

République Algérienne Démocratique Et Populaire

Ministère De L'enseignement Supérieur Et De La Recherche Scientifique



Université de Saad Dahleb- BLIDA

Institut d'aéronautique et de l'étude spatiale

Département de Construction Aéronautique



Mémoire

De projet de fin d'étude

En vue de l'obtention du diplôme

Master en aéronautique

Option : **Propulsion Avions**

**Etude et analyse des performances d'un étage
compresseur centrifuge par Comparaison entre
simulation des écoulements en 3D et programmation
1D**

Présenté par :

- Haguiga Mohamed Salim
- Hamidouche Amine

Dirigé par :

Promoteur : LAAZAB Sebaa

Année universitaire : 2022/2023

RESUME

Ce travail présente une étude comparative approfondie des performances d'un étage compresseur centrifuge développé par la NASA en utilisant deux approches de modélisation différentes : la programmation unidimensionnelle (1D) et la simulation en 3D des écoulements compressibles, stationnaires, visqueux et turbulents avec modèle de turbulence K-WSST. L'étude se concentre sur l'évaluation de paramètres clés tels que la pression, le débit et la vitesse de rotation en utilisant ces deux méthodes.

Les résultats obtenus sont soigneusement analysés et discutés, ce qui contribue à une meilleure compréhension du comportement des écoulements dans les étages compresseurs centrifuges. Cette étude est importante pour améliorer la conception et les performances de ces composants essentiels dans les domaines de l'aéronautique et de l'aérospatiale.

ABSTRACT

This work presents a comprehensive comparative study of the performance of a centrifugal compressor stage developed by NASA using two different modeling approaches: one-dimensional programming (1D) and three-dimensional (3D) simulation of compressible, steady, viscous, and turbulent flows with the K-WSST turbulence model. The study focuses on evaluating key parameters such as pressure, flow rate, and rotational speed using these two methods.

The obtained results are carefully analyzed and discussed, contributing to a better understanding of flow behavior in centrifugal compressor stages. This study is important for improving the design and performance of these crucial components in the aerospace industry.

ملخص.

يقدم هذا العمل دراسة مقارنة متعمقة لأداء مرحلة ضاغط الطرد المركزي التي طورتها ناسا باستخدام نهجين مختلفين للنمذجة: البرمجة أحادية الأبعاد (1D) والمحاكاة ثلاثية الأبعاد للتدفقات القابلة للضغط، الثابتة واللزجة والمضطربة مع نموذج الاضطراب K-WSST. تركز الدراسة على تقييم المعلمات الرئيسية مثل الضغط ومعدل التدفق وسرعة الدوران باستخدام هاتين الطريقتين.

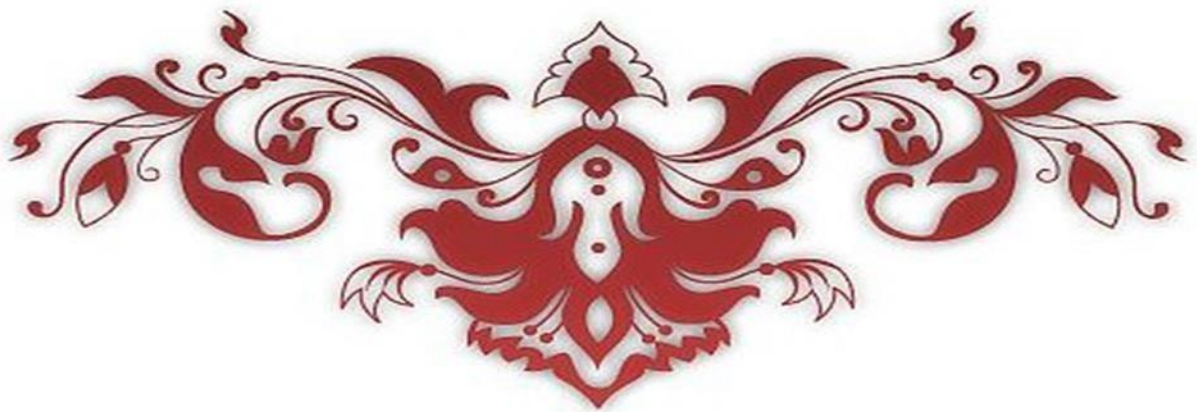
يتم تحليل النتائج التي تم الحصول عليها ومناقشتها بعناية، مما يساهم في فهم أفضل لسلوك التدفق في مراحل ضاغط الطرد المركزي. وهذه الدراسة مهمة لتحسين تصميم وأداء هذه المكونات الأساسية في قطاعي الملاحة الجوية والفضاء الجوي.



REMERCIEMENTS

Nous exprimons notre profonde gratitude envers le Tout-Puissant, Dieu, pour nous avoir accordé la bonne santé, la détermination et la faveur de réussir nos études, y compris ce mémoire.

Ce travail n'aurait pas pu atteindre sa richesse et sa qualité actuelles sans l'assistance et l'encadrement remarquables de notre Directeur de recherche, Dr M. LAZAB Sbaa. Nous tenons à lui exprimer notre sincère reconnaissance pour sa patience infaillible, son énergie indéfectible et sa disponibilité constante tout au long de notre préparation de ce mémoire.



Dédicace

Nous dédions ce mémoire

À nos précieux parents,

À notre mère et notre père,

Pour leur endurance admirable, leur amour inconditionnel et leur soutien inébranlable.

Nous souhaitons également adresser cette dédicace à notre famille,

Nos amis

Et nos camarades,

Tout en rendant hommage

À l'ensemble des enseignants

Qui ont joué un rôle déterminant à chaque étape de notre parcours éducatif, que ce soit à l'école primaire, au collège, au lycée ou à l'université.

Leur contribution a été essentielle à notre formation et à notre réussite.

Introduction

L'industrie aéronautique est en constante évolution, avec des exigences de performance de plus en plus élevées pour les composants des moteurs d'avion. Parmi ces composants, les étages compresseurs centrifuges jouent un rôle crucial dans l'augmentation de la pression de l'air entrant dans le moteur. Par conséquent, l'étude et l'analyse des performances de ces étages compresseurs sont d'une importance primordiale.

Dans le cadre de ce mémoire de fin d'études en Master 2 en Aéronautique, nous nous concentrons sur l'étude et l'analyse des performances d'un étage compresseur centrifuge en utilisant deux approches différentes : la simulation des écoulements en 3D et la programmation 1D. L'objectif principal de cette étude est de comparer ces deux méthodes afin de déterminer leur précision et leur efficacité dans l'évaluation des performances de l'étage compresseur.

Le chapitre 1 de ce mémoire présente une introduction générale sur les étages compresseurs centrifuges, en mettant l'accent sur leurs caractéristiques, leur fonctionnement et les différents types de compresseurs axiaux et centrifuges. Nous examinerons également les composantes essentielles des compresseurs centrifuges, telles que les roues, les diffuseurs, les aubes de guidage, les sections de stator, le carter, ainsi que les entrées et sorties.

Le chapitre 2 se concentre sur la programmation 1D du compresseur centrifuge. Nous explorerons les calculs des paramètres aérothermodynamiques et présenterons différents types de compresseurs centrifuges, en mettant l'accent sur les différentes entrées et sorties possibles. Nous aborderons également les équations utilisées dans la programmation, telles que l'entrée et la sortie de la roue, la sortie du diffuseur, ainsi que les coefficients de degré de réaction, de charge, de débit et de glissement. De plus, nous discuterons des pertes et des phénomènes tels que le blocage, le pompage et les frottements

Le chapitre 3 se penche sur la méthodologie de simulation des écoulements en 3D, en utilisant le logiciel CFX. Nous aborderons la géométrie, le maillage, la modélisation des écoulements turbulents et les modèles de turbulence utilisés. Nous discuterons également des critères de choix d'un modèle de turbulence, ainsi que des aspects tels que le blocage, la strangulation et la couche limite. Enfin, nous décrirons les techniques de discrétisation numérique et les conditions aux limites utilisées dans la simulation.

Le chapitre 4 présentera les résultats de la simulation en 3D, en analysant la pression statique et totale, la température statique et totale, le nombre de Mach, la variation d'entropie et la distribution de la vitesse. Nous comparerons également les résultats obtenus par la programmation 1D et la simulation 3D, en examinant l'effet du débit massique et du RPM (Rotation per Minute) sur les performances de l'étage compresseur.

ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

L'écoulement à travers un compresseur centrifuge présente généralement des caractéristiques de viscosité, de turbulence, de tridimensionnalité, d'instationnarité et de compressibilité. Pour étudier et analyser cet écoulement, deux approches principales sont utilisées : la méthode numérique et la méthode expérimentale.

La méthode numérique consiste à discrétiser les équations fondamentales de la mécanique des fluides pour résoudre le problème. Cependant, cela nécessite des simplifications du système d'équations afin de le rendre plus gérable.

La méthode expérimentale, quant à elle, nécessite la mise en place de nombreux systèmes de mesure tels que la pression, la vitesse, la température, etc. Elle implique également l'utilisation de techniques de visualisation pour analyser les différentes structures de l'écoulement. De nombreux chercheurs ont déjà entrepris des études et des analyses de l'écoulement dans les compresseurs centrifuges.

Donc, Plusieurs études ont été réalisées pour comprendre les principes fondamentaux du fonctionnement des compresseurs centrifuges, ainsi que pour améliorer leur performance et de développer de nouveaux modèles. Parmi les études les plus significatives, on peut citer :

- R. M. Muntz et H. C. Dickinson (1925) [1] : Cette étude a été l'une des premières à présenter les principes de base des compresseurs centrifuges et leur application aux turbocompresseurs pour les moteurs à combustion interne. L'étude a fourni des informations sur la conception de l'impulseur, la géométrie des pales et les effets de la vitesse de rotation et du débit massique sur la performance.
- G. A. Howells et F. W. Schmidt (1931) [2] : Cette étude a examiné l'effet de la forme des pales sur les performances d'un compresseur centrifuge à un étage. Les résultats ont montré que la forme des pales avait un effet significatif sur les performances, en particulier à faible débit massique. L'étude a également fourni des informations sur les pertes de charge et les effets de la géométrie de l'impulseur sur la performance.
- E. B. Baxi (1933) [3] : Cette étude a été l'une des premières à fournir des informations sur la conception des compresseurs centrifuges. Elle traite de la géométrie des pales, des profils des aubes et des effets du débit massique et de la vitesse de rotation sur la

performance. L'étude fournit également des exemples de performances de compresseurs centrifuges pour des applications de propulsion aéronautique.

- L.S. Marks et H. J. Gunnerman (1944) [4] : Cette étude est l'une des premières à avoir exploré les caractéristiques de performance des compresseurs centrifuges. Elle montre que la vitesse de rotation, le débit massique et la géométrie des pales ont tous un impact significatif sur la performance du compresseur. L'étude fournit également des informations sur les pertes de charge dans le compresseur et les effets des conditions d'écoulement sur la performance.

- J. H. Horlock (1958) [5] : Cette étude a examiné les performances d'un compresseur centrifuge simple étage en utilisant une méthode théorique basée sur l'analyse de l'écoulement en régime transitoire. Les résultats ont montré que les performances du compresseur étaient étroitement liées à la pente de la caractéristique de pression-volume spécifique. L'étude a également fourni des informations sur les pertes de charge et les effets de la géométrie des pales sur la performance.

- Gaggioni et F. M. Salvetti (1976) [6] : Cette étude a examiné les performances d'un compresseur centrifuge à un étage équipé de diffuseurs radiaux à aubes fixes. Les résultats ont montré que les diffuseurs amélioraient considérablement les performances du compresseur, en particulier à bas débit massique. L'étude a également fourni des informations sur les pertes de charge et les effets de la géométrie des diffuseurs sur la performance.

- Stosic et al. (2003) [7] : Cette étude fournit une vue d'ensemble de base des compresseurs centrifuges, avec un accent particulier sur les applications aéronautiques. Elle fournit des informations sur les principes fondamentaux de fonctionnement des compresseurs centrifuges, ainsi que sur les techniques de conception et les

considérations de performance. L'étude inclut également des exemples de performances de compresseurs centrifuges dans des applications aérospatiales.

- I. Senyitko et al. (2010) [8] : Cette étude présente la conception et la performance d'un compresseur centrifuge haute vitesse pour un moteur à turboshaft. Les résultats montrent que la conception de la roue du compresseur et de la chambre de compression a un impact significatif sur les performances du compresseur, notamment sur le rendement et la plage de fonctionnement.
- Jianjun Liu et al. (2015) [9] : Cette étude fournit une revue complète des travaux de recherche récents sur la conception et l'analyse aérodynamique des compresseurs centrifuges. Les auteurs présentent les développements les plus récents dans le domaine, y compris les simulations numériques, la conception de lames optimisées et la modélisation de la dynamique des fluides. L'étude met en évidence les avantages et les inconvénients de chaque approche et fournit des exemples de leur application à l'industrie aéronautique.
- Davide Zivi et al. (2017) [10]: Cette étude présente une analyse expérimentale et numérique d'un compresseur centrifuge haute vitesse pour les applications aérospatiales. Les résultats montrent que la performance du compresseur est influencée par de nombreux facteurs, tels que la vitesse de rotation, le nombre de pales, la géométrie des pales et les conditions d'écoulement. L'étude fournit des informations précieuses sur l'optimisation de la conception et de la performance des compresseurs centrifuges pour les applications aérospatiales.
- Nikolaos S. Stathopoulos et al. (2019) [11]: Cette étude présente une analyse expérimentale de la performance d'un compresseur centrifuge pour un moteur à turboréacteur. Les résultats montrent que la performance du compresseur est améliorée avec une augmentation de la vitesse de rotation du rotor et une diminution du nombre de pales. L'étude fournit des informations précieuses sur les performances des compresseurs centrifuges en conditions réelles d'utilisation.

TABLE DES MATIERES

Résume	2
Remerciements	3
Dédicaces	4
Introduction	5
Analyse bibliographique	6
Table des matieres.....	9
Liste des illustrations, graphiques et tableaux	12
Liste des Symboles.....	17
Chapitre 1.....	18
1.1 Introduction	18
1.2 Types des Compresseurs	18
1.2.1 Compresseur axial	18
1.2.2 Compresseur centrifuge	19
1.3 Fonctionnement du compresseur centrifuge	20
1.4 Composantes du compresseur centrifuge	22
1.4.1 Roues.....	22
1.4.2 Diffuseurs	22
1.4.3 Aubes de guidage.....	22
1.4.4 Sections de stator	23
1.4.5 Carter.....	23
1.4.6 Entrée et sortie.....	23
1.5 Types des roues du compresseur centrifuge	24
1.6 AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE CHAQUE TYPE.....	25
CHAPITRE 2.....	26
2.1 Introduction	26
2.2 Calcul des paramètres Aérothermodynamiques	27
2.3 Les différents types des compresseurs centrifuges	29
2.3.1 Les différents types d'entrées du compresseur centrifuge	29
2.3.2 Les différentes sorties de compresseurs	30
2.3.3 Organigramme de la programmation.....	31
2.3.4 Les Configurations des compresseurs	33
2.4 Les équations utilisées	38

2.4.1	L'entrée de la roue	38
2.4.2	La Sortie de la roue	39
2.4.3	La sortie du diffuseur	41
2.5	Coefficient de degré de réaction	42
2.6	Coefficient de charge	42
2.7	Coefficient de débit.....	42
2.8	Facteur de glissement.....	43
2.9	Les pertes dans un compresseur centrifuge	43
2.9.1	Pertes par frottement	44
2.9.2	Les pertes mécaniques	45
2.9.3	Pertes par choc et incidence	45
2.9.4	Le phénomène de jet et de sillage	46
2.9.5	Les pertes par mélange.....	46
2.10	Le blocage	47
2.11	Le pompage	48
2.12	Strangulation.....	48
2.13	Frottements	48
2.13.1	Perte de charge de pale (Blade Loading Loss).....	49
2.13.2	Perte d'incidence (Incidence Loss)	49
2.13.3	Perte par frottement du disque de l'impulseur (Impeller Disk Friction Loss).....	49
2.13.4	Perte par frottement de surface (Skin Friction Loss)	50
2.13.5	Perte du jeu (Clearance Loss).....	50
2.13.6	Perte par fuite (Leakage Loss)	51
2.13.7	Perte par recirculation (Recirculation Loss)	51
2.14	Programmation en Fortran pour les équations 1D des compresseurs centrifuges.....	52
3	Chapitre 3	53
3.1	Introduction	53
3.2	Méthodologie CFD - Géométrie / Maillage.....	54
3.3	Présentation du logiciel ANSYS CFX.....	56
3.3.1	Les étapes de l'étude.....	56

3.4	Modélisation des écoulements turbulents	69
3.4.1	La simulation numérique directe (D.N.S).....	70
3.4.2	La simulation des grandes structures (LES)	70
3.4.3	Une approche statistique (RANS)	71
3.5	Modèles de turbulence	71
3.5.1	Le modèle K- ϵ standard	72
3.5.2	Le modèle K- ϵ RAG	73
3.5.3	Le modèle K- ω (K-oméga)	74
3.5.4	Le modèle BSL (Baseline)	74
3.5.5	Le modèle S.S.T	75
3.6	Les critères de choix d'un modèle de turbulence	76
3.7	Couche limite.....	77
3.7.1	Dans un compresseur centrifuge	77
3.8	Discrétisation numérique	78
3.9	Conditions aux limites	79
4	Chapitre 4	81
4.1	Introduction	81
4.2	Sensibilité du maillage	81
4.3	Résultats de la simulation 3D ANSYS CFX.....	83
4.3.1	Pression Statique.....	83
4.3.2	Pression Totale	87
4.3.3	Température Statique	90
4.3.4	Température Totale.....	93
4.3.5	Variation de l'entropie	95
4.3.6	Distribution de la vitesse.....	97
4.4	L'effet du débit massique et comparaison entre la programmation 1D et la Simulation 3D	99
4.5	L'effet de RPM sur les performances et comparaison entre la programmation 1D et la Simulation 3D	105
4.6	CONCLUSION.....	108
	REFERENCES.....	109

LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure 1.1: Compresseur Axiale	18
Figure 1.2 : Compresseur Centrifuge [12]	19
Figure 1.3 : Présentation d'un étage du Compresseur Centrifuge [13].	21
Figure 1.4 : compresseur centrifuge (Low-Speed Centrifugal Compressor (LSCC) in NASA) [12]	22
Figure 1.5 : Différentes angles d'inclinaison de sorties de la roue	24
Figure 2.1 : La localisation des différentes sections sur un plan R (z, r) : une vue d'ensemble [13].	26
Figure 2.2 : Triangle de vitesse de l'étage	28
Figure 2.3 : Analyse des triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile d'un compresseur. [16]	28
Figure 2.4 : Triangle des vitesses à l'entrée du compresseur sans admission sans pré rotation.	29
Figure 2.5: Triangle de vitesses à l'entrée pour le cas d'un compresseur d'admission à pré rotation positif	29
Figure 2.6: Triangle de vitesses pour le cas d'admission à pré rotation négatif.	29
Figure 2.7 : Triangle de vitesses pour un compresseur à décharge avant	30
Figure 2.8 : Triangle de vitesses pour un compresseur à décharge arrière.....	30
Figure 2.9 : Triangle de vitesses pour un compresseur à décharge Radiale.....	31
Figure 2.10 Organigramme de la programmation 1D	33
Figure 2.11 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation positive et sortie arrière.	34
Figure 2.12 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation positive et sortie radiale.	34
Figure 2.13 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation positive et sortie avant.	35
Figure 2.14 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation négative et sortie arrière.	35
Figure 2.15 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation négative et sortie radiale.	36
Figure 2.16 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation négative et sortie avant.	36
Figure 2.17 Triangle de vitesse de l'étage sans pré rotation et sortie arrière.	37
Figure 2.18 Triangle de vitesse de l'étage sans pré rotation et sortie radiale.	37
Figure 2.19 Triangle de vitesse de l'étage sans pré rotation et sortie avant.	38
Figure 2.20 : Schéma des triangles de vitesse à la sortie de la roue mobile.....	40

Figure 2.11 : Triangle de vitesse à la sortie du diffuseur.....	41
Figure 2.21 : Analyse des phénomènes de viscosité dans la section du compresseur centrifuge	44
Figure 2.22 : La variation d'angle lorsque le flux entre dans la roue mobile pour les écoulements positifs et négatifs.....	45
Figure 2.23 : Les pertes existantes sur un compresseur centrifuge[14].	47
Figure 3.1 Les modules dans ANSYS CFX.....	57
Figure 3.2 Importation de la géométrie de la roue dans ANSYS TurboGrid pour entamer le maillage	58
Figure 3.3 maillage de la roue	59
Figure 3.4 Raffinement du maillage de la roue.....	59
Figure 3.5 Y+ dans le passage de la roue du compresseur	61
Figure 3.6 YPlus dans entre le carénage et la roue.....	62
Figure 3.7 : Plan de la roue en 3D	62
Figure 3.8 : Maillage en C dans le bord d'attaque de la roue	62
Figure 3.9 : Maillage en H dans le bord de fuite et maillage en O tout le long de l'Aube	63
Figure 3.10 Vue en 3D du Maillage de l'Aube du compresseur.....	63
Figure 3.11 Maillage en C dans le bord d'attaque du diffuseur.....	64
Figure 3.12 Maillage en H dans le bord de fuite du diffuseur	64
Figure 3.13 Maillage en O tout le long de l'Aube du diffuseur.....	64
Figure 3.14 Vu en 2D du Maillage du diffuseur	65
Figure 3.15 Qualité de maillage pour la roue.....	65
Figure 3.16 Qualité de maillage pour le diffuseur.....	65
Figure 3.17 : les trois principales approches pour simuler les écoulements	70
Figure 3.18 Les trois différentes approches	71
Figure 3.19 Choix du type de machine, l'axe de rotation et le régime de fonctionnement	78
Figure 3.20 Conditions aux limites.....	79
Figure 3.21 Paramètres Solveur (Schéma de discrétisation, erreur et le nombre d'itérations).....	79
Figure 4.1 Sensibilité du maillage et validation du résultat.....	81
Figure 4.2 Distribution d'Y+	82
Figure 4.3 Convergence des résiduels de l'équation de quantité de mouvement et de continuité.....	83
Figure 4.4 distribution de la pression statique dans l'étage du compresseur	83
Figure 4.5 La distribution de la pression statique sur les aubes pour span à 20%, 50% et 98%	84
Figure 4.6 : charge sur les aubes pour span à 20%, 50% et 98%	84

Figure 4.7 Montrant la variation de la pression statique dans l'étage du compresseur sur le plan méridien	85
Figure 4.8 Montrant la variation de pression Statique sur le plan aube a aube ..	85
Figure 4.9 Courbe de la variation de pression Statique dans l'étage du compresseur	86
Figure 4.11 distribution de la pression Totale dans l'étage du compresseur.....	87
Figure 4.12 Montrant la variation de la pression Totale dans l'étage du compresseur sur le plan méridien	88
Figure 4.13 Montrant la variation de pression Totale sur le plan aube a aube ...	88
Figure 4.14 Courbe de la variation de pression Totale dans l'étage du compresseur	89
Figure 4.15 comparaison de la pression totale entre simulation 3D et programmation 1D.	90
Figure 4.16 distribution de la Température Statique dans l'étage du compresseur.	90
Figure 4.17 plan méridien Montrant la variation de la Température Statique dans l'étage du compresseur	91
Figure 4.18 variation de la Température Statique dans l'étage du compresseur sur le plan aube a aube	91
Figure 4.19 Courbe de la variation de la Température statique	91
Figure 69Figure 4.20 l'évolution de la température statique en 3D et 1D.	92
Figure 4.21 distribution de la Température Totale dans l'étage du compresseur.	93
Figure 4.22 plan méridien Montrant la variation de la Température Totale	93
Figure 4.23 variation de la Température Totale sur le plan aube a aube	94
Figure 4.24 Courbe de la variation de la Température Totale	94
Figure 4.25 l'évolution de la température totale en 3D et 1D	95
Figure 4.26 variation de l'entropie statique mach dans l'étage du compresseur	95
Figure 4.27 plan méridien Montrant la variation de l'entropie statique.....	96
Figure 4.28 variation de l'entropie statique sur le plan aube a aube	96
Figure 4.29 Courbe de la variation de l'entropie statique	96
Figure 4.30 Variation de la vitesse dans l'étage.....	97
Figure 4.31 variation de la vitesse sur le plan aube à aube.....	98
Figure 4.32 Triangle de vitesses à l'entrée.....	98
Figure 4.33 Triangle de vitesses au rotor	98
Figure 4.34 Triangle de vitesses à la sortie diffuseur	99
Figure 4.35 Variation de la Pression totale en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=25\text{kg/s}$	99
Figure 4.36 Variation de la Pression Statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=25\text{kg/s}$	100

Figure 4.37 Variation de la Température Statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=25\text{kg/s}$	100
Figure 4.38 Variation de la Température totale en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=25\text{kg/s}$	101
Figure 4.39 Variation de la Pression totale en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=30\text{kg/s}$	Error! Bookmark not defined.
Figure 4.40 Variation de la Pression Statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=30\text{kg/s}$	Error! Bookmark not defined.
Figure 4.41 Variation de la Température Statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=30\text{kg/s}$	Error! Bookmark not defined.
Figure 4.42 Variation de la Température totale en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=30\text{kg/s}$	Error! Bookmark not defined.
Figure 4.43 Variation de la Pression totale en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=35\text{kg/s}$	102
Figure 4.44 Variation de la Pression Statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=35\text{kg/s}$	103
Figure 4.45 Variation de la Température Statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=35\text{kg/s}$	103
Figure 4.46 Variation de la Température totale en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=35\text{kg/s}$	104
Figure 4.47 Variation de la pression statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=25 \text{ kg/s}$	105
Figure 4.48 L'évolution de la pression totale en fonction des différentes stations pour un débit fixe de $\dot{m}=25 \text{ kg/s}$ est analysé en ajustant les RPM dans les simulations 3D et la programmation 1D.	106
Figure 4.49 Variation de la température statique en fonction des différentes stations pour un débit constant de $\dot{m}=25 \text{ kg/s}$ en modifiant les RPM dans les simulations 3D et la programmation 1D.	106
Figure 4.50 Etude de l'évolution de la température totale en fonction des différentes stations pour un débit constant de $\dot{m}=25 \text{ kg/s}$ en ajustant les RPM dans les simulations 3D et la programmation 1D.....	107
Tableau 1.1 : Avantages et inconvénients des types d'impulseurs.	25
Tableau 3.1 : Les Constantes de Modèle utilisées dans ANSYS CFX	73
Tableau 3.2 : Les Constantes de Modèle utilisées dans ANSYS CFX	73
Tableau 3.3 : Les Constantes de Modèle utilisées dans ANSYS CFX	74
Tableau 3.4 : Les Constantes de Modèle utilisées dans ANSYS CFX	75

Tableau 3.5 : Paramètres de conception pour le compresseur centrifuge à basse vitesse	80
Tableau 4.1 Comparaison des résultats numériques avec les résultats expérimentaux.....	82
Tableau 4.2 Comparaison des résultats de la Programmation 1D avec la simulation en 3D.	82
Tableau 4.3 Résultats de la simulation 3D pour $\dot{m}=25\text{kg/s}$	99
Tableau 4.4 Résultats de la simulation 3D pour $\dot{m}=30\text{kg/s}$ Error! Bookmark not defined.	
Tableau 4.5 Résultats de la simulation 3D pour $\dot{m}=35\text{kg/s}$	102

LISTE DES SYMBOLES

<i>A</i>	Section de passage	m²
<i>a</i>	Vitesse du son	m/s²
<i>b</i>	Largeurs respectivement à la sortie de l'aube	m
<i>C</i>	Vitesses absolues	m/s
<i>C_p</i>	Chaleur spécifique à pression constante	j/kg^ok
<i>D, d</i>	Diamètre	m
<i>F</i>	Force	N
<i>H</i>	hauteur	m
<i>Δh</i>	Enthalpie	J
<i>ṁ</i>	Débit massique	Kg/s
<i>M</i>	Nombre de Mach	-
<i>Z</i>	Nombre d'aubes	-
<i>P</i>	Pression Statique	Pa
<i>P</i>	Puissance	W
<i>P_t</i>	Pression totale	Pa
<i>r</i>	Rayon	m
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds	-
<i>T</i>	Température	K^o
<i>U</i>	Vitesses de rotation	m/s
<i>V</i>	Vitesses absolues	m/s
<i>v</i>	Volume	m³
<i>W</i>	Vitesse relative	m/s
<i>W</i>	Travail échangé	W
<i>y⁺</i>	Critère de cohérence du maillage avec l'écoulement	-
<i>α</i>	Angle de la vitesse absolue	[^o]
<i>β</i>	Angle de la vitesse relative	[^o]
<i>ε</i>	Taux de dissipation dans le modèle de la turbulence	m²/s³
<i>η</i>	Rendement	-
<i>λ</i>	Conductivité thermique	W/m.k^o
<i>μ</i>	Viscosité dynamique	kg/ms
<i>ρ</i>	Masse volumique	kg/m³
<i>σ</i>	Facteur de glissement	-
1	Conditions d'entrée	-
2	Conditions de sortie	-

Abréviations :

<i>RANS</i>	Equations moyennées de Navies-stokes
<i>LES</i>	Simulation numérique à grande échelle
<i>DNS</i>	Simulation numérique directe
<i>RMS</i>	Modèle des tensions de Reynolds

Chapitre 1

Généralités sur les compresseurs centrifuges

1.1 Introduction

Les compresseurs sont des éléments essentiels des moteurs d'avion. Ils compriment l'air ambiant pour augmenter la densité de l'air qui est ensuite mélangé avec le carburant et brûlé pour produire de la puissance. Cette puissance est utilisée pour entraîner la soufflante, le compresseur haute pression et la turbine, qui produisent la poussée nécessaire pour faire avancer l'avion.

1.2 Types des Compresseurs

Il existe deux types principaux de compresseurs : les compresseurs centrifuges et les compresseurs axiaux.

Les compresseurs centrifuges sont également appelés turbocompresseurs ou compresseurs à flux radial, tandis que les compresseurs axiaux sont également appelés compresseurs à flux axial.

1.2.1 Compresseur axial

Un compresseur axial est un type de compresseur utilisé dans les turbines à gaz, les moteurs à réaction et certains types de compresseurs industriels. Il fonctionne en utilisant une série de rangées de pales de rotor et de stator pour comprimer l'air ou un gaz de travail.

Dans un compresseur axial, l'air ou le gaz de travail est aspiré axialement par l'entrée et dirigé vers le rotor. Les pales du rotor sont disposées en forme d'aile d'avion et sont inclinées pour créer une force qui propulse l'air ou le gaz vers l'avant. Les pales du stator sont également inclinées pour diriger l'air ou le gaz vers la prochaine rangée de pales du rotor, augmentant ainsi la pression.

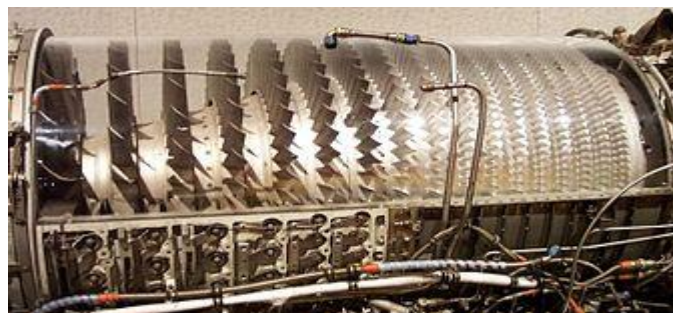


Figure 1.1: Compresseur Axiale

Le processus se répète dans chaque rangée de pales, augmentant progressivement la pression et la vitesse de l'air ou du gaz jusqu'à ce qu'il atteigne le niveau de pression requis pour la sortie. Le compresseur axial est très efficace pour produire des débits d'air élevés à des pressions relativement basses, ce qui en fait un choix populaire pour les applications à haute vitesse telles que les moteurs à réaction.

1.2.2 Compresseur centrifuge

Les compresseurs centrifuges sont constitués d'une roue à aubes qui tourne à grande vitesse pour aspirer l'air ambiant et le comprimer. Les compresseurs axiaux sont constitués d'une série de rotors à aubes disposés en série. Chaque rotor comprime l'air et le passe au rotor suivant pour une compression supplémentaire.

