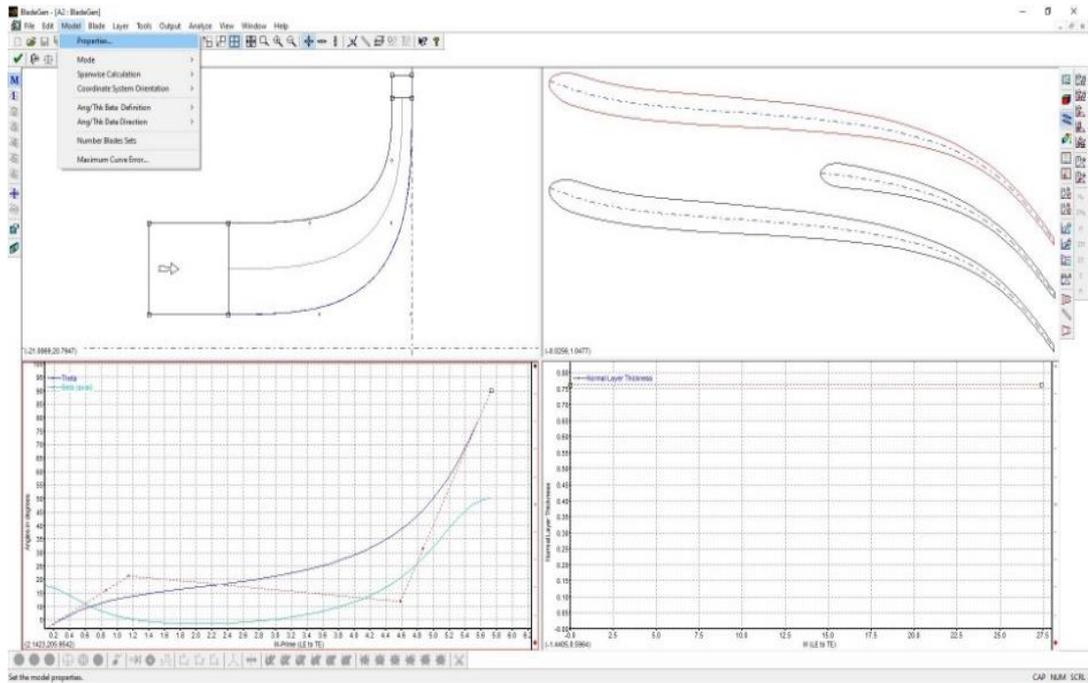


Figure IV.7 : Configuration des propriétés du rotor.

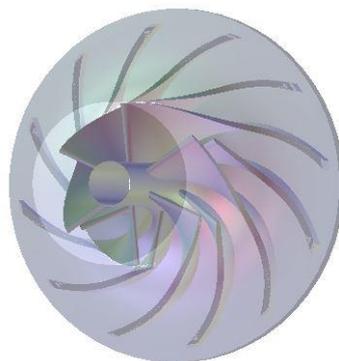


Figure IV.8 : Résultat du rotor en 3D.

Dans ce tableau on a représenté les caractéristiques de ce rotor.

<b>Caractéristiques</b>	<b>valeur</b>
Nombre de pales pleines	6
Nombre de lames de séparateur	6
Rayon d'entrée de la roue au moyeu	2.537585 mm
Rayon d'entrée de la roue au carénage	9.372047 mm
Rayon de sortie de la roue	18.68170 mm
Angle de pale du bord d'attaque de la roue au niveau du moyeu	17.88°
Angle d'aube du bord d'attaque de la roue au rayon moyen	37.13°
Angle d'aube du bord d'attaque de la roue au carénage	50°
Angle de pale du bord de fuite de la roue	-50°
Angle entre les lignes de courant et l'arbre à l'entrée de la roue	0°
Angle entre les lignes de courant et l'arbre à la sortie de la roue	90°
Longueur totale de la lame	25°
Longueur de la lame du séparateur	12.5 mm
Longueur axial de la roue	15.9 mm
Epaisseur de pale au bord d'attaque de la roue	0.762 mm
Epaisseur de pale au bord de fuite de la roue	0.762 mm
Hauteur de pale au bord d'attaque de la roue	1.7 mm
Espace libre à la pointe de la roue	0.254 mm

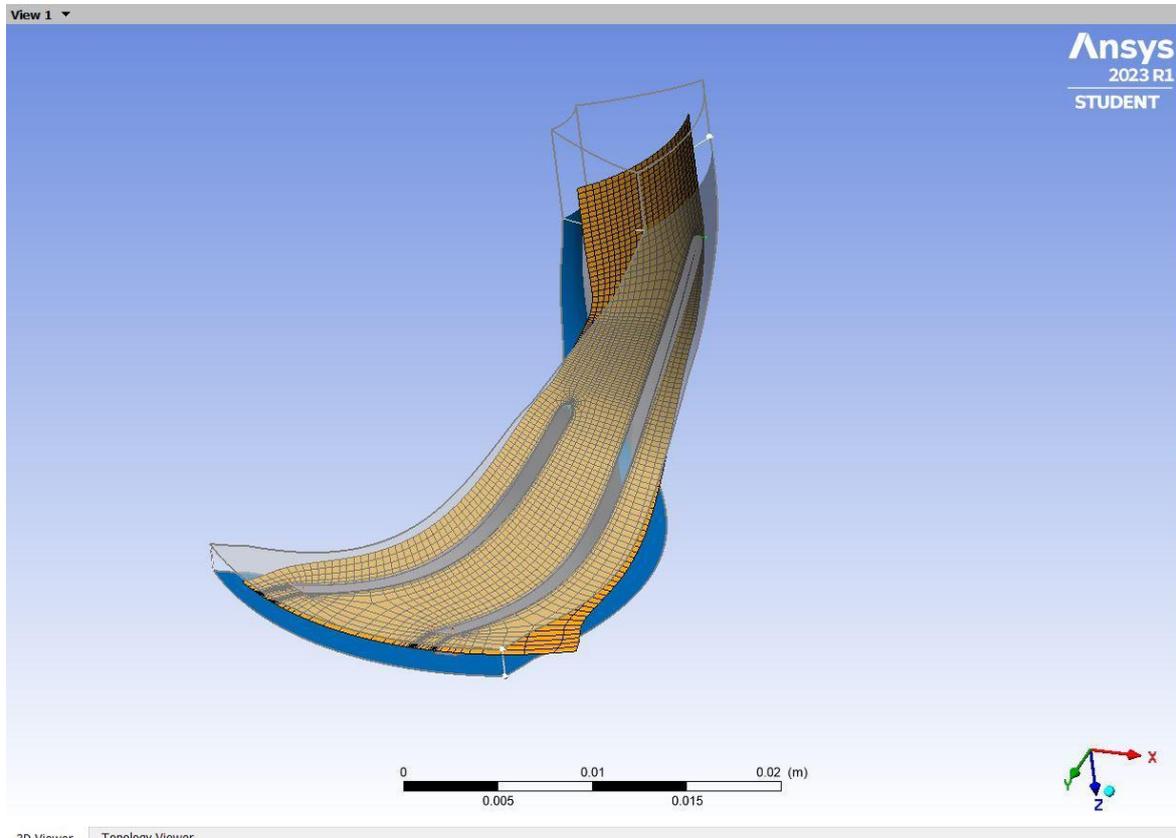
**Tableau IV.1 :** Spécification de rotor.

**IV.2.2- Maillage :**

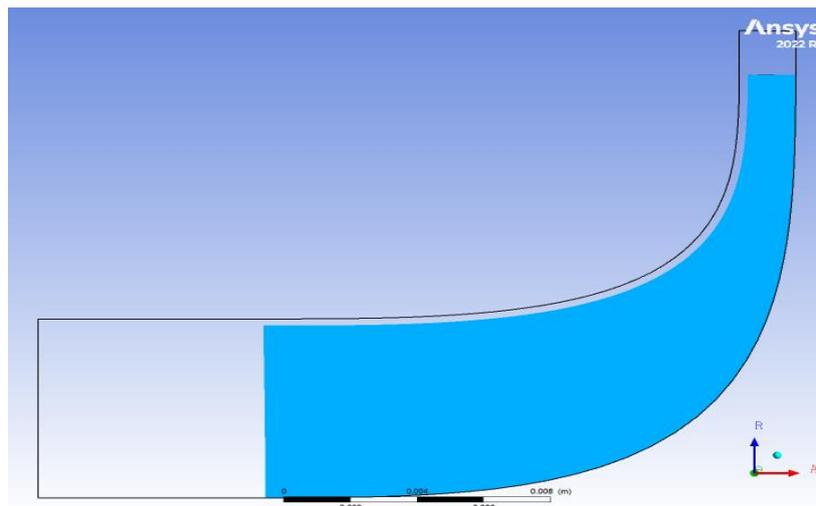
TurboGrid, un module intégré d'Ansys, est utilisé pour générer des maillages hexaédriques de haute qualité pour l'analyse des écoulements de fluides tridimensionnels. La géométrie tridimensionnelle de la roue créée dans Bladegen est importée dans TurboGrid pour le maillage. L'écart de la pointe du carénage est fourni en millimètres.

Un ensemble de facteurs de taille globale, appelé "Maillage fin", est défini avec un facteur de 0.83. Le logiciel utilise le nombre de Reynolds calculé à partir de la conception en une dimension pour déterminer la distribution de la couche limite sur le maillage. Le raffinement de la couche limite peut être effectué en ajustant le facteur de découpe de la bordure de la couche limite. La taille des éléments près de la paroi est fixée en fonction du décalage  $y^+$  par rapport au nombre de Reynolds calculé. L'objectif principal de la méthode  $y^+$  est de définir la valeur de la première couche de nœuds en fonction de la valeur relative de  $y^+$  par rapport au

nombre de Reynolds ( $Re=5 \cdot 10^7$ ). Une fois toutes les tâches nécessaires effectuées, des maillages tridimensionnels sont générés.



**Figure IV.9 :** Millage du rotor.



**Figure IV.10 :** Vue méridionale de la lame, du moyeu et du carénage.

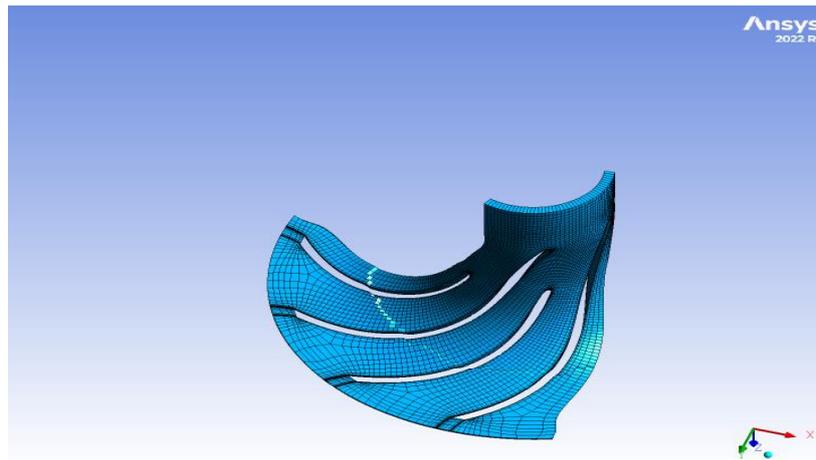


Figure IV.11 : Eléments de maillage à 50 % d'envergure.

**IV.2.2.1- Résultats de maillage :**

Nous avons fait plusieurs essais pour atteindre le bon maillage, nous remarquons que les résultats restent la même lorsque le nombre de nœud et élément est supérieur à 297173 et 269700 respectivement.

Nombre de nœuds	297173
Nombre d'éléments	269700

Tableau IV.2 : Résultats de maillage.

**IV.2.3- CFX :**

Après avoir terminé notre travail dans TurboGrid, on passe maintenant au CFX. CFX est une solution Ansys Workbench intégrée qui tire parti de sa puissance et de son automatisation pour les applications de turbomachines. Son interface intuitive et moderne conforte encore son leadership dans le domaine de la simulation accessible à tous.

Pour passer à cette étape, nous avons transféré les données de TurboGrid vers CFX. Après avoir terminé de transférer les données, nous avons entré toutes les données du rotor de centre de recherche Sandia National Laboratories que nous avons apporté de l'article. À proximité du point critique, les propriétés thermiques du SCO<sub>2</sub> ne suivent pas un comportement linéaire et ne peuvent donc pas être modélisées comme un gaz parfait. Afin de simuler le comportement non linéaire du SCO<sub>2</sub> et de profiter de sa haute densité près du point critique, les propriétés du SCO<sub>2</sub> ont été intégrées dans Ansys via un tableau de propriétés pour l'analyse informatique. Les propriétés réelles du SCO<sub>2</sub> sont basées sur les données de Span et Wagner, qui sont utilisées sous forme d'un fichier RGP généré à l'aide de REFPROP. [19] Dans CFX, le matériau défini

par l'utilisateur a été utilisé pour importer le fichier RGP. Après avoir défini les propriétés thermiques du fluide SCO<sub>2</sub>, un modèle de turbulence a été sélectionné pour les conditions aux limites de la simulation dans CFX.

### IV.2.3.1- Choix des paramètres de calcul :

Le domaine de calcul est défini à l'aide du code de calcul ANSYS CFX-Pre :

- Tout d'abord on définit le fluide qui est un fluide compressible (SCO<sub>2</sub>).
- Cas stationnaire.
- Modèle de turbulence standard SST (k- ω).
- Ecoulement turbulent (Généralement, dans les turbomachines, l'écoulement est principalement turbulent en raison du nombre élevé de Reynolds).
- Total énergie.
- Précision : 10<sup>-4</sup>

### IV.2.3.2- Conditions aux limites :

Ainsi, pour la simulation, les conditions aux limites sont Suivantes :

A l'entrée :

Pression de référence	0 atm
Pression totale	7.39 MPa
Température total	305 K

**Tableau IV.3 :** Conditions aux limites à l'entrée

A la sortie :

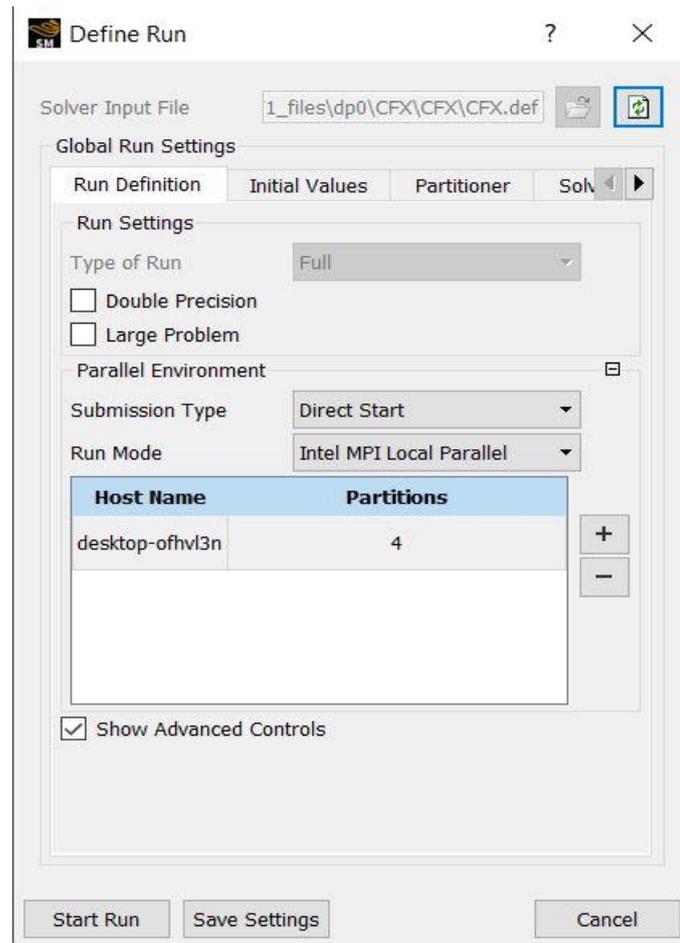
Débit massique	3.53 kg/s
----------------	-----------

**Tableau IV.4 :** Conditions aux limites à la sortie

Lorsqu'on définit toutes les conditions de calcul on lance module CFX-Solver.

### IV.2.4- Lancement du module CFX Solver Manager(solution)

Lancement de la simulation : on lance le calcul (Start Run) après de choisir le mode d'exécution.



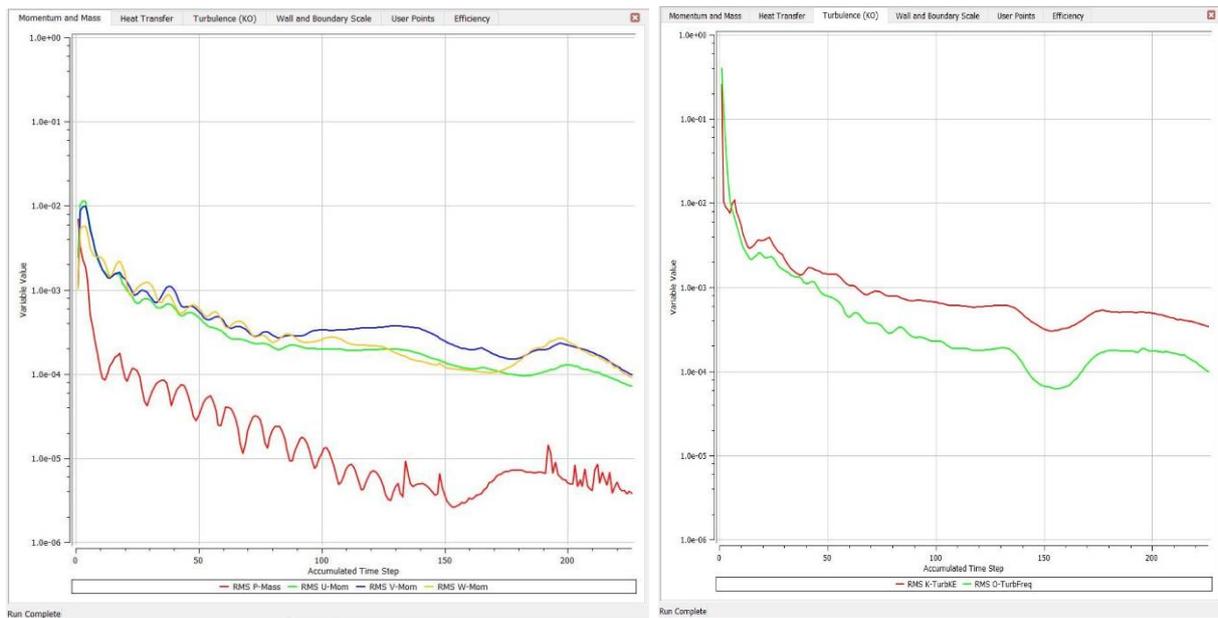
**Figure IV.12 :** Fenêtre de démarrage d'Ansys CFX Solver (solution).

A la fin du calcul CFX Solver Manager affiche les graphes de convergence.

#### **IV.2.4.1- Critère de convergence :**

Les résultats obtenus lors de cette première simulation sont représentés dans la figure (IV.13). La convergence d'une procédure numérique est atteinte lorsque les itérations ne produisent plus de modifications significatives sur les variables, selon un critère défini par l'utilisateur. Dans le cas du CFX-Solver Manager (solution), le critère de convergence repose sur le résidu d'une équation spécifiée par l'utilisateur. Le résidu correspond à la somme des erreurs obtenues sur l'équation discrétisée, lorsque les variables déterminées sont réintégrées dans cette équation, et ce pour toutes les mailles.

L'opération prend environ 22min de temps pour terminer comme le montre à la figure (IV.13)



**Figure IV.13 :** Histoire de la convergence.

Ces courbes sont constituées des résidus de la continuité des composantes de la vitesse suivant les axes x, y et z du modèle de turbulence k- $\omega$  et de l'énergie. Ces calculs ont été faits selon les recommandations de simulation pour assurer la convergence. Les résidus pour l'équation d'énergie doivent être en dessous de  $10^{-4}$ .

La dernière étape de simulation, c'est envoyer les résultats du calcul de solver vers Ansys CFX-Post pour la visualisation des résultats et l'interprétation. On voit et on traite ces résultats.

### IV.2.5- Les résultats de la simulation :

Puissance (W)	Rapport de pression	Rapport de température	Efficacité isentropique	Efficacité polytropique
38355.9	1.6303	1.0506	78.87%	79.2962%

**Tableau IV.5 :** Résultats de performance du compresseur centrifuge.

### IV.3- Validation :

Dans cette partie nous avons analysé l'écoulement du CO2 supercritique et les performances de la roue du compresseur centrifuge. Les résultats obtenus numériquement par Ansys pour trois débits différents sont comparés avec les résultats de Chetan Sureshbhai Mistry et Hemant Kumar [20] trouvés dans littérature.

Tout d'abord, on montre la qualité de maillage dans le tableau (IV.6). Pour la conception du compresseur centrifuge, les aubes directrices d'admission et le diffuseur ont été exclus de la conception.