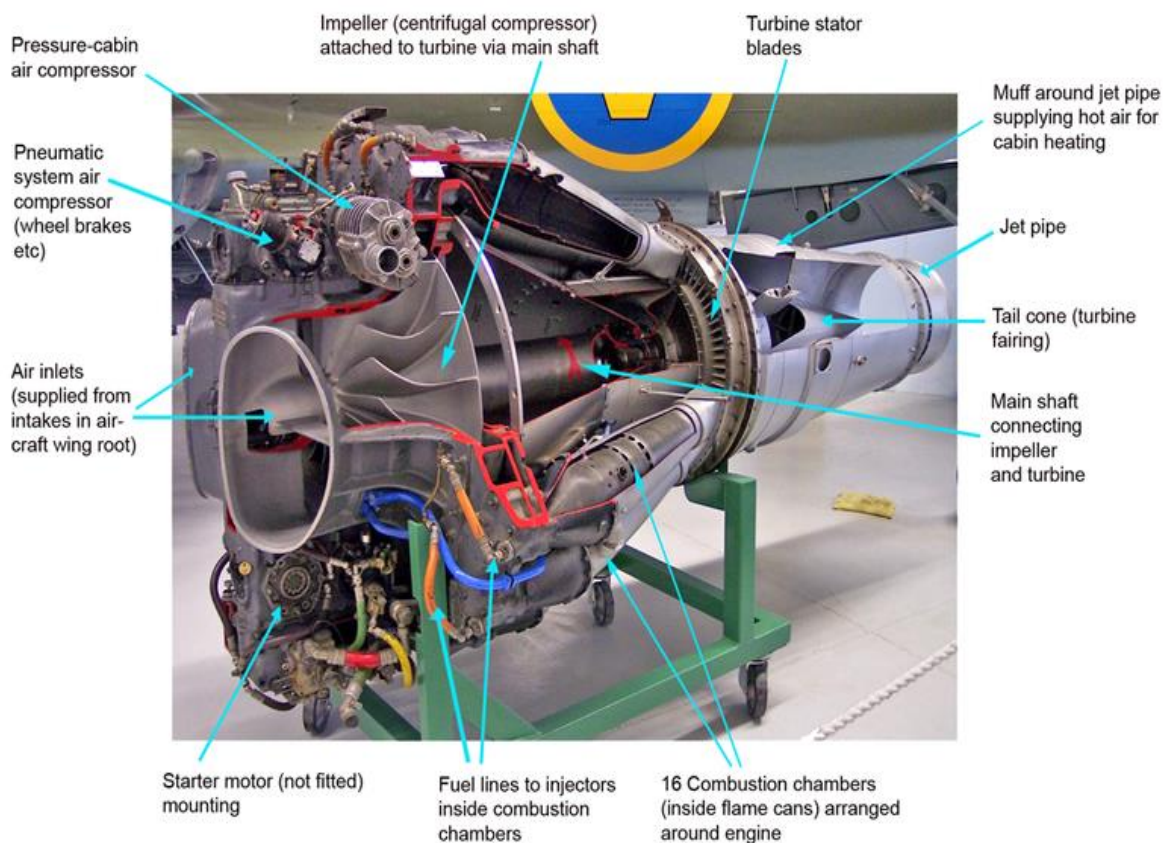


Figure 1.2 : Compresseur Centrifuge.

Le compresseur centrifuge est un composant clé des turbines à gaz modernes utilisées dans l'industrie aéronautique pour produire de la poussée dans les avions et les hélicoptères. Il utilise la force centrifuge pour comprimer l'air entrant dans le moteur avant de le mélanger avec du carburant et de l'allumer dans la chambre de combustion. Dans cette réponse, nous allons

discuter en détail du compresseur centrifuge aéronautique, de sa conception, de son fonctionnement et de ses caractéristiques.

1.3 Fonctionnement du compresseur centrifuge

Le fonctionnement d'un compresseur centrifuge peut être décrit en quatre étapes principales : l'entrée, la compression, la diffusion et la sortie. Voici un aperçu plus détaillé de ces étapes :

➤ L'entrée

L'air entrant dans le compresseur passe d'abord à travers une section d'aubes de guidage qui redirige le flux d'air vers les roues du compresseur. Les aubes de guidage agissent comme un guide pour diriger l'air de manière optimale dans le compresseur.

➤ La compression

Lorsque l'air pénètre dans les roues du compresseur, il est accéléré à grande vitesse. La force centrifuge créée par la rotation des roues entraîne l'air vers l'extérieur, créant ainsi une zone de basse pression au centre. Cette baisse de pression aspire l'air entrant, ce qui augmente encore la vitesse de rotation des roues. Les pales des roues compriment l'air entrant en réduisant sa section transversale. Lorsque l'air est comprimé, sa pression et sa température augmentent.

➤ La diffusion

Après avoir été comprimé, l'air est conduit à travers des diffuseurs qui convertissent l'énergie cinétique de l'air en énergie de pression en ralentissant l'écoulement de l'air. Cette énergie de pression peut ensuite être utilisée pour alimenter le moteur de l'aéronef ou d'autres systèmes.

➤ La sortie

L'air comprimé quitte ensuite le compresseur par la sortie, où il est généralement dirigé vers la chambre de combustion du moteur ou vers d'autres systèmes de l'aéronef.

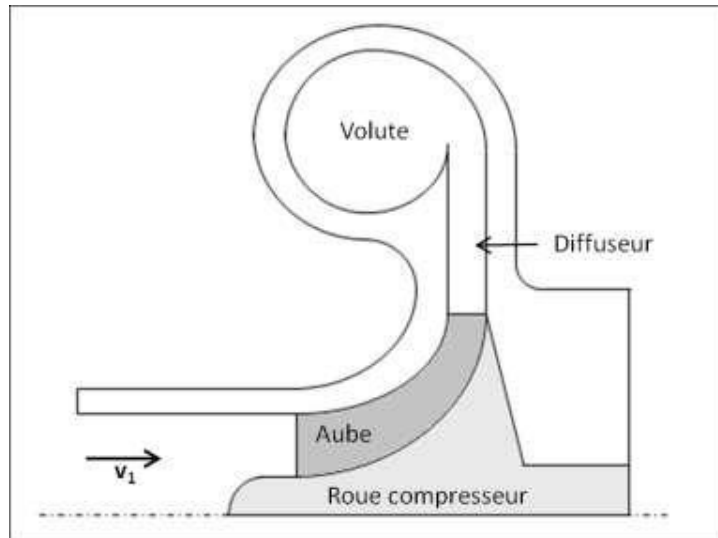


Figure 1.3 : Présentation d'un étage du Compresseur Centrifuge.

Le processus de compression de l'air dans un compresseur centrifuge est continu, c'est-à-dire qu'il y a plusieurs étages de roues qui compriment l'air à différentes pressions. La conception du compresseur centrifuge peut varier en fonction des exigences de performance et de la taille de l'aéronef pour lequel il est destiné. Les compresseurs centrifuges sont souvent utilisés dans les turboréacteurs pour avions à réaction et dans les turbopropulseurs pour aéronefs à turbopropulseur.

➤ La volute

La volute, est un composant essentiel qui convertit l'énergie cinétique de l'impulseur en énergie de pression à l'aide d'un passage en spirale de forme évasée. Son rôle consiste à guider efficacement le fluide de travail hors de l'impulseur en minimisant les pertes de charge et les turbulences, tout en augmentant la pression du fluide. Les équations clés pour la conception de la volute comprennent l'équation de continuité ($A_1V_1 = A_2V_2$), qui établit la relation entre les aires d'entrée (A_1) et de sortie (A_2) de la volute avec les vitesses correspondantes (V_1 et V_2), et l'équation de conservation de l'énergie ($P_1 + 0.5 \cdot \rho \cdot V_1^2 = P_2 + 0.5 \cdot \rho \cdot V_2^2$), qui équilibre les pressions (P_1 et P_2) et les vitesses du fluide à l'entrée et à la sortie de la volute. Ces équations, combinées à des méthodes de modélisation numérique et d'optimisation, permettent d'obtenir une conception efficace et performante de la volute pour maximiser les performances de la turbomachine ou du compresseur centrifuge dans diverses applications industrielles.

1.4 Composantes du compresseur centrifuge

1.4.1 Roues

Les roues sont les éléments rotatifs du compresseur. Elles sont équipées de plusieurs pales qui tournent rapidement pour comprimer l'air entrant dans le moteur. Les roues peuvent être fabriquées en utilisant une variété de matériaux, notamment des alliages légers, des composites et des matériaux céramiques.



Figure 1.4 : compresseur centrifuge (Low-Speed Centrifugal Compressor (LSCC) in NASA)
[12]

1.4.2 Diffuseurs

Les diffuseurs sont des éléments fixes qui entourent les roues. Ils servent à convertir l'énergie cinétique de l'air en énergie de pression en ralentissant l'écoulement de l'air. Les diffuseurs peuvent être fabriqués en utilisant des matériaux similaires à ceux utilisés pour les roues.

1.4.3 Aubes de guidage

Les aubes de guidage sont des éléments fixes qui aident à orienter l'air entrant dans le compresseur. Elles sont situées à l'entrée du compresseur et aident à diriger l'air vers les roues. Les aubes de guidage peuvent être ajustées pour optimiser les performances du compresseur.

1.4.4 Sections de stator

Les sections de stator sont des éléments fixes qui sont situés entre les étages de roues. Ils sont utilisés pour stabiliser le flux d'air entre les étages de roues et pour minimiser les pertes de pression. Les sections de stator peuvent également être ajustées pour optimiser les performances du compresseur.

1.4.5 Carter

Le carter est le boîtier qui contient tous les éléments du compresseur. Il est généralement fabriqué en utilisant des alliages légers pour minimiser le poids du compresseur.

1.4.6 Entrée et sortie

L'entrée et la sortie du compresseur sont situées aux extrémités du carter. L'air entre dans le compresseur par l'entrée et est comprimé avant de sortir par la sortie.

➤ Avantages du compresseur centrifuge

- Efficacité élevée : les compresseurs centrifuges ont une grande efficacité énergétique et peuvent fournir une pression constante sur une plage de débits importants.
- Faible encombrement : les compresseurs centrifuges sont souvent plus petits et plus légers que d'autres types de compresseurs, ce qui les rend plus faciles à installer et à intégrer dans les systèmes.
- Maintenance facile : les compresseurs centrifuges ont souvent moins de pièces mobiles que les autres types de compresseurs, ce qui les rend moins sujets aux pannes et plus faciles à entretenir.
- Fonctionnement silencieux : les compresseurs centrifuges produisent généralement moins de bruit que les autres types de compresseurs.

➤ Inconvénients du compresseur centrifuge

- Coût initial élevé : les compresseurs centrifuges peuvent être plus coûteux à l'achat que les autres types de compresseurs.

- Faible pression : les compresseurs centrifuges ont souvent une pression de sortie plus faible que les autres types de compresseurs, ce qui peut limiter leur utilisation dans certaines applications.
- Sensibles aux changements de conditions : les compresseurs centrifuges peuvent être sensibles aux changements de température et d'humidité, ce qui peut affecter leur performance.
- Contrôle de vitesse : les compresseurs centrifuges nécessitent souvent un contrôle de vitesse pour maintenir une pression constante, ce qui peut ajouter des coûts supplémentaires.

1.5 Types des roues du compresseur centrifuge

Il existe trois types de roues utilisées dans les compresseurs centrifuges dont la différence est l'inclinaison des aubes à leur sortie :

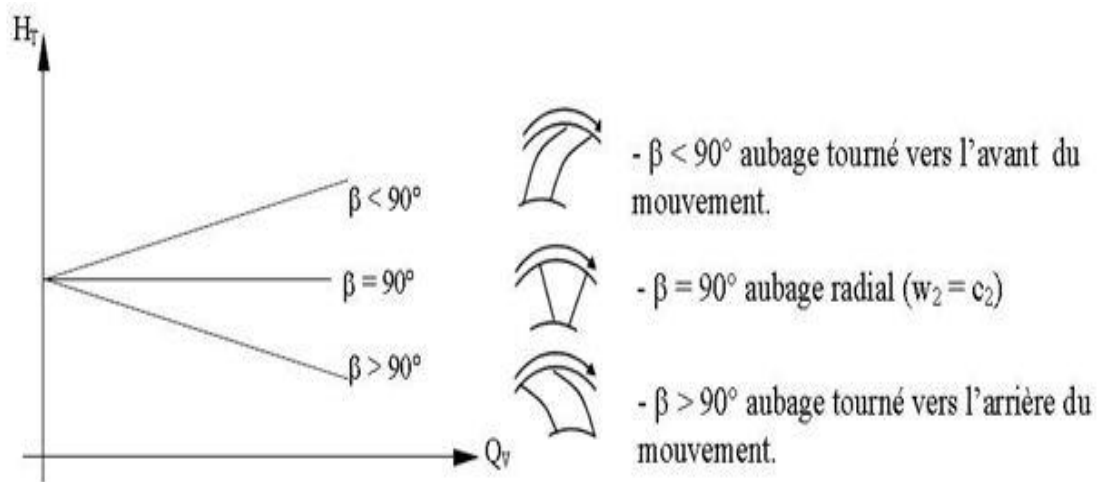


Figure 1.5 : Différentes angles d'inclinaison de sorties de la roue

➤ La roue à aubes droites (ou roue à disques plans)

Cette roue a des aubes droites qui sont perpendiculaires à l'axe de rotation. Elle est utilisée pour les applications à faible débit d'air et à haute pression.

➤ La roue à aubes inclinées vers l'arrière (ou roue à disques en arrière)

Cette roue a des aubes inclinées vers l'arrière, c'est-à-dire dans la direction opposée au flux d'air. Elle est utilisée pour les applications à débit d'air moyen et à haute pression.

➤ La roue à aubes inclinées vers l'avant (ou roue à disques en avant)

Cette roue a des aubes inclinées vers l'avant, c'est-à-dire dans la direction du flux d'air. Elle est utilisée pour les applications à haut débit d'air et à basse pression.

1.6 AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE CHAQUE TYPE

Tableau 1.1 : Avantages et inconvénients des types d'impulseurs.

Types d'impulseurs	Avantages	Inconvénients
Aubage radial	1-Compromis raisonnable entre faible transfert d'énergie et grande vitesse absolue à la sortie 2-Pas d'efforts de flexion complexes 3-Facilite de fabrication	Plage de fonctionnement étroite
Aubage courbe vers l'arrière	1-faible énergie cinétique à la sortie 2-faible nombre de mach à l'entrée du diffuseur 3-Plage de fonctionnement est la plus large des trois types	1-Faible transfert d'énergie 2-Efforts de flexion complexes 3-Difficultes de fabrication
Aubage courbe vers l'avant	Transfert d'énergie élevé	1-Energie cinétique élevée à la sortie 2-Nombre de mach à l'entrée de diffuseur élevé 3-Efforts de Flexion complexes 4-Difficulte de fabrication

CHAPITRE 2

ANALYSE MONO-DIMENSIONNELLE DE L'ÉCOULEMENT

2.1 Introduction

Dans une turbomachine, il existe un écoulement généralement compressible. L'analyse de cet écoulement, plus spécifiquement dans le cas d'un compresseur centrifuge, repose sur l'utilisation de relations aérothermodynamiques monodimensionnelles. Voici une description des différentes zones présentes dans un étage de compresseur centrifuge dans le plan méridien (axe z et rayon r).

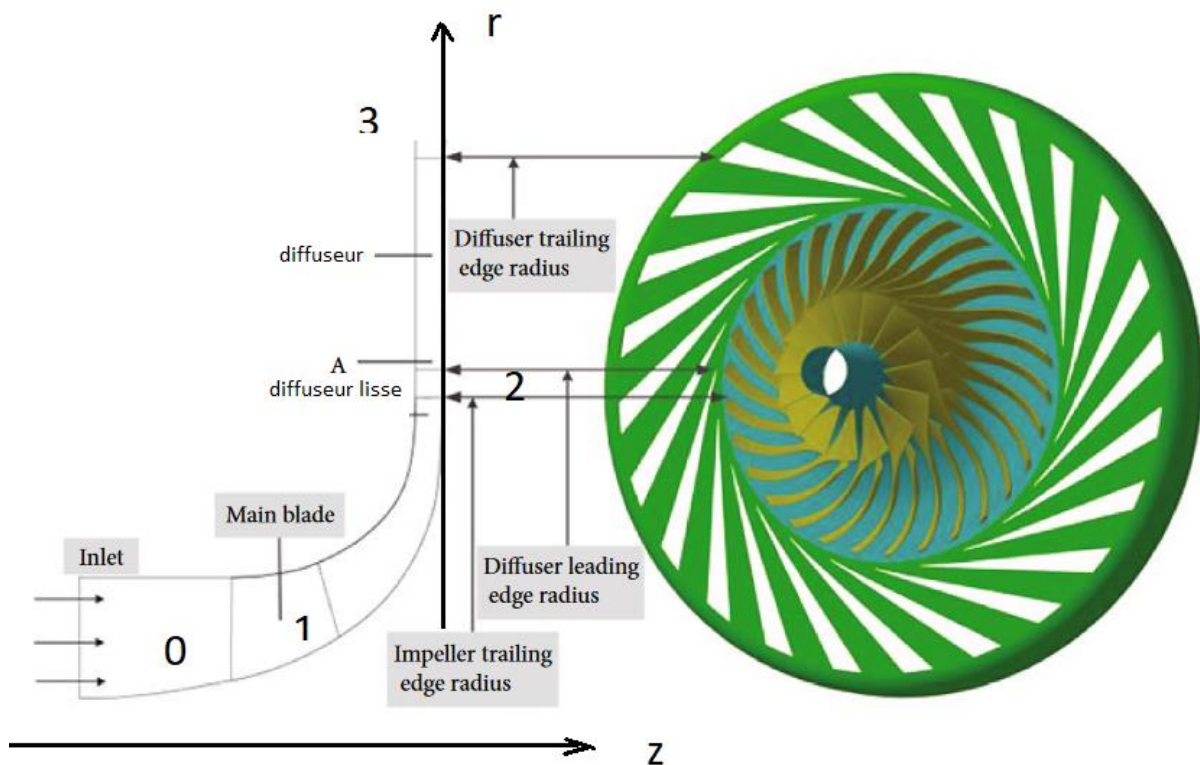


Figure 2.1 : La localisation des différentes sections sur un plan $R(z, r)$: une vue d'ensemble [13].

(0) : Position de la section d'entrée éloignée de la roue.

(1) : Position de la section d'entrée de la roue mobile.

(2) : Position de la section de sortie de la roue mobile et de la section d'entrée du diffuseur radial.

Diffuseur lisse : La section entre la roue mobile et le diffuseur.

(3) : Position de la section de sortie du diffuseur axial.

2.2 Calcul des paramètres Aérothermodynamiques

➤ Explication du concept de triangle de vitesse dans un étage de compresseur

Lorsque le fluide pénètre dans la roue mobile d'un compresseur centrifuge, il possède une vitesse absolue C_1 . Cette vitesse se décompose en deux composantes lorsqu'elle est entraînée par la rotation de la roue. La première composante est la vitesse d'entraînement U_1 , qui est tangente à la circonférence interne de la roue mobile. La deuxième composante est la vitesse relative W_1 , qui représente la vitesse à laquelle le fluide glisse le long de la surface de l'aube. À la sortie de la roue, la particule considérée possède une vitesse d'entraînement U_2 , qui est tangente à la circonférence externe de la roue mobile, et une vitesse relative W_2 , qui est tangente à la dernière aube avant de quitter la roue. Ces deux vitesses se combinent pour former la vitesse absolue de sortie C_2 .

En décomposant les vitesses absolues C et relatives W en composantes, on peut observer deux directions orthogonales au point d'écoulement (M). La première est la composante tangentielle projetée sur la vitesse d'entraînement U , appelée vitesse absolue tangentielle C_u et vitesse relative tangentielle W_u . Ces deux vitesses sont mesurées positivement dans le sens de rotation de la roue. La deuxième composante est la composante méridienne projetée dans la direction de l'écoulement, appelée vitesse absolue méridienne C_m et vitesse relative méridienne W_m . Normalement, les deux vitesses méridiennes sont toujours positives, sauf dans des situations de fonctionnement perturbées.

Pour faciliter la notation, nous utiliserons l'indice "1" pour les variables à l'entrée, l'indice "2" pour les variables à la sortie de la roue mobile et l'indice "3" pour les variables à la sortie du diffuseur. De plus, nous désignerons l'angle absolu α formé par la vitesse absolue et la vitesse méridienne C_m , et l'angle relatif β formé par la vitesse relative et la vitesse méridienne.

Cette figure représente l'analyse des triangles de vitesses de l'étage

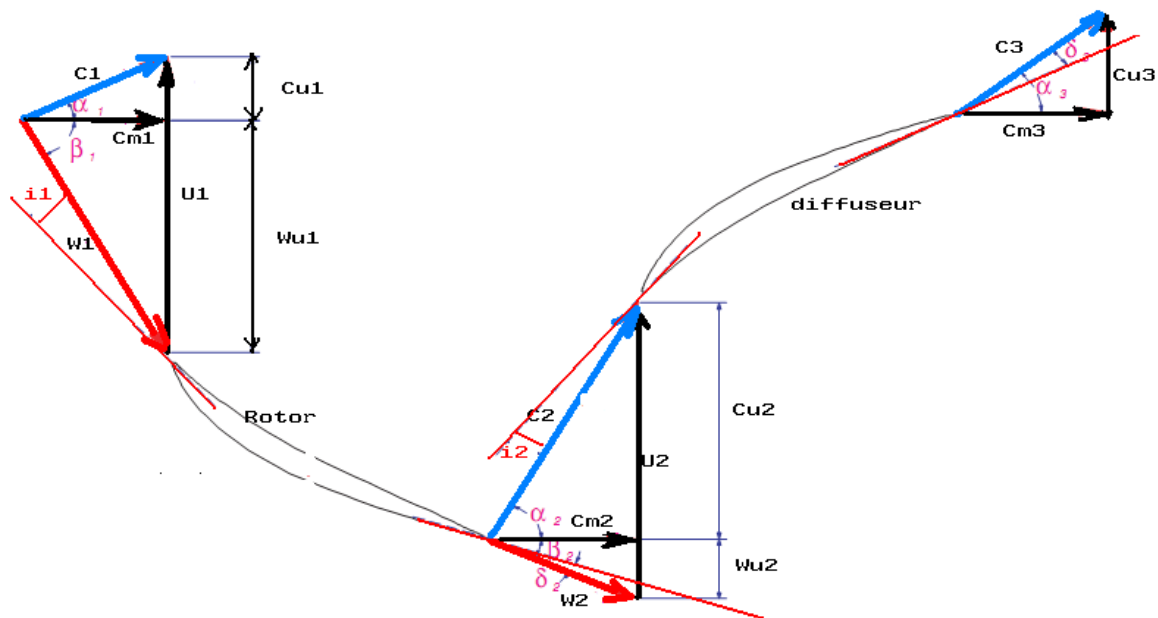


Figure 2.2 : Triangle de vitesse de l'étage

Cette figure représente l'analyse des triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue

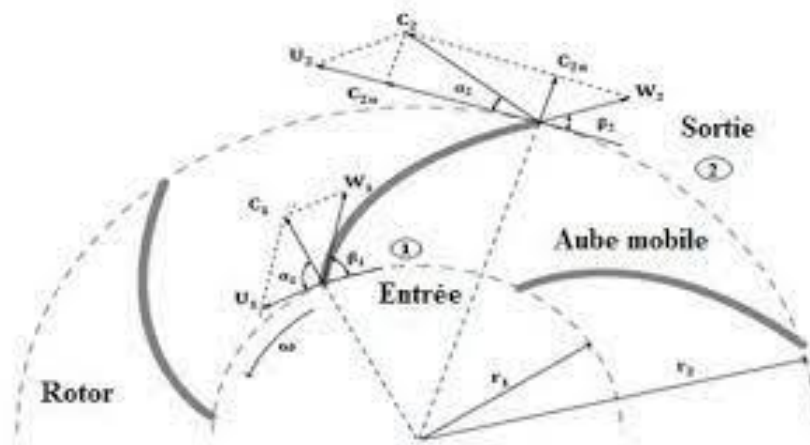


Figure 2.3 : Analyse des triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile d'un compresseur. [16]

La relation vectorielle des vitesses (U ; C ; W) : une analyse approfondie des composantes.

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (2.1)$$

\vec{C} : La vitesse absolue de la particule de fluide.

\vec{U} : La vitesse d'entraînement liée à La vitesse de rotation de la roue.

\vec{W} : La vitesse relative.

2.3 Les différents types des compresseurs centrifuges

2.3.1 Les différents types d'entrées du compresseur centrifuge

2.3.1.1 Admission sans pré rotation (ZERO PREWHIRL INLET)

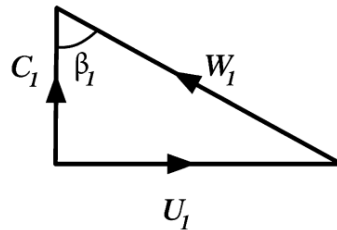


Figure 2.4 : Triangle des vitesses à l'entrée du compresseur sans admission sans pré rotation.

2.3.1.2 Admission à pré rotation positif (POSITIF PREWHIRL INLET)

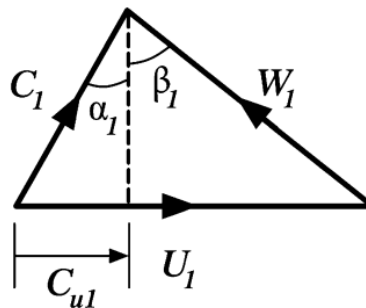


Figure 2.5: Triangle de vitesses à l'entrée pour le cas d'un compresseur d'admission à pré rotation positif

2.3.1.3 Admission à pré rotation négatif (NEGATIF PREWHIRL)

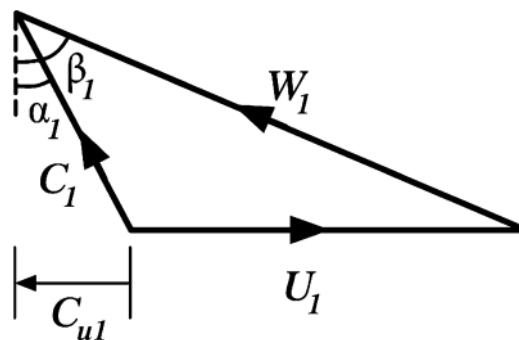


Figure 2.6: Triangle de vitesses pour le cas d'admission à pré rotation négatif.

2.3.2 Les différentes sorties de compresseurs

2.3.2.1 Roue Compresseur à sortie avant (FORWARD OUTLET)

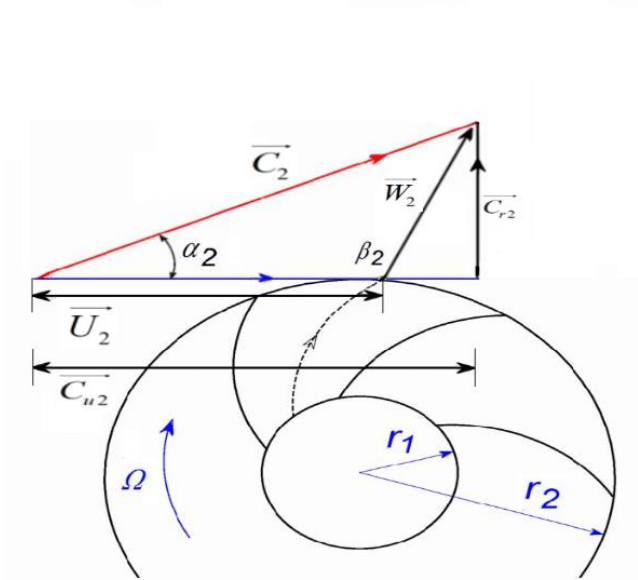


Figure 2.7 : Triangle de vitesses pour un compresseur à décharge avant

2.3.2.2 Roue compresseur à sortie Arrière (BACKWARD OUTLET)

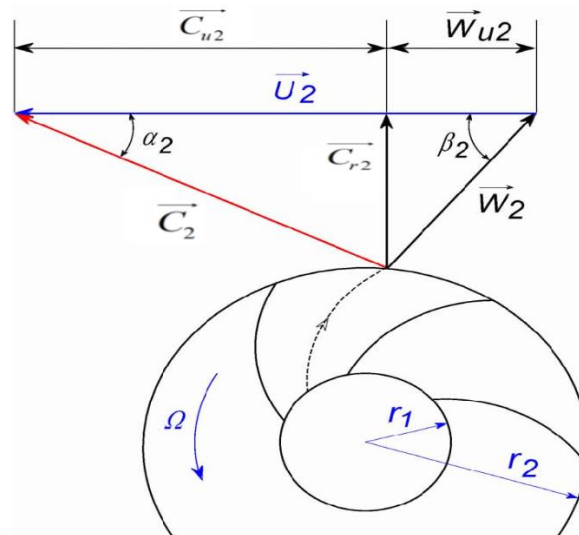


Figure 2.8 : Triangle de vitesses pour un compresseur à décharge arrière

2.3.2.3 Roue compresseur à sortie Radiale (RADIAL OUTLET)

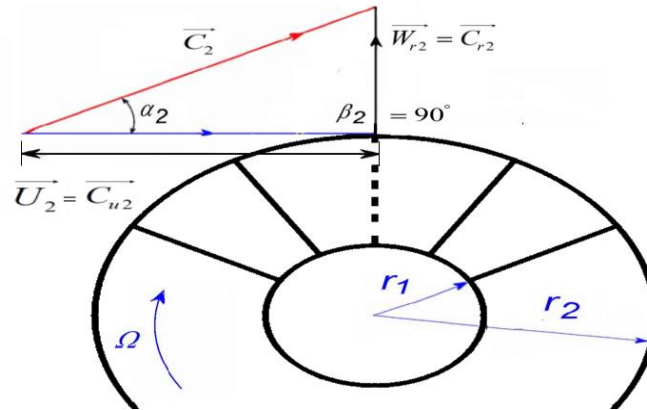
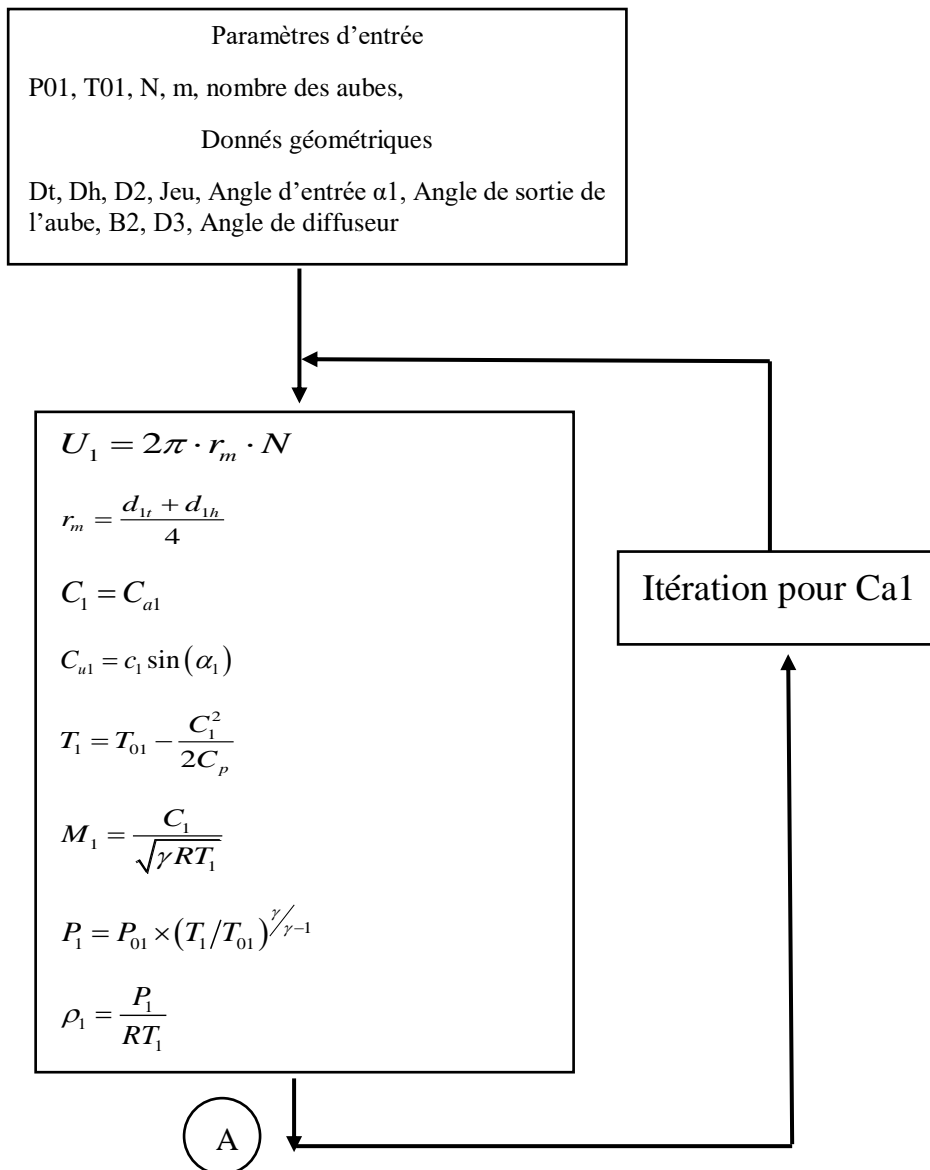


Figure 2.9 : Triangle de vitesses pour un compresseur à décharge Radiale.

2.3.3 Organigramme de la programmation



A

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_2)}}{Z^{0.7}}$$
$$U_2 = \pi \cdot D_2 \cdot N$$
$$W_{r2} = C_{a1}$$
$$T_{02} = \text{Work} + T_{01}$$
$$C_{u2} = \sigma \cdot U_2 - W_{r2} \tan(\beta_2)$$
$$C_2 = \sqrt{C_{r2}^2 + C_{u2}^2}$$
$$T_2 = T_{02} - \frac{C_2^2}{2C_p}$$
$$M_2 = \frac{C_2}{\sqrt{\gamma R T_2}}$$



$$A_3 = 2\pi \cdot R_3 \cdot B_3$$
$$T_{03} = T_{02}$$
$$T_3 = \frac{T_{03}}{\left(P_{02}/P_2\right)^{\gamma/\gamma-1}}$$
$$C_{u3} = \frac{D_2}{D_3} C_{u2}$$
$$a_3 = \sqrt{\gamma R T_3}$$
$$M_3 = \frac{C_3}{\sqrt{\gamma R T_3}}$$
$$\rho_3 = \frac{P_3}{R T_3}$$
$$P_3 = P_{03} / \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2\right)^{\gamma/\gamma-1}$$

- Pertes par frottement
- Les pertes mécaniques
- Pertes par choc et incidence
- Le phénomène de jet et de sillage
- Les pertes par mélange

↓

$$\eta_{th} = \frac{\left(\frac{P_{03}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right) - 1}$$

$$\eta_{R\acute{e}el} = \frac{\Delta h - \Delta h(Pertes)}{\Delta h}$$

$$Pr = \left(\frac{P_{03}}{P_{01}}\right)$$

Figure 2.10 Organigramme de la programmation 1D

2.3.4 Les Configurations des compresseurs

Ces cas décrivent les différentes configurations de compresseurs centrifuges étudiées en termes de pré rotation à l'entrée (zéro prewhirl, positif prewhirl, négatif prewhirl) et de direction de sortie (arrière, radiale, avant). Chaque combinaison peut avoir des implications spécifiques en termes de performances, d'efficacité et d'applications appropriées.

- Les équations des différents cas Admission à pré rotation positive ($\alpha_1 > 0$) Et sortie arrière ($\beta_2 < 90^\circ$)

$$N = 2\pi \cdot r_m \quad (2.1)$$

$$r_m = \frac{d_{1t} + d_{1h}}{4} \quad (2.2)$$

$$U_2 = \pi \cdot D_2 \cdot N \quad (2.3)$$

$$C_{u1} = c_1 \sin(\alpha_1) \quad (2.4)$$

$$C_1 = \frac{C_{a1}}{\cos(\alpha_1)} \quad (2.5)$$

$$C_{u2} = \sigma \cdot U_2 - W_{r2} \tan(\beta_2) \quad (2.6)$$

$$U_1 = 2\pi \cdot r_m \cdot N \quad (2.7)$$

$$W_{r2} = C_{a1} \quad (2.8)$$

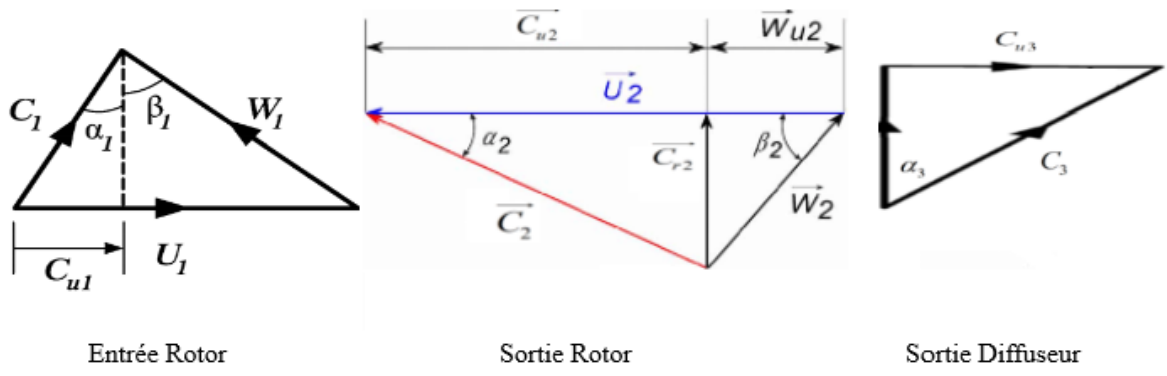


Figure 2.11 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation positive et sortie arrière.

- Admission à pré rotation positive ($\alpha_1 > 0$) et sortie Radiale ($\beta_2 = 90^\circ$)

$$W_{r2} = C_{a1} \quad (2.9)$$

$$C_{u2} = \sigma \cdot U_2 \quad (2.10)$$

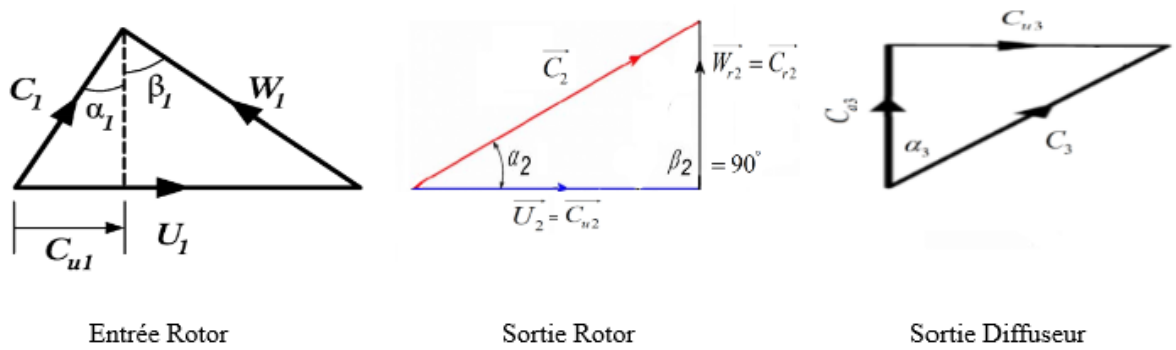


Figure 2.12 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation positive et sortie radiale.

- Admission à pré rotation positif ($\alpha_1 > 0$) et sortie avant ($\beta_2 > 90^\circ$)

$$C_{u2} = \sigma \cdot U_2 - W_{r2} \tan(\beta_2) \quad (2.11)$$

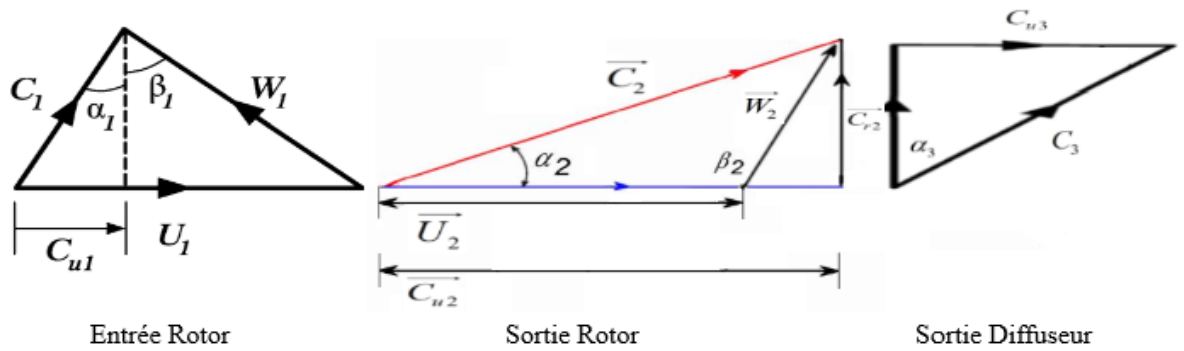


Figure 2.13 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation positive et sortie avant.

- Admission à pré rotation négative ($\alpha_1 < 0$) et sortie arrière ($\beta_2 < 90^\circ$)

$$C_{u1} = C_{a1} \cdot \tan(\alpha_1) \quad (2.12)$$

$$C_{u2} = \sigma \cdot U_2 - W_{r2} \quad (2.13)$$

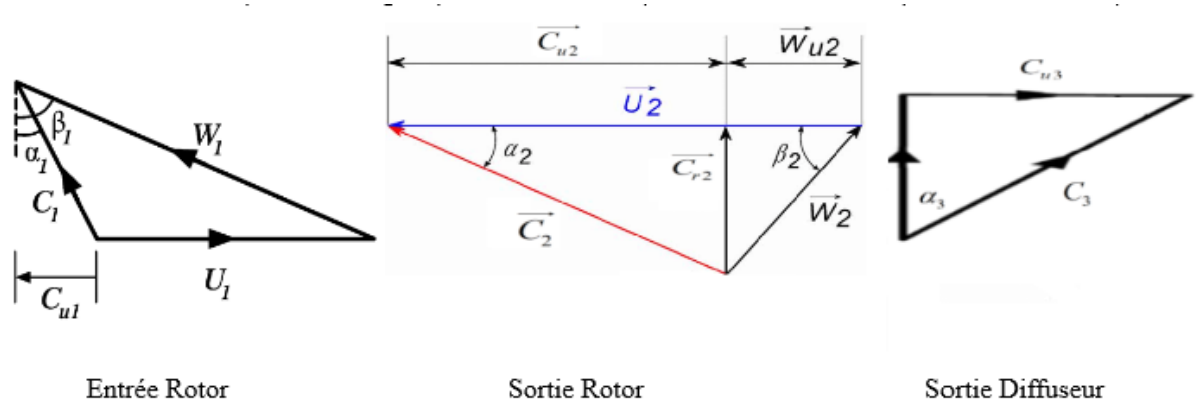


Figure 2.14 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation négative et sortie arrière.

- Admission à pré rotation négatif ($\alpha_1 < 0$) et sortie Radiale ($\beta_2 = 90^\circ$)

$$C_{u2} = \sigma \cdot U_2 \quad (2.14)$$

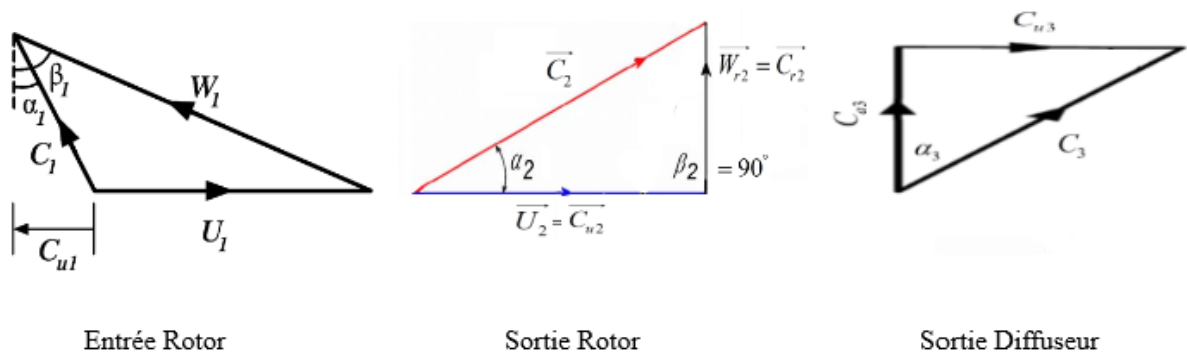


Figure 2.15 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation négative et sortie radiale.

- Admission à pré rotation négatif ($\alpha_1 < 0$) et sortie avant ($\beta_2 > 90^\circ$)

$$C_{u2} = \sigma \cdot U_2 + W_{r2} \tan(\beta_2) \quad (2.15)$$

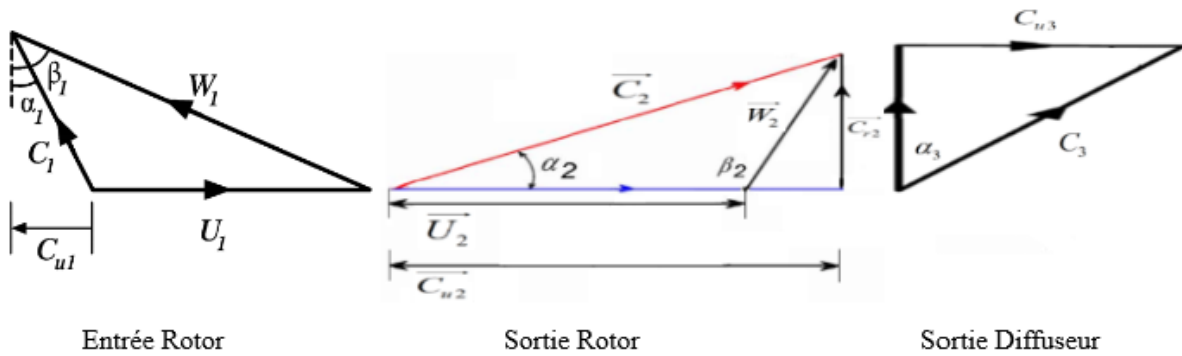


Figure 2.16 Triangle de vitesse de l'étage avec admission à pré rotation négative et sortie avant.

- Admission sans pré rotation ($\alpha_1 = 0$) et sortie arrière ($\beta_2 < 90^\circ$)

$$C_1 = C_{a1} \quad (2.16)$$

$$C_{u1} = 0 \quad (2.17)$$

$$C_{u2} = \sigma \cdot U_2 - W_{r2} \tan(\beta_2) \quad (2.18)$$

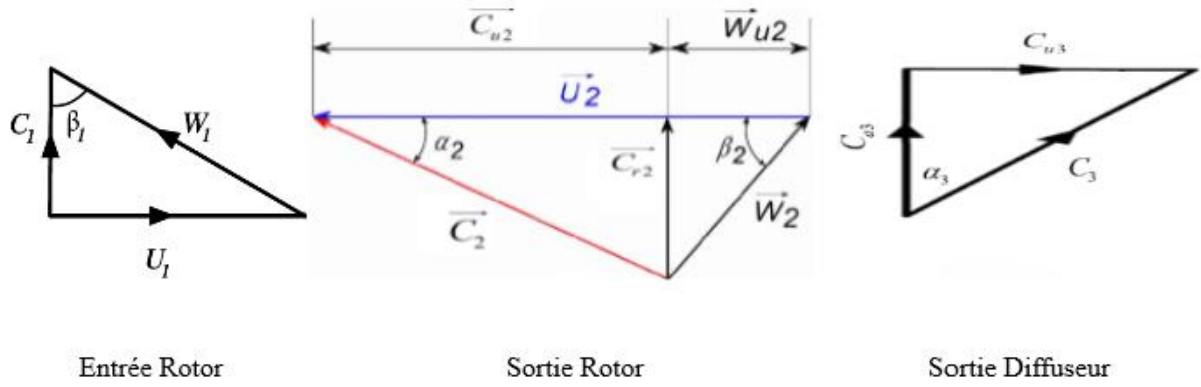


Figure 2.17 Triangle de vitesse de l'étage sans pré rotation et sortie arrière.

- Admission sans pré rotation ($\alpha_1 = 0$) et sortie Radiale ($\beta_2 = 90^\circ$)

$$C_{u2} = \sigma \cdot U_2 \quad (2.19)$$

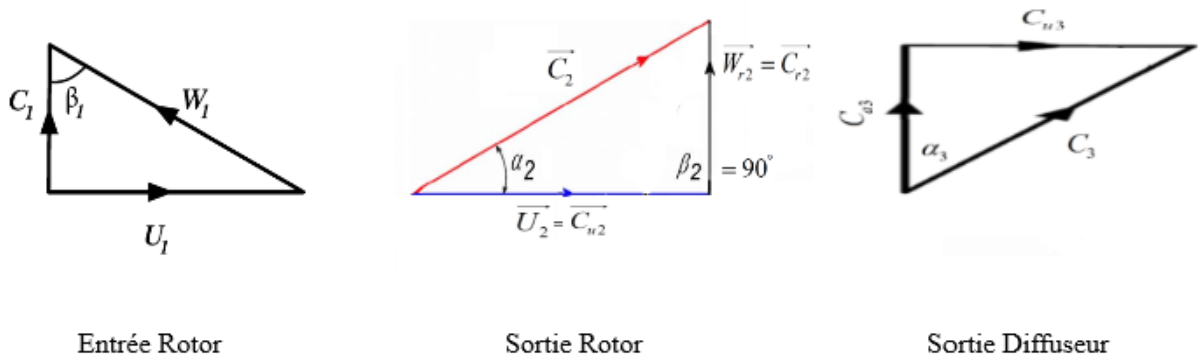


Figure 2.18 Triangle de vitesse de l'étage sans pré rotation et sortie radiale.

- Admission sans pré rotation ($\alpha_1 = 0$) et sortie avant ($\beta_2 > 90^\circ$)

$$C_{u2} = \sigma \cdot U_2 + W_{r2} \tan(\beta_2) \quad (2.20)$$

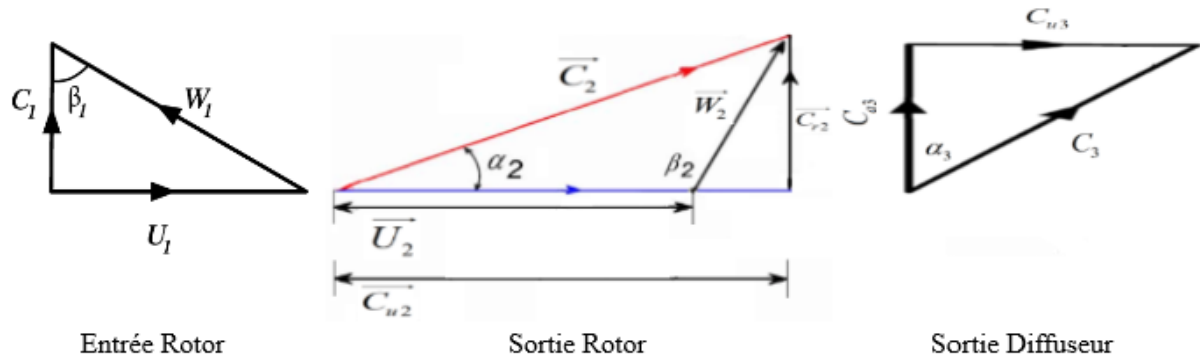


Figure 2.19 Triangle de vitesse de l'étage sans pré rotation et sortie avant.

Notre cas étudié est le compresseur centrifuge de NASA (NASA low speed centrifugal compressor) avec configuration d'admission sans pré rotation et roue avec décharge arrière (zéro prewhirl inlet backward outlet)

2.4 Les équations utilisées

2.4.1 L'entrée de la roue

Vitesse absolue C_1

$$C_1 = C_{a1} = C_{m1} \quad (2.21)$$

$$\vec{C}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1 \quad (2.22)$$

$$|\vec{U}_1| = |\vec{W}_{U1}| \quad (2.23)$$

$$C_{m1} = C_1 = \frac{\dot{m}}{\rho A_1} \quad (2.24)$$

W_1 : Vitesse relative à l'entrée

U_1 : Vitesse d'entraînement liée à la vitesse de rotation de la roue

C_{a1} : Vitesse Axiale à l'entrée

W_{U1} : Composante tangentielle de la vitesse relative

La section d'entrée

$$A_1 = C_D \cdot (r_{tip}^2 - r_{hip}^2) \quad (2.25)$$

C_D : C'est le facteur de blocage de l'écoulement

Nombre de mach d'entrée absolu et relatif

Mach absolue

$$M_{abs1} = \frac{C_{m1}}{\sqrt{\gamma r T_{1s}}} \quad (2.26)$$

Mach relatif

$$M_{rel} = \frac{W_1}{\sqrt{\gamma r T_{1s}}} \quad (2.27)$$

2.4.2 La Sortie de la roue

En appliquant le Théorème d'Euler à la sortie de la roue on trouve

$$\Delta h_t = h_{t2} - h_{t1} = (U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}) \quad (2.28)$$

A l'entrée l'écoulement étant axial et par conséquent $C_{u1}=0$

$$C_{u2} = \frac{C_p \cdot (T_{t2} - T_{t1})}{U_2} \quad (2.29)$$

C_{u2} : Composante tangentielle de la vitesse absolue à la sortie du rotor

- Calcul de la vitesse méridienne C_{m2} à la sortie de la roue

Principe de conservation du débit massique.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \rho_2 \cdot C_{m2} \cdot A_2 \quad (2.30)$$

A_2 : Représente la section de passage de l'écoulement à la sortie de la roue

$$A_2 = 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b \quad (2.31)$$

Détermination de la vitesse méridienne : Tous les éléments nécessaires à disposition.

$$C_{m2} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 \cdot A_2} \quad (2.32)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2} \quad (2.33)$$

$$T_2 = T_{t2} - \frac{C_2^2}{2 \cdot C_p} \quad (2.34)$$

À partir des équations (2.32), (2.33) et (2.34), nous obtenons une équation quadratique.

$$C_{m2}^2 + \left(2 \cdot \frac{C_p \cdot A_2 \cdot P_2}{\dot{m} \cdot r} \right) \cdot C_{m2} + (C_{u2}^2 - 2 \cdot C_p \cdot T_{t2}) = 0 \quad (2.35)$$

La solution de cette équation donne la valeur de la vitesse méridienne C_{m2} , étant donné que C_{m2} est supérieure à zéro.

Triangle de vitesse à la sortie

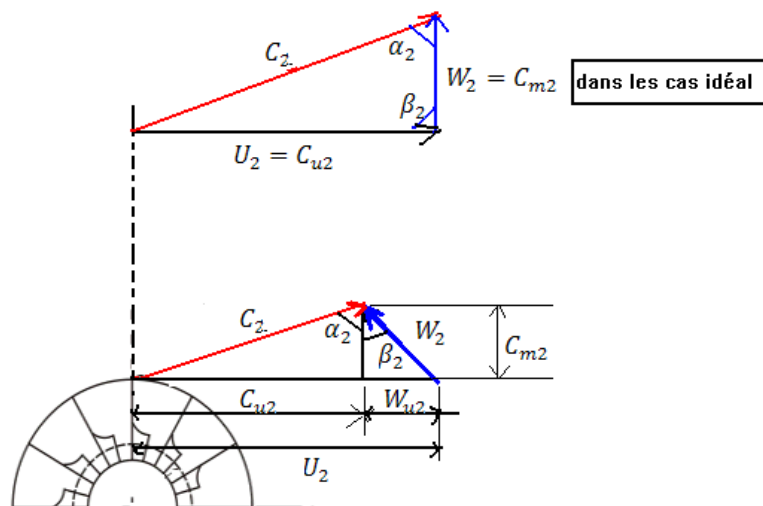


Figure 2.20 : Schéma des triangles de vitesse à la sortie de la roue mobile

Calcul des angles

α_2 : L'angle de vitesse absolue de la sortie rotor mesurée par rapport a la direction axiale

$$\alpha_2 = \arct\left(\frac{C_{u2}}{C_{m2}}\right) \quad (2.36)$$

β_2 : L'angle de vitesse relative de la sortie rotor mesurée par rapport a la direction axiale

$$\beta_2 = \arct\left(\frac{W_{u2}}{C_{m2}}\right) \quad (2.37)$$

En utilisant W_{u2} comme vitesse relative tangentielle.

$$W_{u2} = U_2 - C_{u2} \quad (2.38)$$

Les deux nombres de Mach sont donnés par

Mach absolue

$$M_{abs2} = \frac{C_{m2}}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_2}} \quad (2.39)$$

Mach relatif

$$M_{rel2} = \frac{W_2}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_1}} \quad (2.40)$$

Avec

$$W_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + W_{u2}^2} \quad (2.41)$$

W_2 : Vitesse relative sortie rotor

La pression totale P_{t2} est donnée par

$$P_{t2} = P_2 \cdot \left(\frac{T_{t2}}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.42)$$

Le rendement isentropique du Compresseur Centrifuge se calcule par :

$$\eta_{is,Rotor} = \frac{\left(\frac{P_{t2}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{T_{t2}}{T_1}\right) - 1} \quad (2.43)$$

2.4.3 La sortie du diffuseur

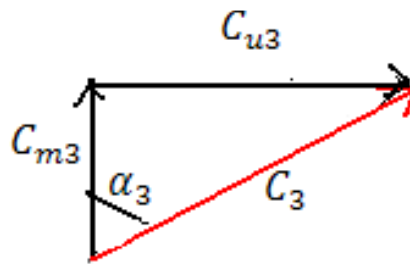


Figure 2.11 : Triangle de vitesse à la sortie du diffuseur

Détermination de l'angle α_3 à la sortie du diffuseur et calcul de la vitesse méridienne C_{m3} à partir de l'équation de conservation du débit massique.

$$C_{m3} = \frac{\dot{m}_3}{A_3 \cdot \rho_3} \quad (2.44)$$

$$A_3 = 2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot b_3 \quad (2.45)$$

La masse volumique à la sortie

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3} \quad (2.46)$$

Triangle de vitesse à la sortie

$$\tan(\alpha_3) = \frac{C_{u3}}{C_{m3}} \quad (2.47)$$

Vitesse absolue

$$C_3 = \sqrt{C_{m3}^2 + C_{u3}^2} \quad (2.48)$$

Température statique :

$$T_3 = T_{t3} - \frac{C_3^2}{2 \cdot C_p} \quad (2.49)$$

A partir des équations (2.26) ; (2.27) ; (2.28) ; (2.29) ; (2.30). On trouve l'équation du second degré

$$(1 + \tan^2 \alpha_3) \cdot C_{m3}^2 + \left(\frac{C_p \cdot A_3 \cdot P_3}{\dot{m} \cdot r} \right) C_{m3} - 2 \cdot C_p \cdot T_{t3} = 0 \quad (2.50)$$

Détermination de la vitesse C_{m3} à partir de l'équation de conservation du débit massique et obtention du nombre de Mach absolu à la sortie du diffuseur (M_{abs3}).

$$M_{abs3} = \frac{C_3}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_3}} \quad (2.51)$$

Le rendement isentropique de l'étage du compresseur centrifuge (global) :

$$\eta_{is0-3} = \frac{h_{3s} - h_0}{h_3 - h_0} = \frac{\left(\frac{P_3}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_3}{T_0} - 1} \quad (2.52)$$

2.5 Coefficient de degré de réaction

Le coefficient de degré de réaction est un paramètre qui permet de caractériser la répartition de détente du fluide entre la roue mobile et le diffuseur d'une turbomachine. Il est défini par la relation suivante

$$R = \frac{\Delta h_{rotor}}{\Delta h_{étage}} = \frac{h_3 - h_1}{h_3 - h_1} \quad (2.53)$$

2.6 Coefficient de charge

Coefficient de charge c'est une mesure de la charge spécifique exercée sur la pale du compresseur qui est définie par la relation suivante

$$\psi = \frac{C_p \cdot \Delta T}{U^2} \quad (2.54)$$

Pour les compresseurs

$\Psi < -12$: indique des aubes fortement charges

$\Psi < -3$: indique des aubes faiblement charges

Les deux coefficients (Ψ) sont liés au rendement de compresseur.

2.7 Coefficient de débit

Le coefficient de débit est un paramètre qui est directement lié à la vitesse axiale du fluide. Il peut être calculé en utilisant la formule du débit massique :

$$\phi = \frac{C_m}{U} \quad (2.56)$$

2.8 Facteur de glissement

Analyse du facteur de glissement dans les turbomachines. Le facteur de glissement est défini comme le rapport entre la vitesse tangentielle effective de l'écoulement et la vitesse tangentielle théorique idéale qui suit l'aube de la machine. Plusieurs formulations mathématiques et corrélations sont disponibles pour calculer ce facteur de glissement.

$$\sigma_{s2} = 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_{2aube})}}{z^{0.7}} \quad (\text{Weisuer}) \quad (2.57)$$

$$\sigma_{s3} = 1 - \frac{\frac{\pi}{z} \cos(\beta_{2aube})}{1 - \frac{C_{m2}}{U_2} \tan(\beta_{2aube})} \quad (\text{Stodas}) \quad (2.58)$$

$$\sigma_{s1} = 1 - \frac{0.63 \cdot \frac{\pi}{z}}{1 - \frac{C_{m2}}{U_2} \tan(\beta_{2aube})} \quad (\text{Stanitz}) \quad (2.59)$$

La formule simplifiée de Stanitz pour les aubes radiales (lorsque $\beta_{2aube} = \pi/2$) donne des résultats satisfaisants.

$$\sigma_s = 1 - \frac{0.63 \cdot \pi}{z} \quad (2.60)$$

2.9 Les pertes dans un compresseur centrifuge

Ils sont inévitables dans la plupart des turbomachines, car les transferts et les transformations d'énergie ne peuvent pas s'effectuer sans perte énergétique. Dans le cas d'un étage de compresseur centrifuge, lors de la conception, il est essentiel de prendre en compte l'ensemble des composantes afin d'obtenir un comportement optimal. Le point de fonctionnement optimal correspond à un débit spécifique pour lequel les pertes sont minimisées et le rendement est optimisé.

Du point de vue énergétique, les pertes se manifestent par la création d'entropie dans différentes parties du compresseur. Mathématiquement, cela peut être exprimé par l'équation suivante :

$$\Delta h = \eta_{iso} \cdot \psi = \Delta h_{(1)}(\text{aspiration}) + \Delta h_{(1-2)}(\text{rotor}) + \Delta h_{(2-2)}(\text{diffuseur lisse}) + \Delta h_{(2-3)}(\text{diffuseur}) \quad (2.61)$$

Les pertes dans les machines de compression ont pour seul effet de réduire leurs performances.

2.9.1 Pertes par frottement

La viscosité est un facteur clé dans le fonctionnement d'une turbomachine, car elle est responsable des pertes énergétiques importantes. Ces pertes peuvent être classées en trois catégories distinctes. Tout d'abord, on trouve les pertes de profil, qui sont liées à la formation de couches limites visqueuses sur les aubes. Ces couches limites sont cisailées par l'effet de gauchissement tridimensionnel, ce qui génère des pertes supplémentaires. Ensuite, on trouve les pertes secondaires, qui sont générées par la formation de tourbillons importants à la suite de la déviation de l'écoulement visqueux sur le moyeu et le carter. Ces tourbillons sont dus au profil hétérogène des vitesses à l'entrée de la roue. Enfin, on trouve les pertes liées à la présence inévitable du jeu entre l'extrémité des roues et le carter. Ce jeu engendre un débit de fluide qui génère des pertes importantes, diminuant ainsi la charge de la pale de la roue mobile. Il convient de noter que ces pertes ne sont pas seulement dues à la viscosité, mais également à d'autres facteurs tels que le profil des aubes et la géométrie de la machine. Une bonne compréhension de ces pertes est essentielle pour optimiser la conception de la turbomachine et minimiser les pertes énergétiques.

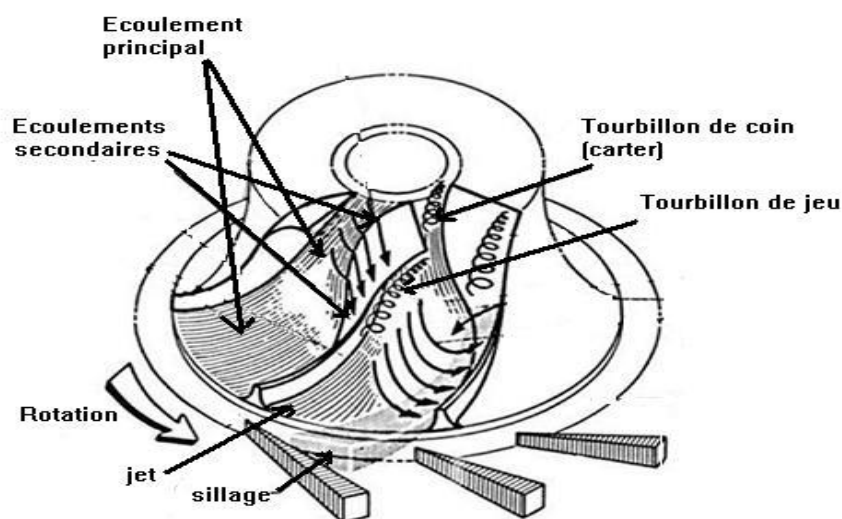


Figure 2.21 : Analyse des phénomènes de viscosité dans la section du compresseur centrifuge

2.9.2 Les pertes mécaniques

Sont un phénomène commun dans les turbomachines et sont principalement causées par les frottements entre les parties mobiles et les parties fixes de la machine. Ces frottements engendrent une dissipation d'énergie qui se traduit par une diminution de la performance de la machine.

Dans un compresseur centrifuge, les pertes mécaniques sont observées entre la roue mobile et le disque lié au diffuseur, ainsi qu'entre l'arbre de rotation et les roulements de la machine. Cette dissipation d'énergie par frottement peut être évaluée à l'aide de la formule

$$W_p = K \cdot \rho \cdot C_e^3 \cdot r^3 \quad (2.62)$$

Où K est un coefficient qui dépend de la largeur du canal entre la roue et le corps, ainsi que du rayon de la roue mobile.

2.9.3 Pertes par choc et incidence

Les turbomachines subissent des pertes énergétiques de différentes natures. L'une de ces pertes est due aux chocs qui se produisent à la sortie de la roue, au bout de l'aube. Cette perte est appelée perte par choc. Elle résulte de l'impact entre le fluide en mouvement et l'aube de la roue, qui entraîne une diminution de la quantité de mouvement du fluide et donc une perte d'énergie.

Les pertes par incidence sont également une source de perte énergétique. Elles sont liées à l'angle d'incidence du fluide à l'entrée de la roue. Un angle d'incidence positif peut entraîner une réduction du débit. En effet, le fluide qui s'approche de l'aube selon un angle d'incidence subit un changement de vitesse à l'entrée de l'aube pour se conformer à l'angle de l'aube à l'entrée, ce qui peut créer une séparation de la pale et donc une perte d'énergie.

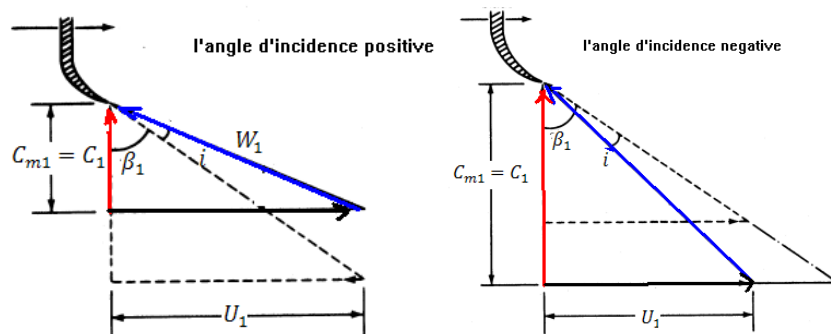


Figure 2.22 : La variation d'angle lorsque le flux entre dans la roue mobile pour les écoulements positifs et négatifs.

2.9.4 Le phénomène de jet et de sillage

Se produit au bord de fuite des aubes de la roue. Il se compose de deux zones distinctes: le sillage, où l'écoulement est à faible énergie, et le jet, où l'écoulement est à forte énergie. Des études expérimentales ont montré que cette structure d'écoulement peut causer le décollement de la couche limite à proximité du quart de côté des aubes, où la pression est plus faible. Les effets des écoulements secondaires sont à l'origine de la formation du jet et du sillage à la sortie de la roue.