Maillage	[20]	Notre travail
Nombre de nœuds	791384	297173
Nombre d'éléments	744588	269700

**Tableau IV.6 :** Comparaison de maillage.

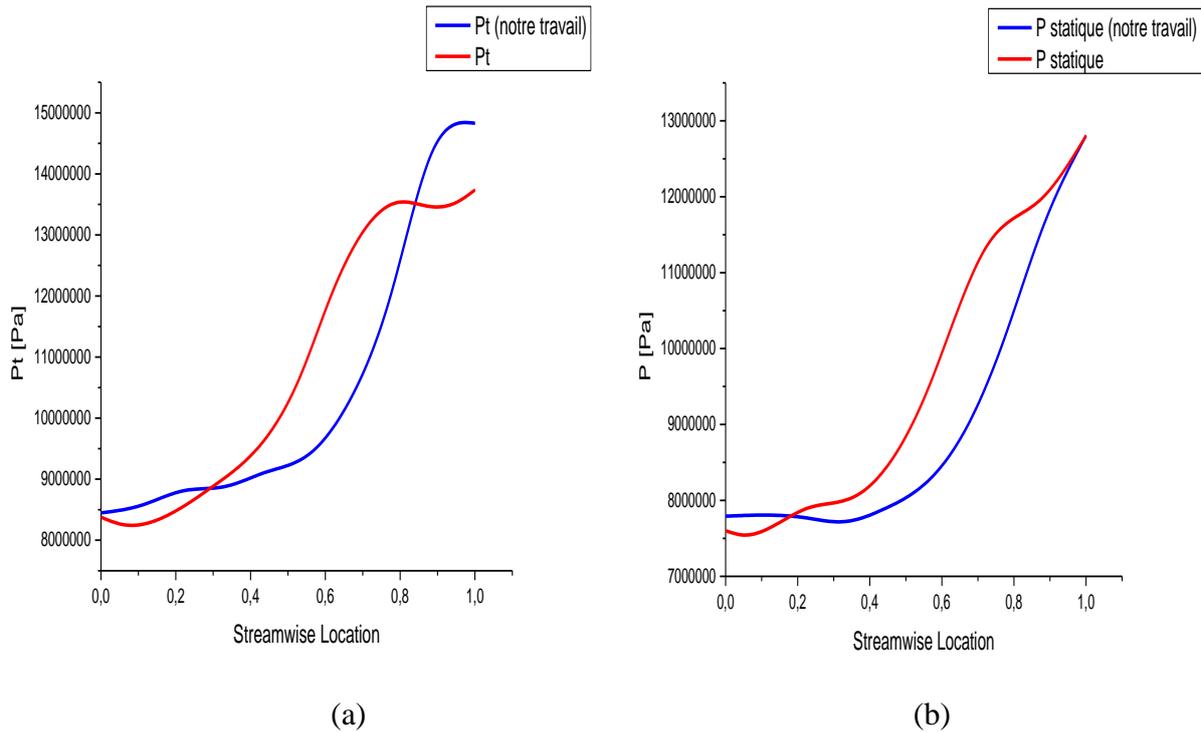
Des simulations ont été réalisées en prenant en compte le comportement réel du gaz CO<sub>2</sub> supercritique pour trois débits massiques différents. L'étude incluait trois débits massiques différents (80 %, 100 % et 120 % du débit massique prévu) afin d'atteindre l'augmentation de pression totale souhaitée à travers la roue. Pour la conception du compresseur centrifuge, les aubes directrices d'admission et le diffuseur ont été exclus de la conception.

Débit massique % (kg/s)	Taux de Pression total		Total Pression à la sortie de la roue [MPa]		Puissance (W)		Taux de température total	
	[20]	Notre travail	[20]	Notre travail	[20]	Notre travail	[20]	Notre travail
(2.824) 80%	1.68	1.7552	13.737	14.8283	26123.5	34950.5	1.0431	1.0586
(3.53) 100%	1.6342	1.6303	13.8379	14.1242	31529.4	38355.9	1.0408	1.0506
(4.236) 120%	1.08	1.6193	9.59171	12.686	40390.5	40216.1	1.0098	1.0502

**Tableau IV.7 :** Comparaison des résultats numériques entre 3 différents débits massiques.

La variation de la pression totale et statique le long de la trajectoire méridienne est illustrée dans la figure IV(14),(15) et (16) pour trois cas différents. En raison de la compression causée par les forces centrifuges et aérodynamiques, la pression augmente le long du passage. L'augmentation de pression totale et statique était presque égale à 80 % et 100 % du débit massique respectivement, et était inférieure à 120 % du débit massique, indiquant des pertes d'énergie plus importantes pour un débit massique de 120 %. En raison de l'augmentation du débit massique, la surface de passage effective diminue, ce qui accroît les pertes de pression.

La figure IV(16) montre clairement la différence entre la diminution de la pression statique le long du trajet d'écoulement, en raison des pertes de séparation et de l'accélération du fluide sur les lames de la roue. La pente de la pression totale est supérieure à celle de la pression statique dans tous les cas, en raison de l'augmentation de la vitesse méridienne le long de la trajectoire. De plus, la hauteur des pales de roue diminue également le long du passage, ce qui augmente la vitesse de l'écoulement dans le canal.



**Figure IV.14 :** Variation (a) de la pression totale, (b) de la pression statique le long de la trajectoire méridienne à 80% du débit massique.

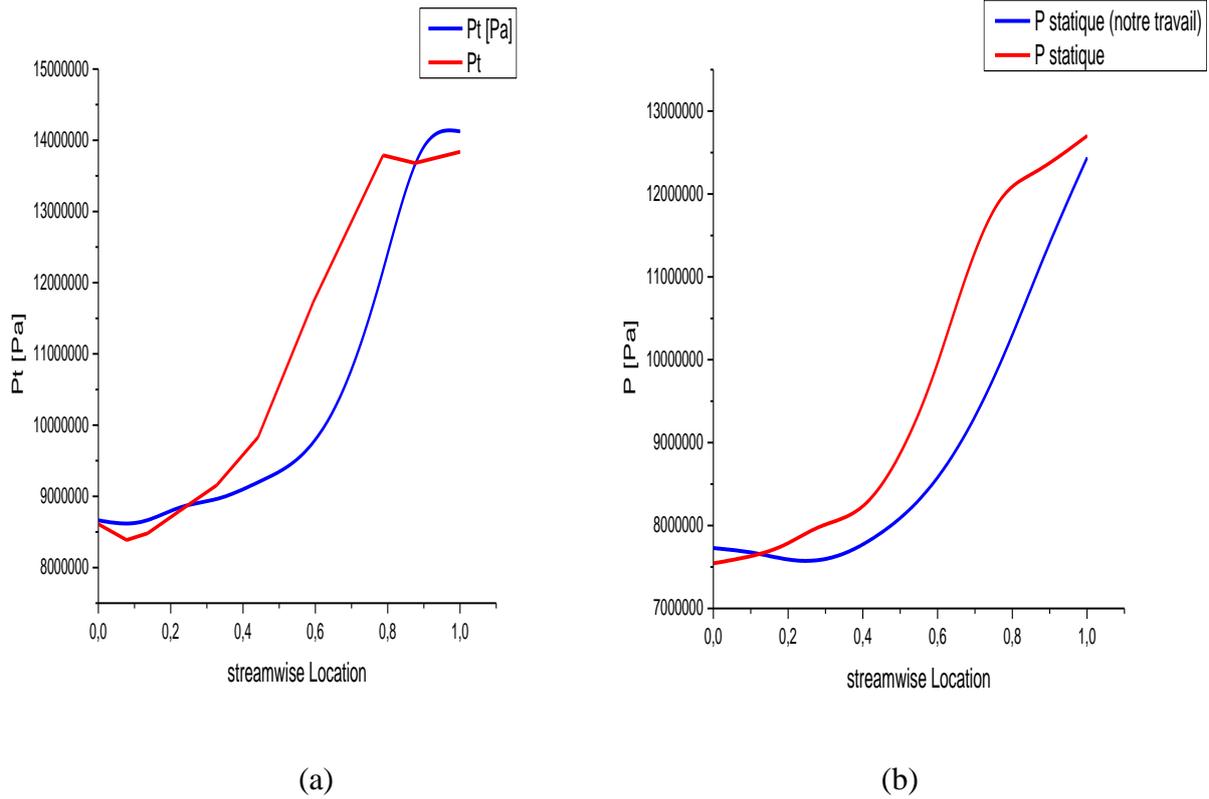


Figure IV.15 : Variation (a) de la pression totale, (b) de la pression statique le long de la trajectoire méridienne à 100% du débit massique.

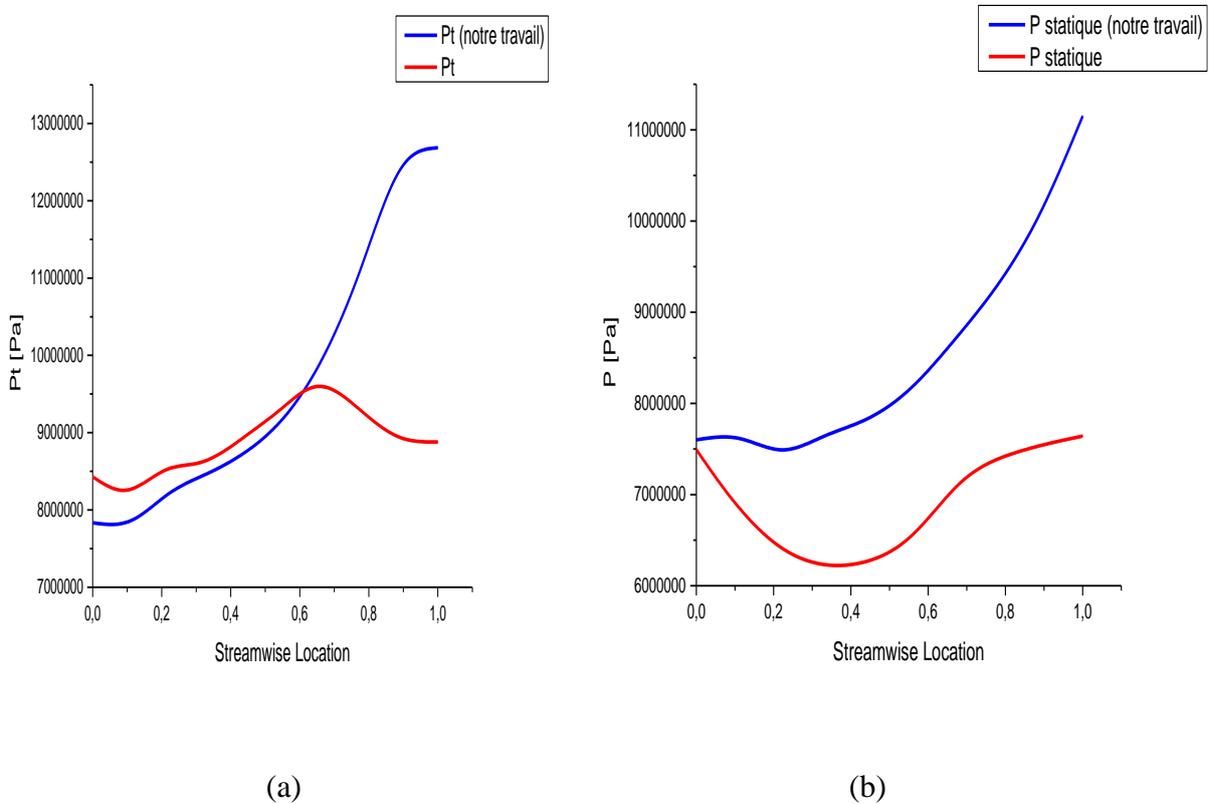
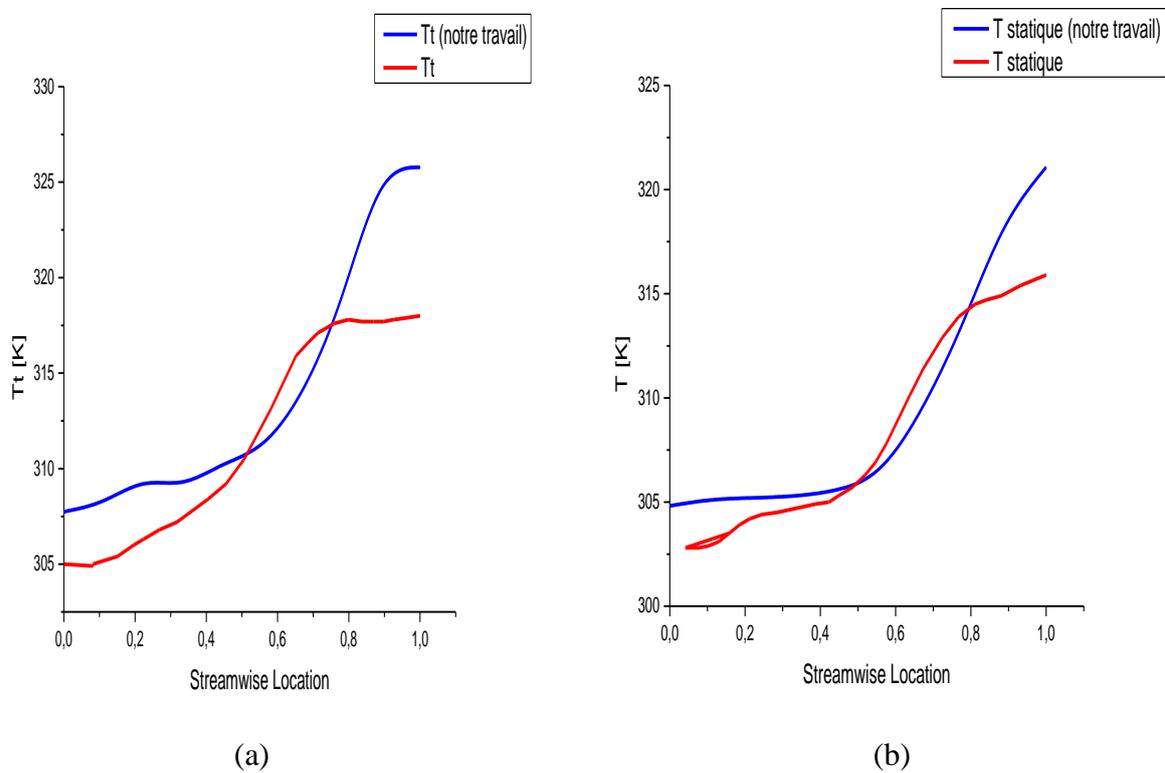
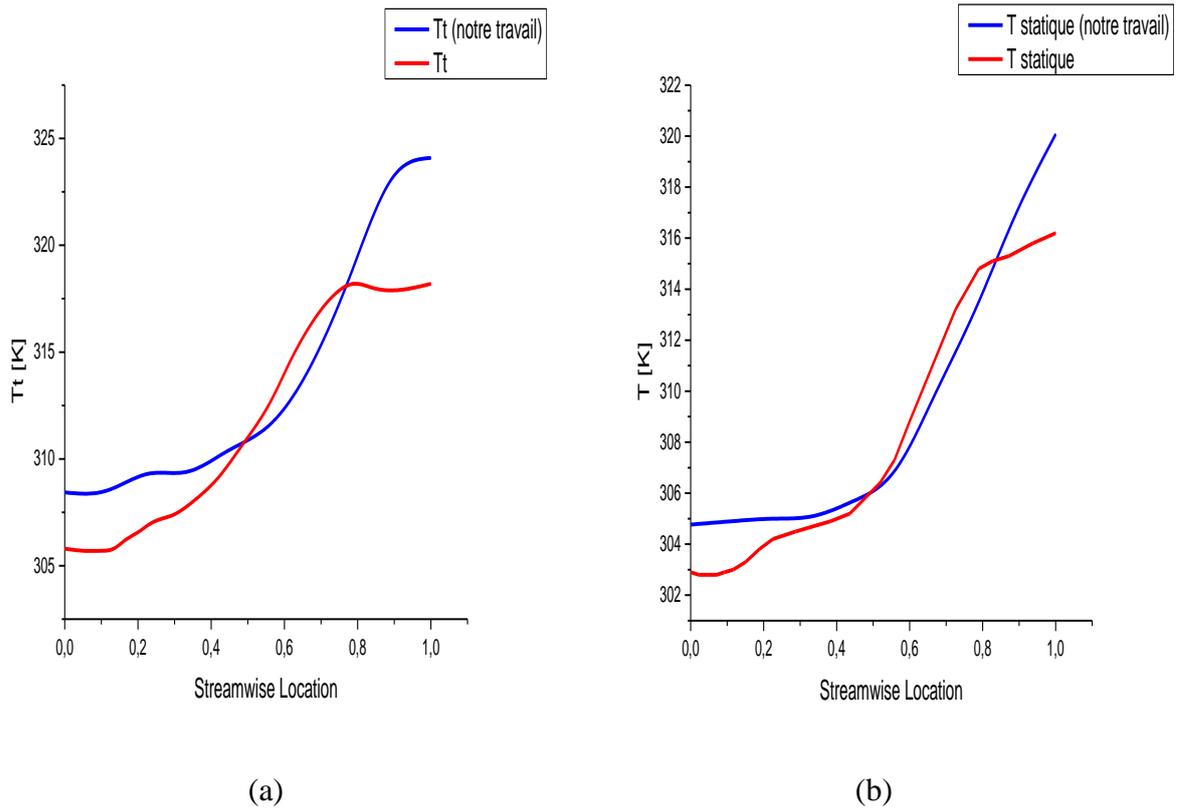


Figure IV.16 : Variation (a) de la pression totale, (b) de la pression statique le long de la trajectoire méridienne à 120% du débit massique.

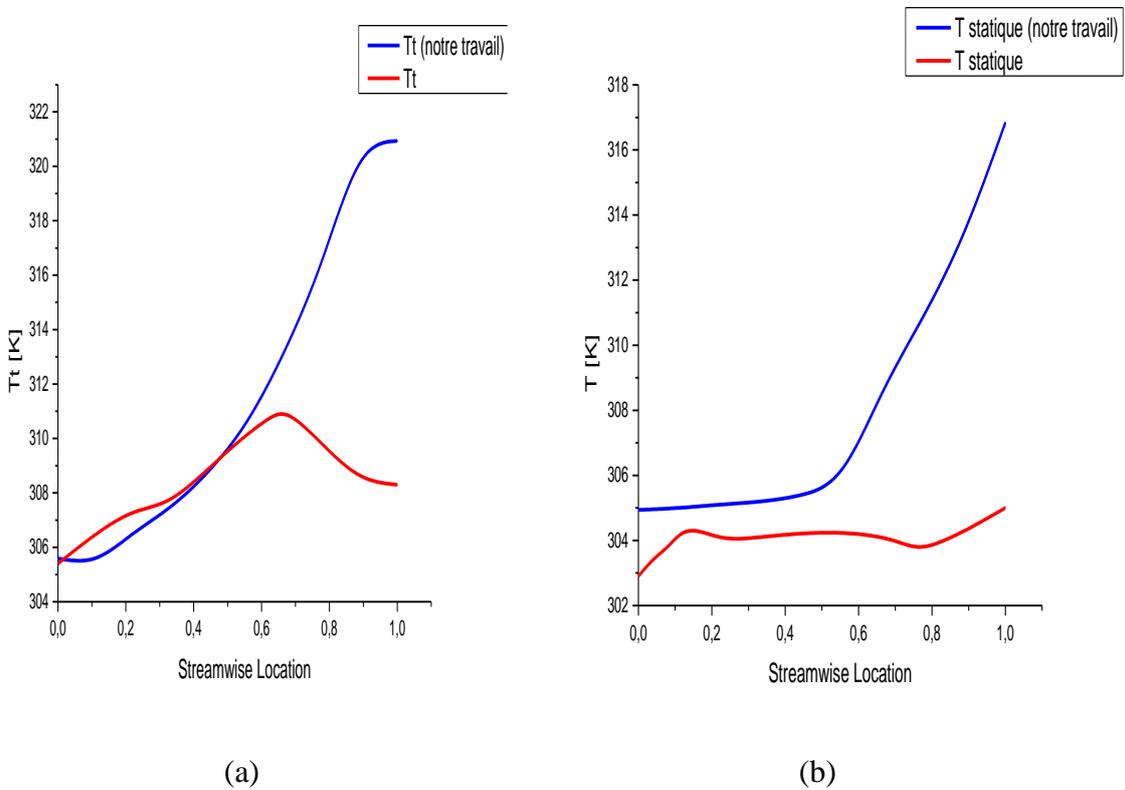
Les figures IV(17),(18) et (19) illustrent la variation de la température totale et statique pour trois cas avec différents débits massiques. Les graphiques indiquent clairement que l'augmentation de température était la plus élevée pour un débit massique de 80 % et la plus basse pour un débit massique de 120 %. Pour les débits massiques de 80 % et 100 %, les températures totale et statique de sortie étaient presque équivalentes, tandis que pour un débit massique de 120 %, elles étaient considérablement plus basses. Cela signifie qu'un travail plus isentropique a été réalisé pour les cas de débits massiques de 80 % et 100 % par rapport au cas de débit massique de 120 %. Les pales de la roue transfèrent de l'énergie au fluide, augmentant ainsi son énergie cinétique, ce qui explique pourquoi la pente de la température totale est supérieure à celle de la température statique.



**Figure IV.17 :** Variation (a) de la température totale, (b) de la température statique le long de la trajectoire méridienne à 80% du débit massique.

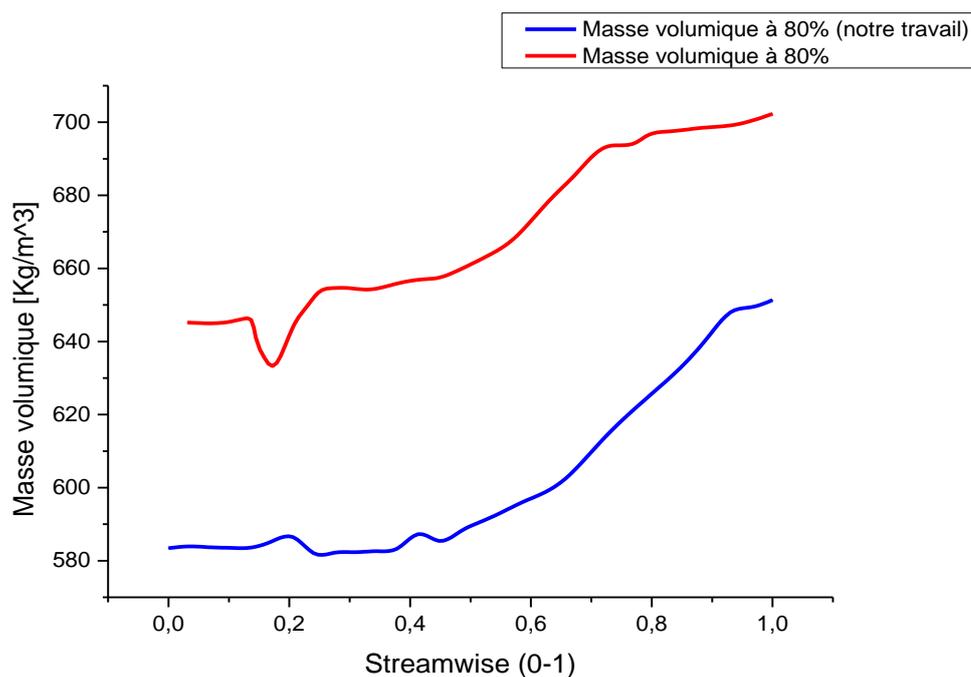


**Figure IV.18 :** Variation (a) de la température totale, (b) de la température statique le long de la trajectoire méridienne à 100% du débit massique.



**Figure IV.19 :** Variation (a) de la température totale, (b) de la température statique le long de la trajectoire méridienne à 120% du débit massique.

La figure (20), (21) et (22) illustre les variations de la masse volumique dans le passage du compresseur, ainsi qu'à l'entrée et à la sortie de la roue de l'aube. Dans tous les cas, on observe une variation similaire mais légère dans le sens de l'écoulement (Streamwise). Cependant, une différence de la masse volumique a été observée à l'entrée de l'aube de compresseur pour les débits massiques de 80 % et 100 %, comme le montrent les figures (20) et (21). L'augmentation de la masse volumique pour ces deux cas est presque constante à la sortie. La variation pour un débit massique de 120 % est déférent. Une forte diminution de masse volumique peut être observée dans les figures (20) et (21) (courbe en rouge), ce qui indique le phénomène d'aspiration se produisant près du bord d'attaque (LE) de l'aube de la roue par contre les courbes en bleu montrent une moyenne augmentation à 0.2 et 0.4 de l'écoulement (streamwise). L'accélération du débit au niveau du bord d'attaque de la roue est clairement visible pour un débit massique de 100 %, comme le montre la figure (24). La vitesse d'écoulement augmente à mesure qu'elle accélère sur la surface d'aspiration de la pale. Un résultat similaire a également été observé pour un débit massique de 80 %.



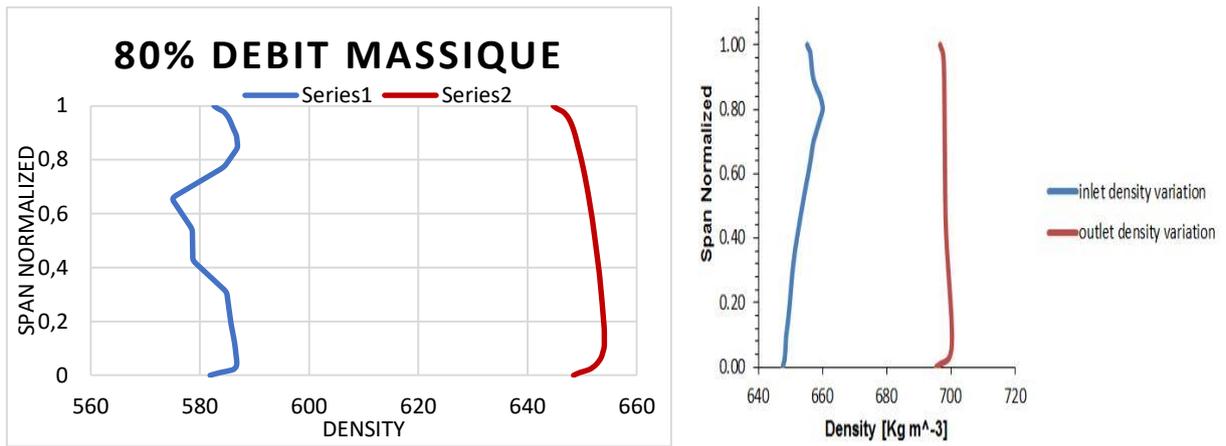


Figure IV.20 : Variation de la masse volumique dans le sens de l'écoulement à 80 % débit massique.

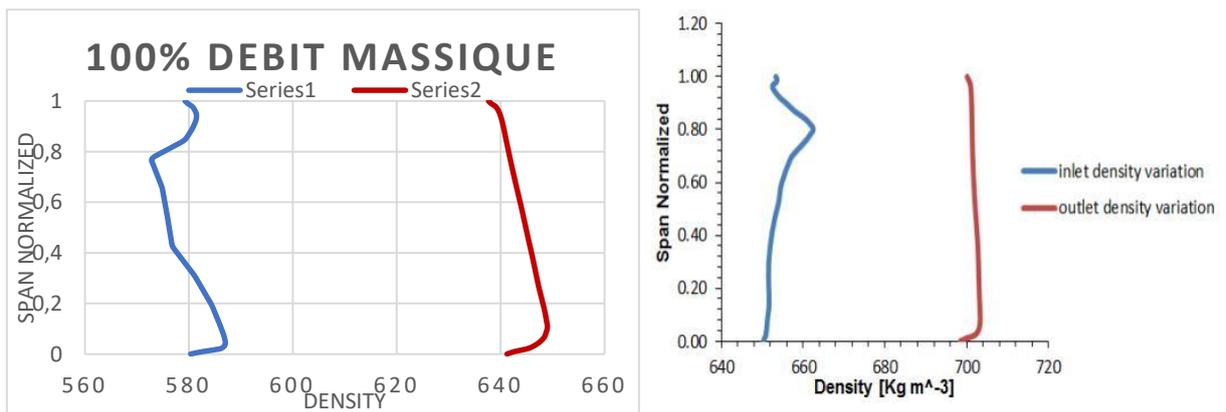
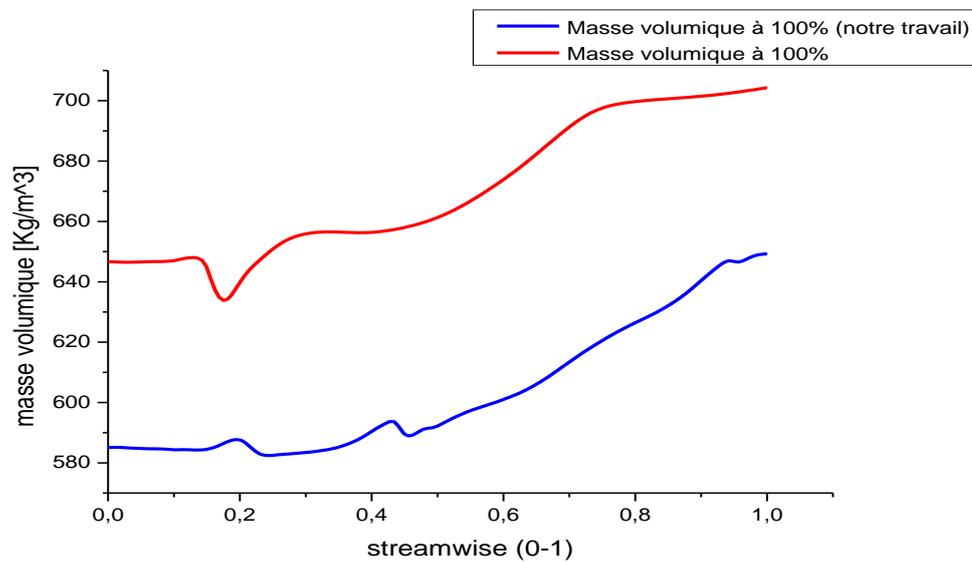
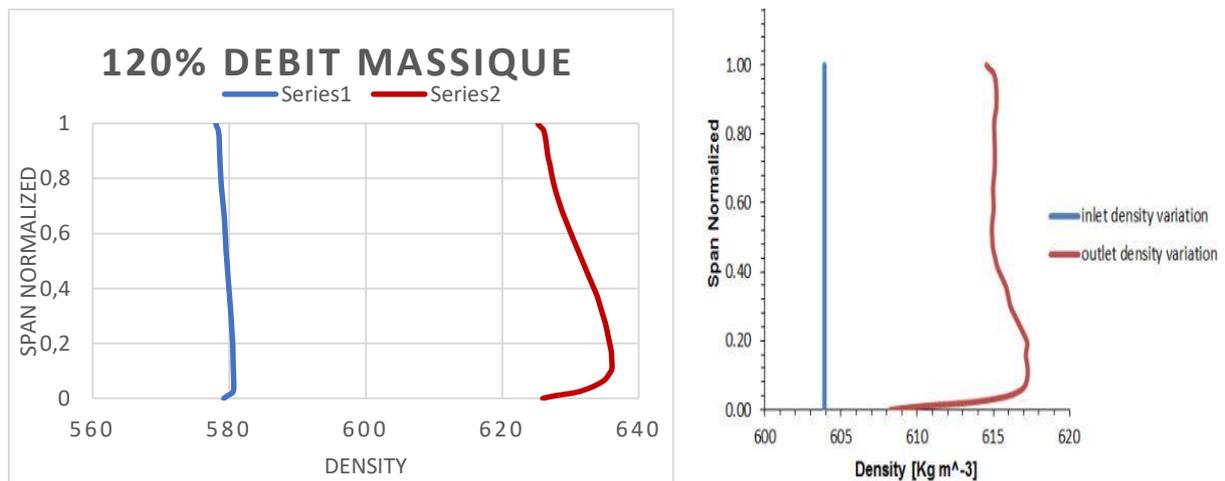
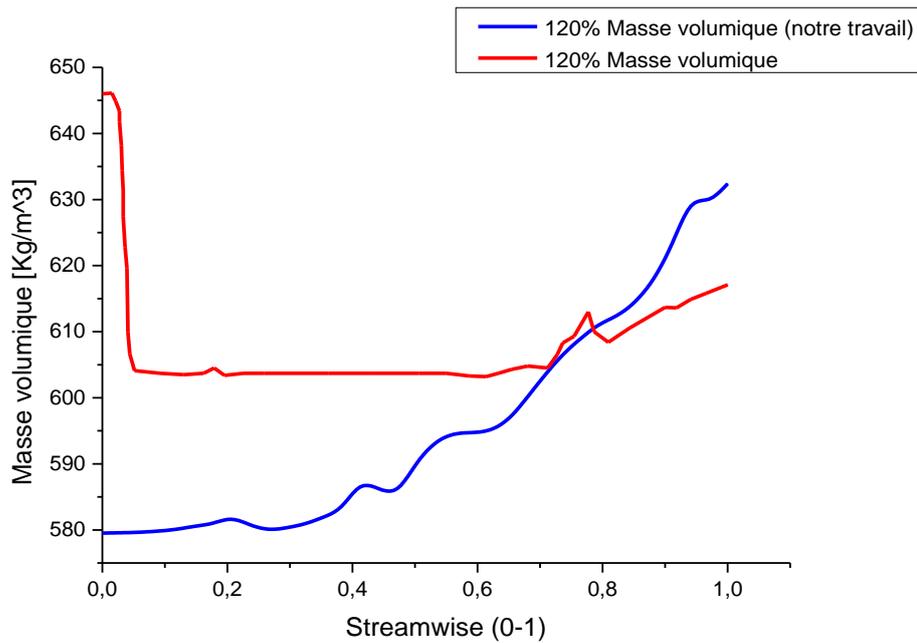


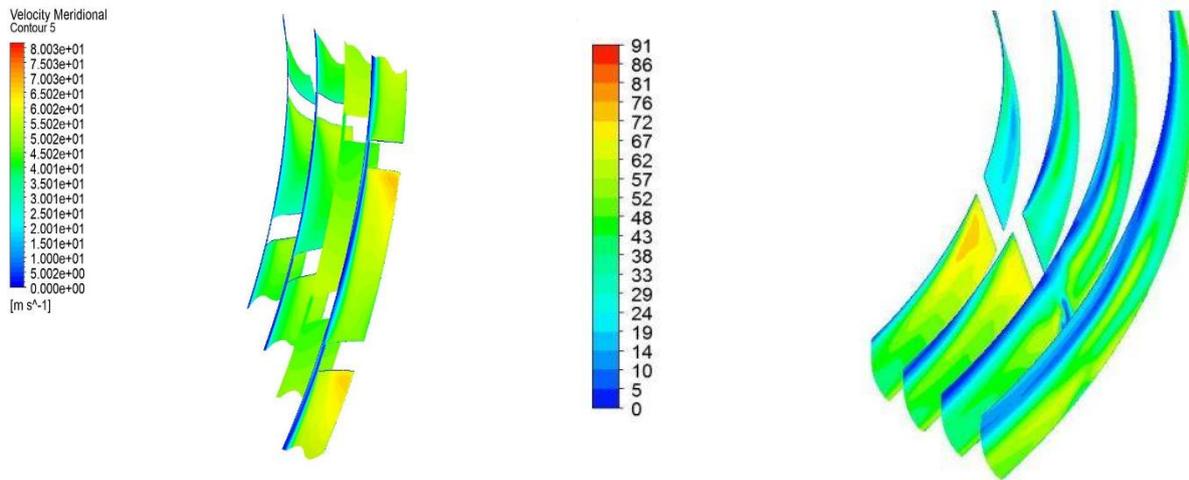
Figure IV.21 : Variation de la masse volumique dans le sens de l'écoulement à 100 % débit massique.



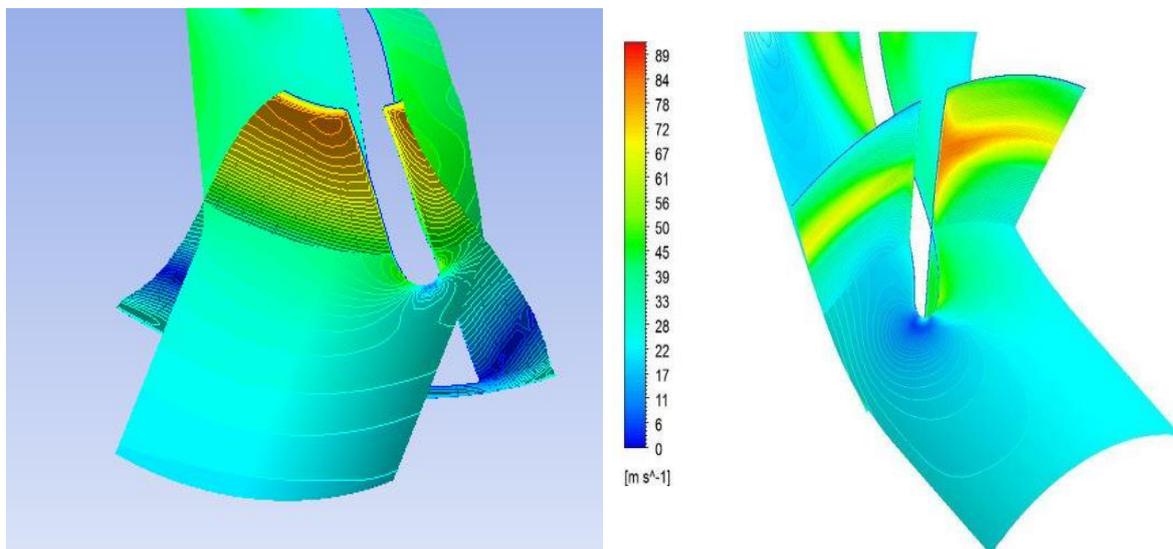
**Figure IV.22 :** Variation de la masse volumique dans le sens de l'écoulement à 120 % débit massique.

La figure (22) illustre la variation de la masse volumique dans le passage du compresseur pour un débit massique de 120 %. On peut observer une accélération du débit dans le passage, ce qui entraîne une diminution significative de la masse volumique de l'entrée à la sortie du passage du compresseur (courbe en rouge) par contre notre travail observée une augmentation de la masse volumique. Une augmentation de la masse volumique relativement faible a été observée par rapport aux autres cas. En raison de l'augmentation du débit massique et de la réduction de la zone de passage, les résultats pour ce troisième cas étaient très différents des autres cas. On peut observer dans la figure (23) un mélange de débit de fuite à l'extrémité de la pale et le sillage sortant de la sortie de la roue, ce qui ralentit l'écoulement. C'est pourquoi une faible augmentation de la masse volumique a été observée près de la sortie de la roue pour un débit

massique de 120 %. En d'autres termes, le flux a été recomprimé près de la sortie de le compresseur.



**Figure IV.23 :** Vitesse méridienne à 0.65, 0.7, 0.75 et 0.80 dans le sens de l'écoulement respectivement pour 120% débit massique.

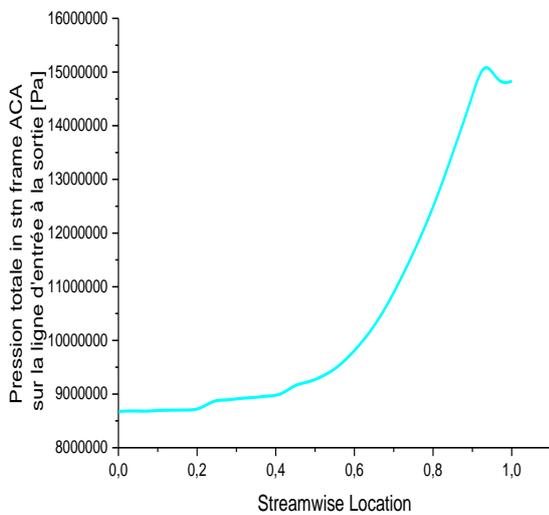


**Figure IV.24 :** Vitesse méridienne à 50% d'envergure et 0.25 dans le sens de l'écoulement respectivement pour 100% débit massique.

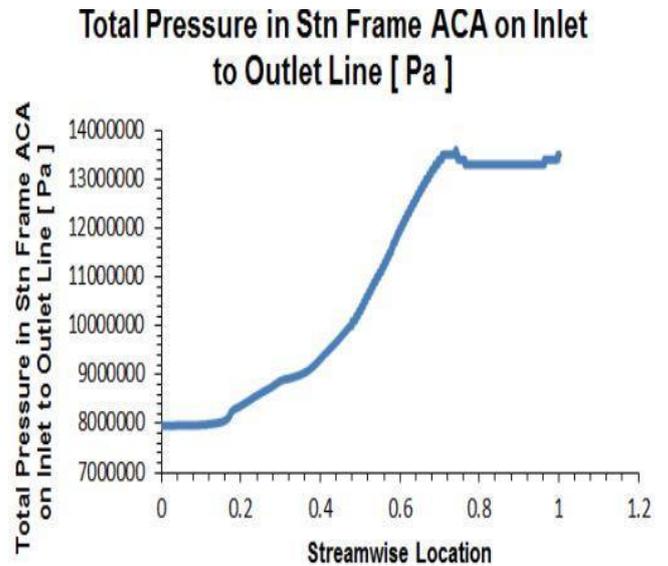
La figure (25) montre la variation de la pression totale le long du courant. Un passage à surface constante a été prévu à l'entrée et à la sortie de la pale de la roue, de sorte que la pression totale reste constante après prise en compte adiabatique pour chaque cas, au début et à la fin du graphique. À la sortie de la pale de la roue, en raison des tourbillons de dégagement de pointe et des couches de sillage, il y a eu une perte de charge totale pour les trois cas. En raison de la variation thermodynamique des propriétés près du point critique, la pression totale près de

l'entrée de la pale de la roue était différente pour tous les cas, ce qui entraîne une différence notable dans l'augmentation de la pression totale observée. Les courbes pour les débits massiques de 80 % et 100 % présentent des légères différences, à l'exception de la valeur de pression totale observée à l'entrée. La courbe pour un débit massique de 120 % indique une pression totale de sortie inférieure en raison des pertes de pression élevées se produisant dans le passage d'écoulement.