L'écoulement secondaire, quant à lui, est défini comme les composantes des vitesses relatives dans le plan orthogonal à la direction de l'écoulement principal. Il se caractérise par un caractère fortement tridimensionnel et instationnaire, la présence de verticités longitudinales et une forte interaction avec l'écoulement principal. Les écoulements secondaires se forment à cause des effets visqueux sur les parois de carter et du moyeu qui produisent une déviation de l'écoulement principal.

2.9.5 Les pertes par mélange

Sont un phénomène important à prendre en compte dans les turbomachines. Elles sont principalement causées à la sortie de la roue, où l'on observe un phénomène de jet et de sillage. Dans le diffuseur, les pertes dues à la viscosité sur les parois sont importantes, notamment entre la roue mobile et le diffuseur (diffuseur lisse). De plus, les pertes se produisent également dans le canal entre les aubes de diffuseur et le carter, ainsi qu'à la sortie du diffuseur, où on observe les pertes de l'énergie cinétique.

Ces pertes sont le résultat d'un phénomène complexe qui dépend de plusieurs facteurs tels que les rapports de pression, les angles des pales, l'angle d'incidence de l'écoulement, etc. Les turbomachines sont souvent conçues pour minimiser ces pertes en utilisant des géométries optimisées et des matériaux de haute qualité pour les surfaces de frottement. Les pertes par mélange sont donc un aspect important à prendre en compte lors de la conception et de l'optimisation des turbomachines pour améliorer leur efficacité et leur performance globale.

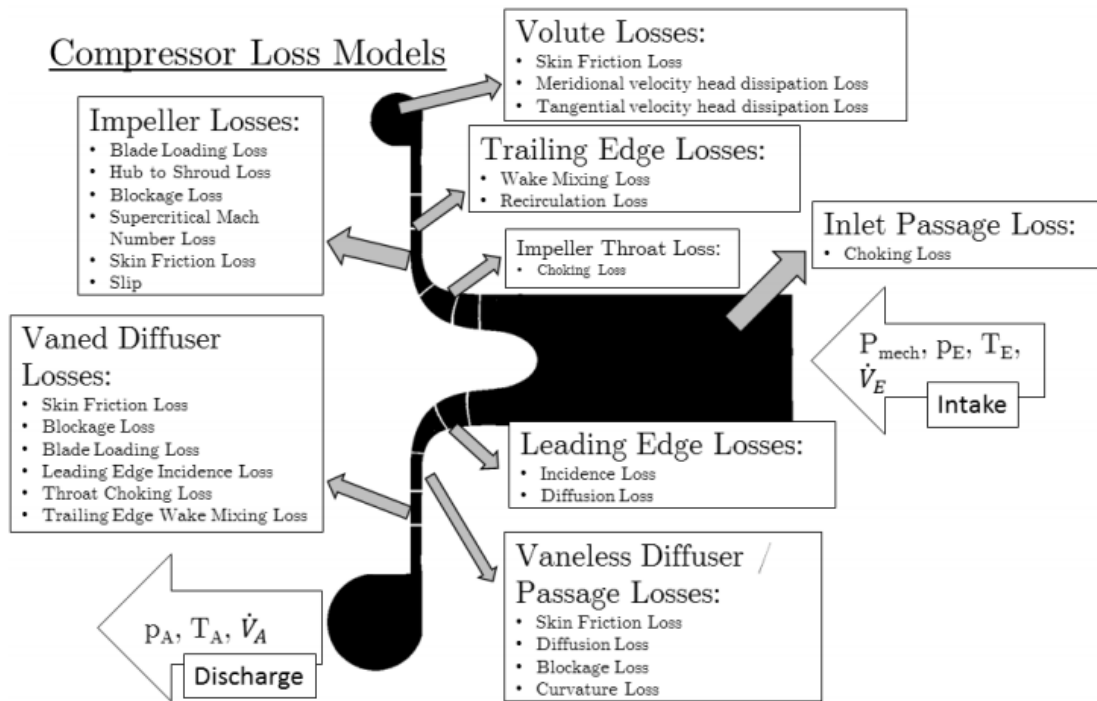


Figure 2.23 : Les pertes existantes sur un compresseur centrifuge[14].

2.10 Le blocage

Le blocage est un phénomène qui se produit lorsque le débit de fluide dans un canal atteint une vitesse supérieure à la vitesse du son, créant ainsi une obstruction dans le canal. Cette obstruction peut entraîner des effets néfastes sur la structure environnante car elle provoque une augmentation soudaine de la pression dans le canal.

La compréhension du phénomène de blocage est essentielle pour éviter les conséquences négatives qu'il peut causer. Il est important de surveiller attentivement le débit de fluide dans le canal et de veiller à ce qu'il ne dépasse pas la vitesse du son pour éviter toute obstruction. Des mesures de précaution peuvent être prises pour éviter les dommages aux structures environnantes et garantir un fonctionnement sûr et efficace des équipements.

Le blocage peut causer des dommages aux structures, des pertes de production et des coûts de réparation importants. Il est donc essentiel de comprendre et de surveiller attentivement le phénomène de blocage pour éviter ses conséquences négatives.

2.11 Le pompage

Le pompage est un phénomène in stationnaire qui peut survenir dans certaines conditions de fonctionnement. Il se produit lorsque le débit d'air dans un système descend en dessous d'un certain seuil pour une vitesse de rotation donnée. À ce moment, des variations périodiques significatives de la pression et du débit apparaissent à une fréquence plus ou moins élevée. Cela peut entraîner un aller-retour cyclique du débit d'air dans les sens opposés de l'écoulement.

Le phénomène de pompage peut être classique ou profond. Le pompage classique se manifeste par des oscillations dans la pression et dans le débit. Le pompage profond, quant à lui, est caractérisé par des oscillations dans le débit qui peuvent être d'une amplitude très importante, entraînant l'inversion de l'écoulement dans le système de pression.

Il est important de comprendre le phénomène de pompage pour éviter les conséquences négatives qu'il peut causer sur un système. Il peut causer des dommages aux composants, une perte d'efficacité et une diminution de la durée de vie des équipements. Il est donc crucial de surveiller attentivement le fonctionnement du système et de mettre en place des mécanismes de contrôle pour éviter le pompage.

2.12 Strangulation

Lorsque la vitesse du fluide dans un passage atteint la vitesse du son à une section transversale quelconque, l'écoulement se trouve strangulé (l'air cesse de s'écouler). Dans le cas des passages d'écoulement d'admission, le débit massique est constant. Le comportement de strangulation des passages en rotation diffère de celui des passages stationnaires, il est donc nécessaire de procéder à une analyse séparée pour l'impulseur et le diffuseur, en supposant un écoulement adiabatique unidimensionnel et que le fluide est un gaz parfait

2.13 Frottements

Les compresseurs centrifuges sont soumis à différents types de pertes qui affectent leur performance globale. L'une de ces pertes importantes est la perte de charge sur les pales, également connue sous le nom de perte de charge de chargement des pales. Cette perte de charge se produit lorsque le fluide de travail traverse les pales du compresseur, entraînant une diminution de la pression et de la température du fluide.

Pour décrire plus précisément les pertes de charge sur les pales d'un compresseur centrifuge, plusieurs équations sont utilisées.

2.13.1 Perte de charge de pale (Blade Loading Loss)

L'équation de perte de charge d'Euler est une équation couramment utilisée, qui relie la perte de charge de chargement des pales à des paramètres tels que la densité du fluide, la vitesse du fluide à l'entrée et à la sortie des pales, ainsi que la géométrie des pales.

$$\Delta h = \frac{1}{2} \times \left(1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{K_{BL} \frac{C_p(T_2-T_1)}{U_2^2}}{\frac{W_1}{U_2} \left[\frac{z}{\pi} \left[1 - \frac{D_{1t}}{D_2} \right] + 2 \frac{D_{1t}}{D_2} \right]} \right)^2 \times U_2^2 \quad (2.63)$$

2.13.2 Perte d'incidence (Incidence Loss)

La perte d'incidence se produit lorsque le fluide de travail traverse les pales du compresseur à un angle d'incidence inapproprié. Cela peut se produire en raison de variations de la vitesse du fluide ou d'une mauvaise conception des pales. Lorsque le fluide rencontre un angle d'incidence élevé, il subit une augmentation de la pression statique et une diminution de la pression totale, entraînant une perte d'énergie.

On utilise l'équation

$$\Delta h = F_{mc} \frac{W_{u1}^2}{2} \quad (2.64)$$

2.13.3 Perte par frottement du disque de l'impulseur (Impeller Disk Friction Loss)

La perte de charge par friction sur le disque se produit en raison des forces de frottements générées entre le fluide de travail et la surface du disque de l'impulseur. Ces forces de frottement entraînent une diminution de la pression et de la température du fluide, ce qui affecte la performance globale du compresseur.

Pour décrire plus précisément les pertes de charge dues au frottement sur le disque de l'impulseur d'un compresseur centrifuge, des équations spécifiques peuvent être utilisées. Ces

équations prennent en compte les caractéristiques du fluide, telles que sa viscosité, ainsi que la géométrie et la rugosité de ce dernier.

$$\Delta h = \frac{0.0402 \rho_2 \left(\frac{U_2}{r_2}\right)^3 r_2^5}{\left(\frac{U_2 r_2 \rho_2}{\mu_2}\right)^{0.2} \frac{4}{m}} \quad (2.65)$$

En utilisant ces équations on peut évaluer les pertes de charge dues au frottement sur le disque d'un compresseur centrifuge et optimiser la conception pour minimiser ces pertes. Cela permet d'améliorer l'efficacité globale du compresseur et de réduire la consommation d'énergie.

2.13.4 Perte par frottement de surface (Skin Friction Loss)

Les forces de frottement se produisent lorsque le fluide de travail, généralement un gaz, traverse les surfaces des pales du compresseur. Ce phénomène est causé par les forces visqueuses résultant de l'interaction entre le fluide et les surfaces des pales. Ces forces entraînent une perte d'énergie qui se traduit par une diminution de la pression et de la température du fluide.

° Pour décrire plus précisément les pertes de charge par frottement de paroi dans un compresseur centrifuge, différentes méthodes sont utilisées. Ces méthodes prennent en compte des facteurs tels que la rugosité des surfaces des pales, le coefficient de frottement de paroi, la viscosité du fluide et les variations de pression le long des surfaces des pales.

On utilise l'équation suivante

$$\Delta h = 2C_f \frac{\left(w + \left(\frac{D_2}{2}\right)\right)}{\left(\frac{D_1 + D_2}{2}\right)} \overline{W}^2 \quad (2.66)$$

2.13.5 Perte du jeu (Clearance Loss)

Les pertes de jeu se produisent en raison de l'espace libre ou du jeu entre les pales du rotor et le carter du compresseur. Ce jeu permet le passage du fluide de travail, mais il entraîne également des pertes d'énergie. Lorsque le fluide passe à travers le jeu, il provoque des turbulences et des perturbations, ce qui entraîne une diminution de la pression et de l'efficacité du compresseur.

Pour décrire plus précisément les pertes de jeu dans un compresseur centrifuge, différentes méthodes sont utilisées. L'une des approches couramment utilisées consiste à évaluer les pertes de jeu à l'aide de modèles empiriques basés sur des données expérimentales. Ces modèles tiennent compte de paramètres tels que la géométrie du compresseur, la taille du jeu et les propriétés du fluide pour estimer les pertes de jeu.

$$\Delta h = 0.6 \frac{\varepsilon}{b_2} W_2 \left[\frac{4\pi}{b_2 Z} \left[\frac{r_{1t}^2 - r_{1h}^2}{(r_2 - r_{1t}) \left(1 - \frac{\rho_2}{\rho_1}\right)} \right] W_2 \right]^2 \quad (2.67)$$

C'est cette équation qui sera utilisé par la suite.

2.13.6 Perte par fuite (Leakage Loss)

Les pertes par fuites peuvent être causées par plusieurs facteurs, tels que des jeux excessifs entre les pales du rotor et le boîtier, des joints d'étanchéité défectueux ou usés, ou des espaces insuffisants entre les composants du compresseur. Lorsque le fluide de travail s'échappe à travers ces fuites, une quantité d'énergie est perdue, entraînant une diminution de l'efficacité du compresseur.

Pour décrire plus précisément les pertes par fuites dans un compresseur centrifuge, différentes approches sont utilisées. Une méthode courante consiste à quantifier les pertes par fuites en termes de pourcentage du débit total du fluide de travail. Cela permet d'estimer l'ampleur des pertes et leur impact sur les performances du compresseur en plus des équations spécifiques qui peuvent être utilisées pour modéliser les pertes par fuites dans un compresseur centrifuge. Ces équations prennent en compte des paramètres tels que la géométrie du compresseur, les caractéristiques des joints d'étanchéité et les propriétés du fluide de travail.

$$\Delta h = \frac{m_{cl} U_{cl} U_2}{2m} \quad (2.68)$$

2.13.7 Perte par recirculation (Recirculation Loss)

La perte de recirculation se produit lorsque le fluide de travail est recirculé à l'intérieur du compresseur, créant ainsi une zone de basse pression à la sortie des pales. Cette recirculation entraîne une réduction de l'efficacité du compresseur, car une partie de l'énergie du fluide est perdue.

Pour décrire plus précisément la perte de recirculation dans un compresseur centrifuge, différentes équations sont utilisées. L'une des équations couramment utilisées est l'équation de

perte de charge de recirculation, qui est basée sur des facteurs tels que la géométrie du compresseur, la vitesse de rotation du rotor, la densité du fluide et le débit de recirculation.

$$\Delta h = 0.02 \tan \sigma_X \left(1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{K_{BL} \frac{C_p (T_2 - T_1)}{U_2^2}}{\frac{W_1}{U_2} \left[\frac{z}{\pi} \left(1 - \frac{D_{1t}}{D_2} \right) + 2 \frac{D_{1t}}{D_2} \right]} \right)^2 U_2^2 \quad (2.69)$$

En utilisant cette équation, on peut évaluer les pertes de recirculation dans un compresseur centrifuge et optimiser la conception pour minimiser ces pertes. Cela permet d'améliorer l'efficacité globale du compresseur et de réduire la consommation d'énergie.

2.14 Programmation en Fortran pour les équations 1D des compresseurs centrifuges

La modélisation des performances des compresseurs centrifuges est un domaine d'étude essentiel pour optimiser leur conception et évaluer leur efficacité énergétique. Les équations 1D fournissent une approche simplifiée pour représenter le comportement des compresseurs en considérant les variations longitudinales dans les conditions de flux et de pression.

La programmation en Fortran est un choix courant pour implémenter les équations 1D des compresseurs centrifuges en raison de sa capacité à gérer les calculs scientifiques complexes. En utilisant Fortran, il est possible de décrire mathématiquement les processus de compression et de diffusion, ainsi que les pertes associées, en fonction des caractéristiques géométriques et des conditions de fonctionnement du compresseur.

L'objectif principal de la programmation en Fortran pour les équations 1D des compresseurs centrifuges est de développer un programme capable de calculer les performances de la roue et du diffuseur. Cela implique la résolution numérique des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, en tenant compte des pertes de charge, de recirculation et d'autres facteurs influents.

Le programme en Fortran peut prendre en compte des paramètres tels que la géométrie des pales, la vitesse de rotation du rotor, les conditions d'entrée du fluide et les propriétés thermodynamiques du gaz. En utilisant ces données, le programme peut calculer des paramètres clés tels que le rapport de pression, le rendement et la puissance requis pour faire marcher le compresseur.

Une fois le programme en Fortran développé et validé, il est possible de comparer ses résultats avec une simulation 3D du compresseur centrifuge. La simulation 3D offre une représentation plus détaillée du flux à l'intérieur du compresseur, en prenant en compte les effets tridimensionnels, les interactions fluide-structure et d'autres phénomènes complexes.

La comparaison entre les résultats du programme en Fortran (basé sur les équations 1D) et la simulation 3D permet d'évaluer la précision et l'adéquation de l'approche 1D pour prédire les performances du compresseur. Cette comparaison peut fournir des informations précieuses sur les limites et les domaines d'application de l'approche 1D, ainsi que des indications pour améliorer la conception du compresseur.

Chapitre 3

Modélisation Numérique

3.1 Introduction

La simulation numérique est devenue une méthode essentielle dans de nombreux domaines de l'ingénierie pour étudier, analyser et optimiser des systèmes complexes. Elle permet de modéliser et de simuler des phénomènes physiques, offrant ainsi des avantages tels

que des coûts réduits, une meilleure compréhension des comportements systémiques et la possibilité d'explorer différentes configurations et scénarios.

Dans le domaine de l'ingénierie, plusieurs logiciels de simulation numérique sont largement utilisés pour résoudre une variété de problèmes. Certains des logiciels couramment utilisés incluent :

➤ ANSYS CFX

ANSYS est un logiciel puissant et polyvalent qui offre une large gamme de fonctionnalités de simulation, allant de la mécanique des fluides à la mécanique des structures en passant par les transferts thermiques. Il est largement utilisé dans les domaines de l'aéronautique, de l'automobile, de l'énergie et bien d'autres.

➤ COMSOL Multiphysics

COMSOL est un logiciel multiphysique qui permet de résoudre des problèmes couplés impliquant différentes disciplines, telles que la mécanique des fluides, la mécanique des structures, l'électromagnétisme et bien d'autres. Il est utilisé dans divers domaines de l'ingénierie et des sciences appliquées.

➤ OpenFOAM

C'est un logiciel de simulation numérique basé sur la méthode des volumes finis. Il est utilisé principalement pour la modélisation des écoulements fluides et des transferts thermiques, avec une flexibilité élevée et une grande capacité de personnalisation.

Il convient de noter que le choix du logiciel de simulation dépendra du domaine spécifique d'application, des fonctionnalités requises, des compétences et des ressources disponibles. Il est important de prendre en compte les avantages, les inconvénients et les capacités de chaque logiciel pour s'assurer qu'il répond aux besoins spécifiques de la simulation envisagée.

3.2 Méthodologie CFD - Géométrie / Maillage

Cette étape interactive est la première phase de prétraitement. L'objectif est de produire un maillage en entrée pour le préprocesseur physique. Avant de pouvoir produire un maillage, un solide géométrique fermé est requis. La géométrie et le maillage peuvent être créés dans CAD2Mesh ou tout autre outil de création de géométrie/maillage. Les étapes de base comprennent :

- Définition de la géométrie de la région d'intérêt
- Création des régions d'écoulement de fluide, des régions solides et des noms de limites de surface
- Propriétés du maillage

❖ Définition physique

Cette étape interactive est la deuxième phase de prétraitement et est utilisée pour créer les entrées requises par le solveur. Les fichiers de maillage sont chargés dans le préprocesseur physique. Les modèles physiques à inclure dans la simulation sont sélectionnés. Les propriétés du fluide et les conditions aux limites sont spécifiées.

➤ Solveur

Le solveur produit les résultats requis dans un processus non. Le problème est résolu de la manière suivante :

Les équations aux dérivées partielles sont intégrées sur tous les volumes de contrôle de la région d'intérêt. Cela équivaut à appliquer une loi de conservation de base (par exemple, pour la masse ou le moment) à chaque volume de contrôle.

Ces équations intégrales sont converties en un système d'équations algébriques en générant un ensemble d'approximations pour les termes dans les équations intégrales.

Les équations algébriques sont résolues de manière itérative.

Une approche itérative est nécessaire en raison de la nature non linéaire des équations, et lorsque la solution se rapproche de la solution exacte, on dit qu'elle converge. À chaque itération, une erreur ou un résidu est signalé comme mesure de la conservation globale des propriétés de l'écoulement. La proximité de la solution finale avec la solution exacte dépend de plusieurs facteurs, notamment la taille et la forme des volumes de contrôle et la taille des résidus finaux. Des processus physiques complexes, tels que la combustion et la turbulence, sont souvent modélisés à l'aide de relations empiriques. Les approximations inhérentes à ces modèles contribuent également aux différences entre la solution CFD et l'écoulement réel. Le processus de solution ne nécessite aucune interaction utilisateur et est donc généralement effectué en mode batch. Le solveur produit un fichier de résultats qui est ensuite transmis au post-processeur.

➤ Post-processeur

Le post-processeur est le composant utilisé pour analyser, visualiser et présenter les résultats de manière interactive. Le post-traitement comprend tout, de l'obtention de valeurs ponctuelles à des séquences animées complexes. Voici quelques-unes des fonctionnalités importantes des post-processeurs :

- ❖ Visualisation de la géométrie et des volumes de contrôle
- ❖ Tracés vectoriels montrant la direction et l'amplitude de l'écoulement
- ❖ Visualisation de la variation des variables scalaires (variables n'ayant qu'une magnitude, pas de direction, telles que la température, la pression, ...) à travers le domaine
- ❖ Calculs numériques quantitatifs
- ❖ Tracés graphiques des variables sous forme de graphiques

➤ Équations de base

Le logiciel utilisé pour ce travail est le logiciel commercial ANSYS CFX 22, qui comprend le préprocesseur, le solveur et un outil de post-traitement.

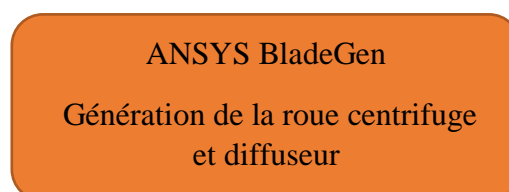
3.3 Présentation du logiciel ANSYS CFX

ANSYS CFX est un logiciel de simulation numérique largement utilisé dans le domaine de la mécanique des fluides. Développé par ANSYS, CFX offre des fonctionnalités avancées pour la modélisation, la simulation et l'analyse des écoulements fluides complexes. CFX un nom générique de la société ATA-Technologie qui regroupe un ensemble d'outils numériques de CFD (Computational Fluid Dynamics). Le logiciel ANSYS CFX, comme de nombreux autres logiciels, comprend une variété d'outils et de modules permettant de

- ❖ Création des géométries (Le dessin).
- ❖ -Génération du maillage.
- ❖ Le calcul.

3.3.1 Les étapes de l'étude

L'étude se fait étape par étape, et chaque étape logiciel fait appel à un des de ses outils.



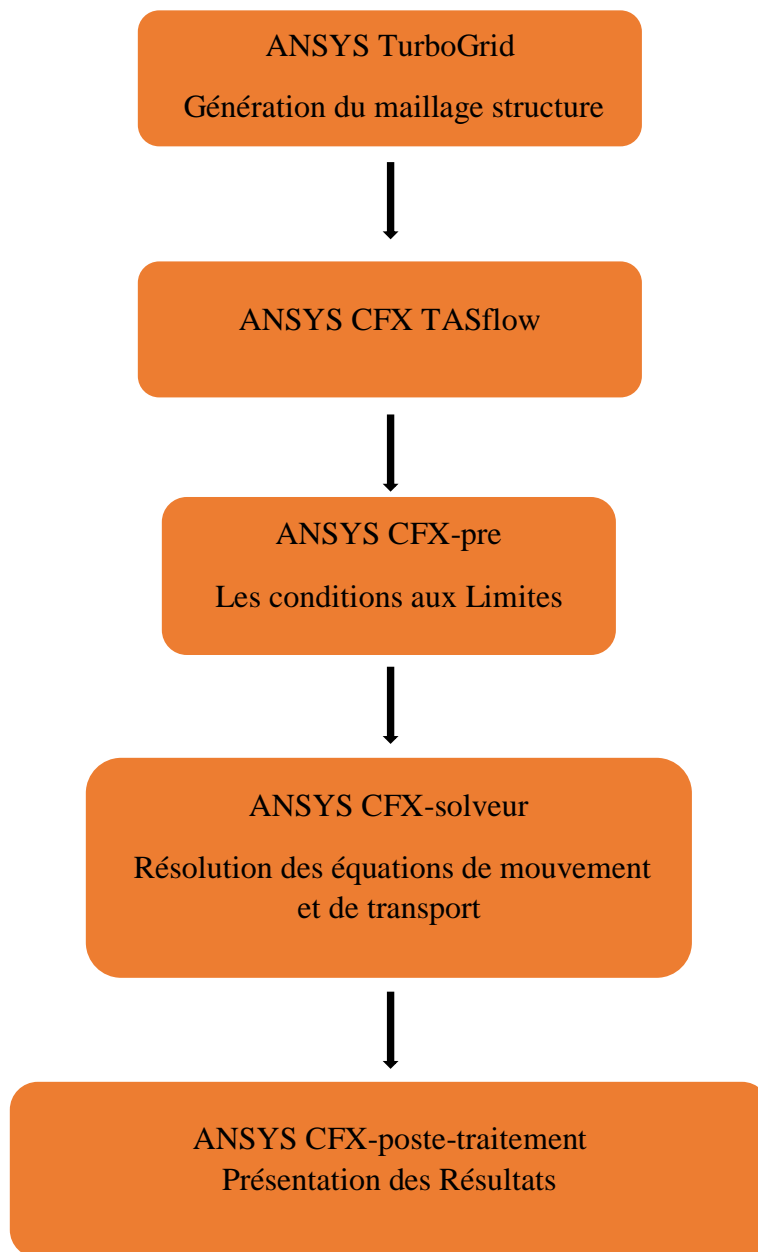


Figure 3.1 Les modules dans ANSYS CFX

3.3.1.1 ANSYS-BladeGen (Création de la géométrie en 3D)

ANSYS-BladeGen est un logiciel de conception de pales de turbomachines développé par ANSYS, un leader dans le domaine des logiciels d'ingénierie. Il offre des fonctionnalités avancées pour la génération et la manipulation de géométries de pales 3D, permettant aux ingénieurs et aux concepteurs de turbomachines de créer des pales optimisées pour différentes applications, telles que les compresseurs, les turbines et les ventilateurs.

La visualisation en 3D permet d'analyser les géométries de pales en affichant les profils de sections transversales et les distributions de courbure. De plus, BladeGen s'intègre parfaitement avec d'autres logiciels de simulation d'ANSYS, permettant d'exporter les géométries de pales vers ces logiciels pour effectuer des simulations détaillées du comportement des turbomachines.

3.3.1.2 ANSYS CFX- TurboGrid

Cet outil permet de générer un maillage structuré adapté aux applications pour les différents types des machines. Donc, La génération d'un maillage structuré adapté aux différentes applications pour les machines est possible, mais il n'existe pas de règle précise pour obtenir une bonne qualité de maillage pour des géométries complexes, comme la roue d'un compresseur centrifuge. On importe notre géométrie vers Turbo Grid

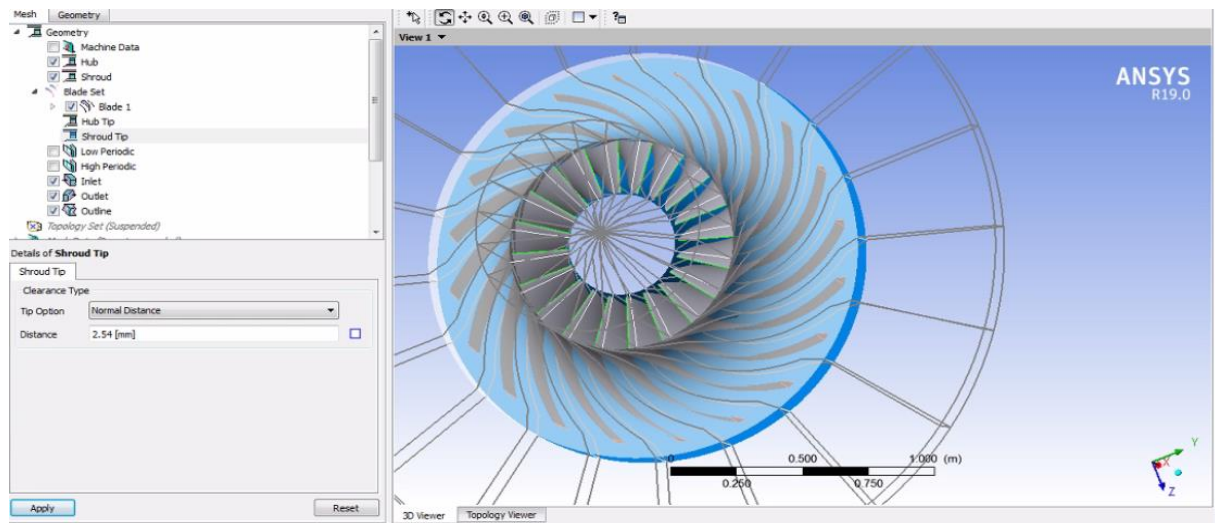


Figure 3.2 Importation de la géométrie de la roue dans ANSYS TurboGrid pour entamer le maillage

Une approche couramment utilisée pour le maillage d'une structure complexe est l'utilisation d'une géométrie multi-bloc. Cette technique consiste à diviser le domaine de calcul en plusieurs compartiments ayant des formes géométriques simples, puis à les mailler séparément. Les avantages de cette approche sont une économie en nombre d'éléments et une réduction des risques d'erreurs numériques.

Cependant, il y a aussi des inconvénients associés à cette méthode. Dans le cas d'une géométrie complexe telle que la roue d'un compresseur centrifuge, le maillage généré par cette technique est non seulement difficile à réaliser, mais sa qualité est également médiocre.

Cette figure représente le maillage de la roue

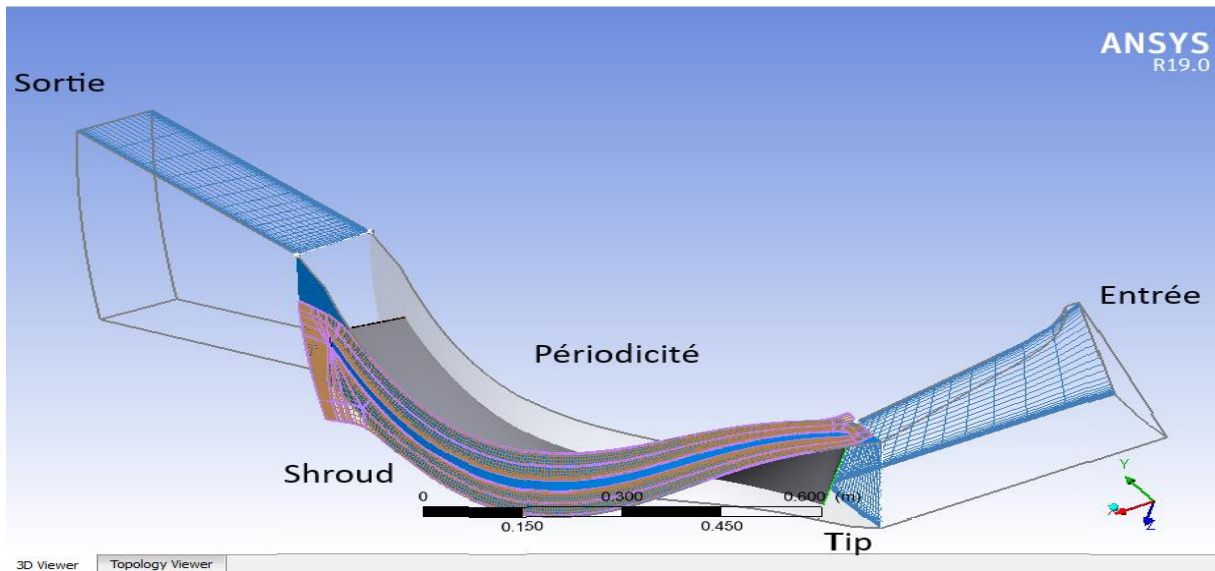


Figure 3.3 maillage de la roue

Cette figure représente le Raffinement du maillage

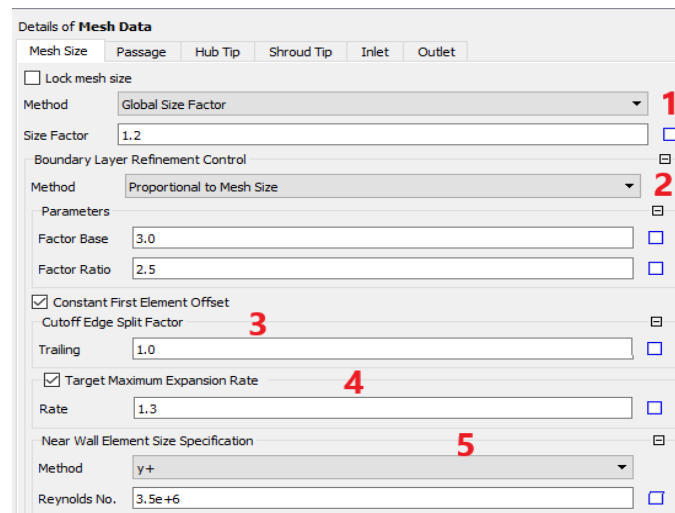


Figure 3.4 Raffinement du maillage de la roue

Le facteur de taille globale (1)

C'est une méthode utilisée pour ajuster la taille générale du maillage. Il permet d'augmenter la résolution en augmentant le facteur de taille, mais le changement de taille n'est pas linéaire. Il peut être utilisé avec un raffinement proportionnel pour ajuster la taille du maillage dans une étude de raffinement.

Proportional to Mesh Size (2)

Cette option contrôle le nombre d'éléments à travers la région de la couche limite proportionnellement aux valeurs spécifiées pour le Facteur de Base et le Facteur de Ratio. Cette méthode maintien des taux d'expansion similaires lorsque le Facteur de Taille Globale est modifié. Si la pale présente une arête coupée, le Facteur de Ratio contrôle également le nombre d'éléments le long de cette arête coupée.

En augmentant la valeur du Facteur de Base ou du Facteur de Ratio, on augmente le nombre d'éléments à travers la couche limite et le long de l'arête coupée (si applicable). À l'inverse, en diminuant la valeur du Facteur de Base ou du Facteur de Ratio, on diminue le nombre d'éléments. Le nombre d'éléments à travers la couche limite est calculé comme suit : $\text{Compteur de Base} * \text{Facteur de Taille Globale} * (\text{Facteur de Base} + \text{Facteur de Ratio} * \text{Facteur de Taille Globale})$. Les valeurs par défaut du Facteur de Base et du Facteur de Ratio sont respectivement 3 et 0.

Cut-off Edge Split Factor (3)

Le "Cutoff Edge Split Factor" est un facteur utilisé dans la CFD pour contrôler le nombre d'éléments le long d'un bord coupé, tel que le bord d'attaque ou le bord de fuite, dans une couche donnée du maillage.

Dans les cas où le bord d'attaque et/ou le bord de fuite est coupé, on peut spécifier un facteur pour chaque bord coupé afin de contrôler le nombre d'éléments le long de ce bord.

Target Maximum Expansion Rate (4)

L'option "Target Maximum Expansion Rate" permet de définir un taux d'expansion maximale cible. TurboGrid vise à limiter le taux d'expansion (autour du profil de la pale) afin de ne pas dépasser cette valeur maximale spécifiée. Le contrôle de raffinement de couche limite peut être réalisé de deux manières : proportionnelle à la taille du maillage ou en ajustant le décalage du premier élément.

Near Wall Element Size Specification (5)

La spécification de la taille des éléments près de la paroi contrôle l'espacement des nœuds proches de la paroi. Les méthodes disponibles pour calculer cet espacement sont : la valeur spécifiée, la hauteur totale, le nombre de couches et le taux d'expansion constant.

➤ YPlus (Y+)

La méthode Y Plus permet de définir l'espacement près de la paroi en fonction d'une valeur cible de Y Plus. Cette valeur cible de Y Plus peut être spécifiée sur les onglets Passage et Hub/Shroud Tip, le cas échéant (c'est-à-dire lorsqu'une taille près de la paroi est requise par la méthode de distribution spécifiée).

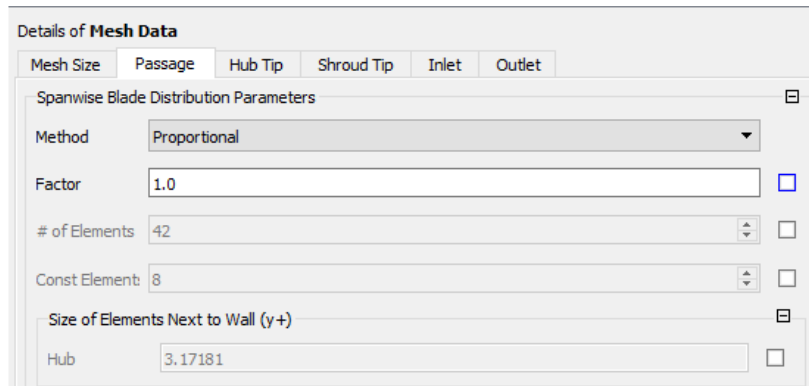


Figure 3.5 Y+ dans le passage de la roue du compresseur

La formule suivante relie l'espacement près de la paroi à Y Plus :

$$\Delta y = L \Delta y^+ \sqrt{80} Re_x^{\frac{1}{4}} \frac{1}{Re_L} \quad (3.1)$$

Où C est la corde de la pale, Y Plus est la valeur cible spécifiée, Re_dist est le nombre de Reynolds basé sur la distance le long de la corde (mesurée à partir du bord d'attaque) et Re_cord est le nombre de Reynolds basé sur la longueur de la corde. ANSYS TurboGrid approxime la corde C comme étant la moyenne algébrique des longueurs de corde de chaque profil de pale dans le fichier de la pale. On doit spécifier Y Plus. ANSYS TurboGrid approxime Y Plus comme étant égal à la valeur spécifiée.

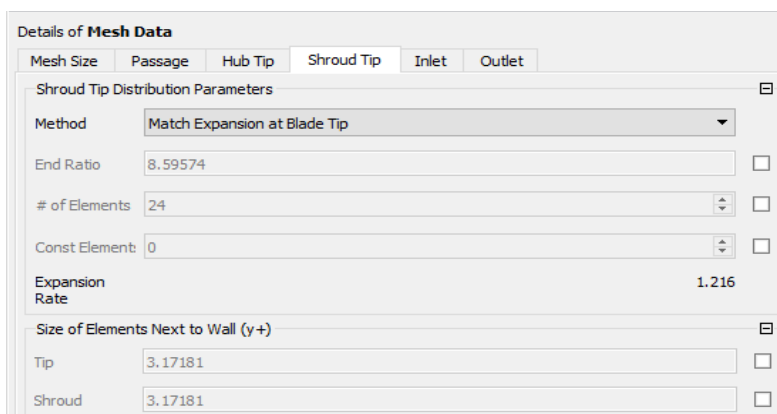


Figure 3.6 YPlus dans entre le carénage et la roue

➤ Absolue

La méthode Absolue nous permet de définir directement l'espacement près de la paroi. Une telle spécification (c'est-à-dire sur l'onglet Passage ou Hub/Shroud Tip) nécessite une valeur dimensionnelle avec des unités de distance.

Maillage de la roue du compresseur

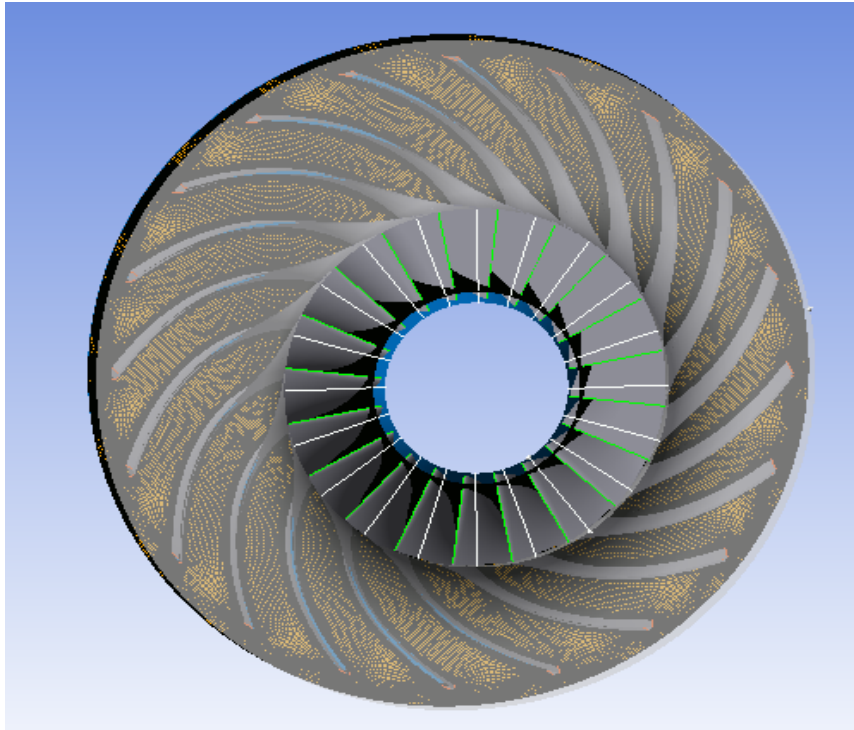


Figure 3.7 : Plan de la roue en 3D

Maillage en C

Cette figure représente le maillage en forme C dans le bord d'attaque de la roue

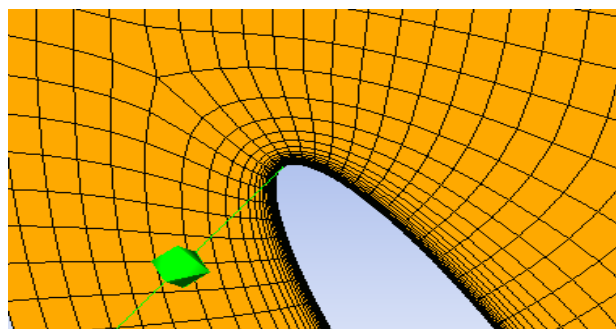


Figure 3.8 : Maillage en C dans le bord d'attaque de la roue

Cette figure représente Maillage en H dans le bord de fuite et maillage en O dans l'Aube du compresseur

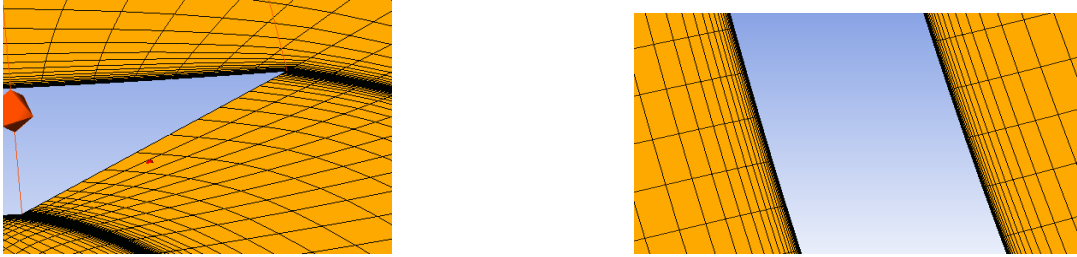


Figure 3.9 : Maillage en H dans le bord de fuite et maillage en O tout le long de l'Aube
Maillage de l'Aube

Figure montrant le maillage de toute l'aube du compresseur

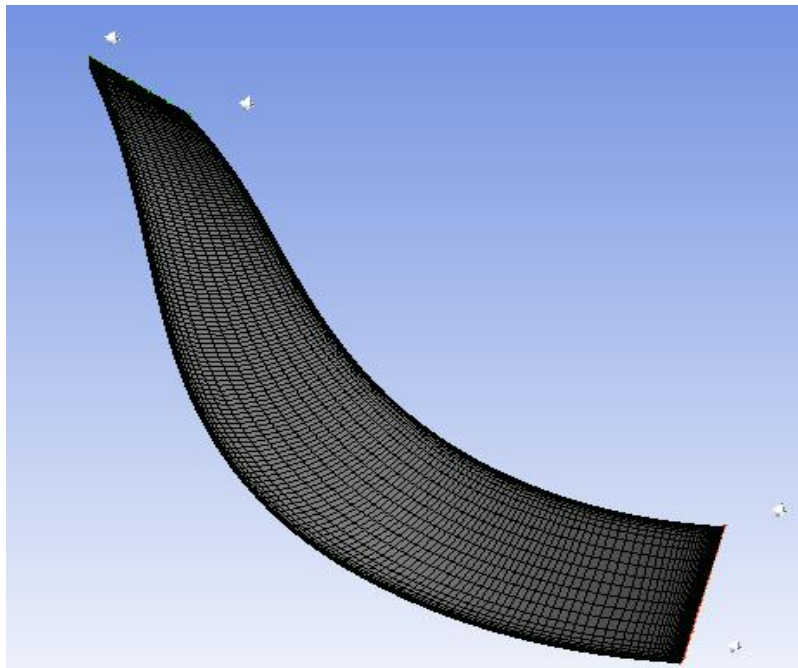


Figure 3.10 Vue en 3D du Maillage de l'Aube du compresseur

- Maillage du diffuseur

Maillage en C

Cette figure représente le maillage en forme C dans le bord d'attaque du diffuseur

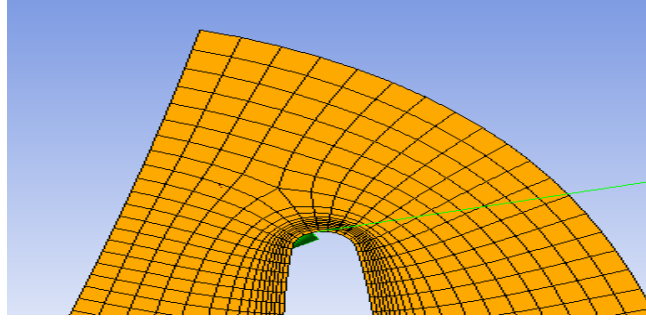


Figure 3.11 Maillage en C dans le bord d'attaque du diffuseur

Maillage en H

Cette figure représente le maillage en forme H dans le bord de fuite du diffuseur

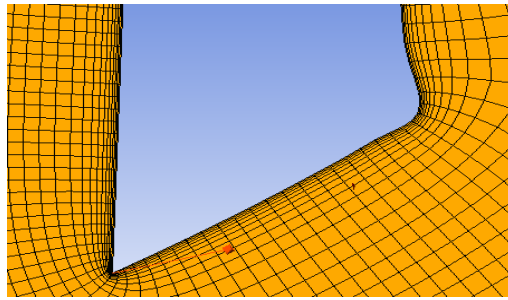


Figure 3.12 Maillage en H dans le bord de fuite du diffuseur

Maillage en O

Cette figure montre le Maillage en O tout le long de l'Aube

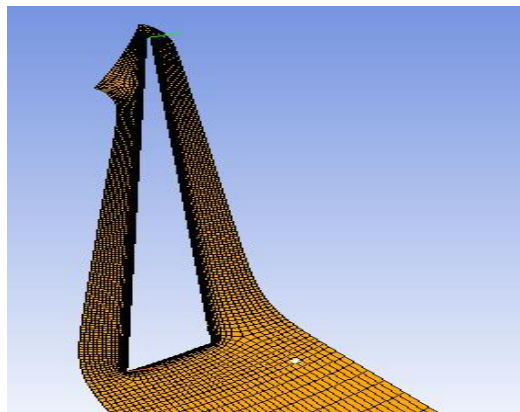


Figure 3.13 Maillage en O tout le long de l'Aube du diffuseur

Maillage du diffuseur

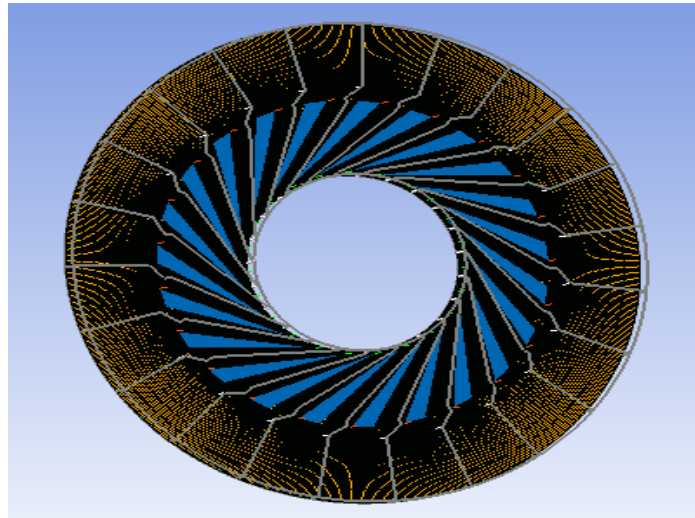


Figure 3.14 Vu en 2D du Maillage du diffuseur

3.3.1.3 Qualité de maillage

Qualité de maillage pour la roue

Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	24.6662 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face Angle	164.79 [degree]	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	6.48498	0.0000	✓
Minimum Volume	5.29946e-14 [m ³]	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	928.626	0.0000	✓
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓
Skewness	0.830993	0.0000	✓

Figure 3.15 Qualité de maillage pour la roue

Diffuseur

Qualité de maillage pour le diffuseur

Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	33.2178 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face Angle	151.448 [degree]	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	4.51318	0.0000	✓
Minimum Volume	2.30944e-10 [m ³]	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	211.948	0.0000	✓
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓
Skewness	0.682749	0.0000	✓

Figure 3.16 Qualité de maillage pour le diffuseur

L'objet "Mesh Statistics" fournit des détails sur la qualité du maillage actuel. Cet objet ne peut être consulté qu'une fois le maillage créé.

➤ Angle de face maximum

Il s'agit de l'angle le plus grand pour toutes les faces qui touchent le nœud. Pour chaque face, l'angle entre les deux arêtes de la face qui touchent le nœud est calculé. Le plus grand angle parmi toutes les faces est retourné. L'angle de face maximum peut être considéré comme une mesure de la distorsion.

➤ Angle de face minimum

Il s'agit de l'angle le plus petit pour toutes les faces qui touchent le nœud.

➤ Nombre de connectivités

Le nombre de connectivités est le nombre d'éléments qui touchent un nœud. Cette variable représente le nombre de connectivités maximum sur n'importe quel élément. Pour un solveur non structuré, cette valeur n'est pas importante. Cependant, des nombres de connectivités élevés dans une grande partie du maillage peuvent avoir un effet néfaste sur la vitesse d'un solveur structuré.

➤ Ratio de volume d'élément

Le ratio de volume d'élément est défini comme le rapport entre le volume maximal d'un élément qui touche un nœud et le volume minimal d'un élément qui touche un nœud. La valeur retournée peut être utilisée comme mesure du facteur d'expansion local.

➤ Volume minimal

Le volume minimal est utilisé pour garantir qu'aucun volume négatif n'est créé à l'intérieur du passage. La valeur donnée correspond au volume minimal d'un élément qui touche l'un des nœuds.

➤ Ratio de longueur d'arête

Il s'agit du rapport entre la plus grande arête d'une face et la plus petite arête de la face. Pour chaque face, cette valeur est calculée.

3.3.1.4 ANSYS CFX

Le module de CFX 22 du logiciel permet la simulation des écoulements dans des géométries complexes, notamment pour l'assemblage de la roue d'un compresseur centrifuge et d'un diffuseur radial. Il offre aux concepteurs un outil solide et précis pour analyser les écoulements internes, qu'ils soient compressibles ou incompressibles, stationnaires ou non, laminaires ou turbulents. De plus, cet outil prend en charge des écoulements subsoniques ou supersoniques.

Les équations de bases

Les équations fondamentales utilisées sont basées sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, ce qui constitue les équations de Navier-Stokes. Dans le cas général d'un fluide newtonien compressible et instationnaire, les équations de conservation peuvent être formulées comme suit :

- ✓ Équation de continuité : Cette équation exprime la conservation de la masse et permet de suivre les variations de densité du fluide au cours du temps.

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.2)$$

- ✓ Équation de conservation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_i \cdot u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial t_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (3.3)$$

S_i : Terme source qui comprend l'ensemble des forces de volume (gravité, les forces centrifuges, force de Coriolis).

t_{ij} : Tenseur des contraintes visqueuses

- ✓ L'équation de l'énergie :

$$\frac{\partial(\rho \cdot h_t)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot h_t \cdot u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left(K \cdot \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (t_{ij} \cdot u_j) + S_E \quad (3.4)$$

h_t : L'énergie totale (la somme de l'énergie interne et l'énergie cinétique)

S_E : Terme source de l'énergie.

La viscosité moléculaire dépend de la température, selon la loi de Sutherland :

$$\mu = \mu(T) = \mu_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{T_0 + S_0}{T + S_0} \quad (3.5)$$

Le logiciel CFX est composé de trois modules distincts

3.3.1.5 Le module de prétraitement (ANSYS CFX .22 - Pré-processeur)

Ce module permet de préparer les données d'entrée nécessaires à la simulation, telles que la création de la géométrie, la définition des conditions aux limites et des propriétés matérielles. Après avoir défini les conditions aux limites et initiales appropriées en fonction des régimes d'écoulement, on procède au choix du schéma numérique. On fixe également le nombre d'itérations, le critère de convergence et les propriétés du fluide. Le domaine de calcul est divisé en deux maillages distincts : celui de la roue et celui du diffuseur. L'interface entre la roue et le diffuseur est simulée par un diffuseur lisse attaché à la roue.

Pour réaliser de telles simulations, il est nécessaire d'utiliser l'option de blocs multiples qui tient compte du repère relatif lié à la roue mobile ainsi que du repère absolu lié au diffuseur. Il convient de noter qu'ANSYS CFX-TASCflow propose trois options d'interfaces différentes pour faciliter cette modélisation :

➤ Type "Frozen Rotor"

Ce type permet de modéliser l'écoulement pour une position relative donnée entre la roue et le diffuseur. Il est utilisé dans les calculs quasi-stationnaires lorsque la vitesse de l'écoulement est significativement plus élevée que la vitesse de la machine.

➤ Type "Aube-à-aube" (Stage)

Ce type de calcul est effectué pour deux rangées d'aubes simultanément, ce qui permet de passer du repère relatif au repère absolu en calculant la moyenne circonférentielle de l'écoulement. Ce type est également utilisé lorsque l'on souhaite obtenir une solution stationnaire dans chaque repère.

➤ Type "Périodique"

Ce type est utilisé pour les calculs instationnaires d'une interface glissante. Il permet de calculer l'écoulement dans différentes positions de l'interface au fil du temps.

3.3.1.6 Le module de résolution (Solveur)

Ce module effectue les calculs numériques pour résoudre les équations de Navier-Stokes et obtenir les résultats de simulation. Il prend en compte les conditions initiales et les conditions aux limites spécifiées lors du prétraitement.

3.3.1.7 Le module de post-traitement (ANSYS CFX .22 - Post-processeur)

Ce module permet d'analyser et de visualiser les résultats de la simulation. Il offre des outils pour générer des graphiques, des animations, des profils de données, etc., afin d'interpréter les résultats et de prendre des décisions basées sur les analyses post-simulation.

3.4 Modélisation des écoulements turbulents

La modélisation numérique des écoulements turbulents permet d'obtenir des informations précieuses sur la dynamique complexe des fluides. Elle permet de prédire et d'analyser les structures tourbillonnaires, les gradients de vitesse, les variations de pression et les transferts de chaleur associés à la turbulence. En utilisant des méthodes de simulation avancées, telles que les modèles à grande échelle (LES) ou les modèles de turbulence à échelle résolue (DNS), il est possible d'obtenir des résultats détaillés et précis sur le comportement des écoulements turbulents. Ces modèles sont basés sur la résolution numérique des équations de Navier-Stokes, qui décrivent le mouvement des fluides, en prenant en compte les interactions complexes entre les tourbillons, les forces de frottement et les gradients de pression.

Cependant, il convient de noter que la modélisation des écoulements turbulents reste un défi scientifique et technique de taille. La turbulence est un phénomène extrêmement complexe, caractérisé par une large gamme d'échelles spatiales et temporelles. La simulation numérique des écoulements turbulents nécessite donc une résolution fine des équations de Navier-Stokes sur une grille de calcul suffisamment fine pour capturer les structures tourbillonnaires de petite échelle. Cela implique des ressources de calcul considérables et une expertise approfondie dans le développement et l'utilisation des codes de simulation.

Malgré ces défis, la modélisation et la simulation des écoulements turbulents ont apporté des avancées significatives dans de nombreux domaines, tels que l'aérodynamique, la combustion, l'ingénierie des fluides et la climatologie. Elles ont permis de mieux comprendre les phénomènes turbulents, d'optimiser la conception de structures et de dispositifs, et d'améliorer les performances des systèmes énergétiques. En outre, les progrès continus dans les méthodes de modélisation et les capacités de calcul offrent de nouvelles perspectives pour résoudre des problèmes encore plus complexes et réaliser des simulations plus réalistes et précises des écoulements turbulents.

La résolution des équations de Navier-Stokes constitue l'aboutissement ultime dans l'étude de la dynamique des fluides. Cependant, dans la majorité des cas, il est impossible de trouver des solutions analytiques. Pour relever ce défi, d'importants progrès ont été réalisés dans le développement des techniques numériques, la génération de maillages, la modélisation de la

turbulence, l'application rigoureuse des conditions aux limites, ainsi que dans les ressources informatiques disponibles. Il existe trois principales approches pour simuler les écoulements turbulents avec un grand nombre de Reynolds :

- DNS : simulation numérique directe.
- LES : simulation des grandes structures (où simulation à grande échelle).
- RANS : Une approche statistique.

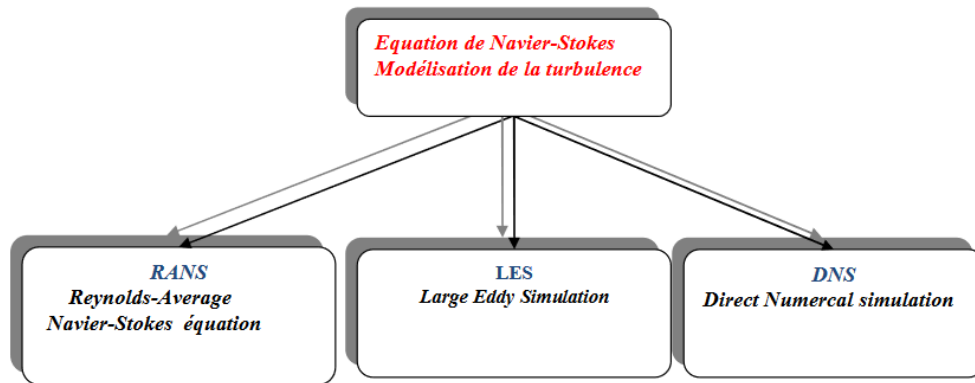


Figure 3.17 : les trois principales approches pour simuler les écoulements

3.4.1 La simulation numérique directe (D.N.S)

La Direct Numerical Simulation (DNS), ou Simulation Numérique Directe, représente une approche avancée dans la résolution des problèmes de mécanique des fluides. Elle se caractérise par le calcul direct des équations de Navier-Stokes tridimensionnelles et instationnaires, sans recourir à des modèles de turbulence. L'objectif de la DNS est de déterminer avec précision l'écoulement moyen ainsi que les fluctuations turbulentes en capturant les plus petites échelles présentes dans l'écoulement. Elle implique la résolution numérique complète des équations tridimensionnelles instationnaires de Navier-Stokes, sans avoir besoin de modèles de turbulence supplémentaires.

3.4.2 La simulation des grandes structures (LES)

Dans cette approche, seules les structures tourbillonnaires de grande échelle sont directement résolues, tandis que les effets de turbulence de petite échelle sont modélisés. Cela permet de réduire considérablement les ressources de calcul nécessaires tout en capturant les caractéristiques essentielles des écoulements turbulents. Les simulations LES sont couramment utilisées pour étudier des problèmes complexes tels que la turbulence atmosphérique ou les écoulements autour des véhicules.

3.4.3 Une approche statistique (RANS)

Dans cette méthode, une modélisation statistique est utilisée pour représenter les effets de la turbulence. Les équations moyennées dans le temps sont résolues, et des modèles de turbulence sont utilisés pour décrire les interactions entre les grandeurs moyennes et les fluctuations turbulentes. Les simulations RANS offrent une bonne efficacité en termes de coûts de calcul, mais elles sont moins précises pour les écoulements turbulents fortement dépendants des petites échelles.

Ces différentes approches de simulation des écoulements turbulents ont leurs avantages et leurs limites, et le choix de la méthode appropriée dépend des objectifs de l'étude, des ressources disponibles et des contraintes de calcul. En fonction de la complexité du problème et des ressources requises, il est nécessaire de sélectionner la méthode la plus adaptée pour obtenir des résultats précis et informatifs sur le comportement des écoulements turbulents.

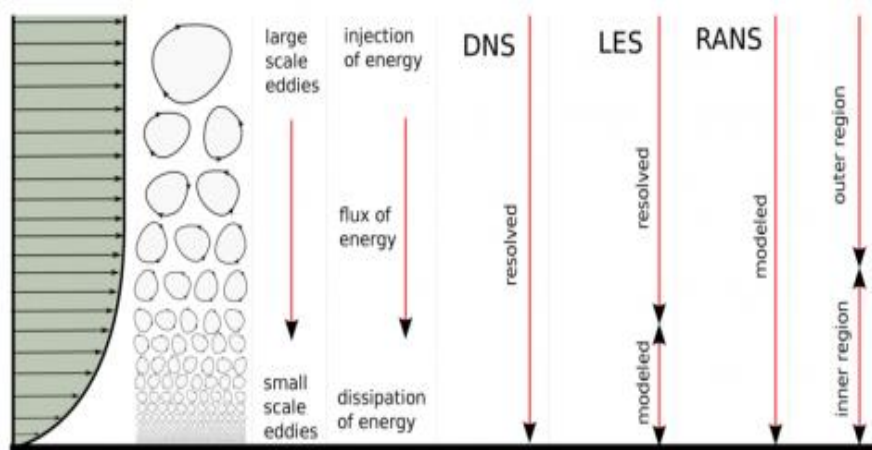


Figure 3.18 Les trois différentes approches

3.5 Modèles de turbulence

Les modèles de turbulence sont des approches mathématiques utilisées dans la simulation des écoulements turbulents pour représenter les effets de la turbulence de manière plus pratique et efficace. Dans le logiciel ANSYS CFX 22, plusieurs modèles de turbulence sont disponibles mais les plus utilisés sont :

- ❖ Le modèle k-epsilon standard.
- ❖ Le modèle k-oméga.
- ❖ Le modèle S.S.T.

3.5.1 Le modèle K-ε standard

Le modèle de turbulence à deux équations K-ε standard, développé par Launder et Spalding, est considéré comme le modèle de base de nombreux modèles de turbulence. Les termes d'advection et de production dans les équations de Navier-Stokes moyennées sont calculés de manière précise, tandis que les termes de diffusion et de dissipation doivent être paramétrés empiriquement en fonction des caractéristiques physiques de l'écoulement. Le modèle K-ε standard a été largement utilisé dans la résolution de nombreux problèmes de simulation, en raison de sa stabilité, de sa facilité de mise en œuvre, de son faible coût en termes de temps de calcul et de ses prédictions raisonnables. Cependant, le concept d'isotropie de la viscosité turbulente du modèle K-ε standard échoue à représenter précisément certains phénomènes tels que les zones de recirculation et de séparation. Pour surmonter ces limitations, plusieurs variantes du modèle K-ε ont été proposées. Par exemple, le modèle K-ε réalisable, proposé par Chen et Kim, a été utilisé par Maurizi pour simuler l'écoulement dans des vallées afin de contourner la surestimation de la production d'énergie cinétique turbulente. Cependant, ce modèle présente certaines faiblesses, notamment un manque de sensibilité aux gradients de pression négatifs et une rigidité numérique lors de l'intégration des équations à travers la sous-couche visqueuse, qui nécessite l'utilisation de fonctions d'amortissement présentant des problèmes de stabilité.

En résumé, ce modèle repose sur deux équations de transport, l'une pour l'énergie cinétique turbulente (k) et l'autre pour la dissipation turbulente (ε). À l'aide de ces deux variables, la viscosité turbulente (μ_t) est calculée pour définir le tenseur de Reynolds. Les deux équations s'expriment comme suit:

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \bar{\rho} \cdot \varepsilon \quad (3.6)$$

-L'équation du taux de dissipation:

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \cdot P_k - C_{\varepsilon 2} \cdot \bar{\rho} \cdot \varepsilon) \quad (3.7)$$

Avec :

P_k : La production de turbulence due à des forces visqueuses et de la flottabilité, ce terme est modélisé par:

$$P_k = \mu_T \cdot \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \cdot \left(3 \cdot \mu_T \cdot \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} + \bar{\rho} \cdot k \right) \quad (3.8)$$

Tableau 3.1 : Les Constantes de Modèle utilisées dans ANSYS CFX [15]

C_μ	C_{s1}	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

3.5.2 Le modèle K-ε RAG

Ce modèle repose sur l'étude du groupe de normalisation des équations de Navier-Stokes. Les équations de transport utilisées pour générer les turbulences et la dissipation sont identiques à celles du modèle K-ε standard, par contre les constants modèles sont différentes telle que la constant $C_{\varepsilon 1}$ est remplacée par $C_{\varepsilon 1RAG}$.

- L'équation de dissipation est :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{U}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{kRNG}} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} \cdot (C_{\varepsilon 1RNG} \cdot P_k - C_{\varepsilon 2RNG} \cdot \bar{\rho} \cdot \varepsilon) \quad (3.9)$$

Avec:

$$f_\eta = \frac{\eta \cdot \left(1 - \frac{\eta}{4.38} \right)}{1 + \beta_{RNG} \cdot \eta^3} \quad (3.10)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho \cdot C_{\mu RNG} \cdot \varepsilon}} \quad (3.11)$$

$$\beta_{RNG} = 0.012 \quad (3.12)$$

Tableau 3.2 : Les Constantes de Modèle utilisées dans ANSYS CFX [15]

C_μ	$C_{\varepsilon 1RNG}$	$C_{\varepsilon 2RNG}$	$C_{\varepsilon RNG}$	σ_{kRNG}	β_{RNG}
0.0845	1.42	1.68	0.7194	0.7194	0.012

3.5.3 Le modèle K- ω (K-oméga)

Le modèle K- ω est un modèle de turbulence qui utilise deux équations de transport pour représenter les caractéristiques turbulentes. Il améliore la prédiction des écoulements turbulents par rapport au modèle K- ε standard. En utilisant une équation de transport de la dissipation turbulente (ω) et une autre équation basée sur la fréquence turbulente (ω), ce modèle offre une meilleure représentation des zones de recirculation, une sensibilité accrue aux gradients de pression négatifs et une stabilité numérique améliorée dans la sous-couche visqueuse. Cependant, il peut nécessiter une calibration empirique pour s'adapter à des conditions spécifiques d'écoulement. En résumé, le modèle K- ω est une alternative au modèle K- ε standard qui offre des améliorations dans la modélisation des écoulements turbulents.