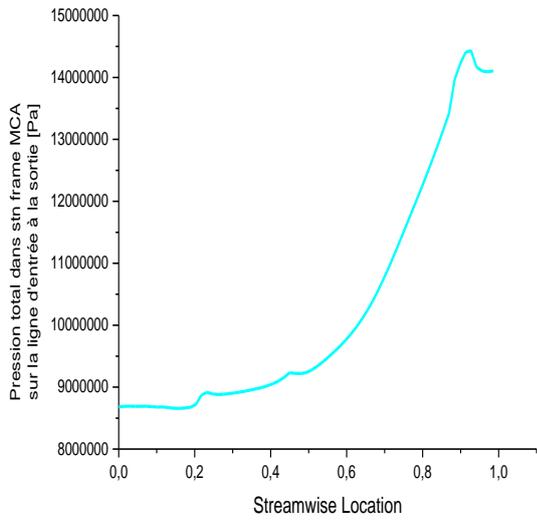
Pour comprendre le chargement de la pale le long de la lame, la figure suivante montre le chargement de la pale à 20 %, 50 % et 80 % de l'étendue pour les trois cas. Les lignes supérieure et inférieure montrent l'augmentation de la pression statique du côté refoulement et aspiration de la lame de la roue. L'aire sous la courbe de chargement de la lame indique le travail de compression effectué par le compresseur sur le fluide de travail, dans notre cas le  $\text{SCO}_2$ . Le travail effectué par le compresseur pour le fluide de travail  $\text{SCO}_2$  dépend principalement des conditions d'entrée du fluide.



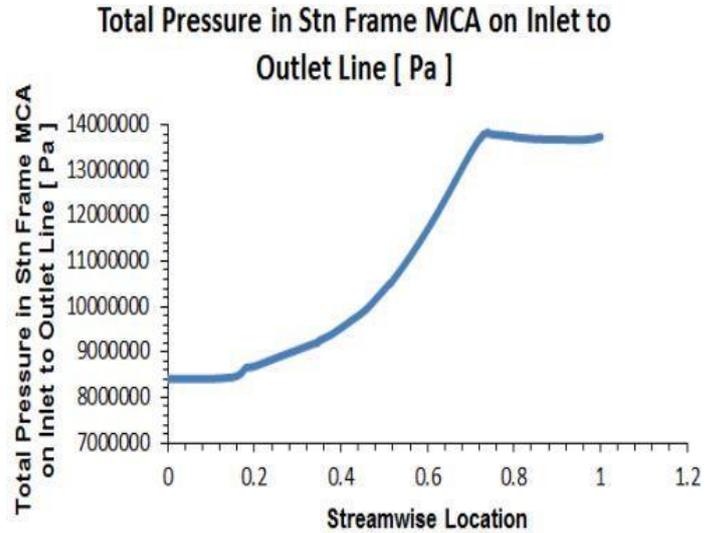
(a)



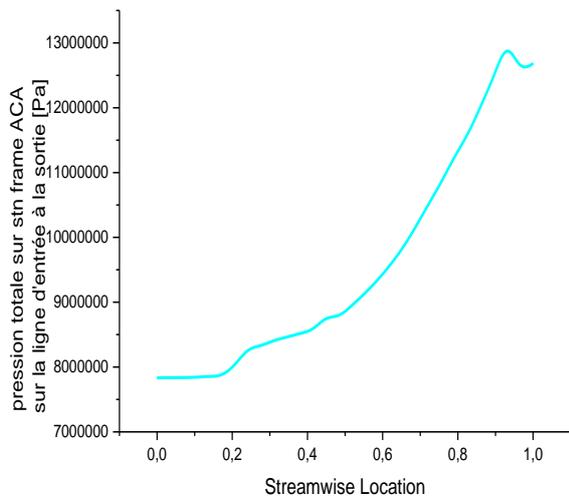
(b)



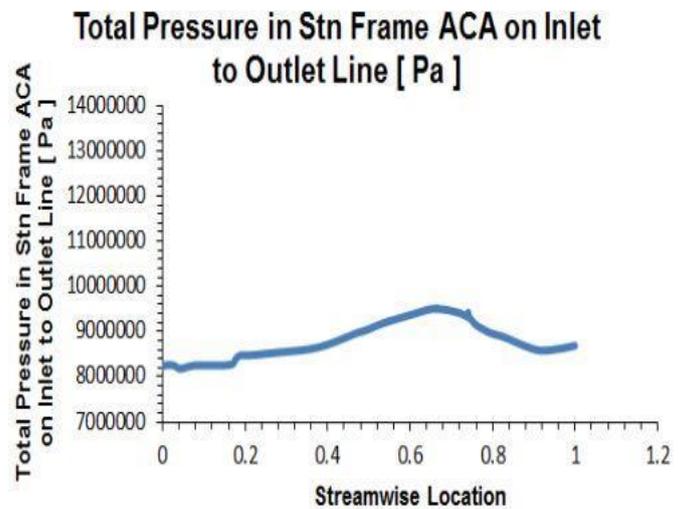
(c)



(d)



(e)

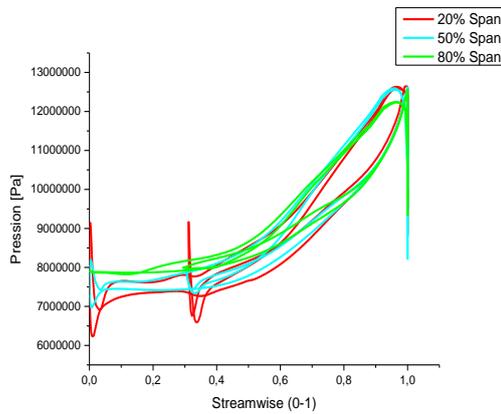


(f)

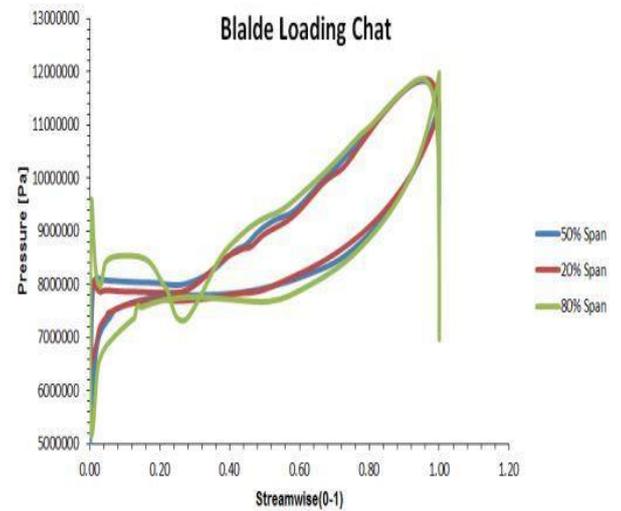
**Figure IV.25 :** Comparaison de la variation de Pression total de l'entrée à la sortie pour (a),(b) :80% débit massique (c),(d) : 100% débit massique. (e) et (f) : 120% débit massique.

Comme le montrent toutes les figures (26), on observe une chute soudaine de pression aux emplacements (0,3-0,5) dans le sens de l'écoulement, ce qui indique une accélération brutale du débit au passage de la pale. À la sortie de la roue, il se produit un mélange de tourbillons de fuite d'extrémité et de sillage du débit, entraînant une perte de pression visible à l'emplacement (0,9 à 1) dans le sens du flux. Pour un débit massique de 120 %, en raison d'un fonctionnement en dehors des conditions de conception, on observe peu d'augmentation de pression, ce qui

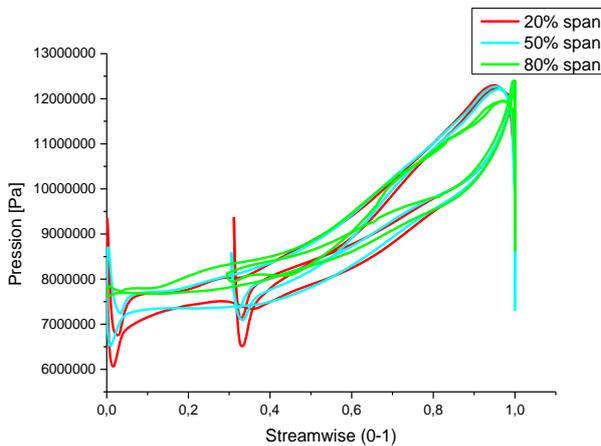
indique des pertes d'énergie plus importantes. Une forte accélération du débit est observée dans le passage de la pale, ce qui entraîne une réduction de l'efficacité du compresseur. L'accélération du débit sur la surface de pression semble être plus faible au bord d'attaque, mais devient accélérée près de 30 % de la position du flux. En revanche, pour le débit massique de conception, l'accélération de la surface de pression près du bord d'attaque est supérieure par rapport à la condition de débit massique de 80 %. L'accélération de l'écoulement le long de la ligne de courant semble être déplacée vers le côté de sortie. Pour un débit massique de 120 %, l'accélération initiale du débit près du bord d'attaque semble être plus élevée.



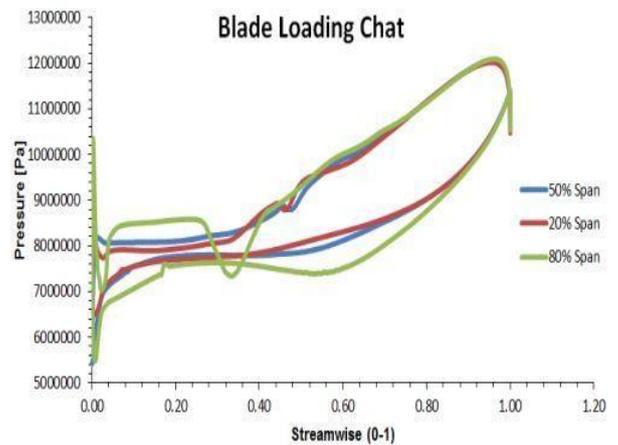
(a)



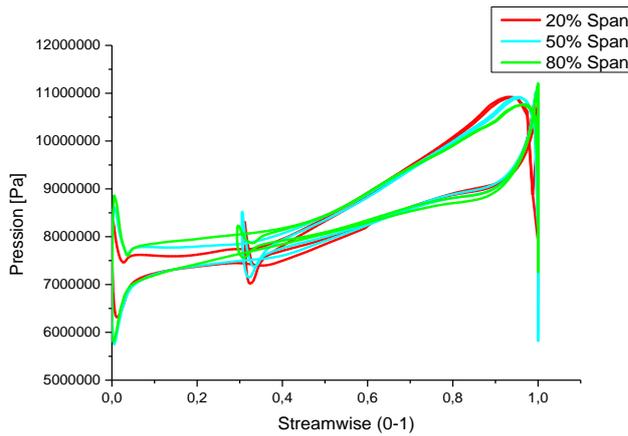
(b)



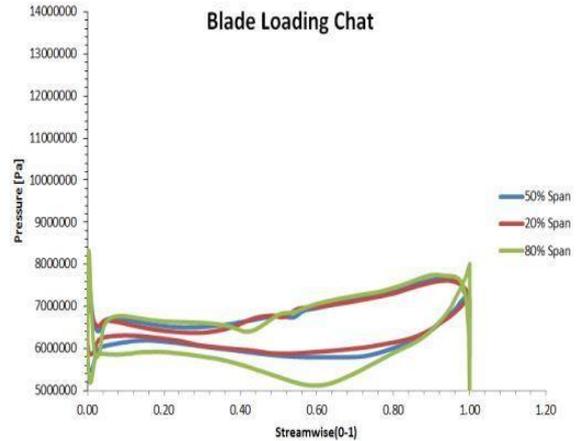
(c)



(d)



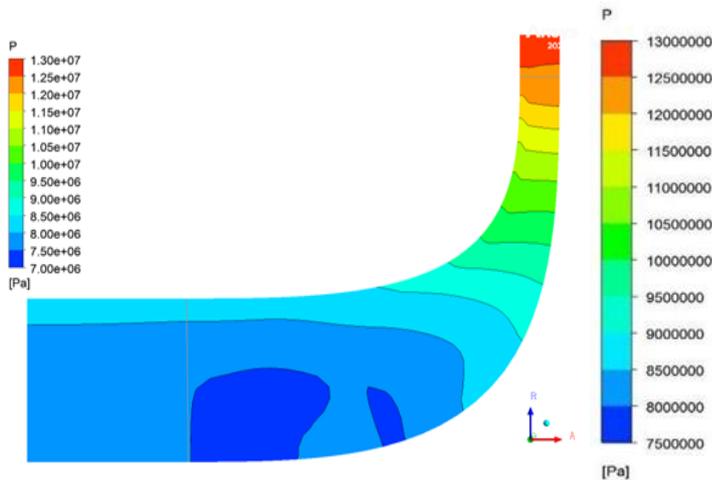
(e)



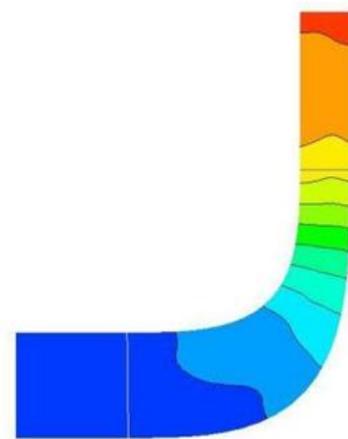
(f)

**Figure IV.26 :** Comparaison de pression à 20% 50% 80% d’envergure. Pour (a) et (b) :80% débit massique, (c) et (d) : 100% débit massique, (e) et (f) : 120% débit massique.

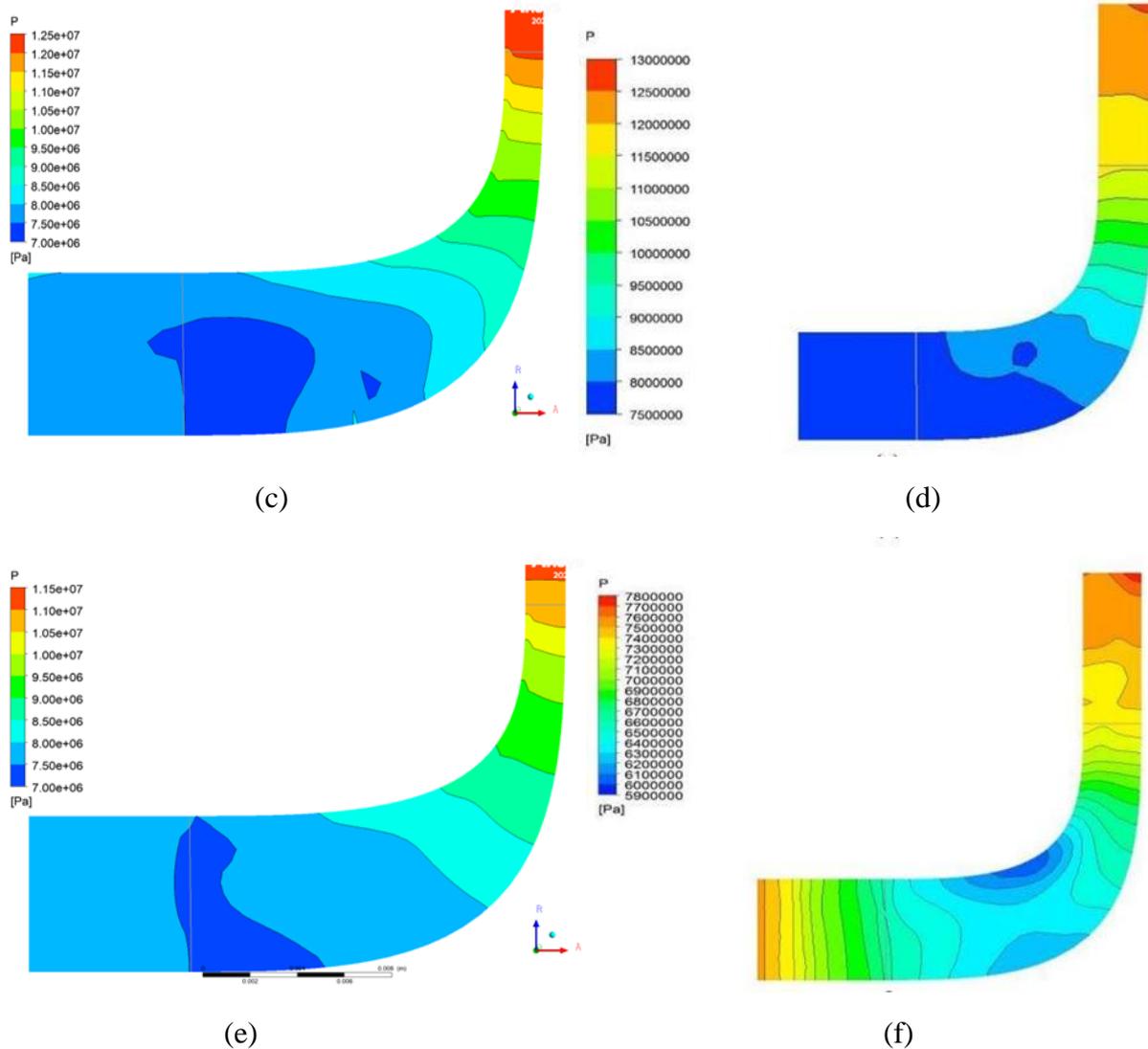
Contour de pression statique moyenne de masse pour trois masses différentes les cas de flux sont illustrés à la figure (27). Les figures (a)(b) et (c)(d) montrent une augmentation régulière de la pression et une petite réduction de pression on bas de la pale comme le montre dans les figures (a) et (c). Une réduction significative (f) et une réduction moyenne au milieu de la pale (e), suivie d'une légère augmentation de la pression, a été observée, principalement en raison d'un fonctionnement hors des conditions de conception figure (f) et une grande augmentation de pression dans la figure (e).



(a)



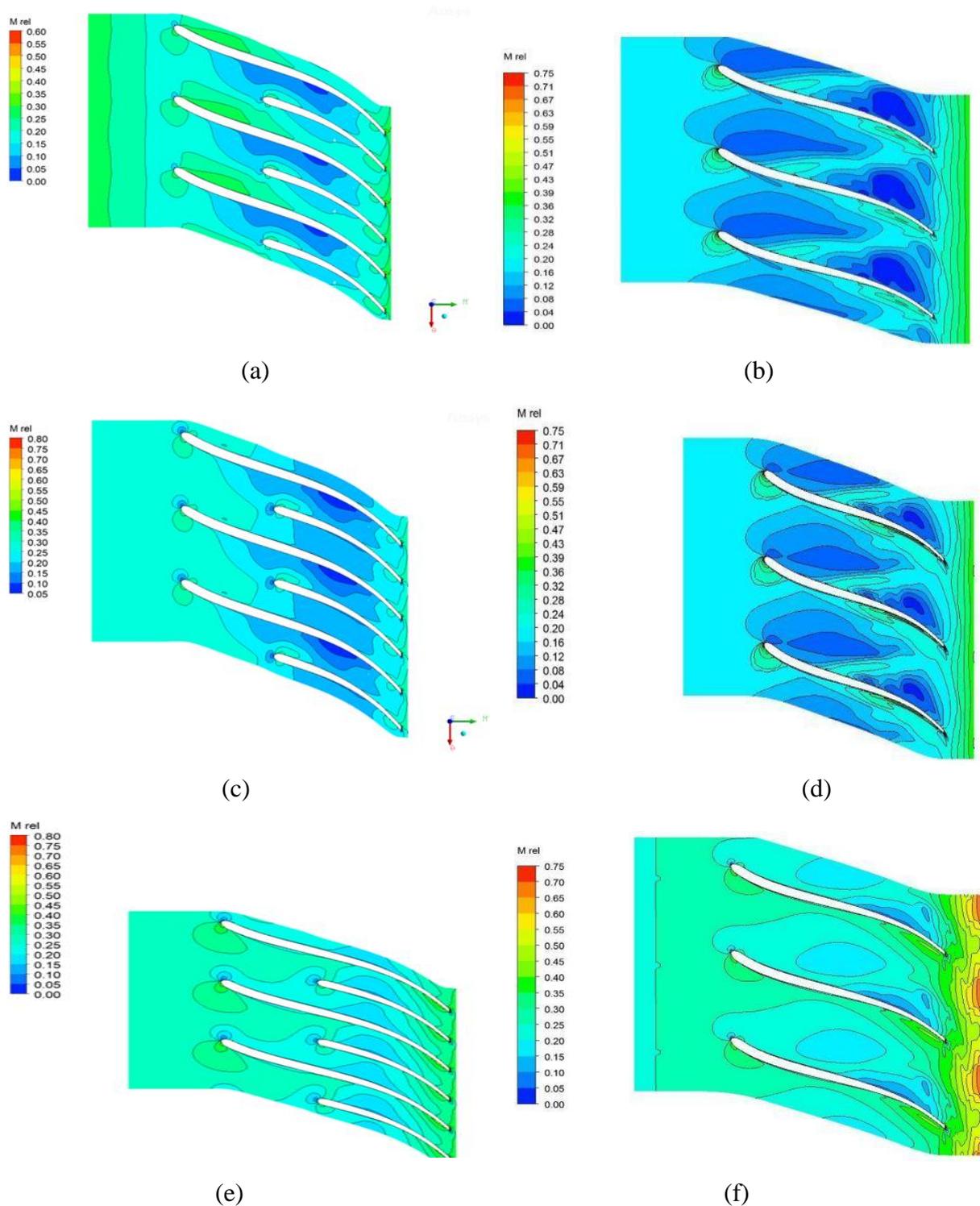
(b)



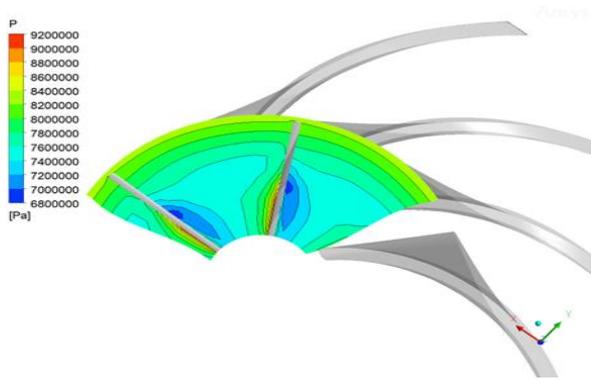
**Figure IV.27 :** Comparaison de pression statique. Pour (a) et (b) : 80% débit massique. (c) et (d) : 100% débit massique. (e) et (f) : 120% débit massique.