Les deux équations sont exprimées comme suit

Le tenseur des contraintes est calculé à partir de Foucault

$$\mu_t = \rho \cdot \frac{k}{\omega} \quad (3.13)$$

$$\varepsilon = \beta^* \cdot \omega \cdot k \quad (3.14)$$

✓ L'équation d'énergie cinétique turbulente

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta \cdot \bar{\rho} \cdot k \cdot \omega \quad (3.15)$$

✓ L'équation de la fréquence turbulente

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_1 \cdot \frac{\omega}{k} \cdot P_k - \beta_1 \cdot \bar{\rho} \cdot \omega^2 \quad (3.16)$$

Tableau 3.3 : Les Constantes de Modèle utilisées dans ANSYS CFX [15]

β'	α_1	β_1	σ_k	σ_ω
0.09	5/9	0.075	2.0	2.0

3.5.4 Le modèle BSL (Baseline)

Ce modèle de turbulence est basé sur une combinaison linéaire entre les équations des deux modèles $k - \omega$ et $k - \varepsilon$ et tel que :

- Modèle wilcox :

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta \cdot \bar{\rho} \cdot k \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_1 \cdot \frac{\omega}{k} \cdot P_k - \beta_1 \cdot \bar{\rho} \cdot \omega^2 \quad (3.18)$$

- ✓ Transforme du modèle k-epsilon

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \bar{\rho} \cdot \varepsilon \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \cdot P_k - C_{\varepsilon 2} \cdot \bar{\rho} \cdot \varepsilon) \quad (3.20)$$

La partie k-oméga est multipliée par F1 alors que la partie k-epsilon est multipliée par

(1-F1) ceci Donne le modèle suivant :

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \cdot \bar{\rho} \cdot k \cdot \omega \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \cdot 2 \cdot \bar{\rho} \frac{\partial k}{\sigma_{\omega 2} \cdot \omega \cdot \square x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \cdot \frac{\omega}{k} \cdot P_k - \beta_3 \cdot \bar{\rho} \cdot \omega^2 \quad (3.22)$$

Tableau 3.4 : Les Constantes de Modèle utilisées dans ANSYS CFX [15]

β'	α_1	β_1	σ_{k1}	$\sigma_{\omega 1}$	α_2	β_2	σ_{k2}	$\sigma_{\omega 2}$
0.09	5/9	0.075	2	2	0.44	0.828	1	1/0.856

3.5.5 Le modèle S.S.T

Le modèle S.S.T est une variante du modèle k- ω (k-oméga) qui intègre les avantages du modèle original Wilcox k- ω près des parois et du modèle k- ε standard loin des parois en utilisant une fonction de mélange. Il modifie la formulation de la viscosité turbulente pour prendre en compte les effets de transport de la contrainte de cisaillement turbulente principale

et limite également la viscosité turbulente. Les options de transition et de cisaillement sont empruntées au modèle k- ω . Le modèle SST est recommandé pour des simulations de couche limite de haute précision, mais il nécessite une résolution de maille précise près des parois. En résumé, Le but du modèle est d'utiliser le modèle dans la couche limite et le sillage, et le deuxième modèle dans le reste du domaine.

$$S.S.T = F(k - \omega) + (1 - F)(K - \varepsilon) \quad (3.23)$$

✓ L'équation de transport d'énergie cinétique turbulente.

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta \cdot \bar{\rho} \cdot k \cdot \omega \quad (3.24)$$

✓ L'équation de transport de fréquence

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \cdot 2 \cdot \bar{\rho} \frac{\partial k}{\sigma_{\omega 2} \cdot \omega \cdot \square x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \\ \alpha_3 \cdot \frac{\omega}{k} \cdot P_k - \beta_3 \cdot \bar{\rho} \cdot \omega^2 \end{aligned} \quad (3.25)$$

Les constantes utilisées par le modèle S.S.T sont déterminées de la même façon que les constantes dans modèle BSL.

Le modèle utilise une limitation de la valeur maximale de viscosité turbulente et elle est donnée par la relation suivante :

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} = \frac{a_1 \cdot k}{\max(\alpha_1 \cdot \omega, S \cdot F_2)} \quad (3.26)$$

3.6 Les critères de choix d'un modèle de turbulence

Il existe trois critères influençant de manière importante le choix d'un modèle de turbulence :

- ❖ La nature physique du problème.
- ❖ La qualité des résultats attendus.
- ❖ La puissance de calcul.

Lorsque le modèle de turbulence est utilisé, les fluctuations de vitesse introduisent une contribution supplémentaire à la pression, ce qui conduit à une équation modifiée de pression qui dépend de l'énergie cinétique turbulente résolue par ANSYS CFX .22 :

$$p^* = P + \frac{2}{3} \cdot \bar{\rho} \cdot K \quad (3.27)$$

Les densités des flux de diffusion sont évaluées en utilisant la loi newtonienne. Le tenseur des contraintes de Reynolds est la somme des contraintes turbulentes et visqueuses.

Le modèle de turbulence est caractérisé par sa simplicité, sa robustesse et son coût économique. Cependant, lorsqu'il est appliqué avec un y^+ supérieur à 30, il ne tient pas suffisamment compte des phénomènes de décollement des couches limites.

En ce qui concerne le modèle $K-\omega$, il offre une meilleure prédiction de la séparation et de la réattachement de la couche limite. Ce modèle utilise la loi de paroi et nécessite une taille de maille près de la paroi très petite, avec un y^+ inférieur à 2.

3.7 Couche limite

La couche limite est une zone d'écoulement très mince qui se forme près d'une surface solide lorsque le fluide s'écoule le long de celle-ci. C'est une région où les effets visqueux dominent et où la vitesse du fluide diminue progressivement. Elle se divise en deux parties : la sous-couche visqueuse en contact direct avec la surface solide, où la viscosité prédomine, et la couche limite externe, où les effets d'inertie deviennent plus importants. La couche limite joue un rôle crucial dans les transferts de chaleur, la résistance au mouvement du fluide et l'interaction entre le fluide et la surface solide.

3.7.1 Dans un compresseur centrifuge

Lorsqu'un écoulement qui est parallèle mais non uniforme en termes de vitesse ou de densité est contraint de suivre une trajectoire courbée, le résultat est un mouvement tridimensionnel avec des composantes de vitesse perpendiculaires à la direction globale de l'écoulement. Ce type d'écoulement transversal est associé à la génération d'une composante de vorticité longitudinale et est couramment appelé écoulement secondaire. Le nom provient de l'idée selon laquelle on peut identifier une direction d'écoulement principale le long d'un passage ou d'un coude, et donc également spécifier les écarts par rapport à cette direction principale. Bien que le terme "secondaire" soit couramment utilisé, il peut être inapproprié car les vitesses d'écoulement transversales sont souvent une fraction importante de la vitesse principale.

L'écoulement dans une couche limite sur la partie inférieure d'un passage courbé tel qu'un coude rectangulaire illustre le type de mouvements qui doivent être abordés. La génération d'un écoulement secondaire peut être envisagée en termes de convection différentielle de la vorticité de la couche limite à travers le coude. L'écoulement à l'extérieur de la couche limite peut être considéré comme un écoulement bidimensionnel irrotationnel.

3.8 Discrétisation numérique

Les solutions analytiques des équations de Navier-Stokes n'existent que pour les écoulements les plus simples dans des conditions idéales. Pour obtenir des solutions pour des écoulements réels, une approche numérique doit être adoptée, dans laquelle les équations sont remplacées par des approximations algébriques pouvant être résolues à l'aide d'une méthode numérique.

Les solveurs séparés utilisent une stratégie de solution où les équations de la quantité de mouvement sont d'abord résolues en utilisant une pression estimée, et une équation de correction de pression est obtenue. En raison de la nature "estimation et correction" du système linéaire, un grand nombre d'itérations sont généralement nécessaires en plus du besoin de sélectionner judicieusement les paramètres de relaxation pour les variables. ANSYS CFX utilise un solveur couplé, qui résout les équations hydrodynamiques comme un système unique. Cette approche de solution utilise une discrétisation entièrement implicite des équations à chaque pas de temps donné. Pour les problèmes à l'état stationnaire, le pas de temps se comporte comme un "paramètre d'accélération", guidant les solutions approximatives de manière physiquement fondée vers une solution à l'état stationnaire. Cela réduit le nombre d'itérations nécessaires pour converger vers un état stationnaire, ou pour calculer la solution à chaque pas de temps dans une analyse dépendant du temps.

Toutes les méthodes d'approximation numérique sont sujettes à un certain degré d'erreur. Certaines erreurs sont dues à la troncation de termes supplémentaires dans les séries d'expansion. D'autres sont le résultat de l'ordre du schéma de différenciation utilisé pour l'approximation.

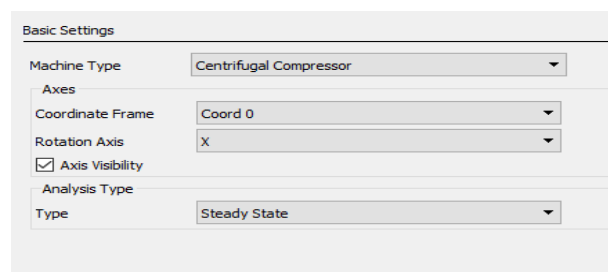


Figure 3.19 Choix du type de machine, l'axe de rotation et le régime de fonctionnement

On utilise dans le solveur comme type de machine un compresseur centrifuge, dans un régime stationnaire et l'axe de rotation sera l'axe X

3.9 Conditions aux limites

Cette figure 3.20 représente les conditions aux limites

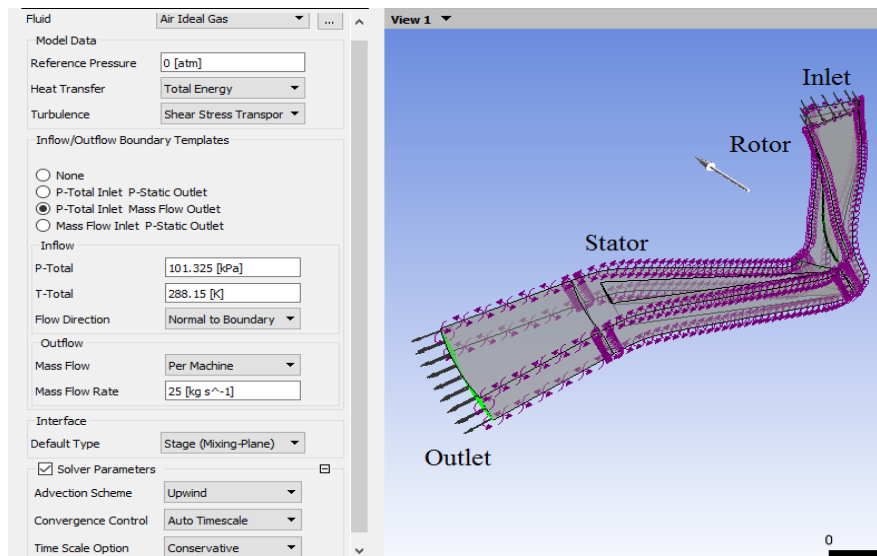


Figure 3.20 Conditions aux limites

On met comme conditions aux limites l'air comme un gaz idéal, la pression de référence est de 0 atmosphères, comme modèle de turbulences on choisit le modèle SST

Le débit sera de 30kg/s

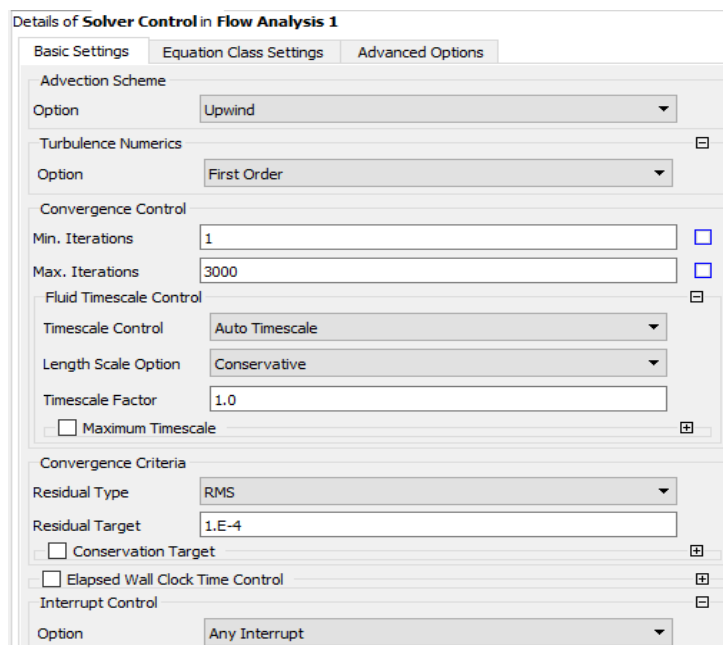


Figure 3.21 Paramètres Solveur (Schéma de discrétisation, erreur et le nombre d'itérations)

Comme schéma de résolution on utilise le schéma Upwind et on met 3000 itérations comme limite.

Tableau 3.5 : Paramètres de conception pour le compresseur centrifuge à basse vitesse
[16]

Etage	
Débit kg/s	Débit variable
Rapport de pression Totale	1.166
Efficacité Estimée	0.9
Rotor	
Rapport de pression Totale	1.173
Efficacité Estimée	0.934
Vitesse de Rotation RPM	1920
Le ratio du rayon entre le moyeu et l'extrémité de l'entrée d'air	0.5
Envergure d'entrée, cm	22.042
Rayon de pointe d'entrée, cm	42.939
Rayon de sortie, cm	76.2
La hauteur de pale de sortie, cm	13.74
Jeu axial, cm	0.254
Nombre d'aubes	20
Nombre de Reynolds $U_t D_t / \nu_0$	$16 \times 10E6$
Nombre de Mach relatif à l'entrée	0.31
Nombre de Mach absolue à la sortie	0.29
Diffuseur	
Rapport de rayon de sortie de rotor/d'entrée de l'aube du diffuseur	1.08
Nombre d'aubes du diffuseur	23
Rayon du cercle dans le bord d'attaque, cm	0.409
Angle de surface de pression, Deg	72
Angle de surface d'aspiration, Deg	80
Angle de Divergence des canaux, Deg	7.65
Rapport de surface	2.9
Pourcentage de Blocage de la gorge	2
Nombre de mach à la gorge	0.263
Nombre de mach à la sortie	0.08
Nombre de Reynolds à l'entrée $b_t V_t / \nu_t$	1.E6

Chapitre 4

Résultats et Discussions

4.1 Introduction

Ce chapitre présente les résultats de la simulation numérique en 3D et les résultats de la programmation 1D, les comparants aux résultats expérimentaux, afin de valider ces résultats par rapport à d'autres travaux réalisés dans le domaine. Dans la première partie de ce chapitre, nous avons effectué la simulation numérique en utilisant le code ANSYS CFX 22 pour un étage du compresseur. Ensuite, nous avons analysé les paramètres thermodynamiques et aérodynamiques. De plus, nous avons également étudié l'influence du débit et la vitesse de rotation sur les performances dans la roue du compresseur centrifuge.

4.2 Sensibilité du maillage

Afin de confronter les résultats numériques aux données expérimentales, une procédure de vérification est entreprise en prenant en compte les fluctuations des paramètres suivants : le rapport de pression Totale, le rapport de pression Statique, Températures et Pressions Totales et statiques.

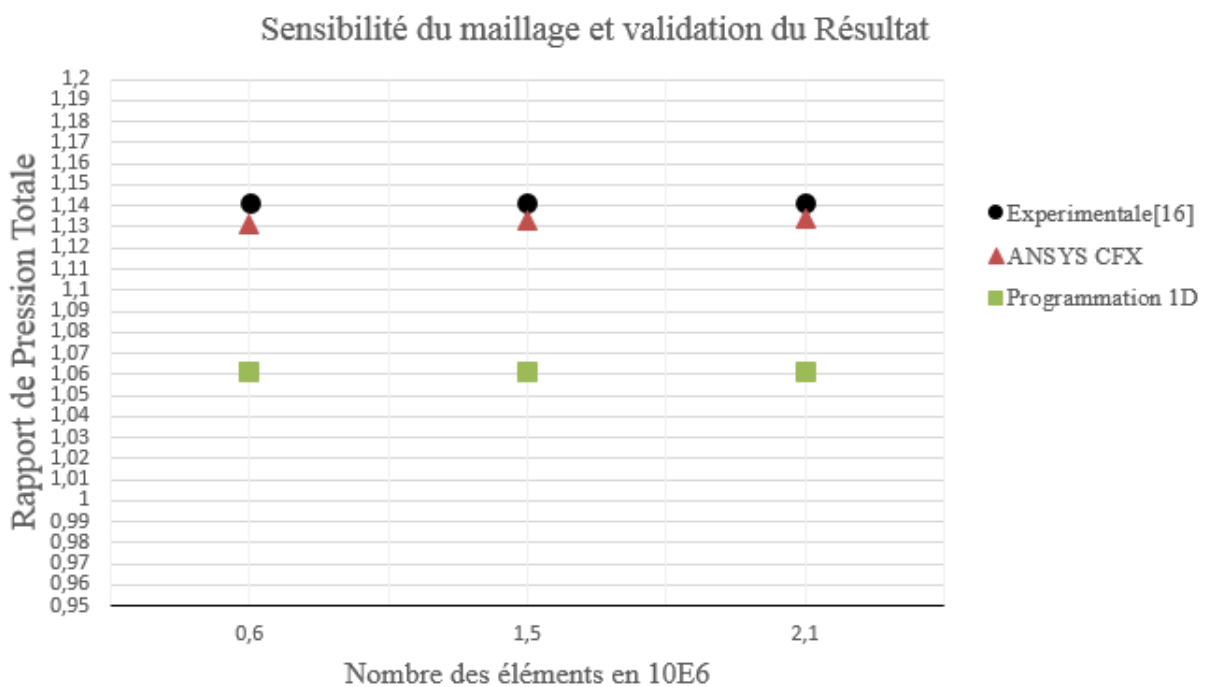


Figure 4.1 Sensibilité du maillage et validation du résultat

Tableau 4.1 Comparaison des résultats numériques avec les résultats expérimentaux.

Les paramètres Thermodynamiques	Calcul numérique 1	Calcul numérique 2	Calcul numérique 3	Résultats expérimentaux	Programmation 1D
Nombre des éléments × 10E6	0.6	1.5	2.1	//	//
Rapport de pression Totale	1.1317	1.1328	1.1343	1.1411	1.061013

Tableau 4.2 Comparaison des résultats de la Programmation 1D avec la simulation en 3D.

	Conditions à l'entrée	Valeurs à la Sortie		Ratio	Erreur en pourcent %
		ANSYS CFX	Programmation 1D		
Pression Statique [KPa]	99.3712	1,116737	1,156405	0,974345	2,565528
Pression Totale [KPa]	101.325	1,130642	1,197327	0,944305	5,569461
Température Statique [K]	286,593	297,6857	289,3881	1,028673	2,8673
Température Totale [K]	288,15	297,9805	293,2902	1,015992	1,59919
Nombre de MACH (ROTOR)	0,250351	0,270554	0,259718	1,04172	4,17248

Étant donné que les résultats du calcul 2 sont les plus proches des résultats expérimentaux, le maillage utilisé dans ce calcul est considéré comme le meilleur. Par conséquent, les calculs ultérieurs seront effectués en utilisant cette configuration de maillage.

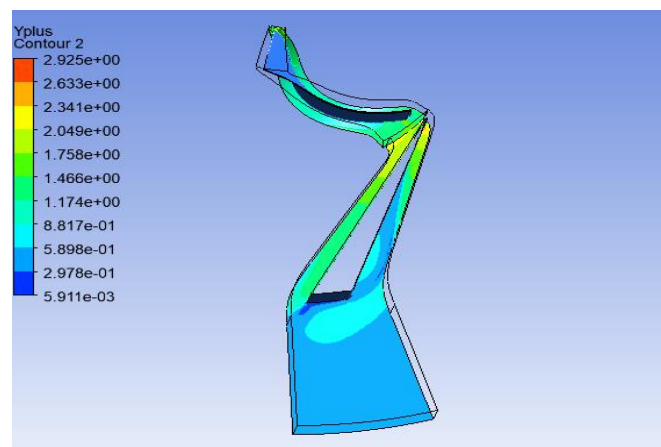


Figure 4.2 Distribution d'Y+

Cette figure 4.3 représente la validation et la convergence des résiduels de l'équation de quantité de mouvement et de continuité

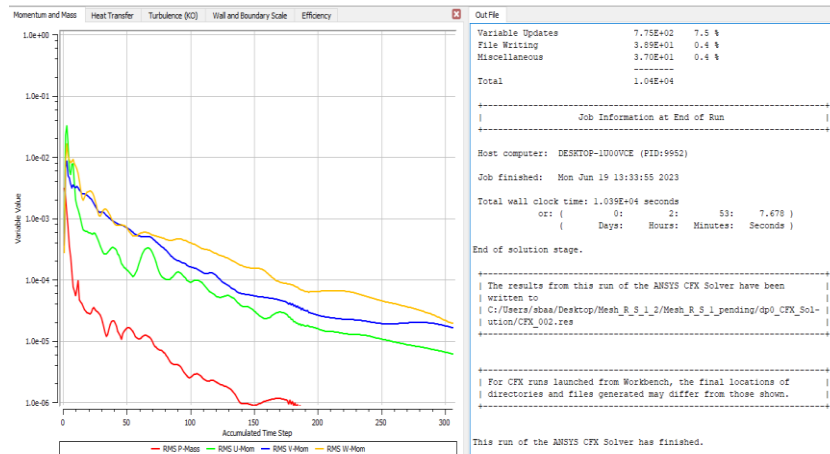


Figure 4.3 Convergence des résiduels de l'équation de quantité de mouvement et de continuité

4.3 Résultats de la simulation 3D ANSYS CFX

4.3.1 Pression Statique

La figure 4.4 montre l'évolution du champ de pression statique dans l'étage du compresseur.

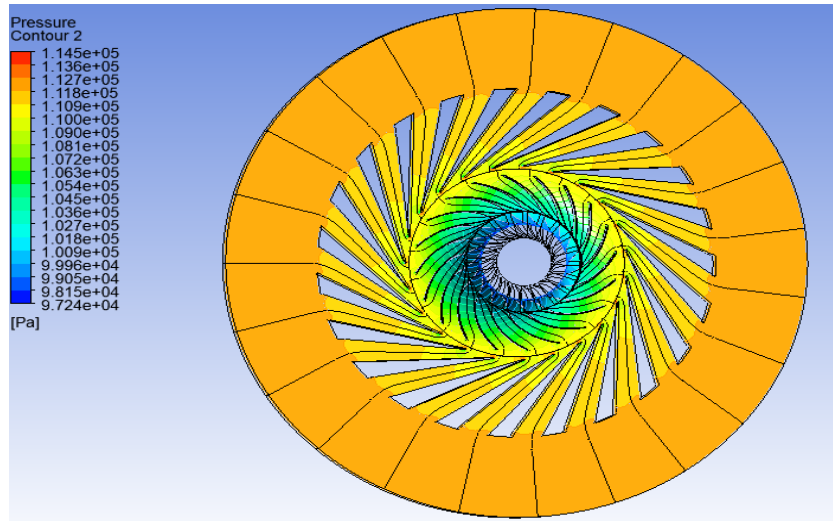


Figure 4.4 distribution de la pression statique dans l'étage du compresseur

Cette figure 4.5 représente la distribution de la pression statique sur les aubes pour span à 20%, 50% et 98%

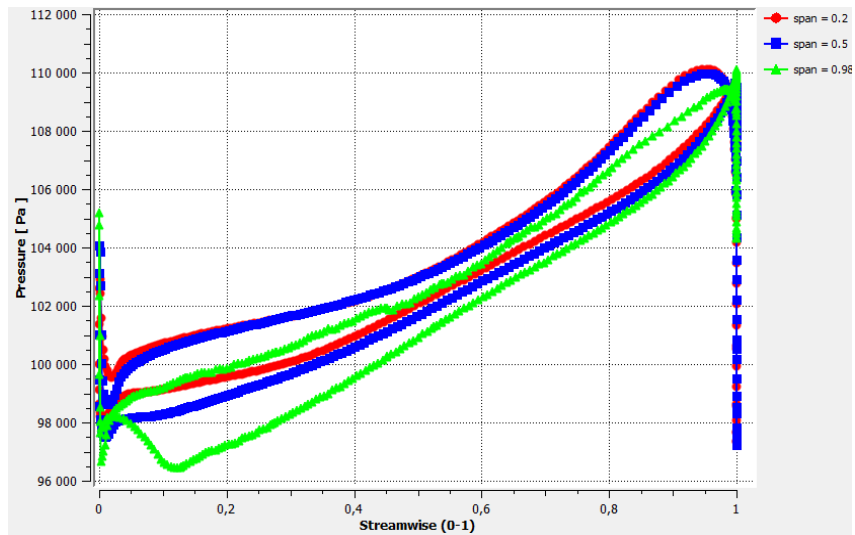


Figure 4.5 La distribution de la pression statique sur les aubes pour span à 20%, 50% et 98%

La figure 4.6 représente la charge sur les aubes pour span à 20%, 50% et 98%

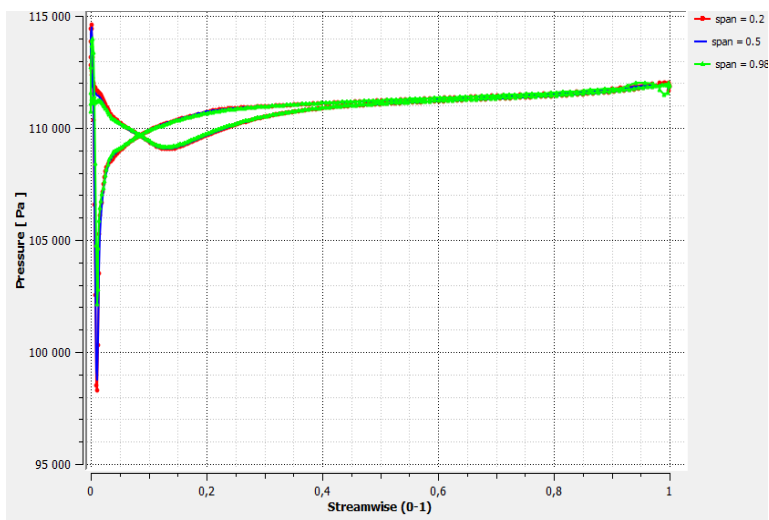


Figure 4.6 : charge sur les aubes pour span à 20%, 50% et 98%

Cette figure 4.7 montre l'évolution du champ de pression statique dans l'étage du compresseur sur le plan méridien.

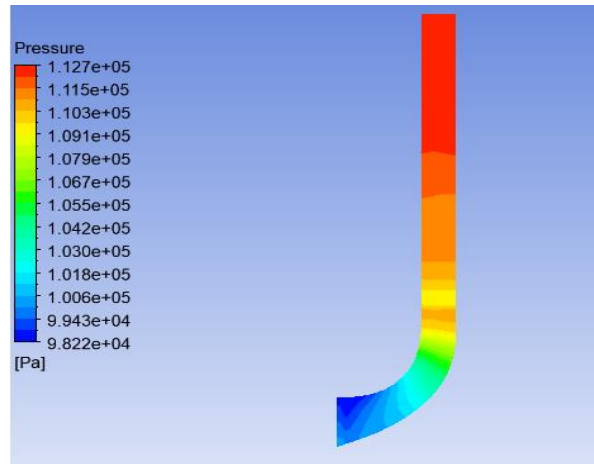


Figure 4.7 Montrant la variation de la pression statique dans l'étage du compresseur sur le plan méridien

À l'entrée de la roue, le rayon est petit et le rayon moyen de courbure tend vers l'infini en raison de l'écoulement axial. Cela signifie que la force centrifuge est significative. Par conséquent, le gradient de pression est positif du moyeu vers le carter.

Au milieu du canal, la courbure dans ce plan est prononcée, mais la force centrifuge s'oppose à la force due à la courbure, bien qu'elle soit prédominante. Par conséquent, le gradient de pression du carter vers le moyeu est négatif.

À la sortie de la roue, le rayon de courbure est quasiment nul, ce qui rend la force de courbure négligeable et la force centrifuge devient faible.

La figure 4.8 représente la distribution de la pression statique de l'étage compresseur sur le plan aube à aube.

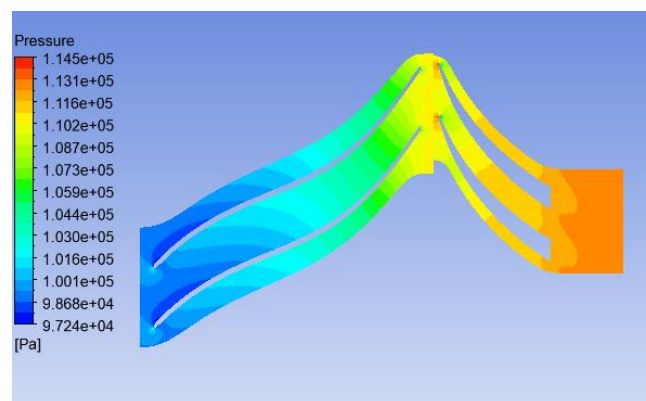


Figure 4.8 Montrant la variation de pression Statique sur le plan aube a aube

L'évolution des isobares dans le plan aube-à-aube peut expliquer les phénomènes suivants :

À l'entrée de la roue, les forces de Coriolis et centrifuges dues à la rotation de la roue sont nulles. Cependant, en raison de l'effet de la force centrifuge engendrée par la courbure de la pale, le gradient de pression est toujours positif, allant de l'extrados d'une pale vers l'intrados de la pale suivante.

À la sortie de la roue, trois forces sont présentes : la force d'inertie de la particule, la force centrifuge due à la courbure de la pale et la force de Coriolis. Cependant, dans ce cas, la force centrifuge due à la courbure est nulle car le rayon de courbure est important. Par conséquent, la force centrifuge est toujours inférieure à la force de Coriolis, conformément à l'équation simplifiée de l'équilibre dans le plan aube-à-aube, ce qui maintient un gradient de pression positif.

Cette courbe 4.9 représente la variation de la Pression Statique dans l'étage du compresseur.

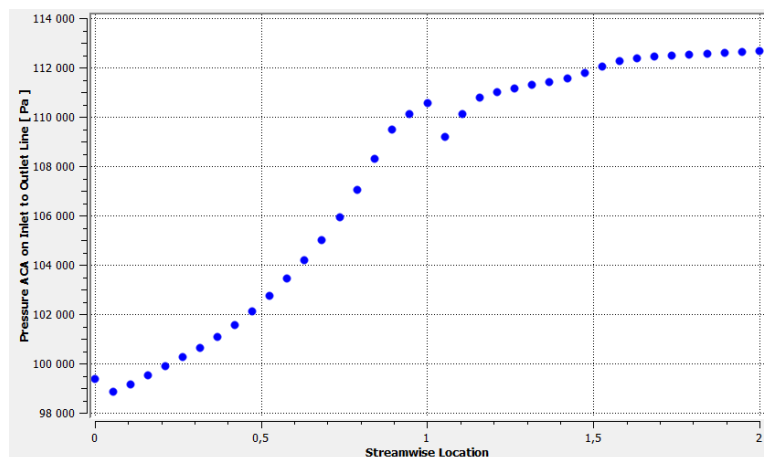


Figure 4.9 Courbe de la variation de pression Statique dans l'étage du compresseur

Ces figures ont été présentées pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de rotation de 1862 tr/min.

Nous pouvons noter que la courbe qui représente l'évolution de la pression statique dans la roue du compresseur centrifuge et dans le stator met en évidence une augmentation de la pression statique à la fois dans le rotor et dans le stator. Cette augmentation de la pression statique s'explique par plusieurs facteurs. Dans le rotor, la pression statique augmente en raison de l'effet de compression. Le rotor du compresseur centrifuge est conçu pour accélérer le flux d'air entrant, ce qui augmente sa vitesse. Lorsque la vitesse de l'air augmente, la pression statique diminue conformément au principe de Bernoulli. Cependant, le rotor est également équipé de pales incurvées qui canalisent le flux d'air, créant ainsi une zone de haute pression au centre de

la roue. Cette zone de haute pression permet de compenser la diminution de pression causée par l'accélération de l'air, ce qui se traduit par une augmentation de la pression statique. Dans le stator, la pression statique augmente grâce à l'action de diffusion. Le stator est positionné après le rotor et est composé de pales fixes. Les pales du stator sont conçues pour rediriger le flux d'air sortant du rotor, lui permettant ainsi de ralentir et de se réorienter de manière à augmenter la pression statique. L'action de diffusion dans le stator permet de convertir une partie de l'énergie cinétique de l'air en énergie de pression, ce qui se traduit par une augmentation de la pression statique.

La figure suivante 4.10 illustre l'évolution de la pression statique en utilisant à la fois la simulation en 3D et la programmation en 1D.

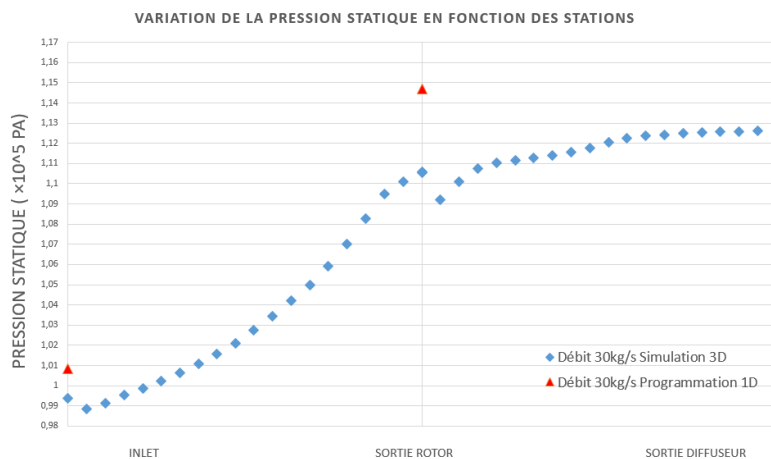


Figure 4.10 comparaison de la pression statique entre simulation 3D et programmation 1D

4.3.2 Pression Totale

La figure 4.11 montre l'évolution du champ de pression totale dans l'étage du compresseur.