La Figure (28) illustre le profil relatif du nombre de Mach à 50 % de l'envergure pour tous les débits massiques. En raison des forces aérodynamiques et centrifuges agissant sur le fluide de travail, son énergie cinétique augmente, ce qui entraîne également une augmentation de sa vitesse relative le long du trajet. Ce trajet est de nature diffusive, convertissant ainsi la majeure partie de l'énergie cinétique en augmentation de la pression statique. Par conséquent, la vitesse relative diminue tandis que la vitesse absolue augmente à travers le passage de la roue. La diminution de la vitesse relative le long du passage de la roue indique une augmentation de la pression. L'accélération de l'écoulement au niveau de bord d'attaque et du coin pointu des pales crée des zones à nombre de Mach élevé. Des légères accélérations du débit ont également été observées dans les cas de débits massiques de 80 % et 100 % près de la sortie de la roue, à 80% on voit que le nombre de mach entre avec une valeur moyenne puis il diminue jusqu'à presque

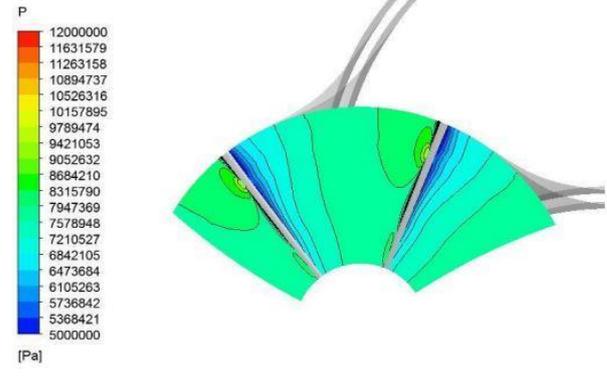
à la sortie il augmente. La distribution relative du nombre de Mach à 80 % de l'envergure diffère du reste de l'envergure en raison du dégagement et de l'accélération du flux. Dans la partie (e) et (f) de la Figure (28), on peut observer une vitesse relative assez élevée près de la sortie de la roue. On voit aussi dans les trois cas une variation au milieu et de coin des pales.



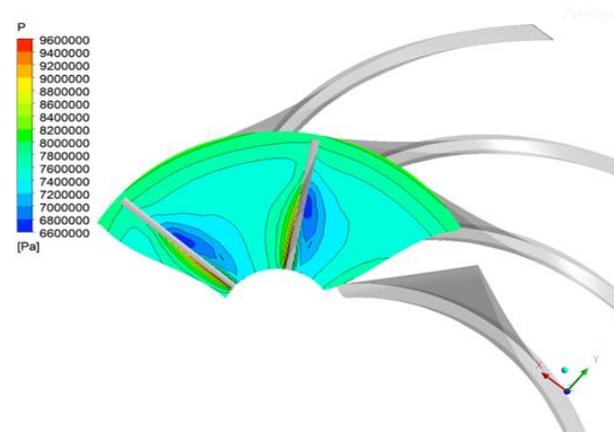
**Figure IV.28 :** Contour de nombre de mach relative à 50% d'envergure. (a),(b) : 80% débit massique. (c),(d) : 100% débit massique. (e),(f) : 120% débit massique.



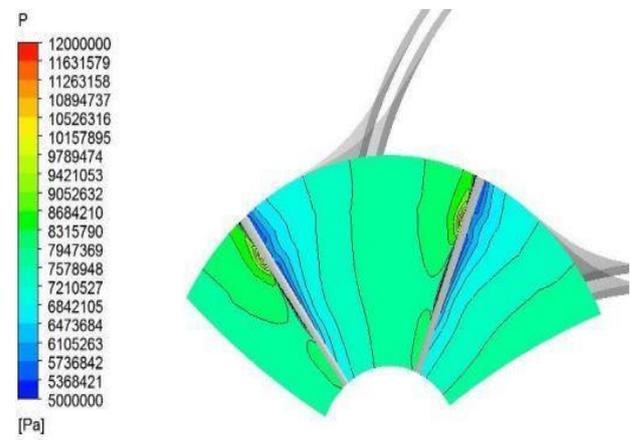
(a)



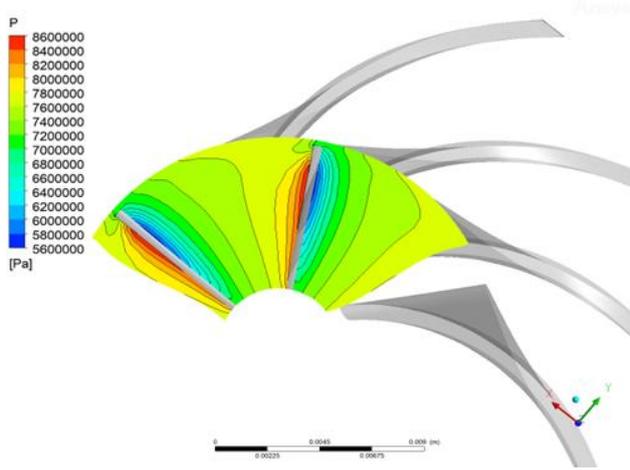
(b)



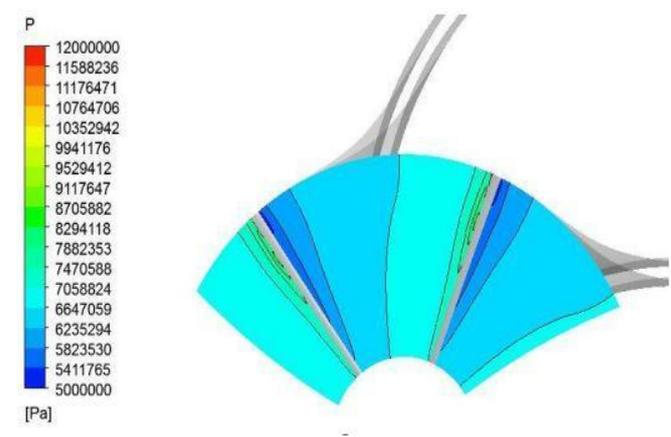
(c)



(d)



(e)



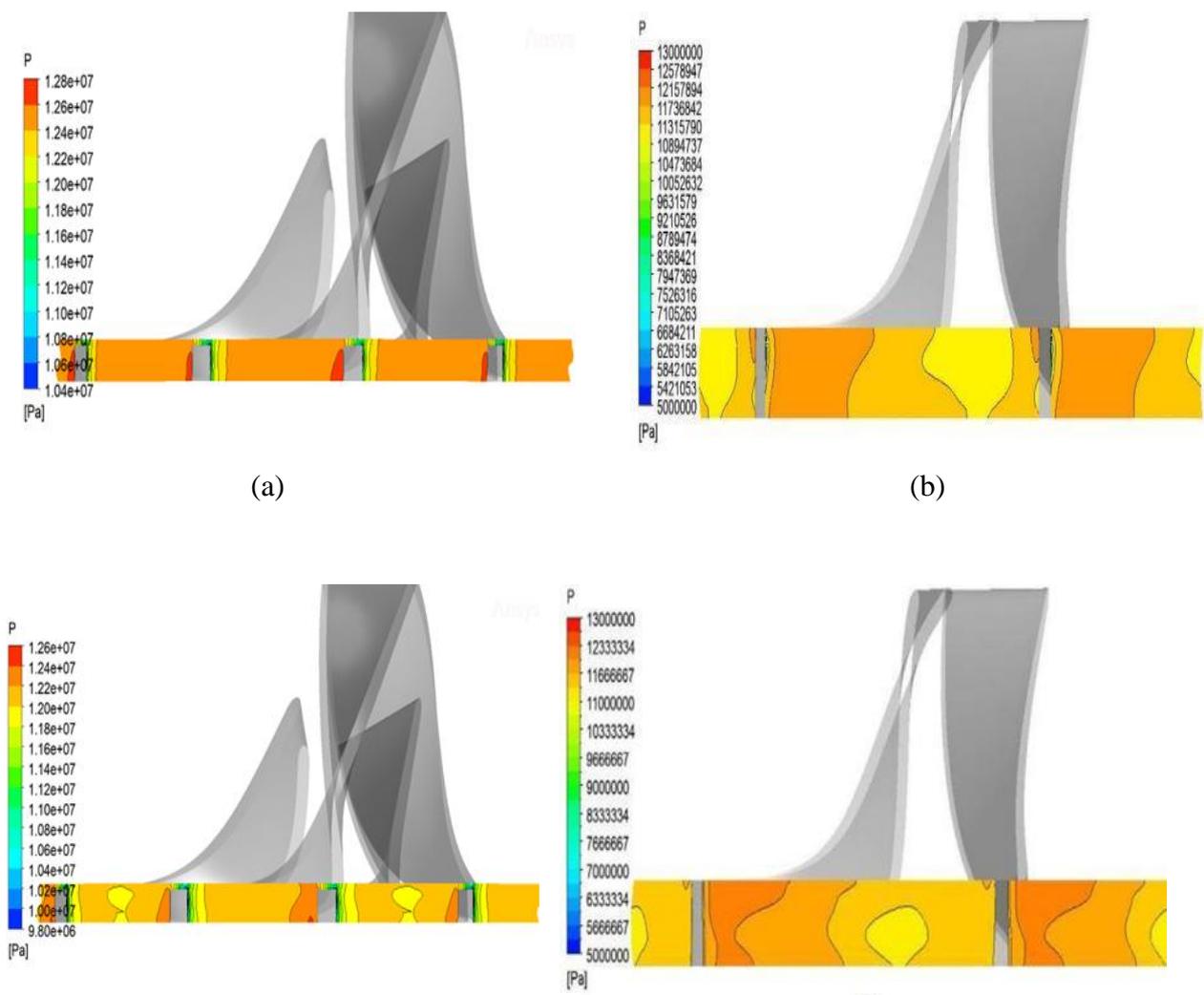
(f)

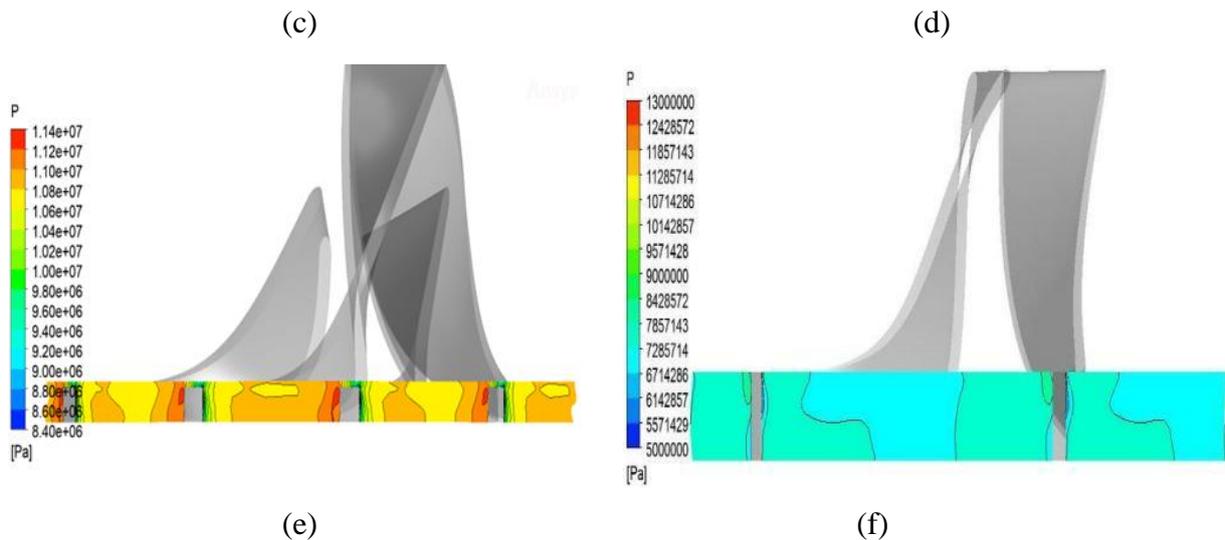
**Figure IV.29** : Pression statique au bord d'attaque de la roue. (a),(b) : 80% débit massique. (c),(d) : 100% débit massique. (e),(f) : 120% débit massique.

Débit massique (Kg/s)	Pression statique au BA		Pression total au BA	
	[20]	Notre travail	[20]	Notre travail
80%	7.59966 MPa	7.79178 MPa	8.37819 MPa	8.44807 MPa
100%	7.54393 MPa	7.72807 MPa	8.61088 MPa	8.6634 MPa
120%	6.59967 MPa	7.59957 MPa	8.42854 MPa	7.83439 MPa

**Tableau IV.8 :** Comparaison des pressions totale et statique au bord d'attaque (BA) pour différents débits massiques.

L'énorme variation de la pression statique au bord d'attaque de la pale de la roue peut être vue sur la figure IV.30, qui reflète la variation des propriétés thermodynamiques du CO<sub>2</sub> supercritique près le point critique. En raison des caractéristiques du SCO<sub>2</sub>, il y avait différence notable entre la pression totale spécifiée et observée à l'entrée du compresseur. La pression statique la plus élevée peut-être observée à proximité région de pointe du côté pression de l'aube de la roue pour tous les cas.





**Figure IV.30 :** Pression statique au bord de fuite de fuite (BF) de la roue. (a),(b) : 80% débit massique.(c),(d) : 100% débit massique. (e),(f) : 120% débit massique.

Débit massique (Kg/s)	Pression statique au BF		Pression total au BF	
	[20]	Notre travail	[20]	Notre travail
80%	7.59966 MPa	12.8054 MPa	13.737 MPa	14.8283 MPa
100%	7.54393 MPa	12.4375 MPa	13.838 MPa	14.1242 MPa
120%	6.59967	11.1509 MPa	9.5917 MPa	12.686 MPa

**Tableau IV.9 :** Comparaison des Pressions totale et statique au bord de fuite (BF) pour différents débits massiques.

Le contour de la pression statique au bord de fuite est illustré dans la figure. Peu de variations des propriétés de l'écoulement de  $SCO_2$  au point critique ont été observées. Une grande variation de la pression statique est visible dans la figure 21 (c), (d) et (e), ce qui indique une légère accélération de l'écoulement dans le passage. La figure 21(f) montre la pression statique la plus élevée du côté aspiration de la pale de la roue, ce qui est dû à l'accélération de l'écoulement dans le passage. Pour un débit massique de 80 %, les résultats sont meilleurs que pour les deux autres cas en termes de rapport de pression, d'efficacité aérodynamique et de comportement d'écoulement à l'intérieur du passage.

Suite à la comparaison établie nous avons pu tirer les conclusions suivantes :

- Pour un débit massique de 80 % et 100 %, peu de différence au total et la pression statique, et la température totale et statique a été observé en raison du changement des propriétés thermodynamiques du fluide de travail. Dans le cas d'un débit massique de

120 %, il est observé une différence significative en ce qui concerne les valeurs de pression et de température totales et statiques respectivement étaient observé.

- L'accroissement de densité pour les débits massiques de 80 % et 100 % était pratiquement constant à la sortie, avec une amplitude supérieure par rapport à la condition de débit massique de 120 %. Une différence marginale dans l'admission et la masse volumique de sortie a été observée pour un débit massique de 80 % et 100 %. Pour le débit massique de 120%, une différence significative a été observée entre notre résultats et les résultats de l'article.
- L'analyse du profil relatif du nombre de Mach à 50 % de l'envergure pour différents débits massiques met en évidence plusieurs observations importantes. Les forces aérodynamiques et centrifuges exercées sur le fluide de travail provoquent une augmentation de son énergie cinétique, ce qui se traduit par une augmentation de sa vitesse relative le long du trajet. Cependant, ce trajet est diffusif, ce qui convertit une grande partie de l'énergie cinétique en augmentation de la pression statique. Ainsi, la vitesse relative diminue tandis que la vitesse absolue augmente à travers le passage de la roue, ce qui indique une augmentation de la pression.
- En outre, les résultats sont presque la même que ceux de la référence [20] dans les cas de 80% et 100% débit massique par contre le cas de 120% les résultats sont différents

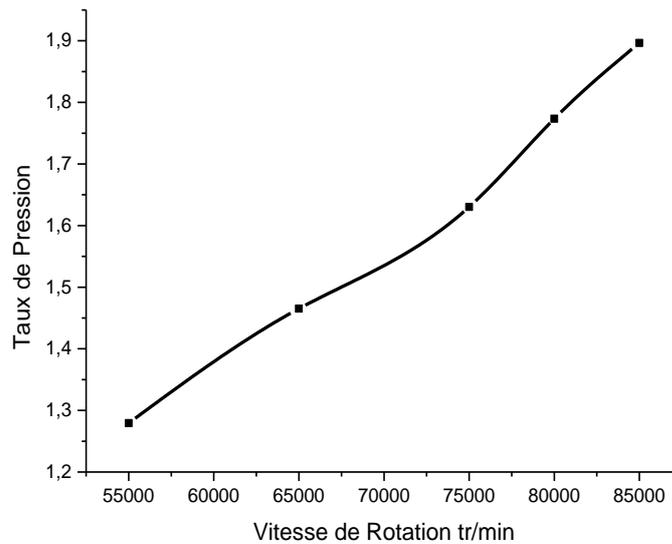
#### **IV.4- Analyse paramétrique :**

Dans cette partie nous avons établi une analyse paramétrique afin de mettre en évidence l'effet de certains paramètres tels que la vitesse de rotation et le nombre de mach sur les caractéristiques de l'écoulement ainsi que du compresseur telles que le travail, la puissance, le taux de compression et les rendements isentropique et polytropique.

##### **IV.4.1- Effet de la vitesse de rotation :**

- **Evolution du taux de compression:**

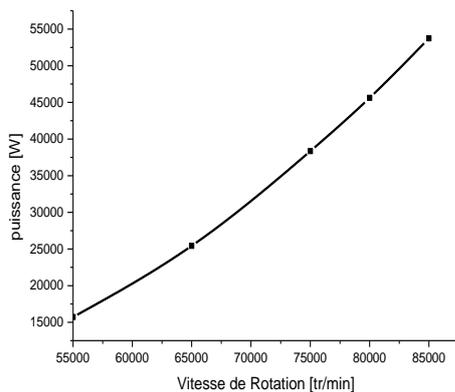
La figure IV.31 illustre l'évolution du taux de compression en fonction de la vitesse de rotation, nous remarquons que lorsque la vitesse de rotation augmente le taux de pression augmente.



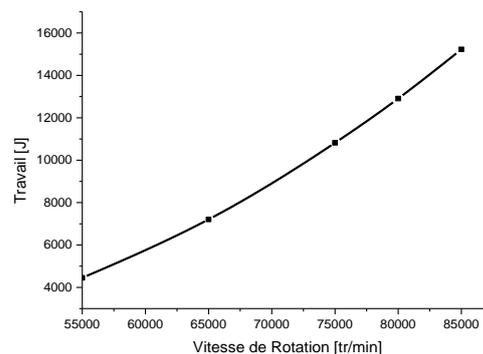
**Figure IV.31 :** Taux de compression en fonction de vitesse de rotation.

- **Evolution du travail et de la puissance :**

Le figure IV.32 (a) représente l'évolution du travail en fonction de la vitesse de rotation on remarque que plus la vitesse de rotation est élevée, plus le travail du compresseur est important. La figure IV.32 (b) illustre l'évolution de la puissance en fonction de la vitesse de rotation, après avoir vu sur la figure précédent l'augmentation du travail en fonction de la vitesse de rotation, la puissance augmente alors inévitablement en fonction de la vitesse de rotation.



(a)

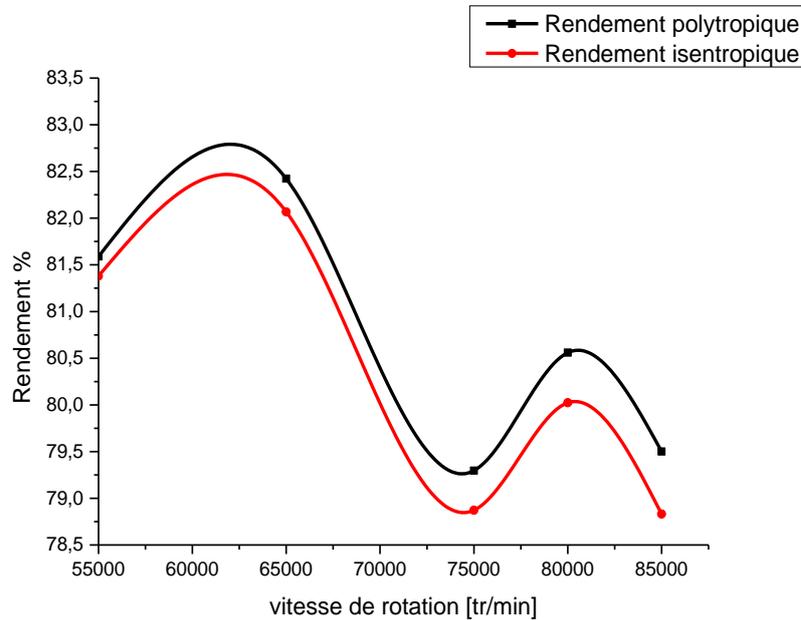


(b)

**Figure IV.32 :** la puissance (a) et le travail (b) en fonction de vitesse de rotation.

- **Evolution des rendements isentropique et polytropique :**

Sur la figure (33) sont représentés les courbes des rendements isentropique et polytropique en fonction de la vitesse de rotation les courbes des rendements ne sont pas stables.