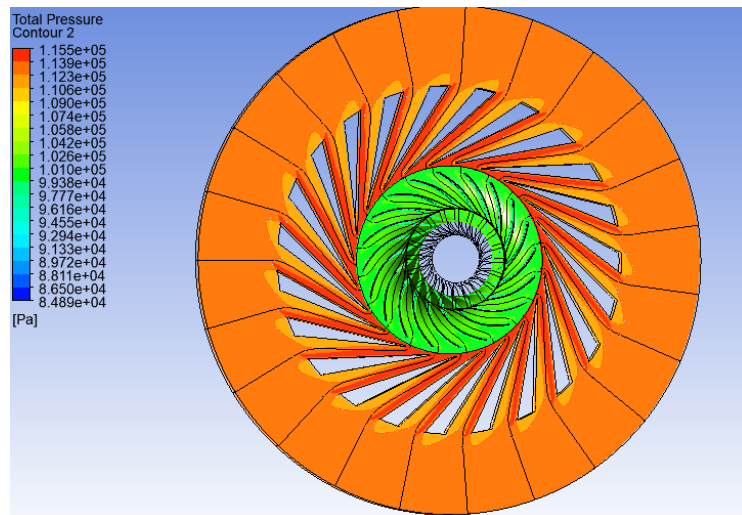


Figure 4.11 distribution de la pression Totale dans l'étage du compresseur

La figure 4.12 montre l'évolution du champ de pression totale dans l'étage du compresseur sur le plan méridien.

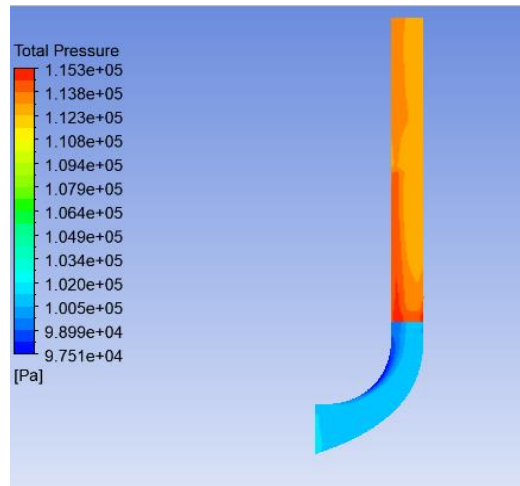


Figure 4.12 Montrant la variation de la pression Totale dans l'étage du compresseur sur le plan méridien

La figure 4.13 représente l'évolution du champ de pression totale dans l'étage du compresseur sur le plan aube a aube.

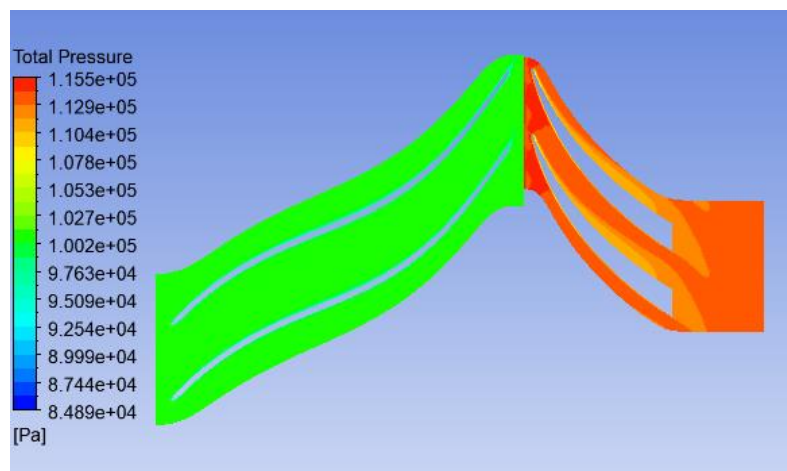


Figure 4.13 Montrant la variation de pression Totale sur le plan aube a aube

Cette Figure 4.14 représente la variation de la Pression Totale dans l'étage du compresseur.

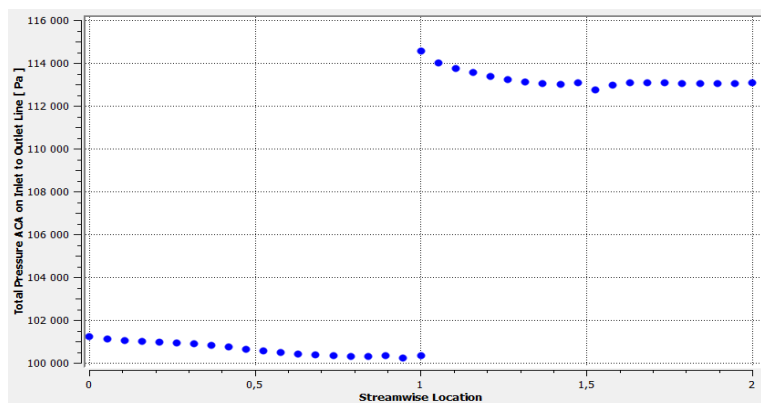


Figure 4.14 Courbe de la variation de pression Totale dans l'étage du compresseur

La courbe représentant l'évolution de la pression totale dans la roue du compresseur centrifuge et dans le stator permet d'analyser les variations de pression à travers ces deux composants clés. L'évolution de la pression totale dans le rotor et le stator peut être expliquée par plusieurs facteurs aérodynamiques.

Lorsqu'on examine de manière détaillée l'évolution des pressions totales dans l'étage du compresseur centrifuge, on observe des tendances spécifiques. Tout d'abord, il est important de noter que la pression totale peut varier en fonction des conditions de fonctionnement spécifiques du compresseur. Cependant, généralement, on constate que la pression totale diminue légèrement dans la partie du rotor du compresseur centrifuge. Cette diminution est principalement due à l'accélération de l'air dans le rotor, conformément au principe de Bernoulli, ce qui entraîne une baisse de la pression statique. Cependant, il convient de souligner que la diminution de la pression statique est partiellement compensée par la conversion d'énergie cinétique de l'air en énergie de pression grâce aux pales incurvées du rotor. Ensuite, la pression totale connaît une augmentation brusque dans la partie du stator. Le stator est conçu pour rediriger le flux d'air sortant du rotor et le ralentir. Cette action de décélération dans le stator permet de convertir une partie de l'énergie cinétique restante de l'air en énergie de pression, entraînant ainsi une augmentation significative de la pression totale. Cependant, il est important de noter que les pertes peuvent également se produire dans le stator en raison de phénomènes tels que la turbulence ou les frottements, ce qui peut entraîner une légère diminution de la pression totale par rapport au pic initial.

Enfin, à la sortie du compresseur centrifuge, la pression totale peut être inférieure à celle observée dans le stator. Cela est dû aux pertes de pression inévitables qui se produisent lors du passage de l'air à travers les différentes zones du compresseur. Les pertes de pression peuvent être causées par des effets tels que la turbulence, les frottements, les séparations d'écoulement

ou les chocs aérodynamiques. Ces pertes contribuent à une légère diminution de la pression totale à la sortie du compresseur.

La figure 4.15 représente la variation de la pression totale en utilisant la simulation 3D et la programmation 1D.

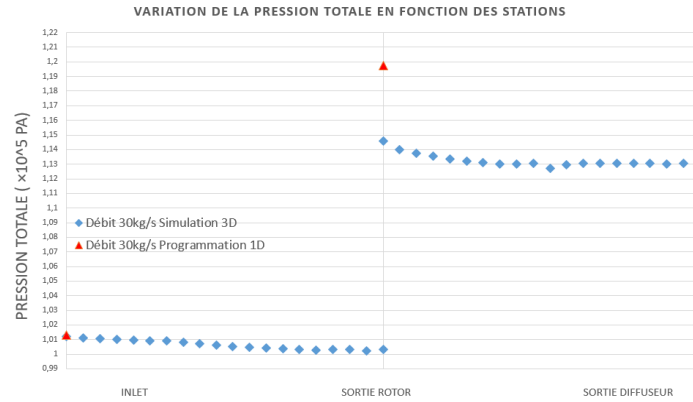


Figure 4.15 comparaison de la pression totale entre simulation 3D et programmation 1D.

4.3.3 Température Statique

La figure 4.16 représente la distribution de la température Statique dans l'étage du compresseur

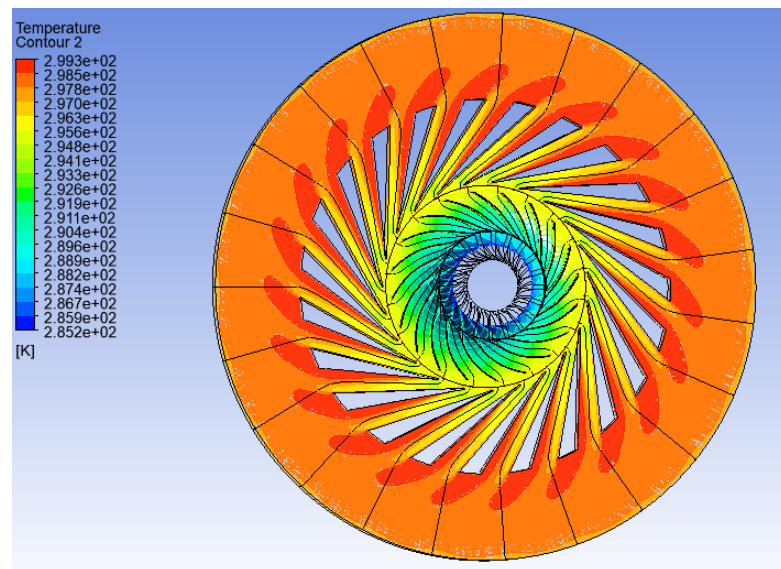


Figure 4.16 distribution de la Température Statique dans l'étage du compresseur.

La figure 4.17 représente la distribution de la température Statique dans l'étage du compresseur sur le plan méridien.

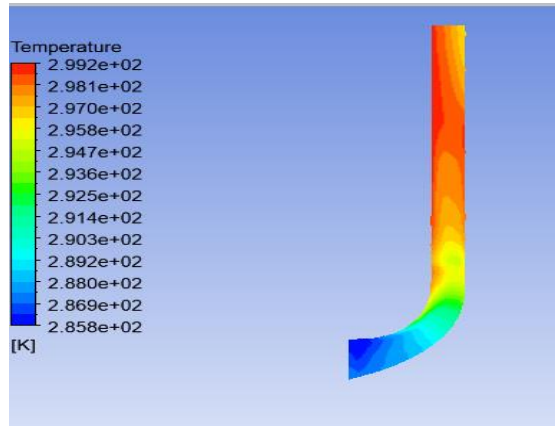


Figure 4.17 plan méridien Montrant la variation de la Température Statique dans l'étage du compresseur

Cette figure 4.18 représente la variation de la température Statique dans l'étage du compresseur sur le plan aube à aube.

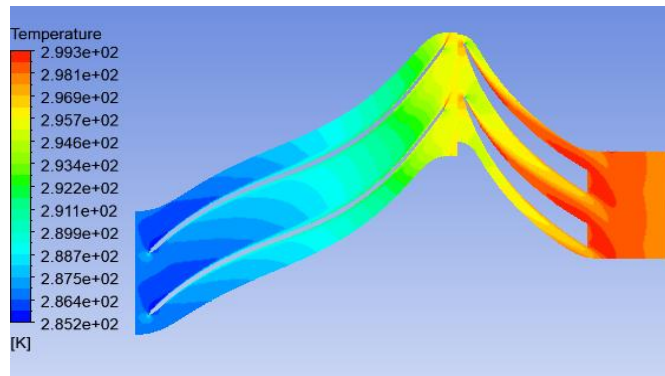


Figure 4.18 variation de la Température Statique dans l'étage du compresseur sur le plan aube a aube

La figure 4.19 représente la variation de la température Statique dans l'étage du compresseur.

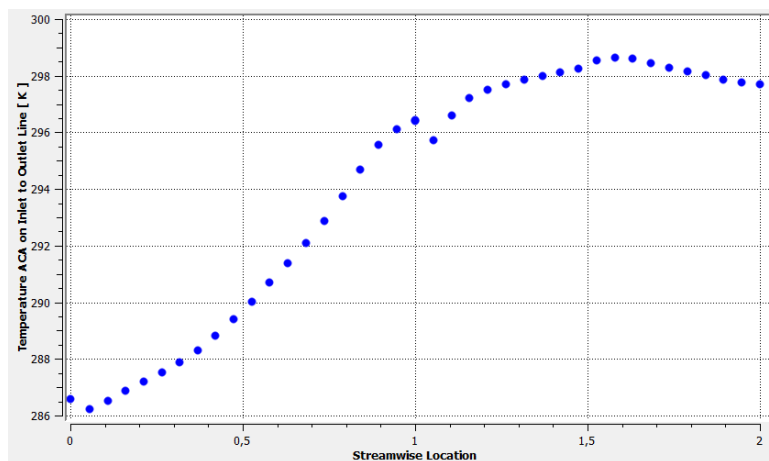


Figure 4.19 Courbe de la variation de la Température statique

La courbe qui représente la variation de la température statique dans l'étage du compresseur centrifuge met en évidence une augmentation continue de la température tout au long de cet étage, à la fois dans le rotor et le stator.

Dans le rotor du compresseur centrifuge, la température augmente principalement en raison de la compression adiabatique de l'air. Lorsque l'air est accéléré et comprimé par les pales du rotor, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression, ce qui entraîne une élévation de la température. La compression adiabatique implique que la chaleur produite pendant la compression reste à l'intérieur du système, ce qui contribue à l'élévation de la température statique.

Dans le stator, la température statique continue également d'augmenter en raison de l'échange thermique. Le stator est conçu pour rediriger et ralentir l'écoulement d'air provenant du rotor. Pendant ce processus, l'air est en contact avec les pales du stator, ce qui entraîne un transfert de chaleur entre l'air et les pales. Ce transfert de chaleur contribue à l'élévation supplémentaire de la température statique de l'air. Cette augmentation est influencée par plusieurs facteurs, tels que la géométrie des pales, la vitesse de rotation, les propriétés du fluide et les conditions d'admission d'air.

Cette figure 4.20 donne une représentation graphique montre l'évolution de la température statique à l'aide à la fois de la simulation en 3D et de la programmation en 1D.

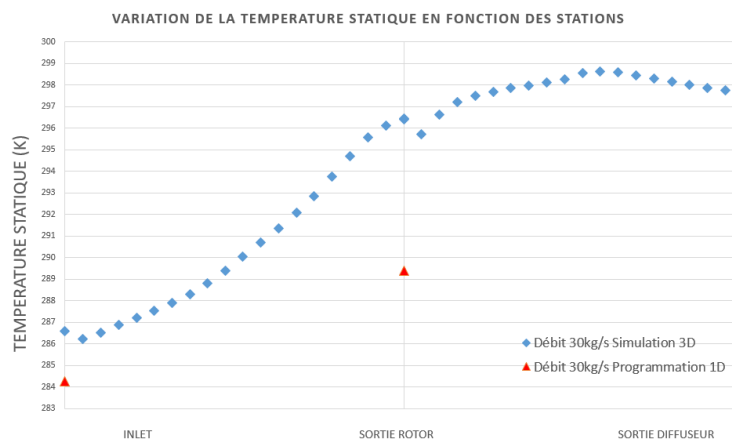


Figure 4.20 l'évolution de la température statique en 3D et 1D.

4.3.4 Température Totale

La figure 4.21 représente la variation de la température Totale dans l'étage du compresseur centrifuge.

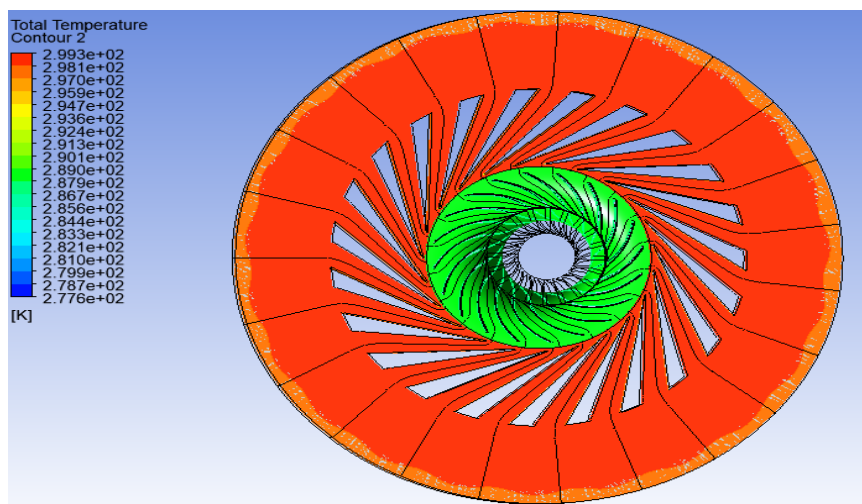


Figure 4.21 distribution de la Température Totale dans l'étage du compresseur.

La figure 4.22 représente la variation de la température Totale dans l'étage du compresseur centrifuge sur le plan méridien.

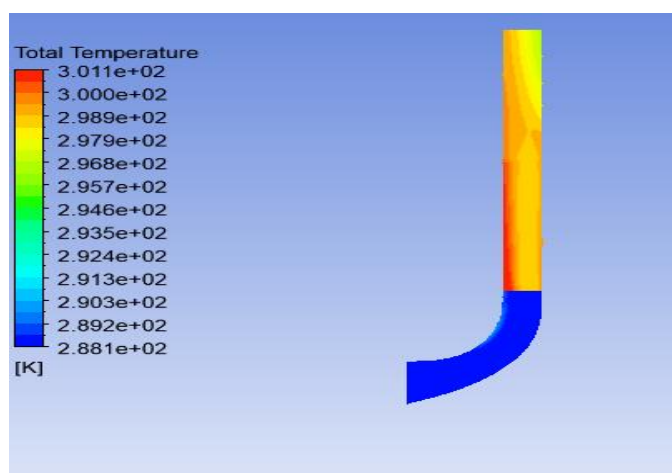


Figure 4.22 plan méridien Montrant la variation de la Température Totale

Cette figure 4.23 représente la variation de la température Totale dans l'étage du compresseur centrifuge sur le plan méridien.

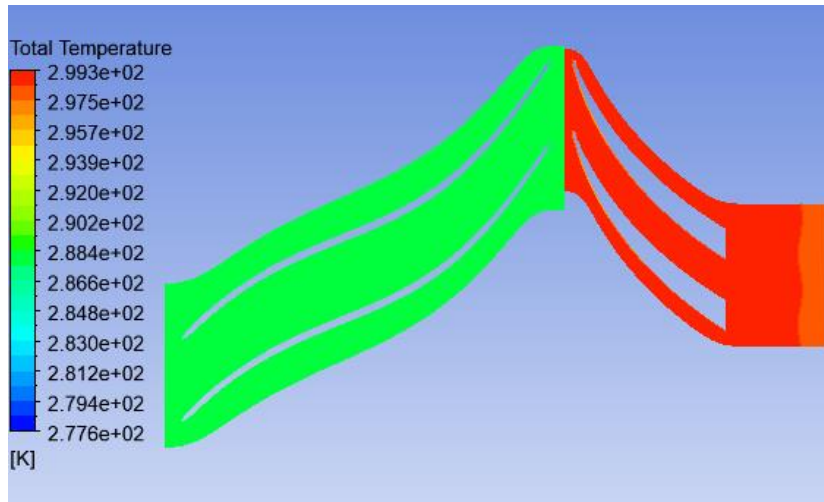


Figure 4.23 variation de la Température Totale sur le plan aube a aube

La figure 4.24 représente une courbe de la variation de la température Totale dans l'étage du compresseur centrifuge sur le plan méridien.

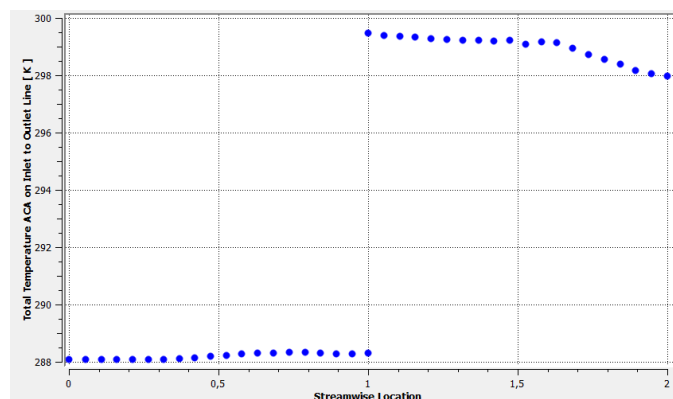


Figure 4.24 Courbe de la variation de la Température Totale

La courbe qui représente la variation de la température totale dans l'étage du compresseur centrifuge permet de comprendre l'évolution thermique de cet étage, tant dans le rotor que dans le stator. La température totale correspond à la somme de la température statique et de l'élévation de température due à la conversion de l'énergie cinétique en énergie thermique lors de la compression de l'air.

Dans le rotor du compresseur centrifuge, on observe une augmentation de la température totale. Lorsque l'air est accéléré et comprimé par les pales du rotor, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression, ce qui élève la température de l'air. Cette élévation de température est due à la compression adiabatique, où la chaleur produite pendant la compression reste emprisonnée dans le système, contribuant ainsi à l'augmentation de la température totale.

Dans le stator, la température totale continue également d'augmenter en raison de l'échange thermique. Le stator a pour fonction de rediriger le flux d'air sortant du rotor et de le ralentir. Pendant cette opération, l'air entre en contact avec les pales du stator, entraînant un transfert de chaleur entre l'air et les pales. Ce transfert de chaleur supplémentaire contribue à accroître la température totale de l'air, participant ainsi à l'augmentation observée.

Cette figure 4.25 présente la variation de la température totale en utilisant à la fois la simulation en 3D et la programmation en 1D.

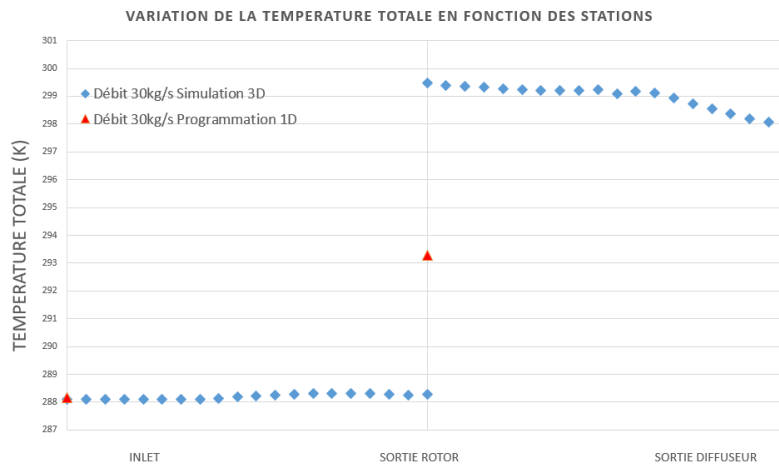


Figure 4.25 l'évolution de la température totale en 3D et 1D

4.3.5 Variation de l'entropie

La figure suivante 4.26 représente la distribution de l'entropie dans l'étage du compresseur centrifuge.

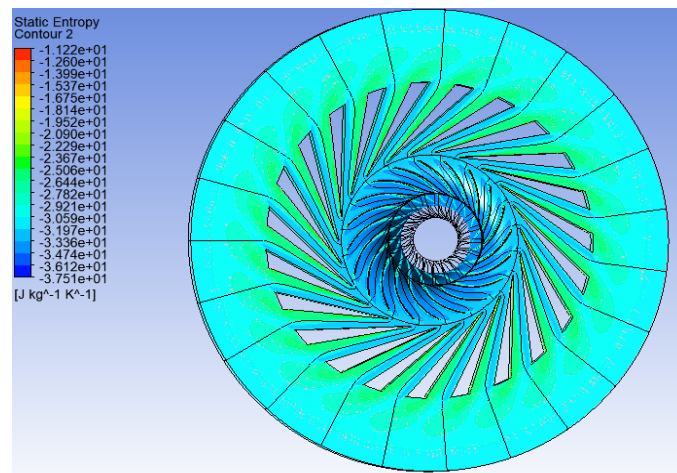


Figure 4.26 variation de l'entropie statique mach dans l'étage du compresseur

Cette figure 4.27 représente la distribution de l'entropie dans l'étage du compresseur centrifuge sur le plan méridien.

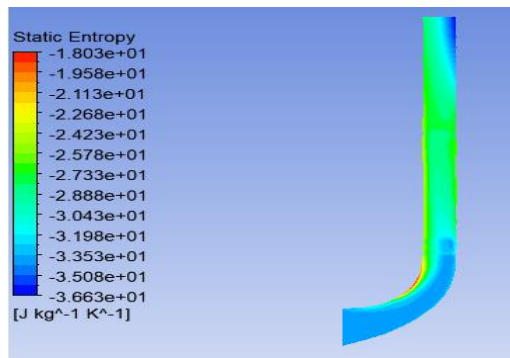


Figure 4.27 plan méridien Montrant la variation de l'entropie statique

La figure 4.28 représente la distribution de l'entropie dans l'étage du compresseur centrifuge sur le plan aube à aube.

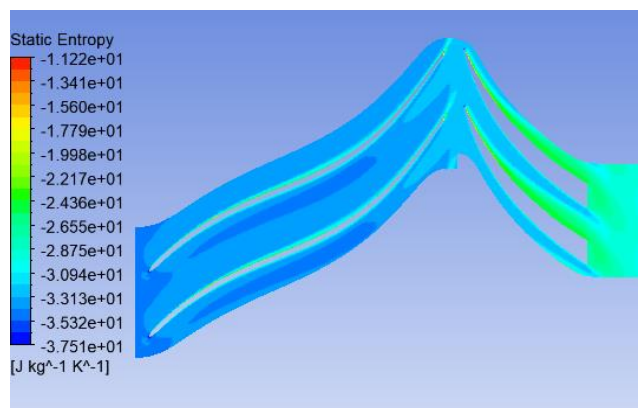


Figure 4.28 variation de l'entropie statique sur le plan aube a aube

Cette figure 4.29 représente la courbe de l'entropie dans l'étage du compresseur centrifuge.

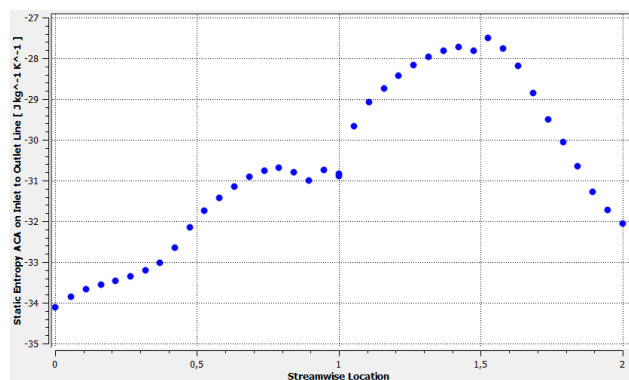


Figure 4.29 Courbe de la variation de l'entropie statique

La figure qui représente la distribution de l'entropie dans l'étage du compresseur centrifuge offre un aperçu important de la variation de l'entropie tout au long du processus de compression. L'entropie est une mesure de l'état de désordre ou de la dispersion de l'énergie

thermique dans un système. Dans le contexte du compresseur centrifuge, l'analyse de la distribution de l'entropie permet de comprendre les effets thermodynamiques associés à la compression de l'air.

Dans le rotor du compresseur centrifuge, on observe généralement une augmentation de l'entropie. Cette augmentation est principalement due aux phénomènes de compression adiabatique et de viscosité. Lorsque l'air est comprimé par les pales du rotor, son énergie cinétique est convertie en énergie de pression, ce qui augmente la température et la pression. Cependant, le processus de compression entraîne également une augmentation de l'entropie, car une partie de l'énergie de l'air est dissipée sous forme de chaleur et de frottement. Ainsi, l'entropie de l'air augmente pour refléter un état plus désordonné. Dans le stator du compresseur centrifuge, la distribution de l'entropie peut être plus complexe. Le stator redirige l'écoulement d'air sortant du rotor et le ralentit, ce qui entraîne également une augmentation de l'entropie. L'effet de mélange et de diffusion de l'air dans le stator, associé aux pertes de pression, contribue à l'augmentation de l'entropie. De plus, des phénomènes tels que la turbulence et les variations locales de pression peuvent également augmenter l'entropie. Ainsi, la figure de distribution de l'entropie dans le stator met en évidence les différentes sources de désordre thermodynamique présentes dans cette région de l'étage.

4.3.6 Distribution de la vitesse

Cette figure 4.30 représente la distribution de la vitesse dans l'étage du compresseur.

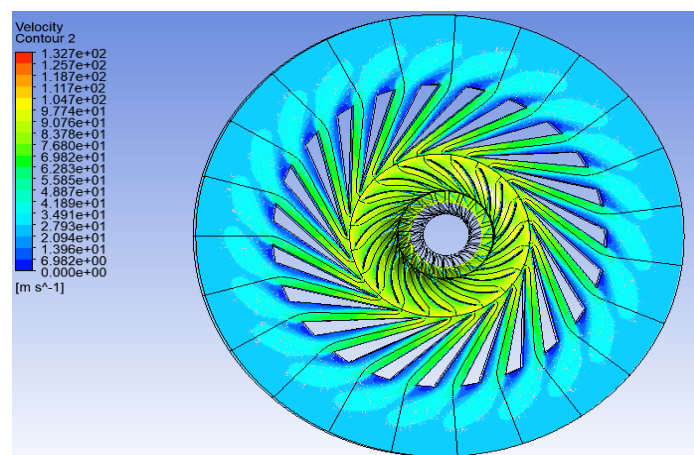


Figure 4.30 Variation de la vitesse dans l'étage

La figure 4.31 représente la distribution de la vitesse sur le plan aube à aube.

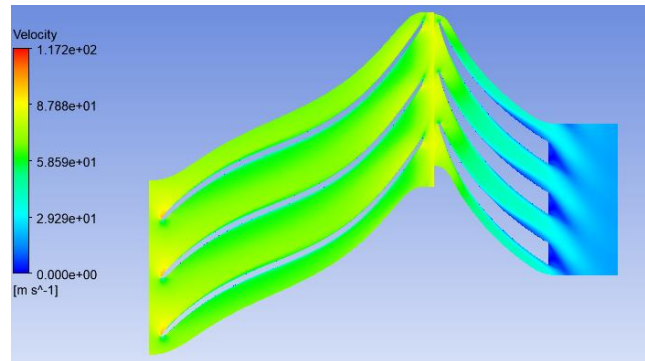


Figure 4.31 variation de la vitesse sur le plan aube à aube

Pour la variation de la vitesse sur les deux plans, on peut remarquer une accélération de l'air dans le bord d'attaque de Laube du compresseur, une diminution de la vitesse dans les couches limites et dans le bord de fuite du diffuseur (zone de recirculation).

➤ Résultat du Triangle de vitesses de la programmation 1D

Ces figures 4.32, 4.33, 4.34 représentent le triangle de vitesses de l'étage du compresseur avec les valeurs numériques des vitesses

Cette figure représente les valeurs numériques du Triangle de vitesses à l'entrée

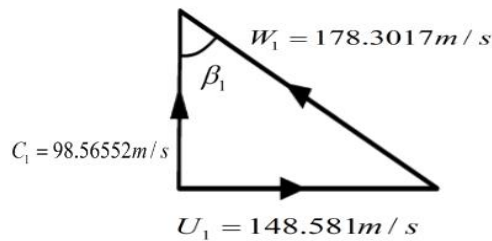


Figure 4.32 Triangle de vitesses à l'entrée

Cette figure représente les valeurs numériques du Triangle de vitesses au rotor

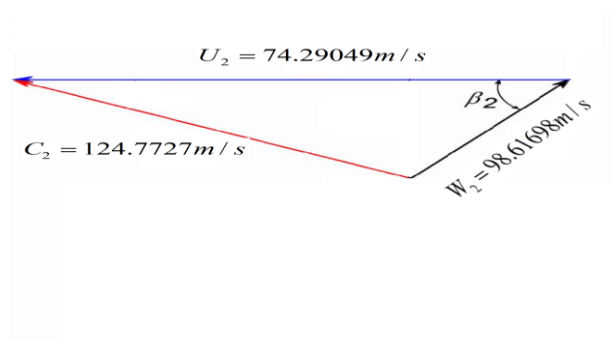


Figure 4.33 Triangle de vitesses au rotor

Cette figure représente les valeurs numériques du Triangle de vitesses à la sortie diffuseur

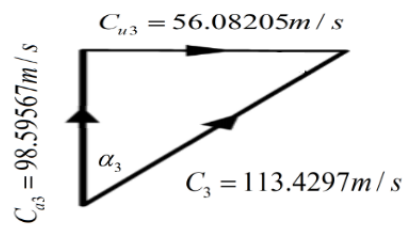


Figure 4.34 Triangle de vitesses à la sortie diffuseur

4.4 L'effet du débit massique et comparaison entre la programmation 1D et la Simulation 3D

➤ Pour un débit d'air $\dot{m}=25\text{kg/s}$

La figure 4.35 présente la variation de la pression totale en fonction des stations pour un débit de $\dot{m}=25\text{ kg/s}$, en utilisant à la fois une simulation 3D et une programmation 1D.