**Figure IV.33 :** Rendements isentropique et polytropique en fonction de vitesse de rotation.

### IV.4.2- Effet du nombre de Mach :

Cette fois on fait varier le nombre de Mach tout en restant dans l'écoulement subsonique.

- **Evolution de taux de pression :**

La figure IV.34 illustre l'évolution du taux de pression en fonction du nombre de Mach. On remarque que pour des nombres de Mach inférieurs à 0,2 le taux de pression est presque constant. Pour des Mach allant de 0,2 à 0,4 le taux de pression augmente, au-delà de 0,4 le taux de pression subit une diminution.

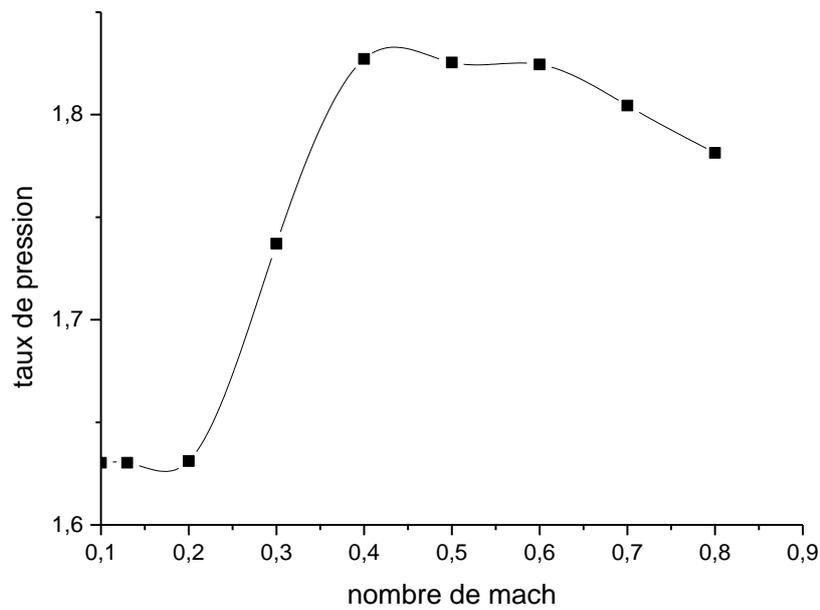


Figure IV.34 : Taux de Pression en fonction de nombre de mach.

- Evolution du travail et de la puissance :

Le figure IV.35 (a) représente l'évolution du travail en fonction de nombre de mach on remarque que plus le nombre de mach est élevée, plus le travail du compresseur est important. La figure IV.35 (b) illustre l'évolution de la puissance en fonction de la vitesse de nombre de mach, après avoir vu sur la figure précédent l'augmentation du travail en fonction de nombre de mach, la puissance augmente alors inévitablement en fonction de nombre de mach.

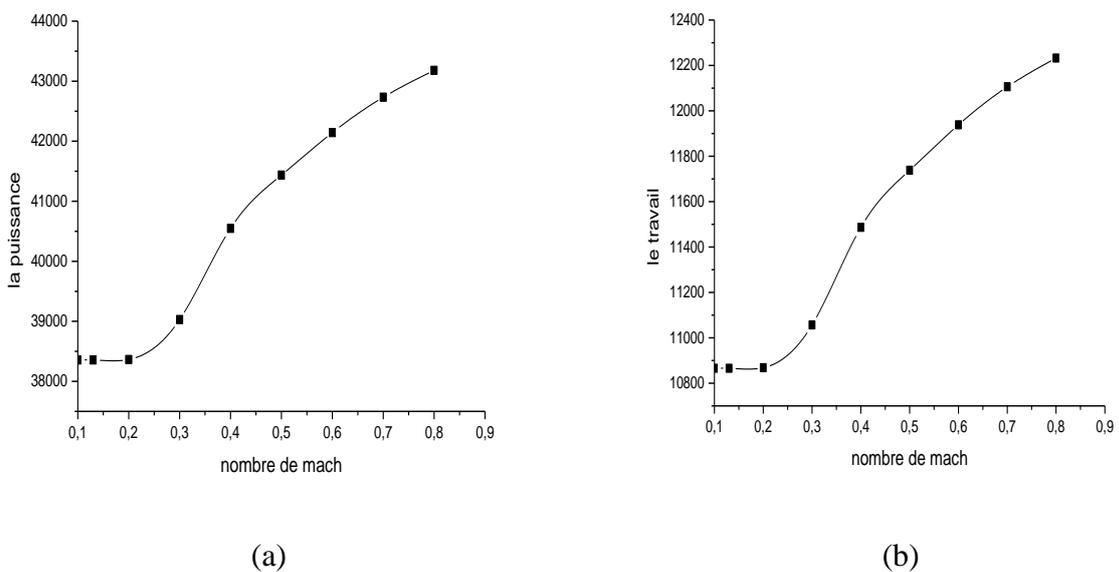
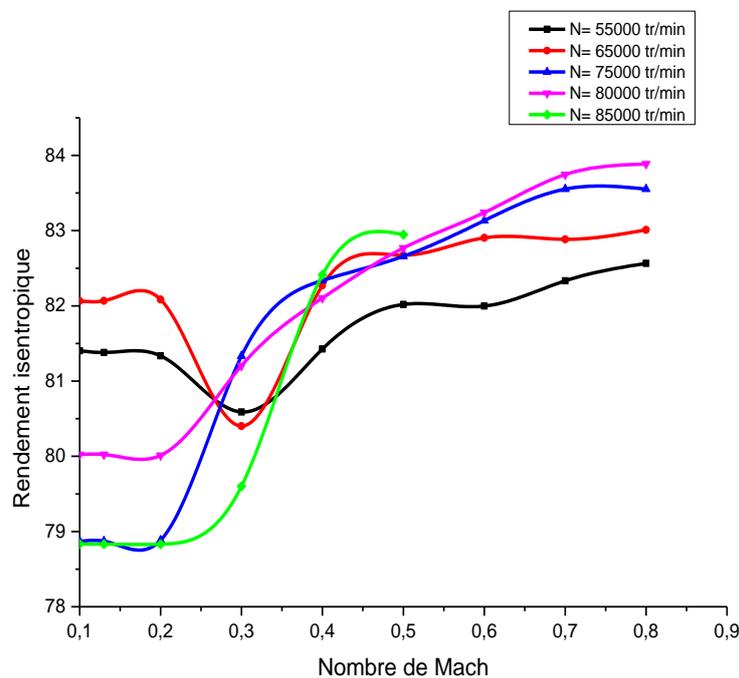


Figure IV.35 : (a) : la Puissance et (b) : le travail en fonction de nombre de mach.

**IV.4.3- Evolutions des rendements aux différentes vitesses de rotation en fonction de nombre de mach :**

On remarque sur la figure 36 représentant le rendement isentropique en fonction du nombre de Mach, que pour toutes les vitesses de rotation, le rendement augmente au fur et à mesure que le nombre de Mach augmente, sauf pour la vitesse de rotation de 55000 et 65000 tr/min. A ces vitesses le rendement diminue lorsque le nombre de Mach est compris entre 0.1 et 0.3 et il n'augmente qu'au-delà de 0.3.

On remarque sur la figure 37 représentant le rendement polytropique en fonction du nombre de Mach, que pour toutes les vitesses de rotation, le rendement augmente au fur et à mesure que le nombre de Mach augmente, sauf pour la vitesse de rotation de 55000 et 65000 tr/min. A ces vitesses le rendement diminue lorsque le nombre de Mach est compris entre 0.1 et 0.3 et il n'augmente qu'au-delà de 0.3 et la vitesse de rotation 75000 tr/min a ces vitesses rendement diminue lorsque le nombre de Mach est compris entre 0.4 et 0.55 il n'augmente qu'un-delà de 0.55.



**Figure IV.36 :** Rendements isentropiques en fonction de nombre de mach.

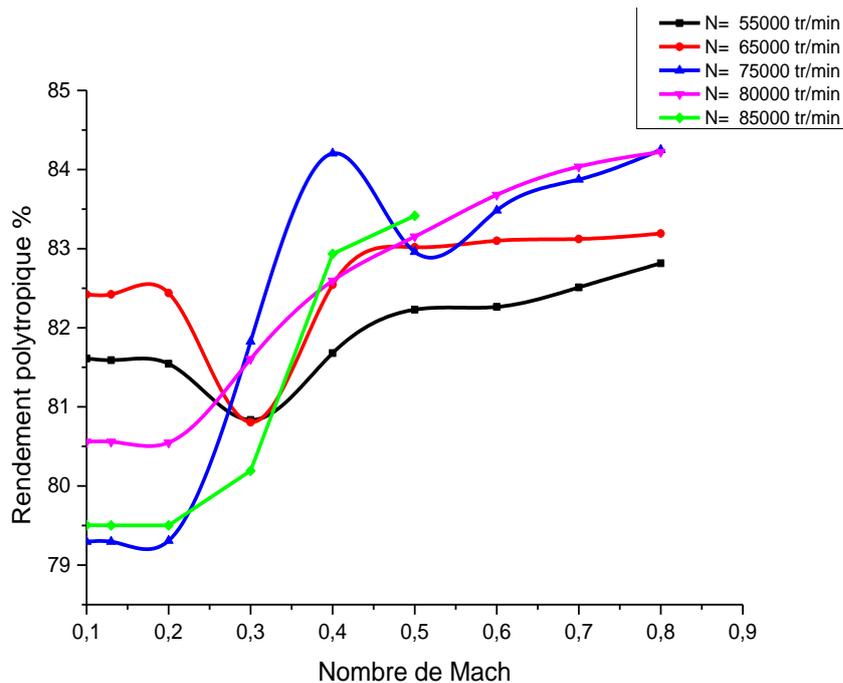


Figure IV.37 : Rendements polytropiques en fonction de nombre de mach.

#### IV.5- Conclusion :

Les résultats de notre étude indiquent que la vitesse de rotation et le nombre de Mach ont une influence significative sur les paramètres étudiés.

- La pression et la puissance augmentent à mesure que la vitesse de rotation et le nombre de Mach augmentent. Cela suggère que des vitesses de rotation plus élevées et des nombres de Mach plus importants favorisent une augmentation de la pression et de la puissance dans le compresseur centrifuge.
- Le travail également augmente en fonction de la vitesse de rotation et du nombre de Mach, ce qui indique que ces paramètres jouent un rôle crucial dans la performance globale du système.
- Le taux de pression augmente avec la vitesse de rotation et atteint un maximum dans la plage de nombres de Mach entre 0,2 et 0,3. Cela suggère qu'il existe une plage spécifique de nombres de Mach où l'efficacité de compression est optimisée.
- En ce qui concerne les rendements isentropique et polytropique, nos résultats indiquent qu'ils ne sont pas stables en fonction de la vitesse de rotation et du nombre de Mach. Cela peut être dû à des variations complexes dans les caractéristiques de l'écoulement supercritique dans le compresseur centrifuge.

En résumé, notre étude démontre que la vitesse de rotation et le nombre de Mach ont une influence significative sur les performances du compresseur centrifuge lors de l'écoulement de CO<sub>2</sub> supercritique. Les résultats obtenus soulignent l'importance de prendre en compte ces facteurs lors de la conception et de l'optimisation des systèmes de compression utilisant des fluides supercritiques tels que le CO<sub>2</sub>.

### IV.6- Comparaison entre les résultats de SCO<sub>2</sub> et l'air :

Dans cette partie nous avons établi des simulations numériques de l'écoulement dans le même compresseur mais cette fois ci nous avons utilisé l'air comme fluide. L'objectif dans cette partie du travail est de faire une comparaison des performances du compresseur pour les deux cas de fluide pour ainsi montrer les avantages de l'utilisation du CO<sub>2</sub> supercritique par rapport à l'air.

#### IV.6.1 Conditions de simulation :

- Tout d'abord on définit le type de fluide qui est l'air et qui est un fluide compressible.
- Ecoulement stationnaire.
- Modèle de turbulence standard (k- ω).
- Total énergie.
- Précision : 10<sup>-4</sup>.

#### IV.6.2- Conditions aux limites :

Pour rester dans les mêmes conditions de simulation, nous avons :

- Fixé la vitesse de rotation à la même valeur que celle pour le sc-CO<sub>2</sub>
- Imposé le débit massique correspondant au cas de l'air. Ce débit a été calculé comme suite :

La masse volumique dans le cas du sc-CO<sub>2</sub> aux conditions supercritiques (pression de 7.39 MPa et température de 305 K) est de 317.41 kg/m<sup>3</sup> et pour l'air sa masse volumique aux conditions atmosphériques est de 1.23kg/m<sup>3</sup>.

$$\text{On a:} \quad Qv_{scO_2} = Qv_{air} = Qv \quad \text{IV.1}$$

$$\text{Et} \quad Qm_{scO_2} = \rho_{scO_2} \cdot Qv \quad \text{IV.2}$$

$$\Rightarrow Qv = \frac{Qm_{scO_2}}{\rho_{scO_2}} = \frac{3.53}{317.41} = 0.01112 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$\text{Danc:} \quad Qm_{air} = \rho_{air} \cdot Qv = 0.01112 \cdot 1.23$$

$$Qm_{air} = 0.01367 \text{ kg /s}$$

- fixé la température et la pression à l'entrée du compresseur aux valeurs ambiantes.

Les conditions aux limites sont indiquées dans les tableaux IV.10 et IV.11.

A l'entrée :

Pression de référence	0 atm
Pression totale	1.013 bar
Température total	288 K

**Tableau IV.10 :** Conditions aux limites à l'entrée

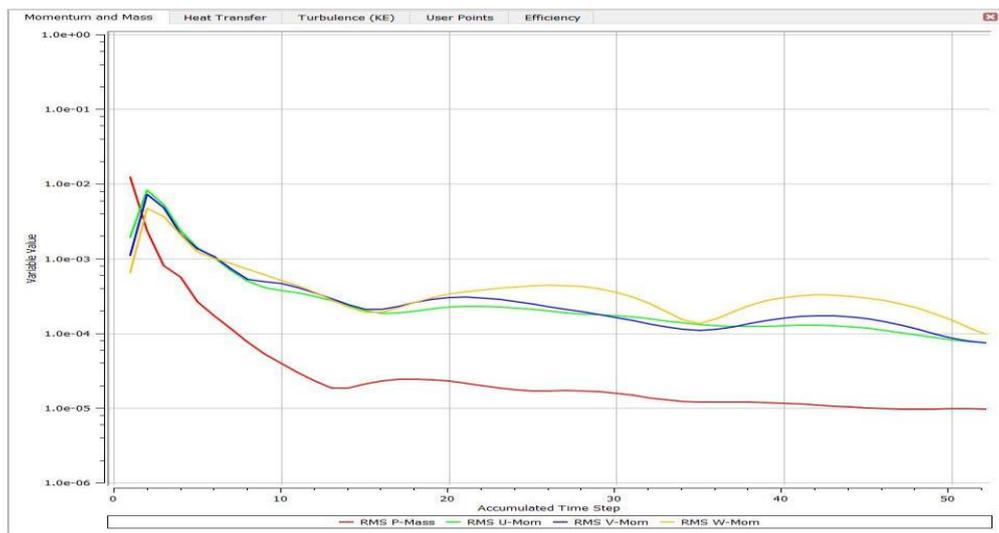
A la sortie :

Débit massique	0.01367kg/s
----------------	-------------

**Tableau IV.11 :** Conditions aux limites à la sortie

### IV.6.3. Convergence :

La figure (IV.46) illustre la convergence de la simulation, elle prend environ 8min pour terminer l'opération.



**Figure IV.38 :** Histoire de la convergence

### IV.6.4- Résultats :

Les résultats obtenus à la fin de la simulation sont représentés dans le tableau IV.12.

Puissance (W)	Rapport de pression	Rapport de température	Efficacité isentropique	Efficacité polytropique
90.2615	1.0566	1.0206	78.31%	78.46%

**Tableau IV.12 :** Résultats de performance du compresseur au l'air.

IV.6.5. Analyse comparative :

A. Contours des vitesses :

Les figures 39,40 et 41 représentent les contours des vitesses à 20%, 50% et 80% d'entendue du CO<sub>2</sub> supercritique et de l'air. Nous constatons sur ces figures que plus on augmente l'étendu de 20% à 80% la vitesse diminue aussi bien dans le cas du sc-CO<sub>2</sub> que de l'air mais la diminution dans le cas du sc-CO<sub>2</sub> est plus importante indiquant qu'une grande partie de l'énergie cinétique s'est convertie en énergie de pression. Ceci est bien illustré sur les figures IV.50, 51 et 52. On constate sur ces dernières que l'augmentation de la pression dans le cas du s-CO<sub>2</sub> est plus importante que dans le cas de l'air.

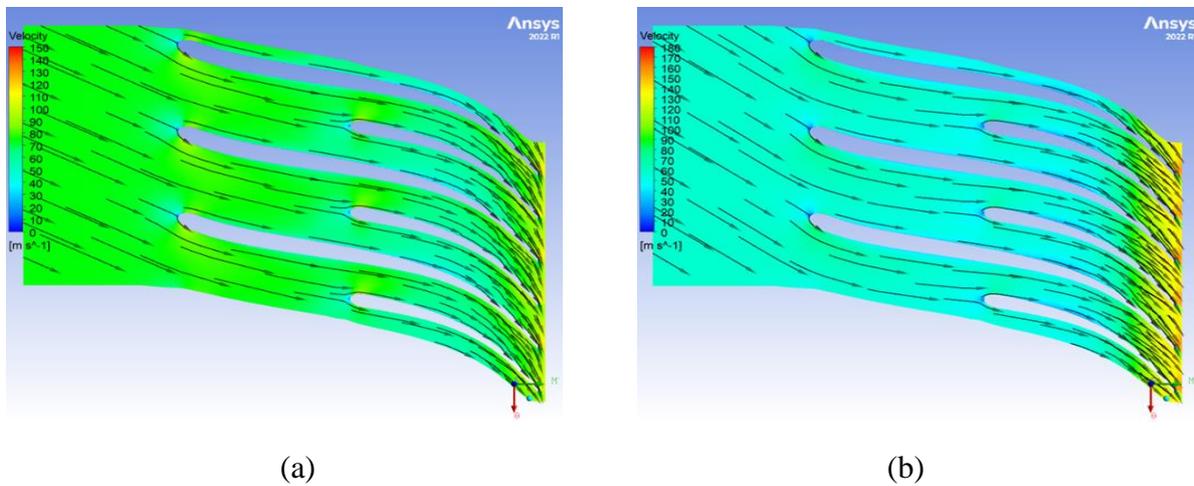


Figure IV.39: Contours de vitesse à 20% d'envergure (a) : Sc-CO<sub>2</sub> ; (b) : l'air.

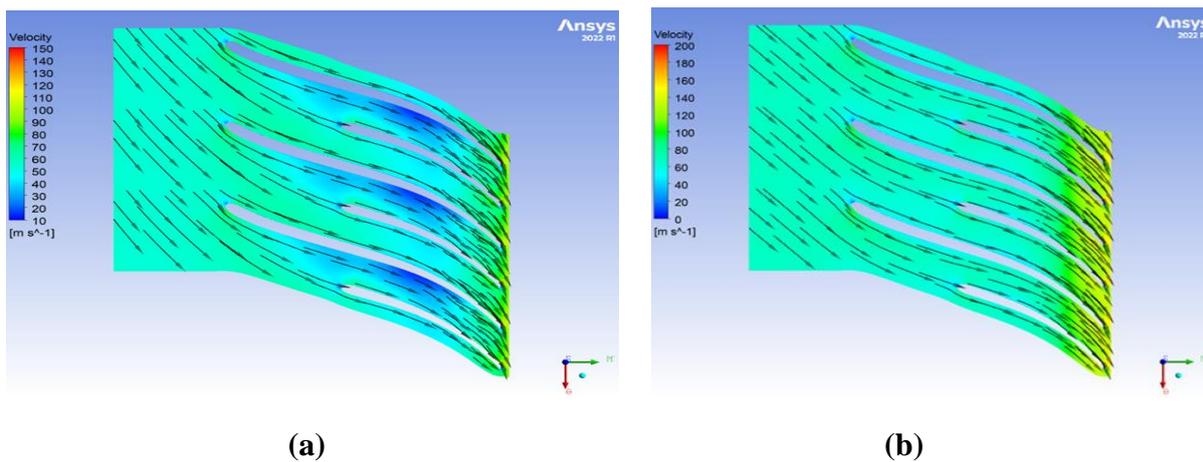
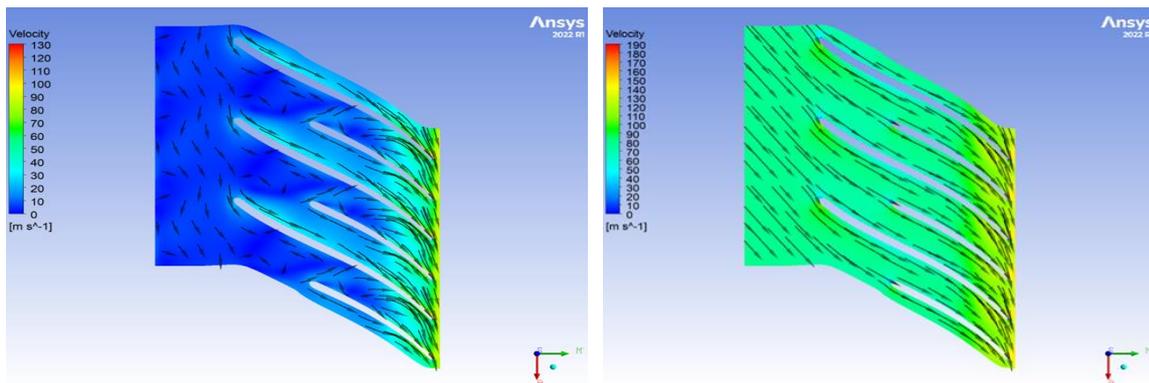


Figure IV.40 : Contours de vitesse à 50% d'envergure (a) : Sc-CO<sub>2</sub> ; (b) : l'air.