Tableau 4.3 Résultats de la simulation 3D pour $\dot{m}=25\text{kg/s}$

Quantity	Inlet	Outlet	Ratio (Out/In)
Temperature	286.987 K	297.452 K	1.03646521205223
Total Temperature	288.152 K	301.091 K	1.04490078713872
Pressure	99902.3 kg m ⁻¹ s ⁻²	112171 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.12281051739918
Total Pressure	101327 kg m ⁻¹ s ⁻²	117045 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.15511788694486
Enthalpy	-11211.7 m ² s ⁻²	-700.58 m ² s ⁻²	0.0624865209436228
Total Enthalpy	-10041.7 m ² s ⁻²	2953.44 m ² s ⁻²	-0.294116870485697

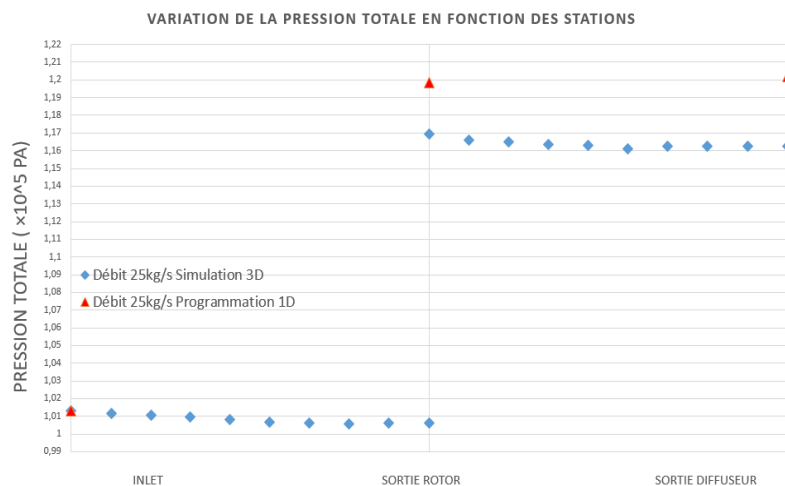


Figure 4.35 Variation de la Pression totale en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=25\text{kg/s}$

On remarque que la différence entre la programmation 1D et la simulation 3D n'est pas si importante, cette différence est à cause du calcul des pertes et l'utilisation du modèle turbulence

La figure 4.36 illustre la variation de la pression statique en fonction des stations pour un débit de $\dot{m}=25\text{ kg/s}$, en utilisant simultanément une simulation 3D et une programmation 1D.

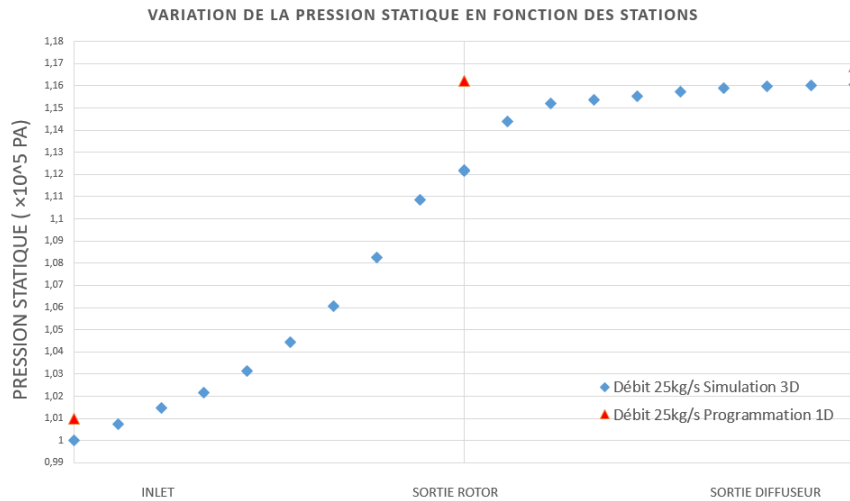
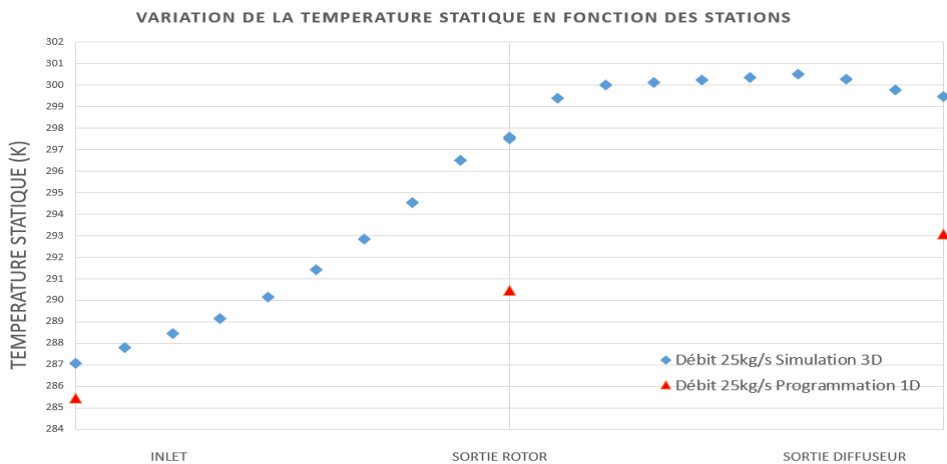


Figure 4.36 Variation de la Pression Statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=25\text{kg/s}$

La variation de la pression statique de la programmation 1D et la simulation 3D sont presque identiques, la différence est due à l'utilisation du calcul monodimensionnel 1D et le calcul 3D qui est plus précis

La figure 4.37 représente la variation de la température statique en fonction des stations pour un débit de $\dot{m}=25\text{ kg/s}$, en utilisant à la fois une simulation 3D et une programmation 1D.



4.37 Variation de la Température Statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=25\text{kg/s}$

La différence de température entre la programmation 1D et la simulation 3D réside dans les simplifications du calcul 1D qui ignorent les variations locales, tandis que la simulation 3D tient compte de la géométrie détaillée et des interactions thermiques.

La figure 4.38 illustre la variation de la température totale en fonction des stations pour un débit de $\dot{m}=25$ kg/s, en utilisant simultanément une simulation 3D et une programmation 1D.

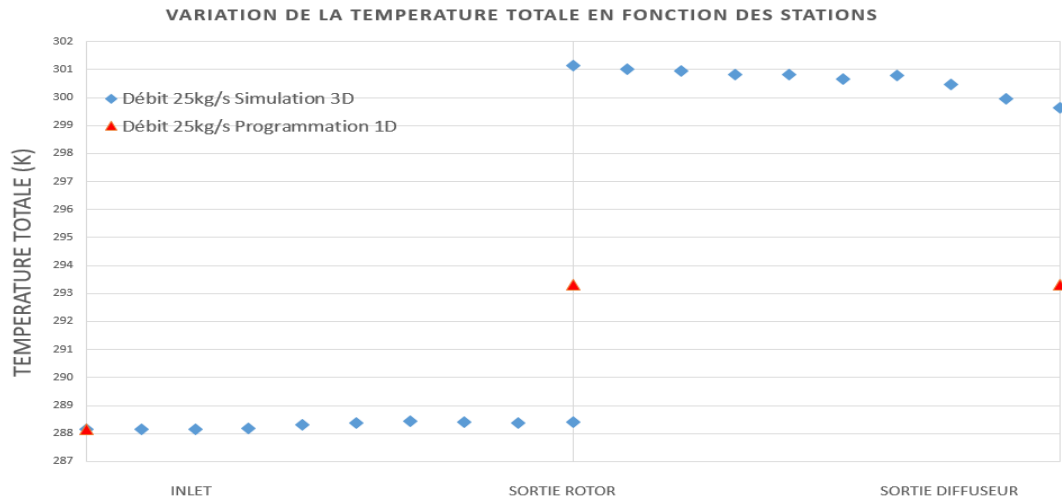


Figure 4.38 Variation de la Température totale en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=25$ kg/s

La différence de température totale entre la programmation 1D et la simulation 3D réside dans le fait que la programmation 1D simplifie les variations locales et les interactions thermiques en utilisant des modèles simplifiés et des hypothèses simplificatrices. Cela peut entraîner une perte de précision dans la prédiction des températures réelles. En revanche, la simulation 3D prend en compte la géométrie détaillée du système, les schémas de discrétisation, les régimes turbulents et les modèles de turbulence pour résoudre les équations de Navier-Stokes. Cette approche plus avancée permet de représenter de manière plus réaliste les gradients de température, les échanges thermiques et les phénomènes complexes qui se produisent dans le système. Ainsi, la simulation 3D offre une meilleure précision dans le calcul de la température totale par rapport à la programmation 1D.

➤ Pour un débit d'air $\dot{m}=35\text{kg/s}$

Tableau 4.5 Résultats de la simulation 3D pour $\dot{m}=35\text{kg/s}$

Quantity	Inlet	Outlet	Ratio (Out/In)
Temperature	285.857 K	295.256 K	1.03288026547792
Total Temperature	288.152 K	297.937 K	1.03396057721575
Pressure	98534.3 kg m ⁻¹ s ⁻²	109066 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.10688145025703
Total Pressure	101327 kg m ⁻¹ s ⁻²	112570 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.11096413743875
Enthalpy	-12347.3 m ² s ⁻²	-2906.9 m ² s ⁻²	0.23542760958952
Total Enthalpy	-10042.3 m ² s ⁻²	-213.466 m ² s ⁻²	0.0212566887968133

La figure 4.43 présente la variation de la pression totale en fonction des stations pour un débit de $\dot{m}=35\text{ kg/s}$, en utilisant simultanément une simulation 3D et la programmation.

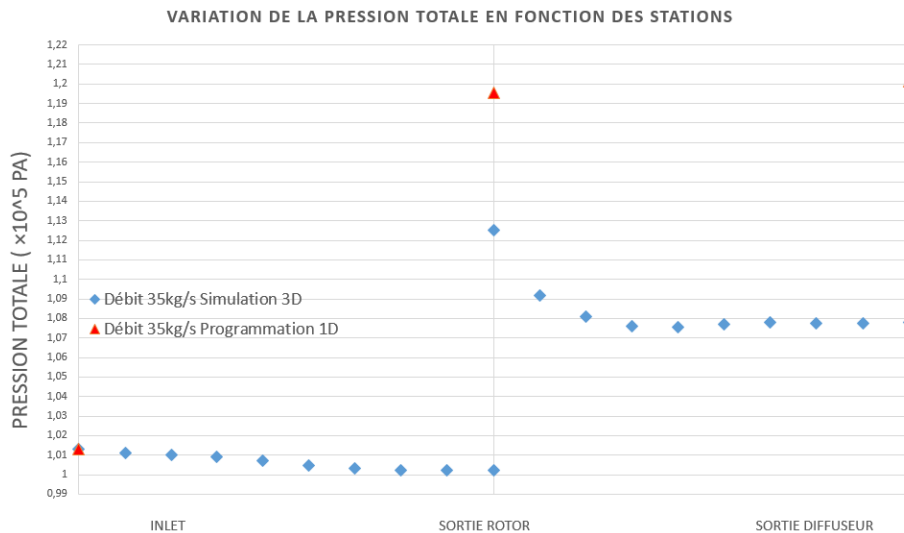


Figure 4.43 Variation de la Pression totale en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=35\text{kg/s}$

La variation de la pression statique en fonction des stations est représentée dans la figure 4.44 pour un débit de $\dot{m}=35\text{ kg/s}$, en utilisant à la fois une simulation 3D et une programmation 1D.

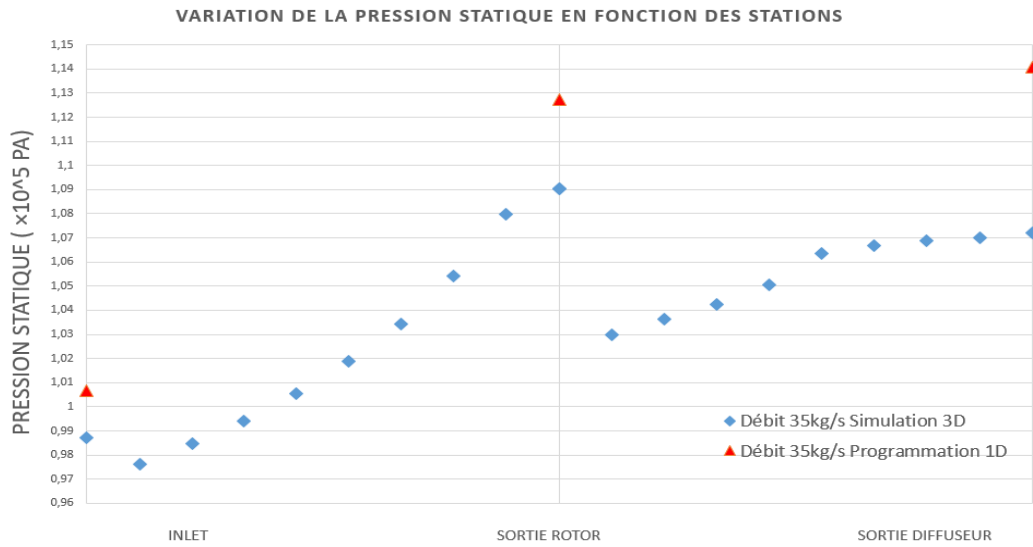


Figure 4.44 Variation de la Pression Statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=35\text{kg/s}$

La variation de la température statique est représentée dans la figure 4.45 en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=35\text{ kg/s}$, en utilisant à la fois une simulation 3D et une programmation 1D.

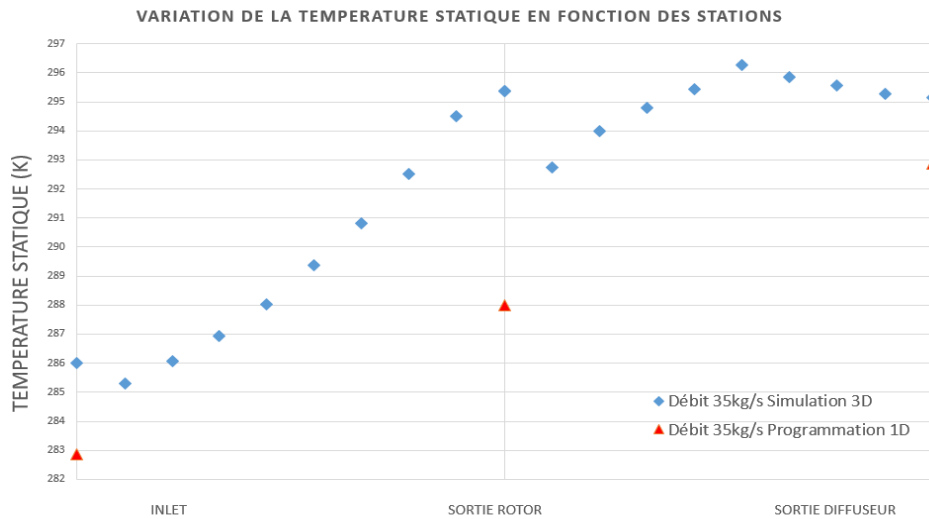


Figure 4.45 Variation de la Température Statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=35\text{kg/s}$

La figure 4.46 illustre l'évolution de la température totale avec un débit de 35 kg/s dans le cadre d'une simulation 3D et d'une programmation 1D.

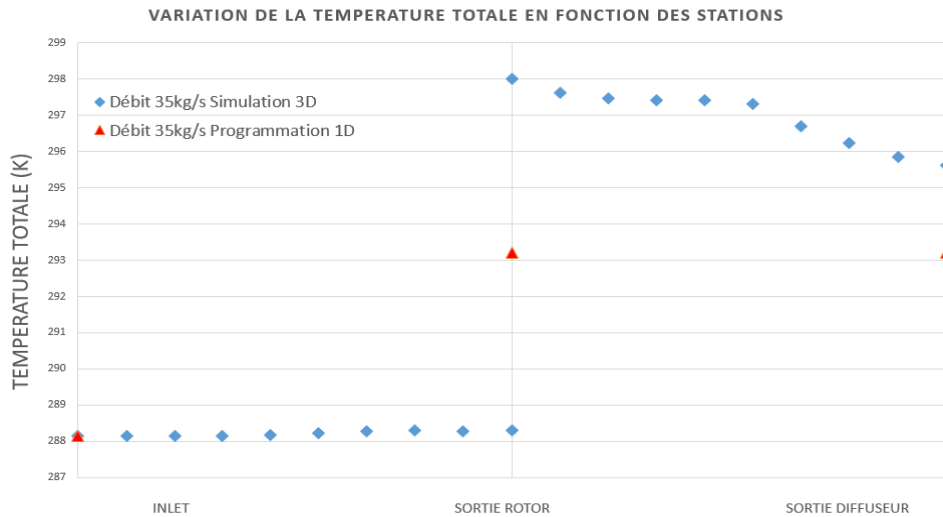


Figure 4.46 Variation de la Température totale en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=35\text{kg/s}$

Lorsque le débit d'air est varié tout en maintenant le RPM (rotations par minute) fixe, on peut observer des différences significatives dans les résultats entre la programmation 1D et la simulation 3D.

En programmation 1D, les résultats peuvent être basés sur des modèles simplifiés et des hypothèses de flux unidimensionnel. Par conséquent, les variations du débit peuvent ne pas être correctement prises en compte, ce qui peut entraîner des approximations dans les résultats. De plus, les effets tridimensionnels et les interactions complexes entre les composants peuvent être négligés, limitant ainsi la précision des prédictions.

En revanche, la simulation 3D offre une représentation plus réaliste du système. Elle prend en compte la géométrie détaillée, les régimes turbulents, les interactions fluides-structures et les échanges thermiques. Ainsi, les variations du débit sont mieux prises en compte et les résultats sont plus précis. Les effets tridimensionnels sont également inclus, permettant de capturer les phénomènes complexes qui se produisent dans le système.

Comparativement, la programmation 1D peut donner des tendances générales, mais les valeurs absolues des résultats peuvent différer de la réalité en raison des simplifications. En revanche, la simulation 3D fournit des résultats plus précis et détaillés, en tenant compte de l'ensemble des interactions et des conditions réelles du système.

4.5 L'effet de RPM sur les performances et comparaison entre la programmation 1D et la Simulation 3D

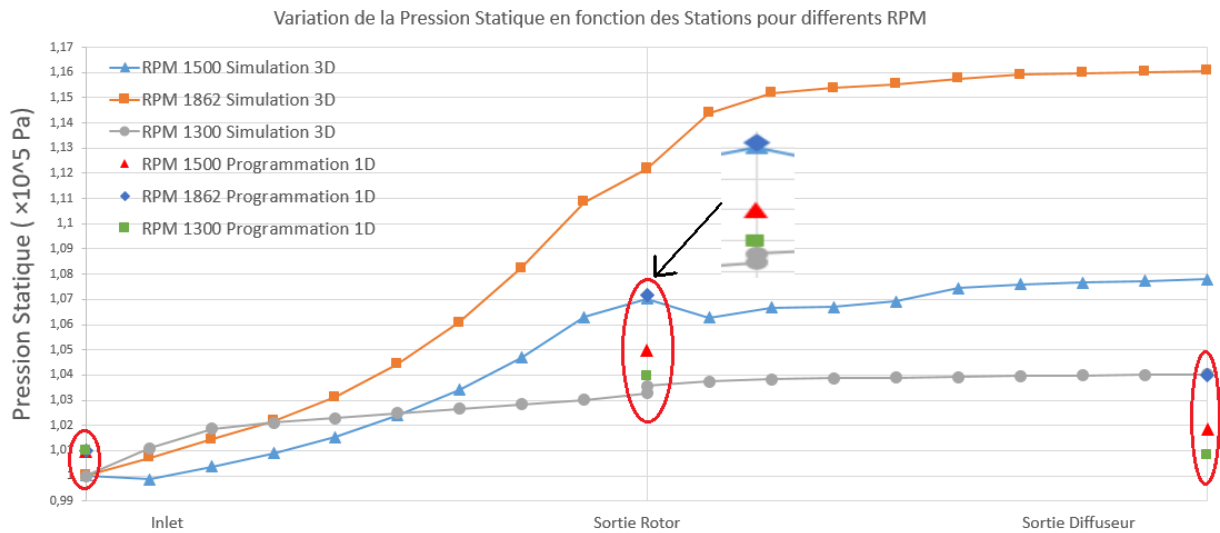


Figure 4.47 Variation de la pression statique en fonction des stations pour un débit donné de $\dot{m}=25$ kg/s.

Cette évolution est étudiée en faisant varier les RPM dans la simulation 3D et la programmation 1D.

Lorsque le RPM (rotations par minute) est varié tout en maintenant le débit fixe, on peut observer des différences significatives dans les résultats de la pression statique entre la programmation 1D et la simulation 3D, surtout lorsque la différence entre les deux approches est importante.

En programmation 1D, les résultats peuvent être basés sur des modèles simplifiés et des hypothèses de flux unidimensionnel. Par conséquent, les variations du RPM peuvent ne pas être correctement prises en compte, ce qui peut conduire à des approximations dans les résultats de la pression statique. Les effets tridimensionnels, tels que les variations locales de la vitesse de rotation et les interactions complexes entre les pales, peuvent être négligées, ce qui peut entraîner des différences significatives par rapport à la réalité.

Par contre, la simulation 3D offre une représentation plus réaliste du système. Elle tient compte de la géométrie détaillée, des effets tridimensionnels, des régimes turbulents et des interactions fluides-structures. Ainsi, les variations du RPM sont correctement prises en compte et les résultats de la pression statique sont plus précis.

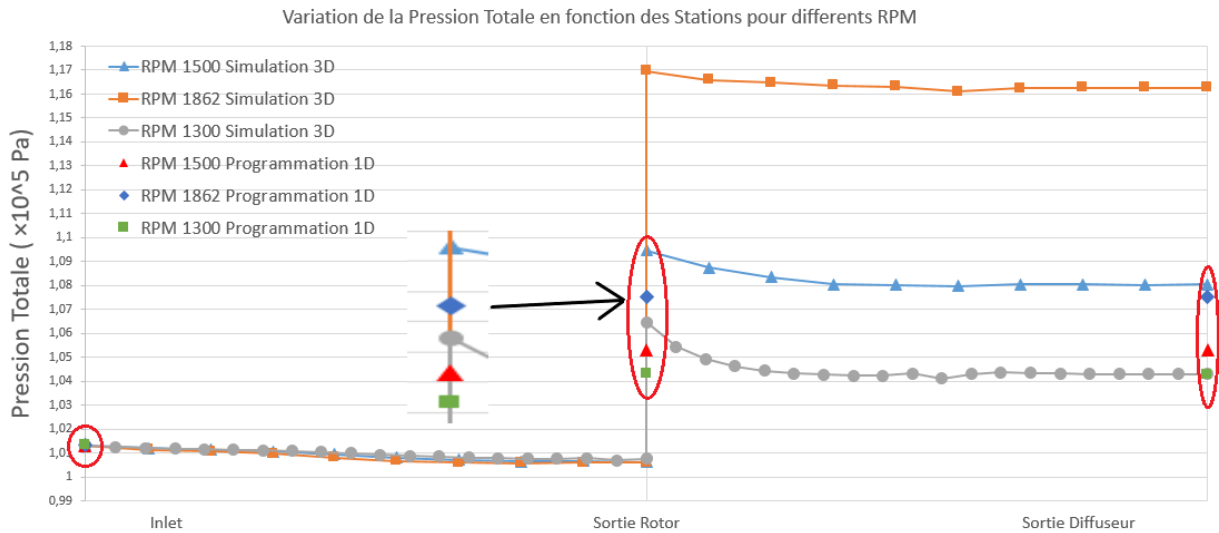


Figure 4.48 L'évolution de la pression totale en fonction des différentes stations pour un débit fixe de $\dot{m}=25$ kg/s est analysé en ajustant les RPM dans les simulations 3D et la programmation 1D.

La programmation 1D peut donner une idée générale des tendances de la pression totale, mais les valeurs absolues peuvent différer considérablement de la réalité en raison des simplifications. En revanche, la simulation 3D offre une meilleure précision et une représentation plus détaillée des performances du système, en prenant en compte les effets tridimensionnels et les interactions complexes.

Cette figure 4.49 représente la variation de la température en modifiant les RPM

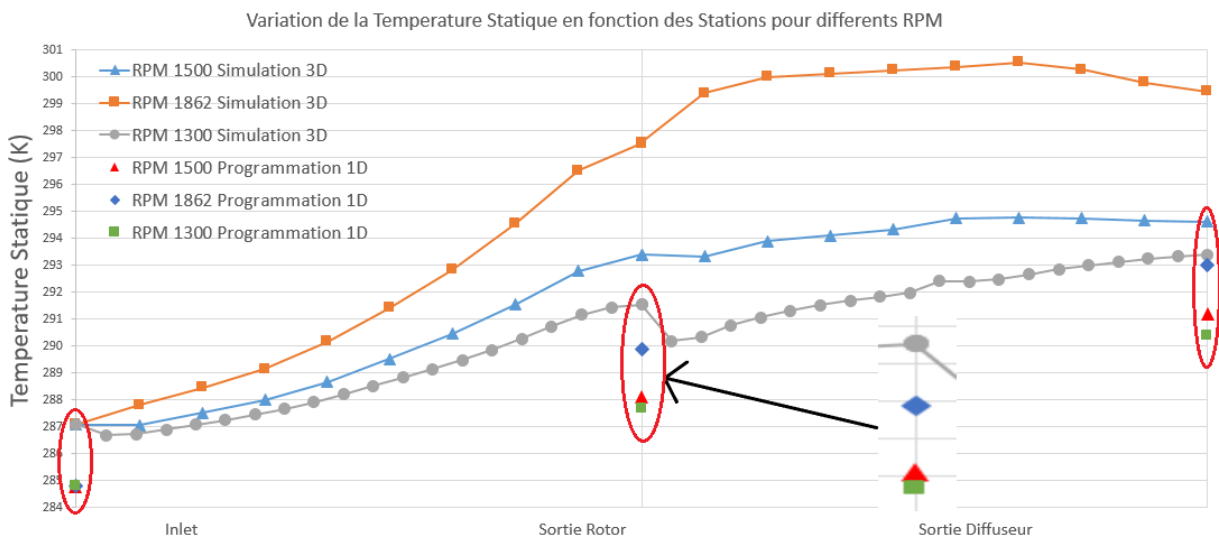


Figure 4.49 Variation de la température statique en fonction des différentes stations pour un débit constant de $\dot{m}=25$ kg/s en modifiant les RPM dans les simulations 3D et la programmation 1D.

La figure 4.50 représente l'évolution de la température totale pour un débit constant de $\dot{m}=25$ kg/s en ajustant les RPM dans les simulations 3D et la programmation 1D.

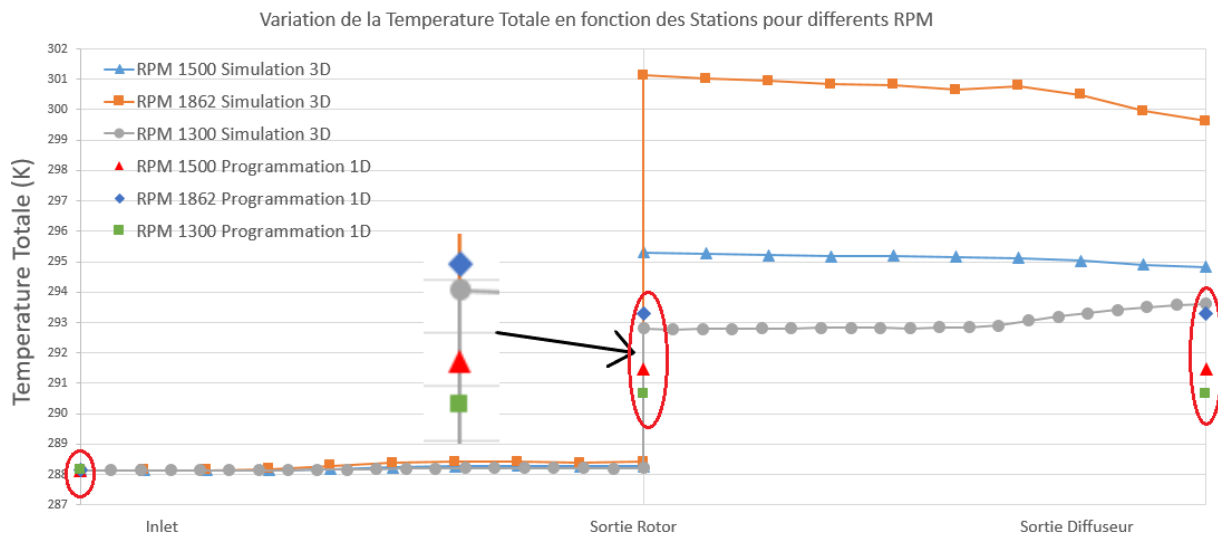


Figure 4.50 Etude de l'évolution de la température totale en fonction des différentes stations pour un débit constant de $\dot{m}=25$ kg/s en ajustant les RPM dans les simulations 3D et la programmation 1D.

Lorsque le RPM est modifié avec un débit constant de 25 kg/s, des différences notables se manifestent entre les résultats obtenus par la programmation 1D et la simulation 3D.

La programmation 1D repose sur des modèles simplifiés et des hypothèses de flux unidimensionnel, ce qui peut entraîner des approximations dans les résultats de pression en raison de la négligence des variations tridimensionnelles et des interactions complexes.

En revanche, la simulation 3D offre une représentation plus réaliste en prenant en compte la géométrie détaillée, les régimes turbulents et les interactions fluides-structures. Ainsi, elle parvient à capturer plus précisément les variations de pression en considérant les effets tridimensionnels et les interactions locales. Donc, la programmation 1D offre une vision globale des tendances de la pression, tandis que la simulation 3D fournit des résultats plus précis en tenant compte des effets tridimensionnels et des interactions complexes entre les pales et l'air.

En conclusion, pour une analyse plus précise des variations de pression avec des modifications de RPM et un débit constant, il est recommandé d'utiliser la simulation 3D pour obtenir des résultats plus réalistes, tandis que la programmation 1D peut donner une idée générale mais moins précise.

Remarque :

On a choisi Les vitesses 1300,1500 et 1862 RPM respectivement pour rester dans la plage de fonctionnement du compresseur.

4.6 CONCLUSION

Cette étude comparative des performances d'un étage compresseur centrifuge en utilisant la simulation des écoulements en 3D et la programmation 1D a mis en lumière les avantages et les limites de chaque approche. Les simulations en 3D offrent une précision et une fiabilité élevées, mais nécessitent des ressources de calcul substantielles et une expertise avancée en modélisation numérique. En revanche, la programmation 1D simplifie le processus de modélisation tout en fournissant des résultats rapidement, bien qu'elle ne capture pas les détails tridimensionnels de l'écoulement.

Cette analyse comparative révèle que le choix de l'approche dépend des objectifs du projet, des ressources disponibles et des contraintes temporelles. Les simulations en 3D sont recommandées pour des projets où la précision est cruciale et une analyse détaillée est nécessaire, tandis que la programmation 1D convient aux cas où une modélisation simplifiée suffit et où des résultats rapides sont essentiels.

En outre, cette étude ouvre la voie à de futures recherches dans le domaine de la modélisation des compresseurs centrifuges. Des améliorations peuvent être apportées aux modèles mathématiques de la programmation 1D pour mieux tenir compte des interactions tridimensionnelles. De plus, l'exploration de techniques de modélisation hybride, combinant les avantages des simulations en 3D et de la programmation 1D, pourrait permettre une analyse encore plus complète des performances des compresseurs centrifuges. Cette recherche contribue ainsi à l'avancement des connaissances dans ce domaine, offrant des informations précieuses pour les concepteurs et les ingénieurs lors du choix de la méthode de modélisation la plus appropriée pour leurs projets spécifiques.

Références

- [1]. R. M. Muntz ET H. C. Dickinson.»The Centrifugal Compressor and Its Application to Turbo-Compressors" .1925
- [2]. G. A. Howells et F. W. Schmidt "An Experimental Study of a Centrifugal Compressor with Special Reference to the Influence of the Blade Form" . 1931
- [3]. E. B. Baxi "The Design of Centrifugal Compressors" .1933
- [4]. L.S. Marks et H. J. Gunnerman "An Investigation of Centrifugal Compressors".1944
- [5]. J. H. Horlock "A Study of the Characteristics of a Single-Stage Centrifugal Compressor".1958
- [6]. Gaggioni et F. M. Salvetti .A "The Performance of a Centrifugal Compressor Stage with Radial Vaned Diffusers" par .1976
- [7]. A. Stosic et al. "Centrifugal Compressors - A Basic Guide". 2003
- [8]. A. I. Senyitko et al ."Design and Performance of a Centrifugal Compressor Stage for a High-Speed Turboshaft Engine" . 2010
- [9]. Jianjun Liu et al "A Review of Centrifugal Compressor Aerodynamic Design and Analysis" . 2015
- [10]. Davide Zivi et al ."Experimental and Numerical Investigations of a High-Speed Centrifugal Compressor for Aerospace Applications" . 2017
- [11]. Nikolaos S. Stathopoulos et al. "Experimental Study of a Centrifugal Compressor for a Turbojet Engine" . 2019
- [12]. Hathaway, Michael D. Low speed centrifugal compressor in NASA January 1, 1990
- [13]. Gorazd Medic, Om P. Sharma, Joo Jongwook, Larry W. Hardin, Duane C. Brian.M. Holley united technologies research center east Hartford, United States .2014
- [14]. Prakhar Kapoor, Influence of Engineered Roughness on the Flow Instabilities in a Centrifugal Compressor. 2014
- [15]. ANSYS Fluent Tutorial Guide. Release 2022, Inc. January 2022
- [16].Hathaway, Micheal D.Chris, Randall M. Strazisar , Anthony J.Wood, Jerry R Laser anemometer measurements of the three-dimensional rotor flow field in the NASA low-speed centrifugal compressor .June 1, 1995.