(a)

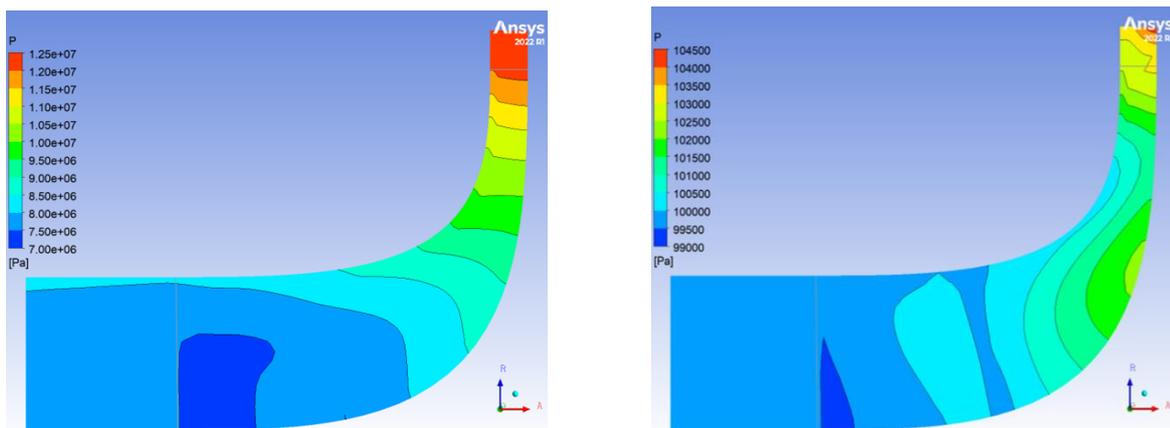
(b)

Figure IV.41 : Contours de vitesse à 80% d’envergure (c) : Sc-CO<sub>2</sub> ; (f) : l’air.

**B. Contours des pressions :**

Les figures 42, 43 et 44 représentent les contours des pressions à 20%, 50% et 80% d’envergure du CO<sub>2</sub> supercritique et de l’air.

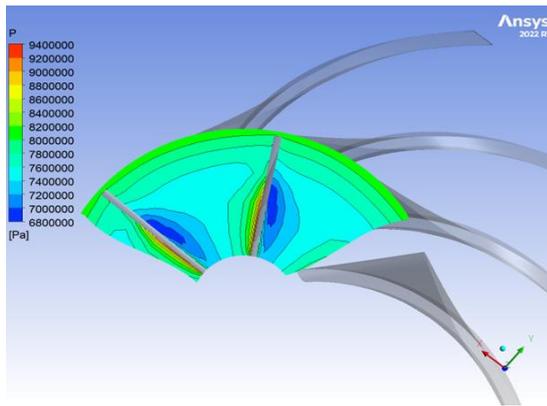
La variation de pression il augmente à la surface méridienne au bord d’attaque jusqu’au bord de fuite que ça soit pour l’air ou le SCO<sub>2</sub> mais le changement de valeurs des pressions pour les deux fluides est déférent, la pression du CO<sub>2</sub> supercritique est trop élevée par rapport à celle de l’air dus aux conditions d’entrée et au rapport de pression.



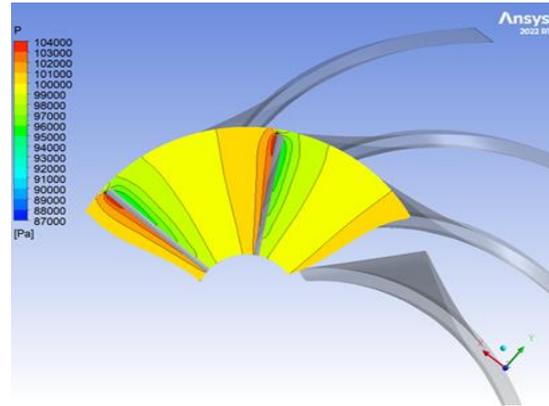
(a)

(b)

Figure IV.42 : Contours de pression à la surface méridienne (a) : Sc-CO<sub>2</sub> ; (b) : l’air.

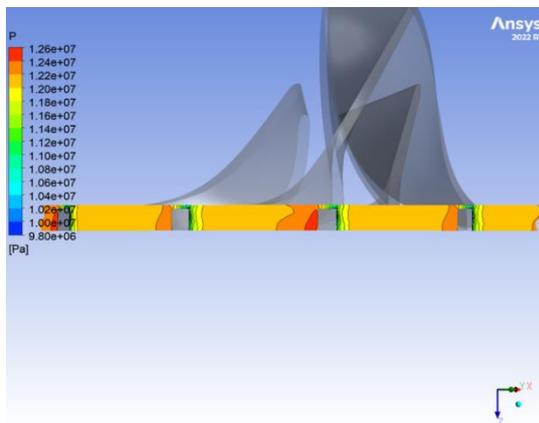


(a)

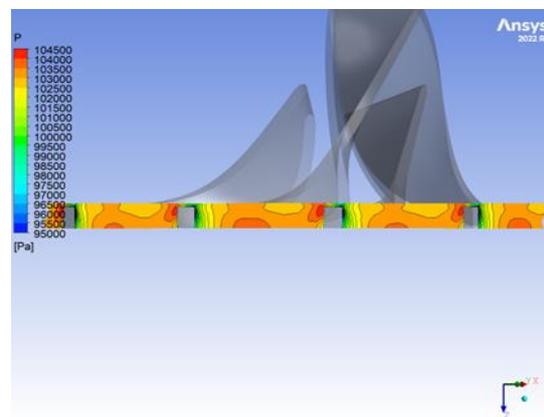


(b)

Figure IV.43 : Contours de pression au bord d'attaque (a) : Sc-CO<sub>2</sub> ; (b) : l'air.



(a)



(b)

Figure IV.44 : Contours de pression au bord de fuite (a) : Sc-CO<sub>2</sub> ; (b) : l'air.

**C. Courbe des pressions :**

Les figures IV.45 (a) et (b) représentent l'évolution de la pression totale et la pression statique du sc-CO<sub>2</sub> et de l'air du bord d'attaque jusqu'au bord de fuite. Dans les deux cas de fluides nous constatons une augmentation de la pression. Mais le taux de compression obtenu dans le cas du sc-CO<sub>2</sub> qui est de 1.6303 est plus élevé que celui de l'air qui est de 1.05666.

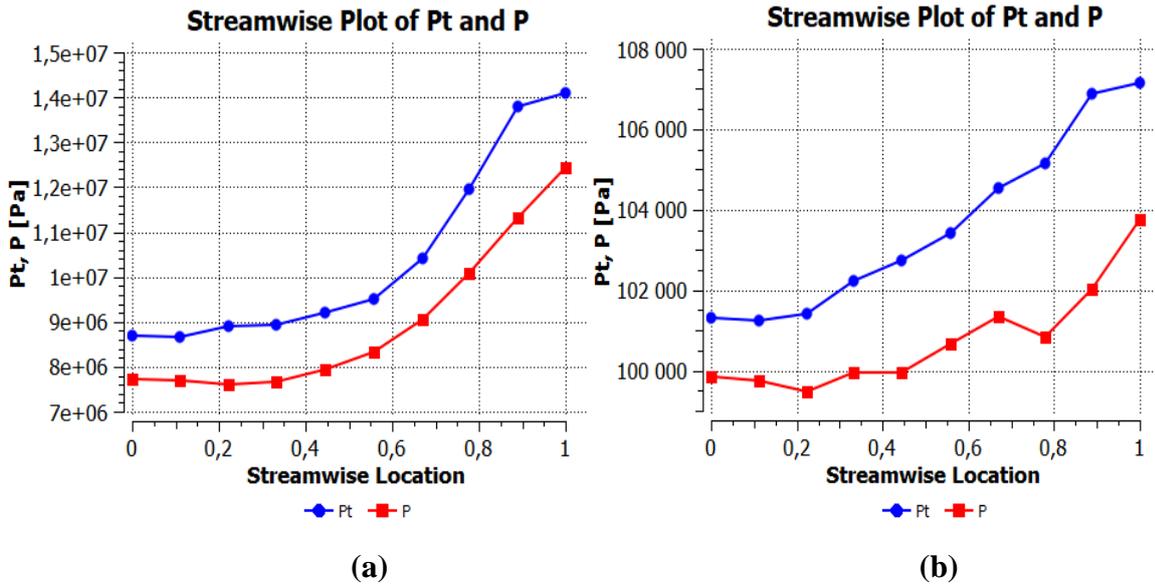


Figure IV.45 : Variation de pression au bord d'attaque vers bord de fuite.

**D. Courbe des températures :**

Les figures IV.54 (a) et (b) représentent l'évolution des températures totale et statique du bord d'attaque au bord de fuite pour les deux fluides. Là aussi on constate que les températures augmentent pour les deux cas de fluides. Mais le rapport des températures au bord de fuite et au bord d'attaque pour le sc-CO<sub>2</sub> est plus élevé que celui de l'air.

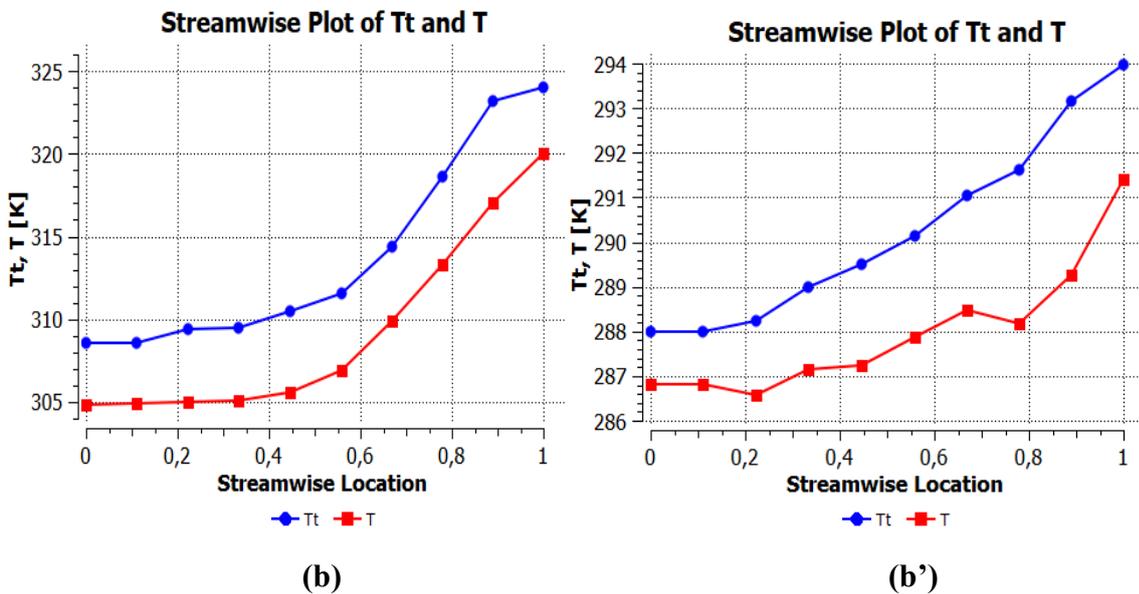


Figure IV.46 : Variation de la température au bord d'attaque vers bord de fuite.

**E. Performances du compresseur**

La comparaison des performances du compresseur dans le cas du sc-CO<sub>2</sub> et le cas de l'air est illustrée sur le tableau IV.13.

	SCO2	Air
La puissance [W]	38355.9000	90.2615
Taux de pression	1.6303	1.0566
Taux de température	1.0506	1.0206
Rendement isentropique %	78.8715	78.3093
Rendement polytropique %	79.2962	78.4573

**Tableau IV.13 :** Comparaison des performances de compresseur.

D'après les résultats qui on a obtenue dans le tableau 4 on remarque une différence dans les résultats, et cela est dû au type de fluide utilisé dans le compresseur dans le SCO<sub>2</sub> les rendements isentropique et polytropique et le taux de pression et taux de température et la puissance est meilleure que l'air malgré on travaillez dans la même géométrie et sa c'est notre objectif à notre simulation.

**IV.7- Conclusion**

Le CO<sub>2</sub> supercritique a démontré des performances supérieures à l'air dans un compresseur centrifuge. Les résultats ont montré un taux de pression plus élevé, une puissance réduite du compresseur, un travail plus efficace et un rendement amélioré. En conclusion, l'utilisation du CO<sub>2</sub> supercritique présente des avantages significatifs, tels qu'une meilleure capacité de compression, des économies d'énergie et une plus grande efficacité, ce qui en fait une alternative prometteuse à l'air pour les applications de compression.

# Conclusion Générale

Cette étude s'est concentrée sur la modélisation et la simulation numérique de l'écoulement de CO<sub>2</sub> supercritique dans un compresseur centrifuge. À travers une analyse approfondie, nous avons pu tirer des conclusions significatives quant à l'utilisation du CO<sub>2</sub> supercritique par rapport à l'air dans ce contexte spécifique.

Les résultats obtenus ont démontré les avantages notables du CO<sub>2</sub> supercritique en termes de taux de pression, de travail, de puissance et d'efficacité par rapport à l'air. Dans un premier temps, nous avons introduit le concept du CO<sub>2</sub> supercritique (SCO<sub>2</sub>) et ses propriétés uniques qui en font un fluide d'intérêt pour les applications de compression. Ensuite, nous avons examiné en détail le compresseur centrifuge utilisé dans notre étude, en mettant en évidence ses caractéristiques et son fonctionnement.

En utilisant les équations de la mécanique des fluides (MDF), nous avons pu modéliser avec précision l'écoulement de CO<sub>2</sub> supercritique à travers le compresseur centrifuge. Les simulations numériques ont permis d'obtenir des résultats quantitatifs et comparatifs entre le CO<sub>2</sub> supercritique et l'air. Ces résultats ont été corroborés en les comparant à un article existant dans le domaine. L'analyse des résultats a révélé que le CO<sub>2</sub> supercritique présente des performances supérieures à celles de l'air en termes de taux de pression, de travail et de puissance. Cette supériorité peut être attribuée aux propriétés thermodynamiques spécifiques du CO<sub>2</sub> supercritique, telles que sa densité élevée et sa compressibilité modérée. En conséquence, l'utilisation du CO<sub>2</sub> supercritique comme fluide de travail dans un compresseur centrifuge offre des avantages potentiels en termes d'efficacité énergétique et de performances globales.

Enfin, nous avons réalisé une analyse paramétrique en faisant varier la vitesse de rotation et le nombre de Mach, ce qui nous a permis de comprendre l'influence de ces paramètres sur le taux de pression, le travail et la puissance générés par le compresseur centrifuge. Ces analyses supplémentaires ont renforcé nos conclusions précédentes et ont souligné l'importance de choisir soigneusement les conditions de fonctionnement du compresseur pour maximiser ses performances. En somme, cette étude a apporté une contribution significative à la compréhension de l'écoulement de CO<sub>2</sub> supercritique dans un compresseur centrifuge. Les résultats obtenus soutiennent l'utilisation du CO<sub>2</sub> supercritique comme alternative prometteuse à l'air dans ce contexte spécifique, ouvrant ainsi la voie à de potentielles améliorations en termes d'efficacité énergétique et de performances des compresseurs centrifuges.

# Références Bibliographiques

# Bibliographie

- [1] F. Joanny, L'extrait huileux au CO<sub>2</sub> supercritique de baies et de graines d'argousier, France, 2008.
- [2] S. Sarrade et al, Le CO<sub>2</sub> supercritique et ses applications industrielles, Centre CEA de Saclay,, mars 2013.
- [3] LOUBNA NASRI et al, MODÉLISATION DE LA SOLUBILITÉ DANS LE CARBONE SUPERCRITIQUE DIOXYDE DE CERTAINS ISOMERES DE SOLUDES SOLIDES EN UTILISANT LE THÉORIE LIQUIDE ÉLARGIE, Département de Chimie Industrielle, Université Mentouri Constantine, Unisignal Inc., Brossard, Québec,, 24/12/2016.
- [4] Y. AHN et al, REVIEW OF SUPERCRITICAL CO<sub>2</sub> POWER CYCLE TECHNOLOGY AND CURRENT STATUS OF RESEARCH AND DEVELOPMENT, Nuclear Engineering and Technology (2015), <http://dx.doi.org/10.1016/j.net.2015.06.009>, 6 June 2015.
- [5] L. Batet et al, Modelling of a supercritical CO<sub>2</sub> power cycle for nuclear fusion reactors using RELAP5–3D, Fusion Eng. Des. (2014), <http://dx.doi.org/10.1016/j.fusengdes.2014.03.018>.
- [6] H. Pham et al, Mapping of the thermodynamic performance of the supercritical CO<sub>2</sub> cycle and optimisation for a small modular reactor and a sodium-cooled fast reactor, CEA Cadarache, Aix-Marseille Université, ALSTOM, Brown Boveri Strasse, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.05.022>, 1 May 2015.
- [7] A. Yu et al, Recent trends of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle: Bibliometric analysis and research review, Nuclear Engineering and Technology, <https://doi.org/10.1016/j.net.2020.08.005>, 2 August 2020.
- [8] H. Pham et al, An approach for establishing the performance maps of the sc-CO<sub>2</sub> compressor: Development and qualification by means of CFD simulations, simulations, International Journal of Heat and Fluid Flow (2016), 27 May 2016.
- [9] M. S. Kim et al, Study on the supercritical CO<sub>2</sub> power cycles for landfill gas firing gas turbine bottoming cycle, Department of Nuclear and Quantum Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Korea Electric Power Research Institute, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.014>, 3 June 2016.
- [10] M.-J. Li et al, The development technology and applications of supercritical CO<sub>2</sub> in nuclear energy, solar energy and other energy industries, , Applied Thermal Engineering (2017), doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.173>.

- [11] Karl Wygant et al, Overview of Turbomachinery for Super-Critical CO2 Applications, Texas: Engineering Experiment Station, 2018.
- [12] M. MOLIERE et al, Production thermique d'électricité et cycles thermodynamiques alternatifs, Université de Lorraine, Laboratoire Réactions et Génie des Procédés, Université de Bourgogne Franche-Comté, <https://doi.org/10.25855/SFT2022-02>.
- [13] J.C. Samvura et al, Utilisation du CO2 supercritique dans le domaine agro-alimentaire, Pôle Technologique Agro-Alimentaire asbl – Newsletter.
- [14] H. Nejia, Extraction et purification de substances naturelles : comparaison de l'extraction au CO2-supercritique et des techniques conventionnelles, 2013.
- [15] Z. Rezoug, génération de puissance par un cycle combiné avancé au CO2 supercritique, Université M'hamed Bougerra, Département de génie mécanique, 2015.
- [16] C. Seifeddine, étude énergétique d'un compresseur centrifuge multi étagée K101A, Ouaragla: UNIVERSITE KASDI MERBAH, Faculté des hydrocarbures, des énergies renouvelables et des sciences de la terre et de l'univers, Département de forage et de mécanique des chantiers pétroliers, 2021.
- [17] BENTATA, Turbomachines 1 A Fluides incompressibles Cours et Exercices, 2018.
- [18] G. FARID, Etude des écoulements turbulents et du transport des particules solides dans des conduites comportant une singularité, Université Frères Mentouri Constantine 1,, 2018.
- [19] Lemmon al, "NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties—REFPROP, Version 9.0,"NIST Standard Reference Database 23, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD., 2010.
- [20] Chetan S.Mistry et al, Numerical performance and flow field study of centrifugal compressor with super critical carbon dioxide, India: Department of Aerospace Engineering, Indian Institute of Technology, December 2019.

# Annexe

# Annexe 1

## La section suivante présente le fichier RGP

```
$$$$HEADER
$$$HYDROGEN
  1
$$PARAM
  27
DESCRIPTION
HYDROGEN - H2
NAME
HYDROGEN
INDEX
HYDROGEN
DATABASE
AEA REDLICH KWONG PROPERTY DATABASE
MODEL
  3
UNITS
  1
PMIN_SUPERHEAT
  100000.0
PMAX_SUPERHEAT
  1000000.
TMIN_SUPERHEAT
  100.0000
TMAX_SUPERHEAT
  1500.000
TMIN_SATURATION
  0.0000000E+00
TMAX_SATURATION
  0.0000000E+00
SUPERCOOLING
  0.0000000E+00
P_CRITICAL
  1293000.
P_TRIPLE
  0.0000000E+00
T_CRITICAL
  32.98000
T_TRIPLE
  9.894000
GAS_CONSTANT
  4124.256
TABLE_1
  10  10
TABLE_2
  10  10
TABLE_3
  10  10
TABLE_4
  10  10
TABLE_5
  10  10
TABLE_6
  10  10
TABLE_7
  10  10
TABLE_8
  10  10
TABLE_9
  10  10
```

### 1. \$\$\$<composant> doit être un nom de 8 caractères ou moins

identifiant le matériau dans le fichier RGP. Par exemple, pour l'élément Hydrogène, la clé peut être \$\$\$HYDROGEN, afin que le matériau puisse être facilement identifié dans le fichier RGP.

1. Les paramètres \$\$PARAM peuvent être énumérés dans n'importe quel ordre.
2. DESCRIPTION renvoie à la description/au nom du fluide
3. NOM fait référence au nom du fluide, identique au nom du composant.
4. INDEX fait référence à l'index du programme RGP du client.
5. DATABASE fait référence au nom de la base de données du client.
6. MODÈLE = 3 Seul le modèle 3 est actuellement disponible dans ANSYS CFX et il s'agit du modèle de vapeur sèche surchauffée.
7. UNITS fait référence au système d'unités utilisé, UNITS=1 (kg, m, s,K)
8. Les paramètres PMIN\_SUPERHEAT, PMAX\_SUPERHEAT, TMIN\_SUPERHEAT et TMAX\_SUPERHEAT indiquent les limites des tables de surchauffe. Toutes les tables de surchauffe sont construites en fonction de la pression et de la température, car la plupart des utilisateurs sont en mesure d'estimer les limites de pression et de température de leurs procédés. Le sur refroidissement peut être facilement intégré dans ces tables si les équations d'état le permettent.
9. Les paramètres TMIN\_SATURATION et TMAX\_SATURATION indiquent les limites pour la construction des tables de saturation. Ces limites doivent couvrir la plage sur laquelle l'humidité est attendue dans la solution. Les propriétés de saturation doivent être écrites dans le fichier RGP, par incréments égaux de pression, en commençant à TMIN\_SATURATION et en terminant à TMAX\_SATURATION.
10. Les paramètres P\_TRIPLE, P\_CRITICAL, T\_TRIPLE et T\_CRITICAL font référence aux valeurs de pression et de température triples et au point critique de la substance. La pression et la température critiques doivent être fournies au solveur d'écoulement et doivent donc être exactes. Si elles ne le sont pas, l'interpolation de la table ne fonctionnera pas correctement.
11. La GAS\_CONSTANT du fluide pur doit être fournie et est requise si le fluide doit être utilisé dans un calcul de fluide à plusieurs composants.
12. Les paramètres TABLE\_1, TABLE\_2, TABLE\_3, TABLE\_4, TABLE\_5, TABLE\_6, TABLE\_7, TABLE\_8 et TABLE\_9 font référence à la taille des tables de surchauffe pour les matériaux figurant en dessous. Section \$\$\$SUPER\_TABLE. Le paramètre SAT\_TABLE fait référence à la taille de la table de saturation d'un matériau qui se trouve dans la section \$\$\$SAT\_TABLE.
13. Les tableaux de surchauffe 8 et 9 contiennent des informations sur la viscosité dynamique et la conductivité thermique respectivement. Notez que ces tables ne sont pas nécessaires si elles sont définies comme des constantes ou des expressions ANSYS CFX-Pre. Cela permet d'omettre ces tables dans le fichier RGP si les informations de surchauffe pour ces propriétés de transport (en tant que fonctions de la pression et de la température) sont inconnues.

# Annexe 1

```
$$$$DATA
$$$HYDROGEN
  1
$$PARAM
  27
DESCRIPTION
HYDROGEN - H2
NAME
HYDROGEN
INDEX
HYDROGEN
DATABASE
AEA REDLICH KWONG PROPERTY DATABASE
MODEL
  3
UNITS
  1
PMIN_SUPERHEAT
  100000.0
PMAX_SUPERHEAT
  1000000.
TMIN_SUPERHEAT
  100.0000
TMAX_SUPERHEAT
  1500.000
TMIN_SATURATION
  0.0000000E+00
TMAX_SATURATION
  0.0000000E+00
SUPERCOOLING
  0.0000000E+00
P_CRITICAL
  1293000.
P_TRIPLE
  0.0000000E+00
T_CRITICAL
  32.98000
T_TRIPLE
  9.894000
GAS_CONSTANT
  4124.256
TABLE_1
  10      10
TABLE_2
  10      10
TABLE_3
  10      10
TABLE_4
  10      10
TABLE_5
  10      10
TABLE_6
  10      10
TABLE_7
  10      10
TABLE_8
  10      10
TABLE_9
  10      10
$$$SUPER_TABLE
  9
```

1. La section \$\$\$\$DATA du fichier RGP contient toutes les informations relatives aux propriétés du matériau. Ce fichier peut devenir très volumineux.
2. La section \$\$\$\$DATA contient tout ce qui se trouve dans la section \$\$\$HEADER pour un matériau donné, avec les données brutes supplémentaires qui suivent dans les sections \$\$\$SUPER\_TABLE et l'en-tête \$\$\$SAT\_TABLE.

# Annexe 1

\$TABLE_1					Enthalpie spécifique [J/kg]
10	10				
0.0000000	100.0000	200.0000	300.0000	400.0000	} Température
500.0000	600.0000	700.0000	800.0000	900.0000	
100000.0	200000.0	300000.0	400000.0	500000.0	} Pression
600000.0	700000.0	800000.0	900000.0	1000000	
-242829.8	780721.8	2132813.	3541896.	4980368.	} Enthalpie spécifique, $h(P, T)$
6431256.	7886300.	9343830.	1.0806661E+07	1.2279976E+07	
-234621.1	779520.4	2132976.	3542400.	4981014.	
6431978.	7887067.	9344627.	1.0807479E+07	1.2280809E+07	
-233737.9	778330.1	2133142.	3542904.	4981660.	
6432700.	7887834.	9345424.	1.0808296E+07	1.2281642E+07	
-236492.2	777150.9	2133311.	3543410.	4982308.	
6433422.	7888602.	9346221.	1.0809114E+07	1.2282474E+07	
-241758.6	775982.9	2133482.	3543917.	4982956.	
6434144.	7889369.	9347018.	1.0809932E+07	1.2283307E+07	
-249149.2	774826.1	2133657.	3544425.	4983604.	
6434868.	7890136.	9347815.	1.0810750E+07	1.2284140E+07	
-258639.1	773680.4	2133835.	3544934.	4984254.	
6435590.	7890904.	9348613.	1.0811568E+07	1.2284973E+07	
-270519.9	772546.1	2134015.	3545444.	4984903.	
6436314.	7891672.	9349410.	1.0812386E+07	1.2285807E+07	
-285608.1	771423.1	2134198.	3545956.	4985553.	
6437038.	7892441.	9350208.	1.0813204E+07	1.2286640E+07	
-306576.9	770311.3	2134384.	3546468.	4986204.	
6437762.	7893210.	9351006.	1.0814022E+07	1.2287473E+07	
20.50449	22.84470	24.47898	25.78792	26.90377	} Cette section définit la température et l'enthalpie de saturation en fonction de pression indiqué dans le tableau en bleu au dessus
27.88981	28.78168	29.60167	30.36474	31.08145	
-242829.8	-234621.1	-233737.9	-236492.2	-241758.6	
-249149.2	-258639.1	-270519.9	-285608.1	-306576.9	

\$TABLE_2					VITESSE DU SON [m/s]	
10	10					
0.0000000	100.0000	200.0000	300.0000	400.0000	} Température	
500.0000	600.0000	700.0000	800.0000	900.0000		
100000.0	200000.0	300000.0	400000.0	500000.0	} Pression	
600000.0	700000.0	800000.0	900000.0	1000000.		
340.6126	776.8328	1084.670	1320.000	1519.855	} VITESSE DU SON, $c(P, T)$	
1697.449	1858.729	2006.655	2142.917	2268.847		
347.1404	777.6412	1085.634	1320.866	1520.634		
1698.160	1859.387	2007.268	2143.494	2269.392		
349.3549	778.4665	1086.600	1321.733	1521.414		
1698.872	1860.044	2007.882	2144.071	2269.937		
350.0524	779.3086	1087.569	1322.601	1522.194		
1699.584	1860.702	2008.496	2144.647	2270.482		
350.1757	780.1675	1088.540	1323.469	1522.974		
1700.296	1861.360	2009.110	2145.224	2271.027		
350.2174	781.0430	1089.513	1324.339	1523.755		
1701.008	1862.018	2009.724	2145.801	2271.572		
350.5375	781.9351	1090.489	1325.209	1524.536		
1701.720	1862.676	2010.338	2146.378	2272.117		
351.4937	782.8438	1091.468	1326.080	1525.318		
1702.433	1863.335	2010.952	2146.955	2272.662		
353.5554	783.7687	1092.448	1326.951	1526.100		
1703.146	1863.993	2011.566	2147.532	2273.208		
357.5404	784.7100	1093.432	1327.824	1526.882		
1703.859	1864.651	2012.180	2148.109	2273.753		
20.50449	22.84470	24.47898	25.78792	26.90377		} Cette section définit la température de saturation et la vitesse du son en fonction de pression indiqué dans le tableau en bleu au dessus
27.88981	28.78168	29.60167	30.36474	31.08145		

# Annexe 1

340.6126	347.1404	349.3549	350.0524	350.1757
350.2174	350.5375	351.4937	353.5554	357.5404

---

# Annexe 1

\$TABLE_3					VOLUME SPÉCIFIQUE [m3/kg]
10	10				
0.0000000	100.0000	200.0000	300.0000	400.0000	} <span style="color: red;">Température</span>
500.0000	600.0000	700.0000	800.0000	900.0000	
100000.0	200000.0	300000.0	400000.0	500000.0	} <span style="color: blue;">Pression</span>
600000.0	700000.0	800000.0	900000.0	1000000.0	
0.7543997	4.124889	8.254618	12.38024	16.50506	} <span style="color: black;">VOLUME SPÉCIFIQUE, <math>v(P, T)</math></span>
20.62962	24.75405	28.87843	33.00277	37.12707	
0.3903632	2.062801	4.130373	6.193862	8.256557	
10.31899	12.38130	14.44354	16.50575	18.56793	
0.2611228	1.375465	2.755632	4.131737	5.507059	
6.882111	8.257044	9.631910	11.00675	12.38156	
0.1937831	1.031816	2.068265	3.100679	4.132308	
5.163672	6.194917	7.226099	8.257246	9.288366	
0.1520078	0.8256415	1.655848	2.482044	3.307461	
4.132609	4.957641	5.782610	6.607544	7.432456	
0.1232805	0.6882053	1.380907	2.069621	2.757561	
3.445236	4.132792	4.820284	5.507743	6.195179	
0.1020824	0.5900474	1.184522	1.775036	2.364777	
2.954254	3.543613	4.132911	4.722171	5.311411	
8.5554041E-02	0.5164385	1.037236	1.554097	2.070189	
2.586018	3.101729	3.617379	4.132994	4.648584	
7.1975037E-02	0.4591959	0.9226822	1.382256	1.841066	
2.299612	2.758042	3.216411	3.674744	4.133054	
5.9884012E-02	0.4134093	0.8310406	1.244784	1.657768	
2.070488	2.483092	2.895636	3.308143	3.720629	
20.50449	22.84470	24.47898	25.78792	26.90377	} <span style="color: magenta;"></span>
27.88981	28.78168	29.60167	30.36474	31.08145	
0.7543997	0.3903632	0.2611228	0.1937831	0.1520078	} <span style="color: magenta;"></span>
0.1232805	0.1020824	8.5554041E-02	7.1975037E-02	5.9884012E-02	

\$TABLE_4					SPÉCIFIQUE À VOLUME CONSTANT [J/kg K]
10	10				
0.0000000	100.0000	200.0000	300.0000	400.0000	} <span style="color: red;">Température</span>
500.0000	600.0000	700.0000	800.0000	900.0000	
100000.0	200000.0	300000.0	400000.0	500000.0	} <span style="color: blue;">Pression</span>
600000.0	700000.0	800000.0	900000.0	1000000.0	
8090.281	8967.478	9732.658	10148.47	10342.07	} <span style="color: black;">SPÉCIFIQUE À VOLUME CONSTANT, <math>c_v(P, T)</math></span>
10412.52	10436.67	10469.99	10546.77	10680.19	
8411.827	8973.841	9733.783	10148.88	10342.27	
10412.63	10436.74	10470.04	10546.81	10680.21	
8671.204	8980.188	9734.905	10149.29	10342.47	
10412.75	10436.81	10470.08	10546.84	10680.24	
8904.729	8986.518	9736.024	10149.70	10342.67	
10412.86	10436.88	10470.13	10546.88	10680.27	
9126.732	8992.831	9737.141	10150.10	10342.87	
10412.97	10436.95	10470.18	10546.91	10680.29	
9345.804	8999.127	9738.253	10150.51	10343.07	
10413.09	10437.03	10470.23	10546.95	10680.32	
9569.061	9005.405	9739.363	10150.91	10343.26	
10413.20	10437.10	10470.28	10546.98	10680.35	
9804.583	9011.665	9740.472	10151.32	10343.46	
10413.32	10437.17	10470.33	10547.02	10680.37	
10065.19	9017.907	9741.576	10151.72	10343.66	
10413.43	10437.24	10470.38	10547.05	10680.40	
10384.85	9024.131	9742.678	10152.12	10343.86	
10413.54	10437.31	10470.43	10547.09	10680.42	
20.50449	22.84470	24.47898	25.78792	26.90377	} <span style="color: magenta;"></span>
27.88981	28.78168	29.60167	30.36474	31.08145	
8090.281	8411.827	8671.204	8904.729	9126.732	} <span style="color: magenta;"></span>
9345.804	9569.061	9804.583	10065.19	10384.85	



# Annexe 1

\$TABLE_7					SPECIFIC ENTROPY [J/kg K]
10	10				
0.0000000	100.0000	200.0000	300.0000	400.0000	} Température
500.0000	600.0000	700.0000	800.0000	900.0000	
100000.0	200000.0	300000.0	400000.0	500000.0	} Pression
600000.0	700000.0	800000.0	900000.0	1000000.	
-229.2009	20222.05	29564.15	35271.83	39408.72	} SPECIFIC ENTROPY, s (P, T)
42646.00	45298.80	47545.52	49498.75	51233.91	
-2313.265	17350.67	26703.19	32412.30	36549.61	
39787.06	42439.93	44686.71	46639.96	48375.14	
-3618.430	15665.83	25028.72	30739.24	34876.97	
38114.59	40767.55	43014.37	44967.65	46702.85	
-4621.056	14466.83	23840.02	29551.96	33690.10	
36927.89	39580.93	41827.80	43781.11	45516.32	
-5471.696	13534.07	22917.51	28630.85	32769.41	
36007.36	38660.48	40907.40	42860.73	44595.97	
-6240.868	12769.76	22163.37	27878.10	32017.07	
35255.20	37908.40	40155.36	42108.72	43843.97	
-6971.619	12121.69	21525.42	27241.54	31380.92	
34619.21	37272.50	39519.51	41472.89	43208.16	
-7698.781	11558.74	20972.52	26690.03	30829.81	
34068.27	36721.64	38968.69	40922.11	42657.39	
-8463.821	11060.82	20484.57	26203.46	30343.66	
33582.28	36235.73	38482.82	40436.27	42171.58	
-9360.231	10614.21	20047.88	25768.13	29908.73	
33147.52	35801.05	38048.20	40001.67	41736.99	
20.50449	22.84470	24.47898	25.78792	26.90377	
27.88981	28.78168	29.60167	30.36474	31.08145	
-229.2009	-2313.265	-3618.430	-4621.056	-5471.696	
-6240.868	-6971.619	-7698.781	-8463.821	-9360.231	

\$TABLE_8					VISCOSITE DYNAMIQUE [kg/ms]
10	10				
0.0000000	100.0000	200.0000	300.0000	400.0000	} Temperature
500.0000	600.0000	700.0000	800.0000	900.0000	
100000.0	200000.0	300000.0	400000.0	500000.0	} Pression
600000.0	700000.0	800000.0	900000.0	1000000.	
1.6353018E-06	3.6113820E-06	5.1072657E-06	6.2550971E-06	7.2227640E-06	} VISCOSITE DYNAMIQUE, μ (P, T)
8.0752961E-06	8.8460438E-06	9.5548185E-06	1.0214531E-05	1.0834146E-05	
1.7261008E-06	3.6113820E-06	5.1072657E-06	6.2550971E-06	7.2227640E-06	
8.0752961E-06	8.8460438E-06	9.5548185E-06	1.0214531E-05	1.0834146E-05	
1.7867760E-06	3.6113820E-06	5.1072657E-06	6.2550971E-06	7.2227640E-06	
8.0752961E-06	8.8460438E-06	9.5548185E-06	1.0214531E-05	1.0834146E-05	
1.8339250E-06	3.6113820E-06	5.1072657E-06	6.2550971E-06	7.2227640E-06	
8.0752961E-06	8.8460438E-06	9.5548185E-06	1.0214531E-05	1.0834146E-05	
1.8731823E-06	3.6113820E-06	5.1072657E-06	6.2550971E-06	7.2227640E-06	
8.0752961E-06	8.8460438E-06	9.5548185E-06	1.0214531E-05	1.0834146E-05	
1.9071998E-06	3.6113820E-06	5.1072657E-06	6.2550971E-06	7.2227640E-06	
8.0752961E-06	8.8460438E-06	9.5548185E-06	1.0214531E-05	1.0834146E-05	
1.9374545E-06	3.6113820E-06	5.1072657E-06	6.2550971E-06	7.2227640E-06	
8.0752961E-06	8.8460438E-06	9.5548185E-06	1.0214531E-05	1.0834146E-05	
1.9648598E-06	3.6113820E-06	5.1072657E-06	6.2550971E-06	7.2227640E-06	
8.0752961E-06	8.8460438E-06	9.5548185E-06	1.0214531E-05	1.0834146E-05	
1.9900237E-06	3.6113820E-06	5.1072657E-06	6.2550971E-06	7.2227640E-06	
8.0752961E-06	8.8460438E-06	9.5548185E-06	1.0214531E-05	1.0834146E-05	
2.0133723E-06	3.6113820E-06	5.1072657E-06	6.2550971E-06	7.2227640E-06	
8.0752961E-06	8.8460438E-06	9.5548185E-06	1.0214531E-05	1.0834146E-05	
20.50449	22.84470	24.47898	25.78792	26.90377	
27.88981	28.78168	29.60167	30.36474	31.08145	
1.6353018E-06	1.7261008E-06	1.7867760E-06	1.8339250E-06	1.8731823E-06	} VISCOSITE DYNAMIQUE, μ (P, T)
1.9071998E-06	1.9374545E-06	1.9648598E-06	1.9900237E-06	2.0133723E-06	

\$TABLE_9					CONDUCTIVITÉ THERMIQUE [(W/m2)/(K/m)]
10	10				
0.000000	100.0000	200.0000	300.0000	400.0000	} Température
500.0000	600.0000	700.0000	800.0000	900.0000	
100000.0	200000.0	300000.0	400000.0	500000.0	} Pression
600000.0	700000.0	800000.0	900000.0	1000000.	
2.9344786E-02	6.9234513E-02	0.1029656	0.1295029	0.1513641	CONDUCTIVITÉ THERMIQUE, $k(P, T)$
0.1699698	0.1864669	0.2018221	0.2167882	0.2318434	
3.1047938E-02	6.9234513E-02	0.1029656	0.1295029	0.1513641	
0.1699698	0.1864669	0.2018221	0.2167882	0.2318434	
3.2192215E-02	6.9234513E-02	0.1029656	0.1295029	0.1513641	
0.1699698	0.1864669	0.2018221	0.2167882	0.2318434	
3.3084895E-02	6.9234513E-02	0.1029656	0.1295029	0.1513641	
0.1699698	0.1864669	0.2018221	0.2167882	0.2318434	
3.3830538E-02	6.9234513E-02	0.1029656	0.1295029	0.1513641	
0.1699698	0.1864669	0.2018221	0.2167882	0.2318434	
3.4478422E-02	6.9234513E-02	0.1029656	0.1295029	0.1513641	
0.1699698	0.1864669	0.2018221	0.2167882	0.2318434	
3.5056032E-02	6.9234513E-02	0.1029656	0.1295029	0.1513641	
0.1699698	0.1864669	0.2018221	0.2167882	0.2318434	
3.5580389E-02	6.9234513E-02	0.1029656	0.1295029	0.1513641	
0.1699698	0.1864669	0.2018221	0.2167882	0.2318434	
3.6062822E-02	6.9234513E-02	0.1029656	0.1295029	0.1513641	
0.1699698	0.1864669	0.2018221	0.2167882	0.2318434	
3.6511283E-02	6.9234513E-02	0.1029656	0.1295029	0.1513641	
0.1699698	0.1864669	0.2018221	0.2167882	0.2318434	
20.50449	22.84470	24.47898	25.78792	26.90377	
27.88981	28.78168	29.60167	30.36474	31.08145	
2.9344786E-02	3.1047938E-02	3.2192215E-02	3.3084895E-02	3.3830538E-02	
3.4478422E-02	3.5056032E-02	3.5580389E-02	3.6062822E-02	3.6511283E-02	